

## Pengaruh Konfigurasi *Support* Terhadap Tegangan dan Vibrasi *Line Product Shortening & CBS Plant*

Ayu Ratnasari<sup>1\*</sup>, George Endri Kusuma<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\*,3</sup>

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

Email: [Sariratnaayu663@gmail.com](mailto:Sariratnaayu663@gmail.com)<sup>1\*</sup>; [kusuma.george@ppns.ac.id](mailto:kusuma.george@ppns.ac.id)<sup>2\*</sup>; [pekikmahardhika@ppns.ac.id](mailto:pekikmahardhika@ppns.ac.id)<sup>3\*</sup>

---

**Abstract** - The movement of reciprocating pump is one of causes vibration in piping system and placing the support doesn't consider the load received by pipe resulting in leakage and leaks. To overcome the magnitude of stress due to loading and vibration that occurs on line 40-P-658-RIA-JC then required static analysis and dynamic analysis using software CAESAR II. Configuration of support is needed to determine effect of support on stress and vibration that occurs, ensuring the continuity of process and safety on line 40-P-658-RIA-JC. Modeling of 3 configurations made and analyzed includes stress analysis refers to ASME B31.3 standard, nozzle reciprocating pump standard API 674 analysis, local stress analysis on nozzle heat exchanger refers to WRC 107 standard, natural frequency analysis using modal analysis method refer to API 674 & API 618 standard, vibration velocity response analysis using harmonic analysis method refers to API 618 standard. 3 support configurations analyzed the more use support will be inversely proportional to value of stress and vibration. Results static analysis support configuration are still within safe limits however, in the dynamic analysis value of vibration velocity response exceeds the permit limit according to API 618 standard so that 3 support configurations cannot be accepted.

**Keyword:** configuration support, vibration velocity response, natural frequency, reciprocating pump.

---

### Nomenclature

<b>S<sub>h</sub></b>	Tegangan dasar (psi)
<b>S<sub>L</sub></b>	Tegangan longitudinal (psi)
<b>S<sub>A</sub></b>	Allowable stress untuk ekspansi termal (psi)
<b>F<sub>ax</sub></b>	Gaya aksial (lb)
<b>A<sub>i</sub></b>	Internal area of pipe (in <sup>2</sup> )
<b>A<sub>m</sub></b>	Cross section area of pipe (in <sup>2</sup> )
<b>L</b>	Allowable pipe span (in)
<b>W</b>	Total weight (lb/in)
<b>S<sub>h</sub></b>	Allowable tensile stress for the pipe material (psi)
<b>E</b>	Modulus of elasticity (psi)
<b>Z</b>	Modulus of section of pipe (in <sup>3</sup> )
<b>I</b>	Area moment of inersia of pipe (in <sup>4</sup> )
<b>Δ</b>	Allowable deflesction

### 1. PENDAHULUAN

*Line 40-P-658-RIAJC* merupakan salah satu *line* dalam proses pembuatan *shortening & CBS* (mentega putih). Ketika dilakukan *running test* pada *Shortening & CBS plant 6* terjadi vibrasi di *line discharge high pressure pump* menuju *perfector heat exchanger* yang menyebabkan terjadinya kebocoran *sanitary tube*. Hal ini terjadi karena pergerakan pompa *plunger* dengan tekanan operasi sebesar 478,625 psi dengan diameter *sanitary tube* 2 inchi. Peletakkan *support* yang tidak

mempertimbangkan beban yang diterima oleh pipa juga menjadi salah satu faktor terjadinya tegangan dan vibrasi. Dari permasalahan tersebut sistem perlu dilakukan konfigurasi *support* dengan analisa statik dan dinamik untuk mengurangi besarnya tegangan dan vibrasi yang terjadi.

Vibrasi yang terjadi pada sistem perpipaan dapat disebabkan dari berbagai sumber yang dapat menyebabkan pipa mengalami kebocoran dan patah. Salah satu penyebab terjadinya tegangan dan getaran dari pergerakan *reciprocating pump*. Peletakkan *support* dalam sistem perpipaan juga harus mempertimbangkan jarak maksimum yang diijinkan.

