# STUDI DINAMIKA ROTOR POMPA PENGISI AIR KETEL (*BFWP*) 6 TINGKAT MENGGUNAKAN PERANGKAT LUNAK

Fatkur Rachmanu Program Studi Teknik Mesin Politeknik Enjinering Indorama Email: fatkur.rachman@gmail.com

#### ABSTRAK

Pompa multi tingkat untuk mengatasi kebutuhan fluida cair agar dapat mengalirkan ke tempat yang elevasinya sangat tinggi atau sangat jauh atau mempunyai perbedaan tekanan terhadap sisi masuk dan keluar pompa yang sangat tinggi. Pompa multi tingkat digunakan sebagai pompa pengisi air ketel (*Boiler Feed Water Pump*) dengan 6 buah/tingkat baling-baling (*impeller*) dan di hubungkan dengan kopling menggunakan penggerak mula turbin uap yang mempunyai variasi kecepatan 4000 rpm hingga 6000 rpm. Dengan daya input pompa sebesar 831.050 Watt. Torsi putar untuk putaran 6000 Rpm adalah 1323,33 Nm. Ditopang *hydrodynamic bearing* di kedua ujung poros. Pada penelitian ini diamati frekuensi pribadi pada poros rotor, menentukan *modeshape* poros rotor (*Critical speed map*), respon takseimbang (*Unbalance response*) pada *bearing station*. Menggunakan *Software-X* berupa perhitungan perangkat lunak dinamika rotor dibandingkan dengan software *Solidworks*menggunakan metode elemen hingga. Studi dinamika rotor mempunyai kecepatan kritis sebesar 2750 CPM dengan kekakuan *bearing* 1x10<sup>6</sup> lbf/inchi pada mode 1. Pada mode no.7 akan terjadi simpangan amplitudo yang besar.

Kata kunci: dinamika, rotor, pompa, pengisi, ketel, tingkat.

### ABSTRACT

Multi-stages pump to address the needs of liquid fluid that can flow into the elevation is very high or very far or of a different pressure on the pump suction and discharge are very high. Multi-stages pump is used as a filler pump water boiler (Boiler Feed Water Pump) with 6 units / stages propeller (impeller) and is connected with the coupling using a steam turbine prime movers that have variations in the speed of 4000 rpm to 6000 rpm. With the pump input power of 831,050 watts. Rotary torque for rotation of 6000 rpm is 1323.33 Nm. Sustained hydrodynamic bearings at both ends of the shaft. In this study, the frequency observed personally on the rotor shaft, determines the shape mode (Critical speed map), the response (unbalance response) on a bearing station. Using Software-X is a calculation of rotor dynamics software compared with Solidworks software using the finite element method. Rotor dynamic study has critical velocity of 2750 CPM with bearing stiffness  $1x10^6$  lbf / inch in mode 1. In mode no 7. will occur deviation of large amplitude.

Keywords: dynamic, rotor, pump, feed, boiler, stage,

#### 1. PENDAHULUAN

Pada pompa multi tingkat saat berputar akan dapat diamati / dipelajari dinamika rotor pada putaran kritis pompa pengisi air ketel untuk mengetahui keandalan pompa tersebut apakah melewati ambang batas desain atau tidak. Hal teknis yang perlu diperhatikan adalah frekuensi pribadi (*natural frequency*), modus/ mode lendutan, respon takseimbang (*unbalance response*).

Frekuensi adalah banyaknya gelombang getaran dalam satu satuan waktu. Unit satuan untuk frekuensi biasanya ditunjukkan dalam satuan *cycle persecond (CPS)* atau *cycle per minute (CPM)* ataupun dalam satuan *Hertz*, dimana nilai 1 *CPS* sama dengan 1 *Hz*.

Fase adalah perpindahan atau perubahan posisi pada bagian-bagian yang bergetar secara relatif untuk menentukan titik referensi atau titik awal pada bagian lain yang bergetar pada frekuensi yang sama. Transformasi *Fourier* cepat (*FFT*) adalah suatu model transformasi yang memindahkan sinyal domain spasial atau sinyal domain waktu menjadi sinyal domain frekuensi.

