

# Stress Analysis and Design Evaluation of Centrifugal Pump Discharge Line Piping System Connected to a Heat exchanger

Pradiva Nouval Firdaus<sup>1\*</sup>, Adi Wirawan Husodo<sup>1</sup>, Sulthoni Mahardika<sup>1</sup>

Program studi D4 Teknik Perpipaan, Jurusan Teknik Permesinan Kapal, Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya, Surabaya, Indonesia<sup>1</sup>

Email: [pradivanouval.kuliah@gmail.com](mailto:pradivanouval.kuliah@gmail.com)<sup>1\*</sup>; [adi\\_wirawan@ppns.ac.id](mailto:adi_wirawan@ppns.ac.id)<sup>1</sup>; [smahardika@ppns.ac.id](mailto:smahardika@ppns.ac.id)<sup>1</sup>;

**Abstract** - Liquefied Petroleum Gas (LPG) is flowed from the cold fresh separator to the heat exchanger via a centrifugal pump in a piping system at a temperature of  $-101^{\circ}\text{C}$  and a pressure of 435 psig. This path is classified as critical and is analyzed using stress analysis software to evaluate stress, nozzle load, and natural frequency. The shortest pipe span of 22,5 feet was selected based on deflection limits for safety considerations. Initial results showed sustained (24576,5 psi) and occasional (28811,2 psi) stresses at Node 470 exceeded ASME B31.3 limits, while expansion stress at Node 850 (7865,9 psi) remained within the allowable range. After support modification, sustained and occasional stresses were reduced to 2108,4 psi and 4101,4 psi. Nozzle load on the pump remained within API 610 M limits, while the heat exchanger initially exceeded API 662-2 limits; both became acceptable after support adjustment. The initial natural frequency of 2,298 Hz was insufficient, but increased to 8,028 Hz post-modification, meeting DNVGL-RP-D101 (2017) criteria.

**Keyword:** Pipe span, Piping stress analysis, Nozzle load, ASME B31.3

## Nomenclature

|                            |                                          |
|----------------------------|------------------------------------------|
| <b>OD</b>                  | outside diameter (in)                    |
| <b>ID</b>                  | inside diameter (in)                     |
| <b><math>\rho_p</math></b> | pipe density (lb/in <sup>3</sup> )       |
| <b><math>\rho_f</math></b> | fluid density (lb/in <sup>3</sup> )      |
| <b><math>\rho_i</math></b> | insulation density (lb/in <sup>3</sup> ) |
| <b><math>W_p</math></b>    | pipe weight (lb/ft)                      |
| <b><math>W_f</math></b>    | fluid weight (lb/ft)                     |
| <b><math>W_i</math></b>    | insulation weight (lb/ft)                |
| <b><math>W_t</math></b>    | total weight (lb/ft)                     |
| <b><math>I</math></b>      | inersia (in <sup>4</sup> )               |
| <b><math>Z</math></b>      | section modulus (in <sup>3</sup> )       |
| <b><math>E</math></b>      | modulus of elasticity (psi)              |
| <b><math>L_d</math></b>    | span based on deflection (in)            |
| <b><math>L_s</math></b>    | span based on bending stress (in)        |
| <b><math>S_h</math></b>    | allowable tensile stress (psi)           |
| <b><math>\Delta</math></b> | allowable deflection (in)                |

## 1. PENDAHULUAN

Sistem perpipaan ini terhubung ke peralatan *rotary* (pompa sentrifugal), sistem ini termasuk kategori *critical line* dan memerlukan evaluasi menyeluruh [1]. Setiap sistem perpipaan dengan ukuran nominal 3 inci atau lebih yang terhubung ke peralatan berputar harus dianalisis secara statik dan dinamis guna mencegah terjadinya resonansi akibat nilai frekuensi alami yang rendah [2].

Penyesuaian ulang posisi *support* perlu didasarkan pada perhitungan panjang bentang maksimum yang diizinkan, dengan mempertimbangkan batas tegangan dan defleksi, agar diperoleh konfigurasi penyangga yang paling efisien [3][4]. Selain itu, dilakukan analisis tegangan untuk memastikan bahwa beban *sustained*, *expansion*, dan *occasional* tetap berada dalam batas yang diperbolehkan menurut ASME

B31.3 [6], serta dilakukan verifikasi beban *nozzle* untuk pompa sesuai standar API 610 [7] dan untuk beban *nozzle heat exchanger* sesuai standar API 662-2 [8]. Penentuan frekuensi alami pada sistem perpipaan penting untuk mencegah getaran berbahaya akibat aliran internal, tekanan transien, dan *vortex shedding* dari angin atau arus laut [2]. Getaran berlebih dapat diatasi melalui analisis statik dan dinamik [10].

