

Pemodelan dan Analisis Pengaruh Kenaikan Putaran Kerja Terhadap Respon Dinamis, Kasus *Unbalance Rotor Steam Turbine Unit 1 PLTU Amurang 2x25MW*

IB.P.P.Mahartana dan Harus Laksana Guntur

Laboratorium Vibrasi dan Sistem Dinamis

Teknik Mesin, Fakultas Teknologi Industri, Institut Teknologi Sepuluh Nopember (ITS)

Jl. Arief Rahman Hakim, Surabaya 60111 Indonesia

e-mail: haruslg@me.its.ac.id

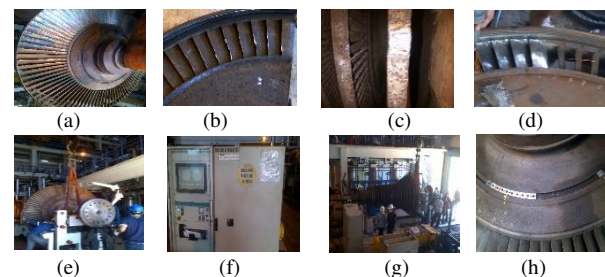
Abstrak— *Unbalance* merupakan salah satu kasus penyebab terjadinya getaran tinggi pada *rotating machinery* yang linier terhadap peningkatan putaran pada mesin. Efek *unbalance* dapat diminimalisir dengan menambahkan *correction weight* sehingga membangkitkan gaya sentrifugal baru yang berlawanan arah dengan *initial unbalance* sistem, sehingga jumlah gaya dan momen yang bekerja pada sistem akan saling mengurangi dan akan menurunkan level vibrasi sampai level yang aman. Dalam penelitian ini dilakukan pemodelan dan simulasi *unbalance* dan balancing rotor untuk melihat efek kenaikan putaran kerja terhadap respon dinamisnya. Seluruh parameter digunakan diperoleh dari data *maintenance Unit 1 PLTU AMURANG UBJOM PJBS 2x25MW* pada tanggal 28 November 2014. Rotor dimodelkan seperti *disk* dengan jari-jari 420 mm dan 480mm, dimana rotor terpasang pada fleksibel poros yang ditumpu 2 buah *rigid bearing*. Dari data, diperoleh nilai *initial unbalance* sebesar 0.286 kg pada bidang 1 dengan posisi angular pada 139.3° dan 1.14 kg pada bidang 2 dengan posisi angular 237.8° . Rotor di *low-balancing* dengan *correction weight* sebesar 9.57 gr pada posisi angular 152.4° dibidang 1 dan 18.2 gr pada posisi angular 168.7° dibidang 2. Pada tahap simulasi balance rotor, nilai *correction weight* diambil dari data hasil *low-balancing* dan hasil perhitungan dari balancing teoritis. Dari kondisi *unbalance*, didapatkan hasil bahwa kenaikan level vibrasi pada rotor linier terhadap kenaikan pembebanan putaran hingga mencapai frekuensi resonansinya dan respon vibrasi menurun saat rotor telah melewati fase putaran kritis lalu stabil pada frekuensi *operating speed* maksimum. Balancing teoritis yang dilakukan dalam penelitian ini menghitung seluruh momen yang berkerja pada masing-masing bidang pembalance, sehingga diperoleh nilai *correction weight* yang baru. Hasil balancing rotor menunjukkan bahwa metode *low-balancing* masih menimbulkan vibrasi tinggi pada rotor, terlihat dari seluruh respon yang diperoleh dari hasil simulasi. Setelah di balancing secara teoritis, hasil balancing menunjukkan penurunan amplitudo getaran sebesar 10 % dari kondisi *initial unbalance*.

Kata Kunci—*initial unbalance, low-balancing, balancing teoritis, Model rotor*

I. PENDAHULUAN

UNBALANCE merupakan salah satu penyebab terjadinya getaran tinggi pada *rotating machinery* yang linier terhadap peningkatan putaran pada mesin. *Unbalance* yang terjadi pada mesin membangkitkan gaya sentrifugal yang nilainya merupakan perkalian dari massa *unbalance*, *eccentricity* dan kuadrat dari kecepatan mesin. Studi kasus pada penelitian ini diambil dari data inspeksi *overhaul steam turbine* unit 1 PLTU Amurang UBJOM

PJBS. Pada tanggal 28 November 2014 tim mekanik PLTU Amurang melakukan pengangkatan rotor *steam turbine* untuk dilakukan inspeksi NDT, dan proses *aluminium blasting* akibat korosi merata pada rotor, seperti yang ditunjukkan pada gambar 1(a),(b). Struktur *stationary blade* nomer 15 dan 16 mengalami krepas yang parah sehingga harus diambil perbaikan pengelasan dan pergantian 4 sudu turbin, seperti yang ditunjukkan gambar 1(c) dan (d).



