

# **SKRIPSI**

## **Analisis Tegangan Pipa Penyalur Bahan Bakar Peralite Jalur *Discharge* Pompa PT. Pertamina Patra Niaga *Integrated* Terminal Makassar**

**Disusun dan diajukan oleh:**

**MUHAMMAD ALIF WAHAB ADHICAHYA  
(D021 18 1515)**



**PROGRAM STUDI SARJANA TEKNIK MESIN  
FAKULTAS TEKNIK  
UNIVERSITAS HASANUDDIN  
2023**

## LEMBAR PENGESAHAN SKRIPSI

### **Analisis Tegangan Pipa Penyalur Bahan Bakar Peralite Jalur *Discharge* Pompa PT. Pertamina Patra Niaga *Integrated Terminal* Makassar**

Disusun dan diajukan oleh


**MUHAMMAD ALIF WAHAB ADHICAHYA**  
(D021 18 1515)

Telah dipertahankan di hadapan Panitia Ujian yang dibentuk dalam rangka  
Penyelesaian Studi Program Sarjana Program Studi Teknik Mesin  
Fakultas Teknik Universitas Hasanuddin  
Pada tanggal 13 Maret 2023  
dan dinyatakan telah memenuhi syarat kelulusan

Menyetujui,

Pembimbing Utama

Pembimbing Pendamping

  
**Prof. Dr. Ir. Nasaruddin Salam M.T.**  
NIP. 19591220 198601 1 001

  
**Dr. Ir. Rustan Tarakka S.T., M.T.**  
NIP. 19750827 200501 1 002

Ketua Program Studi,



  
**Prof. Dr. Eng. Ir. Jalaluddin, S.T., M.T.**  
NIP. 19720825 200003 1 001

## PERNYATAAN KEASLIAN

Yang bertanda tangan dibawah ini:

Nama : Muhammad Alif Wahab Adhichahya  
NIM : D021181515  
Program Studi : Teknik Mesin  
Jenjang : S1

Menyatakan dengan ini bahwa karya tulis saya berjudul

*Analisis Tegangan Pipa Penyalur Bahan Bakar Peralite Jalur Discharge  
Pompa PT. Pertamina Patra Niaga Integrated Terminal Makassar*

Adalah karya tulisan saya sendiri dan bukan merupakan pengambilan alihan tulisan orang lain dan bahwa skripsi yang saya tulis ini benar-benar merupakan hasil karya saya sendiri.

Semua informasi yang ditulis dalam skripsi yang berasal dari penulis lain telah diberi penghargaan, yakni dengan mengutip sumber dan tahun penerbitannya. Oleh karena itu semua tulisan dalam skripsi ini sepenuhnya menjadi tanggung jawab penulis. Apabila ada pihak manapun yang merasa ada kesamaan judul dan atau hasil temuan dalam skripsi ini, maka penulis siap untuk diklarifikasi dan mempertanggungjawabkan segala resiko.

Segala data dan informasi yang diperoleh selama proses pembuatan skripsi, yang akan dipublikasi oleh Penulis di masa depan harus mendapat persetujuan dari Dosen Pembimbing.

Apabila dikemudian hari terbukti atau dapat dibuktikan bahwa sebagian atau keseluruhan isi skripsi ini hasil karya orang lain, maka saya bersedia menerima sanksi atas perbuatan tersebut.

Gowa, 13 Maret 2023

Yang Menyatakan



Muhammad Alif Wahab Adhichahya

## ABSTRAK

**MUHAMMAD ALIF WAHAB ADHICAHYA**, *ANALISIS TEGANGAN PIPA PENYALUR BAHAN BAKAR PERTALITE JALUR DISCHARGE POMPA PT. PERTAMINA PATRA NIAGA INTEGRATED TERMINAL MAKASSAR* (dibimbing oleh Nasaruddin Salam dan Rustan Tarakka)

Sistem perpipaan yang dihubungkan langsung dengan mesin rotasi (pompa, turbin, kompresor) harus dipertimbangkan dalam analisa. PT. Pertamina Patra Niaga *Integrated Terminal* Makassar memiliki jaringan sistem perpipaan baru yang disebut dengan *New Gantry System (NGS)* yang menyalurkan bahan bakar jenis pertalite, pertamax, dan solar ke *bay*. Setiap jenis bahan bakar yang dialirkan, memiliki jaringan sistem perpipaan yang berbeda dan masing-masingnya terhubung dengan pompa yang berbeda pula.

Tujuan penelitian ini ialah untuk mengetahui besar tegangan yang terjadi pada jalur perpipaan *discharge* Pompa P-MKS-001A yang merupakan pompa distribusi dengan kapasitas terbesar penyalur bahan bakar pertalite. Penelitian ini dilakukan dengan membandingkan besar nilai tegangan antara metode komputasi menggunakan *software CAESARII* dengan metode teoritis menggunakan standar *ASME B31.4 Pipeline Transportation Systems for Liquids and Slurries* dan dengan batasan *allowable stress* dari *ASME B31.4*.

Hasil penelitian menunjukkan bahwa tegangan yang terjadi diakibatkan oleh *hydrotest load*, *operating load*, *sustain load*, dan *expansion load*. Tegangan akibat *hydrotest load* terbesar terjadi pada *node 150* sebesar 3227,426 lb/in<sup>2</sup> dengan *allowable stress* 26250 lb/in<sup>2</sup>. Tegangan akibat *operating load* terbesar terjadi pada *node 210* sebesar 14521,5896 lb/in<sup>2</sup> dengan *allowable stress* 35000 lb/in<sup>2</sup>. Tegangan akibat *sustain load* terbesar terjadi pada *node 150* sebesar 2669,6531 lb/in<sup>2</sup> dengan *allowable stress* 26250 lb/in<sup>2</sup>. Tegangan akibat *expansion load* terbesar terjadi pada *node 240* sebesar 15196,2 lb/in<sup>2</sup> dengan *allowable stress* 18000 lb/in<sup>2</sup>. Dengan tidak adanya nilai tegangan yang melebihi nilai *allowable stress* maka jalur perpipaan dinyatakan aman secara metode komputasi maupun metode teoritis.

**Kata Kunci:** *CAESARII, ASME B31.4, hydrotest load, operating load, sustain load, dan expansion load*

## ABSTRACT

**MUHAMMAD ALIF WAHAB ADHICAHYA, PIPE STRESS ANALYSIS OF PERTALITE FUEL DISCHARGE PUMP LINE PT. PERTAMINA PATRA NIAGA INTEGRATED TERMINAL MAKASSAR** (supervised by Nasaruddin Salam and Rustan Tarakka)

Piping systems directly connected to rotating machines (pumps, turbines, compressors) must be considered in the analysis. PT. Pertamina Patra Niaga Integrated Terminal Makassar has a new pipeline system line called the New Gantry System (NGS) which distributes pertalite, pertamax and diesel fuel to the bay. Each type of fuel that is supplied has a different network of piping systems and each is connected to a different pump.

The purpose of this study is to determine the amount of stress that occurs in the P-MKS-001A Pump discharge pipeline which is a distribution pump with the largest capacity for distributing pertalite fuel. This research was conducted by comparing the magnitude of the stress values between the computational method using CAESARII software and the theoretical method using the standard ASME B31.4 Pipeline Transportation Systems for Liquids and Slurries and with the allowable stress limits from ASME B31.4.

The research results show that the stress that occurs is caused by hydrotest load, operating load, sustain load, and expansion load. The stress due to the largest hydrotest load occurs at node 150 of 3227.426 lb/in<sup>2</sup> with an allowable stress of 26250 lb/in<sup>2</sup>. The stress due to the largest operating load occurs at node 210 of 14521.5896 lb/in<sup>2</sup> with an allowable stress of 35000 lb/in<sup>2</sup>. The stress due to the largest sustain load occurs at node 150 of 2669.6531 lb/in<sup>2</sup> with an allowable stress of 26250 lb/in<sup>2</sup>. The stress due to the largest expansion load occurs at node 240 of 15196.2 lb/in<sup>2</sup> with an allowable stress of 18000 lb/in<sup>2</sup>. In the absence of a stress value that exceeds the allowable stress value, the pipeline is declared safe by computational or theoretical methods.

**Keywords:** CAESARII, ASME B31.4, hydrotest load, operating load, sustain load, dan expansion load

## DAFTAR ISI

<b>LEMBAR PENGESAHAN SKRIPSI .....</b>	<b>i</b>
<b>PERNYATAAN KEASLIAN.....</b>	<b>ii</b>
<b>ABSTRAK .....</b>	<b>iii</b>
<b>ABSTRACT .....</b>	<b>iv</b>
<b>DAFTAR ISI.....</b>	<b>v</b>
<b>DAFTAR GAMBAR.....</b>	<b>vii</b>
<b>DAFTAR TABEL .....</b>	<b>xii</b>
<b>DAFTAR LAMPIRAN .....</b>	<b>xiii</b>
<b>KATA PENGANTAR.....</b>	<b>xiv</b>
<b>BAB I PENDAHULUAN.....</b>	<b>1</b>
I.1. Latar Belakang .....	1
I.2. Rumusan Masalah.....	4
I.3. Tujuan Penelitian .....	4
I.4. Batasan Masalah .....	4
I.5. Manfaat Penelitian .....	5
<b>BAB II TINJAUAN PUSTAKA.....</b>	<b>6</b>
II.1. Pipa .....	6
II.2. Material Pipa.....	8
II.3. Jenis-Jenis Pipa .....	9
II.4. Sistem Perpipaan.....	12
II.5. Pemasangan Pipa di Atas Tanah .....	22
II.6. Penyangga Pipa ( <i>Pipe Support</i> ) .....	25
II.7. <i>Code</i> dan <i>Standard</i> pada Sistem Perpipaan .....	29
II.8. Tegangan pada Pipa .....	31
II.9. Tegangan yang Diizinkan Berdasarkan <i>ASME B31.4</i> .....	36
II.10. Karakteristik Tegangan pada Sistem Perpipaan .....	38
II.11. Fleksibilitas Pipa.....	40
II.12. Pompa Sentrifugal.....	46
II.13. <i>Non-Critical Line</i> dan <i>Critical Line</i> pada Perpipaan .....	48
II.14. <i>Software CaesarII</i> .....	49

<b>BAB III METODOLOGI PENELITIAN .....</b>	<b>50</b>
III.1. Waktu dan Tempat Penelitian .....	50
III.2. Alat dan Bahan.....	50
III.3. Diagram Alir Penelitian .....	53
III.4. Metode Penelitian .....	54
<b>BAB IV HASIL DAN PEMBAHASAN .....</b>	<b>61</b>
IV.1. Analisis Komputasional dengan Tekanan Operasi 3 Bar .....	61
IV.2. Analisis Teoritis dengan Tekanan Operasi 3 Bar .....	71
IV.3. Analisis Komputasional dengan Tekanan Operasi 5 Bar .....	102
IV.4. Analisis Teoritis dengan Tekanan Operasi 5 Bar .....	107
IV.5. Analisis Komputasional dengan Tekanan Operasi 7 Bar .....	110
IV.6. Analisis Teoritis dengan Tekanan Operasi 7 Bar .....	114
IV.7. Kompilasi Hasil Analisis Komputasi dengan Tekanan Operasi 3 Bar, 5 Bar, dan 7 Bar .....	117
IV.8. Kompilasi Hasil Analisis Teoritis dengan Tekanan Operasi 3 Bar, 5 Bar, dan 7 Bar .....	122
<b>BAB V PENUTUP.....</b>	<b>128</b>
V.1. Kesimpulan .....	128
V.2. Saran .....	129
<b>DAFTAR PUSTAKA .....</b>	<b>130</b>

## DAFTAR GAMBAR

<b>Gambar 2.1.</b> Ukuran Pipa <i>NPS</i> dan <i>DN</i> .....	7
<b>Gambar 2.2.</b> Tabel Ketebalan Dinding Pipa .....	8
<b>Gambar 2.3.</b> Tabel Material Pipa .....	9
<b>Gambar 2.4.</b> Pembuatan Pipa Tanpa Sambungan .....	10
<b>Gambar 2.5.</b> <i>Seamless Pipe</i> .....	10
<b>Gambar 2.6.</b> Pembuatan Pipa dengan Sambungan.....	11
<b>Gambar 2.7.</b> <i>Butt Welded Pipe</i> .....	11
<b>Gambar 2.8.</b> Pembuatan Pipa Las Spiral.....	12
<b>Gambar 2.9.</b> <i>Spiral Welded Pipe</i> .....	12
<b>Gambar 2.10.</b> Fitting .....	15
<b>Gambar 2.11.</b> <i>Long Radius Elbow</i> .....	16
<b>Gambar 2.12.</b> <i>Short Radius Elbow</i> .....	16
<b>Gambar 2.13.</b> <i>Eccentric Reducer</i> dan <i>Concentric Reducer</i> .....	17
<b>Gambar 2.14.</b> <i>Gate Valve</i> .....	18
<b>Gambar 2.15.</b> <i>Ball Valve</i> .....	19
<b>Gambar 2.16.</b> <i>Swing Check Valve</i> dan <i>Lift Check Valve</i> .....	19
<b>Gambar 2.17.</b> <i>Gasket</i> .....	20
<b>Gambar 2.18.</b> <i>Full face gasket</i> .....	20
<b>Gambar 2.19.</b> <i>Flat Ring Gasket</i> .....	20
<b>Gambar 2.20.</b> <i>Metal Rings for Ring Type Joint Flanges</i> .....	21
<b>Gambar 2.21.</b> Beberapa Contoh Simbol Perpipaian.....	22
<b>Gambar 2.22.</b> <i>Pipe Anchor</i> .....	26
<b>Gambar 2.23.</b> <i>Pipe Shoe</i> .....	26
<b>Gambar 2.24.</b> <i>Hanger Rod Tunggal</i> .....	27
<b>Gambar 2.25.</b> <i>Hanger Rod Ganda</i> .....	27
<b>Gambar 2.26.</b> <i>Pipe Guide</i> .....	28
<b>Gambar 2.27.</b> <i>Pipe Guide with Shoe</i> .....	28
<b>Gambar 2.28.</b> <i>Spring Hanger</i> pada Pipa .....	29
<b>Gambar 2.29.</b> Tegangan pada Pipa.....	31



<b>Gambar 2.30.</b> Tegangan Aksial pada Pipa .....	32
<b>Gambar 2.31.</b> Tegangan Longitudinal pada Pipa .....	33
<b>Gambar 2.32.</b> Tegangan Tangensial pada Pipa .....	34
<b>Gambar 2.33.</b> Tegangan Radial pada Pipa .....	34
<b>Gambar 2.34.</b> Bentuk Lengkungan L pada Sistem Perpipaan.....	42
<b>Gambar 2.35.</b> Bentuk Lengkungan Z pada Sistem Perpipaan.....	43
<b>Gambar 2.36.</b> Bentuk Lengkungan U dengan Kedua Kaki yang Sama Panjang .....	44
<b>Gambar 2.37.</b> Bentuk Lengkungan U dengan Kedua Kaki Tidak Sama Panjang.....	44
<b>Gambar 2.38.</b> Bentuk <i>Loop</i> Ekspansi.....	45
<b>Gambar 2.39.</b> Bentuk Gabungan L pada Sistem Perpipaan .....	45
<b>Gambar 2.40.</b> Bentuk Pipa Tiga Dimensi .....	46
<b>Gambar 2.41.</b> Sistem Perpipaan yang Dihubungkan dengan <i>Static Equipment</i> .....	48
<b>Gambar 2.42.</b> Sistem Perpipaan yang Dihubungkan dengan <i>Rotary Equipment</i> .....	49
<b>Gambar 2.43.</b> <i>Interface Software CaesarII 2016</i> .....	49
<b>Gambar 3.1.</b> Jalur <i>Discharge</i> Pompa P-MKS-001A .....	52
<b>Gambar 3.2.</b> Batas Jalur <i>Discharge</i> Pompa P-MKS-001A yang Diteliti .....	52
<b>Gambar 3.3.</b> Gambar Isometrik Jalur <i>Discharge</i> Pompa P-MKS-001 .....	52
<b>Gambar 3.4.</b> Satuan yang Digunakan.....	54
<b>Gambar 3.5.</b> Gambar Isometrik Jalur Pipa <i>Discharge</i> Pompa P-MKS-001 A.....	55
<b>Gambar 3.6.</b> Gambar Pemodelan Jalur Perpipaan Jalur <i>Discharge</i> Pompa P-MKS- 001 A Sampai 90 <sup>0</sup> <i>elbow pada line number 8"-P-MKS-150#-A1A-009</i> <i>EL +3410</i> .....	55
<b>Gambar 3.7.</b> Contoh Nilai Variabel yang digunakan dalam Pemodelan Jalur Perpipaan .....	56
<b>Gambar 3.8.</b> <i>Error Checking</i> pada <i>Software</i> .....	56
<b>Gambar 3.9.</b> <i>Variable Load Case</i> pada <i>Software</i> .....	57
<b>Gambar 3.10.</b> <i>Static Output</i> pada <i>Software</i> .....	58
<b>Gambar 4.1.</b> Tegangan Maksimum Akibat <i>Hydrotest Load Case (WW+HP)</i> .....	61
<b>Gambar 4.2.</b> Posisi <i>Node 150</i> pada Pemodelan.....	61
<b>Gambar 4.3.</b> Grafik Tegangan <i>Hydrotest Load Case (WW+HP)</i> Komputasi Terhadap <i>Node</i> .....	62

