

Analisa Tegangan dan *Nozzle Load* pada Jalur Perpipaan *Crude Oil Storage Tank*

Chrisdianti Enggarsari^{1*}, George Endri Kusuma, S.T., M.Sc.Eng², M. Choirul Rizal, S.T., M.T³

Program studi D-4 Teknik Perpipaan, Jurusan Teknik Permesinan Kapal, Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya, Indonesia^{1}*

Program studi D-4 Teknik Permesinan Kapal, Jurusan Teknik Permesinan Kapal, Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya, Indonesia²

Program studi D-4 Teknik Keselamatan dan Kesehatan Kerja, Jurusan Teknik Permesinan Kapal, Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya, Indonesia³

Email: chrisdianti.enggar@gmail.com^{1*}; kusuma.george@ppns.ac.id^{2*}; mc.rizal@ppns.ac.id^{3*}

Abstract - Main Gathering Station (MGS) belongs to the oil and gas company in the Central Java region that serves as terminal storage for crude oil. The company will improve facilities by constructing new storage tank and header manifold. The capacity to be accommodated by 14000 Bbls tank with the aim of being able to fulfill oil demand in the surrounding area. In line with the construction of these equipment also includes piping system that will be designed. Remembering the distribution function for crude oil fluid of pipe on inlet and outlet tank and connected to the header manifold, other than in designing also needed analysis of the piping line. The feasibility of design on pipe NPS 6 can be assessed from the result of the stress that does not exceed the value of allowable stress based on ASME B 31.3 with pipe stress analysis software and also the highest nozzle load results both force and moment to meet the permissible limits. Highest value of stress due to sustained load in the outlet and inlet tank respectively 4119.3 psi and 3268.1 psi. While highest stress due to thermal load at the tank outlet of 3395.9 psi and inlet tank of 4796.8 psi.

Keyword : ASME B 31.3, nozzle load, pipe stress analysis, storage tank

Nomenclature

<i>t_m</i>	<i>minimum wall thickness (in)</i>
<i>P</i>	<i>design pressure (psi)</i>
<i>OD</i>	<i>outside diameter (in)</i>
<i>ID</i>	<i>inside diameter (in)</i>
<i>E</i>	<i>quality factor</i>
<i>Y</i>	<i>coefficient</i>
<i>W</i>	<i>weld joint strength reduction factor</i>
<i>c</i>	<i>corrosion allowance (in)</i>
<i>ρ_f</i>	<i>fluid density (lb/in³)</i>
<i>ρ_p</i>	<i>pipe density (lb/in³)</i>
<i>Z</i>	<i>section modulus (in³)</i>
<i>S_h</i>	<i>allowable stress (psi)</i>
<i>I</i>	<i>moment inertia (in⁴)</i>
<i>E</i>	<i>modulus of elasticity (psi)</i>
<i>Δ</i>	<i>allowable deflection (in)</i>
<i>w_p</i>	<i>berat pipa (lb/ft)</i>
<i>w_f</i>	<i>berat fluida (lb/ft)</i>
<i>w_v</i>	<i>berat valve (lb/ft)</i>
<i>w</i>	<i>berat total (lb/ft)</i>

1. PENDAHULUAN

Penambahan fasilitas baru untuk meningkatkan kemampuan perusahaan minyak dan gas dalam memenuhi permintaan minyak di daerah Jawa Tengah dan sekitarnya, maka dilakukan pembangunan *equipment* berupa *storage tank* yang berkapasitas 14.000 Bbls dan *header manifold* yang