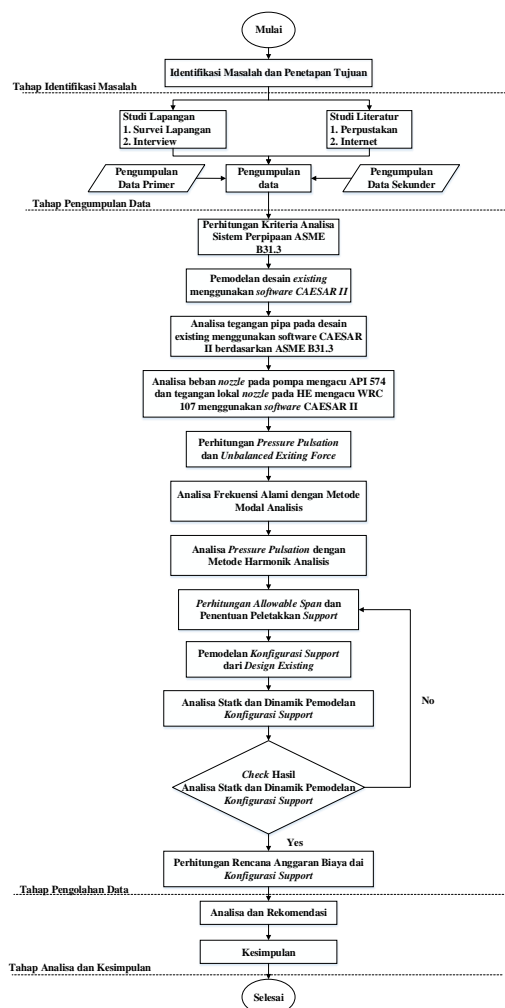
Jarak minimum yang diperbolehkan antara satu *support* dengan *support* lainnya disebut *allowable pipe span* [1]. Ketika frekuensi eksitasi berada dalam lingkup frekuensi alami dari sistem pipa, resonansi pada peralatan dan sistem pipa yang terjadi dapat menyebabkan kerusakan parah untuk peralatan dan sistem perpipaan [5]. Penentuan *allowable pipe span* antara peyangga sangatlah penting karena mempertimbangkan keselamatan serta biaya (ereksi pipa) [6]. Pada penelitian ini dilakukan 3 *modelling* konfigurasi *support* untuk mengetahui pengaruh *support* terhadap tegangan dan vibrasi. Analisa yang dilakukan adalah analisa statik dan

analisa dinamik meliputi analisa tegangan, analisa beban *nozzle* pompa, analisa tegangan lokal pada *heat exchanger*, frekuensi alami, dan respon kecepatan getaran.

## 2. METODOLOGI .

### 2.1 Metodologi Penelitian

Metode yang digunakan dalam penelitian pengaruh konfigurasi *support* terhadap tegangan dan vibrasi ditunjukkan pada Gambar 1.



Gambar 1. Diagram Alir Pengerjaan

### 2.2 Alat dan Bahan

Dalam penelitian kali ini, beberapa standar digunakan untuk proses pengerjaannya. Berikut adalah beberapa standar yang digunakan:

- ASME B31.3 *Piping Process American Society of Mechanical Engineers*.2016.
- API 674 *Positive Displacement Pumps – Reciprocating, American Petroleum Institute* 2010.
- WRC 107 *Welding Research Council* 1987.
- API 618 *Reciprocating Compressors for Petroleum, Chemical, and Gas Industry Services, American Petroleum Institute* 2007.

