

Analisa Tegangan Sustained Load dan Nozzle Load dari Tie-In Point Existing Menuju Inlet New Knock Out Drum

Wahono Krismantono^{1*}, Heroe Poernomo², Pekik Mahardhika³

Program Studi D-IV Teknik Perpipaan, Jurusan Teknik Permesinan Kapal, Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya, Indonesia^{1*}

Program Studi D-IV Teknik Perpipaan, Jurusan Teknik Permesinan Kapal, Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya, Indonesia²

Program Studi D-IV Teknik Perpipaan, Jurusan Teknik Permesinan Kapal, Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya, Indonesia³

Email: kriswahono56@gmail.com^{1*}; hero_e_p@poltera.ac.id^{2*}; pekikmahardhika@ppns.ac.id^{3*};

Abstract – Refinery Unit is a plant intended to produce fuel oil, along with the continuing need for oil, the Refinery Unit facility needs to be developed "EPC RELOCATION FLARE BPP II AND NEW FLARE HCC" is one of the production facility development projects. The location at the old flare point will be used for development, and the flare will be moved to a place that does not belong to the Refinery Unit development site. One of the facilities piping system that rebuilds is knock out drum, by connecting existing pipe use tie-in method to inlet new knock out drum. This pipeline has 6 line numbers diameter of 12" with a design temperature of 200° C and a design pressure 49,78 psi, therefore the load received by the pipe is very large so that it needs proper calculations and simulations by computer. Stress analysis in this case focuses on static stress analysis, flexibility, and allowable pipe span of the pipe which includes stress due to sustained load, and nozzle load. From the above problems analyzed by comparing manual calculation with running results on CAESAR II software so that the stress value can be determined according to the limits of ASME B31.3. The results of manual calculations show the sustained loads and CAESAR II software show the sustained loads and nozzle loads on the piping system is below the allowable limit value. So, from the results of the analyzed calculations or CAESAR II software states that the piping system is safe when operating.

Keywords : nozzle load, pipe flexibility, allowable pipe span , sustained load, nozzle load

1. PENDAHULUAN

EPC RELOKASI FLARE BPP II DAN NEW FLARE HCC merupakan salah satu project di area kerja PT Pertamina Refinery Unit (RU) berlokasi di Balikpapan. Kalimantan Timur. Pertamina RU V Balikpapan sedang melakukan pengembangan fasilitas pengolahan minyak di lokasi Refinery Unit V dengan tujuan meningkatkan kapasitas produksi. Sejalan dengan pengembangan fasilitas produksi terdapat beberapa area yang akan di tempati unit baru terdapat flare stack yang akan dipindahkan, karena lokasi tersebut akan digunakan area perluasan peningkatan produksi. Pemindahan tersebut menambahkan jalur pipa, knock out drum, pompa serta equipment-equipment yang akan dibutuhkan untuk menyelesaikan pembangunan flare yang baru. Jalur pipa yang baru akan di sambungkan dengan jalur existing dengan metode Tie in point. Dalam tahap perancangan sistem perpipaan perlu dilakukan perhitungan yang kompleks untuk menjaga dan menjamin agar sistem perpipaan aman pada saat beroperasi. Salah satu perhitungan engineering yang vital dan menentukan keberhasilan suatu sistem perpipaan adalah perhitungan peletakan support dan analisa tegangan pipa (pipe stress analysis). Pipe stress analysis adalah suatu metode terpenting untuk meyakinkan dan menetapkan secara numerik bahwa sistem perpipaan dalam engineering adalah aman. Dalam analisa bahwa beban terjadi karena adanya

pengaruh perlakuan beban statik dan perlakuan beban dinamik. Pemasangan support (penyangga) adalah hal yang paling penting agar pengaruh pembebanan (statik dan dinamik) selama operasi sistim perpipaan tidak mengalami kegagalan atau kerusakan. [2] Berdasarkan ASME 31.3, lingkup kerja yang dikembangkan pada code ini meliputi petroleum refineries plant, chemical plant, pharmaceutical, textile, paper, semiconductor, and cryogenic plants, atau berkenaan dengan pabrik pengolahan lainnya [1]. Line pipe dari tie in point menuju knock out drum merupakan proses utama pada proyek relokasi flare sehingga desain line perancangan harus diperhitungkan. Analisa nozzle pada Inlet Knock Out Drum menggunakan analisa nozzle load. Pada analisa nozzle ini juga bergantung pada perancangan line Knock Out Drum menggunakan bantuan software CAESAR II 2018.