<b>Gambar 4.4.</b> Tegangan Maksimum Akibat <i>Operating Load Case 1 (W+T1+P1)</i> ...	62
<b>Gambar 4.5.</b> Posisi <i>Node 210</i> pada Pemodelan.....	63
<b>Gambar 4.6.</b> Grafik Tegangan <i>Operating Load Case 1 (W+T1+P1)</i> Komputasi Terhadap <i>Node</i> .....	63
<b>Gambar 4.7.</b> Tegangan Maksimum Akibat <i>Operating Load Case 2 (W+T2+P2)</i> ...	64
<b>Gambar 4.8.</b> Posisi <i>Node 210</i> pada Pemodelan.....	64
<b>Gambar 4.9.</b> Grafik Tegangan <i>Operating Load Case 2 (W+T2+P2)</i> Komputasi ....	64
<b>Gambar 4.10.</b> Tegangan Maksimum Akibat <i>Sustain Load Case 1 (W+P1)</i> .....	65
<b>Gambar 4.11.</b> Posisi <i>Node 150</i> pada Pemodelan.....	65
<b>Gambar 4.12.</b> Grafik Tegangan <i>Sustain Load Case 1 (W+P1)</i> Komputasi Terhadap <i>Node</i> .....	66
<b>Gambar 4.13.</b> Tegangan Maksimum Akibat <i>Sustain Load Case 2 (W+P2)</i> .....	66
<b>Gambar 4.14.</b> Posisi <i>Node 150</i> pada Pemodelan.....	66
<b>Gambar 4.15.</b> Grafik Tegangan <i>Sustain Load Case 2 (W+P2)</i> Komputasi Terhadap <i>Node</i> .....	67
<b>Gambar 4.16.</b> Tegangan Maksimum Akibat <i>Expansion Load Case 1 (L2-L4)</i> .....	67
<b>Gambar 4.17.</b> Posisi <i>Node 240</i> pada Pemodelan.....	68
<b>Gambar 4.18.</b> Grafik Tegangan <i>Expansion Load Case 1 (L2-L4)</i> Komputasi Terhadap <i>Node</i> .....	68
<b>Gambar 4.19.</b> Tegangan Maksimum Akibat <i>Expansion Load Case 1 (L2-L4)</i> .....	69
<b>Gambar 4.20.</b> Posisi <i>Node 240</i> pada Pemodelan.....	69
<b>Gambar 4.21.</b> Grafik Tegangan <i>Expansion Load Case 2 (L3-L5)</i> Komputasi Terhadap <i>Node</i> .....	69
<b>Gambar 4.22.</b> Tegangan Maksimum Akibat <i>Expansion Load Case 3 (L2-L3)</i> .....	70
<b>Gambar 4.23.</b> Posisi <i>Node 240</i> pada Pemodelan.....	70
<b>Gambar 4.24.</b> Grafik Tegangan <i>Expansion Load Case 3 (L2-L3)</i> Komputasi Terhadap <i>Node</i> .....	71
<b>Gambar 4.25.</b> Perbandingan Nilai <i>Hoop Stress</i> Komputasi vs Teoritis Terhadap <i>Allowable Stress</i> .....	72
<b>Gambar 4.26.</b> Perbandingan Nilai <i>Hydrotest Stress</i> Komputasi vs Teoritis Terhadap <i>Allowable Stress</i> .....	75

<b>Gambar 4.27.</b> Perbandingan Nilai <i>Hoop Stress</i> Komputasi vs Teoritis Terhadap <i>Allowable Stress</i> .....	76
<b>Gambar 4.28.</b> Perbandingan Nilai <i>Operating Stress</i> Komputasi vs Teoritis Terhadap <i>Allowable Stress</i> .....	79
<b>Gambar 4.29.</b> Perbandingan Nilai <i>Hoop Stress</i> Komputasi vs Teoritis Terhadap <i>Allowable Stress</i> .....	81
<b>Gambar 4.30.</b> Perbandingan Nilai <i>Operating Stress 2</i> Komputasi vs Teoritis Terhadap <i>Allowable Stress</i> .....	84
<b>Gambar 4.31.</b> Perbandingan Nilai <i>Hoop Stress</i> Komputasi vs Teoritis Terhadap <i>Allowable Stress</i> .....	85
<b>Gambar 4.32.</b> Perbandingan Nilai <i>Sustain Stress 1</i> Komputasi vs Teoritis Terhadap <i>Allowable Stress</i> .....	88
<b>Gambar 4.33.</b> Perbandingan Nilai <i>Hoop Stress</i> Komputasi vs Teoritis Terhadap <i>Allowable Stress</i> .....	89
<b>Gambar 4.34.</b> Perbandingan Nilai <i>Sustain Stress 2</i> Komputasi vs Teoritis Terhadap <i>Allowable Stress</i> .....	92
<b>Gambar 4.35.</b> Perbandingan Nilai <i>Thermal Stress 1</i> Komputasi vs Teoritis Terhadap <i>Allowable Stress</i> .....	94
<b>Gambar 4.36.</b> Perbandingan Nilai <i>Thermal Stress 2</i> Komputasi vs Teoritis Terhadap <i>Allowable Stress</i> .....	95
<b>Gambar 4.37.</b> Perbandingan Nilai <i>Expansion Load Case 3</i> Komputasi vs Teoritis Terhadap <i>Allowable Stress</i> .....	102
<b>Gambar 4.38.</b> Tegangan Maksimum Akibat <i>Hydrotest Load Case (WW+HP)</i> .....	103
<b>Gambar 4.39.</b> Tegangan Maksimum Akibat <i>Operating Load Case 1 (W+T1+P1)</i> .....	103
<b>Gambar 4.40.</b> Tegangan Maksimum Akibat <i>Operating Load Case 2 (W+T2+P2)</i> .....	104
<b>Gambar 4.41.</b> Tegangan Maksimum Akibat <i>Sustain Load Case 1 (W+P1)</i> .....	104
<b>Gambar 4.42.</b> Tegangan Maksimum Akibat <i>Sustain Load Case 2 (W+P2)</i> .....	105
<b>Gambar 4.43.</b> Tegangan Maksimum Akibat <i>Expansion Load Case 1 (L2-L4)</i> .....	105
<b>Gambar 4.44.</b> Tegangan Maksimum Akibat <i>Expansion Load Case 2 (L3-L5)</i> .....	106
<b>Gambar 4.45.</b> Tegangan Maksimum Akibat <i>Expansion Load Case 3 (L2-L3)</i> .....	106
<b>Gambar 4.46.</b> Tegangan Maksimum Akibat <i>Hydrotest Load Case (WW+HP)</i> .....	110

<b>Gambar 4.47.</b> Tegangan Maksimum Akibat <i>Operating Load Case 1</i> ( $W+T1+P1$ )	111
<b>Gambar 4.48.</b> Tegangan Maksimum Akibat <i>Operating Load Case 2</i> ( $W+T2+P2$ )	111
<b>Gambar 4.49.</b> Tegangan Maksimum Akibat <i>Sustain Load Case 1</i> ( $W+P1$ )	.....112
<b>Gambar 4.50.</b> Tegangan Maksimum Akibat <i>Sustain Load Case 2</i> ( $W+P2$ )	.....112
<b>Gambar 4.51.</b> Tegangan Maksimum Akibat <i>Expansion Load Case 1</i> ( $L2-L4$ )	.....113
<b>Gambar 4.52.</b> Tegangan Maksimum Akibat <i>Expansion Load Case 2</i> ( $L3-L5$ )	.....113
<b>Gambar 4.53.</b> Tegangan Maksimum Akibat <i>Expansion Load Case 3</i> ( $L2-L3$ )	.....114
<b>Gambar 4.54.</b> Grafik Tegangan <i>Operating Load Case 2</i> ( $W+T2+P2$ ) Komputasi Terhadap <i>Node</i>	.....118
<b>Gambar 4.55.</b> Grafik Tegangan <i>Sustain Load Case 2</i> ( $W+P2$ ) Komputasi Terhadap <i>Node</i>	.....119
<b>Gambar 4.56.</b> Grafik Tegangan <i>Expansion Load Case 3</i> ( $L2-L3$ ) Komputasi Terhadap <i>Node</i>	.....121
<b>Gambar 4.57.</b> Grafik Tegangan <i>Operating Load Case 2</i> ( $W+T2+P2$ ) Komputasi Terhadap <i>Node</i>	.....123
<b>Gambar 4.58.</b> Grafik Tegangan <i>Sustain Load Case 2</i> ( $W+P2$ ) Komputasi Terhadap <i>Node</i>	.....124
<b>Gambar 4.59.</b> Grafik Tegangan <i>Expansion Load Case 3</i> ( $L2-L3$ ) Teoritis Terhadap <i>Node</i>	.....126

## DAFTAR TABEL

<b>Tabel 2.1.</b> Nilai Koefisien <i>Carbon Steel</i> .....	42
<b>Tabel 3.1.</b> Tabel Spesifikasi Pipa .....	50
<b>Tabel 3.2.</b> Tabel Spesifikasi Aliran .....	51
<b>Tabel 3.3.</b> Satuan yang Digunakan.....	51

**DAFTAR LAMPIRAN**

<b>LAMPIRAN A .....</b>	<b>133</b>
<b>LAMPIRAN B .....</b>	<b>174</b>
<b>LAMPIRAN C .....</b>	<b>214</b>
<b>LAMPIRAN D .....</b>	<b>287</b>

## KATA PENGANTAR

Puji dan syukur penulis panjatkan kepada Allah SWT. atas ridha-Nya sehingga penulis dapat menyelesaikan penyusunan skripsi ini yang berjudul “**Analisis Tegangan Pipa Penyalur Bahan Bakar Pertalite Jalur *Discharge* Pompa PT. Pertamina Patra Niaga *Integrated Terminal Makassar***”. Penyusunan skripsi ini merupakan syarat kelulusan dalam menyelesaikan studi untuk memperoleh gelar Sarjana Teknik pada jurusan Teknik Mesin Fakultas Teknik Universitas Hasanuddin Makassar.

Penyusunan skripsi ini tidak terlepas dari peran banyak pihak yang telah memberikan bantuan, dorongan, dan masukan kepada penulis sehingga pada kesempatan ini penulis dengan kerendahan hati dan rasa hormat menghaturkan rasa terima kasih kepada orang tua penulis, Bapak **Budi Wicaksono** dan Ibunda **Chairiyani Rachman**.

Penulis juga ingin menyampaikan ucapan terima kasih kepada semua pihak yang telah memberikan bimbingan, dukungan serta bantuan selama penyusunan skripsi ini. Terima kasih penulis sampaikan kepada:

1. Bapak **Prof. Dr. Ir. Nasaruddin Salam M.T.** dan Bapak **Dr. Rustan Tarakka S.T., M.T.** selaku pembimbing atas bantuan dan bimbingan yang telah diberikan hingga akhir penyusunan skripsi ini.
2. Bapak **Prof. Dr. Ir. Ilyas Renreng M.T.** dan Bapak **Gerard Antonini Duma S.T., M.T.** selaku tim penguji atas waktu dan segala masukan yang bermanfaat dalam penyusunan skripsi ini.
3. Seluruh Dosen dan Staf Departemen Teknik Mesin Universitas Hasanuddin atas segala ilmu dan bantuan selama penulis kuliah.
4. Saudara-saudara seperjuangan REACTOR 2018 yang setia menemani, membantu, dan mendukung penulis dari awal kuliah dan seterusnya.
5. Teman-teman dan kakak-kakak seperjuangan Laboratorium Mekanika Fluida yang telah bersedia menemani dan membantu selama masa penelitian dan penyusunan tugas akhir.
6. Serta semua pihak yang tidak bisa disebut satu persatu dalam membantu penulis.

Penulis menyadari bahwa skripsi ini jauh dari kata sempurna, oleh karena itu penulis mengharapkan kritikan dan saran yang membangun dari pembaca agar penyusunan selanjutnya lebih baik. Penulis juga berharap agar skripsi ini dapat memberikan manfaat kepada pembaca serta pengetahuan tentang dasar-dasar teori dan perhitungan pada sistem perpipaan khususnya terkait *static load output*.

Gowa, 10 Maret 2023

Penulis



## **BAB I**

### **PENDAHULUAN**

#### **I.1. Latar Belakang**

Indonesia merupakan negara kepulauan dengan jumlah penduduk pada tahun 2021 sebesar 271 juta jiwa (IEA, 2021). Berdasarkan hal itu, Indonesia juga menjadi negara dengan konsumsi energi yang sangat besar. Pada 2019, konsumsi rata-rata bahan bakar di Indonesia 13% lebih tinggi dibandingkan konsumsi rata-rata bahan bakar global (IEA, 2021). Berdasarkan Outlook Energi Indonesia Tahun 2021, total konsumsi energi final pada tahun 2019 sebesar 989,9 juta SBM (Setara Barel Minyak).

Berdasarkan Outlook Energi Indonesia Tahun 2021, pangsa konsumsi energi final per jenis masih didominasi oleh BBM (avgas, avtur, bensin, minyak tanah, minyak solar, minyak diesel, dan minyak bakar). Besarnya konsumsi BBM itu dikarenakan penggunaan teknologi peralatan BBM masih lebih efisien dibanding peralatan lainnya, terutama di sektor transportasi. Sektor transportasi merupakan pengguna energi terbesar dibandingkan sektor pengguna energi lainnya jika dibandingkan sektor industri, rumah tangga, komersial, dan lainnya. Kegiatan di sektor lainnya yang meliputi pertanian, konstruksi dan pertambangan, paling banyak menggunakan minyak solar. Konsumsi energi di sektor lainnya adalah yang paling kecil dibanding konsumsi energi di sektor pengguna energi lainnya.

Sistem perpipaan adalah suatu sistem yang digunakan untuk melakukan transportasi fluida kerja antar peralatan (*equipment*) dalam suatu pabrik (*plant*) atau dari satu tempat ke tempat yang lain sehingga proses produksi berlangsung. Sistem perpipaan (*piping system*) dilengkapi dengan komponen-komponen seperti katup, *flange*, belokan (*elbow*), percabangan, *nozzle*, *reducer*, tumpuan, isolasi, dan lain-lain.

Suatu jaringan perpipaan, baik *piping system* maupun *pipeline* yang sudah terpasang pada suatu *plant*, didesain untuk tetap beroperasi sesuai dengan jangka waktu yang telah ditetapkan sebelum dilakukan *maintenance*.

Saat beroperasi, pipa akan menerima beban terus-menerus secara berkesinambungan. Beban yang mempengaruhi sistem perpipaan dapat diklasifikasikan menjadi beban primer dan beban sekunder. Beban primer terjadi dari beban tetap (*sustained load*) seperti berat katup, *flange*, isolasi, dan beban permanen lainnya. Beban primer disebut beban *non-self limiting*. Dan contoh dari beban sekunder (*self limiting*) adalah beban ekspansi termal (*thermal expansion load*). Dua jenis kegagalan pada perpipaan yang harus dilindungi, yaitu:

1. Tegangan berlebih secara langsung atau kegagalan karena tekanan, berat, angin, gempa, dan beban primer lainnya.
2. Kelelahan atau distorsi karena perubahan regangan (umumnya efek termal) yang merupakan beban sekunder (Kannappan, 1986).

Berdasarkan *accident report* milik *National Transportation Safety Board*, Washington D.C, Amerika Serikat, pernah terjadi kasus kegagalan sistem perpipaan di daerah Georgia dan Tennessee. Pipa milik *Colonial Pipeline Company* di Georgia dengan diameter 40 *inch* yang mendistribusikan bensin mengalami kebocoran sehingga mengakibatkan 30 ribu galon bahan bakar terbuang yang diakibatkan oleh penurunan tanah dengan biaya pembersihan mencapai 3,2 juta US Dollar. Di Tennessee, pipa dengan diameter 8 *inch* yang mendistribusikan solar mengalami *overpressure* hingga pecah dan mengakibatkan 84 ribu galon bahan bakar terbuang dengan kerugian mencapai 5,7 juta US Dollar. Permasalahan tersebut menjelaskan pentingnya dilakukan analisis tegangan pada sistem perpipaan.

