

## Analisa Tegangan dan Frekuensi Alami Sistem Perpipaan Discharge Compressor A/B/C/D

Dewi Adelia Pratiwi<sup>1\*</sup>, Pekik Mahardhika<sup>2</sup>, Adi Wirawan Husodo<sup>3</sup>

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

Email : [dewiadelia@student.ppns.ac.id](mailto:dewiadelia@student.ppns.ac.id)<sup>1\*</sup>; [pekikmahardhika@ppns.ac.id](mailto:pekikmahardhika@ppns.ac.id)<sup>2</sup>; [adi\\_wirawan@ppns.ac.id](mailto:adi_wirawan@ppns.ac.id)<sup>3</sup>

**Abstract** - Pulsation on the PC-95-302 A / 302 B / 302 C / 302 D reciprocating compressor is a source of vibration that causes the magnitude of the vibration value. When running a test, with a compressor specification that has a frequency value of 50 Hz the vibration velocity value reaches 38 mm / s. Whereas the API 618 standard on Piping Design Vibration Criteria states that the safe vibration speed at a frequency of 10 Hz-200 Hz is 32 mm / s. Static and dynamic analysis using CAESAR II software includes stress analysis according to ASME B31.3 standard, nozzle load compressor refers to NEMA SM-23 standard, natural frequency with modal analysis method refers to API 618 standard. The analysis results show stress value exceeds ASME B31.3 criteria, the nozzle load value does not meet the NEMA SM-23 criteria, and the natural frequency value meets the API 618 criteria. After redesigning the placement support, the compressor nozzle load value still exceeds the NEMA SM-23 criteria so the design is still not acceptable.

**Keyword** : reciprocating compressor, static analysis, dynamic analysis

### 1 PENDAHULUAN

Sistem perpipaan line 6"-CF-PG-017 A/B/C/G dan 8"-CF-PG-017 merupakan sistem perpipaan dari discharge compressor PC-94-302 A/B/C/D menuju ke Dehydration Unit (PC-94-303). Pada saat dilakukan *running test* dengan tekanan *hydrotest* sebesar 1402,5 psig pada line yang menghubungkan 4 buah kompresor dengan *equipment dehydration unit*, terjadi vibrasi yang disebabkan oleh pulsasi *reciprocating compressor*. Dari data pengukuran vibrasi, kecepatan getaran pada kompresor mencapai 38 mm/s. *Reciprocating compressor* yang digunakan pada sistem mempunyai spesifikasi nilai frekuensi sebesar 50 Hz. Pada standar API 618 tentang *Piping Design Vibration Criteria* disebutkan bahwa kecepatan getaran yang aman pada frekuensi 10 Hz-200 Hz adalah 32 mm/s. Penentuan nilai frekuensi alami pada sistem perpipaan adalah hal terpenting untuk penentuan jarak *support* untuk mengurangi getaran yang terjadi (DNV-RP-D101, 2008). Ketika frekuensi alami sama dengan atau mendekati frekuensi yang dihasilkan oleh mesin/frekuensi eksitasi, hal tersebut akan menyebabkan resonansi (Lu, Wu, & Huang, 2018). Resonansi akan menyebabkan kerusakan parah pada sistem perpipaan. Pemasangan *support* (penyangga) adalah hal yang paling penting agar pengaruh pembebanan (statik dan dinamik) selama operasi sistem perpipaan tidak mengalami kegagalan atau kerusakan (Chamsudi, 2005). Vibrasi yang berlebih dalam sistem perpipaan dapat diatasi dengan analisa statik dan dinamik (Shetty & K, 2014).

### 2 METODOLOGI

#### 2.1 Prosedur Penelitian

Jalur pipa dengan line number 6"-CF-PG-017 A/ B/ C/ D dan 8"-CF-PG-017 merupakan sistem perpipaan dari discharge compressor menuju dehydration unit. Pipa dengan ukuran 6" dan 8" schedule 40 STD material A312 TP304. Sistem perpipaan desain temperatur sebesar 150 °F dan desain pressure sebesar 935 psig. Analisa yang digunakan pada sistem perpipaan yaitu tegangan, nozzle load kompresor, dan frekuensi alami.

