



**ANALISIS PEMILIHAN KETEBALAN PIPA PADA KONDISI
TEMPERATUR DAN TEKANAN TERTENTU**

SKRIPSI

Oleh

Yovie Eka Tirtawahyuni

NIM 151910101034

PROGRAM STUDI STRATA 1 TEKNIK MESIN

JURUSAN TEKNIK MESIN

FAKULTAS TEKNIK

UNIVERSITAS JEMBER

2020



**ANALISIS PEMILIHAN KETEBALAN PIPA PADA KONDISI
TEMPERATUR DAN TEKANAN TERTENTU**

SKRIPSI

Diajukan guna melengkapi tugas akhir dan memenuhi salah satu syarat
untuk menyelesaikan Program Studi Teknik Mesin (S1)
dan mencapai gelar Sarjana Teknik

Oleh

Yovie Eka Tirtawahyuni

NIM 151910101034

PROGRAM STUDI STRATA 1 TEKNIK MESIN

JURUSAN TEKNIK MESIN

FAKULTAS TEKNIK

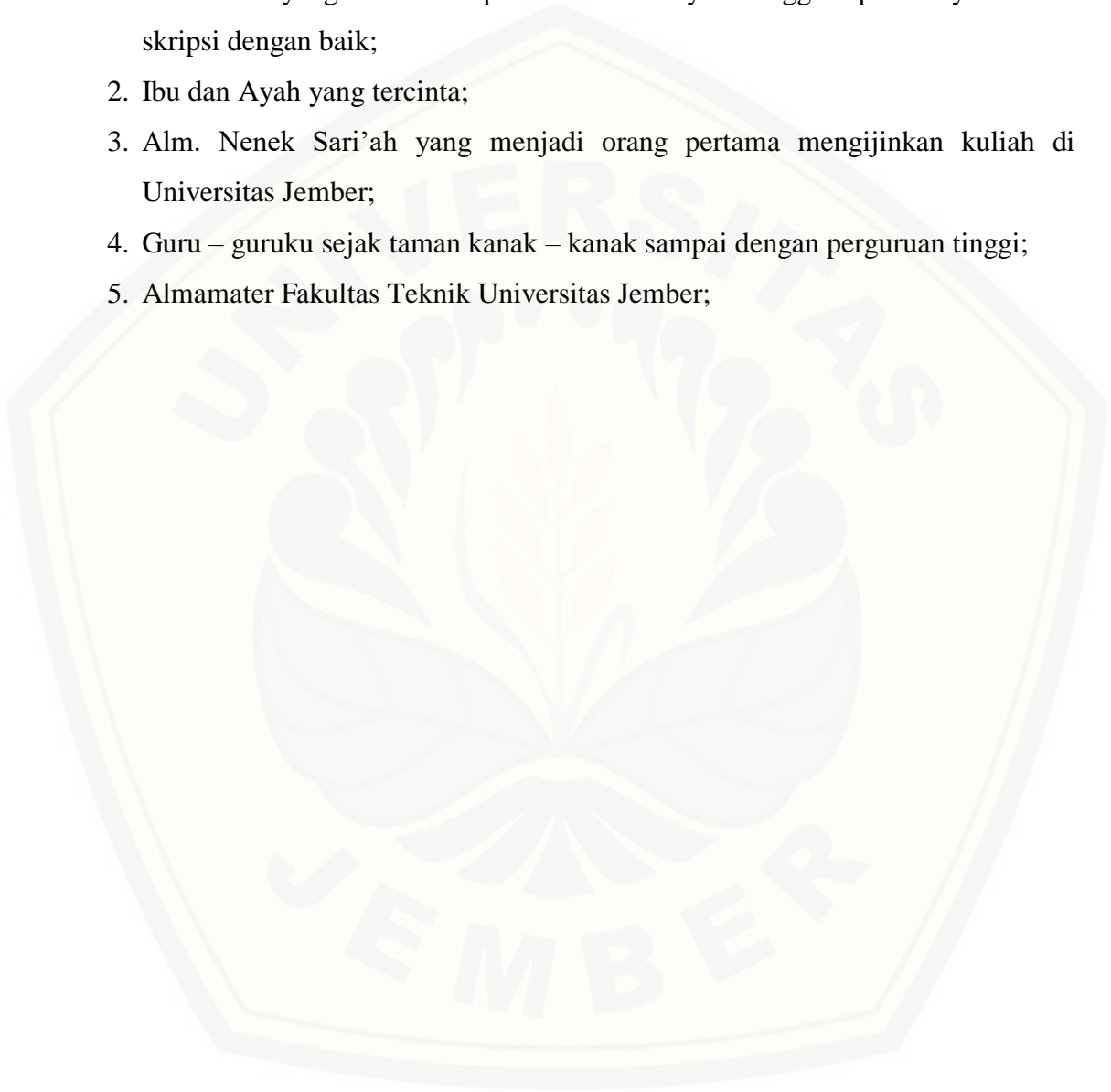
UNIVERSITAS JEMBER

2020

PERSEMBAHAN

Skripsi ini saya persembahkan untuk:

1. Allah SWT yang telah melimpahkan rahmat-Nya sehingga dapat menyelesaikan skripsi dengan baik;
2. Ibu dan Ayah yang tercinta;
3. Alm. Nenek Sari'ah yang menjadi orang pertama mengizinkan kuliah di Universitas Jember;
4. Guru – guruku sejak taman kanak – kanak sampai dengan perguruan tinggi;
5. Almamater Fakultas Teknik Universitas Jember;



MOTTO

“Barang siapa yang menolong kesusahan orang muslim, maka Allah ta’ala akan menolongnya dari kesusahan pada hari kiamat.”

(HR. Bukhari)

“Allah tidak membebani seseorang melainkan sesuai dengan kadar kesanggupannya”