Penelitian ini menggunakan perangkat lunak analisis tegangan untuk memastikan sistem perpipaan aman dan sesuai standar. Sistem ini termasuk *cryogenic* karena beroperasi pada suhu sangat rendah dan terhubung dengan pompa sentrifugal yang termasuk *rotary equipment*. Pompa menghasilkan gaya dinamis dan getaran akibat frekuensi eksitasi. Namun pada penelitian ini tidak membahas tentang resonansi frekuensi eksitasi pompa terhadap sistem perpipaan. Frekuensi yang dianalisis pada penelitian ini disebabkan oleh gempa, angin, akibat aliran internal, dan tekanan transien. Oleh karena itu, diperlukan analisis tegangan menyeluruh untuk mengevaluasi fleksibilitas, penempatan *support*, dan ketahanan sistem perpipaan terhadap beban kerja.

## 2. METODOLOGI.

### 2.1 Metodologi Penelitian

Analisis tegangan pada sistem perpipaan mencakup beban akibat *sustained load*, *thermal load*, dan *expansion load*. Proses analisis ini dilakukan menggunakan perangkat lunak, dengan batas tegangan yang diizinkan mengacu pada referensi [6].

Analisis dilakukan pada sistem perpipaan LPG dengan *Line Number* 3"-PL-14157/58/59-30S0-Z

yang mengalirkan fluida dari *discharge* pompa ke *heat exchanger*, dengan tekanan 435 psig, suhu desain -101 °C, dan suhu operasi -56 °C, menggunakan material A312 Gr TP316L sch 40. Aspek yang dianalisis meliputi: *allowable pipe span*, tegangan *sustained*, *expansion*, *occasional* (ASME B31.3:2024), beban *nozzle* pompa dan *heat exchanger* (API 610:2010 dan API 662-2), serta frekuensi alami (DNVGL-RP-D101:2017)..

## 2.2 Penentuan Pipe Span

Perhitungan panjang bentang pipa penting untuk memastikan keandalan sistem perpipaan, terutama dalam penempatan *support* agar terhindar dari defleksi dan tegangan berlebih akibat beban statis maupun dinamis [9]. Sebelum menentukan panjang bentang, perlu dihitung berat total sistem meliputi pipa, fluida, dan insulasi menggunakan Persamaan (1) hingga (4) sebagaimana dijelaskan dalam metode Sam Kannapan [3]:

$$W_p = \frac{\pi(D_o^2 - D_i^2) \cdot \rho_p \cdot 12}{4} \quad (1)$$

$$W_f = \frac{\pi(D_i^2) \cdot \rho_f \cdot 12}{4} \quad (2)$$

$$W_i = \frac{\pi(D_o^2 - D_i^2) \cdot \rho_i \cdot 12}{4} \quad (3)$$

$$W_t = W_p + W_f + W_i \quad (4)$$

Persamaan (5) digunakan untuk menghitung momen inersia penampang, Persamaan (6) untuk menentukan jarak serat terluar (C), dan Persamaan (7) hingga (9) untuk section modulus (Z), berdasarkan prinsip elastisitas material [5].

$$I = \frac{\pi(D_o^4 - D_i^4)}{64} \quad (5)$$

$$C = \frac{OD}{2} \quad (6)$$

$$Z = \frac{I}{C} \quad (7)$$

$$Z = \frac{\pi(D_o^4 - D_i^4)}{\frac{64}{\frac{OD}{2}}} \quad (8)$$

$$Z = \frac{\pi(D_o^4 - D_i^4)}{32 \cdot OD} \quad (9)$$

Beberapa pendekatan umum digunakan, salah satunya dari Sam Kannapan [3], yang menyajikan dua persamaan berdasarkan kriteria defleksi dengan kedua ujung *pinned* dan beban merata disajikan pada persamaan (10) tegangan lentur juga disajikan pada persamaan (11):

$$L_d = \sqrt[4]{\frac{E \cdot \Delta \cdot I}{22,5 \cdot W}} \quad (10)$$

$$L_s = \sqrt[4]{\frac{0,33 \cdot Z \cdot S_h}{W}} \quad (11)$$

Kellog [4] memberikan pendekatan praktis untuk evaluasi awal sistem perpipaan tanpa analisis teoritis kompleks, berdasarkan *best practice*. Tegangan lentur dihitung dengan Persamaan (12), dan defleksi maksimum dengan Persamaan (13).