#### 2.2 Tegangan pada Pipa

Tegangan pada pipa meliputi tegangan akibat beban sustain dan beban termal. Nilai tegangan tidak boleh melebihi kriteria berdasarkan ASME B31.3.

##### 2.2.1 Tegangan Akibat Beban Sustain

Jumlah dari tegangan longitudinal (SL) yang disebabkan oleh tekanan, berat pipa dan semua komponen dalam sistem perpipaan merupakan pembebanan akibat sustained yang tidak boleh lebih dari tegangan ijin pada (Sh) [1]. Dimana Sh diperoleh dari Appendix A table A-1 pada ASME B31.3. Nilai tegangan ijin untuk kondisi akibat pembebanan sustain ditentukan berdasarkan persamaan berikut.

$$S_L = \sqrt{(|S_a| + S_b)^2 + (2S_t)^2} < S_h \quad (1)$$

##### 2.2.2 Tegangan Akibat Beban Termal

Tegangan ijin akibat kondisi *expansion thermal* yang terjadi pada suatu material pipa dan komponennya akibat beban thermal yang berulang, *expansion* maupun *contraction* ditetapkan berdasarkan ASME B31.3 dalam ketentuan 302.3.5 (d). Tegangan akibat

pembebanan termal meliputi tegangan bending dan momen puntir.

$$S_E = \sqrt{(S_b)^2 + (4S_t)^2} \quad (2)$$

$$S_b = \frac{\sqrt{(i_o M_i)^2 + (i_o M_o)^2}}{Z} \quad (3)$$

$$S_A = f(1.25S_c + 0.25S_h) \quad (4)$$

### 2.3 Beban Nozzle pada Compressor

Beban nozzle pada kompresor mengacu pada NEMA SM-23. Nilai batasan beban nozzle pada NEMA SM-23 disesuaikan dengan spesifikasi *allowable nozzle* kompresor yang diberikan oleh vendor, seperti 2 sampai 4 kali *allowable* NEMA SM-23.

### 2.4 Modal Analysis

*Modal analysis* digunakan untuk menentukan nilai frekuensi alami. Batasan ijin frekuensi alami pada *reciprocating compressor* menggunakan API 618. Kriteria frekuensi alami yang aman berdasarkan API 618 yaitu  $\pm 20\%$  frekuensi eksitasi.

## 3 HASIL DAN PEMBAHASAN

### 3.1 Data Teknis Penelitian

Data diperoleh dari jalur pipa *discharge compressor* dengan *line number* 6"-CF-PG-017A/B/C/D dan 8"-CF-PG-017. Data teknis sistem perpipaan *high pressure compressor* ke *dehydration unit* ditunjukkan pada Tabel 1

Tabel 1. Data Teknis

Data Teknis Line HPC ke Dehydration Unit			
No	Data Material Pipa	8" CF-PG-017	6"-CF-PG-017 A/B/C/D
	Parameter	Value (Units)	Value (Units)
1	Material	A312 TP304	A312 TP304
2	DN	200	150
3	NPS Pipe	8	6
4	Sch Pipe	40	40
5	Weight Class	STD	STD
6	OD Pipe	8,625 (inch)	6,625 (inch)
7	ID Pipe	7,981 (inch)	6,065 (inch)
8	Nominal Thickness	0,322 (inch)	0,28 (inch)
9	CA	N/A	N/A
10	Density	0,289 (lb/in <sup>3</sup> )	0,289 (lb/in <sup>3</sup> )
11	Momen Inersia (I)	72,5 (in <sup>4</sup> )	28,1 (in <sup>4</sup> )
12	Section Modulus (Z)	16,8 (in <sup>3</sup> )	8,5 (in <sup>3</sup> )
13	Modulus Elastisitas (E)	28300000 (psi)	28300000 (psi)
14	Mill Tolerance	0,125	0,125
15	SMTS	75000 (psi)	75000 (psi)
16	SMYS	30000 (psi)	30000 (psi)
17	Allowable Deflection	0,399	0,303

### 3.2 Data Proses

Data lain yang digunakan dalam penelitian ini yaitu data proses pada *line number* 6"-CF-PG-017A/B/C/D dan 8"-CF-PG-017. Data proses dapat dilihat pada Tabel 2.

