

Analisa Respon Getaran *Boiler Feed Pump* Pada Kondisi Beban Maksimum Dan Beban Sebagian *Feedwater System* Pada PLTU Paiton Baru *(Vibration Response Analysis of Boiler Feed Pump at Maximum load and Partial Load Condition on Feedwater System PLTU Paiton Baru)*

Yogo Wijayanto¹, Harus Laksana Guntur².

¹ Mahasiswa Program Pascasarjana

² Lab. Vibrasi dan Sistem Dinamis

Jurusan Teknik Mesin, ITS, Kampus ITS Keputih, Sukolilo, Surabaya,
60111

323BLUESKY@GMAIL.COM.

Abstrak

Tujuan penelitian ini adalah untuk mengetahui respon getaran pompa pada kondisi beban maksimum dan beban parsial. Penelitian ini melakukan eksperimen pengukuran getaran pada sisi *outboard* dan *inboard Boiler feed pump* dan *Booster Pump*, masing-masing untuk sisi vertikal dan horizontal. Pengamatan dilakukan terhadap RMS *velocity*, serta frekuensi dominan yang muncul pada sisi *inboard* dan *outboard* baik horizontal maupun vertikal. Penelitian ini juga membuat model dinamis pompa dalam 8 derajat kebebasan yang disimulasikan dengan bantuan *Software*. Peralatan yang dimodelkan meliputi *Boiler Feed Pump*, *variable speed coupling*, dan *booster pump*. Gaya eksitasi yang bekerja ditentukan dari gaya dinamis radial akibat tekanan pada pompa. Hasil eksperimen menunjukkan bahwa pengoperasian *booster pump* pada beban parsial nilai RMS *velocity* lebih tinggi daripada saat beban maksimum, nilai RMS mencapai maksimum pada 9.84 mm/s pada sisi *outboard vertical* (beban parsial), pada beban maksimum RMS mencapai maksimum pada 4,76 mm/s pada sisi *outboard vertical*. Dengan frekuensi yang dominan muncul adalah *blade passing frequency* pada 4x, 8x, 12x putaran poros, dan makin dominan dengan penurunan beban. Pada *boiler feed pump* pengoperasian pada beban parsial nilai RMS *velocity* rata-rata lebih kecil daripada saat beban maksimum meskipun pada sisi *inboard vertical* dan *outboard horizontal* pada beban parsial nilai RMS *velocity*nya lebih tinggi daripada saat beban maksimum. Pada saat beban parsial nilai RMS mencapai maksimum pada 1,54 mm/s pada sisi *inboard vertical*, pada saat beban maksimum nilai RMS mencapai maksimum pada 1,48mm/s pada sisi *outboard aksial*. Makin tinggi beban maka frekuensi yang dominan muncul pada 1x putaran poros. Secara umum berdasarkan ISO 10816-1 nilai vibrasi pada nilai maksimum masih dapat ditoleransi dengan kategori C.

Keywords *Boiler feed pump*, *off design*, pemodelan dinamis, respon getaran.

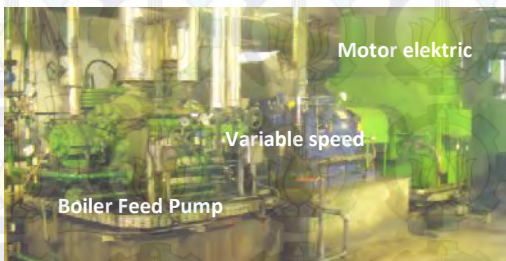
1. Pendahuluan

Pada PLTU Paiton Unit 9 terdapat 3 buah *Boiler Feed Pump*, yang terdiri dari satu *Boiler Feed Pump Motor (BFPM)* dan 2 buah *Boiler Feed Pump Turbine (BFPT)*. *Boiler Feed Pump Motor (BFPM)* ini memiliki fungsi sebagai *starting feedwater system* (Gambar 1 menunjukkan BFPM), yang digunakan untuk mensirkulasikan *feedwater* ke *deaerator* untuk menjaga kualitas air pada saat *start up* dan dioperasikan hingga beban unit pembangkit mencapai 30% (190MW), BFPM ini juga dioperasikan pada saat unit akan di *shut down*. Selain itu, BFPM ini digunakan sebagai *back up* jika salah satu maupun 2 BFPT tidak dapat dioperasikan. Untuk menjamin keandalan *feedwater system*, PLTU Paiton Baru menerapkan metode *predictive maintenance*. Salah satu cara dalam *predictive maintenance* yang dilakukan yaitu dengan cara menganalisa spektrum