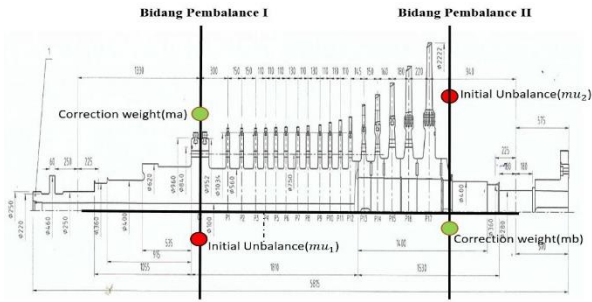
Gambar 1. Proses *Overhaul* dan *Low-Balancing*

Pada tanggal 9 -10 Desember 2014 pihak manajer unit merekomendasikan untuk dilakukannya *low-balancing* pada rotor seperti yang ditunjukkan gambar 1(e), (f), (g), (h) sehubungan dengan indikasi *unbalance* yang terjadi apabila distribusi massa rotor yang berubah akibat proses, *aluminiumblasting*, pengelasan dan penggantian 4 sudu turbin. Dari data proses *low-balancing* yang diperoleh, penulis ingin melakukan studi simulasi, dengan memodelkan rotor *steam turbine* pada kondisi *initial unbalance* kemudian membandingkan respon getaran dari data *low- balancing* yang telah diperoleh dengan *balancing* secara teoritis.

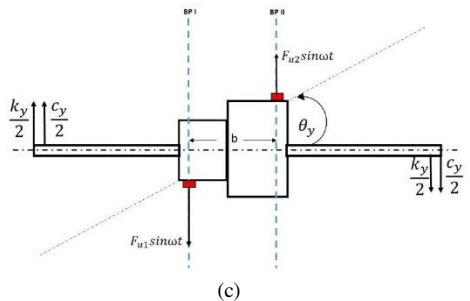
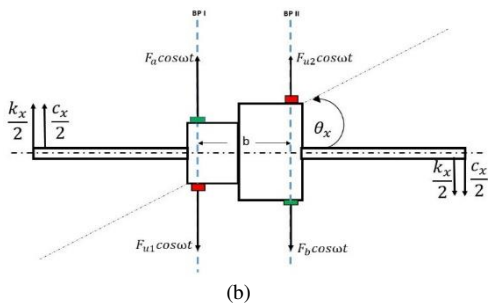
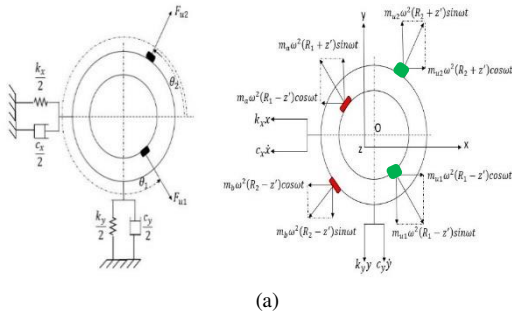
Diharapkan dari model yang dibangun dapat memberikan informasi karakteristik respons getaran rotor *steam turbine* unit 1 PLTU Amurang akibat *unbalance* dan setelah di balancing pada kondisi *operating speed*.

II. URAIAN PENELITIAN

Dalam penelitian ini akan dianalisa karakteristik getaran rotor akibat gaya pengeksitasi berupa massa *unbalance* dan *counterweight* pada bidang pembalance I dan bidang pembalance II sehingga membangkitkan gaya sentrifugal dan momen pada rotor. Berikut pemodelan fisik dari rotor



Gambar 2. Model fisik rotor steam turbine PLTU Amurang unit 1^[4]



Gambar 3. Model matematis rotor steam turbine (a) perpindahan pada koordinat translasi, (b),(c) perpindahan rotor pada koordinat angular.

Berdasarkan gambar 1 dan 3 pada pemodelan diatas kemudian dibuat persamaan gerak dan *state variable* sebagai berikut.

- Perpindahan rotor pada koordinat translasi
 - Gaya-gaya yang bekerja pada sumbu -x

$$\sum F_x = 0$$

$$(F_{u1} + F_{u2}) \cos \omega t + (F_a + F_b) \cos \omega t - M\ddot{x} - c_x \dot{x} - k_x x = 0$$

$$M\ddot{x} + c_x \dot{x} + k_x x = (F_{u1} + F_{u2}) \cos \omega t + (F_a + F_b) \cos \omega t \dots \dots \dots (1)$$

Persamaan *state variable* dari persamaan (1)

$$\dot{x} = v$$

$$\ddot{x} = \frac{1}{M} [-c_x \dot{x} - k_x x + (F_{u1} + F_{u2}) \cos \omega t + (F_a + F_b) \cos \omega t]$$

- Gaya gaya yang bekerja pada sumbu-y

$$\sum F_y = M\ddot{y}$$

$$(F_{u1} + F_{u2}) \sin \omega t + (F_a + F_b) \sin \omega t - M\ddot{y} - c_y \dot{y} - K_y y$$

$$M\ddot{y} + c_y \dot{y} + k_y y = (F_{u1} + F_{u2}) \sin \omega t + (F_a - F_b) \sin \omega t \dots \dots \dots (2)$$

Persamaan *state variable* dari persamaan (2)

$$\dot{x} = v$$

$$\ddot{y} = \frac{1}{M} [-c_y \dot{y} - k_y y + (F_{u1} + F_{u2}) \sin \omega t + (F_a + F_b) \sin \omega t]$$

- Perpindahan rotor pada koordinat angular.