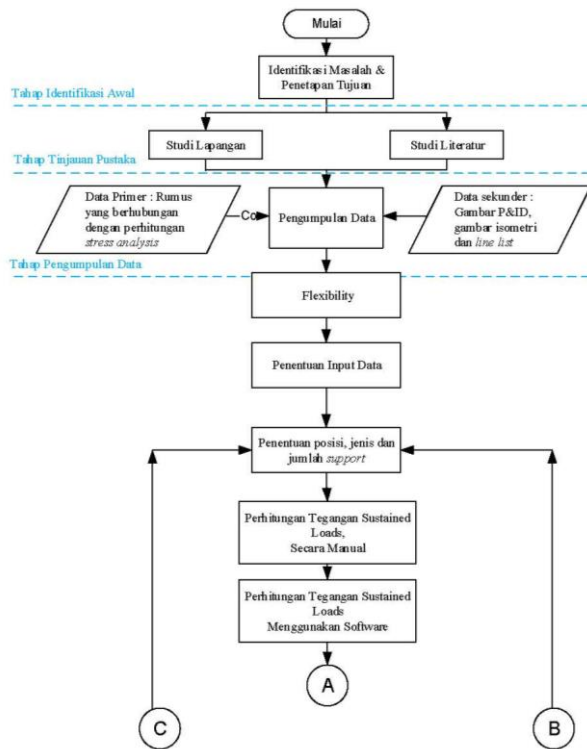
2. METODOLOGI

2.1 Panjang Artikel

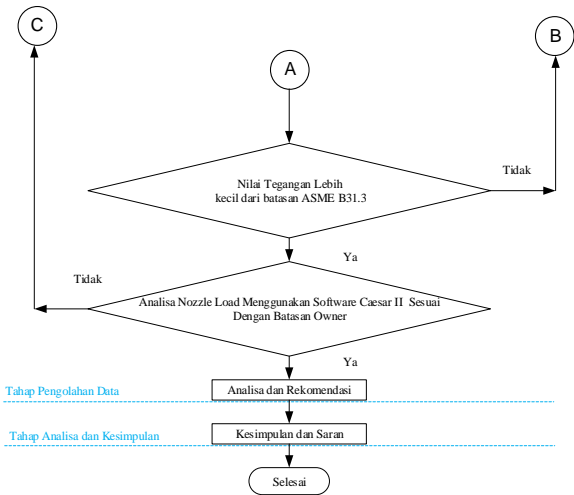
Proses pengerjaan Tugas Akhir dimulai dengan mengidentifikasi topik dan merumuskan masalah dari topik yang dipilih, dilanjutkan dengan penentuan dari pembuatan Tugas Akhir. Pengumpulan referensi dan data yang dikaji dalam proses pembuatan Tugas Akhir didapatkan dari data perusahaan dan studi literatur.

Setelah mendapatkan data untuk Pengerjaan Tugas Akhir dilanjutkan dengan pengolahan data dengan tahapan berikut:

- 1) Perhitungan allowable span optimal berdasarkan limitation allowable deflection dan limitation of stress dan penentuan jenis support yang digunakan.
- 2) Perhitungan tegangan Sustained load
- 3) Perhitungan besarnya gaya dan momen nozzle akibat operation load dan sustain load yang terjadi pada critical line.