### 2.3 Formula Matematika

#### a. Pehitungan Allowable Maksimum Pipe Span

Perhitungan *allowable maximum pipe span* ditunjukkan pada persamaan (1), (2), (3), dan (4) [7]. Penentuan jarak *support* dalam kondisi *both end limitation of stress* dapat dihitung dengan persamaan (1) dan *both end limitation of deflection* (2) .

$$L = \sqrt{\frac{0.33 \times ZS_h}{W}} \quad (1)$$

$$L = \sqrt{\frac{\Delta EI}{22.5 \times W}} \quad (2)$$

Kemudian jarak *support* dalam kondisi *both end fixed limitation of stress* dapat dihitung dengan persamaan (3) dan *both end fixed limitation of deflection* (4).

$$L = \sqrt{\frac{0.4 \times ZS_h}{W}} \quad (3)$$

$$L = \sqrt{\frac{\Delta EI}{13.5 \times W}} \quad (4)$$

#### b. Tegangan Sistem Perpipaan

Tegangan sistem perpipaan meliputi tegangan akibat pembebanan sustain dan tegangan akibat ekspansi termal. Nilai dari tegangan sistem perpipaan tidak boleh melebihi batas ijin standar ASME B31.3 [4]. Persamaan (5) menunjukkan perhitungan tegangan akibat pembebanan sustain dan persamaan (6) menunjukkan perhitungan tegangan akibat pembebanan ekspansi termal.

$$S_L = \frac{F_{ax}}{A_m} + \frac{M_b}{l} + \frac{P \cdot D_o}{4t} \leq S_h \quad (5)$$

$$S_A = f (1.255S_c + 0.25S_h) \quad (6)$$

#### c. Beban Nozzle pada Reciprocating Pump

Dalam penentuan batasan ijin nilai beban *nozzle* pada *reciprocating pump* mengacu pada standar API 674 [3]. Pada standar API 674 nilai batasan yang diijinkan pada pipa berdiameter 2 inchi untuk *force* ± 94 lb dan *moment* ± 155 lb.ft.

#### d. Tegangan Lokal pada Nozzle Heat Exchanger

Dalam penentuan batasan ijin nilai beban *nozzle* pada *reciprocating pump* mengacu pada standar WRC 107 [8]. Nilai dari hasil dari perhitungan menggunakan *software* CAESAR II akan dilakukan pengecekan nilai tersebut melebihi batas ijin atau tidak. Nilai Batasan ijin Pm (SUS) sebesar 16700 psi, nilai tegangan Pm + PI (SUS) sebesar 25050 psi, dan nilai tegangan Pm + PI + Q (Total) sebesar 50100 psi.

**e. Frekuesni Alami Metode Modal Analisis**

Dalam penentuan nilai batasan ijin frekuensi alami yang diijinkan pada suatu sistem perpipaan mengacu pada API 618 [2] dan API 674 [3]. Pada API 674 part C.1.8 *Separation Margin Requirement for Piping System point (b)* yang pernyataannya sama dengan ketentuan pada API 618 tentang *Separator Margins part 7.9.4.2.5.3.2* terdapat 2 ketentuan kriteria penerimaan, yaitu :

- Nilai *natural frequency* suatu sistem perpipaan stidaknya lebih besar 2,4 kali dari *maximum rated speed*, sesuai dengan data spesifikasi pompa *speed* pompa sebesar 109 rpm, maka besarnya nilai frekuensi eksitasi adalah 1.817 Hz. Sehingga nilai frekuensi alami sistem perpipaan harus > 4.36 Hz. Apabila *point 1* tidak memenuhi, dapat mengikuti *point 2*.
- Nilai frekuensi alami sistem perpipaan harus dibawah atau di atas  $\pm 20\%$  dari nilai frekuensi eksitasi, sehingga nilai frekuensi sistem perpipaan harus  $n < 1.454$  Hz atau  $n > 2.1804$  Hz.