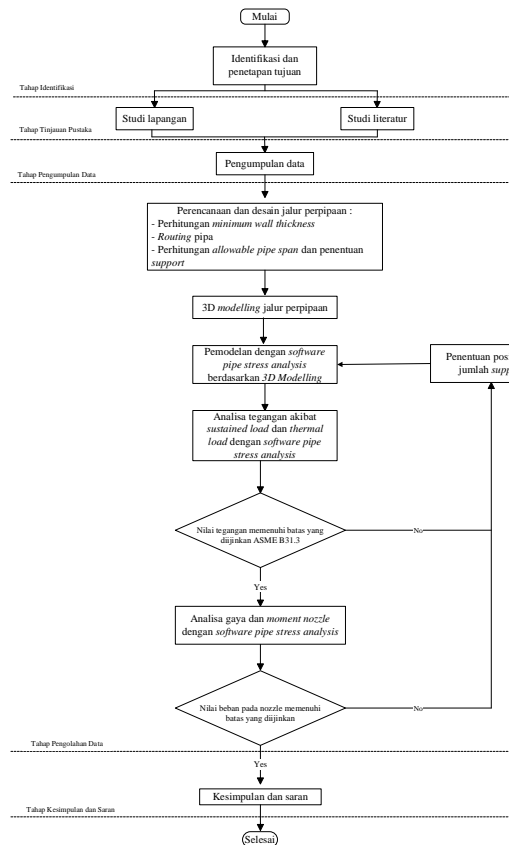
mampu mengakomodasi tambahan tangki tersebut dan beberapa tangki *existing*. Pengembangan fasilitas ini tentunya tidak terlepas dari suatu sistem perpipaan untuk mengalirkan fluida utama berupa *crude oil*. Mengingat pentingnya suatu sistem perpipaan untuk mampu beroperasi dengan tepat maka analisa diperlukan untuk mengetahui kelayakan desain. Desain pada jalur perpipaan ini juga harus memperhatikan kondisi *existing*. Analisa terhadap desain perpipaan ini dilakukan pada jalur untuk pipa dengan fluida *crude oil* pada *inlet* dan *outlet* tangki yang terhubung ke *header manifold*. Nilai *minimum wall thickness* dari pipa NPS 6 dapat ditentukan pada tahap awal perhitungan yang dilanjutkan dengan mengetahui batas maksimum jarak antar *support* sebagai acuan penempatan *support* pada jalur perpipaan ini. Hal ini harus dipertimbangkan karena berpengaruh terhadap nilai tegangan dan beban *nozzle*. Analisa tegangan perpipaan akibat *sustained load* dan *thermal load* yang terjadi pada perpipaan tersebut dilakukan sehingga dapat diketahui kesesuaian desain terhadap standar yang digunakan, ASME B31.3 *Process Piping*.

2. METODOLOGI

2.1 Metodologi Penelitian

Metodologi penelitian berfungsi supaya tercapainya tujuan yang diharapkan dan sesuai

dengan perencanaan awal. Tahapan pengerjaan ditunjukkan pada gambar diagram sebagai berikut:



Gambar 1. Diagram Alir Pengerjaan

2.2 Minimum Wall Thickness

Ketebalan harus diperhitungkan dengan tepat sehingga pipa mampu menahan beban fluida dapat berfungsi dengan tepat dalam kondisi operasi. Perhitungan *minimal wall thickness* (t_m) ditunjukkan pada persamaan [2] berikut :

$$t_m = \frac{PD}{2(SEW+PY)} + c \quad (1)$$

Sehingga dari perhitungan tersebut dapat ditentukan *nominal thickness* dan *schedule* yang digunakan pada pipa NPS 6.

2.3 Allowable Span

Batas maksimum untuk jarak antar *support* atau *span* harus dipertimbangkan untuk menghindari defleksi yang berlebih pada pipa dan juga menjaga sistem perpipaan supaya tidak mengalami tegangan berlebih (*overstress*). Nilai *allowable span* dapat dihitung dengan menentukan total berat dari berat pipa, fluida, dan insulasi. Perhitungan dari antara *span limitation deflection* dan *limitation stress* dipilih nilai yang terkecil sebagai batas maksimum yang ditunjukkan pada persamaan [5] sebagai berikut :

$$w_p = \frac{\pi}{4}(OD^2 - ID^2) \times \rho_p \quad (2)$$

$$w_f = \frac{\pi}{4}(ID^2) \times \rho_f \quad (3)$$

$$w_{insulation} = \frac{\pi}{4}(OD_i - OD) \times \rho_i \quad (4)$$

$$L = \sqrt{\frac{0.33ZSh}{w}} \quad \text{Limitation of stress} \quad (5)$$

$$L = 4 \sqrt{\frac{\Delta EI}{22.5 w}} \quad \text{Limitation of deflection} \quad (6)$$