vibrasi yang terjadi. Pengukuran vibrasi dilakukan secara berkala pada saat peralatan beroperasi. Vibrasi yang terlalu tinggi pada mesin dapat menyebabkan berkurangnya *life time* komponen-komponen yang ada pada mesin tersebut antara lain *bearing*, *gear*, poros, dan komponen lainnya. Berdasarkan kondisi operasi dilapangan menunjukkan bahwa *boiler feed pump* ini sering dioperasikan pada kondisi *off design* atau diluar titik operasi yang diharapkan. Kondisi operasi *off design* ini terjadi ketika pompa mensirkulasikan *feedwater* ke *deaerator* dengan *flow* rendah, maupun saat beban unit belum mencapai *full load*. Dari beberapa literatur sebelumnya menunjukkan bahwa pengoperasian pompa pada kondisi *off design* sangat berpengaruh terhadap nilai vibrasi pompa tersebut.

Amit Suhane (2012) melakukan eksperimen pada *single stage diffuser pump* tipe sentrifugal. Pengamatan dilakukan terhadap *flow induced pressure*

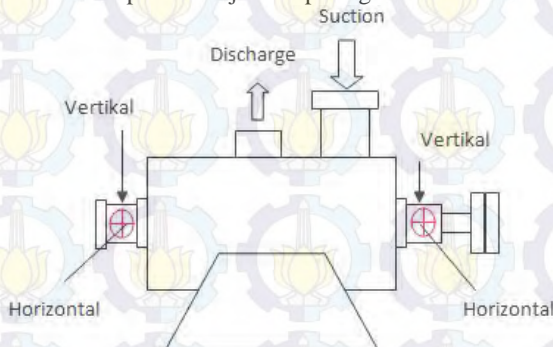
pulsation, mechanical vibration, dan noise pada lima kondisi *flowrate* yang berbeda dengan variasi *radial clearance*. Hasil eksperimen menunjukkan bahwa semakin besar *radial clearance* antara *impeller* dan *diffuser* maka *pressure pulsation, getaran dan noise* akan semakin kecil. Attia khalifa dkk. (2009) melakukan penelitian mengenai fluktuasi tekanan pada *high pressure double volute centrifugal pump* dibawah kondisi separuh beban. Pada pengurangan *flowrate*, fluktuasi *flow* dan *pressure* didalam pompa menjadi tinggi sementara distribusi tekanan disekitar impeler bervariasi. U. Werner (2011) melakukan penelitian pembuatan model *plane vibration* untuk menganalisis *natural vibration* dengan *flexible shaft dan sleeve bearing*. Penelitian dilakukan pada motor induksi 2 pole dan melihat pengaruh fondasi, *oil film stiffness, damping* dan medan elektromagnetik.



Gambar 1. Boiler Feed Pump Motor

2. Metode

Pada penelitian ini pengukuran dilakukan pada *Boiler Feed Pump* dan *Booster Pump* pada sisi *outboard* dan *inboard* untuk arah vertikal dan horizontal seperti ditunjukkan pada gambar 2.



Gambar 2. Lokasi pengukuran getaran pada pompa.

Untuk mensimulasikan respon getaran, sistem dimodelkan dengan 4 buah *DOF* pada pandangan atas (*Top View*) dan 4 buah *DOF* dari pandangan samping (*Side View*). Sumber eksitasi berasal dari gaya dinamis radial pompa akibat tekanan. Besarnya gaya dinamis radial pompa yang ditimbulkan diekspresikan dengan [4]:

$$F_d = k_d \times \rho \times g \times H \times d_2 \times B_2 \quad (1)$$

Dimana : $F_d = \text{impeller dynamic force}$

$k_d = \text{hydraulic dynamic coefficient factor,}$

$\rho = \text{fluid density,}$

$H = \text{Head,}$

$D_2 = \text{impeler outlet diameter,}$

$B_2 = \text{Impeler outlet width (termasuk shroud).}$

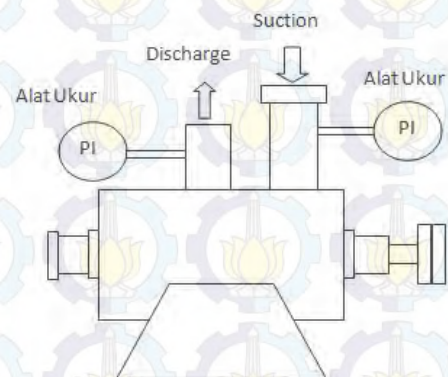
Tabel 1. Nilai Koefisien K_d

Normalized (rms) Impeller Hydraulic Dynamic Force Factor (K_d)

