

Analisa Kenaikan Tekanan Fluida Terhadap Tegangan Dan Fleksibilitas Pipa Blowdown A106 Grade A Berdasarkan ASME B31.3

Pekik Mahardhika*, Eko Julianto, Arie Indartono, George E. Kusuma

Program Studi Teknik Perpipaan, Jurusan Teknik Permesinan Kapal, Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya,
Jl. Teknik Kimia, Kampus ITS, Sukolilo, Surabaya, Indonesia 60111

Abstrak

Sistem blowdown pada PLTU digunakan untuk mengontrol dan membuang kandungan solid dalam sisa air pemanasan. Dampak negatif kenaikan tekanan fluida secara kontinyu adalah terjadinya deformasi pipa blowdown karena tegangan pipa melebihi nilai tegangan yang diijinkan. Artikel ini menyajikan hasil penelitian dalam menganalisa kenaikan tekanan fluida terhadap tegangan dan fleksibilitas pipa blowdown A106 Grade A berdasarkan ASME B31.3 Piping Process. Berdasarkan kriteria critical line, pipa blowdown A106 Grade A yang dikategorikan sebagai kategori B harus dikoreksi dengan metode sederhana. Fluida di dalam pipa blowdown telah mengalami kenaikan tekanan menjadi 322,55 psi dan bersifat turbulen. Berdasarkan ASME B31.3, tegangan dan fleksibilitas pipa blowdown masih di bawah nilai yang diijinkan dan sistem perpipaan dinyatakan aman.

Kata kunci: fleksibilitas; pipa blowdown; tegangan pipa akibat beban sustain; tekanan fluida

Abstract

[Title: Analysis of Fluid Pressure Increasement to Stress and Flexibility of Blowdown Pipe A106 Grade A Based On ASME B31.3] The blowdown system in the boiler of PLTU is useful for controlling and disposing of solid content in the remaining heating water. The negative effect of increased fluid pressure is pipe deformation because pipe stress exceeds allowable stress. This article deals with research results in analysing fluid pressure increasement to stress and flexibility of blowdown pipe A106 Grade A based on ASME B31.3 Piping Process. Based on critical line criteria, blowdown pipe A106 Grade A which is categorized as B category should be corrected by simply methode. Fluid pressure in blowdown pipe is increased to 322,55 psi and become turbulent. Based on ASME B31.3, blowdown pipe stress and flexibility are still below the allowable value and the piping system is still safe.

Keywords: blowdown pipe; flexibility; fluid pressure; pipe stress due to sustained load

1. Pendahuluan

Boiler di PLTU beroperasi terus menerus sehingga perlu dilakukan proses *blowdown* secara berkala. Kandungan *solid* dalam sisa air pemanasan akan terbawa ke steam yang diproduksi. Apabila kandungan solid dalam air sisa pemanasan tinggi, maka kandungan solid di steam juga akan tinggi. Hal tersebut bisa menurunkan kualitas *steam* yang dihasilkan. Sistem *blowdown* dalam boiler berguna untuk mengontrol dan membuang kandungan solid dalam sisa air pemanasan agar tidak berlebih. Kandungan *solid* dalam sisa air pemanasan akan terbawa ke *steam* yang diproduksi.

Apabila kandungan *solid* dalam air sisa pemanasan tinggi, maka kandungan *solid* di *steam* juga akan tinggi. Hal tersebut bisa menurunkan kualitas *steam* yang dihasilkan. Selain itu, kandungan *solid* dalam air sisa pemanasan yang berlebih juga akan menyebabkan terjadinya kerak pada pipa, *tube*, dan *drum* sehingga selain peralatan tersebut cepat rusak, juga efisiensi *boiler* menurun karena kerak tersebut mengurangi area perpindahan panas (*heat transfer area*). Fluida dalam pipa mengalir memanfaatkan gravitasi. Pertemuan dua zat berbeda fase serta memiliki temperatur tinggi pada pipa dapat menimbulkan kenaikan tekanan yang menyerupai suatu pukulan. Dampak fenomena tersebut adalah menimbulkan getaran. Jika hal ini sering terjadi maka dapat menimbulkan deformasi pipa. Deformasi