2.4 Tegangan Sistem Perpipaan

Analisa tegangan merupakan metode yang penting untuk meyakinkan dan menetapkan secara numerik bahwa sistem perpipaan dalam *engineering* memiliki kondisi yang aman. Dalam paper ini akan dibahas untuk tegangan akibat *sustained load* dan *thermal load*. *Sustained load* yaitu beban yang bekerja secara terus menerus pada pipa akibat dari tekanan internal pipa dan berat dari pipa. Sedangkan *thermal load* merupakan tegangan yang diakibatkan oleh pengaruh termal atau temperatur dari fluida sehingga dapat menyebabkan terjadinya ekspansi pada pipa. Analisa tegangan dengan *software pipe stress analysis* yang mengacu pada standar ASME B31.3. Berikut *loadcase* pada *software* tersebut :

Tabel 1. Loadcase

Loadcase	
1.	(HYD) WW+HP
2.	(OPE) W+T1+P1
3.	(Alt-SUS) W+P1
4.	OPE (W+T2+P2)
5.	(Alt-SUS) W+P2
6.	(SUS) W+P1
7.	(SUS) W+P2
8.	(EXP) L8 = L2-L6
9.	(EXP) L9 = L4-L7
10.	(EXP) L10 = L2-L4

2.5 Evaluasi Beban Nozzle Tank

Evaluasi terhadap beban aktual yang terjadi pada *nozzle* berdasarkan hasil analisa sistem perpipaan dapat dikatakan aman apabila beban tersebut dapat diterima atau berada pada ambang batas beban yang telah ditetapkan berdasarkan standar yang digunakan.

3. HASIL DAN PEMBAHASAN

3.1 Minimum Wall Thickness

Perhitungan *minimum wall thickness* sebagai berikut :

$$t_m = \frac{PD}{2(SEW+PY)} + c$$

$$t_m = \frac{136 \times 6,625}{2((20000 \times 1 \times 1) + (136 \times 0,4))} + 0,118$$

$$t_m = \frac{901}{40108,8} + 0,118$$

$$t_m = 0,140 \text{ inch}$$

3.2 Maximum Allowable Span

Perhitungan *allowable span* diperoleh dari perhitungan berat total sebagai berikut :

a. *Weight of pipe*

$$w_p = \frac{\pi}{4} (OD^2 - ID^2) \times \rho_p$$

$$= \frac{\pi}{4} (6,625^2 - 6,065^2) \times 0,283 \frac{lb}{in^3} \times 12$$

$$= 18,95 \text{ lb/ft}$$

b. *Weight of fluid*

$$w_f = \frac{\pi}{4} (ID^2) \times \rho_f$$

$$= \frac{\pi}{4} (6,065^2) \times 0,031 \frac{lb}{in^3} \times 12$$

$$= 10,75 \text{ lb/ft}$$

c. *Weight of valve*

$$w_v = \frac{194 \text{ lb}}{10,5 \text{ in}} \times 12 = 221,71 \text{ lb/ft}$$

d. *Total weight (w)*

$$w = w_p + w_f + w_v$$

$$= 18,95 + 10,75 + 221,71 \frac{lb}{ft}$$

$$= 251,41 \text{ lb/ft}$$

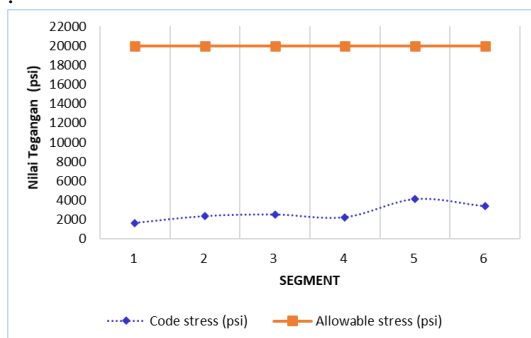
Tabel 2. Hasil Perhitungan Span Limitation