Gambar 1a. Diagram alir penelitian



Gambar 1b. Diagram alir penelitian

2.2 Formula Matematika

2.2.1 Allowable Span

$$L = \frac{\sqrt{0.4ZSh}}{w} \quad \text{Limitation of stress} \quad (1)$$

$$L = \frac{\sqrt{\Delta EI}}{13.5 w} \quad \text{Limitation of deflection} \quad (2)$$

Keterangan:

L = allowable pipe span (in)

Z = section modulus (in³)

Sh = allowable tensile stress pada temperatur tinggi (lb/in²)

W = berat total pipa (lb/in)

E = Modulus Elastisitas (lb/in²)

2.2.2 Jumlah Pipe Support

$$\text{Jumlah support} = \frac{\text{Panjang pipa}}{\text{Maximum allowable span}} \quad (3)$$

2.2.3 Analisa Flexibilitas Pipa

ASME B31.3 memberikan sebuah rumus sederhana yang dapat digunakan sebagai dasar apakah sebuah kalkulasi formal dari tegangan akibat ekspansi termal pada sistem perpipaan diperlukan atau tidak. Bila ternyata dari hasil perhitungan didapat > K1, maka analisis formal diperlukan, namun bila hasil perhitungan menyatakan ≤ K1, maka tidak diperlukan analisis formal, dan perhitungan tegangan tetap dilakukan namun tidak mendetail.

$$\frac{Do \cdot \Delta L}{(L-U)} \leq K1 \quad (4)$$

Dimana:

do = Diameter luar pipa (m)

Δl = Pemuaian yang harus diserap pipa (mm)

L = Panjang semua pipa antara dua ankor (m)

U = Jarak langsung antar dua ankor (m)

K1 = 208.3

2.2.3 Sustained Load

Sustained load adalah beban akibat berat pipa, berat fluida, tekanan dalam pipa, tekanan luar, pengaruh angin dan gempa serta beban dari salju yang menimpa pipa. Sustained load merupakan tegangan primer yang menyebabkan kegagalan katastrosif. Tegangan Longitudinal merupakan jumlah dari Tegangan Aksial (Axial stress), Tegangan Tekuk (Bending stress) dan Tegangan Tekanan (Pressure Stress). Mengenai ketiga tegangan ini dapat diuraikan berikut ini.

$$\sigma_{ax} = \frac{P \times A_i}{A_m} \quad (5)$$

$$\sigma_b = \frac{M \times C}{I} \quad (6)$$

$$\sigma_{lp} = \frac{P \times A_i}{A_m} = \frac{P \times d_i^2}{d_o^2 - d_i^2} = \frac{P \times d_i^2}{4 \times t \times d_m} = \frac{P \times d_o}{4t} \quad (7)$$

Keterangan :

P = Gaya tekan *internal* (lb/in²)

I = Momen *inersia* penampang (in⁴)

M = Momen *bending* (in-lb)

C = Jarak dari netral *axis* (in)

A_i = Luas permukaan dalam pipa (in²)

A_m = Luas rata-rata permukaan pipa (in²)

t = Tebal pipa (in)

2.3 Modelling Caesar II 2018

Caesar II merupakan perangkat lunak yang digunakan untuk analisa tegangan pipa yang tersedia sekarang dan pada umumnya menggunakan metode kekakuan [10].

2.4 Evaluasi beban nozzle

Beban sebenarnya (aktual) yang terjadi pada nozzle berdasarkan hasil analisa suatu sistem perpipaan dapat dikatakan aman apabila beban tersebut dapat diterima atau berada pada zona ambang batas beban yang diperkenankan yang telah ditetapkan oleh standar API 610 untuk pompa dan WRC 297 untuk bejana (vessel) [8]. Batasan beban (gaya dan momen) yang terjadi pada nozzle equipment akibat beban operating dan Sustain load sistem perpipaan [9].

