

Analisis Tegangan Pipa Dan Beban Nozzle Pada Discharge Pressure Vessel Akibat Beban Termal Tinggi

Atwadin Satriadani^{1*}, Tarikh Azis Ramadani², Eko Julianto¹

Program Studi D4 Teknik Perpipaan, Jurusan Teknik Permesinan Kapal, Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya, Surabaya, Indonesia¹

Program Studi D3 Teknik Bangunan Kapal, Jurusan Teknik Bangunan Kapal, Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya, Surabaya, Indonesia²

Program Studi D4 Teknik Perpipaan, Jurusan Teknik Permesinan Kapal, Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya, Surabaya, Indonesia³

Email: Atwadinsatriadani@student.ppns.ac.id^{1*}; Tarikh@ppns.ac.id^{2*}; Eko_Julianto@ppns.ac.id^{3*}

Abstract - The piping system in hydrocarbon fluid processing facilities operates under high pressure and temperature, making it susceptible to internal stress and thermal loads that may affect the integrity of pipes and equipment. The discharge pressure vessel line is classified as a critical line due to its connection to static equipment and its role in transporting flammable and corrosive fluids. This study aims to determine the number and placement of supports based on the maximum allowable span and to evaluate pipe stresses from sustained, thermal, and occasional loads according to ASME B31.3. The methodology involves collecting design data, modeling the piping system with pipe stress analysis software, and verifying results against ASME B31.3. The analyzed pipe is ASTM A106 Grade B, with a 4-inch diameter and Schedule 40. Calculations show a total system weight of 891.73 lb/ft and a maximum allowable span of 14.397 ft, requiring at least four supports for a total length of 44.03 ft. Stress analysis results indicate maximum sustained load stress of 3,923.87 psi (19.67% of allowable), thermal expansion stress of 3,586.9 psi (7.4% of SA), and occasional load stress of 30.18 psi (0.11% of allowable), confirming the system operates safely within design limits.

Keyword: discharge pressure vessel, nozzle load, pipe stress, pipe support, thermal expansion.

Nomenclature

OD	Outside Diameter (in)
ID	Inside Diameter (in)
S_h	Allowable tensile stress (psi)
S_b	Allowable bending stress (psi)
W_{pipe}	Berat total pipa (lb/ft)
W_{fluid}	Berat total fluida (lb/ft)
Z	Section Modulus (in ³)
I	Momen inertia (in ⁴)
L_s	Pipe span limitation of stress (ft)
L_d	Pipe span limitation of deflection (ft)
E_a	allowable displacment stress (ksi)
Y₁	pemuaian yang harus diserap (in)

1. PENDAHULUAN

Salah satu perusahaan hulu energi berencana membangun sistem pengolahan fluida hasil pengeboran minyak dengan jalur *discharge pressure vessel* yang beroperasi pada tekanan dan temperatur tinggi, serta mengangkut fluida mudah terbakar dan korosif. Kondisi ini berpotensi menimbulkan tegangan internal, beban termal, dan beban eksternal yang dapat menyebabkan deformasi atau kerusakan pada pipa dan nozzle. Pipa berdiameter 4 inci (*schedule 40*) berbahan A106 Grade B dirancang untuk temperatur

operasi maksimal 410°F dan tekanan desain 75 psig. Berdasarkan ASME B31.3, jalur ini tergolong *critical line* sehingga memerlukan analisis tegangan dan beban *nozzle* untuk memastikan keamanan dan keandalannya. Penelitian ini menganalisis tegangan akibat *sustained load*, *thermal expansion load*, dan *occasional load* menggunakan perangkat lunak *pipe stress analysis*, serta mengevaluasi beban *nozzle* pada *discharge pressure vessel* agar seluruh komponen tetap beroperasi dalam batas aman sesuai standar.

2. METODOLOGI.

2.1 Beban Total Pipa

Langkah awal dalam analisis adalah menentukan beban total yang bekerja sepanjang sistem perpipaan. Beban total digunakan sebagai input utama dalam perhitungan jarak maksimum antar penyangga dan tegangan yang timbul. Beban total dalam pipa dapat dihitung menggunakan persamaan berikut:

$$W_{pipe} = \frac{\pi(OD^2 - ID^2) \times \rho_{pipe} \times Length}{4} \quad (1)$$

$$W_{pipe} = \frac{\pi(ID^2) \times L \times \rho_{fluid}}{4} \quad (2)$$

$$W_{insulation} = \frac{\pi(OD_{of insulation} - OD)^2 \times L \times \rho}{4} \quad (3)$$

$$W_{total} = W_{pipe} + W_{fluid} + W_{insulation} \quad (4)$$

2.2 Allowable Pipe Span

Tujuan dari perhitungan allowable span adalah menentukan jarak maksimum antar support yang masih menjamin kestabilan dan keamanan sistem. Dalam standar teknik, span dibatasi oleh dua aspek: *Limitation of stress* dan *Limitation of Deflection*. Perhitungan dilakukan dengan pendekatan dari Sam Kannappan. Adapun rumus sebagai berikut:

a. Sam kannappan

- *Based Limitation of Stress*

$$L_s = \sqrt{\frac{0.33 \times Z \times S_h}{w}} \quad (5)$$

- *Based Limitation of Deflection*

$$L_d = \sqrt[4]{\frac{\Delta EI}{22.5w}} \quad (6)$$

Berdasarkan nilai allowable span, jumlah minimum support ditentukan dengan membagi total panjang pipa terhadap jarak span maksimum. Rumusnya adalah:

$$n = \frac{L_{pipa}}{L_{allowable}} \quad (7)$$

2.3 Tegangan Pada Pipa

Untuk mengevaluasi kesesuaian antara tegangan yang dihasilkan dan batas yang ditentukan oleh standar, digunakan persamaan berikut untuk setiap kategori pembebanan.

2.3.1 Analisis Tegangan Sustained Load

Beban sustained terdiri dari berat pipa, berat fluida, dan tekanan internal. Tegangan yang timbul dievaluasi dengan menghitung:

- **Tegangan aksial (akibat gaya memanjang pipa):**

$$S_a = \frac{F_{ax}}{A_m} \quad (8)$$

- **Tegangan gabungan akibat momen lentur dan torsi:**

$$S_L = \sqrt{(S_a + S_b)^2 + (2S_t)^2} \quad (9)$$

Perhitungan ini bertujuan untuk memastikan bahwa tegangan total tidak melebihi allowable stress dari ASME B31.3 pada kondisi operasi

2.3.2 Analisis Tegangan Thermal Load

Tegangan termal terjadi karena perbedaan temperatur operasi terhadap temperatur referensi. Tegangan ini bersifat siklik dan dikendalikan oleh allowable stress range:

$$S_A = f(1,25 S_c + 0,25 S_h) \quad (10)$$

2.3.3 Analisis Tegangan Occasional Load

Occasional load merupakan beban sesaat yang bersumber dari gaya luar seperti tekanan angin, gempa, atau tekanan kejut. Tegangan longitudinal akibat beban ini tidak boleh melebihi:

$$S_{occ} \leq 1,33 S_h \quad (11)$$

3. HASIL DAN PEMBAHASAN

3.1 Data Teknis Penelitian

Tahapan awal perhitungan tegangan memerlukan data dari jalur pipa discharge, yang kemudian dilengkapi dengan rujukan dari kode dan standar terkait, serta literatur teknis sebagai dasar analisis. Data yang diperlukan dalam penelitian ini dapat dilihat pada Tabel 1, Tabel 2, dan Tabel 3.

Tabel 1 Spesifikasi Material Pipa

Material		A106 grade	
NPS	-	4	in
Schedule	Sch	40	in
OD	OD	4.5	in
ID	ID	4.026	in
Wall Thickness	t	0.237	in
Densitas Pipa	p	0.283	lb/in ³
Tebal Insulasi	-	0.98	in
Densitas Insulasi	-	0.0330	lb/in ³
SMTS	-	60000	lb/in ²
SMYS	-	35000	lb/in ²
Modulus Elasticity	E	27700000	lb/in ²
Momen of Inertia	I	52.26	in ⁴
Section of Modulus	Z	23.22	in ³
Luas Penampang	A	3.17244	in ²
Allowable stress	S _h	19900	psi

Pada Tabel 3. 2 adalah merupakan tabel dari data spesifikasi fluida yang berada dalam sistem perpipaan *line discharge* pressure vessel.

Tabel 2 Spesifikasi Sistem Fluida

SPESIFIKASI SISTEM FLUIDA			
Fluida	<i>hydrocarbon</i>		
Densitas Fluida	p	0,028	lb/in ³

Sumber : Data Perusahaan

Pada Tabel 3 merupakan tabel dari data spesifikasi pressure vessel yang berada dalam sistem perpipaan *line discharge* pressure vessel.

Tabel 3 Spesifikasi pressure vessel

SPESIFIKASI PRESURE VESSEL			
Tipe	-	-	-

Design pressure	75	psig
Operating pressure	25	psig
MAP/MAWP	220.6/160.44	psig
Design temperature	410	F
Operating temperature	84	F
hydrotest	208.51	psi
Suction size	6	in
Discharge size	4	in