Hasil Perhitungan	
Limitation stress	14,94 ft
Limitation deflection	21,60 ft

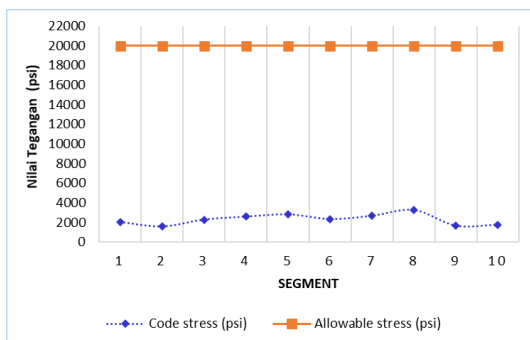
Berdasarkan tabel di atas maka didapatkan nilai maksimum untuk jarak antar *support* pipa sebesar 14,94 ft.

3.2 Analisa Tegangan akibat Beban Sustain

Berikut merupakan nilai tegangan akibat beban sustain pada jalur perpipaan *inlet* maupun *outlet tank* :



Gambar 2. Grafik Tegangan akibat Beban Sustain pada Outlet Tank



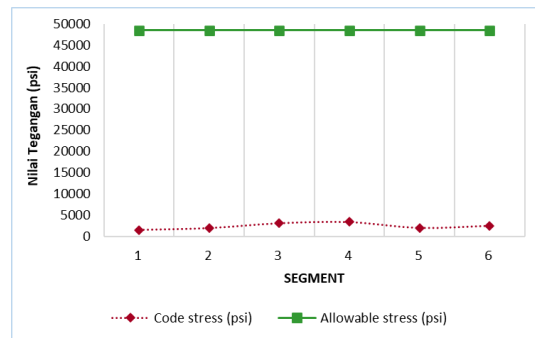
Gambar 3. Grafik Tegangan akibat Beban Sustain pada Inlet Tank

Berdasarkan Gambar 2 dan 3 di atas nilai tegangan perpipaan keduanya masih di bawah batas

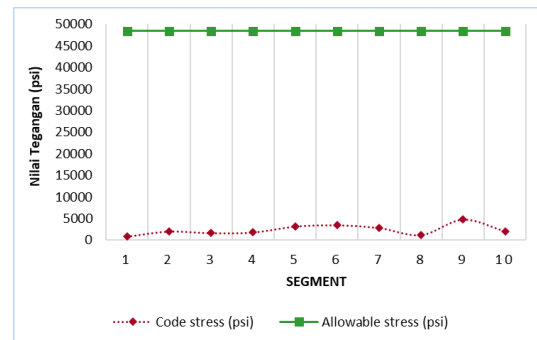
tegangan yang diijinkan menurut ASME B31.3. Tegangan akibat beban sustain tertinggi terdapat pada segment 5 sebesar 4119,3 psi untuk jalur pipa *outlet* dan segment 8 sebesar 3268,1 psi pada jalur pipa *inlet*. Tegangan akibat beban sustain selain dipengaruhi oleh berat dan panjang pipa sebagai nilai fungsi persamaan momen pada bending stress, juga dipengaruhi oleh peletakan *support* sebagai tumpuan beban dari pipa tersebut.

3.3 Analisa Tegangan akibat Beban Termal

Berikut merupakan nilai tegangan akibat beban termal pada jalur perpipaan *inlet* maupun *outlet tank* :