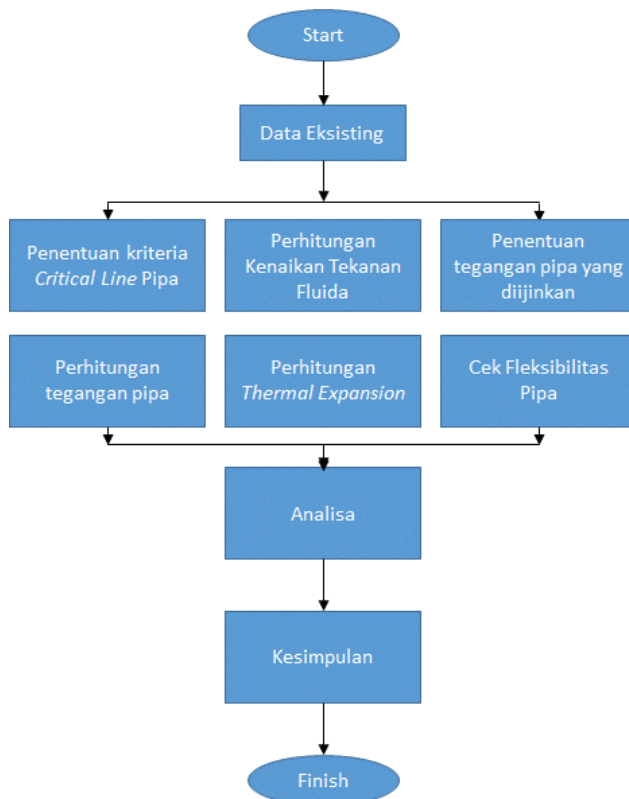
*) Penulis Korespondensi.

E-mail: pekikmahardhika@ppns.ac.id

diakibatkan nilai tegangan pipa yang terjadi melebihi tegangan pipa yang diijinkan sesuai kode ASME B31.3. Artikel ini menyajikan hasil penelitian dalam menganalisa kenaikan tekanan fluida terhadap tegangan dan fleksibilitas pipa blowdown A106 Grade A berdasarkan ASME B31.3 Piping Process.

2. Metode Penelitian

Langkah dalam penelitian ini adalah penentuan kriteria *critical line* pipa, perhitungan kenaikan tekanan fluida, penentuan dan perhitungan tegangan pipa yang diijinkan, perhitungan *thermal expansion*, serta cek fleksibilitas pipa. Gambar 1 menunjukkan diagram alir langkah penelitian.



Gambar 1. Diagram Alir

Data spesifikasi pipa dan sifat fluida yang diperlukan untuk penelitian tercantum pada Tabel 1 dan Tabel 2. Sistem *blowdown* beroperasi setiap siklus 8 jam dengan *design life* 12 tahun. Isometri pipa *blowdown* ditunjukkan pada gambar 2.

2.1 Kriteria Critical Line

Kriteria untuk *critical line* merupakan fungsi temperatur dan diameter pipa yang ditunjukkan dalam Gambar 3. *Critical Piping* adalah semua sistem pipa yang harus dipertimbangkan dalam analisa karena

temperatur fluida dalam pipa memenuhi ketetapan dalam kriteria. *Non critical piping* adalah semua jalur pipa tidak dipertimbangkan atau diperhitungkan dalam *piping stress analysis*, karena temperatur fluida dalam pipa tidak memenuhi kriteria. Kriteria pada gambar 3 merupakan sistem pipa dihubungkan dengan *nozzle static equipment* (Chamsudi, 2005).

Tabel 1. Spesifikasi Pipa dan Insulasi yang diperlukan

Data	Spesifikasi
Material Pipa	A106 Gr.A
NPS	4
Sch	80
t (in)	0,337
t (mm)	8,56
OD (in)	4,5
OD (mm)	114,3
ID (in)	3,826
ID (mm)	97,18
ρ pipa (lb/in ³)	0,280
Modulus Elastisitas Pipa (psi)	27,7 x 10 ⁶
t insulasi (in)	1,496
Material Insulasi	Foam Glass
ρ insulasi (lb/in ³)	0,049
Thermal coefficient (mm/m)	2
Thermal coefficient (in/ft)	0,028

Tabel 2. Data Sifat Fluida yang diperlukan

Data	Nilai	Satuan
Tekanan Internal (P)	100	psi
	6,89	bar
Laju massa fluida (m)	2,22	kg/s
Viskositas (μ)	1,00x10 ⁻³	kg.m/s
Bulk Modulus (K)	2,19x10 ⁹	N/m ²
Temperatur (T)	338	F
	170	C