2.5 Kode dan Standart Perpipaan

Kegiatan rekayasa untuk memperoleh perilaku sistem pipa ini dikenal sebagai analisis tegangan pipa atau dahulu disebut juga analisis fleksibilitas [4]. Kode dan standart perpipaan adalah satu set persyaratan minimum yang harus digunakan pada setiap sistem perpipaan yang dibangun agar aman. Standart mencantumkan spesifikasi material yang diizinkan, rancang fabrikasi yang diterima, serta persyaratan dan prosedur inspeksi [5].

Pada saat ini ada beberapa buah kode standart dari komite B31 ini yang sering di pakai sebagai acuan di Indonesia sesuai kebutuhan bidang industri, yaitu:

- ASME/ANSI B31.1 untuk sistem perpipaan di industry pembangkit listrik;
- ASME/ANSI B31.3 untuk sistem perpipaan di industry proses dan petrokimia;
- ASME/ANSI B31.4 untuk pipa transport minyak dan zat cair lainnya;
- ASME/ANSI B31.5 untuk sistem perpipaan pendingin;
- ASME/ANSI B31.8 untuk pipa transport gas.

3. HASIL DAN PEMBAHASAN

3.1 Jarak Antar Penyangga (Support)

Dengan mengasumsikan sebagai *simply supported beam* maka persamaan yang digunakan berdasarkan batasan tegangan atau batasan defleksi. Dalam pengerjaan ini digunakan persamaan (1) dan (2) Dalam pengerjaan perhitungan Allowable pipe span adalah sebagai berikut.

$$\text{Berat Pipa} = \frac{1}{4} \times \pi \times (d_o^2 - d_i^2) \times \text{density pipa} \times 12$$

$$= \frac{1}{4} \times \pi \times (12.75^2 - 11.93^2) \times 0.283 \times 12$$

$$= 53.582 \text{ lb/ft}$$

$$\text{Berat Fluida} = \frac{1}{4} \times \pi \times (d_i^2) \times \text{density fluida} \times 12$$

$$= \frac{1}{4} \times \pi \times (11.93)^2 \times 0.00002735 \times 12$$

$$= 0.037 \text{ lb/ft}$$

$$\text{Berat Total} = \text{Berat Pipa} + \text{Berat Fluida}$$

$$= 53.582 + 0.037$$

$$= 53.619 \text{ lb/ft}$$

$$\text{Based on limitation of stress} = \sqrt{\frac{0.4 \times Z \times S_h}{W}}$$

$$= \sqrt{\frac{0.4 \times 47.1 \times 2997.5}{54.619}}$$

$$= 102.665 \text{ ft}$$

$$= 31.196 \text{ m}$$

$$\text{(Based on limitation of} = \sqrt[4]{\frac{\Delta EI}{13.5 W}}$$

$$\text{allowable deflection)} = \sqrt[4]{\frac{0.625 \times 29384769 \times 400}{13.5 \times 53.619}}$$

$$= 56.336 \text{ ft}$$

$$= 17.215 \text{ m}$$

Pada perhitungan maksimum *allowable pipe span line number* maka memiliki maksimum *allowable pipe span* 17.215 m.

Untuk allowable span pada *line number* agar mencapai parameter keamanan pemasangan *pipe support* tidak diletakkan pada jarak maksimum *allowable pipe span*. Hal ini tentu sebagai *safety factor* untuk pertimbangan agar tidak terjadi *over stress* walaupun sudah masuk dalam jarak *allowable* nya. Dalam hal ini untuk pemasangan *pipe support* untuk masing-masing *line number* dengan ukuran pipa 12" dan menggunakan jarak kurang dari jarak maksimum *allowable pipe span*.