Q/Q _{BEP}	$\Omega/\omega = 0.02-0.2$	$\Omega/\omega = 0.2-1.25$	$\Omega/\omega = 1$	Ω_r
0.2	0.02-0.07	0.02-0.05	0.01-0.12	0.2-0.12
0.5	0.01-0.04	0.01-0.02	0.01-0.12	0.1-0.08
1.0	0.002-0.015	0.005	0.01-0.13	0.1-0.06
1.5	0.005-0.03	0.01-0.02	0.01-0.15	0.2-0.10

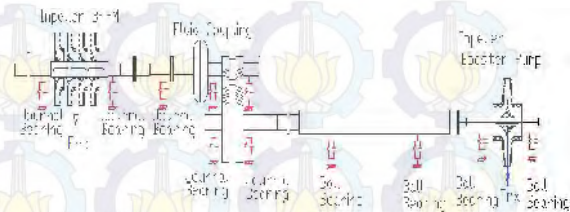
Ω is the force frequency, ω is the speed, Ω_r is the Vane No. $x \omega$, and K_d values for $\Omega/\omega = 0.2-1.25$ have $\Omega/\omega = 1$ component filtered out.

Lokasi pengukuran tekanan pompa ditunjukkan pada gambar 3. Tekanan diambil pada sisi *discharge* maupun sisi *suction* pompa.

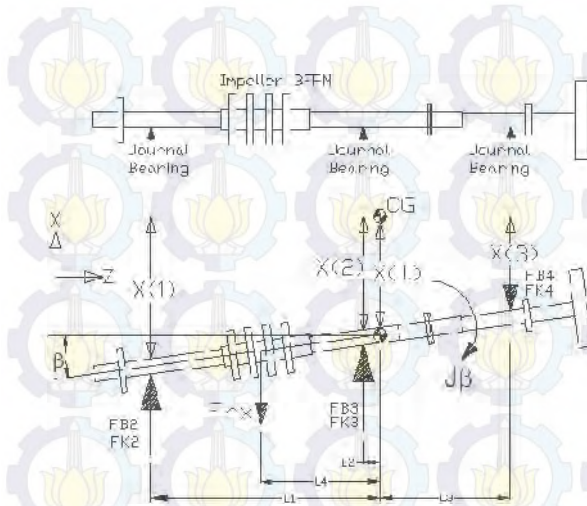


Gambar 3. Lokasi pengukuran tekanan pompa

Sistem ini terdiri dari 4 buah *impeler Boiler Feed Pump*, sebuah *pinion* dan sebuah *gear*, dan sebuah *impeller Booster Pump* seperti ditunjukkan pada gambar 4.



Gambar 4. 4 degree of freedom Top View



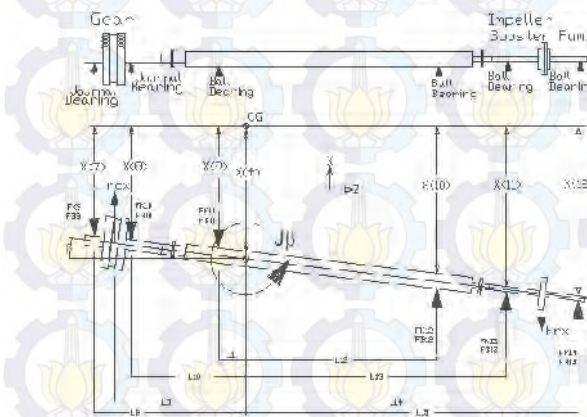
Gambar 5. 2 DOF BFP

Persamaan gerak BFP pada gambar 5 untuk koordinat sumbu-x dinyatakan dengan,

$$\dot{v} = \frac{1}{m} [F_{rx} - K_2(x + l_1\beta) - K_3(x + l_2\beta) - 2K_4(x - l_3\beta) - B_2(\dot{x} + l_1\dot{\beta}) - B_3(\dot{x} + l_2\dot{\beta}) - 2B_4(\dot{x} - l_3\dot{\beta})] \quad (2)$$

Dan persamaan gerak BFP terhadap pusat dinyatakan dengan,

$$\dot{\omega} = -\frac{1}{J} [k_2(x + l_1\beta)l_1 + k_3(x + l_2\beta)l_2 + 2k_4(x - l_3\beta)l_3 + B_2(\dot{x} + l_1\dot{\beta})l_1 + B_3(\dot{x} + l_2\dot{\beta})l_2 + 2B_4(\dot{x} - l_3\dot{\beta})l_3 - F_{rx}l_4] \quad (3)$$