$$L_s = \sqrt[4]{\frac{Z \cdot S_h}{1,2 \cdot W}} \quad (12)$$

$$L_d = \sqrt[4]{\frac{E \cdot \Delta \cdot I}{17,1 \cdot W}} \quad (13)$$

## 2.3 Beban Gempa

Beban gempa ditentukan berdasarkan SNI 1726:2019, dengan percepatan *horizontal* sebesar 0,2254 g dan *vertikal* 0,1204 g sesuai spesifikasi proyek.

## 2.4 Beban Nozzle

Penentuan batas aman beban pada *nozzle* pompa (14-P-1103-A dan 14-P-1103-B) dilakukan dengan mengacu pada referensi [7], sementara pada *nozzle heat exchanger* mengacu pada referensi [8]. agar memastikan beban yang diterima tetap berada dalam batas yang diperbolehkan dan tidak membahayakan integritas sistem.

## 2.5 Load case

Analisis tegangan bertujuan memastikan sistem perpipaan aman secara numerik, dengan fokus pada beban *sustained*, *expansion*, dan *occasional*. *Sustained load* berasal dari tekanan internal dan berat pipa, sementara *expansion load* dipicu oleh perubahan suhu fluida [6]. Adapun *Occasional load* adalah beban sesaat akibat kondisi khusus seperti angin, gempa, atau tekanan sementara [6]. Analisis dilakukan menggunakan perangkat lunak berbasis standar ASME B31.3, dengan jenis *loadcase* dijelaskan pada Tabel 1. T1 merupakan suhu operating dan T2 merupakan suhu desain.

Tabel 1 Load case Combination

| Load case | Definition                                     | Load Combination | Stress Type |
|-----------|------------------------------------------------|------------------|-------------|
| L1        | <i>Sustained based on pressure</i>             | W+P1             | SUS         |
| L2        | <i>Operating case condition 1</i>              | W+T1+P1          | OPE         |
| L3        | <i>Operating Case Condition 2</i>              | W+T2+P1          | OPE         |
| L4        | <i>Seismic +Y Direction</i>                    | W+T1+P1+U1       | OPE         |
| L5        | <i>Pure Seismic +Z Direction</i>               | L4-L2            | OCC         |
| L6        | <i>Pure seismic +Z direction and Sustained</i> | L5+L1            | OCC         |
| L7        | <i>Expansion Condition 1</i>                   | L2-L1            | EXP         |

## 2.6 Frekuensi Alami

Nilai frekuensi alami didapatkan dengan metode *modal analysis* yang dilakukan berdasarkan perhitungan dan analisa pada *software*. Penentuan frekuensi alami yang diizinkan mengacu pada standar perusahaan tentang frekuensi alami, nilai frekuensi alami suatu sistem perpipaan harus di bawah 4 to 5 Hz [2]. Analisis frekuensi alami dianalisis dengan load case L2.

## 3. HASIL DAN PEMBAHASAN

### 3.1 Perhitungan Pipe Span

Penentuan jarak maksimum antar penyangga pipa (*allowable pipe span*) dilakukan dengan Persamaan (1)–(5) dan (9) berdasarkan referensi [3], [5]. Tabel 2 menyajikan hasil perhitungan beban per satuan panjang pipa dan sifat penampang. Beban pipa tanpa fluida ( $W_p$ ) sebesar 7,76 lb/ft, sedangkan beban fluida ( $W_f$ ) sebesar 1,59 lb/ft dan beban insulasi ( $W_i$ ) relatif kecil yaitu 3,12E-03 lb/ft. Total beban pipa yang diperoleh adalah 9,35 lb/ft. Nilai momen inersia ( $I$ ) sebesar 3,01 in<sup>4</sup> dan modulus penampang ( $Z$ ) sebesar 1,72 in<sup>3</sup>.