- Momen kopel yang bekerja pada angular θ_x

$$\sum J\ddot{\theta}_x = 0$$

$$(F_{u1} + F_{u2})(b) \cos \omega t + (F_a + F_b)(b) \cos \omega t - J\ddot{\theta}_x - k_x \theta_x l^2 - c_x \dot{\theta}_x l^2 = 0$$

$$J\ddot{\theta}_x + c_x \dot{\theta}_x l^2 + k_x l^2 \theta_x = (F_{u1} + F_{u2})(b) \cos \omega t + (F_a + F_b)(b) \cos \omega t \dots \dots \dots (3)$$

Persamaan *state variable* dari persamaan (3),

$$\dot{\theta}_x = \omega$$

$$\dot{\omega}_x = \frac{1}{J} [-c_x \dot{\theta}_x l^2 - k_x \theta_x l^2 + (F_{u1} + F_{u2})(b) \cos \omega t + (F_a + F_b)(b) \cos \omega t]$$

- Momen kopel yang bekerja pada angular θ_y

$$\sum J\ddot{\theta}_y = 0$$

$$(F_{u1} + F_{u2})(b) \sin \omega t + (F_a + F_b)(b) \sin \omega t - J\ddot{\theta}_y - k_y \theta_y l^2 - c_y \dot{\theta}_y l^2 = 0$$

$$J\ddot{\theta}_y + c_y \dot{\theta}_y l^2 + k_y \theta_y l^2 = (F_{u1} + F_{u2})(b) \sin \omega t + (F_a + F_b)(b) \sin \omega t \dots \dots \dots (4)$$

Persamaan *state variable* dari persamaan (4)

$$\dot{\theta}_y = \dot{\omega}_y$$

$$\dot{\omega}_y = \frac{1}{J} [-c_y \dot{\theta}_y l^2 - k_y \theta_y l^2 + (F_{u1} + F_{u2})(b) \sin \omega t + (F_a + F_b)(b) \sin \omega t]$$

Keterangan :

- *Initial Unbalance*
 $F_{u1} + F_{u2} = (m_{u1}(R_1 - z') + m_{u2}(R_2 + z'))\omega^2$
- *Counterweight*
 $F_a + F_b = (m_a(R_1 - z') + m_b(R_2 + z'))\omega^2$

Parameter-parameter untuk pemodelan dan simulasi pada gambar 1 diperoleh dari data *maintenance* PLTU Amurang dan perhitungan pada balancing teoritis.

Tabel 1
Parameter untuk sistem rotor^[4]

Parameter	Nilai
Jari-jari rotor pada bidang pembalance I , R1 (mm)	420
Jari-jari rotor pada bidang pembalance II, R2 (mm)	480
Massa rotor, Mr (kg)	17190
Operating speed , (Rad/s)	314.16
Initial unbalance pada bidang pembalance I (kg)	0.286
Posisi angular initial unbalance pada bidang pembalance I (degree)	139.3
Initial unbalance pada bidang pembalance II (kg)	1.14
Posisi angular initial unbalance pada bidang pembalance II (degree)	237.8
Massless shaft stiffness, K (N/mm)	5.3015e+08
Damping massless shaft, C (Nmm/s)	4.2263e+05
Torsional stiffness	2.9278e+15
Torsional damping	2.3340e+12
Jarak antar bidang pembalance (b)	2650mm
Panjang total rotor (L)	4700mm
Jarak antar bidang pembalance (b)	2650mm

Tabel 2. Balancing Counterweight

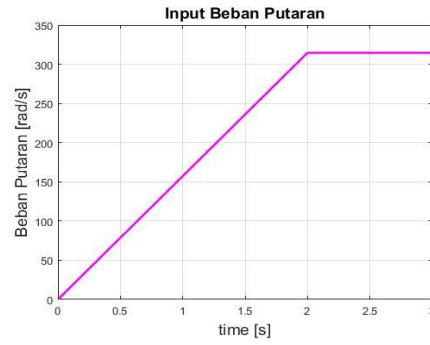
Parameter	Data Low-Balancing	Balancing Teoritis
Counterweight dibidang 1 ,ma (kg)	0.00957	0.79
Posisi angular dibidang I (degree)	152.4 ⁰	52.98 ⁰
Counterweight dibidang 2 ,mb (kg)	0.0182	0.365
Posisi angular dibidang II (degree)	168.7 ⁰	28.05 ⁰

III. HASIL DAN ANALISA

Dalam pemodelan ini didapatkan respon dinamis dari 3 pengkondisian yang diberikan pada rotor yakni *initial unbalance*, *low-balancing* dan *balancing teoritis*.

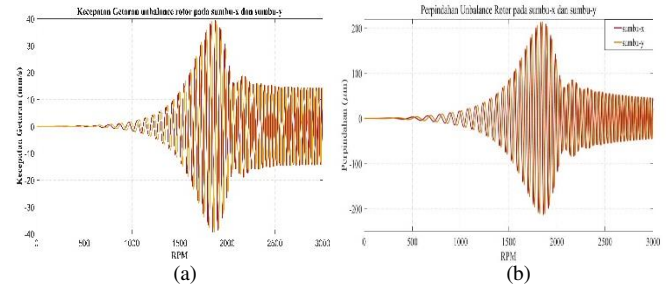
3.1 Input beban putaran kerja

Desain *input* beban putaran kerja dari rotor dimodelkan meningkat secara linier selama 2 detik lalu rotor akan mencapai kondisi *steady* ketika rotor telah mencapai maksimum *operating speed*. Gambar 4. menunjukkan grafik *input* beban kerja yang diberikan pada sistem