**f. Respon Kecepatan Getaran**

Sebelum melakukan perhitungan nilai respon kecepatan getaran sistem perpipaan nilai frekuensi alami harus memenuhi ketentuan ijin sesuai API 674 dan API 618. Penentuan batasan ijin nilai respon kecepatan getaran mengacu API 618 tentang *Piping Design Vibration Criteria part 7.9.4.2.5.2.4* mempunyai 2 ketentuan yaitu :

- *When the frequency natural is lower than 10 Hz, the allowable amplitude is 0.5 mm/s peak-peak value.*
- *When the frequency natural is within 10-200 Hz, the allowable ampitude is 32 mm/s peak=peak value.*

**3. HASIL DAN PEMBAHASAN**

**3.1 Maximum Allowable Pipe Span**

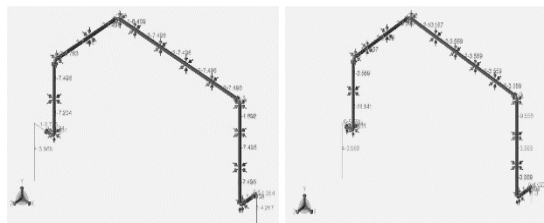
Sistem perpipaan akan mengalami lenturan dan defleksi karena berat pipa itu sendiri dan berat fluida yang mengalir di dalam pipa. Untuk meghindari terjadinya defleksi pipa yang berlebih maka, perlu dilakukan perhitungan panjang jarak maksimum antara dua tumpuan agar defleksi terjadi sekecil mungkin. Dari hasil perhitungan berdasarkan (Sam Kannapan. 1986) akan diambil nilai yang terkecil sebagai acuan penggunaan jarak *support*. Nilai terkecil terdapat pada perhitungan *allowable pipe span* berdasarkan *limitiation of deflection both ends* sebesar 30.228 inchi (767,798 mm) sedangkan nilai terbesar terdapat pada perhitungan *allowable pipe span* berdasarkan *limitiation of stress both end fixed* sebesar 78.509 inchi (1994, 121 mm).

**3.2 Pemodelan Konfigurasi Support 1-3**

Konfigurasi 1 *support* tidak mengubah ketebalan *jacket pipe* karena sudah sesuai dengan minimum ketebalan yang digunakan yaitu 2 inchi yang diubah adalah ketebalan *inner pipe* dari ketebalan awal 0.0472 inchi menjadi 0.109 inchi. Konfigurasi *support 1* tidak mengubah panjang pipa dan arah pipa atau mengubah peletakkan *equipment*. Desain jalur pipa tetap sama dengan kondisi *existing* hanya dilakukan perubahan peletakkan *support inner pipe* dan *support outer pipe* sesuai dengan *allowable span* yang telah dihitung. Jarak *support* yang digunakan sebesar 29.912 inchi (760 mm) karena jarak maksimum adalah 30.228 in (767.798 mm). Jumlah *inner pipe* yang digunakan sebanyak 14 *support* dan *outer pipe* sebanyak 6 *support*.

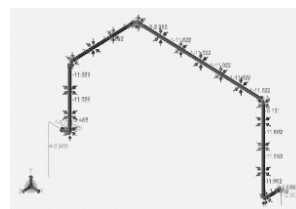
Pada konfigurasi *support 2* desain jalur pipa tetap sama dengan kondisi *existing* hanya dilakukan perubahan peletakkan *support inner pipe* dan *support outer pipe* sesuai dengan *allowable span* yang telah dihitung. Jarak *support* yang digunakan sebesar 27.559 inchi (700 mm).

Konfigurasi *support 3* desain jalur pipa tetap sama dengan kondisi *existing* hanya dilakukan perubahan peletakkan *support inner pipe* dan *support outer pipe* sesuai dengan *allowable span* yang telah dihitung. Jarak *support* yang digunakan sebesar 23.622 inchi (600 mm). Gambar 2, Gambar 3, dan Gambar 4 menunjukkan konfigurasi *support 1, 2, dan 3*.