Putaran kritis yaitu jika suatu poros yang berputar dan akan bergetar dengan hebat pada satu putaran tertentu. Putaran kritis terjadi pada putaran yang sama dengan frekuensi getaran pribadi /alamiah (*natural frequency*) dari sistim poros /rotor. Penyebab utama karena ketidak-seimbangan poros (*unbalance*). Secara praktis/teknis sulit dihindari, bila putaran kerja lebih besar putaran kritis, getaran akan

teredam/tereduksi akibat keadaan alamiah /seimbang sendiri (*self-balanced*). Kecepatan / putaran kritis dapat tanpa redaman dan dengan redaman. Bila satu rotor, yang mempunyai eksitasi dinamik, berputar dengan putaran yang sama dengan frekuensi eksitasi (frekuensi alamiah, frekuensi pribadi) maka akan terjadi resonansi yang mengakibatkan timbulnya getaran yang besar.



Gambar 1. Pompa Horisontal dengan Impeller 6 Tingkat (API 610 - BB3 Type) [1]



Gambar 2. Kecepatan Getaran Suatu Fungsi Dari Waktu [2]

Mode/Modus/bentuk lendutan adalah jika putaran atau kecepatan kritis yang berhubungan dengan karakteristik sistim dan getaran yang timbul. Karakteristik sistim akan menyebabkan bentuk beberapa moda getaran. Karakteristik suatu sistim dengan kekakuan bantalan (*bearing stiffness*).



Gambar 3. Bentuk Rotor Berputar Pada Beberapa Mode dan rpm/Frekwensi [3]

## 2. METODOLOGI PENELITIAN

### 2.1 Data Spesifikasi

Pompa multi tingkat digunakan sebagai pompa pengisi air ketel (*Boiler Feed Water Pump/BFWP*) dengan 6 buah/tingkat baling-baling (*impeller*) dan di hubungkan dengan kopling menggunakan penggerak mula turbin uap yang mempunyai variasi kecepatan 4000 rpm hingga 6000 rpm. Dengan daya input pompa sebesar 831.050 Watt. Torsi putar untuk putaran 6000 Rpm adalah 1323,33 Nm. Ditopang dengan *hydrodynamic bearing* di kedua ujung poros. [1-4]. Dalam penelitian ini akan diamati frekuensi pribadi pada poros rotor, Menentukan mode shape poros rotor (*Critical speed map*), respon takseimbang (*Unbalance response*) pada *bearing station*.

### 2.2 Proses Simulasi

Pada proses simulasi menggunakan perbandingan antara *software-X* dan *Solidworks (FEM simulation*)kemudian dibandingkan serta dievaluasi kejadiannya dengan standard, studi literatur pompa. Dalam penelitian ini mempunyai proses alur seperti Gambar 4 seperti dibawah.



Gambar 4. Diagram Alur Penelitian

## 3. HASIL DAN PEMBAHASAN

Pada hasil simulasi tersebut menggunakan asumsi dan input bahwa material rotor pompa menggunakan baja (*steel*), dengan skenario kejadian takseimbang (*unbalance*). Didalam dinamika rotor, masa tak seimbang tidak bisa benar-benar dihilangkan. Kondisi masa tak seimbang disebabkan oleh tidak berimpitnya pusat massa rotor dengan sumbu putarnya, distribusi massa yang tidak seragam terhadap sumbu putar. Ketidakseragaman ini disebabkan oleh material yang tidak homogen, pada saat proses pembuatan (pengecoran dan permesinan), atau karena perakitan (*assembly*) yang kurang baik [5].

Sistem model terdiri dari 20 element dari poros -rotor impeler, 2 bearing fluida, 7 *disc*, tanpa redaman, dapat dibuat pada software-X sesuai Gambar 5. dibawah ini.



Gambar 5. Skema Model Poros Dan Impeler / Rotor Pompa

Hasil simulasi komputer dengan Software -X adalah sebagai berikut :



Gambar 6. Grafik Hasil Penimbangan Berat Rotor

Terlihat pada Gambar 6 berupa panjang bentangan dari kiri ke kanan hingga menuju penggerak (turbin uap). Kemudian dapat dilakukan perhitungan defleksi dengan tipe polar pada *software-X* tersebut menghasilkan Gambar 7a. dan perhitungan defleksi dengan tipe *FFT* sesuai Gambar 7b.