Analisis tegangan pipa menghitung tegangan dalam suatu sistem perpipaan pada beban operasi normal seperti tekanan, berat, ekspansi termal, dan beban tiba-tiba seperti angin, gempa bumi, dan *water hammer*. Karena semua sistem perpipaan terhubung dengan peralatan seperti *vessels*, tangka, pompa, turbin, dan kompresor, analisis tegangan pipa juga melibatkan evaluasi efek dari gaya dan momen pipa yang terhubung ke peralatan tersebut. Batas ruang lingkup analisis tegangan pipa yang berhubungan

dengan fleksibilitas pipa untuk menyerap ekspansi termal disebut analisis fleksibilitas pipa (Liang-Chuan & Tsen-Loong, 2009).

Sistem perpipaan harus memiliki fleksibilitas yang memadai sehingga ekspansi termal, kontraksi, atau pergerakan di titik *support* tidak akan menyebabkan:

1. Kegagalan perpipaan atau kegagalan *support* dari tegangan berlebih ataupun kelelahan.
2. Kebocoran pada sambungan.
3. Tegangan atau distorsi yang merugikan dalam perpipaan ataupun pada peralatan yang terhubung (misalnya pompa, *vessels*, atau katup) yang mengakibatkan dorongan atau momen berlebih pada perpipaan (Kannappan, 1986).

Berdasarkan *Diktat Pipe Stress Analysis* (Chamsudi, 2005), catatan terpenting terutama pada sistem pipa yang dihubungkan dengan mesin rotasi, bahwa semua jalur utama (*main line*) yang dihubungkan langsung ke *nozzle* mesin rotasi harus dipertimbangkan dalam analisa walaupun temperatur yang digunakan tidak masuk dalam kriteria.

PT. Pertamina Patra Niaga *Integrated Terminal Makassar* memiliki jaringan sistem perpipaan baru yang disebut dengan *New Gantry System (NGS)* yang menyalurkan bahan bakar jenis pertalite, pertamax, dan solar. Setiap jenis bahan bakar yang dialirkan, memiliki jaringan sistem perpipaan yang berbeda dan masing-masingnya terhubung dengan pompa yang berbeda pula.

Pompa P-MKS-001A merupakan pompa milik PT. Pertamina Patra Niaga *Integrated Terminal Makassar* yang digunakan untuk mendistribusikan pertalite dari tangki penimbunan sampai ke *bay*. Pompa P-MKS-001A merupakan jenis pompa sentrifugal *single stage* dengan debit aliran maksimal 113,6 liter/detik dengan *head* 59,7 meter dan merupakan pompa distribusi *single stage* dengan kapasitas terbesar yang ada di PT. Pertamina Patra Niaga *Integrated Terminal Makassar*.

Sistem perpipaan tersebut memiliki resiko mengalami kegagalan dikarenakan padatnya jam operasional. Untuk mencegah terjadinya kegagalan pada instalasi tersebut, maka perlu dilakukan analisis tegangan pipa pada sistem tersebut. Oleh karena itu, penulis akan melakukan penelitian dengan judul **Analisis Tegangan Pipa Penyalur Bahan Bakar Peralite Jalur Discharge Pompa PT. Pertamina Patra Niaga Integrated Terminal Makassar.**

## **I.2. Rumusan Masalah**

Masalah yang akan diteliti pada tugas akhir ini adalah:

1. Berapakah besar tegangan yang terjadi pada jalur perpipaan *discharge* pompa penyalur bahan bakar pertalite?
2. Apakah jalur perpipaan pada pompa penyalur bahan bakar pertalite sudah sesuai dengan standar fleksibilitas yang ditetapkan?

## **I.3. Tujuan Penelitian**

Tujuan penelitian pada tugas akhir ini adalah:

1. Menentukan besar tegangan yang terjadi pada jalur perpipaan *discharge* pompa penyalur bahan bakar pertalite.
2. Menganalisis tingkat keamanan pada jalur perpipaan *discharge* pompa penyalur bahan bakar pertalite.

## **I.4. Batasan Masalah**

Karena kemungkinan banyaknya variabel yang dapat mempengaruhi tugas akhir ini, maka penelitian ini dibatasi agar mendapatkan hasil yang lebih terfokus pada keadaan tertentu. Adapun batasan masalah dalam penelitian ini adalah:

1. Perhitungan tegangan menggunakan standar *ASME B31.4 Pipeline Transportation Systems for Liquids and Slurries*.
2. Jenis pipa yang digunakan adalah *API 5L Grade B*.
3. Beban dinamik yaitu angin, gempa bumi, dan getaran diabaikan.
4. Perhitungan dilakukan pada *discharge* pompa P-MKS-001A sampai  $90^0$  elbow pada *line number* 8"-P-MKS-150#-A1A-009 EL +3410.

## **I.5. Manfaat Penelitian**

Manfaat yang diharapkan dari penelitian ini adalah:

1. Bagi penulis

Sebagai syarat untuk menyelesaikan studi dari Departemen Teknik Mesin Fakultas Teknik Universitas Hasanuddin.

2. Bagi universitas

Dapat menjadi bahan referensi bagi generasi selanjutnya dalam penyusunan tugas akhir terkait topik sistem perpipaan.

3. Bagi perusahaan

Memberikan informasi bagi PT. Pertamina Patra Niaga Integrated Terminal Makassar terkait instalasi perpipaan yang sudah terpasang sehingga memudahkan *maintenance*.

## **BAB II**

### **TINJAUAN PUSTAKA**

#### **II.1. Pipa**

Istilah pipa biasanya mengacu pada produk tubular yang diameter luar (*outside diameter*) selalu memenuhi ukuran standar meskipun ketebalan dindingnya (*schedule*) bervariasi. Menurut Nugroho et al., (2018) pipa berfungsi untuk mengalirkan fluida dari satu tempat ke tempat lain. Fluida yang mengalir dalam pipa bisa berupa gas, air, dan uap yang memiliki temperature tertentu. Pada industri minyak dan gas, pipa yang paling banyak digunakan adalah pipa baja karbon (*carbon steel pipe*).

##### **II.1.1. Nominal Pipe Size (NPS)**

*Nominal pipe size* adalah penunjuk tanpa dimensi untuk sebuah ukuran pipa. *NPS* menunjukkan ukuran pipa standar ketika diikuti oleh nomor penunjukan ukuran tertentu tanpa simbol inci. Contohnya, *NPS 2* menunjukkan sebuah pipa yang diameter luarnya adalah 2,375 in. Pipa dengan *NPS 12* atau lebih kecil memiliki diameter luar yang lebih besar dibandingkan ukuran penunjukannya (misalnya 2,4,6,...). Namun, diameter luar dari *NPS 14* atau lebih besar memiliki ukuran yang sama dengan ukuran penunjukannya. Contohnya, pipa dengan *NPS 14* memiliki diameter luar 14 in. Diameter dalam sebuah pipa akan bergantung pada ketebalan dinding pipa yang ditentukan oleh *schedule* (Nayyar, 2000).

##### **II.1.2. Diameter Nominal (DN)**

*Diameter nominal* adalah penunjuk tanpa dimensi untuk sebuah ukuran pipa dalam *metric unit system* yang dikembangkan oleh *International Standards Organization (ISO)*. *DN* menunjukkan ukuran pipa standar ketika diikuti oleh nomor penunjukan ukuran tertentu tanpa simbol milimeter. Sebagai contoh, *DN 50* setara dengan *NPS 2* (Nayyar, 2000). Untuk lebih jelasnya, perbandingan ukuran antara *Nominal Pipe*

Size (NPS) dan Diameter Nominal (DN) dapat dilihat pada gambar di bawah ini.

NPS	DN	NPS	DN	NPS	DN	NPS	DN
1/8	6	3 1/2	90	22	550	44	1100
1/4	8	4	100	24	600	48	1200
3/4	10	5	125	26	650	52	1300
1/2	15	6	150	28	700	56	1400
3/4	20	8	200	30	750	60	1500
1	25	10	250	32	800	64	1600
1 1/4	32	12	300	34	850	68	1700
1 1/2	40	14	350	36	900	72	1800
2	50	16	400	38	950	76	1900
2 1/2	65	18	450	40	1000	80	2000
3	80	20	500	42	1050	—	—

**Notes:**  
1. For sizes larger than NPS 80, determine the DN equivalent by multiplying NPS size designation number by 25.

**Gambar 2.1.** Ukuran Pipa NPS dan DN

Sumber: (Nayyar, 2000)

### II.1.3. Ketebalan dinding pipa (*schedule*)

*Schedule* menunjukkan pendekatan nilai dari persamaan  $1000 P/S$ , dimana P adalah tekanan kerja dan S adalah tegangan yang diizinkan, dengan satuan dari keduanya adalah *pounds per square inch (psi)*. Semakin tinggi nilai *schedule*, semakin tebal pula sebuah pipa. Diameter luar setiap ukuran pipa distandarisasi. Oleh karena itu, ukuran pipa nominal tertentu akan memiliki diameter dalam yang berbeda tergantung pada *schedule* yang ditentukan (Nayyar, 2000).

*Schedule* pipa ini dapat dikelompokkan sebagai berikut:

1. *Schedule* : 5, 10, 20, 30, 40, 60, 80, 100, 120, 160.
2. *Schedule standard*.
3. *Schedule extra strong (XS)*.
4. *Schedule double extra strong (XXS)*.
5. *Schedule special* (Raswari, 2009).

Perbedaan-perbedaan *schedule* ini dibuat guna:

1. Menahan *internal pressure* dari aliran.
2. Kekuatan dari material itu sendiri (*strength of material*).
3. Mengatasi karat.
4. Mengatasi kegetasan pipa (Raswari, 2009).

Untuk melihat ukuran diameter, ketebalan, dan *schedule* dapat dilihat pada gambar berikut ini.

Nominal Pipe Size	Nominal Outside Diameter	NOMINAL INSIDE DIAMETER														Nominal Pipe Size
		Sched. 10	Sched. 20	Sched. 30	STD. WALL	Sched. 40	Sched. 60	EX. STG.	Sched. 80	Sched. 100	Sched. 120	Sched. 140	Sched. 160	XX STD.		
1/2	0.840	.674	—	—	.622	.622	—	.546	.546	—	—	—	—	.464	.252	1/2
3/4	1.050	.884	—	—	.824	.824	—	.742	.742	—	—	—	—	.612	.434	3/4
1	1.315	1.097	—	—	1.049	1.049	—	.957	.957	—	—	—	—	.815	.599	1
1 1/4	1.660	1.442	—	—	1.380	1.380	—	1.278	1.278	—	—	—	—	1.160	.896	1 1/4
1 1/2	1.900	1.682	—	—	1.610	1.610	—	1.500	1.500	—	—	—	—	1.338	1.100	1 1/2
2	2.375	2.157	—	—	2.067	2.067	—	1.939	1.939	—	—	—	—	1.687	1.503	2
2 1/2	2.875	2.635	—	—	2.469	2.469	—	2.323	2.323	—	—	—	—	2.125	1.771	2 1/2
3	3.500	3.260	—	—	3.068	3.068	—	2.900	2.900	—	—	—	—	2.624	2.300	3
3 1/2	4.000	3.760	—	—	3.548	3.548	—	3.364	3.364	—	—	—	—	—	2.728*	3 1/2
4	4.500	4.260	—	—	4.026	4.026	—	3.826	3.826	—	3.624	—	—	3.438	3.152	4
5	5.563	5.295	—	—	5.047	5.047	—	4.813	4.813	—	4.563	—	—	4.313	4.063	5
6	6.625	6.357	—	—	6.065	6.065	—	5.761	5.761	—	5.501	—	—	5.187	4.897	6
8	8.625	8.329	8.125	8.071	7.981	7.981	7.813	7.625	7.625	7.437	7.187	7.001	—	6.813	6.875	8
10	10.750	10.420	10.250	10.136	10.020	10.020	9.750	9.750	9.562	9.312	9.062	8.750	8.500	8.750	10	10
12	12.750	12.390	12.250	12.090	12.000	11.938	11.626	11.750	11.374	11.062	10.750	10.500	10.126	10.750	12	12
14	14.000	13.500	13.376	13.250	13.250	13.124	12.812	13.000	12.500	12.124	11.812	11.500	11.188	—	—	14
16	16.000	15.500	15.376	15.250	15.250	15.000	14.688	15.000	14.312	13.938	13.562	13.124	12.812	—	—	16
18	18.000	17.500	17.376	17.124	17.250	16.876	16.500	17.000	16.124	15.688	15.250	14.876	14.438	—	—	18
20	20.000	19.500	19.250	19.000	19.250	18.812	18.376	19.000	17.938	17.438	17.000	16.500	16.062	—	—	20
22	22.000	21.500	—	—	21.250	—	—	21.000	—	—	—	—	—	—	—	22
24	24.000	23.500	23.250	22.876	23.250	22.624	22.062	23.000	21.562	20.938	20.376	19.876	19.312	—	—	24
26	26.000	—	—	—	—	25.250	—	25.000	—	—	—	—	—	—	—	26
30	30.000	29.376	29.000	28.750	29.250	—	—	29.000	—	—	—	—	—	—	—	30
36	36.000	35.376	35.000	34.750	35.250	34.500	—	35.000	—	—	—	—	—	—	—	36
40	40.000	—	—	—	—	39.250	—	39.000	—	—	—	—	—	—	—	40
42	42.000	—	—	—	—	41.250	—	41.000	—	—	—	—	—	—	—	42
48	48.000	—	—	—	—	47.250	—	47.000	—	—	—	—	—	—	—	48

Gambar 2.2. Tabel Ketebalan Dinding Pipa

Sumber: (Raswari, 2009)

## II.2. Material Pipa

Pipa dibuat sesuai dengan penggunaannya pada suatu industri atau perusahaan. Setiap industri atau perusahaan tentunya memiliki instalasi perpipaan yang berbeda dan fluida kerja yang berbeda pula. Pemilihan material atau bahan pipa sangat bergantung pada fluida yang akan mengalir di dalamnya. Untuk industri minyak dan gas, pipa yang paling sering digunakan adalah pipa baja karbon (*carbon steel pipe*). Sedangkan pada instalasi penyaluran air, pipa yang biasa digunakan adalah pipa paralon (*PVC*).

Bahan-bahan pipa secara umum dapat dibagi sebagai berikut:

1. *Carbon steel*.
2. *Carbon moly*.
3. *Galvanees*.
4. *Ferro nickel*.
5. *Stainless steel*.
6. *PVC* (paralon).
7. *Chrome moly* (Raswari, 2009).

Sedangkan bahan-bahan pipa secara khusus dapat dikelompokkan sebagai berikut:



1. *Vibre glass*.
2. *Aluminium*.
3. *Wrought iron* (besi tanpa tempa).
4. *Copper* (tembaga).
5. *Red brass* (kuningan merah).
6. *Nickel copper* (timah tembaga).
7. *Nickel chrome iron* (besi timah krom) (Raswari, 2009).

Berdasarkan Standar *ASTM* (*American Society of Testing Material*), untuk material pipa secara umum dapat dilihat pada gambar di bawah ini.

Common Name	Applications	Piping Materials	Filling Material	Forged Valves	Cast Valves
Carbon Steels	Water, Oil, Gas, Air, Steam (<900°F)	ASTM A53 Gr B, ASTM A106 Gr B & C API 5L	ASTM A105ASTM A234 Gr WPB & WPC	ASTM A105	ASTM A216 WPB
Stainless Steels	Demineralized Water, Chemical Feeds	ASTM A312 TP304 ASTM A312 TP316 ASTM A312 TP 304L ASTM A312 TP316L	ASTM A182 Gr F304 ASTM A182 Gr F316 ASTM A 403 WP304 ASTM A 403 WP316	ASTM A 182 Gr 316L	ASTM A 351 Gr CF3M & CF8M (304) ASTM A351 Gr CF3 and CF8 (316)
Chrome-Moly Steels	High Temperature Steam (>900°F) and Erosive Services	ASTM A335 Gr P11 ASTM A 335 Gr P22 ASTM A 335 Gr P91	ASTM A182 Gr F11 ASTM A 234 Gr F11 ASTM A182 Gr F22 ASTM A 234 Gr F22 ASTM A182 Gr F91 ASTM A 234 Gr F91	ASTM A182 Gr F11 ASTM A182 Gr F22 ASTM A182 Gr F91	ASTM A217 WC6 ASTM A217 WC9 ASTM A217 C12A
Cast Iron	Underground Drains, Sanitary Sewer	ASTM A74	ASTM A74		
Ductile Iron (Cement Lined)	Potable Water, Equipment Drains, Service Water, fire protection	ANSI/AWWA C151/A21.51 and NSF 61	ANSI/AWWA C153/A21.53 (Bell & Spigot or Mech. Jt.) ASTM A536	ASTM A 105	ASTM A126
High Density Polyethylene (HDPE)	Underground Services - Water, Chemicals, Fire Protection, Slurry	ASTM D3350 ASTM D3035	ASTM D3350ASTM D3261	Varies with Application	Varies with Application
Chlorinate Poly Vinyl Chloride	Underground water and chemical services	ASTM D1784	ASTM D1784	ASTM D1784	ASTM D1784

**Gambar 2.3.** Tabel Material Pipa

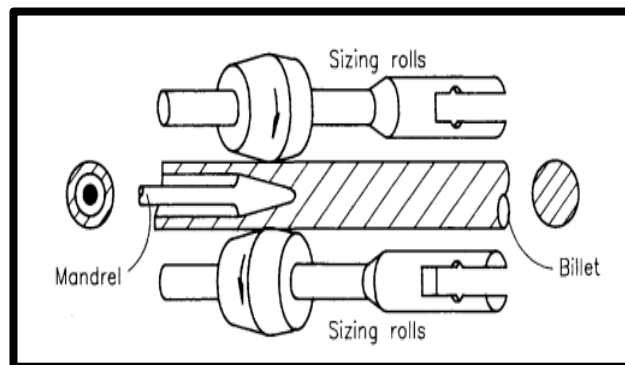
Sumber: (Irwan, 2019)

### II.3. Jenis-Jenis Pipa

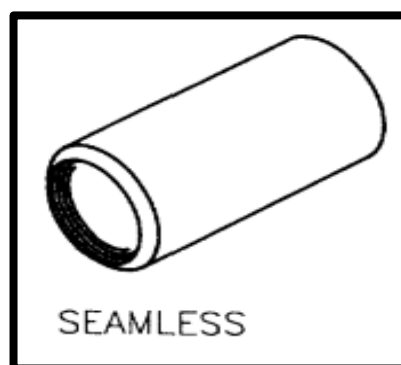
Berdasarkan jenis pembuatannya, pipa secara umum dapat dikelompokkan menjadi dua, yaitu jenis pipa tanpa sambungan (pembuatan pipa tanpa sambungan pengelasan), dan jenis pipa dengan sambungan (pembuatan pipa dengan pengelasan).