Gambar 4. Grafik Tegangan akibat Beban Termal pada Outlet Tank

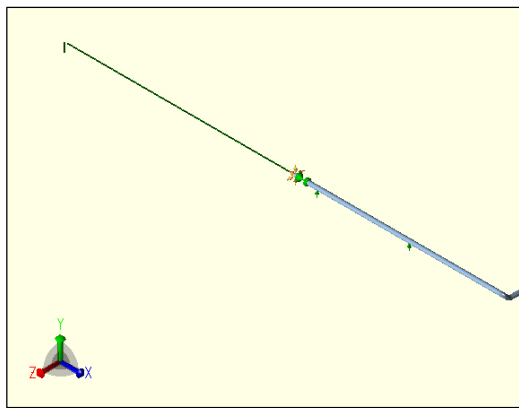


Gambar 5. Grafik Tegangan akibat Beban Termal pada Inlet Tank

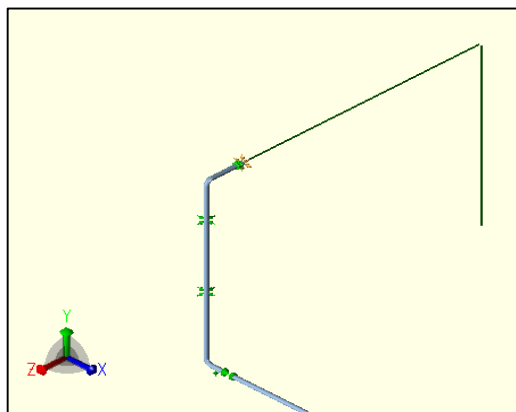
Berdasarkan Gambar 4 dan 5 di atas nilai tegangan perpipaan keduanya masih di bawah batas tegangan yang diijinkan menurut ASME B31.3. Tegangan akibat beban termal tertinggi terdapat pada segment 4 sebesar 3395,9 psi untuk jalur pipa *outlet* dan segment 9 sebesar 4796,8 psi pada jalur pipa *inlet*. Tegangan tertinggi pada masing-masing segment terdapat di area *elbow* dimana hal ini dipengaruhi oleh terjadinya ekspansi.

3.4 Evaluasi Beban Nozzle

Nilai beban pada *nozzle* didapatkan dari pemodelan *software pipe stress analysis* dengan memasukkan nilai *stiffness coefficient*. Berikut evaluasi ditunjukkan sebagai berikut :



Gambar 6. Pemodelan Pipa Outlet Tank



Gambar 7. Pemodelan Pipa Inlet Tank

Tabel 3. Nilai Nozzle Load Outlet Tank

Force & Moment	(OPE) W+T1+P1	(SUS) W+P1	(EXP) L8=L2-L6
Fx (lb)	-249	0	-249
Fy (lb)	-468	-132	-335
Fz (lb)	17	9	7
Mx (lb.in)	1202	1649	-447
My (lb.in)	-9231	-43	-9187
Mz (lb.in)	-11605	-130	-11475

Berdasarkan Tabel 3 di atas dapat ditinjau untuk pertimbangan beban *nozzle* terhadap arah gaya pada sumbu Y. Nilai gaya negatif (-Y) yang berarti menunjukkan adanya arah ke bawah. Kondisi ini menyatakan arah gaya sudah sesuai jika dihubungkan dengan perkenaan beban terhadap fungsi *support* yang mengindikasikan bahwa pipa mendorong *support* ke bawah.

Tabel 4. Nilai Nozzle Load Inlet Tank

Force & Moment	(OPE) W+T1+P1	(SUS) W+P1	(EXP) L8=L2-L6
Fx (lb)	-11	-3	-9
Fy (lb)	-342	-184	526
Fz (lb)	-838	6	-843
Mx (lb.in)	-6773	3448	-10221
My (lb.in)	-419	-154	-265
Mz (lb.in)	-71	7	-78

Berdasarkan Tabel 4 ditinjau pada nilai gaya +Y menunjukkan bahwa arah gaya ke atas begitupun sebaliknya untuk gaya -Y. Hal ini menyatakan bahwa desain jalur perpipaan *inlet tank* untuk kondisi *sustain* arah gaya sesuai dengan fungsi *support* pipa tipe *restraint* +Y. Besarnya dan kecilnya nilai gaya tersebut dipengaruhi juga oleh temperatur atau ekspansi yang ditunjukkan bahwa kondisi *operating* dan *ekspansi* lebih tinggi dari *sustain*.

Tabel 5. Nilai Resultant Force

Nozzle	F _R Ope (lb)	F _R Sus (lb)	F _R Exp (lb)	Allowable F _R (lb)
N1	905,17	184,12	993,68	2480,20
N3	530,39	132,31	417,46	2480,20

Tabel 6. Nilai Resultant Moment

Nozzle	M _R Ope (lb.in)	M _R Sus (lb.in)	M _R Exp (lb.in)	Allowable M _R (lb.in)
N1	6786,32	3451,44	10224,73	38450,72
N3	14877,24	1654,68	14706,34	38450,72

Berdasarkan Tabel 5 dan 6 di atas nilai momen pada *nozzle inlet* dan *outlet* untuk setiap kondisi *loadcase* masih berada di bawah batas yang diijinkan sehingga *nozzle* dinyatakan aman dan dapat diterima.

