

## Analisa Dinamik pada Sistem Perpipaan akibat Getaran Pompa

Amelia Septiyani<sup>1\*</sup>, Adi Wirawan Husodo<sup>2</sup>, Pekik Mahardhika<sup>3</sup>

Program studi D-IV Teknik Perpipaan, Jurusan Teknik Permesinan Kapal, Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya, Indonesia<sup>1\*2,3</sup>

Email: [amelia.septiyani50@gmail.com](mailto:amelia.septiyani50@gmail.com)<sup>1\*</sup>; [aw.husodo@gmail.com](mailto:aw.husodo@gmail.com)<sup>2</sup>; [pekikmahardhika@ppns.ac.id](mailto:pekikmahardhika@ppns.ac.id)<sup>3</sup>;

**Abstract** - The high vibration from centrifugal vertical pump in oil transportation will seriously affect the safe running of the piping system and equipment. And it will more severe damage if resonance occur between the pipe and the pump. Dynamic analysis conducted to know the effect in the piping system due to pump vibration. The analysis method using modal analysis and harmonic analysis. Also, software MATLAB and CAESAR II for numerical simulation of centrifugal vertical pump. A number of numerical simulation have been carried out and the results show that the highest vibration of the piping system is in the segmen 2 and have natural frequency is close to excitation frequency. Moreover, beat resonance occur in the existing design.

**Keyword:** dynamic analysis, harmonic analysis, modal analysis, natural frequency, vibration.

### 1. PENDAHULUAN

Pompa adalah salah satu mesin fluida yang termasuk dalam golongan mesin kerja. Pompa berfungsi untuk merubah energi mekanis (kerja putar poros) menjadi energi fluida dan tekanan [1]. Pompa sentrifugal sebagai salah satu jenis pompa yang banyak dijumpai dalam industri, bekerja dengan prinsip putaran impeller sebagai elemen pemindah fluida yang digerakkan oleh suatu penggerak mula. Pompa memiliki peranan penting pada proses distribusi, contohnya menaikkan *flowrate* aliran dan tekanan pada sistem perpipaan tersebut. Sistem tidak akan berjalan dengan baik apabila pompa tersebut bermasalah.

Turunnya performansi pompa secara tiba-tiba dan ketidakstabilan dalam operasi sering menjadi masalah yang serius dan mengganggu kinerja sistem secara keseluruhan. Berdasarkan API 610(2010) kecepatan getaran yang aman untuk *vertical pump* dengan kecepatan putaran kurang dari 3600 rpm adalah < 5 mm/s [2]. Jalur pipa yang terhubung pompa merupakan *pulsating line*[3]. Getaran yang dihasilkan pompa tersebut mempengaruhi *piping system* yang terhubung pada pompa. Kecepatan getaran yang terjadi pada sistem perpipaan yang terhubung pompa. Berdasarkan standard API 618 (2007) tentang *Piping Design Vibration Criteria*, kecepatan getaran yang aman dengan frekuensi 10 Hz-200 Hz adalah 32 mm/s [4]. Nilai frekuensi alami sistem perpipaan tidak boleh mendekati frekuensi eksitasi, karena dapat menyebabkan resonansi pada sistem tersebut [5]. Analisa dinamik perlu dilakukan meliputi analisa frekuensi alami menggunakan metode modal analisis dan analisa kecepatan getaran pada sistem perpipaan

menggunakan metode harmonik analisis. Analisa getaran dilakukan untuk meninjau batasan aman kecepatan getaran pada sistem perpipaan [6].

### 2. METODOLOGI .

#### 2.1 Prosedur Penelitian

Desain *existing* sistem perpipaan pipa 12 inchi schedule 40 material API 5L B , dengan desain temperatur 60°C dan desain pressure 19,50 kg/cm<sup>2</sup>. Yang diperlukan dalam pengerjaan ini adalah komputer yang terinstal software MATLAB dan CAESAR II yang digunakan untuk pemodelan respon kecepatan getaran serta frekuensi alami sistem perpipaan serta diperlukan *vibration pen* yang digunakan untuk pengukuran getaran dilapangan.