Tabel 2 Calculated Parameters for Pipe Span Analysis

| Parameters  | Values   | Units           |
|-------------|----------|-----------------|
| $W_p$       | 7,76     | lb/ft           |
| $W_f$       | 1,59     | lb/ft           |
| $W_i$       | 3,12E-03 | lb/ft           |
| $W_{Total}$ | 9,35     | lb/ft           |
| $I$         | 3,01     | in <sup>4</sup> |
| $Z$         | 1,72     | in <sup>3</sup> |

Tabel 3 menyajikan hasil perhitungan bentang pipa maksimum menggunakan Persamaan (10) dan (11) berdasarkan pendekatan Sam Kannappan [3] serta Persamaan (12) dan (13) berdasarkan pendekatan Kellogg [4]. Dari tabel tersebut terlihat bahwa bentang maksimum dengan kriteria defleksi adalah 22,5 ft (Kannappan) dan 24,1 ft (Kellogg), sedangkan dengan kriteria tegangan lentur masing-masing sebesar 39,9 ft dan 63,3 ft.

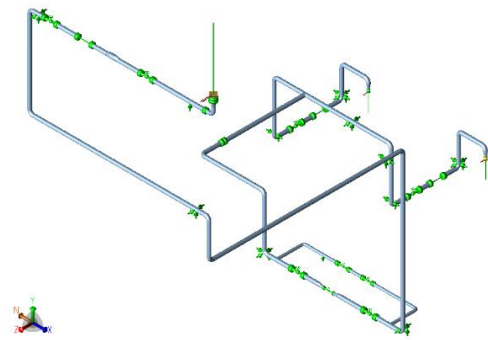
Tabel 3 Result of span refer to sam kannapan

| Method            | Span based on deflection (ft) | Span based on bending stress (ft) |
|-------------------|-------------------------------|-----------------------------------|
| Sam Kannappan [3] | 2,25E+01                      | 3,99E+01                          |
| Kellog [4]        | 2,41E+01                      | 6,33E+01                          |

### 3.2 Pemodelan desain pada software stress analysis

Tahap awal yang dilakukan adalah pemodelan sistem perpipaan. Pemodelan ini bertujuan untuk mengevaluasi tegangan akibat beban *sustained*, *expansion*, dan *occasional*. Hasil pemodelan

setelah penyesuaian posisi *support* ditampilkan pada Gambar 1.



Gambar 1 Modelling at Software Stress Analysis

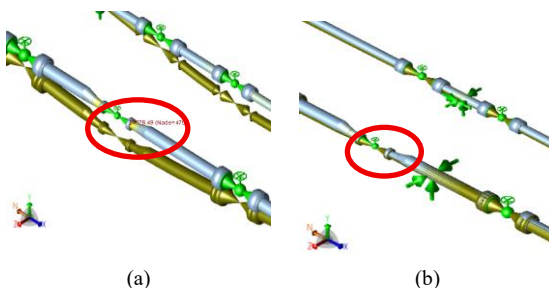
### 3.3 Stress due to Sustained Load

Desain awal menunjukkan *overstress* pada node 470 karena *span* 270 inchi dihitung untuk beban merata dengan tumpuan *pinned* dan tanpa *concentrated load*. Namun, di kondisi aktual terdapat tiga *valve* dalam jarak 4 meter (13,1234 ft), sehingga pipa tidak mampu menahan beban tersebut dan mengalami *overstress*. Oleh karena itu, diperlukan penempatan ulang *support* dengan jarak yang lebih pendek. Setelah *support* dimodifikasi dengan jarak lebih pendek, tegangan kembali dalam batas aman. Tabel 7 menunjukkan tegangan tertinggi pada node 470 sebelum modifikasi sebesar 24.576,5 psi (melebihi 20.000 psi) dan setelah modifikasi turun menjadi 2.108,4 psi (di bawah batas izin).