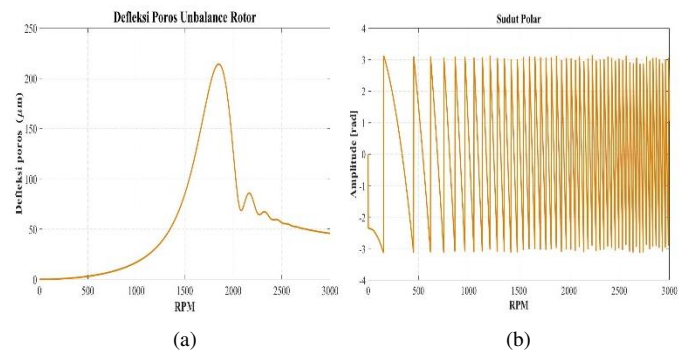
Gambar 4. Grafik *input* beban putaran kerja pada rotor

3.2 Respon Dinamis Unbalance Rotor



Gambar 5. (a) Kecepatan Getaran *unbalance* rotor pada sumbu-x dan sumbu-y, (b) Perpindahan *Unbalance* rotor pada sumbu-x dan sumbu-y

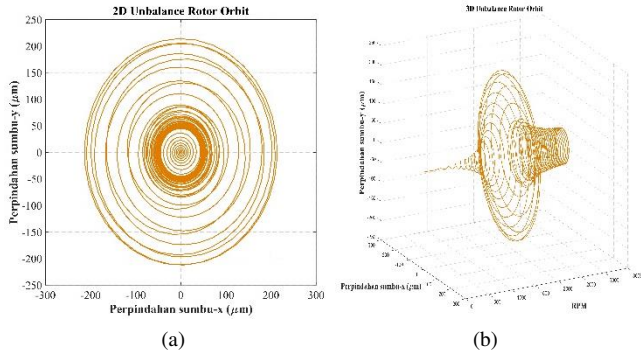
Grafik respon kecepatan getaran (a) dan respon perpindahan (b) memiliki pola kenaikan yang sama seiring dengan pembebanan putaran yang diberikan lalu turun ketika rotor telah mencapai maksimum *operating speed*. Amplitudo maksimum terjadi ketika sistem mengalami proses resonansi pada range putaran 1500 RPM -1800 RPM. Nilai RMS dari kecepatan getaran rotor mencapai 10.72mm/s dan amplitudo maksimum pada respon perpindahan sumbu-x dan sumbu-y rata-rata berada pada 213,2-214,2 μ m. Dengan set ALARM standar perangkat TSI pada turbin yakni sebesar sebesar 150 μ m maka proteksi vibrasi tinggi sudah menyala yang akan menyebabkan turbin *trip* secara otomatis akibat terdeteksinya getaran yang berlebihan pada rotor.



Gambar 6. (a) Defleksi poros pada *unbalance* rotor, (b) Sudut polar *unbalance* rotor

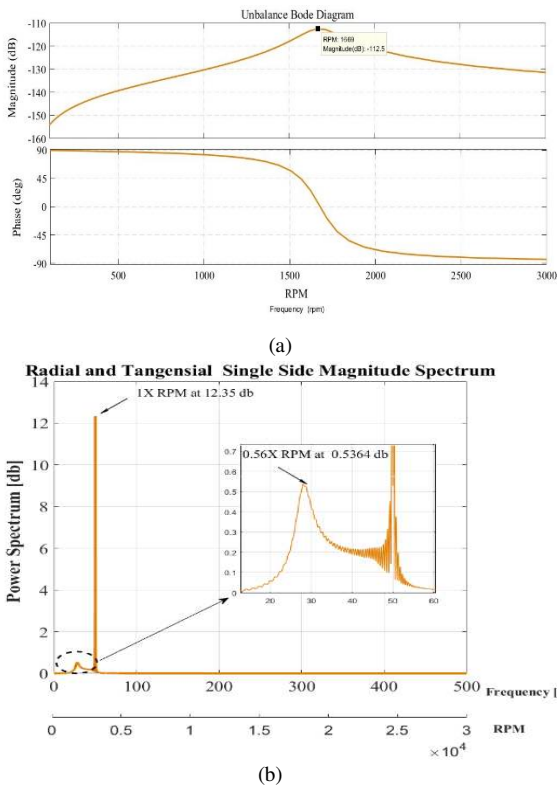
Grafik defleksi rotor 6(a) merupakan resultan perpindahan rotor pada sumbu-x dan sumbu-y, dari gambar terlihat pada range frekuensi 1500-2000 RPM rotor mengalami resonansi yang ditandai dengan amplitudo maksimum terjadi pada poros sebesar 214,2 μ m. Setelah rotor melewati putaran kritisnya respon mulai turun secara stabil seiring dengan rotor mencapai putaran maksimumnya. Gambar 6(b) menunjukkan sudut polar yang terbentuk dari rotor saat terjadinya fase *whirling*, *whirling* hanya terjadi apabila sistem memiliki cukup gaya eksitasi sehingga bending yang terjadi pada poros

mampu memperbesar pergeseran sumbu geometris rotor terhadap sumbu putarnya, sehingga rotor terlihat berputar-putar disekitar sumbu putarnya, saat rotor mengorbit rotor bergerak pada sumbu negatif pada skala sumbu y pada grafik, kemudian bergerak kesumbu positif dan berisolasi dengan pola yang sama. Hal ini mengindikasikan proses *whirling* yang terjadi pada rotor memiliki arah putaran CCW (*Counterclockwise*) atau berlawanan dengan arah putar rotor