Gambar 6. 2 DOF Booster Pump dan Gear

Persamaan gerak *Booster pump* pada gambar 6 untuk koordinat sumbu-x dinyatakan dengan,

$$\dot{v} = \frac{1}{m_{booster}} [F_{rx} - [k_6(x - l_5\beta) + k_7(x + l_6\beta) + B_6(\dot{x} - l_5\dot{\beta}) + B_7(\dot{x} + l_6\dot{\beta}) + m_{pinion}\ddot{x}] - k_9(x - l_8\beta) - k_{10}(x - l_{10}\beta) - k_{11}(x - l_{11}\beta) - k_{12}(x - l_{12}\beta) - k_{13}(x + l_{13}\beta) - k_{14}(x + l_{15}\beta) - B_9(\dot{x} - l_8\dot{\beta}) - B_{10}(\dot{x} - l_{10}\dot{\beta}) - B_{11}(\dot{x} - l_{11}\dot{\beta}) - B_{12}(\dot{x} - l_{12}\dot{\beta}) - B_{13}(\dot{x} + l_{13}\dot{\beta}) - B_{14}(\dot{x} + l_{15}\dot{\beta})] \quad (4)$$

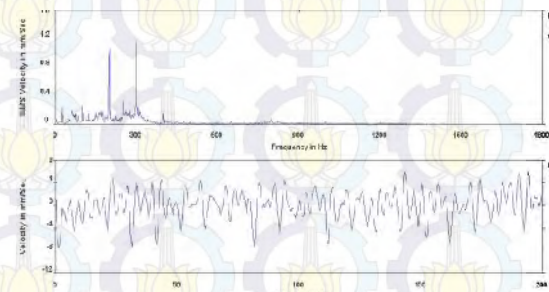
Dan persamaan gerak *Booster pump* terhadap pusat massa,

$$\dot{\omega} = -\frac{1}{J_{booster}} [k_9(x - l_8\beta)l_8 + k_{10}(x - l_{10}\beta)l_{10} + k_{11}(x - l_{11}\beta)l_{11} + k_{12}(x - l_{12}\beta)l_{12} + k_{13}(x + l_{13}\beta)l_{13} + k_{14}(x + l_{15}\beta)l_{15} + B_9(\dot{x} - l_8\dot{\beta})l_8 + B_{10}(\dot{x} - l_{10}\dot{\beta})l_{10} + B_{11}(\dot{x} - l_{11}\dot{\beta})l_{11} + B_{12}(\dot{x} + l_{12}\dot{\beta})l_{12} + B_{13}(\dot{x} + l_{13}\dot{\beta})l_{13} + B_{14}(\dot{x} + l_{15}\dot{\beta})l_{15} - F_{rx}l_{14} - \left[\frac{1}{l_7} J_{pinion} \ddot{\beta} + k_7(x + l_6\beta)l_6 + k_6(x - l_5\beta)l_5 + B_7(\dot{x} + l_6\dot{\beta})l_6 + B_6(\dot{x} - l_5\dot{\beta})l_5 \right] l_9] \quad (5)$$

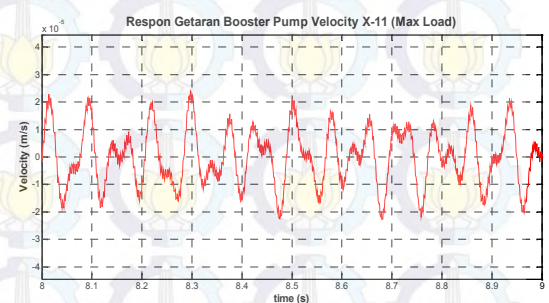
3. Hasil dan Pembahasan

3.1. Pengukuran dan Simulasi pada Booster Pump

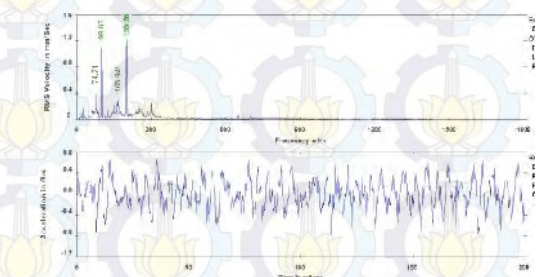
Pengambilan data pada kondisi beban maksimum, dengan tekanan *booster pump* sebesar 1,27 Mpa dengan gaya radial dinamis 570,32N dengan frekuensi kerja 24,9Hz dan hasil simulasi time respon ditunjukkan seperti gambar 7, 8, 9 dan 10 berikut ini.