Tabel 4 comparison of the highest stress results before and after support modification due to sustained load

| Retype support | Node | Code stress (psi) | Allowable stress (psi) | Ratio (%) | Result |
|----------------|------|-------------------|------------------------|-----------|--------|
| Before         | 470  | 24576,5           | 20000                  | 122,9     | Fail   |
| After          | 470  | 2108,4            | 20000                  | 10,54     | Pass   |

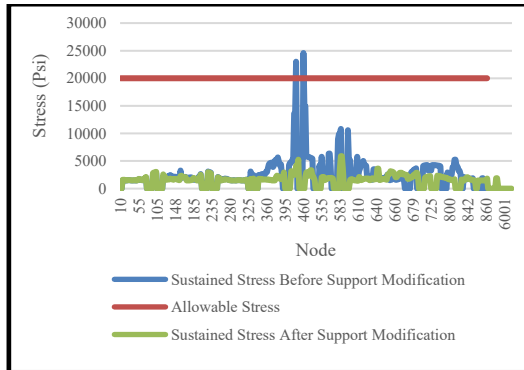
Lokasi terjadinya tegangan tinggi pada node 470 sebelum dan sesudah modifikasi support dapat dilihat pada Gambar 2a dan 2b.



Gambar 2. High stress location due to sustained load: (a) before support modification, (b) after support modification.

Gambar 3 menunjukkan distribusi tegangan akibat *sustained load*, sebelum modifikasi (biru) beberapa node mengalami *overstress* melebihi batas izin (merah), sedangkan setelah modifikasi

(hijau) seluruh tegangan berada di bawah batas izin.



Gambar 3 Stress Value Graph due to Sustained Load

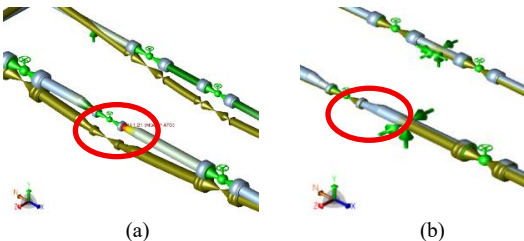
### 3.4 Stress due to Occasional Load

Node 470 mengalami *overstress* akibat kombinasi *sustained* dan *pure seismic* arah +Z. Setelah penambahan support dengan jarak diperpendek, tegangan kembali aman. Tabel 8 menunjukkan tegangan awal melebihi batas izin (28.811,2 psi > 26.600 psi), sedangkan setelah modifikasi turun menjadi 4.101,4 psi di bawah batas izin.

Tabel 5 comparison of the highest stress results before and after support modification due to occasional load

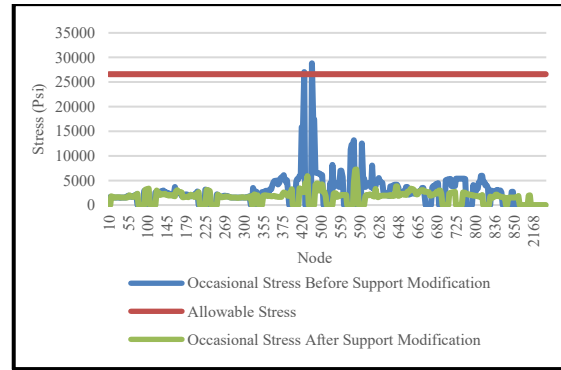
| Retype support | Node | Code stress (psi) | Allowable stress (psi) | Ratio (%) | Result |
|----------------|------|-------------------|------------------------|-----------|--------|
| Before         | 470  | 28811,2           | 26600                  | 108,3     | Fail   |
| After          | 470  | 4101,4            | 26600                  | 15,4      | Pass   |

Gambar 4a dan 4b memperlihatkan lokasi tegangan tinggi pada *node* 470 sebelum dan sesudah modifikasi *support*.



Gambar 4 High stress location due to occasional load: (a) before support modification, (b) after support modification.

Gambar 5 menampilkan distribusi tegangan akibat *occasional load*. Kondisi awal (biru) menunjukkan *overstress* pada beberapa *node* di atas batas izin (merah), sedangkan setelah modifikasi (hijau) seluruh tegangan berada dalam batas aman.



Gambar 5 Stress Value Graph due to Occasional Load

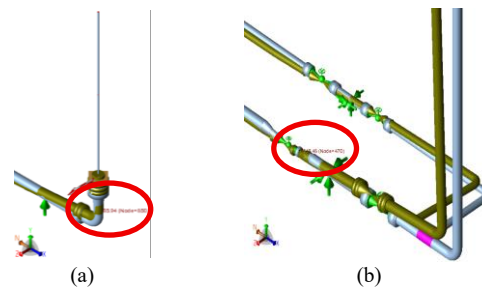
### 3.5 Stress due to Expansion Load

Sebelum modifikasi, tegangan tertinggi tercatat pada Node 850 sebesar 7.865,9 psi dan masih di bawah *allowable stress*. Setelah modifikasi, tegangan tertinggi berpindah ke Node 470 dengan nilai 19.746,5 psi, namun tetap dalam batas aman sebagaimana ditunjukkan pada Tabel 9.