2.2 Bilangan Reynold

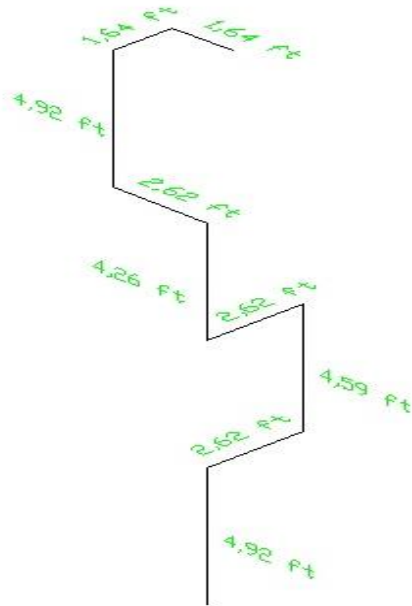
Bilangan Reynold dipengaruhi kecepatan aliran, diameter pipa, massa jenis, dan *viskositas* fluida yang mengalir. Bilangan Reynold menggunakan rumus persamaan (Crane, 1982)

$$Re = \frac{V.D.\rho}{\mu} \tag{1}$$

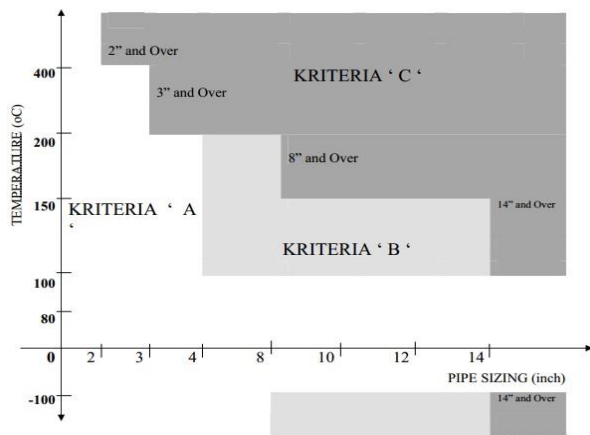
Re < 2100, Laminer
 Re > 4000, Turbulen

Keterangan:

- Re = Reynold Number
- V = Kecepatan aliran (m/s)
- D = Diameter dalam pipa (m)
- ρ = Massa jenis fluida (kg/m³)
- μ = Viskositas fluida (kg.m/s)



Gambar 2. Isometri pipa *blowdown*



Gambar 3. Kriteria *Critical line* untuk *static equipment* (Chamsudi, 2005)

Keterangan:

- Kriteria A : Tidak perlu dianalisa
- Kriteria B : Harus dikoreksi dengan metode sederhana
- Kriteria C : Detail analisa harus dihitung dengan komputer

2.3 Kecepatan suara fluida

Persamaan berikut digunakan untuk menghitung kecepatan suara fluida pada saat terjadi kenaikan tekanan (AutoPipe, 2008):

$$a = \sqrt{\frac{\frac{K}{\rho}}{1 + \left(\frac{K}{E}\right)\left(\frac{D}{e}\right)}} \tag{2}$$

Keterangan:

- a = Kecepatan suara fluida (ft/s)
- ρ = Massa jenis fluida (lb/ft³)
- K = Bulk Modulus (psi)
- E = Modulus Elastisitas Material (psi)
- D = Diameter dalam pipa (in)
- t = Tebal pipa (in)

2.4 Tekanan Kejut

Tekanan kejut akibat fluida dalam pipa menggunakan persamaan berikut (AutoPipe, 2008):

$$\Delta p = \rho \cdot a \cdot \Delta v \tag{3}$$

Keterangan:

- Δp = Tekanan kejut (psi)

2.5 Kenaikan Tekanan Fluida

Kenaikan tekanan fluida di dalam pipa dihitung dengan menggunakan persamaan (AutoPipe, 2008):

$$\Delta P = \text{Tekanan Kerja} + \Delta p \tag{4}$$

Keterangan:

- ΔP = Kenaikan tekanan fluida (psi)

2.6 Tegangan Pipa

Tegangan pada pipa salah satunya meliputi tegangan akibat pembebanan sustain. Nilai tegangan pada pipa tidak boleh melebihi tegangan izin (ASME, 2014).