Sumber : Data Perusahaan

3.2 Penentuan Support

Perhitungan dilakukan menggunakan Persamaan 1 hingga 7, dimulai dengan menghitung berat pipa (konversi in ke ft) sebesar 9.069 lb/ft, berat fluida sebesar 4.264 lb/ft, dan berat insulasi sebesar 6.684 lb/ft. Karena pada sistem perpipaan *line discharge pressure vessel* terdapat attachment seperti *valve, elbow, tee, flange, dan gasket*, maka berat *attachment* juga dihitung dengan membagi berat total *attachment* dengan panjangnya. Hasil perhitungan berat total diperoleh sebesar 891,73 lb/ft. Nilai *allowable span* ditentukan berdasarkan nilai terkecil dari batas tegangan (*limitation of stress*) dan batas defleksi (*limitation of deflection*). Berdasarkan perhitungan, *allowable span* untuk pipa lurus adalah 14.397 ft. Perhitungan jumlah support dilakukan dengan membagi panjang pipa terhadap *allowable span*, sehingga diperoleh kebutuhan minimum 4 buah *support*. Pada *isometric line discharge pressure vessel* terdapat 4 buah *support*, sehingga memenuhi persyaratan minimum. Dengan demikian, hasil perhitungan menunjukkan bahwa konfigurasi *support* pada sistem perpipaan ini telah sesuai dengan kriteria *allowable pipe span*.

3.2 Hasil Analisis Tegangan

Tabel 4 Hasil dari software menunjukkan:

Load Case	Node Tertinggi	Tegangan (psi)	Batas Izin (psi)	Rasio (%)
Sustained load	Node 2000	3923.87	20000	19.67
Thermal Load	Node 190	3586.9	48000 (SA)	7.4
Occasional Load	Node 190	30.18	26600 (1.33xSh)	0.11

Berdasarkan hasil perhitungan menggunakan perangkat lunak analisis tegangan, diperoleh nilai tegangan untuk masing-masing kondisi pembebanan. Pada beban *sustained load*, tegangan tertinggi sebesar 3933,87 psi terjadi pada Node 2000 dengan rasio terhadap batas ijin sebesar 20,86%. Untuk *thermal load*, tegangan maksimum sebesar 3586,9 psi terjadi pada Node 190 dengan rasio 7,4%. Sementara itu, pada

occasional load, tegangan tertinggi sebesar 30,18 psi terjadi pada Node 190 dengan rasio hanya 0,11%. Hasil ini menunjukkan bahwa seluruh nilai tegangan yang terjadi berada jauh di bawah batas tegangan yang diizinkan sesuai standar ASME B31.3, sehingga konfigurasi sistem perpipaan dapat dinyatakan aman terhadap ketiga kondisi pembebanan tersebut.

4. KESIMPULAN

Berdasarkan hasil perhitungan, dapat disimpulkan bahwa jumlah serta penempatan support pada sistem perpipaan discharge pressure vessel telah memenuhi syarat allowable span minimum sebesar 14.397 ft, dengan kebutuhan tegangan terhadap kombinasi beban sustained, thermal expansion, dan occasional menunjukkan bahwa seluruh nilai tegangan yang timbul berada dalam batas aman sesuai ketentuan standar ASME B31.3. Oleh karena itu, sistem perpipaan tersebut dinyatakan layak secara struktural dan dapat dioperasikan tanpa menimbulkan risiko kegagalan akibat tegangan berlebih.

5. PUSTAKA

- [1] B31.3, A. (2020). Asme B31.3-2020 Process Piping. *Chemical Engineer*, 76(8), 95–108.
- [2] B31.10M, A. (2018). *Welded and seamless wrought steel pipe*. Revision of ASME B36.10M-2015. New York: ASME.
- [3] BPVC, Section II, part D. (2021). *ASME Boiler and Pressure Vessel Code, Section II, Part D: Properties (Customary)*. New York: ASME.
- [4] Chamsudi, A. (2005). Piping Stress Analysis. *Diktat-Piing Stress Analisis*, 99.
- [5] Coade. (1998). Pipe Stress Seminar Notes. *Houston*.
- [6] DnvGL, D. N. V. (2017). *STRUCTURAL ANALYSIS OF PIPING SYSTEMS recommended practice dnv-rp-d101*. July.
- [7] Husen, A., Setiyadi, A., & Cholis, N. (2018). Analisis Tegangan Pipa 043-Gn-31004 Pada Scrub Coloumn Vessel Menuju Vessel Coloumn Proyek Tangguh Expansion Train 3 Papua. *Bina Teknika*, 14(2), 139. <https://doi.org/10.54378/bt.v14i2.342>
- [8] Mahardhika, P., Choirul Rizal, M., Wirawan, A., & Darul, M. (2021). Evaluasi Tegangan Pada Sistem Perpipaan Dari Tangki Ammonia Plant Kapasitas 40000 Mt. *Teknologi Maritim*, 1(5), 2620–7540.
- [9] Paul R. Smith, P. . (1988). Piping and Pipe Support Systems. In *Paul R. Smith*, (pp. 1–

178).

- [10] PHKT-SPC-MEC-0045. (2019). Phkt-Spc-Mec-0045 Piping Flexibility and Stress Analysis. *Yitno News*, 1–666.
- [11] Poernomo, H., Mahardhika, P., Jami, F., Izz, A., & Yusuf, S. (n.d.). Analisis Tegangan dan Flexibilitas Pipa Distribusi Thermal Oil Di Perusahaan Minyak. *National Conference of Piping Engineering and Its Application*, 2656, 146–148.