#### II.3.1. *Pipa tanpa sambungan (seamless pipe)*

Pipa *seamless* terbuat dari bahan berbentuk silinder pejal, yang kemudian di bor pada bagian tengahnya/pembuatan dengan menusuk batang besi silinder untuk menghasilkan lubang pada diameter dalam pipa (tanpa sambungan pengelasan) sedangkan bagian luarnya dilakukan pengerolan (Agung, 2019). Pembuatan pipa tanpa sambungan ditunjukkan pada gambar di bawah.



**Gambar 2.4.** Pembuatan Pipa Tanpa Sambungan  
Sumber: (Roy & Robert, 2002)



**Gambar 2.5.** *Seamless Pipe*  
Sumber: (Roy & Robert, 2002)

### II.3.2. Pipa dengan sambungan las (*butt welded pipe atau straight welded pipe*)

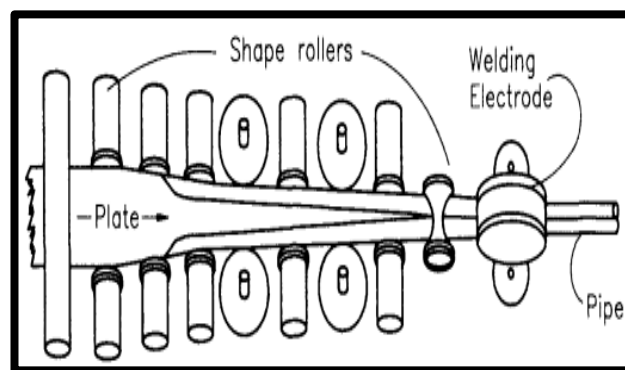
Pipa *welded* terbuat dari bahan plat yang di *roll* dan kemudian dilakukan pengelasan pada kedua ujungnya atau pembuatan pipa dengan cara pelengkungan plat baja hingga ujung sisinya saling bertemu untuk kemudian dilakukan pengelasan (dibuat dengan cara memasukkan plat panas melalui pembentuk (*shapers, shape rollers*) yang akan merolnya menjadi bentuk batangan pipa yang berlubang. Penekanan yang sangat kuat pada kedua sisi plat akan menghasilkan sambungan las) (Agung, 2019).

Proses pengelasan pada *butt welded pipe* ini dapat dibedakan menjadi dua, yaitu:

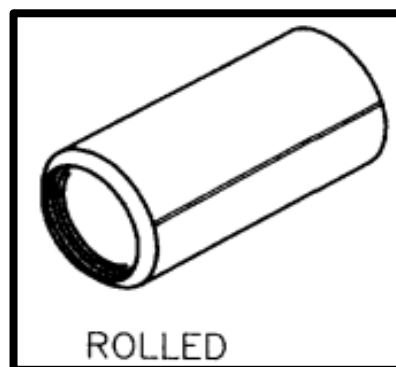
- a. *Electric Resistance Welding (ERW)*, berdasarkan tahanan listrik (elektroda leleh).

b. *Electric Fusion Welding (EFW)*, dengan pemanasan *filter metal* oleh gas (Agung, 2019).

Pembuatan pipa dengan sambungan las (*butt welded pipe* atau *straight welded pipe*) ditunjukkan pada gambar di bawah.



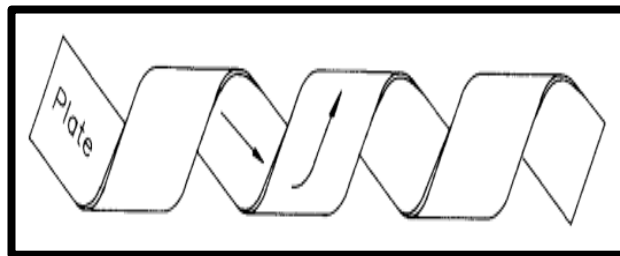
**Gambar 2.6.** Pembuatan Pipa dengan Sambungan  
Sumber: (Roy & Robert, 2002)



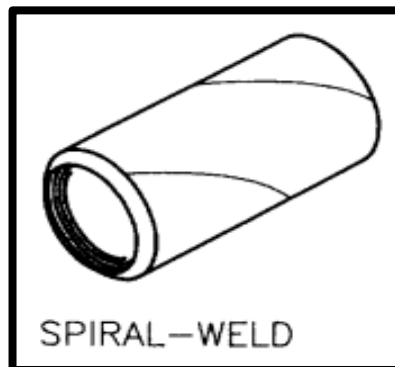
**Gambar 2.7.** *Butt Welded Pipe*  
Sumber: (Roy & Robert, 2002)

### II.3.3. Pipa las spiral (*spiral welded pipe*)

Pipa las spiral dibuat dengan memuntir strip logam (plat panjang dengan lebar sempit dan pita) dan menjadi bentuk spiral, kemudian dilas pada ujung-ujung sambungan satu dengan yang lainnya sehingga membentuk sebuah sambungan pada pipa (Agung, 2019). Pipa jenis ini terbatas hanya digunakan pada sistem perpipaan dengan tekanan rendah karena ketebalan dindingnya yang tipis (Roy & Robert, 2002). Pembuatan pipa las spiral ditunjukkan pada gambar di bawah.



**Gambar 2.8.** Pembuatan Pipa Las Spiral  
Sumber: (Roy & Robert, 2002)



**Gambar 2.9.** *Spiral Welded Pipe*  
Sumber: (Roy & Robert, 2002)

#### II.4. Sistem Perpipaan

Sistem perpipaan adalah suatu sistem yang digunakan untuk melakukan transportasi fluida kerja antar peralatan (*equipment*) dalam suatu pabrik (*plant*) atau dari satu tempat ke tempat yang lain sehingga proses produksi berlangsung. Sistem perpipaan (*piping system*) dilengkapi dengan komponen-komponen seperti katup, *flange*, belokan (*elbow*), percabangan, *nozzle*, *reducer*, tumpuan, isolasi, dan lain-lain.

*American Society of Mechanical Engineer (ASME)* lewat *B31 piping codes* menjelaskan, terdapat dua tipe dasar dari sistem perpipaan yaitu, *piping* dan *pipeline*.

Perbedaan keduanya adalah *piping* secara umum didefinisikan sebagai perpipaan yang berada di area tertentu untuk menghubungkan bermacam-macam *vessels* yang digunakan untuk reaksi ataupun untuk penyimpanan. *Pipeline* lebih seperti sarana transfer antara dua posisi geografis (Ellenberger, 2010).

Berdasarkan hal itu, maka *piping* merupakan sistem perpipaan yang berada di suatu *plant* yang menghubungkan *equipment* satu dengan yang lainnya sedangkan *pipeline* adalah sistem perpipaan yang menghubungkan dua tempat berbeda yang biasanya melewati beberapa daerah yang berbeda.

Menurut Sulardi (2019), perpipaan (*piping system*) adalah instalasi pipa penyalur fluida (*liquid*) seperti minyak, *fuel oil*, air pendingin dan fluida cair lainnya. Fluida gas berupa *fuel gas*, *natural gas*, *steam*, dan *liquid gas* lainnya. Ditinjau dari sudut pandang lain, menurut Achmad Husen & Achmand Jamaludin (2018), sistem perpipaan adalah suatu sistem yang kompleks, pada saat perancangannya banyak aspek-aspek yang perlu diperhatikan dan dipertimbangkan sehingga diperoleh suatu rancangan sistem perpipaan yang baik dan efisien.

Desain yang baik dan aman dari sebuah sistem perpipaan sangat diperlukan untuk memastikan kelancaran proses dan untuk memastikan jangka waktu penggunaan dari sistem perpipaan sesuai dengan siklus desain (Nugroho et al., 2018).

Lestari et al., (2018) berpendapat bahwa *pipeline* memiliki risiko kegagalan yang perlu diperhitungkan sehingga perlu adanya pemeriksaan. *Pipeline* merupakan bagian yang paling sering mengalami kegagalan pada sebuah unit produksi minyak. Hal ini dikarenakan *pipeline* merupakan bagian terbesar dari *unit* tersebut sehingga peluang kegagalan yang juga besar dibandingkan dengan *equipment* lain.

#### **II.4.1. Komponen pada sistem perpipaan**

Komponen perpipaan harus dibuat berdasarkan spesifikasi, standar yang terdaftar dalam simbol dan kode yang telah dibuat atau dipilih sebelumnya (Raswari, 2009). Komponen perpipaan yang dimaksudkan, meliputi:

1. *Pipes* (pipa).
2. *Flange* (flens).
3. *Fitting* (alat penyambung).
4. *Valve* (katup).

5. *Bolting* (baut).
6. Gasket.
7. *Special items* (bagian khusus).

#### II.4.1.1. *Flange* (flens)

*Flange* adalah perangkat berbentuk cincin yang dirancang untuk digunakan sebagai alternatif untuk pengelasan atau pemasangan berbagai komponen sistem perpipaan yang digunakan di seluruh sistem perpipaan. Sambungan *flange* digunakan sebagai alternatif untuk pengelasan karena dapat dengan mudah dibongkar untuk pengiriman, pemeriksaan rutin, pemeliharaan, atau penggantian. Sambungan *flange* lebih disukai daripada sambungan berulir karena memasang pipa dengan lubang besar bukanlah operasi yang ekonomis atau andal. *flange* adalah komponen penting dari setiap sistem perpipaan (Roy & Robert, 2002).

*Flange* utamanya digunakan pada sambungan yang nantinya akan dilakukan pembongkaran dengan tujuan tertentu. Sambungan ini dapat mencakup penyambungan pipa ke *fittings*, katup, peralatan, atau komponen lainnya dalam sistem perpipaan (Roy & Robert, 2002).

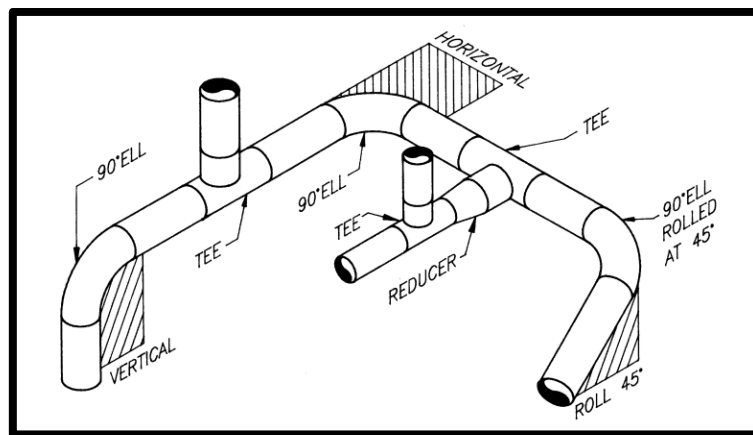
*Flange* berukuran sesuai dengan *rating* tekanan yang ditetapkan oleh *American National Standards Institute (ANSI)*. *Rating* tekanan ini, kadang-kadang disebut *pound rating*, dibagi menjadi tujuh kategori untuk flensa baja tempa (*forged steel flanges*) yaitu, 150#, 300#, 400#, 600#, 900#, 1500#, dan 2500#. Flensa besi cor (*cast iron flanges*) memiliki kategori 25#, 125#, 250#, dan 800# (Roy & Robert, 2002). Adapun untuk jenis-jenis *flange*, diantaranya:

- *Weld neck flange*.
- *Threaded flange*.
- *Socket weld flange*.
- *Slip-on flange*.
- *Lap-joint flange*.

- *Reducing flange.*
- *Blind flange.*
- *Orifice flange.*

#### II.4.1.2. *Fitting* (alat penyambung)

*Fitting* adalah potongan pipa yang digunakan untuk mengubah arah (*elbow*), percabangan dari pipa utama (*tee*), atau memperkecil ukuran jalur perpipaan (*reducer*) seperti pada gambar 2.10.



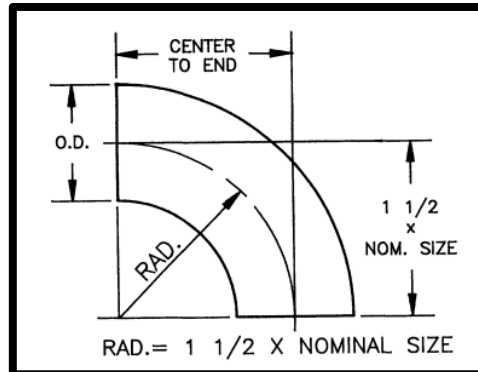
**Gambar 2.10.** *Fitting*

Sumber: (Roy & Robert, 2002)

Karena *fittings* merupakan bagian dari sistem perpipaan, maka harus sesuai dengan spesifikasi dan *rating* dari jalur perpipaan dimana mereka akan dipasang. Seperti layaknya pipa, *fittings* dibuat dan diklasifikasikan berdasarkan ketebalan dindingnya. Namun ada lebih banyak ketebalan dinding pipa dibandingkan ketebalan *fittings* (Roy & Robert, 2002). Beberapa jenis *fittings*, diantaranya:

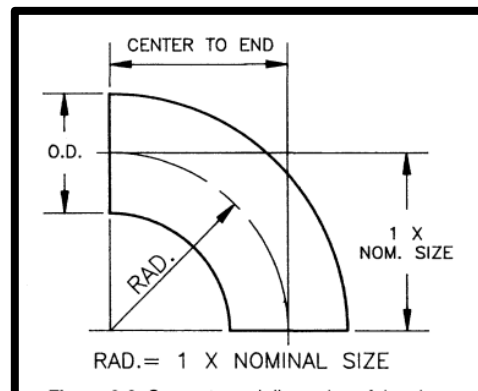
- *90° Elbow*, merupakan salah satu *fitting* yang paling sering digunakan. Untuk menentukan panjangnya, pada jenis *elbow* ini dikenal dengan istilah *center to end*. Berdasarkan hal ini pula, pada *90° elbow* dikenal istilah *long radius elbow* dan *short radius elbow*. *Long radius elbow* merupakan *elbow* dengan jarak *center to end* 1,5 kali dari *Nominal Pipe Size (NPS)*, sedangkan untuk *short radius elbow* merupakan *elbow* dengan jarak *center to end*

sama dengan dari nilai NPS. Untuk lebih jelasnya, dapat dilihat pada gambar dibawah ini.



**Gambar 2.11.** *Long Radius Elbow*

Sumber: (Roy & Robert, 2002)



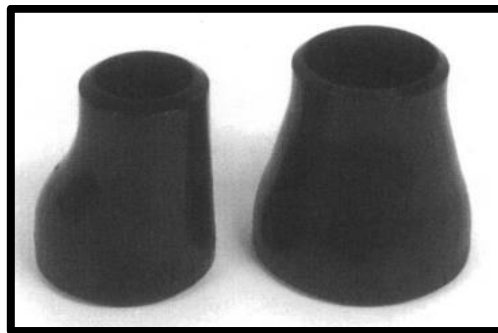
**Gambar 2.12.** *Short Radius Elbow*

Sumber: (Roy & Robert, 2002)

- *45° Elbow*, merupakan elbow yang juga digunakan untuk mengubah arah aliran namun tidak tegak lurus seperti pada *90° Elbow*, karena *elbow* jenis ini merupakan setengah dari *90° Elbow*.
- *Tee*, merupakan *fitting* yang digunakan untuk membuat sambungan aliran yang tegak lurus dengan pipa. Jalur yang terhubung dengan pipa utama disebut sebagai *branch*. Pipa utama disebut sebagai *header*. Pada pengaplikasiannya di industri, *tee* dibedakan menjadi *straight tee* dan *reducing tee*. *Straight tee* merupakan *fitting* dengan tiga *outlet* yang sama dengan ukuran pipa, sedangkan *reducing tee* merupakan *fitting* dengan *branch* yang lebih kecil dari ukuran pipa.