Gambar 7. (a) 2D Orbit rotor, (b) 3D Orbit rotor

Gambar 7(a) menunjukkan orbit rotor dalam 2D terlihat saat *whirling mode* terjadi diameter orbit maksimum tercapai kurang lebih sebesar $200 \mu\text{m}$, gambar 7(b) menampilkan *trajectory* secara 3D terlihat rotor bergerak radial dengan diameter orbit yang berangsur-angsur membesar akibat perpindahan yang terjadi pada sumbu-x dan sumbu-y selama pembebanan diberikan, dan tercapai diameter *whirling* maksimum saat poros berdefleksi maksimum ketika resonansi terjadi, lalu diameter orbit rotor turun dan konstan $50 \mu\text{m}$ saat rotor mencapai *operating speed* maksimum

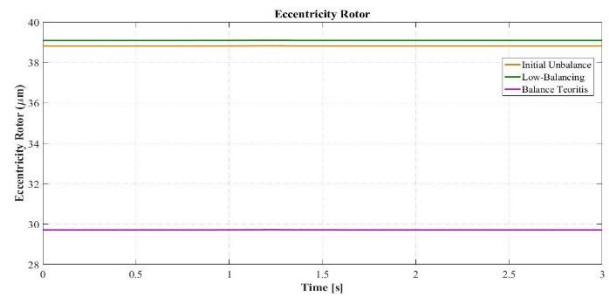


Gambar 8. (a) Bode Diagram, (b) Spektrum getaran.

Gambar 8(a) menunjukkan *bode* diagram dari *unbalance* rotor, terlihat *peak* puncak terjadi pada -112.5db di sumbu vertikal grafik dan putaran kirits terjadi pada RPM 1699 pada sumbu horizontal grafik. Gambar kedua dari *bode* diagram menunjukkan perubahan phase yang terjadi antara *input* dan

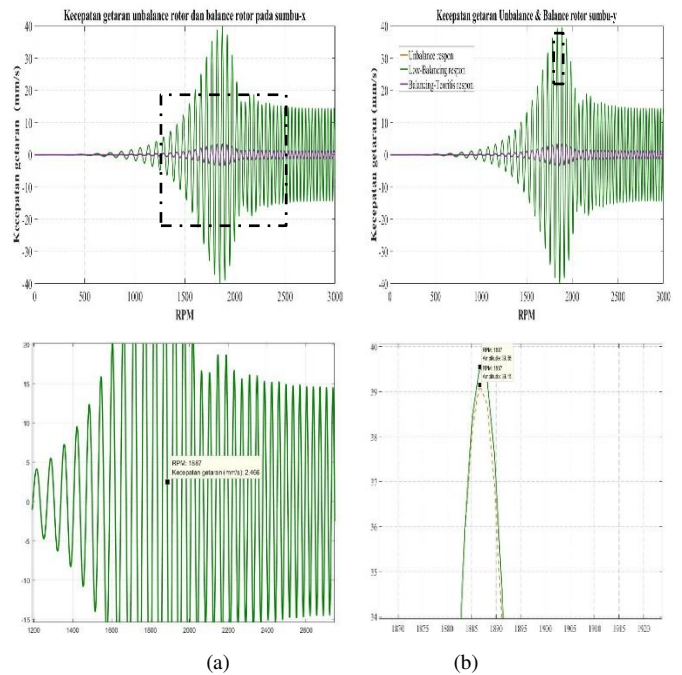
output, terlihat saat rotor berada pada putaran dibawah 500 RPM perbedaan sinusoidal *input* sebesar 0 derajat terhadap *output*nya ini berarti saat rotor berada pada range putaran ini sinyal *input* dan *output* memiliki pola yang sama. Setelah putaran rotor ditingkatkan lagi terlihat perubahan *phase* yang berangsur-angsur membesar sehingga tepat saat putaran kirits tercapai yakni RPM 1699 perbedaan antara sinyal *input* dan *output* sudah mencapai 90° . Gambar 6 (b) menunjukkan grafik spektrum getaran dari *unbalance* rotor, dimana analisa respon getaran pada frekuensi domain digunakan untuk mengetahui penyebab getaran yang berlebih pada sistem. Dari grafik dapat dilihat munculnya *peak* dominan pada $1 \times \text{RPM}$ yang merupakan indikasi kuat bahwa penyebab getaran pada rotor berasal dari *unbalance*.