#### 2.2 Formula Matematika

##### a) Frekuensi Natural Pompa

Persamaan (1) menunjukkan perhitungan frekuensi alami pada pompa [7]. Dimana  $\omega_n$  adalah Frekuensi natural pompa (Hz), K adalah koefisien stiffness, M adalah Massa Pompa (kg).

$$\omega_n = \sqrt{\frac{K}{M}} \quad (1)$$

Penentuan frekuensi alami *mechanical vibration* yang diizinkan mengacu pada API 610. Di dalam API 610 mengenai frekuensi alami, untuk memastikan sebuah sistem perpipaan tidak mengalami resonansi, nilai frekuensi alami suatu sistem perpipaan harus  $\pm 10\%$  dari nilai frekuensi eksitasi.

##### b) Frekuensi Natural Pipa

Persamaan (2) menunjukkan perhitungan frekuensi alami pada pipa [6]. Dimana  $\omega_n$  adalah Frekuensi natural pipa (Hz),  $l$  adalah panjang pipa (ft),  $E$  adalah Modulus elastisitas (psi),  $I$  adalah momen inersia (in<sup>4</sup>),  $\mu$  adalah berat pipa (lb/ft),  $\alpha$  adalah nilai yang bergantung pada kondisi akhiran pipa dan mode yang ditunjukkan Tabel 1.

$$\omega_n = \left(\frac{\alpha\pi}{l}\right)^2 \sqrt{\frac{EI}{\mu}} \quad (2)$$

c) *Displacement* Getaran Tak Teredam

Persamaan (3) menunjukkan perhitungan *displacement* tak teredam pada pipa [7]. Dimana  $F_o$  adalah gaya luar yang diterima pipa (N),  $m_{eq}$  adalah massa ekuivalen pipa (kg),  $\omega$  adalah frekuensi eksitasi (Hz),  $\omega_n$  adalah frekuensi natural (Hz),  $\theta$  adalah Sudut fase (<sup>0</sup>),  $t$  adalah waktu (s).

$$Xp(t) = \frac{F_o}{m_{eq}(\omega_n^2 - \omega^2)} \sin(\omega t + \theta) \quad (3)$$

d) Kecepatan Getaran Tak Teredam

Persamaan (4) menunjukkan perhitungan kecepatan getaran tak teredam pada pipa [7]. Dimana  $F_o$  adalah gaya luar yang diterima pipa (N),  $m_{eq}$  adalah massa ekuivalen pipa (kg),  $\omega$  adalah frekuensi eksitasi (Hz),  $\omega_n$  adalah frekuensi natural (Hz),  $\theta$  adalah Sudut fase (<sup>0</sup>),  $t$  adalah waktu (s).

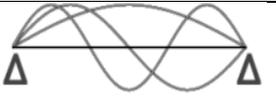
$$\dot{x}(t) = \frac{F_o}{m_{eq}(\omega_n^2 - \omega^2)} \omega \cos(\omega t + \theta) \quad (4)$$

e) Nilai *Damping*

Penentuan *damping* atau peredam pompa dengan menggunakan *viscoelastic damper* berupa *natural rubber* berdasarkan penelitian “A Procedure for the Parametric Identification of Viscoelastic Dampers Accounting a Preload” dengan 3 variasi *hardness* ditunjukkan pada Tabel 2.

$$c = \zeta x cc \quad (5)$$

Tabel 1. Nilai  $\alpha$

Frequency Factor	A	Gambar
Simple Support Beam	1	
Cantilever Beam	0.597	
Fixed end Beam	3/2	
Fixed Supported Beam	5/4	

Tabel 2. Nilai *damping factor natural rubber*

Preload - 10% of strain	
Rubber Hardness	Damping Factor( $\zeta$ )
Soft - 25 shore	0,77
Medium - 33 shore	0,75
Hard - 48 shore	0,27