(Q.S. Al-Baqarah: 286)

“Dan janganlah kamu mengikuti sesuatu yang tidak kamu ketahui. Karena pendengaran, penglihatan, dan hati nurani semua itu akan diminta pertanggung jawabannya.”

(Q.S. Al-Isra’: 36)

PERNYATAAN

Saya yang bertanda tangan di bawah ini:

Nama : Yovie Eka Tirtawahyuni

NIM : 151910101034

menyatakan dengan sesungguhnya bahwa karya ilmiah yang berjudul "Analisis Pemilihan Ketebalan Pipa pada Kondisi Temperatur dan Tekanan Tertentu" adalah benar-benar hasil karya sendiri, kecuali kutipan yang sudah saya sebutkan sumbernya, belum pernah diajukan pada institusi mana pun, dan bukan karya jiplakan. Saya bertanggung jawab atas keabsahan dan kebenaran isinya sesuai dengan sikap ilmiah yang harus dijunjung tinggi.

Demikian pernyataan ini saya buat dengan sebenarnya, tanpa ada tekanan dan paksaan dari pihak mana pun serta bersedia mendapat sanksi akademik jika ternyata di kemudian hari pernyataan ini tidak benar.

Jember, 6 Januari 2020

Yang menyatakan,

Yovie Eka Tirtawahyuni
NIM 151910101034

SKRIPSI

**ANALISIS PEMILIHAN KETEBALAN PIPA PADA KONDISI
TEMPERATUR DAN TEKANAN TERTENTU**

Oleh

Yovie Eka Tirtawahyuni

NIM 151910101034

Pembimbing

Dosen Pembimbing Utama : Dr. Ir. Agus Triono, S.T, M.T.

Dosen Pembimbing Anggota : Ir. Dwi Djumhariyanto, M.T.