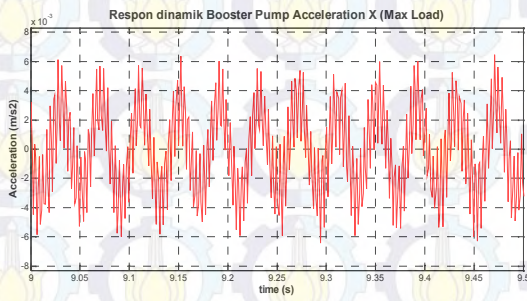
Gambar 7. Booster Inboard Horizontal (Eksperimen)



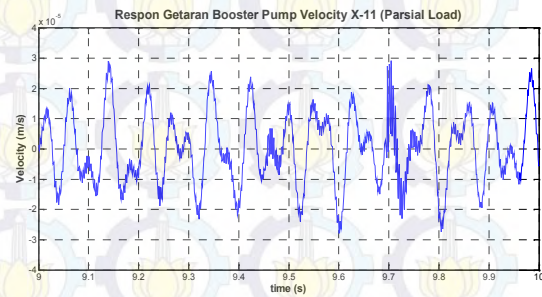
Gambar 8. Booster Inboard Horizontal (Simulasi)



Gambar 9. Booster Outboard Horizontal (Eksperimen)



Gambar 10. Booster Outboard Horizontal (Simulasi)

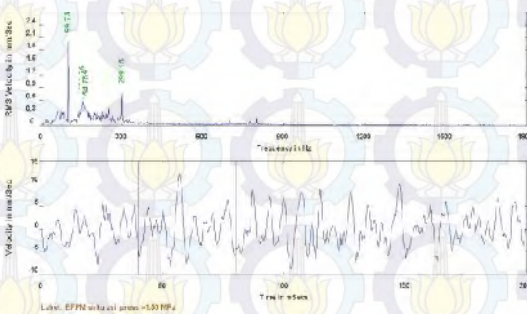


Gambar 14. Booster Inboard Horizontal (Simulasi)

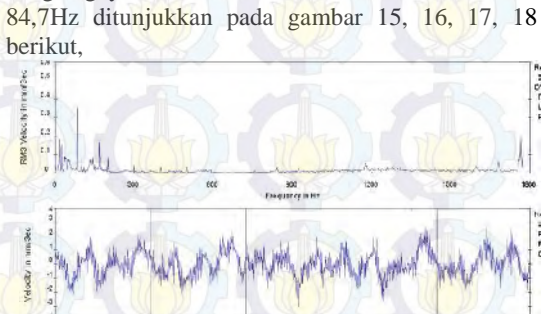
Untuk data dan hasil simulasi *time respon* pada kondisi beban parsial, tekanan *booster pump* sebesar 1,46Mpa dengan gaya radial dinamis 690,51N dengan frekuensi kerja 24,9Hz, ditunjukkan seperti gambar 11, 12, 13, dan 14 berikut ini.

3.2. Pengukuran dan Simulasi pada Boiler Feed Pump

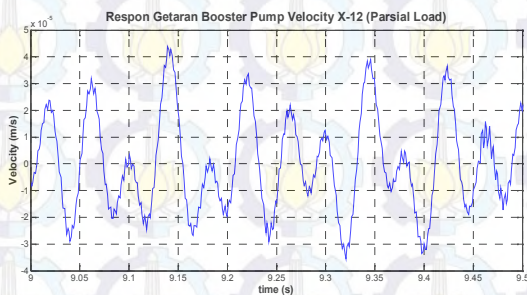
Pengambilan data pada kondisi beban maksimum dengan tekanan discharge 15,31Mpa dengan gaya radial dinamis 7245,31N, dan frekuensi 84,7Hz ditunjukkan pada gambar 15, 16, 17, 18 berikut,



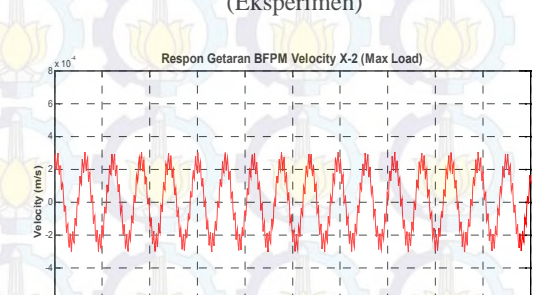
Gambar 11. Booster Outboard Horizontal (Eksperimen)