4. KESIMPULAN

Adapun dari hasil pembahasan di atas dapat disimpulkan sebagai berikut :

1. Hasil desain untuk pipa *crude oil* yang terhubungan pada tangki dengan NPS 6, *minimum wall thickness* nya yaitu 0,14 inch dan nilai batas maksimum untuk jarak antar *support* sebesar 14,94 ft berdasarkan *limitation of stress*.
2. Analisa tegangan didapatkan nilai di bawah *allowable stress* sehingga hasil desain perpipaan memenuhi kriteria berdasarkan standar ASME B31.3. Nilai tegangan yang tertinggi berdasarkan analisa *software pipe stress analysis* akibat *sustained load* pada *outlet tank* sebesar 4119,3 psi terletak di segment 5 dan *inlet tank* sebesar 3268,1 psi pada segment 8. Sedangkan tegangan tertinggi akibat *thermal load* pada *outlet tank* sebesar 3395,9 psi terdapat di segment 4 dan *inlet tank* sebesar 4796,8 psi di segment 9.
3. Beban pada *nozzle* dihasilkan nilai resultan gaya tertinggi pada *nozzle inlet* (N1) sebesar 993,68 lb dan *nozzle outlet* (N3) 530,39 lb serta besarnya nilai resultan momen tertinggi pada masing- masing *nozzle tank*, N1 dan N3 yaitu 10224,73 lb.in dan 14877,24 lb.in, maka beban *nozzle* memenuhi batasan yang diijinkan.

5. UCAPAN TERIMA KASIH

Penyelesaian jurnal ini tidak terlepas dari bimbingan dan motivasi yang diterima oleh penulis dari berbagai pihak sehingga ucapan terimakasih disampaikan kepada :

1. Bapak Ir. Eko Julianto, M.Sc.MRINA selaku Direktur Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya.
2. Bapak George Endri K., S.T., M.Sc.Eng sebagai dosen pembimbing I yang telah meluangkan waktu untuk memberikan bimbingan dan pengarahan selama pengerjaan jurnal tugas akhir.
3. Bapak M. Choirul Rizal, S.T., M.T. sebagai dosen pembimbing II yang telah memberikan banyak bimbingan dan pengarahan selama pengerjaan jurnal tugas akhir.
4. Bapak dan Ibu Dosen Program Studi Teknik Pipaan yang telah memberikan ilmu dan pengalaman berharga selama masa perkuliahan.
5. Kedua orang tua yang telah memberikan motivasi, kasih sayang, doa, dan segala pengorbanan kepada penulis.
6. Teman-teman seperjuangan Teknik Perpipaan Angkatan 2016 yang telah memberikan bantuan, canda tawa dan kebersamaan selama kuliah di PPNS.
7. Semua pihak yang tidak dapat disebutkan satu-persatu.

6. DAFTAR PUSTAKA

- [1] API 650. (2016). **Welded Tanks for Oil Storage**. Washington, DC.
- [2] ASME B31.3. (2014). **ASME B31.3 Process Piping**. New York, U.S.A.
- [3] COADE. (1998). **Pipe Stress Analysis Seminar Note**. Texas: Coade, Inc.
- [4] Guyen M.R, Poernomo H, Mahardhika P. (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 Cimalaya Utara*. **Proceeding of Third Conference on Piping Engineering and Its Application**.
- [5] Kannappan S. (1989). **Introduction To Pipe Stress Analysis**. Canada: A Wiley-Intersection Publication JOHN WILEY & SONS.
- [6] Vadilla Vauzia Azizah V, Wirawan Husodo A, Mahardhika P. (2017). *Analisa Tegangan Dan Frekuensi Alami Pada Pipa Line 116OTH202-200-40C10 Di Plant Fatty Acid Fractionation Upgrade*. **Proceeding of Second Conference on Piping Engineering and Its Application**.