Persamaan (5) menunjukkan perhitungan koefisien *damping*. Dimana  $c$  merupakan *damping coefficient* (Ns/m),  $\zeta$  merupakan *damping factor*,  $cc$  merupakan *critical damping* (Ns/m).

f) *Displacement* Getaran Teredam

Persamaan (6) menunjukkan perhitungan *displacement* teredam pada pipa [7]. Dimana  $F_o$  adalah gaya luar yang diterima pipa (N),  $m_{eq}$  adalah massa ekuivalen pipa (kg),  $\omega$  adalah frekuensi eksitasi (Hz),  $\omega_n$  adalah frekuensi natural (Hz),  $\theta$  adalah Sudut fase (<sup>0</sup>),  $\zeta$  adalah *damping factor*,  $t$  adalah waktu (s).

$$x(t) = \frac{F_o}{m_{eq}\sqrt{[(\omega_n^2 - \omega^2)^2 + (2\zeta\omega_n\omega)^2]}} \sin(\omega t - \theta) \quad (6)$$

g) Kecepatan Getaran Teredam

Persamaan (7) menunjukkan perhitungan kecepatan getaran teredam pada pipa [7]. Dimana  $F_o$  adalah gaya luar yang diterima pipa (N),  $A$  adalah nilai amplitudo getaran (mm),  $\omega$  adalah frekuensi eksitasi (Hz),  $\omega_n$  adalah frekuensi natural (Hz),  $\omega_d$  adalah frekuensi natural setelah pemberian *damping* (Hz),  $\zeta$  adalah koefisien *damping*,  $\theta$  adalah sudut fase (<sup>0</sup>),  $t$  adalah waktu (s).

$$\dot{x}(t) = A e^{-\zeta\omega_n t} \cos(\omega_d t + \theta) + \cos(\omega t + \theta) \quad (7)$$

h) Koefisien *damping*

Persamaan (8) menunjukkan perhitungan ulang nilai koefisien *damping* yang efektif untuk meredam getaran. [7]

$$\frac{m \times \omega_n^2 \times A}{F_o} = \frac{1}{2\zeta \times \sqrt{1 - \zeta^2}} \quad (8)$$

### 3. HASIL DAN PEMBAHASAN

#### 3.1 Frekuensi Alami Pompa

Nilai frekuensi natural pada pompa dapat dihitung dengan menggunakan rumus (1) yang terlebih dahulu menentukan nilai koefisien *stiffness* dan momen inersia *shaft* pompa. Koefisien *stiffness* menggunakan perhitungan dengan arah gerak menuju pusat bumi sesuai dengan arah gerak getar pompa. Berdasarkan standard API 610 bahwa nilai frekuensi alami adalah:

$$\begin{aligned} \pm 10\% \times \omega_{eksitasi} &\neq \omega_{natural} \\ \pm 10\% \times 50 \text{ Hz} &= 19,5 \text{ Hz} \\ 45-55 \text{ Hz} &\neq 19,5 \text{ Hz} \end{aligned}$$

Sehingga, pada pompa tidak terjadi resonansi dan didapatkan hasil perhitungan sebagai berikut di Tabel 3.

**Tabel 3.** Hasil Perhitungan Frekuensi Alami Pompa

Parameter	Value	Units
$I$	$1,55 \times 10^{-6}$	$m^4$
$K$	909660,17	N/m
$\omega_n$	19,5	Hz