Tabel 6 comparison of the highest stress results before and after support modification due to expansion load

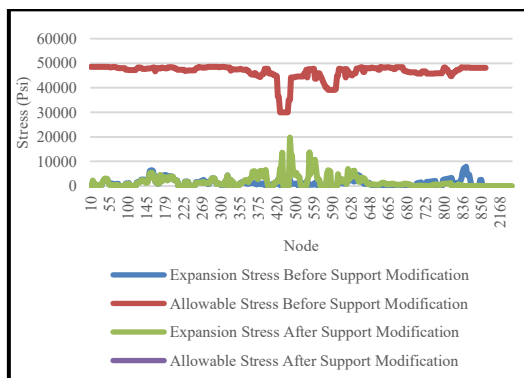
| Retype support | Node | Code stress (psi) | Allowable stress (psi) | Ratio (%) | Result |
|----------------|------|-------------------|------------------------|-----------|--------|
| Before         | 850  | 7865,9            | 48098,52               | 16,35     | Pass   |
| After          | 470  | 19746,5           | 47891,6                | 41,2      | Pass   |

Gambar 6a menunjukkan lokasi tegangan tinggi pada *node* 850 sebelum modifikasi, sedangkan Gambar 6b memperlihatkan perpindahan tegangan tinggi ke *node* 470 setelah modifikasi *support*.



Gambar 6 High stress location due to occasional load: (a) before support modification, (b) after support modification

Gambar 7 menunjukkan distribusi tegangan akibat *expansion load*. Sebelum maupun sesudah modifikasi *support*, seluruh tegangan (biru dan hijau) berada di bawah batas izin (merah), sehingga kondisi sistem tetap aman.



Gambar 7 Stress Value Graph due to Expansion Load

### 3.6 Nozzle Load

Evaluasi beban *nozzle* dilakukan dengan *Pipe Stress Analysis* untuk membandingkan gaya dan momen terhadap batas standar perusahaan. Analisis menggunakan load case L2 (suhu operasi) dan L3 (suhu desain) setelah perubahan konfigurasi perpipaan, guna memastikan beban *nozzle* tetap dalam batas aman. Tabel 10 menunjukkan hasil analisis beban *nozzle* pompa aktif sebelum modifikasi, di mana seluruh gaya dan momen masih di bawah batas izin sehingga dinyatakan aman (*Pass*).

Tabel 7 Analysis Results of the Highest Active Pump Nozzle Load Before Support Modification

| Komponen        |      |      |           |        |
|-----------------|------|------|-----------|--------|
| Force (lbf)     | L2   | L3   | Allowable | Result |
| Fx              | -20  | -42  | 260,7     | Pass   |
| Fy              | -88  | -114 | 400,16    | Pass   |
| Fz              | 2    | 0    | 319,299   | Pass   |
| Moments (lb.ft) |      |      |           |        |
| Mx              | 4,8  | 1,7  | 339,2     | Pass   |
| My              | 5,8  | 2,7  | 516,29    | Pass   |
| Mz              | 24,3 | 36,9 | 678,55    | Pass   |

Tabel 11 menunjukkan beban *nozzle* pompa *stand-by* sebelum modifikasi, dengan seluruh gaya dan momen berada di bawah batas izin (*Pass*).

Tabel 8 Analysis Results of Stand-by Pump Nozzle Load Before Support Modification

| Komponen        |       |       |           |        |
|-----------------|-------|-------|-----------|--------|
| Force (lbf)     | L2    | L3    | Allowable | Result |
| Fx              | -115  | -178  | 260,7     | Pass   |
| Fy              | -96   | -115  | 400,16    | Pass   |
| Fz              | 5     | -16   | 319,299   | Pass   |
| Moments (lb.ft) |       |       |           |        |
| Mx              | -4,5  | 28,2  | 339,2     | Pass   |
| My              | 3,9   | -31,9 | 516,29    | Pass   |
| Mz              | 102,5 | 138,2 | 678,55    | Pass   |