Tabel 2. Data Proses

Data Proses		
Parameter	8" CF-PG-017	6"-CF-PG-017 A/B/C/D
Service	Production Gas	Production Gas
Design Pressure	935 (psig)	935 (psig)
Operating Pressure	850 (psig)	850 (psig)
Design Temperature	150 (°F)	150 (°F)
Operating Temperature	110 (°F)	110 (°F)
Hydrotest Pressure	1402,5 (psig)	1402,5 (psig)
Fluid Density	0,036 (lb/in <sup>3</sup> )	0,036 (lb/in <sup>3</sup> )
Ambient Temperature	80,6 (°F)	80,6 (°F)

### 3.3 Tegangan pada Pipa Desain Eksisting

Tegangan dasar meliputi beban sustain, termal dan okasional. Hasil *running Software Caesar II* dapat dilihat pada Tabel 3.

Tabel 3. Nilai tegangan Dasar Desain Eksisting

Nilai Tegangan Dasar Terbesar pada Eksisting								
No	Load Case	Code Stress (psi)	Axial Stress (psi)	Bending Stress (psi)	Torsion Stress (psi)	Hoop Stress (psi)	Allowable Stress (psi)	Kriteria
1	L7 (SUS) W+P3	20562	8393,7	13335,5	1766,4	17381	20000	Tidak Diterima
2	L22 (EXP) L22=L16+L6	74635,5	5701,7	103078,6	14047	10533,9	36771,5	Tidak Diterima
3	L16 (OCC) L16=L10-L3	84573,4	1398,2	109593,5	13432,9	0	26600	Tidak Diterima

### 3.4 Beban Nozzle Compressor Desain Eksisting

Perhitungan *nozzle load* berdasarkan NEMA SM-23 menggunakan *Software CAESAR II*. Nilai *nozzle load* pada setiap *discharge compressor* desain eksisting dapat dilihat pada Tabel 4, Tabel 5, Tabel 6, dan Tabel 7.

Tabel 4. Nilai Nozzle Load pada Discharge Compressor PC-94-302A

Load Case	Parameter	Allowable	Desain	Kriteria
(OPE) W+P1+T1	Fx (lbf)	1200	570	Diterima
	Fy (lbf)	3000	-112	Diterima
	Fz (lbf)	2400	-625	Diterima
	Mx (lbf.ft)	6000	-9796	Tidak Diterima
	My (lbf.ft)	3000	-16266	Tidak Diterima
	Mz (lbf.ft)	3000	-6019	Tidak Diterima
(SUS) W+P1	Fx (lbf)	1200	126	Diterima
	Fy (lbf)	3000	-162	Diterima
	Fz (lbf)	2400	-119	Diterima
	Mx (lbf.ft)	6000	-1271	Diterima
	My (lbf.ft)	3000	-3023	Tidak Diterima
	Mz (lbf.ft)	3000	2770	Diterima

Tabel 5. Nilai Nozzle Load pada Discharge Compressor PC-94-302B

Load Case	Parameter	Allowable	Desain	Kriteria
(OPE) W+P1+T1	Fx (lbf)	1200	717	Diterima
	Fy (lbf)	3000	-191	Diterima
	Fz (lbf)	2400	-764	Diterima
	Mx (lbf.ft)	6000	-11746	Tidak Diterima
	My (lbf.ft)	3000	-19798	Tidak Diterima
	Mz (lbf.ft)	3000	-6074	Tidak Diterima
(SUS) W+P1	Fx (lbf)	1200	80	Diterima
	Fy (lbf)	3000	-200	Diterima
	Fz (lbf)	2400	-75	Diterima
	Mx (lbf.ft)	6000	-387	Diterima
	My (lbf.ft)	3000	-1903	Diterima
	Mz (lbf.ft)	3000	4661	Tidak Diterima