- *Reducer*, merupakan *fitting* yang digunakan untuk memperkecil diameter pipa yang masih berada dalam satu jalur perpipaan. *Reducer* dibedakan menjadi dua, yaitu *eccentric reducer* dan *concentric reducer*. *Eccentric reducer* memiliki garis tengah *offset* yang akan mempertahankan sisi datar di bagian atas atau bawah *fitting*. Sedangkan *concentric reducer* memiliki garis tengah yang sama di ujung besar dan kecilnya. Perbedaan antara *eccentric reducer* dan *concentric reducer* dapat dilihat pada gambar di bawah ini.



**Gambar 2.13.** *Eccentric Reducer* dan *Concentric Reducer*  
Sumber: (Roy & Robert, 2002)

*Eccentric reducer* juga digunakan pada nozel hisap pompa untuk mencegah masuknya udara ke dalam pompa. Dengan menjaga permukaan yang rata di atas, kantong uap dapat dihilangkan (Roy & Robert, 2002).

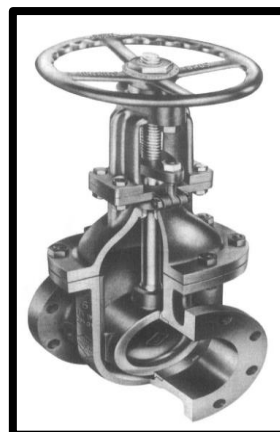
- *Cap*, merupakan *fitting* yang digunakan untuk menutup ujung pipa yang terbuka. *Cap* akan dihubungkan sampai akhir dan tidak perlu dimasukkan dalam dimensi panjang pipa.

#### **II.4.1.3. Valve (katup)**

*Valve* (katup) adalah perangkat yang digunakan untuk mengontrol aliran fluida dengan membuka, menutup, atau menutup sebagian dari alirannya. *Valve* digunakan untuk mengontrol semua jenis aliran, mulai dari fluida cair, gas, uap dipanaskan lanjut bahkan hingga cairan kimia korosif. *Valve* merupakan salah satu komponen yang paling sering dijumpai dalam suatu sistem perpipaan.

*Valve* diproduksi dalam ukuran, bentuk, dan *rating* yang berbeda bergantung pada aplikasi yang dibutuhkan. Penyambungan antara *valve* dengan sistem perpipaan bisa dengan dilas, menggunakan ulir, ataupun dengan menggunakan *flange*. Adapun untuk jenis-jenis *valve* yang umumnya digunakan pada sistem perpipaan, diantaranya:

- *Gate valve*, merupakan katup yang paling sering digunakan dalam sistem perpipaan. Katup ini didesain untuk membuka dan menutup aliran secara penuh tanpa dibuka sebagian karena beresiko menyebabkan turbulensi aliran yang bisa mengakibatkan *crack* pada *valve* maupun pada sistem perpipaan. Beberapa keuntungan dari katup jenis ini yaitu, bersifat dua arah sehingga dapat digunakan dalam dua arah, *pressure loss* yang melewati *valve* kecil, baik dalam menutup aliran. Namun, katup jenis ini juga memiliki kekurangan diantaranya, tidak bisa dibuka dan ditutup dengan cepat, tidak cocok untuk mengatur aliran, dan sensitive terhadap getaran pada kondisi terbuka. *Gate valve* dapat dilihat pada gambar dibawah ini.

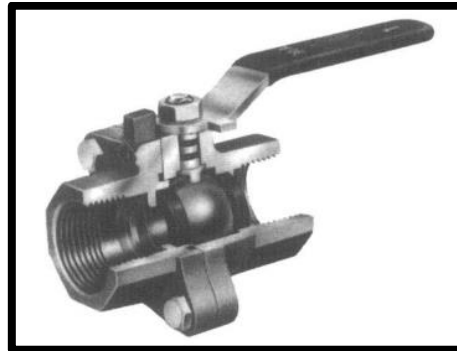


**Gambar 2.14.** *Gate Valve*

Sumber: (Roy & Robert, 2002)

- *Ball valve*, merupakan katup gerak rotasi seperempat putaran yang menggunakan cakram berbentuk bola untuk menghentikan atau memulai aliran. Jika katup dibuka, bola berputar ke titik di

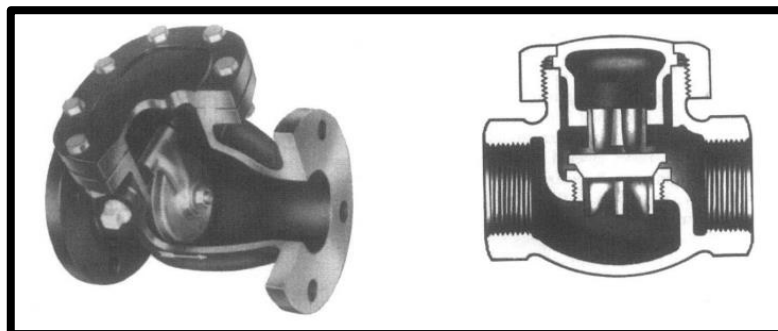
mana lubang melalui bola sejajar dengan saluran masuk dan keluar badan katup. Jika katup tertutup, bola diputar sehingga lubang tegak lurus dengan bukaan aliran badan katup dan aliran dihentikan. *Ball valve* dapat dilihat pada gambar dibawah ini.



**Gambar 2.15.** *Ball Valve*

Sumber: (Roy & Robert, 2002)

- *Check valve*, merupakan katup yang dibuat untuk mencegah *backflow*. *Backflow* dapat diartikan aliran yang telah membalikkan dirinya sendiri di dalam pipa dan mulai mengalir mundur (Roy & Robert, 2002). Jenis *check valve* yang paling umum yaitu *swing check valve* dan *lift check valve*. Kedua katup tersebut dapat dilihat pada gambar dibawah ini.



**Gambar 2.16.** *Swing Check Valve* dan *Lift Check Valve*

Sumber: (Roy & Robert, 2002)

#### II.4.1.4. *Gasket*

Tujuan utama dari semua jenis sambungan *flange* adalah untuk menyambung sistem perpipaan sedemikian rupa untuk menghasilkan lingkungan yang bebas kebocoran. Untuk bahan berbahaya, mudah terbakar, serta tekanan dan suhu ekstrem memerlukan tindakan

pengecehan keselamatan terbaik. Membuat segel anti bocor antara dua permukaan logam penghubung dalam pengaturan industri hampir tidak mungkin. Oleh karena itu, *gasket* memiliki peranan vital dalam keselamatan pabrik (Roy & Robert, 2002).



**Gambar 2.17.** *Gasket*

Sumber: (Roy & Robert, 2002)

Gasket merupakan komponen yang dipasang antara dua sambungan *flange* untuk mencegah terjadinya kebocoran. Beberapa jenis gasket yang umumnya digunakan dalam sistem perpipaan dapat dilihat pada gambar dibawah ini.

- *Full face gasket*



**Gambar 2.18.** *Full face gasket*

Sumber: (Roy & Robert, 2002)

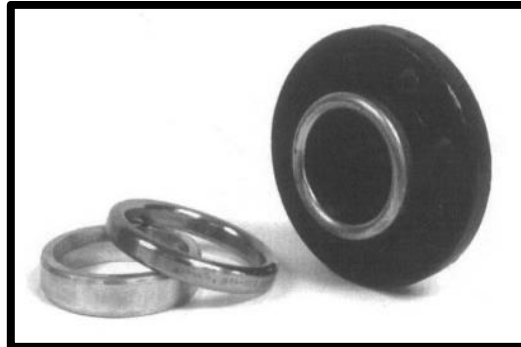
- *Flat ring gasket*



**Gambar 2.19.** *Flat Ring Gasket*

Sumber: (Roy & Robert, 2002)

- *Metal rings for ring type joint flanges*



**Gambar 2.20.** *Metal Rings for Ring Type Joint Flanges*  
Sumber: (Roy & Robert, 2002)

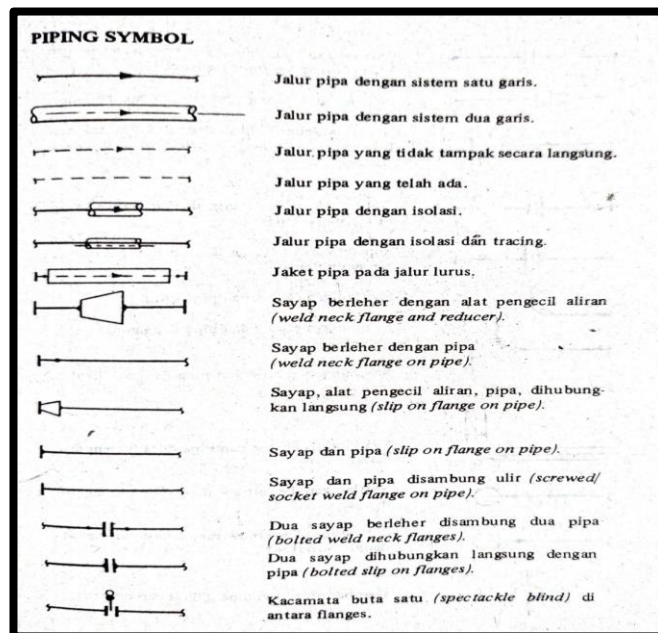
#### **II.4.2. Simbol Perpipaan**

Simbol perpipaan merupakan suatu informasi teknik di dalam penggambaran dan gambar sebagai suatu bentuk seni dan metode pemindahan informasi telah ada ribuan tahun yang lalu, dari zaman batu dengan bentuk lukisannya di gua-gua, zaman kuno Mesir dan Romawi, hingga saat ini anggota masyarakat belajar Mesir dan berbicara bahasa gambar (Raswari, 1986).

Simbol dari bahasa baru ini dibentuk oleh guratan garis atau titik, karena itu perlu diperhatikan setiap guratan garis atau titik pada gambar, kesalahan guratan garis pada gambar dapat menimbulkan kesalahan pengertian terhadap simbol dan berarti kesalahan pengertian (Raswari, 1986).

Penggambaran pada perpipaan mempunyai bentuk penggambaran yang banyak menggunakan simbol-simbol dan masing-masing bentuk penggambaran mempunyai simbol yang agak berbeda satu dengan yang lainnya, karena itu penting artinya pengenalan simbol-simbol tersebut (Raswari, 1986).

Berikut ini merupakan beberapa simbol yang umum digunakan dalam dunia perpipaan.



**Gambar 2.21.** Beberapa Contoh Simbol Perpipaan  
Sumber: (Raswari, 2009)

## II.5. Pemasangan Pipa di Atas Tanah

Berdasarkan Buku Teknologi dan Perencanaan Sistem Perpipaan (Raswari, 1986), pemasangan pipa di atas tanah dapat dilakukan pada rak pipa (*pipe rack*), di atas penyangga-penyangga pipa, ataupun di atas dudukan pipa (*sleeper*). Pemasangan pipa di atas tanah ini dapat pula dimasukkan pipa *equipment* yaitu:

- a. Pipa kolom dan *vessel*.
- b. Pipa *exchanger*.
- c. Pipa pompa dan turbin
- d. Pipa kompresor.
- e. Pipa utilitas.

Dimana masing-masing pemasangan pipa pada *equipment* ini mempunyai batasan-batasan khusus sebagai berikut:

- a. Pipa kolom dan *vessel*

Pipa yang akan dipasang pada kolom dan *vessel* harus ditempatkan secara radial di sekitar kolom di bagian jalur pipa jalan orang *platform* di bagian *access*.

Untuk pipa 18" ke atas bisa langsung dilas ke *vessel*, kecuali pertimbangan pemeliharaan dan akan digunakan sambungan *flange*. Penggunaan *vent* atmosferis berkatup dan bertudung harus disediakan pada tempat lokasi titik tertinggi dari *vessel* atau jalur pipa di atasnya, sedangkan *drain* dipasang pada tempat lokasi terendah yang akan ditentukan oleh P&ID.

Katup pelepas tekanan yang membuang ke dalam sistem *blowdown* tertutup harus ditinggikan guna memungkinkan bagian pengeluaran pengaliran sendiri ke dalam sistem *blowdown*.

Katup pelepas tekanan yang membuang uap ke udara bebas harus dilengkapi dengan pipa paling sedikit tiga meter di atas. setiap platform dalam radius 7,5 meter, juga disediakan lubang pembuangan yang besarnya 6 mm (1/4 inci) di bawah pipa guna mencegah akumulasi cairan.

b. Pipa *exchanger*

Pemasangan pipa *exchanger* tidak boleh dipasang di atas daerah-daerah kanal, tutup *shell* dan fasilitas-fasilitas lain yang telah terpasang pada *exchanger* atau *handling* yang suka digunakan. Ruang-ruang bebas untuk pemasangan *flange exchanger* harus disediakan.

c. Pipa pompa dan turbin

Pada *suction* atau pipa yang mengalirkan aliran disebut juga pipa hisap harus diatur sedemikian rupa guna mencegah penurunan tekanan dan kantung uap yang dapat pula menimbulkan kavitasi pada impeler. Apabila perubahan ukuran diperlukan untuk mempercepat atau memperlambat aliran, maka *eccentric reducer* harus dipakai.

Pemasangan pipa pada pompa dan turbin harus diatur sedemikian rupa, sehingga mudah untuk perawatan dan perbaikan. Hal ini penting untuk mencegah pembongkaran besar yang tak perlu pada pemeliharaan dan perbaikan pipa. Saringan permanen dan sementara harus pada *inlet* pompa dan turbin.

Sedangkan untuk aliran panas dan dingin harus diperhatikan fleksibilitasnya, begitu pula kedudukan-kedudukan penyangga haruslah baik dan dapat mengatasi getaran-getaran yang diakibatkan motor pipa serta aliran.

d. Pipa kompresor

Pemasangan pipa pada kompresor harus diatur perbaikan dan pemeliharaannya. Sambungan pipa dengan menggunakan *flange* lebih diutamakan demi memperlancar jalannya perbaikan dan pemeliharaan. Pipa hisap (*suction*) dan buang (*discharge*) harus benar-benar diperhatikan fleksibilitasnya, terutama untuk temperatur rendah atau tinggi dan tekanan tinggi.

Masalah getaran termasuk bagian terpenting pada pipa kompresor ini, akibat adanya beban dinamis yang berhubungan, dengan kompresor ini. Karena itu masalah penyangga, *guide* dan *anchor* juga harus menjadi perhatian bagian perencanaan dan divisi teknik.

e. Pipa utilitas

Pemasangan pipa utilitas ini harus benar-benar direncanakan sehingga kebutuhan utilitas di proyek dapat terjangkau penggunaannya. Pipa utilitas seperti pipa yang lain haruslah direncanakan beroperasi pada temperatur dan tekanan tertentu.

Perencana *subheader* haruslah dapat memenuhi daerah *equipment* proses atau kelompok peralatan lainnya yang memerlukan jalur utilitas. Sambungan cabang haruslah dibuat dari atas header. Apabila aliran utilitas berupa uap, jangan lupa membuat kantung-kantung uap pada setiap daerah titik terendah di mana aliran akan mendaki dan diperhitungkan tidak boleh lebih dari 40 persen tekanannya dalam jarak yang dihitung dalam *feet (ft)*.

Penggunaan katup-katup blok untuk pipa cabang perlu diadakan, sehingga distribusi aliran dapat diatur dengan baik ke tempat tempat yang membutuhkan.



Sambungan pipa uap untuk membersihkan *vessel* dan saluran pipa yang berisi cairan hidrokarbon yang berbahaya, terdiri dari dua susunan, yaitu:

1. Menyediakan pipa uap permanen.
2. Menyediakan sambungan selang sementara antara sumber uap utilitas dan katup blok pada sambungan pengeluaran uap

Sambungan pipa pengeluaran uap harus dipasang pada *vessel* vertikal dan terdiri dari pipa dua inci dengan katup blok yang dipasang pada *nozzle vessel* diikuti dengan katup *check*. Katup *blowdown* diperlukan pada titik rendah antara katup *check* dan katup-katup *header* uap.

Selain itu digunakan pula pipa satu inci yang dipasang dengan *plug* untuk pengeluaran uap dengan katup blok dan dilayani oleh selang yang panjangnya antara 15 sampai 20 meter.