PENGESAHAN

Skripsi berjudul “Analisis Pemilihan Ketebalan Pipa pada Kondisi Temperatur dan Tekanan Tertentu” karya Yovie Eka Tirtawahyuni telah diuji dan disahkan pada:

hari, tanggal : Rabu, 6 Januari 2020

tempat : Ruang Ujian II lantai 3 Gedung Dekanat

Pembimbing

Pembimbing I,

Pembimbing II,

Dr. Ir. Agus Triono, S.T., M.T.
NIP 19700807 200212 1 001

Ir. Dwi Djumhariyanto, M.T.
NIP 19600812 199802 1 001

Penguji

Penguji I,

Penguji II,

Ir. Rika Dwi Hidayatul Qoryah, S.T., M.T.
NRP 760014642

Ir. Mahros Darsin, S.T., M.Sc., Ph.D.
NIP 19700322 1995011 001

Mengesahkan,

Dekan Fakultas Teknik Universitas Jember

Dr. Ir. Entin Hidayah, M. UM.
NIP 19661215 199503 2 001

RINGKASAN

Analisis Pemilihan Ketebalan Pipa pada Kondisi Temperature dan Tekanan Tertentu; Yovie Eka Tirtawahyuni, 085236389668; 2020: 47 halaman; Jurusan Teknik Mesin Fakultas Teknik Universitas Jember.

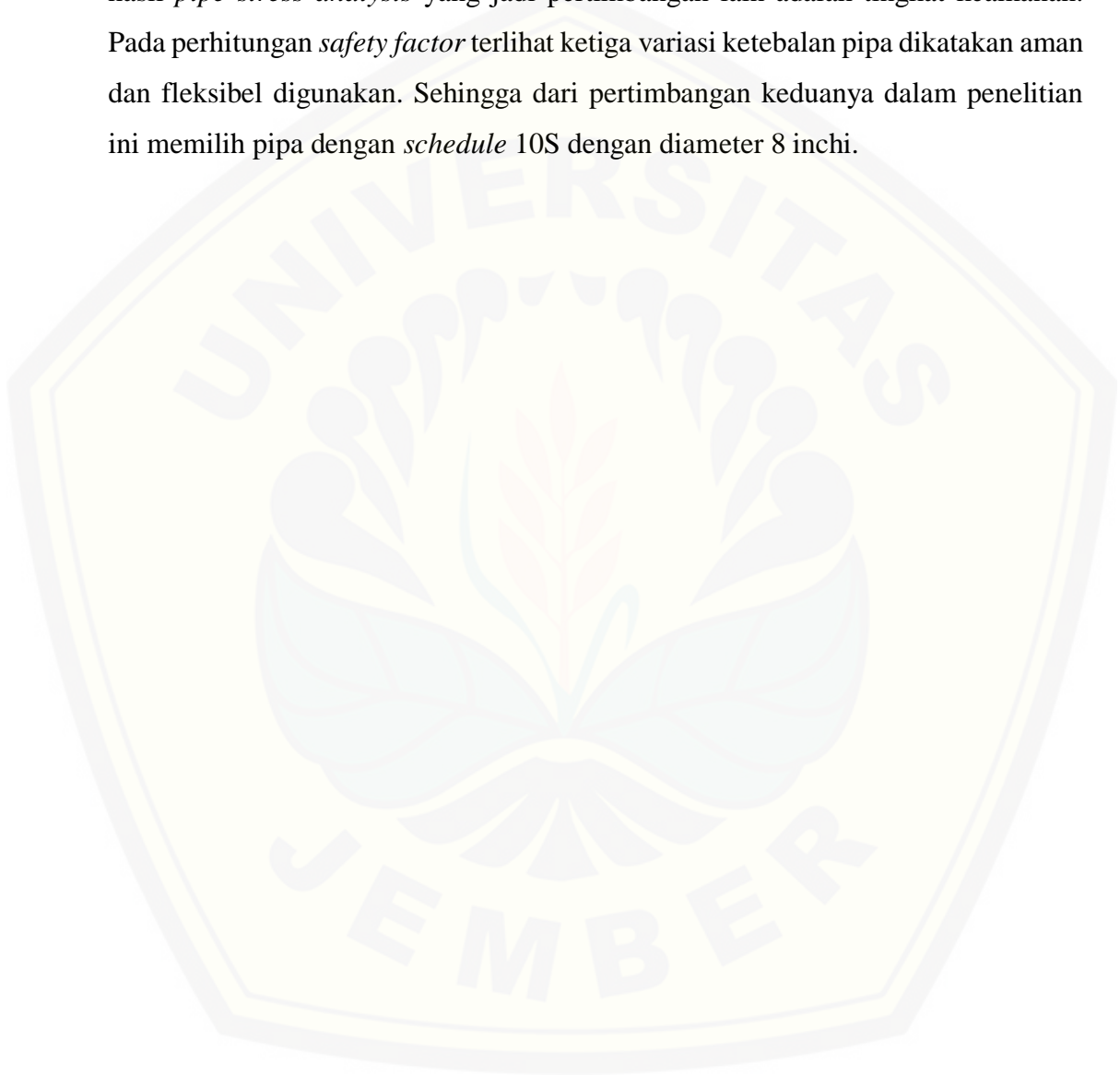
Sistem perpipaan adalah jalur pipa yang terdiri dari banyak komponen yang saling berinteraksi, digunakan untuk mengalirkan zat fluida seperti gas dan cair dari satu tempat ke tempat lainnya. Dalam merancang sistem perpipaan dibutuhkan data lingkungan dan data *client* bertujuan untuk memperoleh hasil yang mendekati dengan keadaan sebenarnya.