Tabel 6. Nilai Nozzle Load pada Discharge Compressor PC-94-302C

Load Case	Parameter	Allowable	Desain	Kriteria
(OPE) W+P1+T1	Fx (lbf)	1200	697	Diterima
	Fy (lbf)	3000	-216	Diterima
	Fz (lbf)	2400	-745	Diterima
	Mx (lbf.ft)	6000	-11328	Tidak Diterima
	My (lbf.ft)	3000	-19315	Tidak Diterima
	Mz (lbf.ft)	3000	-4998	Tidak Diterima
(SUS) W+P1	Fx (lbf)	1200	-55	Diterima
	Fy (lbf)	3000	-210	Diterima
	Fz (lbf)	2400	52	Diterima
	Mx (lbf.ft)	6000	1741	Diterima
	My (lbf.ft)	3000	1321	Diterima
	Mz (lbf.ft)	3000	7503	Tidak Diterima

Tabel 7. Nilai Nozzle Load pada Discharge Compressor PC-94-302D

Load Case	Parameter	Allowable	Desain	Kriteria
(OPE) W+P1+T1	Fx (lbf)	1200	611	Diterima
	Fy (lbf)	3000	-305	Diterima
	Fz (lbf)	2400	-663	Diterima
	Mx (lbf.ft)	6000	-9605	Tidak Diterima
	My (lbf.ft)	3000	-17228	Tidak Diterima
	Mz (lbf.ft)	3000	-926	Diterima
(SUS) W+P1	Fx (lbf)	1200	193	Diterima
	Fy (lbf)	3000	-254	Diterima
	Fz (lbf)	2400	-182	Diterima
	Mx (lbf.ft)	6000	-1917	Diterima
	My (lbf.ft)	3000	-4622	Tidak Diterima
	Mz (lbf.ft)	3000	4418	Tidak Diterima

Pada gambar di atas dapat dilihat nilai momen yang belum memenuhi kriteria ijin NEMA SM-23. Nilai momen yang tinggi dapat menurunkan keandalan kompresor.

### 3.5 Frekuensi Alami Desain Eksisting

Nilai batasan ijin frekuensi alami mengacu pada standar API 618 sebesar ±20% dari frekuensi eksitasi. Frekuensi eksitasi mempunyai nilai sebesar 50 Hz. Hasil Perhitungan nilai frekuensi alami menggunakan Software CAESAR II dapat dilihat pada Tabel 8.

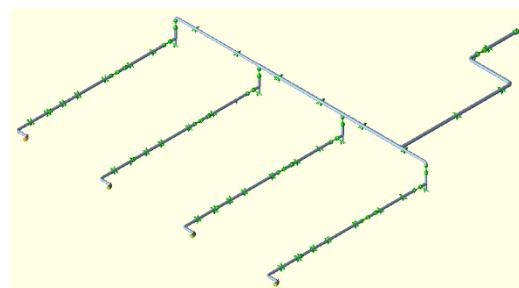
Tabel 8. Nilai Frekuensi Alami Desain Eksisting

Mode	Frekuensi (Hz)	Frekuensi (rad/sec)	Periode (sec)
1	2,179	13,691	0,459
2	2,533	15,915	0,395
3	3,058	19,215	0,327
4	3,427	21,533	0,292
5	3,654	22,902	0,274
6	4,543	28,545	0,22
7	4,839	30,404	0,207
8	4,942	31,053	0,202
9	5,199	32,664	0,192
10	5,468	34,356	0,183

Dari hasil analisa menggunakan Software CAESAR II didapatkan hasil berbagai nilai frekuensi alami pada sistem perpipaan eksisting. Mode 1 merupakan modus awal dengan nilai frekuensi alami terkecil. Nilai frekuensi alami pada mode 1 memenuhi kriteria API 618 yaitu sebesar 2,179 Hz. Nilai tersebut kurang dari ±20% nilai frekuensi eksitasi yaitu 10 Hz.