3.3 Respon Dinamis Balanced Rotor



Gambar 9. Grafik *eccentricity* rotor

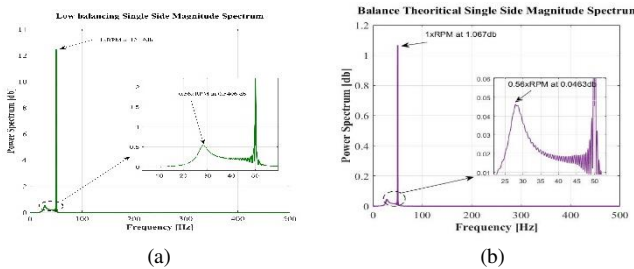
Gambar 9. menunjukkan besarnya *eccentricity* dimana *eccentricity* merupakan besaran skalar yang menunjukkan pergeseran sumbu rotor terhadap sumbu putarnya. Pada kondisi *unbalance eccentricity* rotor berada pada angka $38.82 \mu\text{m}$, setelah di *balancing*, terlihat hasil *balancing* dari data *low-balancing* menunjukkan nilai *eccentricity* justru lebih besar dari kondisi *unbalance*-nya yakni sebesar $39.1 \mu\text{m}$. Sedangkan pada *balancing* teoritis, terlihat nilai *eccentricity* rotor drop pada angka $29.71 \mu\text{m}$.



Gambar 10 (a) Kecepatan getaran balanced rotor pada sumbu-x (b) Kecepatan getaran balanced rotor pada sumbu-y

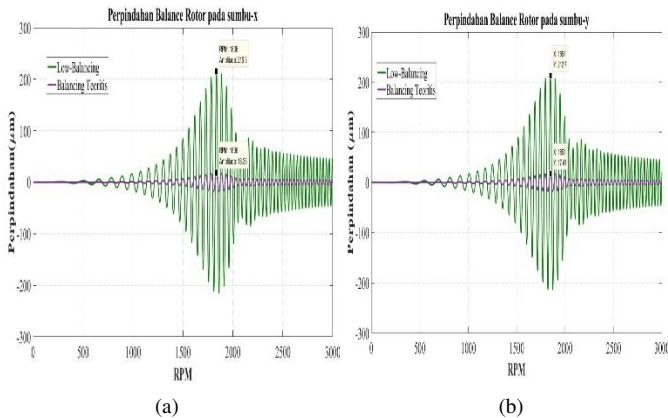
Gambar 10 (a) merupakan grafik respon kecepatan getaran pada sumbu-x dimana gambar dibawahnya adalah perbesaran yang dilakukan pada range RPM 1200- 2500. Sedangkan

gambar (b) merupakan grafik respon kecepatan getaran balance rotor pada range RPM 1870-1920. Dari kedua grafik diambil 1 sample RPM yang sama dimana amplitudo puncak terjadi yakni pada RPM 1887, terlihat bahwa respon getaran rotor pada sumbu -x dan y memiliki beda *phase*, dengan perbedaan amplitudo antara keduanya signifikan kecil. Berdasarkan nilai evaluasi getaran **RMS ISO 10816-2** Maka getaran rotor saat parameter *low-balancing* diberikan, menunjukkan hasil simulasi getaran rotor masih berada pada zona **restricted operation – damage occurs**, dimana nilai amplitudo *RMS* yang dihasilkan dari sumbu x dan y berkisar pada nilai 10.84 mm/s, sehingga nilai **RMS** untuk *low balancing* masih berada pada *range* getaran tinggi. Namun saat parameter balancing teoritis diberikan, hasil simulasi menunjukkan nilai **RMS** sebesar 0.9 mm/s, hal ini menunjukkan level getaran rotor berada pada zona aman dibawah semua kriteria yang ditetapkan.



Gambar 11. (a) Spektrum getaran *low-balancing* rotor, (b) Spektrum getaran balancing teoritis.

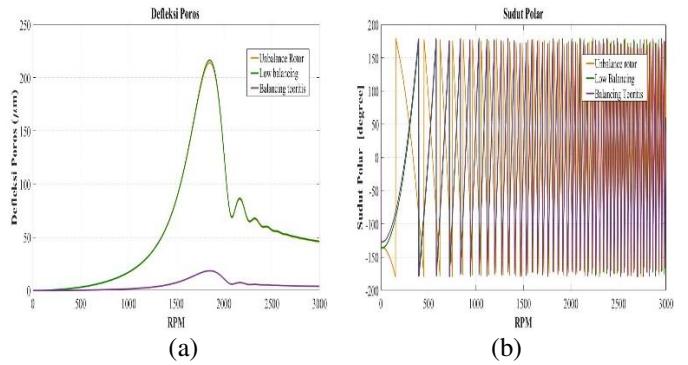
Gambar 11 (a) menunjukkan respon spektrum rotor setelah counterweight dari data *low-balancing* diberikan pada sistem. Terlihat *peak* dominan yang masih kuat pada 1xRPM sebesar 12.49 db, spektrum yang sama kuat dari *unbalance* respon pada angka 12.35 db. Sedangkan saat rotor di balancing secara teoritis terlihat hasil simulasi spektrum gambar 11(b) yang turun dari skala grafik pada sumbu-y yang berada pada nilai 1.067db dengan order yang sama.



Gambar 12. (a) Grafik perpindahan balanced rotor pada sumbu-x, (b) grafik perpindahan balanced rotor pada sumbu-y.