Analisa tegangan pipa atau *pipe stress analysis* adalah teknik untuk merancang sistem perpipaan tanpa mengalami *overstressing* dan *overloading* pada komponen pipa dan sambungannya. Tujuan dari metode *pipe stress analysis* adalah menghitung nilai tegangan pada sistem perpipaan, mengevaluasi gaya yang bekerja dan menghitung beban perancangan pada tumpuan pipa agar tetap berada dalam batas beban yang diijinkan.

Penelitian ini bertujuan untuk mendapatkan desain perancangan sistem perpipaan yang aman dan tidak *overstressing* dengan membandingkan nilai perhitungan sesuai rumus dan persamaan pada ASME B31.3 dengan hasil perhitungan simulasi *software* CAESAR II dan ANSYS.

Berdasarkan perhitungan penelitian didapatkan nilai tegangan pada perhitungan manual sebesar 18.86 MPa, perhitungan *software* CAESAR II sebesar 20.44 MPa dan perhitungan *software* ANSYS sebesar 41.75 MPa dengan nilai batas tegangan yang diijinkan sebesar 241.31 MPa. Sehingga dapat dikatakan penelitian sistem perpipaan menggunakan kalkulasi manual dan *software* pada pipa material *Nickel Alloy* B423 N08825 tidak mengalami *overstressing* sehingga aman diaplikasikan.

Ketebalan pipa berpengaruh terhadap nilai tegangan yang dihasilkan. Semakin tebal pipa maka semakin aman karena nilai tegangan yang diperoleh lebih rendah. Ditinjau dari hasil penelitian dapat dikatakan bahwa yang dipilih untuk diaplikasikan adalah yang tebal. Namun dalam keadaan sebenarnya selain dilihat dari hasil *pipe stress analysis* yang jadi pertimbangan lain adalah tingkat keamanan. Pada perhitungan *safety factor* terlihat ketiga variasi ketebalan pipa dikatakan aman dan fleksibel digunakan. Sehingga dari pertimbangan keduanya dalam penelitian ini memilih pipa dengan *schedule 10S* dengan diameter 8 inchi.



SUMMARY

Piping system is a pipeline consisting of many components that interact with each other, used to flow fluid substances such as gas and liquid from one place to another. In designing a piping system, environmental data and client data are needed to obtain results that are close to the real situation.

Pipe stress analysis is a technique for designing piping systems without experiencing overstressing and overloading of pipe components and their connections. The purpose of the pipe stress analysis method is to calculate the stress value in the piping system, evaluate the force acting and calculate the design load on the pedestal of the pipe so that it remains within the allowable load limit.

This study aims to obtain a piping system design that is safe and not overstressing by comparing the calculated values according to formulas and equations in ASME B31.3 with the results of CAESAR II and ANSYS software simulation calculations.