2.6.1 Tegangan Akibat Beban Sustain

$$SL = \frac{Fax}{Am} + \frac{Mb}{Z} + \frac{P \cdot do}{4t} \leq SH \tag{5}$$

Keterangan:

- Fax = Gaya aksial karena beban tetap (lb)
- Am = Luas permukaan pipa (in²)
- Mb = Momen bending (lb.in)
- Z = Section Modulus (in³)
- P = Tekanan dalam pipa (psi)
- do = Diameter Luar Pipa (in)
- t = Tebal Pipa (in)
- SL = Tegangan Longitudinal (psi)
- SH = Tegangan dasar yang diijinkan /Code Allowable stress (psi) berdasarkan tabel A1 ASME B31.3

Untuk menentukan besar batasan tegangan (SH) dapat juga memilih nilai yang terkecil dari (Agustinus, 2009) :

- Satu pertiga (1/3) dari *specified minimum tensile strength* (SMTS)
- Dua pertiga (2/3) dari *specified minimum yield strength* (SMYS)

Data SMTS dan SMYS ada di ASME B31.3 untuk menentukan besar batasan tegangan tersebut.

2.6.2 Thermal expansion – stress & force

Thermal expansion dapat terjadi di antara semua *fix point* di sistem perpipaan. (EngineeringToolbox, 2017). Formula untuk menghitung *thermal expansion* sebagai berikut (Kannapan, 1986):

Pipe expansion

$$\Delta L = \beta.L.\Delta T \tag{6}$$

Thermal force

$$F = E.\alpha.A \tag{7}$$

Thermal stress

$$\sigma dt = E.\beta.\Delta T \tag{8}$$

Keterangan:

- β = koefisien ekspansi termal (in/in.F)
- L = Panjang pipa (ft)
- ΔT = Perbedaan temperatur (F)
- F = *Thermal Force* (lb)
- E = Modulus Elastisitas (psi)
- α = *Linier thermal expansion* (in/100ft)
- A = Luas permukaan pipa (in²)

Pada tahap selanjutnya terdapat metode untuk mengecek fleksibilitas sistem perpipaan. Tentang pertimbangan kekuatan, *reaction hazard*, dan *service hazard*, dan beberapa pendapat dibentuklah batas ukuran pipa, tekanan, dan temperatur. Pendekatan sistem perpipaan yang dibutuhkan untuk dianalisa fleksibilitasnya sebagai berikut (Kellog, 1956):

- Maksimum nominal temperatur operasi material melebihi 800 F
- Service Pressure* melebihi 15 psi
- Nominal Pipe Size* melebihi 6 inch

Jika,

$$\frac{D.y}{(L-U)^2} \leq \frac{30.SA}{Ea} \tag{9}$$

Maka sistem pipa fleksibel (Kannapan, 1986):

Keterangan:

- D = *Nominal Pipe Size* (inch)
- Δ = *Resultant total displacement* (inch)
- L = *Developed lenght* di antara *anchor* (ft)
- U = Jarak *anchor* (ft)
- S_A = *Allowable stress range* (psi)
- E_a = Modulus Elastisitas pada kondisi dingin (psi)

Jika,

$$\frac{D.\Delta}{(L-U)^2} \leq K \tag{10}$$

Maka sistem pipa fleksibel (Senthilkumar, 2015)

Keterangan:

- D = Diameter luar pipa (mm)
- Δ = *Resultant displacement* (mm)
- L = *Developed lenght* di antara *anchor* (mm)
- U = Jarak *anchor* (m)
- K = 208,3

Tabel 3 merupakan *stress range reduction factors* berkaitan dengan jumlah siklus suatu sistem perpipaan.

Tabel 3. Stress Range Reduction Factors (ASME, 1998)

Number of equivalent full temperatur cycles N	f
7000 dan dibawahnya	1,0
7000 - 14000	0,9
14000 – 22000	0,8
22000 – 45000	0,7
45000 – 100000	0,6
100000 dan di atasnya	0,5

Pipa *blowdown* berada di jalur *pulsating line* yang sehingga nilai frekuensi alami harus lebih besar dari 8 cps untuk mencegah adanya resonansi pada pipa (Mahardhika, 2017).

3. Hasil dan Pembahasan

Pada Kriteria *Critical Line* spesifikasi pipa *blowdown* yang sesuai Tabel 1 dikaitkan dengan gambar 2, maka pipa dikategorikan kriteria B yang artinya harus dikoreksi dengan metode sederhana. Pipa *blowdown* A106 Gr.A NPS 4” termasuk *critical line*.

Dalam menghitung kenaikan tekanan dalam pipa menggunakan formula 1 sampai 4. Pada aliran fluida yang melewati pipa *blowdown* terjadi kenaikan tekanan menjadi 322,55 psi. Aliran fluida tersebut bersifat turbulen (Re > 4000). Tabel 4 memuat perhitungan kenaikan tekanan fluida.