## **II.6. Penyangga Pipa (*Pipe Support*)**

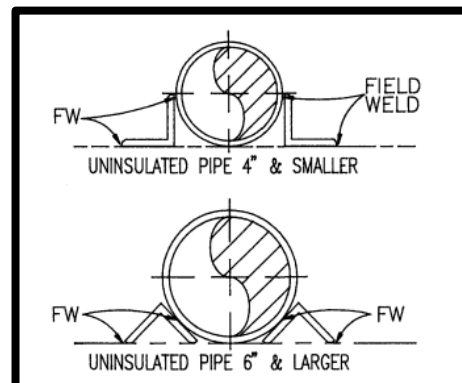
Ketika instalasi pipa sudah terpasang maka diperlukan *support* untuk menahan pipa tersebut. Pipa yang digunakan untuk mengalirkan fluida tentunya akan memiliki berat, dan berat tersebut harus ditopang oleh *support*. Tujuan dari pemasangan *support* tersebut adalah agar berat yang berasal dari pipa tidak ditempatkan atau ditumpu pada *nozzle*, sambungan las ataupun tempat kritikal lainnya. Berikut merupakan jenis *support* yang ada pada sistem perpipaan, diantaranya:

### **II.6.1. *Pipe anchor***

*Anchor* atau biasa disebut dengan *line stop*, berfungsi untuk mencegah pergerakan atau untuk mengontrol arah pergerakan pipa. Ada dua jenis *anchor* pipa, *fixed anchor* and *directional anchor*.

*Fixed anchor* digunakan pada lokasi dimana semua pergerakan pipa harus dicegah. Cara paling umum untuk menambatkan pipa adalah dengan mengelas pipa langsung ke penyangga atau struktur (Roy & Robert, 2002).

*Directional anchor* digunakan untuk memaksa gerakan terjadi dalam satu arah sambil mencegahnya terjadi dalam arah yang berlawanan. *Directional anchor* sering digunakan untuk mengarahkan gerakan pipa menjauh dari bangunan, struktur, atau peralatan (Roy & Robert, 2002).

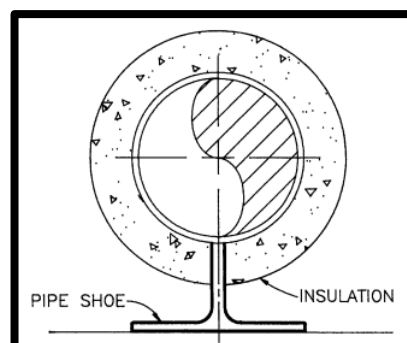


**Gambar 2.22.** *Pipe Anchor*  
Sumber: (Roy & Robert, 2002)

### II.6.2. *Pipe shoe*

Pipa sering diisolasi untuk mencegah kehilangan panas atau untuk memastikan keselamatan pekerja. Pipa dengan insulasi membutuhkan persiapan khusus untuk menahannya. Memasang pipa berinsulasi langsung pada penopang struktural dapat merusak insulasi (Roy & Robert, 2002).

Untuk melindungi insulasi pada pipa 3 *inchi* dan yang lebih besar, sepatu pipa (*pipe shoe*) dilas ke pipa di lokasi di mana pipa bertumpu pada penyangga (Roy & Robert, 2002). Pipa kemudian dapat diangkat dari penyangga tanpa terjadi kerusakan pada insulasi.

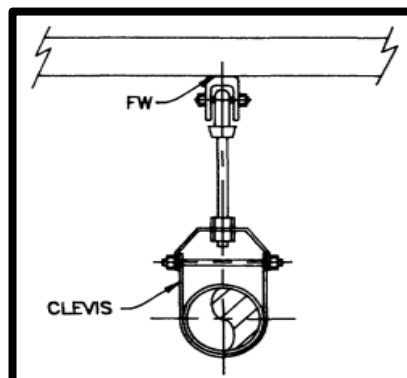


**Gambar 2.23.** *Pipe Shoe*  
Sumber: (Roy & Robert, 2002)

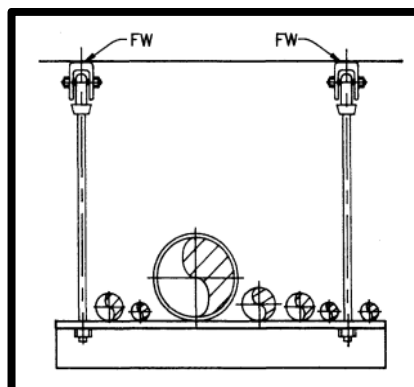
### II.6.3. *Hanger rods*

*Hanger rods* adalah perangkat pendukung standar yang digunakan ketika pipa harus ditahan atau di *support* dari atas. Batang gantungan digantung dari saluran udara atau penyangga struktur (Roy & Robert, 2002). Ada dua jenis *hanger rods* yang umum digunakan. Satu dirancang untuk menahan pipa tunggal dan satu dimaksudkan untuk menahan banyak pipa.

Seperti yang diperlihatkan pada gambar di bawah (Gambar 2.24), gantungan pipa tunggal menggunakan batang dan *clevis* untuk menahan pipa. *Hanger rods* tipe ini, digunakan pada saluran dengan diameter hingga 24 *inchi* dan memiliki kapasitas beban 4800 *pound* (Roy & Robert, 2002). Gantungan pipa ganda sering disebut *trapeze*. *Hanger rods* tipe ini menggunakan baja panjang yang digantungkan oleh dua batang di ujungnya (Gambar 2.25).



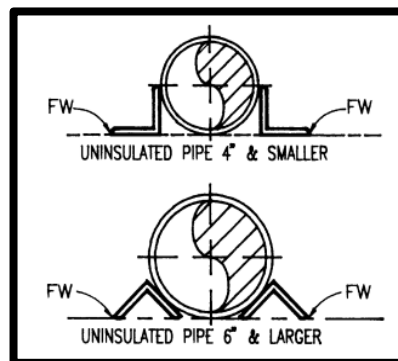
**Gambar 2.24.** *Hanger Rod* Tunggal  
Sumber: (Roy & Robert, 2002)



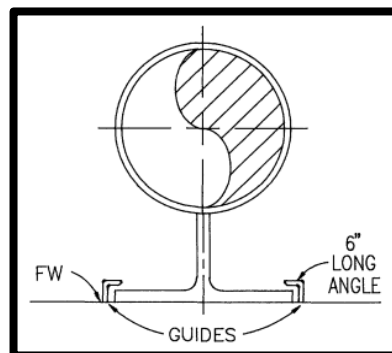
**Gambar 2.25.** *Hanger Rod* Ganda  
Sumber: (Roy & Robert, 2002)

#### II.6.4. *Pipe guide*

*Pipe guide* dapat digunakan ketika pembatasan total pergerakan pipa tidak diperlukan. *Guide* membatasi pergerakan sepanjang sumbu lateral pipa. Digunakan terutama untuk menjaga jarak garis yang tepat di *pipe rack*, *guide* mencegah gerakan lateral atau menyamping (Roy & Robert, 2002). Tidak seperti *pipe anchor*, yang dilas ke pipa ataupun struktur, *guide* memungkinkan pipa meluncur memanjang di antara dua bentuk sudut (Gambar 2.26). Ketika pipa ditopang pada *shoe*, bentuk sudut diposisikan di kedua sisi sepatu (lihat Gambar 2.27).



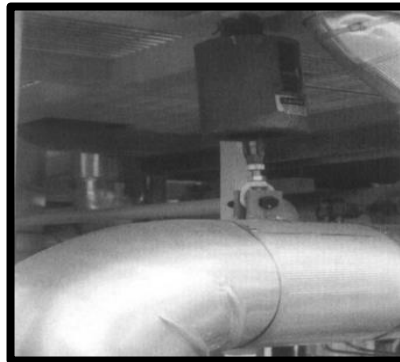
**Gambar 2.26.** *Pipe Guide*  
Sumber: (Roy & Robert, 2002)



**Gambar 2.27.** *Pipe Guide with Shoe*  
Sumber: (Roy & Robert, 2002)

#### II.6.5. *Spring hangers*

Pipa yang memiliki perubahan signifikan akibat pemuaian, tidak dapat menggunakan penyangga kaku seperti *hanger rods* atau *trapeze*. *Spring hangers* memungkinkan pipa yang memuai untuk mengalami perubahan tanpa memberi tekanan pada batang pendukung (Roy & Robert, 2002).



**Gambar 2.28.** *Spring Hanger* pada Pipa  
Sumber: (Roy & Robert, 2002)

## II.7. *Code dan Standard* pada Sistem Perpipaan

Suatu sistem perpipaan didesain dan dibangun berdasarkan pada *codes* dan *standards* (Liang-Chuan & Tsen-Loong, 2009).

Atas nama industri perpipaan di Amerika Serikat, *ASME* memimpin dalam pembentukan komite aksi, yang terdiri atas para ahli dari perusahaan teknikal, akademisi institusi, agen pemerintah, pembuatan *equipment*, pemilik pabrik, perusahaan asuransi, dan konsultan. Anggota komite ini mewakili kepentingan yang berbeda namun terkadang berlawanan, dan rekomendasi mereka dirangkum dalam satu paket spesifikasi yang sekarang disebut sebagai *Piping Code* atau *Code* (Liang-Chuan & Tsen-Loong, 2009).

*Piping code* adalah sebuah paket persyaratan minimal yang digunakan untuk memastikan bahwa plant yang dibangun sesuai dengan itu dan aman. *Piping code* menentukan material yang diizinkan, desain dan pabrikasi yang disetujui, serta prosedur dan persyaratan inspeksi (Liang-Chuan & Tsen-Loong, 2009).

Di Amerika Serikat, kumpulan dokumen yang menentukan desain dan konstruksi dari *pressure piping* adalah *ASME B31 pressure piping code*. Istilah “*pressure piping*” merujuk kepada *piping system* ataupun *pipelines* yang beroperasi pada atau di atas 15 *psig*, satu atmosfer di atas tekanan atmosfer. Sistem perpipaan yang beroperasi di bawah tekanan atmosfer, sampai ke ruang *vacuum*, juga termasuk di dalam beberapa *scope* dari *ASME B31* (Antaki, 2003).

*ASME B31* terdiri dari beberapa bagian, yang masing-masingnya terdapat pada buku yang berbeda. Beberapa *scope* dari *ASME B31 pressure piping code* dijelaskan lebih rinci sebagai berikut:

a. *ASME B31.1 Power Piping*

Perpipaan yang biasanya ditemukan di stasiun pembangkit listrik, di pabrik industri dan pabrik kelembagaan, sistem pemanas panas bumi, dan sistem pemanas dan pendingin pusat dan distrik.

b. *ASME B31.3 Process Piping*

Perpipaan yang biasanya ditemukan di kilang minyak bumi, pabrik kimia, farmasi, tekstil, kertas, semi konduktor, dan kriogenik; dan pabrik pengolahan dan terminal terkait.

c. *ASME B31.4 Pipeline Transportation Systems for Liquids and Slurries*

Perpipaan penyalur yang didominasi cairan antara pabrik dan terminal dan di dalam terminal, stasiun pompa, pengaturan, dan pengukuran.

d. *ASME B31.5 Refrigeration Piping and Heat Transfer Components*

Perpipaan untuk refrigeran dan pendingin sekunder

e. *ASME B31.8 Gas Transmission and Distribution Piping Systems*

Perpipaan pengangkut produk yang didominasi gas antara sumber dan terminal, termasuk kompresor, pengaturan, dan stasiun pengukuran; pipa pengumpul gas.

f. *ASME B31.9 Building Services Piping*

Perpipaan biasanya ditemukan di bangunan industri, institusi, komersial, dan bangunan publik, dan di tempat tinggal *multi-unit*, yang tidak memerlukan kisaran ukuran, tekanan, dan suhu yang tercakup dalam B31.1.

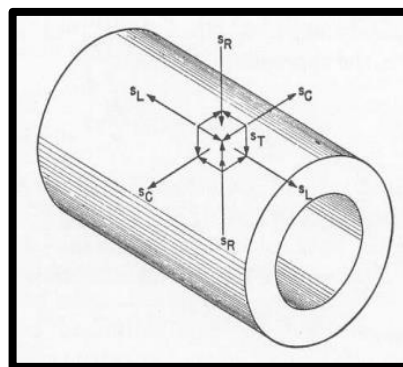
g. *ASME B31.12 Building Services Piping*

Perpipaan dalam layanan hidrogen gas dan cair dan pipa dalam layanan hidrogen gas.

## II.8. Tegangan pada Pipa

Tegangan yang terjadi dalam sistem perpipaan dapat dikelompokkan ke dalam dua kategori, yakni tegangan normal (*normal stress*) dan tegangan geser (*shear stress*). Tegangan normal terdiri dari tiga komponen tegangan, yang masing-masing adalah:

- Tegangan longitudinal (*longitudinal stress*), yaitu tegangan yang searah panjang pipa.
- Tegangan tangensial atau tegangan keliling (*circumferential stress* atau *hoop stress*), yaitu tegangan yang searah garis singgung penampang pipa,
- Tegangan radial (*radial stress*), yaitu tegangan searah jari-jari penampang pipa.



**Gambar 2.29.** Tegangan pada Pipa  
Sumber: (Grinnel, 1981)

Tegangan Geser terdiri dari dua komponen tegangan, yang masing-masing adalah:

- Tegangan geser (*shear stress*), yaitu tegangan akibat gaya geser.
- Tegangan puntir atau tegangan torsi (*torsional stress*), yaitu tegangan akibat momen puntir pada pipa.

### II.8.1. Tegangan Normal

#### a. *Longitudinal stress*

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.

- a. Tegangan aksial adalah tegangan yang ditimbulkan oleh gaya  $F_{ax}$  yang bekerja searah dengan sumbu pipa, dan dapat dirumuskan sebagai berikut:

$$\sigma_{ax} = \frac{F_{ax}}{A_m}$$

Dimana

$\sigma_{ax}$  = Tegangan aksial (lb/in<sup>2</sup> atau psi)

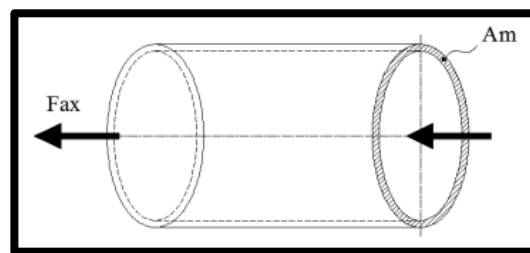
$F_{ax}$  = Gaya aksial yang bekerja (lb)

$A_m$  = Luas penampang pipa (in<sup>2</sup>)

$$\frac{\pi(d_o^2 - d_i^2)}{4}$$

$d_o$  = Diameter luar pipa (in)

$d_i$  = Diameter dalam pipa (in) (Chamsudi, 2005).



**Gambar 2.30.** Tegangan Aksial pada Pipa  
Sumber: (Maulana, 2016)

- b. Tegangan tekuk adalah tegangan yang ditimbulkan oleh momen  $M$  yang bekerja di ujung-ujung pipa (Chamsudi, 2005). Momen *bending* menghasilkan distribusi tegangan yang linear dengan tegangan terbesar berada pada bagian terluar permukaan yang terjauh dari sumbu aksis *bending* (Maulana, 2016).

$$S_b = \frac{M}{Z}$$

Dimana

$S_b$  = Tegangan tekuk (lb/in<sup>2</sup> atau psi)

$M$  = Momen *bending* (lb.in)

$Z$  = Modulus penampang pipa (in<sup>3</sup>) (Chamsudi, 2005).

$$\frac{I}{r_o}$$



I = Momen Inersia (in<sup>4</sup>)

$$\frac{\pi(d_o^4 - d_i^4)}{64}$$

d<sub>o</sub> = Diameter luar pipa (in)

d<sub>i</sub> = Diameter dalam pipa (in)

- c. Tegangan longitudinal tekan pipa adalah gaya yang ditimbulkan oleh gaya tekan *internal* P yang bekerja pada dinding pipa searah sumbu pipa. Adapun besarnya tegangan longitudinal tekan pipa dapat ditentukan dengan persamaan sebagai berikut:

$$S_{LP} = \frac{Pd_o}{4t}$$

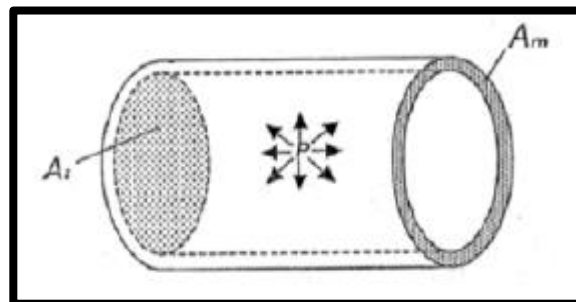
Dimana

S<sub>LP</sub> = Tegangan tekuk (lb/in<sup>2</sup> atau psi)

P = Tekanan aliran dalam pipa (psi)

d<sub>o</sub> = Diameter luar pipa (in)

t = Tebal pipa (in) (Chamsudi, 2005).