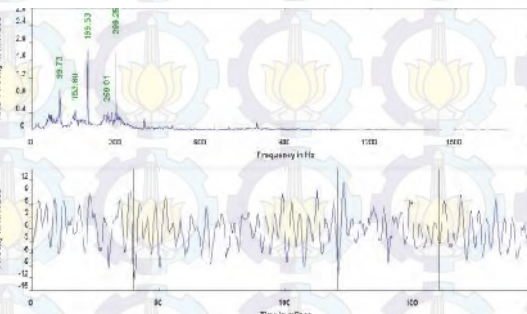
Gambar 15. BFP Inboard Horizontal - velocity (Eksperimen)



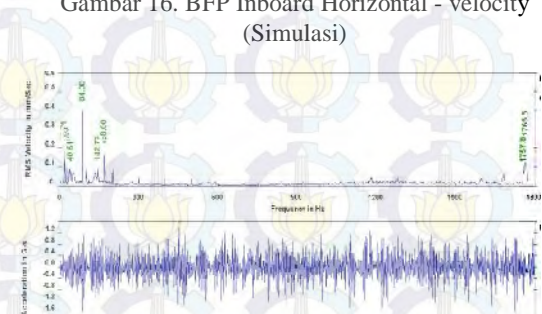
Gambar 12. Booster Outboard Horizontal (Simulasi)



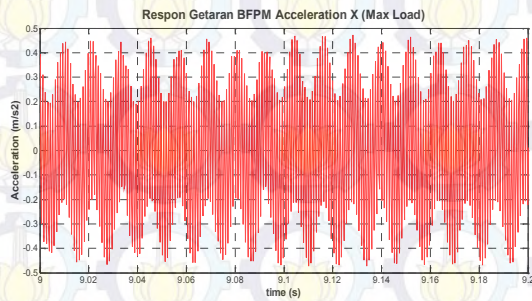
Gambar 16. BFP Inboard Horizontal - velocity (Simulasi)



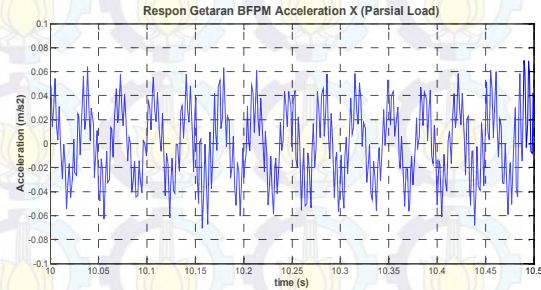
Gambar 13. Booster Inboard Horizontal (Eksperimen)



Gambar 17. BFP Inboard Horizontal - acceleration (Eksperimen)



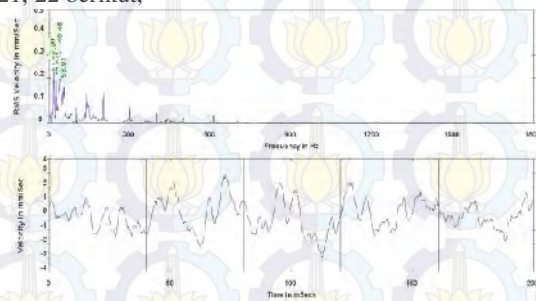
Gambar 18. BFP Inboard Horizontal acceleration (Simulasi)



Gambar 22. BFP Inboard Horizontal – Acceleration (Simulasi)

Untuk data eksperimen dan simulasi pada kondisi beban parsial dengan tekanan discharge 2,97Mpa dengan gaya radial dinamis 801,95N, dan frekuensi 28,58Hz ditunjukkan pada gambar 19, 20, 21, 22 berikut,

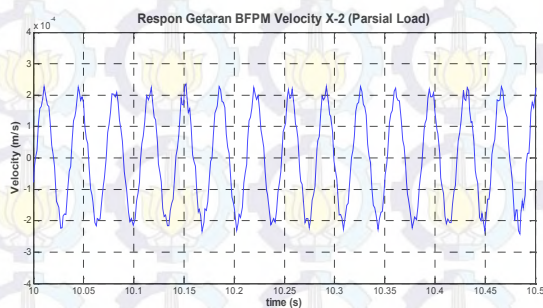
Secara keseluruhan bentuk spektrum dan nilai RMS velocity antara hasil eksperimen dan hasil simulasi cukup mendekati, seperti ditunjukkan pada gambar dan tabel 2. Nilai vibrasi mencapai maksimum pada beban maksimum untuk boiler feed pump, sedangkan nilai vibrasi lebih rendah pada booster pump.