Tabel 4. Perhitungan Kenaikan Tekanan Fluida

No	Data	Nilai	Keterangan
1	Re	56617	Re > 4000, Turbulen
2	α	4433,6	ft/s
3	Δp	222,55	psi
4	ΔP	322,55	psi

Pada tegangan akibat beban sustain, batasan tegangan/tegangan yang diijinkan pada pipa akibat

primary stress yaitu akibat beban sustain dinamakan code allowable stress. Perhitungan batasan tegangan yang diijinkan berdasarkan ASME B31.3 tabel A1, SMTS, dan SMYS ditunjukkan pada Tabel 5, 6, dan 7.

Tabel 5. Tegangan yang diijinkan (SH) akibat beban sustain (SL) berdasarkan tabel A1 ASME B31.3

No	Data	Nilai	Satuan
1	SH	16000	psi
2	SL sebelum	8539,581	psi
3	SL setelah	9863,04	psi

Tabel 6. Tegangan yang diijinkan (SH) akibat beban sustain (SL) berdasarkan SMTS

No	Data	Nilai	Satuan
1	SH	16000	psi
2	SL sebelum	8539,581	psi
3	SL setelah	9863,04	psi

Tabel 7. Tegangan yang diijinkan (SH) akibat beban sustain (SL) berdasarkan SMYS

No	Data	Nilai	Satuan
1	SH	20000	psi
2	SL sebelum	8539,581	psi
3	SL setelah	9863,04	psi

Tabel 5 sampai Tabel 7 menunjukkan bahwa pipa memiliki range tegangan diijinkan sebesar 16000-20000 psi. Nilai tegangan yang diijinkan/code allowable stress diambil yang terkecil yaitu 16000 psi. Hasil perhitungan menunjukkan bahwa nilai tegangan sebelum kenaikan tekanan 8539,581 psi dan setelah terjadi kenaikan tekanan 9863,04 psi. Tegangan menunjukkan terjadi kenaikan sebesar 1323,459 psi. Nilai tegangan akibat beban sustain pada pipa *blowdown* tersebut tidak melebihi tegangan yang diijinkan ASME B31.3.

Pada hasil perhitungan *Thermal Expansion – stress & force* dijabarkan sebagai berikut:

Pipe Expansion

$$\Delta L = \beta.L.\Delta T$$

$$= 7,1 \times 10^{-6} \text{ in/in.F} \times 30,076 \text{ ft} \times (338-70) \text{ F} \times 12 \text{ in/ft}$$

$$= 0,686 \text{ in}$$

Thermal Force

$$F = E.\alpha.A$$

$$= 27,7 \times 10^6 \text{ lb/in}^2 \times \frac{2,8}{100 \times 12} \frac{\text{in}}{\text{in}} \times 3,17 \text{ in}^2$$

$$= 204800 \text{ lb}$$

Thermal Stress

$$\sigma dt = E.\beta.\Delta T$$

$$= 27,7 \times 10^6 \text{ lb/in}^2 \times 7,1 \times 10^{-6} \text{ in/in.F} \times (338-70) \text{ F}$$

$$= 52707,56 \text{ psi}$$

Pipa *blowdown* termasuk kategori untuk dianalisa karena tekanan fluida melebihi 15 psi, sehingga hasil perhitungan fleksibilitas pipa dijabarkan sebagai berikut:

Cara 1:

$$\Delta x = (0,5-0,8) \text{ m} \times 2 \text{ mm/m}$$

$$= -0,6 \text{ mm} (-0,023 \text{ in})$$

$$\Delta y = (1,5+1,3+1,4+1,5) \text{ m} \times 2 \text{ mm/m}$$

$$= 11,4 \text{ mm} (0,45 \text{ in})$$

$$\Delta z = (0,5+0,8+0,8) \text{ m} \times 2 \text{ mm/m} = 4,2 \text{ mm} (0,165 \text{ in})$$

$$\Delta = \sqrt{(-0,6)^2 + (11,4)^2 + (4,2)^2}$$

$$= 12,16 \text{ mm} (0,478 \text{ in})$$

$$L = 9,9 \text{ m} (30,076 \text{ ft})$$

$$U = \sqrt{(1,3)^2 + (5,7)^2 + (2,1)^2}$$

$$= 6,21 \text{ m} (0,24 \text{ in})$$

$$\frac{D.\Delta}{(L-U)^2} \leq K$$

$$\frac{114,3.12,16}{(9,9 - 6,21)^2} \leq 208,3$$

$$105,77 \leq 208,3$$

Sehingga pipa tersebut fleksibel dan tidak perlu dilakukan *formal analysis*.