3.2 Perhitungan Jumlah Support

$$\begin{aligned} \text{Jumlah support} &= \frac{\text{Panjang pipa}}{\text{Maximum allowable span}} \\ &= \frac{371.5}{17.215} \\ &= 22 \text{ support} \end{aligned}$$

3.2 Analisa Flexibilitas Pipa

Lpipa arah sumbu x = 982.27365 ft
 Lpipa arah sumbu y = 22.775591 ft
 Lpipa arah sumbu z = 213.75001 ft
 Lpipa arah sumbu x+y+z = 1219.799 ft
 SA = 29977 psi (Paragraph 302.3.5 ASME B31.3 (2016) dan interpolasi)
 EA = 29384769 psi (Table C-6, ASME B31.3 (2016) dan Interpolasi)

Koef B (Table C-1 Asme B31.3 2016) pada suhu 392 = 2.728 .in/100 ft

Perhitungan :

$$\begin{aligned} \text{displacement X direction } (\Delta X) \text{ (in)} &= L \text{ pipa arah X} \\ &\times \text{ koefisien B thermal expansion} \\ &= 982.27365 \text{ ft} \times 2.728 \text{ in}/100\text{ft} \\ &= 26.769 \text{ in} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{displacement Y direction } (\Delta Y) \text{ (in)} &= L \text{ pipa arah Y} \\ &\times \text{ koefisien B thermal expansion} \\ &= 22.775591 \text{ ft} \times 2.728 \text{ in}/100\text{ft} \\ &= 0.621 \text{ in} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{displacement Z direction } (\Delta Z) \text{ (in)} &= L \text{ pipa arah Z} \\ &\times \text{ koefisien B thermal expansion} \\ &= 213.750011 \text{ ft} \times 2.728 \text{ in}/100\text{ft} \\ &= 213.75 \text{ in} \end{aligned}$$

Resultant jarak anchor ke anchor

$$\begin{aligned} (Y) &= \sqrt{\Delta X^2 + \Delta Y^2 + \Delta Z^2} \\ &= \sqrt{26.769^2 + 0.621^2 + 213.75^2} \\ &= 27.431 \text{ in} \end{aligned}$$

$$D_o = 12.75 \text{ in}$$

$$\begin{aligned} U &= \sqrt{L \text{ pipa arah X}^2 + L \text{ pipa arah Y}^2 + L \text{ pipa arah Z}^2} \\ &= \sqrt{982.27365^2 + 213.750011^2 + 22.775591^2} \text{ m} \\ &= 306.5 \text{ ft} \end{aligned}$$

$$\frac{D_o Y}{(L-U)^2} \leq K1 (30 S_a / E_a)$$

$$\frac{12.75 \times 27.431}{(1218.799 - 306.5)^2} \leq 30 \times \left(\frac{29977}{29384769} \right)$$

$$0.007 \leq 0.031$$

Karena hasil dari perhitungan fleksibilitas pipa $\leq K1$, maka sistem perpipaan pada line number 319-VF-11-12"-B6B-ST-40 tersebut sudah cukup fleksibel untuk menyerap ekspansi akibat perubahan temperatur yang terjadi. Perhitungan tegangan akibat beban ekspansi termal dengan menggunakan CAESAR II 2018 dilakukan hanya untuk memastikan keamanan dari sistem perpipaan tersebut.

3.2 Beban sustain (Sustained Load)

Nilai tegangan sustain pada sistem perpipaan dapat dihitung dengan menggunakan rumus (4), (5),

(6). Dan hasil perhitungan manual tertera pada tabel 1, untuk perhitungan software tertera pada table 2.

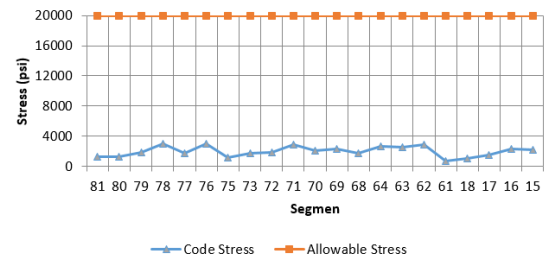
Tabel 1: Perhitungan beban sustain manual