### 3.6 Pemodelan Redesign

Pemodelan *redesign* terhadap sistem perpipaan *line 6"-CF-PG-017 A/B/C/D* dan *8"-CF-PG-017* menggunakan Software CAESAR II 2018. *Redesign* dilakukan untuk mengetahui pengaruh peletakan *support* terhadap tegangan dan vibrasi yang terjadi. Hal ini bertujuan untuk mendapatkan nilai yang memenuhi batasan ijin yang telah ditentukan. Pemodelan terhadap sistem perpipaan telah dibagi menjadi 46 segmen dan 92 *node*. Pada gambar 1 ditunjukkan pemodelan terhadap sistem perpipaan yang telah dilakukan *redesign*.



Gambar 1. Pemodelan Redesign Sistem Perpipaan

### 3.7 Tegangan Pada Redesign

Setelah dilakukan desain ulang terhadap jumlah dan penempatan support didapatkan hasil running tegangan dasar. Tegangan dasar meliputi beban sustain, termal dan okasional. Hasil *running Software Caesar II* dapat dilihat pada Tabel 9.

Tabel 9. Nilai Tegangan Dasar Redesign

Nilai Tegangan Dasar Terbesar pada Redesign								
No	Load Case	Code Stress (psi)	Axial Stress (psi)	Bending Stress (psi)	Torsion Stress (psi)	Hoop Stress (psi)	Allowable Stress (psi)	Kriteria
1	L7 (SUS) W+P3	9576,5	8354,7	1414,2	152,1	17381	20000	Diterima
2	L22 (EXP) L22-L16-L6	24777,6	5121,9	20123,3	1735,2	10533,9	41990,9	Diterima
3	L16 (OCC) L16-L10-L3	19628,4	611,4	19374,7	1784,1	0	26600	Diterima

### 3.8 Beban Nozzle Compressor Redesign

Perhitungan *nozzle load* berdasarkan NEMA SM-23 menggunakan Software CAESAR II. Nilai *nozzle load* pada setiap *discharge compressor* desain eksisting dapat dilihat pada Tabel 10, Tabel 11, Tabel 12, dan Tabel 13.

Tabel 10. Nilai Nozzle Load pada Discharge Compressor PC-94-302A

Load Case	Parameter	Allowable	Desain	Kriteria
(OPE) W+P1+T1	Fx (lbf)	1200	418	Diterima
	Fy (lbf)	3000	-163	Diterima
	Fz (lbf)	2400	-107	Diterima
	Mx (lbf.ft)	6000	-1070	Diterima
	My (lbf.ft)	3000	-1431	Diterima
	Mz (lbf.ft)	3000	-1998	Diterima
(SUS) W+P1	Fx (lbf)	1200	-12	Diterima
	Fy (lbf)	3000	-217	Diterima
	Fz (lbf)	2400	2	Diterima
	Mx (lbf.ft)	6000	949	Diterima
	My (lbf.ft)	3000	9	Diterima
	Mz (lbf.ft)	3000	6681	Tidak Diterima