**Gambar 2.31.** Tegangan Longitudinal pada Pipa  
Sumber: (Maulana, 2016)

Jadi, tegangan longitudinal yang bekerja pada sistem perpipaan dapat dinyatakan dengan persamaan berikut:

$$\sigma_L = \frac{F_{ax}}{A_m} + \frac{M}{Z} + \frac{Pd_o}{4t}$$

#### **b. Circumferential Stress atau Hoop Stress**

Tegangan tangensial ditimbulkan oleh tekanan internal yang bekerja secara tangensial dan besarnya bervariasi tergantung pada tebal dinding pipa (Chamsudi, 2005).

$$S_H = \frac{Pd_o}{2t}$$

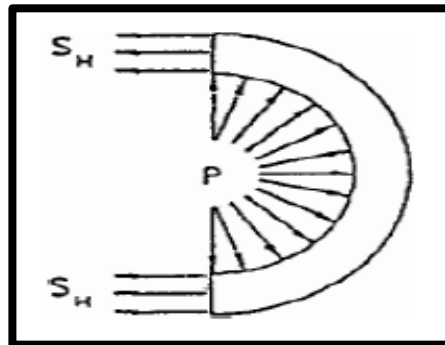
Dimana

$S_H$  = Tegangan *hoop* (lb/in<sup>2</sup> atau psi)

$P$  = Tekanan fluida dalam pipa (psi)

$d_o$  = Diameter luar pipa (in)

$t$  = Tebal pipa (in) (Chamsudi, 2005).

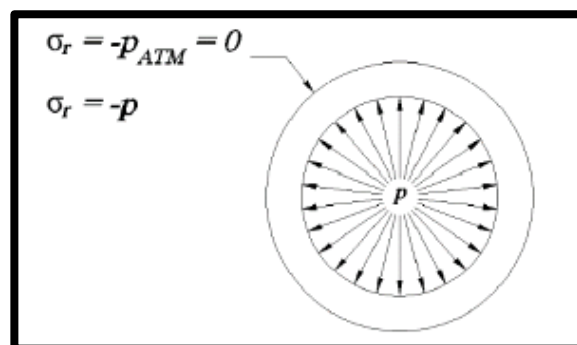


**Gambar 2.32.** Tegangan Tangensial pada Pipa

Sumber: (Maulana, 2016)

### c. *Radial Stress*

Besar tegangan ini bervariasi dari permukaan dalam pipa ke permukaan luarnya. Oleh tekanan internal tegangan *radial* maksimum terjadi pada permukaan dalam pipa dan tegangan minimum pada permukaan luarnya. (Chamsudi, 2005).



**Gambar 2.33.** Tegangan *Radial* pada Pipa

Sumber: (Maulana, 2016)

Kedua tegangan ini berlawanan dengan tegangan tekuk, sehingga tegangan radial tersebut sangat kecil dibandingkan dengan tegangan tekuk. Jadi tegangan radial dapat diabaikan (Chamsudi, 2005). Rumus tegangan *radial* dapat dilihat pada gambar di bawah ini.

$$\sigma_R = \frac{P \left( r_i^2 - \frac{r_i^2 r_o^2}{r^2} \right)}{(r_o^2 - r_i^2)}$$

Dimana

$\sigma_R$  = Tegangan *radial* (lb/in<sup>2</sup> atau psi)

$r_o$  = radius luar pipa (in)

$r_i$  = radius dalam pipa (in)

P = Tekanan fluida dalam pipa (psi) (Chamsudi, 2005).

## II.8.2. Tegangan Geser

### a. Tegangan Geser

Tegangan geser mencapai nilai maksimum pada sumbu pipa dan minimum pada jarak terjauh dari sumbu pipa (yaitu permukaan luar pipa). Seperti halnya pada tegangan radial, besar tegangan geser ini kebalikan dengan tegangan tekuk, sehingga tegangan geser relatif kecil dibandingkan dengan tegangan tekuk, sehingga dapat diabaikan (Chamsudi, 2005). Rumus tegangan geser dapat dilihat pada gambar di bawah ini.

$$\sigma_{Geser} = \frac{VQ}{A_m}$$

Dimana

$\sigma_{Geser}$  = Tegangan geser (lb/in<sup>2</sup> atau psi)

V = Gaya geser (lb)

Q = Factor bentuk (*form factor*) untuk pergeseran (1,33 untuk penampang lingkaran yang pejal)

$A_m$  = luas penampang pipa (in<sup>2</sup>)

### b. Tegangan Torsi

Suatu bentangan bahan dengan luas permukaan tetap dikenahi suatu puntiran (*twisting*) pada setiap ujungnya dan puntiran ini disebut juga dengan torsional, dan bentangan benda tersebut dikatakan sebagai poros (*shaft*) (Chamsudi, 2005). Rumus tegangan torsi dapat dilihat pada persamaan berikut.

$$\sigma_T = \frac{M_t}{2Z}$$

Dimana

$\sigma_T$  = Tegangan torsi (lb/in<sup>2</sup> atau psi)

$M_t$  = Momen torsi (lb.in)

$Z$  = Modulus penampang pipa (in<sup>3</sup>)

## II.9. Tegangan yang Diizinkan Berdasarkan ASME B31.4

Pada tugas akhir ini, berdasarkan ASME B31.4 Pipeline Transportation Systems for Liquids and Slurries tahun 2016, tegangan yang terjadi pada sistem perpipaan ada tiga, yaitu tegangan akibat tekanan dalam pipa (*stress due to internal pressure*), tegangan akibat ekspansi termal (*stress due to thermal expansion*), dan tegangan longitudinal (*longitudinal stress*).

### II.9.1. Tegangan akibat tekanan dalam pipa (*Stress due to internal pressure*)

Tegangan sirkumferensial (*hoop stress*) akibat tekanan dalam pipa tidak boleh melebihi tegangan yang diizinkan,  $S$ , dihitung dengan persamaan sebagai berikut.

$$S_H = \frac{P_i D}{2t} < S$$

Dimana

$S_H$  = Tegangan sirkumferensial akibat tekanan dalam pipa (psi)

$P_i$  = Tekanan desain (psi)

$D$  = Diameter luar pipa (in)

$t$  = ketebalan dinding pipa (in)

$S$  = Tegangan yang diizinkan pada pipa (psi)

$$F \times E \times S_y$$

$F$  = Faktor desain berdasarkan ketebalan pipa =  $\leq 0,72$

$E$  = *Weld joint factor*

$S_y$  = *Specified minimum yield strength of pipe* (psi)

### II.9.2. Tegangan akibat ekspansi termal (*Stress due to thermal expansion*)

Tegangan yang terjadi akibat adanya perubahan temperatur, jika temperatur naik maka mengakibatkan pemuaian, sedangkan jika temperatur menurun maka akan mengakibatkan penyusutan pada pipa. Pemuaian dan penyusutan akan mengakibatkan kegagalan dan kebocoran pada sambungan, misalnya sambungan pada kompresor, pompa, bejana bertekanan, serta peralatan lainnya (Maulana, 2016).

Nilai akar kuadrat dari jumlah kuadrat tegangan *bending*, dan empat kali tegangan torsi akibat pertambahan panjang untuk menentukan kisaran tegangan termal yang terjadi,  $S_E$ , tidak boleh melebihi tegangan diizinkan,  $S_A$ . Secara matematis, tegangan akibat ekspansi termal (*stress due to thermal expansion*) dapat dituliskan sebagai berikut.

$$S_E = \sqrt{S_b^2 + 4S_t^2} < S_A$$

Dimana

$S_E$  = Tegangan akibat ekspansi termal (psi)

$S_b$  = Tegangan *bending* (psi)

$$\frac{\sqrt{(I_i M_i)^2 + (I_o M_o)^2}}{Z}$$

$I_i$  = Faktor intensifikasi tegangan (SIF) *in-plane*. Untuk pipa = 1

$M_i$  = Momen *bending in-plane* (lb.in)

$I_o$  = Faktor intensifikasi tegangan (SIF) *out-plane*. Untuk pipa = 1

$M_o$  = Momen *bending out-plane* (lb.in)

$Z$  = Modulus penampang pipa (in<sup>3</sup>)

$S_t$  = Tegangan torsi (psi)

$$\frac{M_t}{2Z}$$

$M_t$  = Momen torsi (lb.in)

Apabila pipa dipanaskan pada suatu temperatur maka akan mengembang dan timbul *strain* dan tegangan (Raswari, 1986). Berdasarkan *ASME B31.4 Pipeline Transportation Systems for Liquids*

and *Slurries* tahun 2016, untuk menentukan nilai tegangan termal yang diizinkan ( $S_A$ ), dapat dihitung dengan persamaan sebagai berikut.

$$S_A \leq f[1,25(S_c + S_h) - S_L]$$

Dimana

$S_A$  = Tegangan termal yang diizinkan (Psi)

$f$  = Faktor kelelahan, tidak boleh melebihi 1,2  
 $6,0N^{-0,2}$

$N$  = Jumlah siklus selama masa pakai sistem perpipaan

$S_c$  = *Basic material allowable stress* pada temperatur minimum dari tabel ASME B31.3 tabel A-1 (Psi)

$S_h$  = *Basic material allowable stress* pada temperatur maksimum dari tabel ASME B31.3 tabel A-1 (Psi)

### II.9.3. Tegangan longitudinal (*longitudinal stress*)

Tegangan longitudinal yang bekerja pada sistem perpipaan dapat dinyatakan dengan persamaan berikut:

$$S_L = \frac{P_i d}{4t} + \frac{iM}{Z} + \frac{F_a}{A} < 0,75S_y$$

Dimana

$S_L$  = Tegangan longitudinal (psi)

$P_i$  = Tekanan desain (psi)

$t$  = Ketebalan dinding pipa (in)

$i$  = Faktor intensifikasi tegangan (SIF) *in-plane*.

$M$  = Momen bending akibat berat atau beban seismic (lb.in)

$Z$  = Modulus penampang pipa (in<sup>3</sup>)

$F_a$  = Gaya aksial (lb)

$A$  = Luas penampang pipa (in<sup>2</sup>)

### II.10. Karakteristik Tegangan pada Sistem Perpipaan

Tegangan yang terjadi secara aktual berdasarkan pada hasil analisa komputer harus dapat dinyatakan bahwa sistem perpipaan adalah aman dalam arti tidak ada suatu masalah akibat dari operasional baik oleh

temperature, tekanan, *sustain* maupun beban *occasional* (beban sewaktu-waktu terjadi) (Chamsudi, 2005).

Peninjauan sistem perpipaan adalah aman apabila beban tegangan yang terjadi mempunyai nilai rasio lebih kecil atau sama dengan 1 dari harga *allowable*-nya sebagaimana telah ditetapkan dalam “*Code* maupun *Standard*” (Chamsudi, 2005). Berdasarkan *Diktat Stress Pipe Analysis* (Chamsudi, 2005), ada dua dasar mode kegagalan (*failure*), yaitu kegagalan tegangan *sustain* (*primary*), kegagalan tegangan ekspansi (*secondary*). Untuk lebih jelasnya, dapat dilihat pada uraian berikut ini.

1. Karakteristik tegangan *sustain* (*primary*)
  - a. Kegagalan yang terjadi menimbulkan deformasi *plastic* yang sangat besar.
  - b. Kegagalan tidak dapat diselesaikan oleh dirinya sendiri, karena sekali terjadi deformasi *plastic* maka akan terjadi lagi secara terus menerus tanpa henti hingga membentuk “*nacking*” (pengecilan seperti leher) dan atau menghasilkan kegagalan pada penampang permukaan (*cross section*).
  - c. Sifatnya bukan *cyclic* alami.
  - d. Beban *sustain* biasanya diakibatkan oleh adanya berat dan tekanan (*pressure*).
  - e. Batasan yang diijinkan (*allowable*) untuk tegangan sistem adalah berkisar pada tegangan *yield* material (yaitu titik dimana deformasi *plastic* dimulai).
  - f. Terjadinya kegagalan tersebut diawali dengan peringatan (*warning*), karena akibat berat sehingga dapat menimbulkan *displacement* yang besar dan tidak disangka-sangka.
2. Karakteristik tegangan ekspansi (*secondary*)
  - a. Sering menimbulkan kegagalan yang sangat membahayakan setelah menggunakan sejumlah beban (biasanya tinggi).
  - b. Kegagalan terjadi tanpa peringatan. Selama *cyclic* berulang-ulang, *crack* menjalar ke seluruh permukaan hingga kapasitas beban yang

- cukup menjadi hilang. Sekali ini terjadi *cycle* berikutnya mengakibatkan kegagalan tiba-tiba.
- c. Sifat keagalannya *cyclic* secara alami, yaitu karena penjararan (ekspansi) *thermal*.
  - d. Hampir semuanya dibatasi oleh dirinya sendiri, yaitu pemakaian beban tunggal tidak akan pernah terjadi kegagalan.
  - e. Ciri-cirinya adalah suatu crack kecil karena adanya kenaikan tegangan atau ketidaksempurnaan material pada *inner* atau *outer* permukaan pipa.
  - f. Material yang getas adalah jauh lebih mudah dipengaruhi beban ekspansi dan mudah gagal.
  - g. Permukaan yang sudah korosi akan mudah menimbulkan peningkatan tegangan dan sebagai titik awal terjadinya *crack*. Korosi dan *cycle* tegangan secara simultan (bersamaan) akan menghasilkan kerugian berganda.

### II.11. Fleksibilitas Pipa

Pemanasan pipa tentu akan menimbulkan perpanjangan begitu pula dengan pendinginan pipa akan menimbulkan perpendekan. Perpanjangan dan perpendekan inilah yang akan merupakan masalah fleksibilitas dan tegangan (Raswari, 1986).

Analisis tegangan ditentukan oleh gaya-gaya pada angker, momen lengkung, tegangan pada sistem perpipaan pada suatu titik atau segmen. Di dalam perhitungan, untuk bahan-bahan tertentu dengan *schedule* atau ketebalan tertentu, gaya-gaya, tegangan serta momen lengkungnya dapat dicari batas maksimal diizinkan, sehingga bagi perencana mempunyai suatu patokan perhitungan yang tak boleh melebihi batas tersebut (Raswari, 1986).

Untuk perhitungan fleksibilitas dan analisis tegangan pada jalur dan titik kritis harus dilakukan, misalnya untuk setiap jalur yang disambung dengan *nozzle* peralatan. Sehingga tujuan fleksibilitas untuk menganalisis



setiap jalur perpipaan dan terutama jalur-jalur kritis dapat direncanakan secara aman (Raswari, 1986).

Di samping itu, tidak kalah pentingnya data-data peralatan dari pembuat atau penjual, terutama untuk batas-batas yang diizinkan, baik gaya, momen lengkung dan tegangan (Raswari, 1986).

Dalam meningkatkan fleksibilitas pipa yang cukup, maka di dalam sistem perpipaan akan digunakan *loops* atau bentuk lengkung-lengkungan pipa. Ada kalanya perpanjangan pipa dapat diatasi, karena ujung pipa yang lain dapat bergerak bebas (tak tertahan). Pada dasarnya apabila perhitungan fleksibilitas sistem perpipaan dapat dilakukan dan ternyata aman, maka perhitungan analisis tegangan tidak perlu dilakukan lagi kecuali untuk jalur kritis atau khusus sebagai pengecekan ganda (Raswari, 1986). Metode perhitungan fleksibilitas pipa haruslah didasarkan:

- a. Batas angker yang diketahui atau diasumsikan.
- b. Perencanaan temperatur, koefisien ekspansi baik untuk jalur utama atau cabang.
- c. Perencanaan pada kondisi khusus, seperti *start up*, siklus operasi, *tracing* uap dan lain-lain.

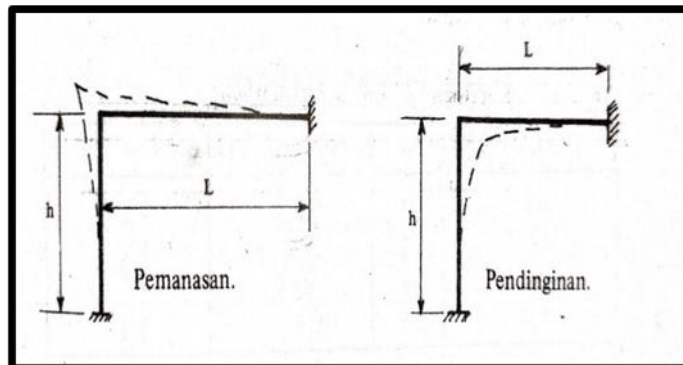
Dalam *Buku Teknologi dan Perencanaan Sistem Perpipaan* (Raswari, 1986), tipe lengkungan atau *loops* fleksibilitas memiliki beberapa bentuk yang masing-masingnya memiliki cara perhitungan tersendiri untuk mengetahui keamanan rancangannya. Beberapa tipe *loops* fleksibilitas, diantaranya:

- a. Lengkungan L

Untuk menghitung beberapa variabel yang terdapat pada lengkungan L, dapat dihitung dengan menggunakan rumus di bawah ini.