Segmen	Node	Axial Stress lb./sq.in.	Bending Stress lb./sq.in.	Torsion Stress lb./sq.in.	Code Stress lb./sq.in.	Allowable Stress lb./sq.in.
78	120-130	353,05	718	390,92	1461,97	19908
74	180-190	353,05	535,4	390,92	1279,37	19908
64	290-300	353,05	2002,8	390,92	2746,77	19908
58	350-360	353,05	413,3	390,92	1157,27	19908
55	380-390	353,05	656,9	390,92	1400,87	19908
53	400-410	353,05	961,9	390,92	1705,87	19908
44	490-500	353,05	331,3	390,92	1075,27	19908

Tabel 2: Perhitungan beban sustain software

Segmen	Axial Stress lb./sq.in.	Bending Stress lb./sq.in.	Torsion Stress lb./sq.in.	Hoop Stress lb./sq.in.	Code Stress lb./sq.in.	Allowable Stress lb./sq.in.
81	685,9	644,5	39,1	1412,5	1332,7	19908
80	695,5	533	166,7	1412,5	1272,9	19908
79	693,1	1510	201,2	1412,5	1869,4	19908
78	693,1	2283,9	-201,2	1412,5	3004	19908
77	692,6	1410,2	-148,6	1412,5	1775,3	19908
76	693,5	2283,8	148,6	1412,5	2992,2	19908
75	693,5	486	-148,6	1412,5	1216,4	19908

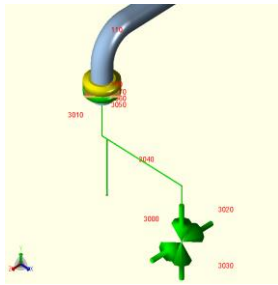
Perhitungan Software Beban Sustain



Gambar 2. Grafik perbandingan perhitungan beban sustain dengan allowable

3.4 Evaluasi beban nozzle menggunakan software CAESAR II

Pemodelan beban nozzle pada sistem perpipaan di Perusahaan pengolahan minyak yang lokasinya terdapat di Kalimantan adalah line number 319-VF-11-12"-B6B-ST-40 dengan diameter nozzle adalah 12 inch menggunakan bantuan software CAESAR II. Beban yang terjadi diakibatkan oleh beban operation dan beban sustained yang ditunjukkan pada gambar 3 berikut.



Gambar 3. Pemodelan Nozzle pada Software CAESAR II

Tabel 3: Load Case Restaint beban ope dan sustained

Load Case	Fx	Fy	Fz	Mx	My	Mz
	lb	lb	lb	lb.ft	lb.ft	lb.ft
4(OPE)	180,24	-	-	-	-	335,73
7(SUS)	8	-154	-12	1216,1	-171,4	709,9

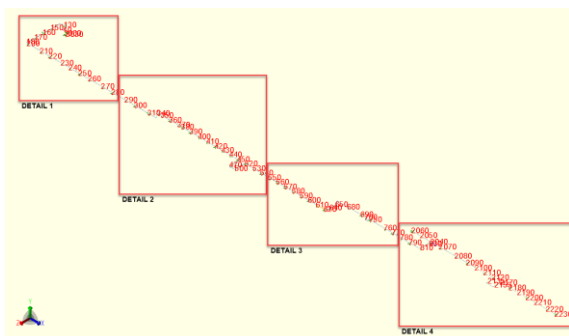
Tabel 4: Perbandingan antara nilai batasan dan nilai beban nozzle

Allowable load	172 80	288 00	224 60	172 80	283 40	224 60
Maximum load	180	-287	-177	-342	-624	336
Allowable load	176 3	293 9	229 2	176 3	289 2	229 2
Ration	10,21 %	9,77%	7,72%	19,37 %	21,59 %	14,67 %
Status	PASS	PASS	PASS	PASS	PASS	PASS