Tabel 11. Nilai *Nozzle Load* pada *Discharge Compressor* PC-94-302B

Load Case	Parameter	Allowable	Desain	Kriteria
(OPE) W+P1+T1	F <sub>x</sub> (lbf)	1200	719	Diterima
	F <sub>y</sub> (lbf)	3000	-204	Diterima
	F <sub>z</sub> (lbf)	2400	-257	Diterima
	M <sub>x</sub> (lbf.ft)	6000	-3361	Diterima
	M <sub>y</sub> (lbf.ft)	3000	-4642	Tidak Diterima
	M <sub>z</sub> (lbf.ft)	3000	-5718	Tidak Diterima
(SUS) W+P1	F <sub>x</sub> (lbf)	1200	-20	Diterima
	F <sub>y</sub> (lbf)	3000	-217	Diterima
	F <sub>z</sub> (lbf)	2400	7	Diterima
	M <sub>x</sub> (lbf.ft)	6000	1032	Diterima
	M <sub>y</sub> (lbf.ft)	3000	125	Diterima
	M <sub>z</sub> (lbf.ft)	3000	6812	Tidak Diterima

Tabel 12. Nilai *Nozzle Load* pada *Discharge Compressor* PC-94-302C

Load Case	Parameter	Allowable	Desain	Kriteria
(OPE) W+P1+T1	F <sub>x</sub> (lbf)	1200	808	Diterima
	F <sub>y</sub> (lbf)	3000	-255	Diterima
	F <sub>z</sub> (lbf)	2400	-288	Diterima
	M <sub>x</sub> (lbf.ft)	6000	-3655	Diterima
	M <sub>y</sub> (lbf.ft)	3000	-5192	Tidak Diterima
	M <sub>z</sub> (lbf.ft)	3000	-5657	Tidak Diterima
(SUS) W+P1	F <sub>x</sub> (lbf)	1200	-4	Diterima
	F <sub>y</sub> (lbf)	3000	-217	Diterima
	F <sub>z</sub> (lbf)	2400	2	Diterima
	M <sub>x</sub> (lbf.ft)	6000	949	Diterima
	M <sub>y</sub> (lbf.ft)	3000	43	Diterima
	M <sub>z</sub> (lbf.ft)	3000	6549	Tidak Diterima

Tabel 13. Nilai *Nozzle Load* pada *Discharge Compressor* PC-94-302D

Load Case	Parameter	Allowable	Desain	Kriteria
(OPE) W+P1+T1	F <sub>x</sub> (lbf)	1200	549	Diterima
	F <sub>y</sub> (lbf)	3000	-293	Diterima
	F <sub>z</sub> (lbf)	2400	-198	Diterima
	M <sub>x</sub> (lbf.ft)	6000	-2016	Diterima
	M <sub>y</sub> (lbf.ft)	3000	-3597	Tidak Diterima
	M <sub>z</sub> (lbf.ft)	3000	-266	Diterima
(SUS) W+P1	F <sub>x</sub> (lbf)	1200	-1	Diterima
	F <sub>y</sub> (lbf)	3000	-217	Diterima
	F <sub>z</sub> (lbf)	2400	0	Diterima
	M <sub>x</sub> (lbf.ft)	6000	917	Diterima
	M <sub>y</sub> (lbf.ft)	3000	4	Diterima
	M <sub>z</sub> (lbf.ft)	3000	6500	Tidak Diterima

Pada hasil perhitungan *software* dapat dilihat bahwa nilai momen masih melebihi kriteria NEMA SM-23. Nilai setelah *redesign* lebih rendah dibandingkan dengan desain eksisting.

### 3.9 Frekuensi Alami Redesign

Nilai frekuensi alami setelah *redesign* dapat dilihat pada Tabel 14.

Tabel 14. Nilai Frekuensi Alami Redesign

Mode	Frekuensi (Hz)	Frekuensi (rad/sec)	Periode (sec)
1	3,475	21,833	0,288
2	3,563	22,388	0,281
3	4,086	25,674	0,245
4	4,521	28,408	0,221
5	7,064	44,385	0,142
6	12,035	75,615	0,083
7	12,039	75,646	0,083
8	12,684	79,718	0,079
9	13,455	84,54	0,074
10	14,714	92,449	0,068

Dari hasil analisa menggunakan *Software* CAESAR II didapatkan hasil berbagai nilai frekuensi alami pada sistem perpipaan *redesign*. Mode 1 merupakan modus awal dengan nilai frekuensi alami terkecil. Nilai frekuensi alami pada mode 1 memenuhi kriteria API 618 yaitu sebesar 3,475 Hz. Nilai tersebut kurang dari  $\pm 20\%$  nilai frekuensi eksitasi yaitu 10 Hz.