Gambar 7a. Perhitungan Defleksi - Tipe Polar, 7b. Perhitungan Defleksi - Tipe FFT

Kemudian pada software-X memunculkan hasil perhitungan sesuai Gambar 8a. Amplitudo relatif maksimum 1 mils ( $\mu$ m) hingga -0,3 mils ( $\mu$ m) makin menjauh dari penggerak terlihat makin besar penyimpangan terakhir 0,8 mils ( $\mu$ m) di ujung *bearing NDE (non drive end*). Pada Gambar 8b. amplitudo relatif tertinggi 0,6 mils dan menurun hingga mendekati 0



Gambar 8.a. Mode Shape - tipe garis , 8.b. hasil mode shape - tipe FFT

Adapun hasil perhitungan software-X juga dapat berupa Station Amplitude, phase dan gaya pada bantalan sesuai Gambar 9a dan hasil respon taksembang pada shaft sumbu axis sesuai Gambar 9b. Pada Gambar 9a. terbaca amplitudo 1,7 mils ( $\mu$ m), pada 2850 Rpm [2], pada Gambar 9 b. sumbu response takseimbang pada bearing sebesar Y antara -0,02 mils sampai dengan 0,02 mils dan X antara -0,025 sampai 0,025 mils berbentuk oval, sesuai teori literatur *pump handbook* [2].



Gambar 9. Station Amplitude, Phase and Bearing Forces, a. Station Amplitude - Tipe Garis, b. Shaft Axis Unbalance Response

Adapun pada Gambar 10a. Respon orbit takseimbang dilihat dari ujung poros DE (*Drive-End*). Gambar 10b. Respon orbit takseimbang maksimum 77 x10<sup>28</sup> mils dan menurun hingga muncul terakhir pada 59 hz.



Gambar 10. a. Respon Orbit Takseimbang Pada *Bearing Station* - Tipe Polar, b. Respon Orbit Masa Takseibang Pada *Bearing Station* - Tipe *FFT* 

Pada Gambar 11a.terbaca bahwa, respon tak seimbang (*unbalance response*) puncak-puncak (*peak-peak*) Sebesar 1,6 mils pada putaran sekitar 2750 Rpm [2]. Pada gambar 11b. terlihat respon waktu dengan amplitudo maksimum adalah  $0,125 \times 10^{-2}$  inch dan minimum  $-0,025 \times 10^{-2}$  inch.



Gambar 11. a. Unbalance Response Probe Amplitudes, b. Time Transien Response - Tipe Garis

Hasil simulasi Software-X dapat menunjukkan Gambar 12. terlihat time transien response Amplitudomaksimum adalah  $0,125 \times 10^{-2}$  inch dan minimum  $-0,025 \times 10^{-2}$  inch. Pada Gambar 13. dapat dibuat dengan Software-X berupa kecepatan kritis berbasis FFT. Pada Gambar 14. putaran kritis sebesar 2750 CPM (Rpm) pada kekakuan (stiffness) bearing  $1\times10^{6}$  lbf/in pada mode 1. Kemudian perhitungan *software-X* menghasilkan peta kestabilan tipe garis ditunjukkan pada Gambar 15a dan Gambar 15b. tipe *FFT*.



Gambar 12. Time Transient Response - FFT Type



Gambar 13. Critical Speed Map - Tipe FFT



Gambar 14. Simulasi Komputer Putaran Kritis



Gambar 15 a. Stability Map - Tipe Garis, b. Stability Map - Tipe FFT

Dapat terjadi 8 mode pusaran (*whirling*) dengan tampilan visual 3D, dinamika poros-rotor pompa , dengan shape Amplitudo = 1, yaitu :

Mode			
No	(Rpm)	Rad/s	Hz
1	2350	245,09	39,167
2	2400	251,33	40,000
3	2780	291,12	46,333
4	2900	303,69	48,333
5	7420	777,02	123,667
6	9870	1033,58	164,500
7	11200	1172,86	186,667
8	14200	1487,02	236,667

Tabel 1. Mode dan frekuensi hasil *software-X* 

Berikut hasil mode/modus getaran rotor dinamik pompa :