Gambar 19. BFP Inboard Horizontal – Velocity (Eksperimen)

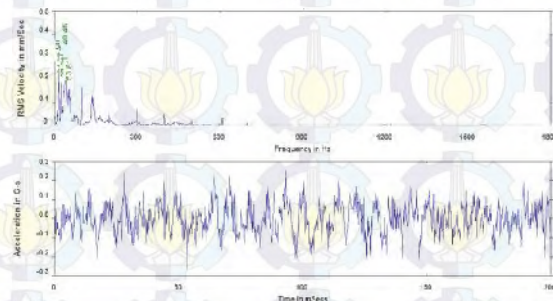
Tabel 2. Perbandingan Hasil Simulasi dan Eksperimen

			Velocity 1x Cps (mm/s)			
			Parsial Load		Maksimum Load	
			Eksperimen	Simulasi	Eksperimen	Simulasi
BFPM	Outboard	Horizontal	0.0733	0.23	0.22	0.27
		Vertikal	0.12	0.032	0.36	0.18
	Inboard	Horizontal	0.17	0.225	0.4	0.272
		Vertikal	0.0554	0.031	0.36	0.173
Booster	Outboard	Horizontal	0.2	0.012	0.19	0.0098
		Vertikal	0.06434	0.0346	0.06434	0.03
	Inboard	Horizontal	0.16	0.0053	0.222	0.004
		Vertikal	0.04011	0.0246	0.0748	0.022



Gambar 20. BFP Inboard Horizontal – Velocity (Simulasi)

Hasil eksperimen pada Tabel 3 menunjukkan bahwa pengoperasian *booster pump* pada beban parsial nilai RMS *velocity* lebih tinggi daripada saat beban maksimum, nilai RMS mencapai maksimum pada 9.84 mm/s pada sisi *outboard vertical* (beban parsial), pada beban maksimum RMS mencapai maksimum pada 4,76 mm/s pada sisi *outboard vertical*. Dengan frekuensi yang dominan muncul adalah *blade passing frequency* pada 4x, 8x, 12x putaran poros, dan makin dominan dengan penurunan beban. Pada *boiler feed pump* pengoperasian pada beban parsial nilai RMS *velocity* rata-rata lebih kecil daripada saat beban maksimum meskipun pada sisi *inboard vertical* dan *outboard horizontal* pada beban parsial nilai RMS *velocity*nya lebih tinggi daripada saat beban maksimum. Pada saat beban parsial nilai RMS mencapai maksimum pada 1,54 mm/s pada sisi *inboard vertical*, pada saat beban maksimum nilai RMS mencapai maksimum pada 1,48mm/s pada sisi *outboard aksial*. Makin tinggi beban maka frekuensi yang dominan muncul pada 1x putaran poros. Secara umum berdasarkan ISO 10816-1 nilai vibrasi pada nilai maksimum masih dapat ditoleransi dengan kategori C.



Gambar 21. BFP Inboard Horizontal – Acceleration (Eksperimen)

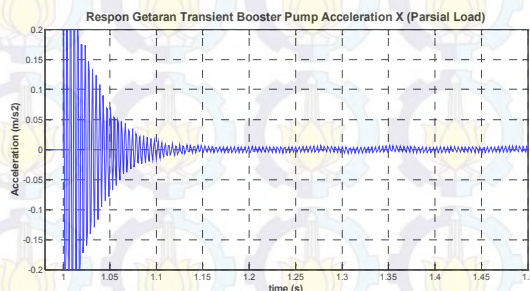
Tabel 3. Hasil Eksperimen overall RMS velocity.

			RMS Velocity mm/s		Frek Dominan	
			Minimum Load	Maximum Load	Minimum Load	Maximum Load
BFPM	Outboard	Horizontal	1.43	1.15	3.5x	1x, 1.2x, 21x
		Vertical	1.08	1.23	0.5x, 3.5x, 21x	1x, 1.2x, 7x, 21x
		Axial	0.8951	1.48	0.5x, 3.5x, 10.5x, 21x	1.2x, 8x, 10x, 21x
BFPM	Inboard	Horizontal	0.8562	0.8848		1x, 2x, 21x
		Vertical	1.54	1.39	0.5x, 3.5x, 7x, 10.5x	1x, 1.2x, 2.4x, 3.5x, 21x
		Axial	3.64	2.25	4x, 12x	3x, 4x, 8x
Booster Pump	Outboard	Horizontal	9.84	4.76	4x	4x
		Vertical	6.12	3.2	4x	4x
		Axial	4.28	2.39	4x, 8x, 12x	4x, 8x, 12x
Booster Pump	Inboard	Horizontal	4.8	2.54	4x, 8x, 12x	4x, 5x, 12x, 24x, 26x
		Vertical				

3.3. Hasil Simulasi dengan Eksitasi Impuls

3.3.1. Booster Pump

Berikut ditampilkan gambar respon percepatan massa *booster pump* akibat eksitasi impuls sebesar 690,51 N akibat tekanan pompa 1,46 Mpa.