## 4 KESIMPULAN

Hasil analisa menunjukkan pada desain eksisting nilai tegangan masih belum memenuhi kriteria ASME B31.3, nilai nozzle load compressor belum memenuhi kriteria NEMASM-23, dan nilai frekuensi alami memenuhi kriteria API 618. Setelah dilakukan desain ulang terhadap jumlah dan posisi support didapatkan nilai tegangan frekuensi alami yang memenuhi batas ijin yang telah ditentukan, sedangkan nilai nozzle load compressor masih belum memenuhi batas ijin yang telah ditentukan.

## 5 PUSTAKA

- API 618. (2004). Rotary-Type Positive-Displacement Compressors for Petroleum, Petrochemical, and Natural Gas Industries. Washington DC: API Publishing Services.
- ASME. (2012). ASME B31.3-2012 (Revision of ASME B31.3-2010), Procces Piping. The American Society of Mechanical Engineer: U.S.A.
- Azizah, V. V. (2017). ANALISA TEGANGAN DAN FREKUENSI ALAMI PADA PIPA LINE 1160TH202-200-40C10 DI PLANT FATTY ACID FRACTIONAL UPGRADE. Surabaya.
- Chamsudi, A. (2005). Diktat - Piping Stress Analysis. Jakarta: PT. Rekayasa Industri.
- Chuan, L., & Loong, T. (t.thn.). Pipe Stress Engineering. Houston, Texas, USA: Peng Engineering.
- COADE. (1998). Pipe Stress Analysis Seminar Notes. Houston, Texas: COADE, Inc.
- DNV-RP-D101. (2008). Structural Analysis of Piping System. Hovik, Norway: Det Norske Veritas.
- He, J., & Fu, Z. F. (2001). Modal Analysis. Oxford: Butterworth-Heinemann.
- Kannappan, S. (1986). Introduction To Pipe Stress Analysis. Canada: John Wiley & Sons, Inc.
- MSS SP-69. (1996). Pipe Hangers and Supports- Selected and Application. Vienna, Virginia: Manufacturers Standardization

Society of the Valve and Fittings Industry,  
Inc.

Nayar, M. L. (2000). Piping Handbook. United States of America: McGraw-Hill Companies, Inc.

NEMA SM-23. (1991). Steam Turbine for Mechanical Drive Service. Rosslyn, VA 22209: National Electrical Manufacturers Association.

PT. Tijara Pratama. (2004). Pelatihan Dasar Analisa Tegangan Pipa Menggunakan Software COADE CAESAR II. Jakarta: PT. Tijara Pratama.

Shetty, S. K., & K, R. (2014). Vibration Analysis of a Piping System Attached With Pumps and Subjected to Resonance. International Journal of Emerging Technology and Advanced Engineering, Vol 4.

Smith, P. R., & Van Laan, T. J. (1987). Piping and Pipe Support Systems. United States of America: McGraw Hill, Inc.

Sularso, & Tahara, H. (2006). Pompa & Kompresor : Pemilihan, Pemakaian, dan Pemeliharaan. Jakarta: PT. Pradnya Paramita.

The M.W Kellogg Company. (1956). Design of Piping System. United States of America: A Wiley-Interscience Publication.

Wahyudiyanto. (2008). Initial Displacement - Calculation for Stress Analysis. 5). *Piping Stress Analysis*. Jakarta.

Azizah, V. V., Husodo, A. W., & Mahardhika, P. (2017). Analisa tegangan dan Frekuensi Alami pada Pipa Line 1160TH202-200-40C10 di plant Fatty Acid Fractional Upgrade. Proceeding 2nd Conference of Piping Engineering and its Application.