**Tabel 4.** Hasil Perhitungan Frekuensi Alami Pipa

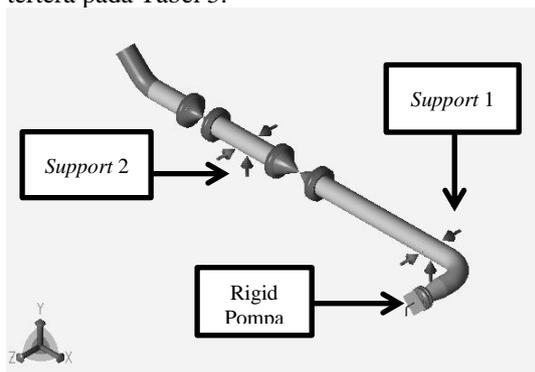
No	Segmen	Berat ( $\mu$ )		Frekuensi alami		
		Lb	Kg	Hz	rad/s	derajat/s
1	1	460,7	208,9	108,6	683,0	39115,7
2	2	916,8	415,9	17,5	110,3	6319,4
3	3	582,7	264,3	91,5	575,0	32933,0

### 3.2 Frekuensi Alami Pipa

Nilai frekuensi natural pada pompa dapat dihitung dengan menggunakan rumus (2). Dan hasil perhitungan tertera pada Tabel 4.

### 3.3 Modeling Frekuensi Alami Pipa

Panjang dari jalur perpipaan dari *discharge pump 1-PM-004B line 1-12"-S-CK-1114* adalah 6269 mm. Dalam perhitungan, sistem perpipaan dibagi menjadi 3 segmen pipa berdasarkan titik *support* yang terpasang pada *line 1-12"-S-CK-1114*, yang nantinya akan menjadi perhitungan induksi visualisasi analisa dinamik berupa grafik getaran yang terjadi yang dialami oleh perpipaan pada tiap segmennya. Pemodelan perpipaan akan ditunjukkan dalam Gambar 1 yang telah dimodelkan dengan menggunakan *software CAESAR II*. Dan hasil running frekuensi alami tertera pada Tabel 5.



**Gambar 1.** Modeling Sistem Perpipaan

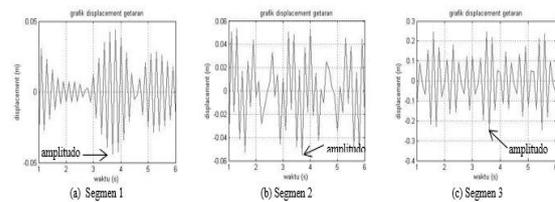
**Tabel 5.** Hasil Perhitungan *Software* Frekuensi Alami Pipa

Mode	Frekuensi (Hz)	Frekuensi (rad/sec)	Period (sec)
1	0,688	4,324	1,453
2	4,870	30,597	0,205
3	9,872	62,026	0,101
4	14,260	89,596	0,070

5	24,420	153,433	0,041
6	32,912	206,795	0,030
7	39,812	250,146	0,025
8	53,558	336,513	0,019
9	70,443	442,609	0,014
10	87,884	552,193	0,011
11	134,425	844,617	0,007
12	139,793	878,347	0,007
13	160,361	1007,577	0,006

### 3.4 Displacement Tak Teredam

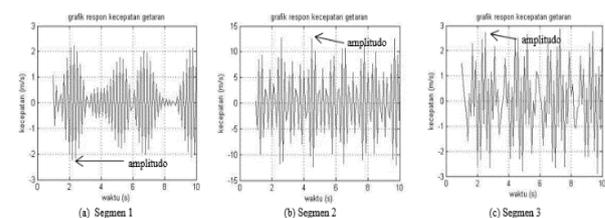
Dari perhitungan menggunakan persamaan (3) didapatkan hasil pada Gambar 2. Berdasarkan Gambar 2, nilai *displacement* yang paling besar adalah pada segmen 2. Nilai maksimum amplitudo segmen 2 mencapai 0,25 m. Dari ketiga segmen tersebut, nilai frekuensi alami pada segmen 2 yang paling mendekati frekuensi eksitasi. Hal ini memperkuat analisa sebelumnya bahwa frekuensi alami sistem perpipaan tidak boleh mendekati frekuensi eksitasi, karena dapat menyebabkan resonansi pada sistem tersebut dengan *displacement* getaran yang cukup besar.