Cara 2:

$$\Delta x = (1,64-2,624) \text{ ft} \times 0,028 \text{ in/ft}$$

$$= -0,027552 \text{ in}$$

$$\Delta y = (4,92+4,16+4,592+4,92) \text{ ft} \times 0,028 \text{ in/ft}$$

$$= 0,52059 \text{ in}$$

$$\Delta z = (1,64+2,624+2,624) \text{ ft} \times 0,028 \text{ in/ft}$$

$$= 0,192864 \text{ in}$$

$$\Delta = \sqrt{(-0,027552)^2 + (0,52059)^2 + (0,192864)^2}$$

$$= 0,5558 \text{ in}$$

$$L = 30,076 \text{ ft}$$

$$U = \sqrt{(4,624)^2 + (18,592)^2 + (6,888)^2}$$

$$= 20,280 \text{ ft}$$

$$S_c = 16000 \text{ psi}$$

$$S_h = 16000 \text{ psi}$$

$$N (\text{jumlah siklus}) = \frac{24}{8} \times 365 \times 12 = 13140$$

$$f = 0,9 (\text{untuk siklus } 7000-14000)$$

$$S_A = f (1,25.S_c + 0,25.S_h)$$

$$= 0,9 (1,25.16000 + 0,25.16000)$$

$$= 21600 \text{ psi}$$

$$\frac{D.y}{(L-U)^2} \leq \frac{30.S_A}{Ea}$$

$$\frac{4,0.5558}{(30,076 - 20,28)^2} \leq \frac{30.21600}{27,7 \times 10^6}$$

$$0,0231 \leq 0,0234$$

Sehingga pipa tersebut fleksibel dan tidak perlu dilakukan *formal analysis*.

Perhitungan frekuensi alami dengan batasan defleksi sebesar 1/8 inch, sehingga didapat nilai frekuensi alami

$$fn = \frac{3,12}{\sqrt{1/8}} = 8,8 \text{ cps}$$

Data menunjukkan bahwa nilai frekuensi alami lebih besar dari 8 cps.

4. Kesimpulan

Analisa kenaikan tekanan fluida terhadap tegangan dan fleksibilitas pipa *blowdown* A106 Grade A menunjukkan bahwa terjadi kenaikan tekanan fluida sebesar 322,55 psi dan fluida bersifat turbulen. Fleksibilitas pipa masih di bawah nilai yang diijinkan sehingga pipa masih fleksibel terhadap *displacement* yang terjadi dan tidak perlu dilakukan *formal analysis*. Pengecekan tegangan pipa akibat beban sustain setelah terjadi kenaikan tekanan fluida menunjukkan bahwa masih berada di bawah tegangan ijin (16000 psi), sehingga sistem perpipaan *blowdown* masih dinyatakan aman berdasarkan ASME B31.3.

Daftar Pustaka

- Agustinus, D. (2009). *Pengantar Piping Stress Analysis*. Jakarta: Entry Augustino Publisher
- ASME. (1998). *ASME B&PV Section III*. USA: American Society Mechanical Standard
- ASME. (2014). *ASME B31.3 Piping Process*. USA: American Society of Mechanical Engineering
- AutoPipe (2008). *Example Case System Water Hammer*. USA: Bentley
- Chamsudi. (2005). *Diktat-Piping Stress Analysis*. Diunduh dari <https://www.scribd.com/document/259036537/Diktat-Pipe-Stress-Analysis>
- Crane. (1982). *Flow of Fluids Through Valve, Fittings, and Pipe, Technical paper 410M* (p. 4). New York: Crane Co.
- EngineeringToolbox. (2017). *Engineering toolbox*. Diakses dari www.engineeringtoolbox.com
- Kannapan, S. (1986). *Introduction to Pipe Stress Analysis*. Canada: John Wiley & Sons
- Kellog, M. W. (1956). *Design of Piping Systems*. USA: Pullman Power Products
- Senthikumar, M. S. (2015). Analysis of piping layout under static load in petrochemical industries. *Int. Journal of Applied Sciences and Engineering Research*, 4 (2), 240-249
- Mahardhika, P. (2017). Penentuan allowable span pipa SLF berdasarkan tegangan, defleksi, frekuensi alami. *Jurnal IPTEK*, 21 (2), 27-34