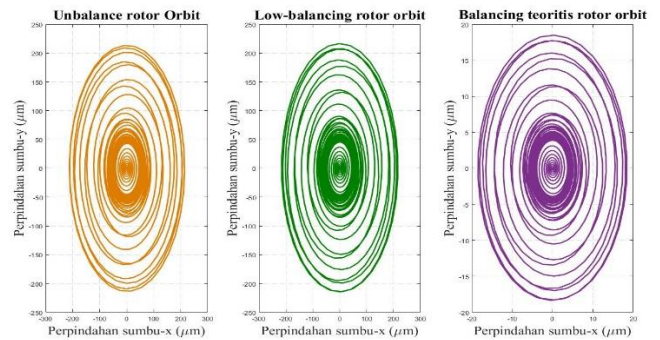
Gambar 12 (a) dan (b) menunjukkan respon perpindahan dari getaran rotor berdasarkan kondisi balancing yang di implementasikan pada *unbalance* rotor, yakni kondisi *low-balancing* dan balancing teoritis. Pada kedua sumbu pengukuran yakni sumbu horizontal dan vertikal terlihat respon rotor setelah di *low balancing* tampak masih memiliki amplitudo getaran yang melebihi *setting alarm TSI turbine* yakni sebesar 150µm, terlihat dari sample beban putaran dimana terjadinya puncak frekuensi yakni 1836 RPM pada respon sumbu-x menunjukkan amplitudo perpindahan rotor setelah di *low-balancing* sebesar 215.3µm sedangkan setelah

di balancing teoritis turun sebesar 18.38µm. Begitu juga halnya dengan respon pada sumbu-y dimana sample 1851 RPM hasil *low-balancing* menunjukkan amplitudo sebesar 212.7µm sedangkan pada setelah di balancing teoritis turun pada 17.41µm.



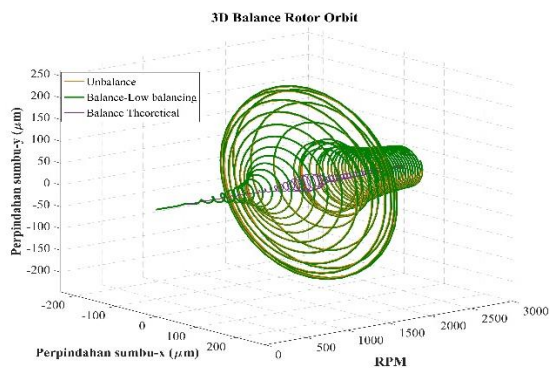
Gambar 13. (a) Defleksi poros balance rotor, (b) Sudut polar balanced rotor

Dari gambar 13(a) terlihat defleksi yang terjadi pada poros dengan masing-masing kondisi yang diberikan. Respon *low-balancing* dan *unbalance* masih terlihat *superimpose* dimana perbedaan yang jelas hanya terjadi pada puncak, dimana defleksi maksimum terjadi pada respon *low-balancing* tercapai pada 216.6 µm sedangkan kondisi *initial unbalance* memiliki defleksi poros maksimum pada 214.2µm, atau dengan kata lain respon *low-balancing* dominan sebesar 2.4µm. Respon sudut polar menunjukkan terjadinya *lag phase* pada sistem dimana puncak pertama pada sudut *whirling* dari rotor setelah di balance tercapai setelah di dahului oleh respon *unbalance*. Fenomena *lag phase* seperti ini hanya bisa diamati apabila sistem disimulasikan secara *real time*, sehingga dapat dilihat *orbital trajectory* pada masing kondisi-kondisi ketika bergerak bersama-sama dengan lintasan yang dipetakan dari hasil konversi nilai defleksi poros dan arah orbit melalui sudut polar.



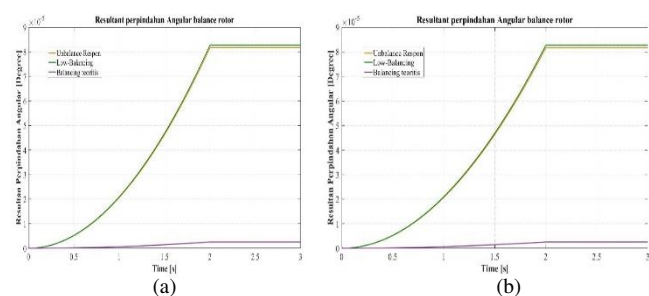
Gambar 14. Grafik 2D Orbit rotor balanced rotor

Gambar 14 menunjukkan orbit 2D dari 3 pengkondisian yang diberikan pada sistem, terlihat dari gambar bahwa kondisi *unbalance* dan *low-balancing* memiliki diameter orbit yang tidak jauh berbeda masih berkisar 200µm pada skala perpindahan disumbu-y dan sumbu-x, sedangkan pada gambar orbit balancing teoritis diameter orbit turun hampir sepersepuluh dari 2 kondisi sebelumnya dimana maksimum diameter orbit rotor kini menjadi kurang dari 20µm.