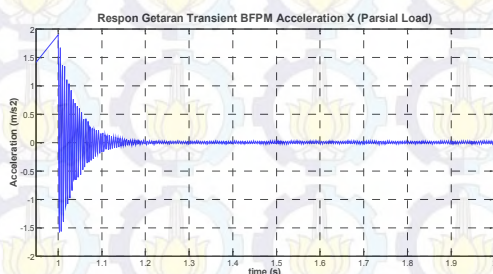


Gambar 23. Akselerasi Horizontal

Dari grafik percepatan massa pompa terlihat bahwa waktu stabil pada detik ke 1.2.

3.3.2. Boiler Feed Pump

Berikut gambar respon percepatan *boiler feed pump* akibat eksitasi impuls sebesar 801.95 N akibat tekanan pompa 2.97 Mpa.



Gambar 24. Akselerasi Horizontal

Dari grafik percepatan massa pompa terlihat bahwa waktu stabil pada detik ke 1.2.

4. Kesimpulan

Hasil eksperimen menunjukkan bahwa pengoperasian *booster pump* pada beban parsial nilai RMS velocity lebih tinggi daripada saat beban maksimum, pada beban maksimum nilai tekanan pompa lebih rendah daripada beban parsial, hal ini merupakan karakteristik pompa centrifugal dimana makin besar *flowrate* maka *head* pompa akan semakin turun sehingga gaya dinamis radial akan semakin rendah, penurunan beban juga menyebabkan ketidakstabilan tekanan disekitar impeller yang

menyebabkan dominannya *blade passing frequency* pada *Booster Pump*, sedangkan pada *boiler feed pump* pengoperasian pada beban parsial nilai RMS velocity lebih kecil daripada beban maksimum. *Boiler feedpump* merupakan *variable speed pump* yang dioperasikan pada titik optimum karena putaran pompa menyesuaikan kebutuhan beban sehingga dengan penambahan *flowrate* tekanan pompa juga ikut naik sehingga gaya dinamis radial akan semakin besar dan memberikan respon getaran yang makin besar.

Daftar Pustaka

- [1] Attia khalifa, dkk., 2009, Experiments on Pressure Fluktuations in a High Pressure Double Volute Centrifugal Pump Under Part Load Conditions. *Proceeding of the Fourth International Conference on Thermal Energy: Theory and Application*.
- [2] Amit Suhane, 2012, Experimental Study on Centrifugal Pump to Determine the Effect of Radial Clearance on Pressure Pulsations, Vibration and Noise. *International Journal of Engineering Research and Applications (IJERA)*, Vol.2.
- [3] Stefan Berten, 2010, Hydrodynamics of High Specific Power Pump for Off-Design Operating Conditions. *Thesis*.
- [4] J.F. Gulich, 2007, Centrifugal Pumps, Third Edition Springer Berlin Heidelberg, New York.
- [5] Rao, Singiresu S, 2004, *Mechanical Vibration*. Prentice Hall PTR: Singapore.
- [6] Frederick, Close, 2002, *Modeling and Analysis of Dynamic System*. John Wiley & Sons, USA.
- [7] Garibotti, 2003, *Centrifugal Pump Handbook*. T.M.P S.p.A Termomeccanica Pompe-La Spezie-Italy.
- [8] Technical Documentation Instruction Manual. *Geared Variable Speed Coupling*, Voith Turbo.
- [9] *Feedwater Pump Operating Manual*, Shenyang Blower Works (Group) Co, Ltd.
- [11] Anti Valkonen, 2009, Oil Film Pressure In Hydrodynamic Journal Bearing, Doctoral Dissertation., Helsinki University of Technology.
- [12] Ravindra R, dkk., 2010, Stability Analysis of Hydrodynamic Journal Bearing using Stiffness Coefficients, *International Journal of Engineering Science and Technology*, Vol.2 (2), hal 87-93.
- [13] R.B. Randall, 2011, Vibration-based Condition Monitoring, First Edition John Wiley & Sons, Ltd, The Atrium, Southern Gate, Chichester, West Sussex, United Kingdom.
- [14] U. Werner, 2011, A Plane Vibration Model for Natural Vibration Analysis of Soft Mounted Electrical Machines. *Advances in Vibration Analysis Research*. Published by InTech.