**Gambar 2.** Grafik Respon Kecepatan Getaran berupa *Displacement* Sistem Perpipaan Tak Teredam

### 3.5 Kecepatan Getaran Tak Teredam

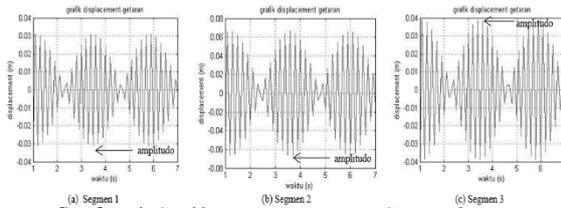
Berdasarkan hasil analisa menggunakan persamaan (4) dan *software* MATLAB, telah didapatkan hasil perhitungan respon kecepatan getaran tanpa adanya peredaman. Gambar 3 menunjukkan hasil maksimum kecepatan getaran pada sistem perpipaan terjadi pada segmen 2 sebesar 13 m/s, kecepatan tersebut melebihi batas aman dengan maksimum kecepatan getaran sebesar 33 mm/s dari API 618, sehingga respon kecepatan getaran sistem perpipaan tak teredam tersebut tidak memenuhi kriteria keamanan.



**Gambar 3.** Grafik Respon Kecepatan Getaran berupa *Speed* Getaran Tak Teredam

### 3.6 Displacement Teredam

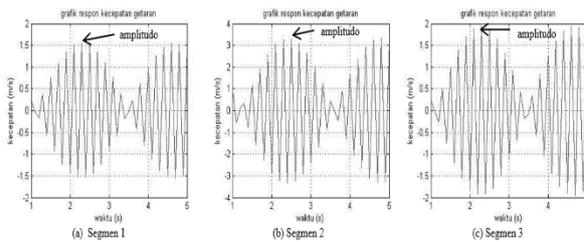
Berdasarkan hasil analisa menggunakan persamaan (6) dan *software* MATLAB, nilai *displacement* getaran dengan penambahan damping pada desain *existing* lebih kecil daripada nilai *displacement* getaran yang tidak diberi penambahan damping. Sehingga, hal ini membuktikan bahwa damping mampu meredam getaran sehingga mengurangi *displacement* pada getaran tersebut. Hal tersebut ditunjukkan pada Gambar 4.



Gambar 4. Grafik Respon Kecepatan Getaran berupa Displacement Sistem Perpipaan Teredam Desain Existing

### 3.7 Kecepatan Getaran Teredam

Berdasarkan hasil analisa menggunakan persamaan (7) dan *software* MATLAB, telah didapatkan hasil perhitungan respon kecepatan getaran dengan adanya peredaman. Dari hasil tersebut, dapat diketahui bahwa nilai kecepatan getaran lebih kecil daripada sebelumnya akibat penambahan damping. Namun, kecepatan tersebut tetap melebihi batas aman dengan maksimum kecepatan getaran sebesar 33 mm/s dari API 618, serta dari ketiga grafik tersebut, dapat diketahui adanya *beat resonance*, sehingga harus dilakukan perhitungan ulang nilai damping dari desain *existing* untuk menghilangkan getaran yang tinggi. Hal tersebut ditunjukkan pada Gambar 5.



Gambar 5. Grafik Respon Kecepatan Getaran berupa Speed Getaran Teredam Desain Existing

### 3.8 Perhitungan Ulang Nilai Damping

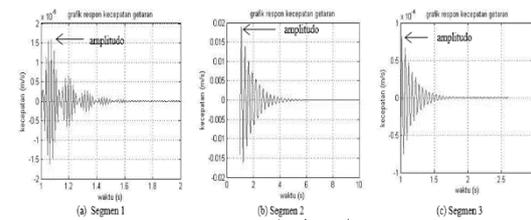
Dari perhitungan menggunakan persamaan (8) didapatkan hasil pada Tabel 6 dan didapatkan beberapa nilai koefisien damping dan diambil nilai damping pada segmen yang memiliki kecepatan getaran paling besar yang dimungkinkan dapat meredam semua segmen. Sehingga, nilai damping yang digunakan adalah pada segmen 2, yaitu  $\zeta_1 = 0,95$ ;  $\zeta_2 = 0,65$ . Dari nilai damping pada segmen 2 tersebut, nilai damping harus memenuhi kriteria  $\zeta < \frac{1}{\sqrt{2}}$  (Graham Kelly, 2012). Sehingga, koefisien damping yang