Gambar 2. Pemodelan Konfigurasi 1

Gambar 3. Pemodelan Konfigurasi 2

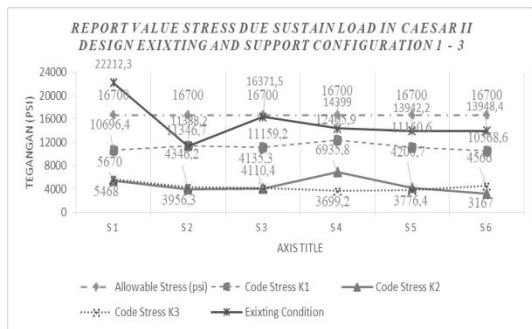


Gambar 4. Pemodelan Konfigurasi 3

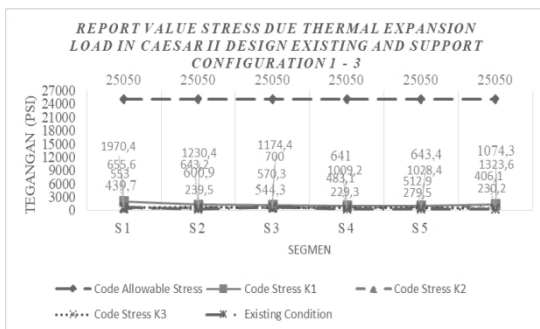
**3.3 Tegangan Sistem Perpipaan**

Dalam penelitian ini, dilakukan analisa statik dan analisa dinamik pada kondisi *existing* dan kondisi konfigurasi *support*. Konfigurasi 1 dengan 6 *outer support*, Konfigurasi 2 dengan 9 *outer support*, dan konfigurasi 3 dengan 12 *outer support*. Nilai dari hasil analisa tegangan

akibat pembebanan sustain kondisi *existing* tidak memenuhi ketentuan standar ASME B31.3 sedangkan dari 3 konfigurasi *support* semua memenuhi batasan tegangan ijin standar ASME B31.3. Gambar 5 menunjukkan nilai tegangan akibat pembebanan sustain pada *design existing* dan konfigurasi *support* 1-3. Gambar 6 menunjukkan nilai tegangan akibat pembebanan termal pada *design existing* dan konfigurasi *support* 1-3.



Gambar 5. Nilai Tegangan Akibat Pembebanan Sustain Design Existing dan Konfigurasi Support 1-3



Gambar 6. Nilai Tegangan Akibat Pembebanan Termal Design Existing dan Konfigurasi Support 1-3

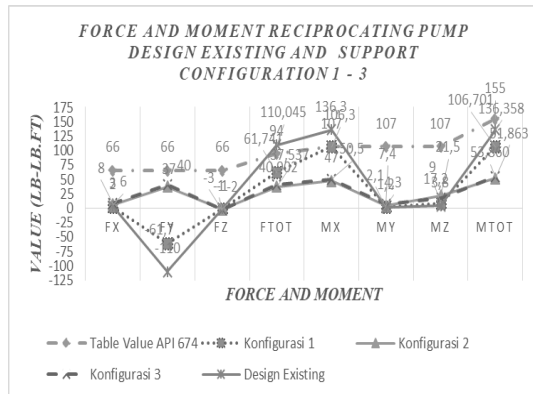
Dari hasil analisa dapat disimpulkan penambahan *support* pada suatu sistem dapat mempengaruhi nilai tegangan yang terjadi. Semakin banyak *support* yang digunakan nilai tegangan semakin kecil.

### 3.4 Beban Nozzle pada Reciprocating Pump

Dikarenakan pompa berjenis *reciprocating pump* pada software CAESAR II tidak tersedia untuk analisa pompa berjenis *reciprocating pump* maka dilakukan perhitungan manual. Perhitungan manual dilakukan untuk mendapatkan nilai *force* dan *moment*. Pada *report global force element* dari hasil tersebut dimasukkan kedalam rumus sesuai pada standar API 674.