- $h^2 = \frac{0,762}{1000} \times D_o \times L \times T$
- $h_{min} = 0,0276 \times D_o \times L \times T$
- $L_{maks} = \frac{400(h^2)}{0,3048 \times D_o \times T}$

- $Tes h = 0,3048 \times A \times D_o$



**Gambar 2.34.** Bentuk Lengkungan L pada Sistem Perpipaan  
Sumber: (Raswari, 1986)

Dimana

$D_o$  = Diameter luar pipa (in)

$T$  = Temperatur operasi ( $^{\circ}F$ )

Nilai  $L$  dan  $h$  dalam satuan meter (m)

Untuk nilai  $A$ , merupakan nilai koefisien *carbon steel* yang dapat dilihat pada tabel di bawah ini.

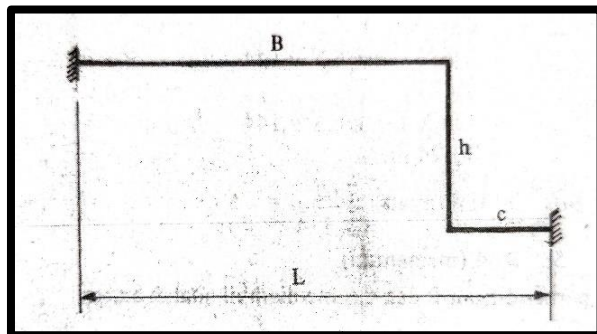
**Tabel 2.1.** Nilai Koefisien *Carbon Steel*

Desain Temperatur ( $^{\circ}F$ )	Nilai A
150	0,4
200	0,6
300	1,0
400	1,4
500	1,8
600	2,2
700	2,5
800	2,8
900	2,95
1000	3,15

Sumber: (Raswari, 1986)

b. Lengkungan Z

Untuk menghitung beberapa variabel yang terdapat pada lengkungan Z, dapat dihitung dengan menggunakan rumus berikut.



**Gambar 2.35.** Bentuk Lengkungan Z pada Sistem Perpipaan  
Sumber: (Raswari, 1986)

- $h^2_{min} = \frac{0,762}{1000} \times D_o \times L \times T$
- $h_{min} = 0,0276 \times \sqrt{D_o \times L \times T}$
- $L_{maks} = \frac{400(h^2)}{0,3048 \times D_o \times T}$
- Syarat:

$$\frac{B}{C} \leq 4 \text{ (lihat gambar)}$$

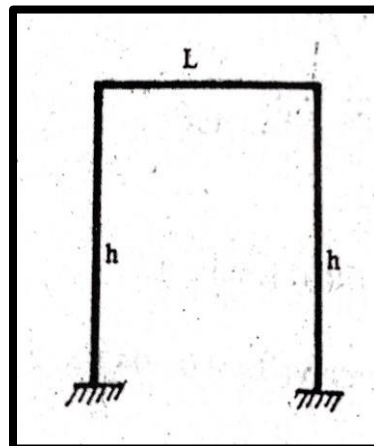
$$L = B + C$$

- *Tes*  $h_{min} = 0,3048 \times A \times D_o$

c. Lengkungan U dengan kedua kaki yang sama panjang

Untuk menghitung beberapa variabel yang terdapat pada bentuk lengkungan U dengan kedua kaki yang sama, dapat dihitung dengan menggunakan rumus berikut.

- $h^2_{min} = \frac{0,488}{1000} \times D_o \times L \times T$
- $h_{min} = 0,022 \times \sqrt{D_o \times L \times T}$
- $L_{maks} = \frac{625(h^2)}{0,3048 \times D_o \times T}$
- *Tes*  $h_{min} = \frac{0,3048}{1,25} \times A \times D_o$

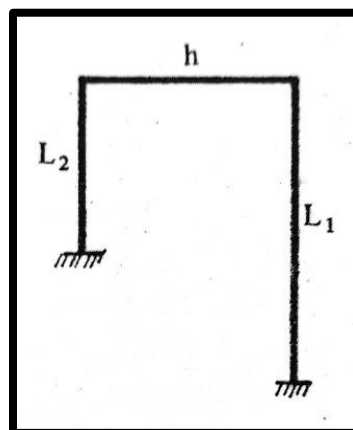


**Gambar 2.36.** Bentuk Lengkungan U dengan Kedua Kaki yang Sama Panjang  
Sumber: (Raswari, 1986)

d. Lengkungan U dengan kedua kaki yang tidak sama panjang

Untuk menghitung beberapa variabel yang terdapat pada lengkungan U dengan kedua kaki yang tidak sama panjang, dapat dihitung dengan menggunakan rumus berikut.

- $h^2_{min} = 0,640 \times D_o \times (L_1 - L_2) \times T$
- $h_{min} = 0,0253 \times \sqrt{D_o \times (L_1 - L_2) \times T}$
- $(L_1 - L_2)_{maks} = \frac{500(h^2)}{0,3048 \times D_o \times T}$

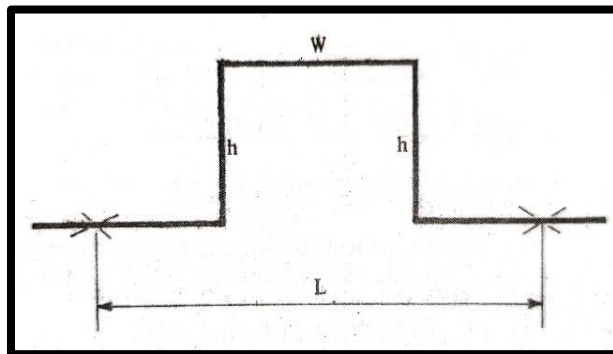


**Gambar 2.37.** Bentuk Lengkungan U dengan Kedua Kaki Tidak Sama Panjang

Sumber: (Raswari, 1986)

e. Bentuk *loop* ekspansi

Bentuk ini ditemukan umumnya untuk mengalirkan aliran yang panas pada sistem perpipaan, dimana tingkat ekspansinya yang harus diatasi oleh jalur panjang suatu pipa cukup besar (Raswari, 1986).



**Gambar 2.38.** Bentuk *Loop* Ekspansi  
Sumber: (Raswari, 1986)

Untuk menghitung beberapa variabel yang terdapat pada bentuk *loop* ekspansi, dapat dihitung dengan menggunakan rumus berikut.

- $h_{min}^2 = \frac{0,122}{1000} \times D_o \times L \times T$
- $h_{min} = 0,011 \times \sqrt{D_o \times L \times T}$
- $L_{maks} = \frac{2500(h^2)}{0,3048 \times D_o \times T}$
- $W_{min} = 0,5 \times h$

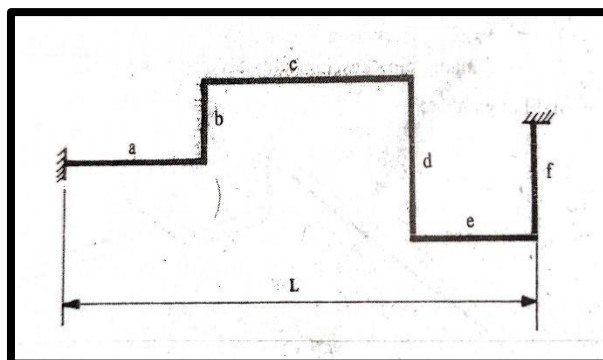
Agar lebih aman,  $W_{min} = 1,5 \times h$

- $Tes h_{min} = \frac{0,3048}{1,25} \times A \times D_o$

f. Bentuk gabungan L

Untuk menghitung beberapa variabel yang terdapat pada bentuk gabungan L, dapat dihitung dengan menggunakan rumus berikut.

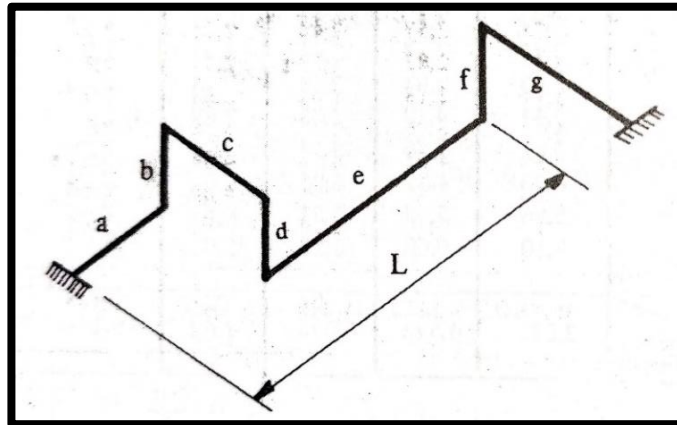
- $Tes h_{min} = 0,3048 \times A \times D_o$
- $h_{min} = \sqrt{b^2 + d^2 + f^2}$



**Gambar 2.39.** Bentuk Gabungan L pada Sistem Perpipaan  
Sumber: (Raswari, 1986)

$a + c + e$  adalah lebih besar dari  $b - d + f$ , begitu pula seandainya lebih besar dari  $h_{\min}$ , maka perencanaan cukup aman.

g. Bentuk perumusan pipa tiga dimensi



**Gambar 2.40.** Bentuk Pipa Tiga Dimensi  
Sumber: (Raswari, 1986)

Adapun besar fleksibilitas pipa dinyatakan sebagai berikut

$$\frac{(0,3048)^2 \times D \times E}{25,4 (U - L)^2} \leq 0,03$$

Dimana:

D = Diameter pipa (in)

E = Ekspansi yang diserap oleh *loop* (mm)

$$L \times e$$

e = Koefisien ekspansi (lihat tabel 12.6 -12.13, Raswari, 1986)

L = Panjang jarak antara dua angker (m)

U = Panjang pipa keseluruhan dari angker 1 ke 2 (m)

## II.12. Pompa Sentrifugal

Pompa Sentrifugal adalah pompa yang memperbesar energi fluida melalui prinsip gaya sentrifugal dengan mentransformasikan gaya tersebut ke impeler yang berputar di dalam *casing* untuk membuat perbedaan tekanan pada sisi hisap (*suction*) dan tekan (*discharge*).

Perbedaan tekanan pada dua bagian tersebut diperoleh dari mekanisme perputaran impeler yang menjadikan bagian hisap vakum.

Perbedaan tekanan pada sisi hisap inilah yang membuat cairan mampu berpindah (Aliyin & Indra, 2015).

Pompa digerakkan oleh motor, daya dari motor diberikan kepada poros pompa untuk memutar impeler yang dipasangkan pada poros tersebut. Dengan diputarnya impeler atau rotor yang mempunyai sudu-sudu yang melengkung, maka akan terjadi gaya sentrifugal pada butir-butir fluida yang terdapat diantara sudu-sudu, aliran fluida diarahkan oleh lengkungan sudu dan fluida akan keluar sudu dengan kecepatan yang tinggi (Alfansury & Wawan, 2020).

Zat cair yang keluar dari impeler dengan kecepatan tinggi ini kemudian mengalir melalui saluran yang penampangnya makin membesar, sehingga terjadi perubahan dari *head* kecepatan menjadi *head* tekanan. Maka zat cair yang keluar dari flens keluar pompa *head* totalnya bertambah besar (Alfansury & Wawan, 2020).

Variabel yang terdapat dalam pompa sentrifugal yaitu debit dan tekanan. Kedua variabel tersebut dapat dihitung dengan persamaan di bawah.

- Debit ( $Q$ )

$$Q = A \times v$$

Dimana

$$Q = \text{Debit aliran (m}^3/\text{s)}$$

$$A = \text{Luas penampang pipa (m}^2\text{)}$$

$$v = \text{Kecepatan aliran (m/s)}$$

- Tekanan ( $P$ )

$$P = \frac{1}{2} \rho v^2$$

Dimana

$$P = \text{Tekanan (Pa)}$$

$$\rho = \text{Densitas fluida (kg/m}^3\text{)}$$

$$v = \text{Kecepatan aliran (m/s)}$$

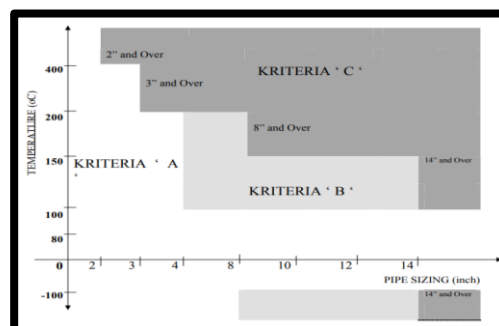
### II.13. *Non-Critical Line* dan *Critical Line* pada Perpipaan

Pembagian *piping* ada dua bagian, yaitu *non critical piping* dan *critical piping*. *Non critical piping* adalah semua jalur pipa (*line pipe*) yang tidak dipertimbangkan atau diperhitungkan dalam *piping stress analysis*, karena temperatur fluida dalam pipa tidak memenuhi sebagaimana yang ditetapkan dalam kriteria (gambar 1.1 dan gambar 1.2), sedangkan *critical piping* adalah semua sistem pipa yang harus dipertimbangkan dalam *analysis*, karena temperatur fluida dalam pipa memenuhi ketentuan dalam kriteria (Chamsudi, 2005).

Kriteria tersebut dibagi dua kategori, yaitu kategori untuk kriteria dimana sistem pipa dihubungkan dengan *nozzle static equipment* dan kategori sistem pipa yang dihubungkan dengan *nozzle rotary equipment*, misalnya turbin, kompresor, pompa, dan lainnya (Chamsudi, 2005).

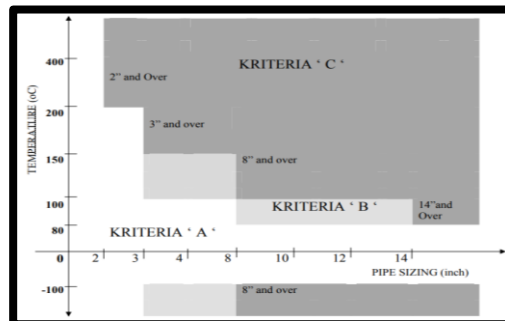
Pada kedua gambar di bawah tentang kriteria pada sistem perpipaan, dapat disimpulkan bahwa sumbu sumbu absis menunjukkan perubahan diameter pipa dan sumbu ordinat menerangkan perubahan temperatur yang bekerja pada sistem perpipaan.

Berdasarkan *Diktat Pipe Stress Analysis* (Chamsudi, 2005), catatan terpenting terutama pada sistem pipa yang dihubungkan dengan mesin rotasi, bahwa semua jalur utama (*main line*) yang dihubungkan langsung ke *nozzle* mesin rotasi harus dipertimbangkan dalam analisa walaupun temperatur yang digunakan tidak masuk dalam kriteria yang telah ditetapkan dalam gambar.



**Gambar 2.41.** Sistem Perpipaan yang Dihubungkan dengan *Static Equipment*  
Sumber: (Chamsudi, 2005)

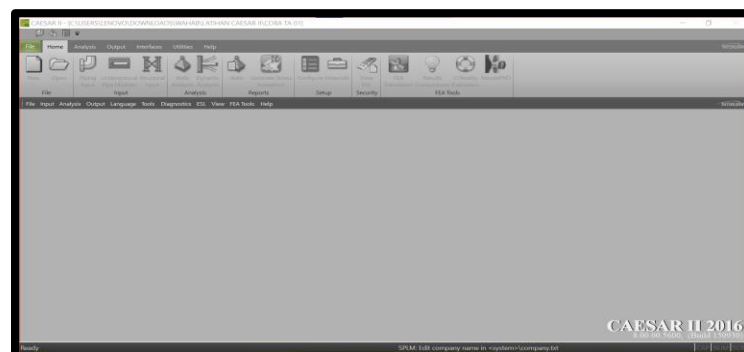




**Gambar 2.42.** Sistem Perpipaan yang Dihubungkan dengan *Rotary Equipment*  
Sumber: (Chamsudi, 2005)

#### II.14. *Software CaesarII*

*Software CaesarII* merupakan program komputer yang dikembangkan oleh *Integrapp Inc.* yang digunakan untuk menganalisa dan menghitung tegangan pada pipa, *flange*, *support*, *force*, dan *moment*, berdasarkan pemodelan *section by section (node)* dalam kondisi statis ataupun dinamis, sehingga desain sistem perpipaan dalam kondisi aman dan mempunyai fleksibilitas yang tidak lebih dari tegangan yang diizinkan. Tampilan *CaesarII* diperlihatkan pada gambar di bawah ini.



**Gambar 2.43.** *Interface Software CaesarII 2016*  
Sumber: Dokumentasi Penulis