dipakai untuk desain damping baru adalah material yang memiliki nilai  $\zeta = 0,065$ .

Berdasarkan hasil analisa setelah *re-design* nilai damping pada piping system menggunakan persamaan (7) dan *software* MATLAB, telah didapatkan hasil perhitungan respon kecepatan getaran. Gambar 6 menunjukkan bahwa nilai kecepatan getaran jauh lebih kecil daripada nilai damping sebelumnya dengan nilai kecepatan getaran paling besar pada segmen 2 yaitu 0,019 m/s atau 19 mm/s dan nilai kecepatan tersebut tidak melebihi batas aman dengan maksimum kecepatan getaran sebesar 33 mm/s dari API 618, serta dari ketiga grafik tersebut dapat diketahui bahwa getaran tersebut dapat teredam dalam kurun waktu paling lama pada segmen 2 yaitu 6 *second*.

Tabel 6. Hasil perhitungan nilai koefisien damping baru

SEGMENT	$\zeta_1$	$\zeta_2$
1	0,085	0,53
2	0,95	0,065
3	0,087	0,49



Gambar 6. Respon Kecepatan Getaran Teredam Redesign Damping

## 4. KESIMPULAN

Dari hasil studi variasi respon kecepatan getaran dilakukan pada desain *existing* tak teredam dan teredam. Hasil analisa menunjukkan nilai respon kecepatan getaran pada kedua variasi tersebut melebihi batas aman standard API 618. Nilai respon kecepatan paling besar terletak pada segmen 2 yang memiliki massa dan panjang paling besar. Dari desain *existing* terjadi adanya *beat resonance* yang dapat menyebabkan kerusakan pada sistem perpipaan. Setelah dilakukan perhitungan ulang nilai koefisien damping yang efektif sebesar 0,065 sistem mampu teredam dalam waktu kurang dari 6 detik dan tidak terjadi *beat resonance*.

## 5. PUSTAKA

- [1] Sularso. (2000). *Pompa dan Kompresor*. Jakarta: PT Pradnya Pratama.
- [2] API. (2010). *API 610 Centrifugal Pumps for Petroleum, Petrochemical and Natural Gas Industries*. Washington DC: API Publishing Service.

- [3] Mahardhika, P. (2017). Penentuan *Allowable Span* antar Penyangga Pipa SLF berdasarkan Tegangan, Defleksi, Frekuensi Alami. *Jurnal IPTEK*, Vol 21 (2) :27-34.
- [4] API. (2007). *API 618 Reciprocating Compressors for Petroleum, Chemical, and Gas Industry Services*. Washington DC: API Publishing Service.
- [5] Vadilla, V., Husodo, AW and Mahardhika, P., (2017). Analisa Tegangan dan Frekuensi Alami pada Pipa *Line 116OTH202-200-40C10* di *Plant Fatty Acid Fractionation Upgrade*. *Proceeding 2<sup>nd</sup> Conference of Piping Engineering and its Application*, Vol 2 (9) : 79-54.
- [6] Wu, Xiaonan., Lu, Hongfang ., & Wu, Shijuan., (2014). *Stress analysis of reciprocating pump pipeline system in oil station* . *Journal of Chemical and Pharmaceutical Research*, Vol 6 (7):2026-2032.
- [7] Graham Kelly, S. (2012). *Mechanical Vibration Theory and Application*. Stamford: Global Engineering.

**(HALAMAN INI SENGAJA DIKOSONGKAN)**