Hasil yang didapatkan kemudian dibandingkan dengan batas ijin sesuai API 674. Titik pembebanan terletak pada *restraint anchor connected to pump* setiap konfigurasi *support* mempunyai *node connected to pump* yang berbeda. Gambar 7 menunjukkan nilai beban

*nozzle pump* pada *design existing* dan konfigurasi *support* 1-3.

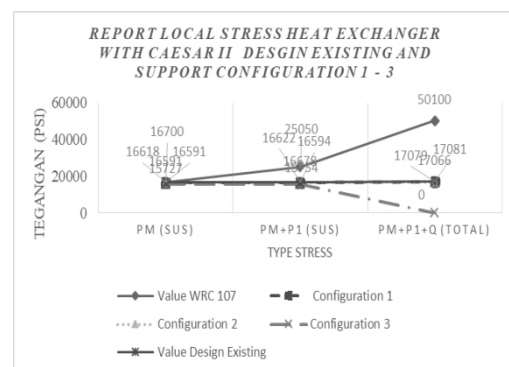


Gambar 7. Nilai Beban Nozzle Reciprocating Pump Design Existing dan Konfigurasi Support 1-3

Dari hasil analisa bebsn *nozzle* pompa dengan konfigurasi *support* telah didapat hasil seperti pada gambar diatas. Dari 3 konfigurasi *support* semua beban *nozzle* pompa *reciprocating* memenuhi batas ijin sesuai standar API 674. Dari 3 konfigurasi *support* pada analisa beban *nozzle* pada *reciprocating pump* penambahan *support* sangat berpengaruh dengan besarnya *force* dan *moment*.

### 3.5 Tegangan Lokal pada Nozzle Heat Exchanger

Analisa tegangan lokal pada *heat exchanger* kondisi *existing* telah dilakukan dengan hasil memenuhi batasan ijin WRC 107 menggunakan software CAESAR II. Titik pembebanan terletak pada *restraint anchor connected to heat exchanger* dengan *node* yang berbeda setiap konfigurasi. Gambar 8 menunjukkan nilai tegangan lokal *nozzle heat exchanger* pada *design existing* dan konfigurasi *support* 1-3.



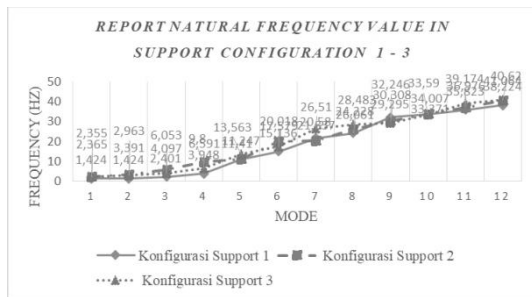
Gambar 8. Nilai Tegangan Lokal pada Nozzle Heat Exchanger Design Existing dan Konfigurasi Support 1-3

Dari 3 konfigurasi *support* nilai Pm (SUS) mempunyai nilai yang sama, nilai Pm + PI tertinggi terdapat pada konfigurasi 1 sebesar

16641 psi, dan nilai tegangan  $P_m + P_I + Q$  (Total) tertinggi terdapat pada konfigurasi 2 sebesar 17081 psi. Semua nilai dari 3 jenis tegangan pada konfigurasi *support* masih dalam zona aman karena tidak melebihi batas ijin sesuai standar WRC 107.

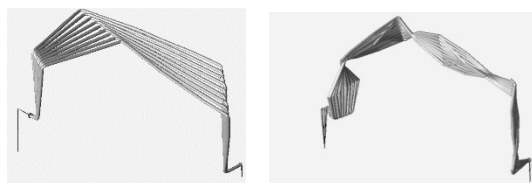
### 3.6 Frekuensi Alami

Pada analisa frekuensi alami dengan metode modal analisis sistem perpipaan kondisi tegangan akibat pembebanan sustain dan tegangan akibat pembebanan ekspansi harus dalam keadaan aman. Konfigurasi *support* dilakukan untuk mengetahui pengaruh konfigurasi *support* terhadap nilai frekuensi alami. Gambar 9 menunjukkan nilai frekuensi alami pada *design existing* dan konfigurasi *support* 1-3.