Tabel 9 Analysis Results of Highest Exchanger Nozzle Load before support modification

| Komponen        |       |       |           |        |
|-----------------|-------|-------|-----------|--------|
| Force (lbf)     | L2    | L3    | Allowable | Result |
| Fx              | 7     | 9     | 172,6     | Pass   |
| Fy              | -151  | -280  | 172,6     | Fail   |
| Fz              | 0     | 1     | 172,6     | Pass   |
| Moments (lb.ft) |       |       |           |        |
| Mx              | 9,2   | 10,5  | 140,8     | Pass   |
| My              | 2,4   | 2,8   | 140,8     | Pass   |
| Mz              | 404,6 | 579,2 | 140,8     | Fail   |

Analisis awal menunjukkan beban *nozzle* pada *heat exchanger* melebihi batas API 662-2 (*overload*), sedangkan pada pompa masih di bawah batas API 610. Kondisi ini diselesaikan melalui *support modification*. Tabel 13 menunjukkan beban *nozzle* pompa aktif setelah modifikasi, seluruh gaya dan momen masih di bawah batas izin (*Pass*).

Tabel 10 Analysis Results of the Highest Active Pump Nozzle Load After Support Modification

| Komponen        |      |      |           |        |
|-----------------|------|------|-----------|--------|
| Force (lbf)     | L2   | L3   | Allowable | Result |
| Fx              | -54  | -78  | 260,7     | Pass   |
| Fy              | -87  | -120 | 400,16    | Pass   |
| Fz              | 4    | 0    | 319,299   | Pass   |
| Moments (lb.ft) |      |      |           |        |
| Mx              | 6,8  | 2,7  | 339,2     | Pass   |
| My              | 7,9  | 3,8  | 516,29    | Pass   |
| Mz              | 50,6 | 73   | 678,55    | Pass   |

Tabel 14 menunjukkan beban *nozzle* pompa *stand-by* setelah modifikasi, dengan seluruh gaya dan momen tetap berada di bawah batas izin (*Pass*).

Tabel 11 Analysis Results of Highest Stand By Pump Nozzle Load after support modification

| Komponen        |       |       |           |        |
|-----------------|-------|-------|-----------|--------|
| Force (lbf)     | L2    | L3    | Allowable | Result |
| Fx              | -93   | -159  | 260,7     | Pass   |
| Fy              | -97   | -119  | 400,16    | Pass   |
| Fz              | 33    | 18    | 319,299   | Pass   |
| Moments (lb.ft) |       |       |           |        |
| Mx              | 0,5   | -24,5 | 339,2     | Pass   |
| My              | -17,7 | -45,2 | 516,29    | Pass   |
| Mz              | 85,8  | 129,1 | 678,55    | Pass   |

Tabel 15 menunjukkan beban *nozzle* pada *heat exchanger* setelah modifikasi, dengan seluruh gaya dan momen berada di bawah batas izin sehingga dinyatakan aman (*Pass*).

Tabel 12 Analysis Results of Highest Exchanger Nozzle Load after support modification

| Komponen    |     |     |           |        |
|-------------|-----|-----|-----------|--------|
| Force (lbf) | L2  | L3  | Allowable | Result |
| Fx          | 25  | 25  | 172,6     | Pass   |
| Fy          | -41 | -41 | 172,6     | Pass   |
| Fz          | 0   | 0   | 172,6     | Pass   |



| Moments<br>(lb.ft) |      |      |       |      |
|--------------------|------|------|-------|------|
| Mx                 | 1,2  | 1    | 140,8 | Pass |
| My                 | 0,7  | 0,6  | 140,8 | Pass |
| Mz                 | 33,7 | 33,5 | 140,8 | Pass |

### 3.8 Frekuensi Alami

Analisis dengan load case L2 menunjukkan frekuensi alami mode pertama sebesar 2,298 Hz Tabel 16, di bawah batas minimum 4–5 Hz sehingga berisiko resonansi akibat angin atau gempa [2]. Untuk mengurangi risiko ini, dilakukan redesain dengan pengaturan ulang posisi dan jenis *pipe support* guna meningkatkan kekakuan sistem. Tabel 16 menunjukkan nilai frekuensi alami sebelum modifikasi *support*, dengan frekuensi sebesar 2,298 Hz (14,437 rad/s) dan periode 0,435 s.