Gambar 15 Grafik 3D Orbit rotor

Gambar 15 menunjukkan plot 3D dari ketiga pengkondisian yang diberikan pada sistem Orbit rotor dimulai pada frekuensi pembebanan putaran yang rendah sehingga gaya eksitasi yang terjadi pada sistem belum cukup kuat untuk menciptakan efek *whirling* pada rotor, namun dengan seiring meningkatnya frekuensi pembebanan putaran terlihat gaya eksitasi pada *unbalance* dan *low-balancing* juga semakin tinggi sehingga memaksa poros rotor untuk berdefleksi maksimum pada arah radialnya, defleksi maksimum terjadi saat gaya eksitasi berhimpit dengan natural frekuensi sistem yang menyebabkan terjadinya resonansi. Setelah rotor mencapai beban maksimumnya orbit rotor secara perlahan turun dan konstan pada kondisi *steady*-nya. Perbedaan sangat jelas terlihat adalah pada orbit rotor setelah dibalancing teoritis, dengan pembebanan yang sama rotor mengalami efek *whirling* yang kecil meskipun saat rotor mencapai putaran kritisnya yakni pada range 1500 sampai 2000 RPM. Amplitudo resonansi turun signifikan dan kemudian stabil setelah rotor melewati putaran kritisnya. Orbit dari *unbalance* dan *low-balancing* terlihat *superimpose*. Diameter orbit tertinggi pada kondisi *unbalance* dan *low-balancing* berada pada kisaran nilai $200\mu\text{m}$ pada range beban putaran mencapai 1500-2000 RPM, sedangkan setelah dibalancing teoritis diameter orbit turun pada kisaran nilai $20\mu\text{m}$.



Gambar 16 (a) Grafik resultan perpindahan angular *balanced* rotor, (b) Grafik *force* acting on bearing

Gambar 16 (a) menunjukkan resultan perpindahan angular *balance* rotor atau sudut *twist* yang terbentuk pada sistem. Nilai amplitudo yang terjadi signifikan kecil terlihat dari skala pada sumbu y pada grafik, hal ini disebabkan karena tidak ditinjaunya efek *gyroscope*. Efek *gyroscope* pada analisa rotor dinamis akan membangkitkan momen *gyroscope* yang merupakan hasil perkalian antara putaran angular rotor dengan polar *inertia* dari rotor. Namun pada penelitian kali ini momen puntir hanya dibangkitkan oleh momen aksi dari gaya sentrifugal oleh masing-masing *heavy*

spot dikalikan dengan jarak antara bidang pembalance, dan momen reaksi yang diberikan oleh perkalian antara gaya yang bekerja pada *bearing* dengan panjang rotor yang dimodelkan. Gambar 16(b) menunjukkan gaya sentrifugal yang ditransmisikan dari rotor menuju *bearing*. Terlihat kenaikan transmisi gaya linier terhadap waktu, dimana waktu sendiri merupakan representasi dari kenaikan putaran kerja pada rotor. Saat 2 detik rotor mencapai putaran stabilnya sebesar 3000RPM, dimana seluruh gaya ditransmisikan akan konstan. Titik konstan pada setiap kondisi berbeda-beda, pada saat rotor dikondisikan mengalami *unbalance* (garis coklat) terlihat titik konstan tercapai pada amplitudo 55KN. Namun setelah di balancing teoritis amplitudo konstan drop pada nilai 4.5KN.

IV. KESIMPULAN

Berdasarkan hasil simulasi dan analisa pada rotor dengan 3 pengkondisian yang diberikan, maka dapat disimpulkan bahwa :

1. Dapat disimpulkan dari penelitian ini, adalah ketika beban putar ditingkat maka seluruh respon yang terjadi pada rotor akan meningkat hingga mencapai titik maksimum dimana eksitasi yang diberikan telah berhimpit dengan natural frekuensi sistem atau dengan kata lain sistem telah beresonansi, kemudian amplitudo respon akan turun perlahan setelah melewati fase kritis tersebut lalu konstan tepat saat rotor telah mencapai *operating speed* maksimum
2. *Balancing* dapat dilakukan pada suatu sistem apabila dimensi dari sistem diketahui, lalu besar dan posisi *initial unbalance* pada sistem diketahui. Prosedur *balancing* secara teoritis dapat dengan menghitung seluruh gaya dan momen yang bekerja pada sistem atau hanya dengan menghitung momen yang bekerja pada masing-masing bidang pembalance yang dipilih.
3. Hasil balancing dengan menggunakan metode *low-balancing* dan balancing teoritis menunjukkan bahwa balancing teoritis berhasil menurunkan amplitudo rotor pada semua range pembebanan yang diberikan, sedangkan hasil *low-balancing* belum dapat menurunkan amplitudo getaran rotor

V. UCAPAN TERIMA KASIH

Penulis mengucapkan terima kasih kepada Bapak Dr. Harus Laksana Guntur ST, M.Eng dan.yang telah membantu penulis dalam melakukan penelitian ini.

DAFTAR PUSTAKA

- [1] Dr. Rajiv Tiwari.2008. Analysis of Simple Rotor System. India : Institute of Technology Guwahati 781039.
- [2] Viliam, Pavel and Zoltan.2014. Analysis of Balancing of Unbalance Rotors and Long Shaft using GUI MATLAB. Slovakia: Technical University of Košice
- [3] PJBS.2014. Low Balancing report.Amurang:PLTU Amurang 2x25MW unit I .
- [4] Nptel.2016. Theory & Practice of Rotor Dynamics, <http://nptel.ac.id.in/courses/112103024/11>
- [5] Laporan Balancing 2013. Laboratorium desain, T.Mesin Institut Teknologi Sepuluh Nopember.
- [6] S.R Agulel,D.P.Hujare.2015 Experimental Study of Unbalance in shaft rotor system using vibration signature analysis. India. Department of Mechanical Engineering, MIT Pune