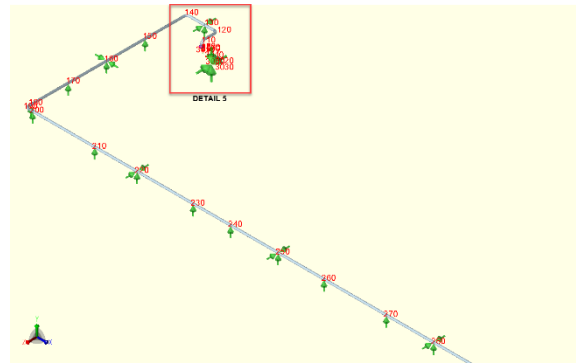
Dari hasil *running software* berdasarkan table 2 tersebut didapatkan nilai resultan gaya saat kondisi *operation* dan *sustained* pada N1 (*inlet KOD*) dengan membandingkan kedua nilai resultan gaya pada saat *operation* dan *allowable nozzle load* serta *sustained* dan *allowable nozzle load*. Dapat dilihat pada table 3.

3.4 Pemodelan Software Caesar

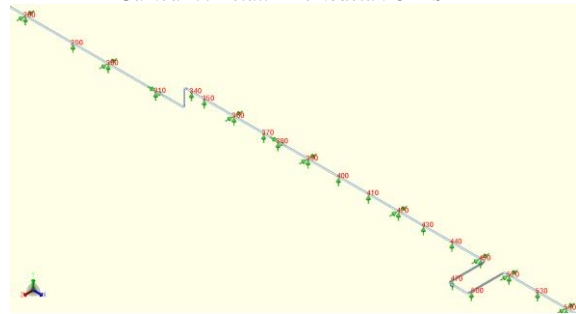
Pemodelan software Cesar pada sistem perpipaan dapat dilihat pada Gambar 4 sampai dengan gambar 8.



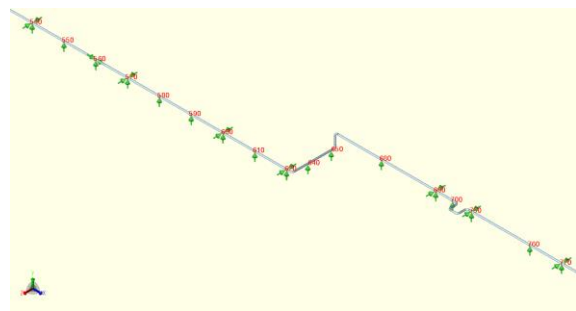
Gambar 4. Pemodelan CAESAR keseluruhan



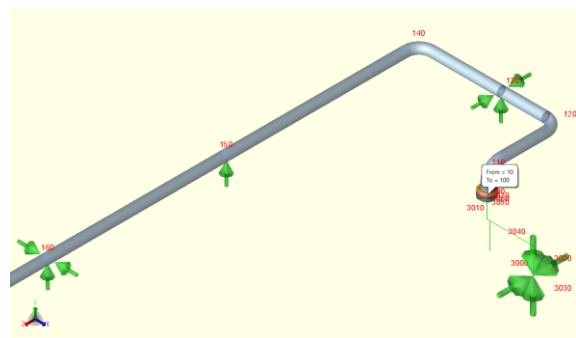
Gambar 5. Detail 2 Pemodelan CAESAR



Gambar 6. Detail 3 Pemodelan CAESAR



Gambar 7. Detail 4 Pemodelan CAESAR



Gambar 8. Detail 5 Pemodelan CAESAR

4. KESIMPULAN

Berdasarkan hasil analisa yang telah dilakukan, maka dapat diambil kesimpulan antara lain sebagai berikut :

1. Dari perhitungan didapatkan hasil batas maksimal span yang diperbolehkan dipilih dari hasil terkecil antara *Based on limitation of stress* 31.196 m dan *Based on limitation of allowable deflection* 17.215 m, Jadi jarak span yang diijinkan maksimal 17.215 m. Sedangkan jarak terpanjang pada sistem perpipaan adalah 11 m. Sehingga jarak span pada