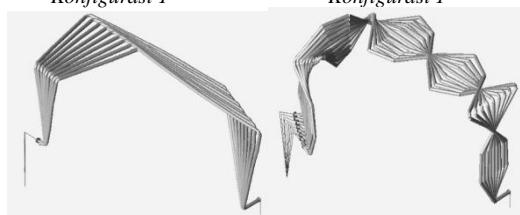
Gambar 9. Nilai Frekuensi Alami Mode 1 sampai 12 pada Design Existing dan Konfigurasi Support 1-3

Dari 3 konfigurasi *support* pada analisa frekuensi alami pada pipa untuk penambahan *support* sangat berpengaruh dengan besarnya frekuensi alami yang terjadi. Pada Gambar 10 (a) dan (b) menunjukkan berbagai bentuk defleksi pada konfigurasi *support* 1. Gambar 11 (a) dan (b) menunjukkan berbagai bentuk defleksi pada konfigurasi *support* 2. Gambar 12 (a) dan (b) menunjukkan berbagai bentuk defleksi pada konfigurasi *support* 3.



Gambar 10(a). Bentuk Defleksi Mode 1 Konfigurasi 1

Gambar 9(b). Bentuk Defleksi Mode 12 Konfigurasi 1

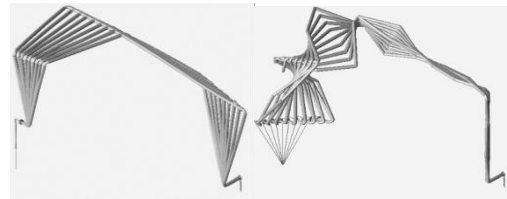


Gambar 11(a). Bentuk

Gambar 11(b). Bentuk

Defleksi Mode 1 Konfigurasi 2

Defleksi Mode 12 Konfigurasi 2



Gambar 12(a). Bentuk Defleksi Mode 1 Konfigurasi 3

Gambar 12(b). Bentuk Defleksi Mode 12 Konfigurasi 3

Dapat disimpulkan penambahan *support* pada suatu sistem dapat mempengaruhi nilai frekuensi alami pada sistem. Semakin banyak *support* yang digunakan semakin besar nilai frekuensi alami yang didapatkan. Frekuensi alami pada pipa tidak hanya berpengaruh pada *support* yang digunakan namun pada diameter pipa, ketebalan pipa, dan panjang pipa pada suatu sistem.

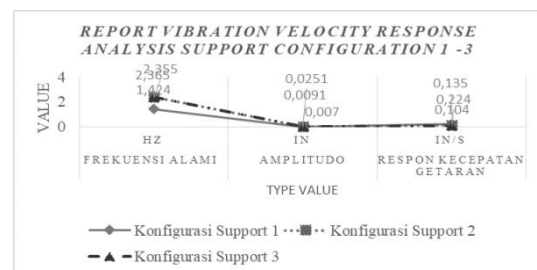
### 3.7 Respon Kecepatan Getaran

Analisa harmonik merupakan suatu metode untuk mendapatkan nilai kecepatan getaran pada suatu sistem perpipaan yang telah di desain. Analisa respon kecepatan getaran dilakukan menggunakan *software* CAESAR II 2014. Hasil yang didapatkan akan dilakukan pengecekan dengan batasan ijin sesuai dengan standar API 618.

Sebelum didapatkan nilai respon kecepatan getaran dilakukan perhitungan manual untuk input data yaitu perhitungan beban harmonik. Tabel 1 menunjukkan hasil perhitungan beban harmonik konfigurasi *support*. Gambar 13 menunjukkan hasil perhitungan respon kecepatan getaran pada konfigurasi *support* 1 sampai 3.