Gambar 16 Hasil simulasi *software-X* a. Mode 1 = 2350 CPM, b. Mode 2 = 2400 CPM, *c*. Mode 3 = 2780 CPM, d. Mode 4 = 2900 CPM, f. Mode 5 = 7420 CPM, g. Mode 6 = 9870 CPM , h. Mode 7 = 11200 CPM, i. Mode 8 = 14200 CPM

Hasil *pre-processing* metode elemen hingga (*meshing*) pada *Solidworks* adalah sesuai Gambar 17 dibawah ini [6][7]:



Gambar 17. Proses Meshing pada Solidworks

Mode No	Frequency (Rad/sec)	Frequency (Hz)	Period (Second)
1	777,64	123,730	0,0080819
2	530,61	84,449	0,0118410
3	608,22	96,801	0,0103300
4	692,84	110,270	0,0090687
5	1217,50	193,770	0,0051608
6	1807,10	287,610	0,0034769
7	2686,90	427,630	0,0023385
8	3652,50	581,310	0,0017203

Tabel 2. Mode dan frekuensi hasil solidworks



Gambar 18. Hasil simulasi *Post-processing* metode elemen hingga di *Solidworks* a. Mode 1, b. Mode 2, c. Mode 3, d. Mode 4.



Gambar 19. Hasil Simulasi Solidworks a. Mode 5, b. Mode 6, c. Mode 7, d. Mode 8



Gambar 20.a. Frekuensi Pribadi vs Mode Hasil *Solidworks*, 20.b. Perbandingan *Software-X* dan *Solidworks*untuk Frekuuensi Pribadi vs Mode

Pada Gambar 20a. didapat frekuensi pribadi terhadap mode hasil simulasi *Solidworks*. Pada Gambar 20b. didapat bahwa garis hasil simulasi frekuensi pribadi yang mendekati antara hasil *software-X* dan *Solidworks*, akan tetapi pada mode 7 dan 8 terjadi perbedaan.

## 4. KESIMPULAN

- Dari simulasi komputer kecepatan kritis sebesar 2750 CPM pada *bearing stiffness* 1x10<sup>6</sup> lbf/in pada mode 1.
- 2) Material impeler pompa dibedakan dengan material poros pompa untuk hasil yang lebih akurat.
- 3) Perlu diwaspadai ketika rotor berputar saat mode no.7 akan terjadi simpangan amplitudo yang besar.
- 4) Dibutuhkan perangkat lunak yang mempunyai kejadian mirip dengan sebenarnya sebagai pembanding, serta tetap dibutuhkan percobaan aktual / eksperimen untuk mengetahui hasil prediksi yang lebih presisi.
- 5) Untuk pompa tipe *horizontal in-line injection* diperhatikan saat pompa berputar akan terjadi gaya aksial pada poros rotor yang akan menjauhi (*DE*) motor karena percepatan sudut dari poros rotor sehingga perlu diantisipasi.

# DAFTAR PUSTAKA

- [1] API 610, 2010. Centrifugal Pump for Petroleum, Petrochemical and Natural Gas for Industrries ANSI/API 610 std, 11<sup>th</sup> Ed, API publishing services, Washington.
- [2] Anonim, 2010. Centrifugal Pump Handbook. 3rd ed., Sulzer Pumps Ltd Winterthur, UK.
- [3] Germanie, Brian., (2007). *Practical Rotor Dynamic for Centrifugal Pump*, Sulzer Pump UK Ltd. Calgary: Pump Symposium.
- [4] Goulds, (2000), Catalog and Manual Book GPM. Seneca Falls: Gould Pump.
- [5] Widodo, Achmad., 2002. "Prediksi Numerik Perilaku Dinamik Sistem Poros Rotor di Industri Dengan Metode Elemen Hingga". Tesis Magister Teknik Mesin, ITB, 2002
- [6] D. Bethune, James. (2015). *Enginering Design and Graphics with Solidworks 2015*. New York: Prentice-Hall.
- [7] S, Harisha. 2014. "Rotor Dynamic Analysis of A Multistage Centrifugal Pump." *IJIRSET* 3., 16055-16063