- sistem perpipaan masih aman tidak melebihi batasan maksimal span.
2. Nilai fleksibilitas pipa yang terjadi pada sistem perpipaan sebesar 0.007 dengan batasan maksimum 0.031 sehingga sistem dapat disimpulkan bahwa sistem perpipaan tersebut masih cukup fleksibel untuk menyerap ekspansi akibat perubahan temperature yang terjadi.
 3. Pada perhitungan beban sustain manual pada segmen 78 (node 120-130) 1461.97 lb/in² yang mana masih di bawah allowable stress. Sedangkan *allowable stress* untuk *sustained load* sebesar 19908 lb/in². Sehingga beban masih dibawah allowable stress yang diijinkan.
 4. Pada perhitungan beban sustain software pada segmen 81 1332,7 lb/in² yang mana masih di bawah allowable stress. Sedangkan *allowable stress* untuk *sustained load* sebesar 19908 lb/in². Sehingga beban masih dibawah allowable stress yang diijinkan.
 5. Nilai beban gaya dan momen nozzle tertinggi yang terjadi pada nozzle N1 sistem perpipaan yaitu pada saat kondisi operasi dengan resultan gaya pada sumbu Fx, Fy, dan Fz sebesar 180 lb, 287 lb, dan 178 dengan allowable nozzle load sebesar 1763 lb, 2939 lb, dan 2292 lb. Sedangkan resultan momen pada sumbu Mx, My, dan Mz sebesar 341 lb, 623 lb, dan 336 dengan allowable nozzle load sebesar 1763 lb, 2892 lb, dan 2292 lb. Dari nilai resultan gaya dan momen tersebut keduanya masih kurang dari batasan gaya dan momen yang diizinkan sehingga nozzle tersebut aman saat beroperasi.

5. DAFTAR PUSTAKA

- [1] ASME B31.3-2016. *Process Piping. ASME Code for Pressure Piping B31*. The American Society of Mechanical Engineering. U.S.A.
- [2] Chamsudi, Achmad. (2005). *Piping Stress Analysis*. Badan Tenaga Nuklir Nasional PUSPITEK, Serpong.
- [3] Guyen, M R, Heroe Poernomo, dan Pekik Mahardhika (2018). *Analisa Tegangan New Critical Line Pipe dari Discharge Compressor Scrubber Train menuju Tie In Point Existing MP Gas Scrubber Pipe pada sistem CO2 Removal Di Fasilitas Produksi Cilamaya Utara*. In: PPNS (Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya), 2nd Conference On Piping Engineering and Its Application (CPEAA) 2018. Surabaya, Indonesia 23 September 2018. Indonesia: Surabaya.
- [4] Hasan. M. Pekik Mahardhika dan Emie Santoso.. 2017. *Desain Expansion Loop Pada Line 116sv203-150-16h20 Faty Acid Destilation Pt.Wilmar Nabati Indonesia*. In: PPNS (Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya). 2nd Conference On Piping
- [6] Farhani. Habibah, Heroe Poernomo dan Pekik Mahardhika (2019). *Desain Penambah Jalur Perpipaan Tie-in Point Akibat Penambahan Deliquidizer*. In: PPNS (Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya), 3rd Conference On Piping Engineering and Its Application (CPEAA) 2019. Surabaya, Indonesia 23 September 2019. Indonesia: Surabaya.
- [7] Kannappan, Sam. (1986). *Introduction to Pipe Stress Analysis*. John Wiley & Sons, Inc., U.S.A.
- [8] Jamaludin, Achmad, Jurnal 2016, *Analisis Tegangan Sistem perpipaan pada sisi Tekan Pompa P-003E Menggunakan CAESAR II dan Perhitungan Manual*.
- [9] Nayyar, M.L. (2000). *PIPING HANDBOOK*. U.S.A; Mc Graw Hill Inc.
- [10] TIJARA PRATAMA. (2004). *ANALISA DASAR PELATIHAN TEGANGAN PIPA*. Jakarta : TIJARA PRATAMA Inc.