Tabel 1. Hasil Perhitungan Beban Harmonik

Node	Posisi (tipe)	Phase angle	Arah beban harmonik	beban harmonik (lb)
10	Flange Pompa	90	Z	103.708



Gambar 13. Nilai Hasil Perhitungan Respon Kecepatan Getaran Konfigurasi Support 1-3

Dari 3 konfigurasi *support* pada analisa respon kecepatan getaran untuk penambahan *support* sangat berpengaruh dengan besarnya

respon kecepatan getaran yang terjadi. Hal ini dibuktikan pada konfigurasi *support* 1 dengan penggunaan *outer support* sebanyak 6 unit nilai respon kecepatan getaran didapatkan sebesar 0,194 in/s, pada konfigurasi *support* 2 dengan penggunaan *outer support* sebanyak 9 unit (penambahan 3 *support* ) nilai respon kecepatan getaran didapatkan sebesar 0,135 in/s, dan pada konfigurasi *support* 3 dengan penggunaan *outer support* sebanyak 12 unit (penambahan 3 *support*) nilai respon kecepatan getaran didapatkan sebesar 0,104 in/s.

#### 4. KESIMPULAN

Analisa statik dan analisa dinamik dilakukan pada *design existing* dan konfigurasi *support*. Hasil analisa konfigurasi *support* yang dibuat dapat disimpulkan dari 3 konfigurasi *support* semua konfigurasi dapat mengurangi besarnya tegangan dan vibrasi. Banyaknya *support* yang digunakan akan berbanding terbalik dengan nilai tegangan dan vibrasi. Semua konfigurasi *support* masih memenuhi batas ijin pada analisa statik namun, tidak memenuhi batas ijin pada respon kecepatan getaran berdasarkan API 618 sehingga konfigurasi *support* tidak dapat diterima. Untuk membuat sistem aman secara analisa statik dan analisa dinamik tidak hanya dilakukan konfigurasi *support* saja melainkan dengan perubahan diameter, panjang pipa, dan pemberian *damping*.

#### 5. UCAPAN TERIMA KASIH

Penulis menyadari penyusunan penelitian ini tidak terlepas dari bantuan dan bimbingan berbagai pihak. Oleh karena itu penulis menyampaikan terima kasih kepada:

- Kedua orang tua yang selalu mendoakan dan memberi semangat serta kasih sayang kepada penulis.
- Bapak George Endri Kusuma, S.T, M.Sc.Eng. selaku dosen pembimbing I yang telah memberikan bimbingan dan pengarahan serta ilmu yang bermanfaat selama pengerjaan penelitian ini.
- Pekik Mahardhika, S.S.T., M.T., selaku Dosen Pembimbing II sekaligus koordinator Tugas Akhir Program Studi D4 Teknik Perpipaan, atas segala bimbingan ilmu, waktu dan kesabaran dalam memberikan penelitian ini. masukan dan pengarahan kepada penulis dalam menyelesaikan

#### 7. PUSTAKA

[1] Agustinus, D., 2008. *Pengantar Piping Stress Analysis Dengan CAESAR II*. Jakarta: Entry Aguisino Publisher.

[2] API 618, 2007. *Reciprocating Compressors for Petroleum, Chemical, and Gas Industry Services*. Washington, D.C: API.

[3] API 674, 2010. *Positive Displacement Pumps – Reciprocating*. Wangshinton, D.C: API Publishing Services.

[4] ASME B31.3, 2010. *Code of Pressure Piping B31.3*. New York, U.S.A: ASME.

[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] Mahardhika, P., (2017). Penentuan *Allowable Span* antar Penyangga Pipa SLF berdasarkan Tegangan, Defleksi, Frekuensi Alami. *Jurnal IPTEK*, Vol 21 (2) :27-34.

[7] Kannapan, S., 1986. *Introducion to Pipe Stress Analysis*. New York: A Wiley-Interscience Publication.

[8] WRC 107, 1987. *Welding Research Council*. New York : s.n : J. L. Mershon, K. Mokhtarian, G. V. Rajan, E. C. Rodabaugh.