Tabel 13 Value of Natural Frequency before support modification

| Mode | Frequency<br>(Hz) | Frequency<br>(Rad/s) | Period<br>(s) |
|------|-------------------|----------------------|---------------|
| 1    | 2,298             | 14,437               | 0,435         |

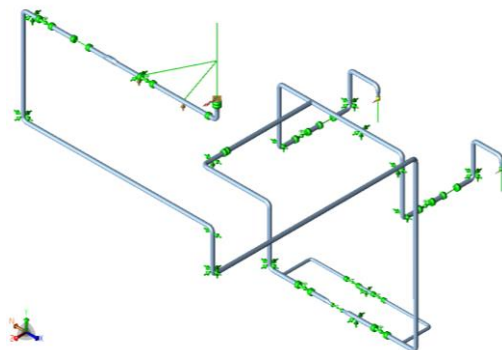
Setelah modifikasi, frekuensi alami meningkat menjadi 8,028 Hz, sebagaimana ditunjukkan pada Tabel 17, dan telah melebihi batas minimum 5 Hz sesuai standar DNVGL-RP-D101 [2]. Hal ini menunjukkan bahwa sistem telah keluar dari zona kritis resonansi dan lebih aman terhadap gangguan dinamis

Tabel 14 Value of Natural Frequency after support modification

| Mode | Frequency<br>(Hz) | Frequency<br>(Rad/s) | Period<br>(s) |
|------|-------------------|----------------------|---------------|
| 1    | 8,028             | 50,444               | 0,125         |

### 3.7 Perubahan Modelling After Support Modification

Setelah modifikasi support untuk mengatasi *overstress*, *overload nozzle*, dan frekuensi alami rendah, desain akhir ditunjukkan pada Gambar 11.



Gambar 8 Modelling After Support Modification

## 4. KESIMPULAN

Analisis awal menunjukkan bahwa *pipe span* dipilih dengan metode Sam Kannappan (*uniformly loaded beam simply supported at both ends*) karena menghasilkan nilai terkecil dan konservatif. Namun, frekuensi alami masih di bawah standar DNVGL-RP-D101, beban *nozzle* pada *heat exchanger* melebihi batas maksimum, dan tegangan akibat *sustained load* serta *occasional load* mengalami *overstress*, sehingga sistem dinyatakan tidak aman. Untuk mengatasinya dilakukan modifikasi konfigurasi perpipaan melalui perubahan jenis dan posisi *support*, yang terbukti meningkatkan performa sistem secara signifikan.

## 5. DAFTAR PUSTAKA

- [1] A. Chamsudi, *Piping Stress Analysis*. Diktat Piping Stress Anal., p. 99, 2005.
- [2] DNVGL-RP-D101, *Structural Analysis of Piping Systems: Recommended Practice DNV-RP-D101*, July 2017.
- [3] S. Kannappan, *Introduction to Pipe Stress Analysis*, New York: John Wiley & Sons, 1986.
- [4] M. Kellogg, "Design of piping systems," *Journal of the Franklin Institute*, vol. 262, no. 5, pp. 417–456, 1956. doi: 10.1016/0016-0032(56)90101-6.
- [5] S. Timoshenko. (1940). *Strength of Materials: Part I – Elementary Theory and Problems*. D. Van Nostrand Company.
- [6] ASME B31.3. (2024). ASME B31.3-2024, Process Piping. The American Society of Mechanical Engineer: U.S.A.
- [7] American Petroleum Institute. (2010). *Centrifugal Pumps for Petroleum, Petrochemical and Natural Gas Industries* (API Standard 610, 11th ed.).
- [8] American Petroleum Institute. (2006). *Plate Heat Exchangers for General Refinery Services: Part 2 – Brazed Aluminum Plate-Fin Heat Exchangers* (API Standard 662, 1st ed.). Reaffirmed February 2011.
- [9] Krisnantono, W., Poernomo, H., & Mahardhika, P. (2020). Analisa tegangan *sustained load* dan *nozzle load* dari tie-in point existing menuju inlet new knock out drum. In *Proceedings of the 5th Conference of Piping Engineering and Its Application (CPEAA)*.
- [10] Shetty, S. K., & Raghunandana, K. (2014). Vibration Analysis of a Piping System Attached with Pumps and Subjected to Resonance. *International Journal of Emerging Technology and Advanced Engineering*, 4(9), 1–6.