Based on the research calculations, the stress value obtained in the manual calculation is 18.86 MPa, the CAESAR II software calculation is 20.44 MPa and the ANSYS software calculation is 41.75 MPa with the allowable voltage limit value of 241.31 MPa. So it can be said piping system research using manual calculations and software on the Nickel Alloy B423 N08825 material pipeline does not experience overstressing so it is safe to apply.

Pipe thickness affects the value of the generated voltage. The thicker the pipe, the safer because the value of the voltage obtained is lower. Judging from the results of the study it can be said that what was chosen for application was the thick one. However, in reality, apart from the results of the pipe stress analysis, another consideration is the level of security. The safety factor calculation shows that the three variations of pipe thickness are said to be safe and flexible to use. So from the consideration of both of them in this study choosing a pipe with a schedule of 10S with a diameter of 8 inches.

PRAKATA

Puji dan syukur kehadiran Allah SWT yang telah melimpahkan rahmat dan hidayah-Nya sehingga penulis dapat menyelesaikan skripsi yang berjudul “Analisis Pemilihan Ketebalan Pipa pada Kondisi Temperatur dan Tekanan Tertentu”. Skripsi ini disusun guna memenuhi salah satu syarat menyelesaikan pendidikan strata satu (S1) di Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Jember.

Proses penelitian dan penyusunan skripsi ini tidak lepas dari dukungan dan bantuan berbagai pihak. Oleh karena itu penulis mengucapkan terima kasih kepada:

1. Ibu Entin Hidayah M, UM., selaku Dekan Fakultas Teknik Universitas Jember
2. Bapak Hari Arbiantara, S.T, M.T., selaku Ketua Jurusan Teknik Mesin Fakultas Teknik Universitas Jember
3. Bapak Hary Sutjahjono, S.T, M.T., selaku Ketua Program Studi S1 Jurusan Teknik Mesin Fakultas Teknik Universitas Jember
4. Bapak Ir. Dr. Agus Triono, S.T., M.T. selaku Dosen Pembimbing Utama
5. Bapak Ir. Dwi Djumhariyanto, M.T. selaku Dosen Pembimbing Anggota dan selaku Dosen Pembimbing Akademik
6. Ibu Ir. Rika Dwi Hidayatul Qoryah S.T., M.T selaku Dosen Penguji Utama dan Dosen yang memberikan banyak arahan dan nasehat selama bergabung tim asisten laboratorium Kerja Bangku dan Pelat
7. Bapak Ir. Mahros Darsin, S.T., M.Sc., Ph.D selaku Dosen Penguji Kedua
8. Ayah, Ibu, Adik-adik, dan keluarga yang telah memberikan dukungan
9. Civitas akademika Jurusan Teknik Mesin Fakultas Teknik Universitas Jember
10. Teknik Mesin angkatan 2015 yang telah memberikan semangat

Jember, Januari 2020

Penulis

DAFTAR ISI

HALAMAN JUDUL.....	i
PERSEMBAHAN.....	ii
MOTTO.....	iii
PERNYATAAN.....	iv
HALAMAN PEMBIMBINGAN.....	v
PENGESAHAN.....	vi
RINGKASAN.....	vii
SUMMARY.....	ix
PRAKATA.....	xi
DAFTAR ISI.....	xii
DAFTAR GAMBAR.....	xv
DAFTAR TABEL.....	xvii
DAFTAR LAMPIRAN.....	xviii
DAFTAR LAMPIRAN	1
BB 1. PENDAHULUAN	2
1.1 Latar Belakang.....	2
1.2 Rumusan Masalah	4
1.3 Tujuan Penelitian.....	4
1.4 Manfaat Penelitian.....	4
1.5 Batasan Masalah.....	5
BB 2. TINJAUAN PUSTAKA.....	6
2.1 Analisa Tegangan Pipa (<i>Pipe Stress Analysis</i>).....	6
2.1.1 Gaya dan Moment pada Sistem Perpipaan.....	7
2.1.2 Tegangan Pipa.....	8
2.1.3 Teori Dasar Kegagalan.....	14

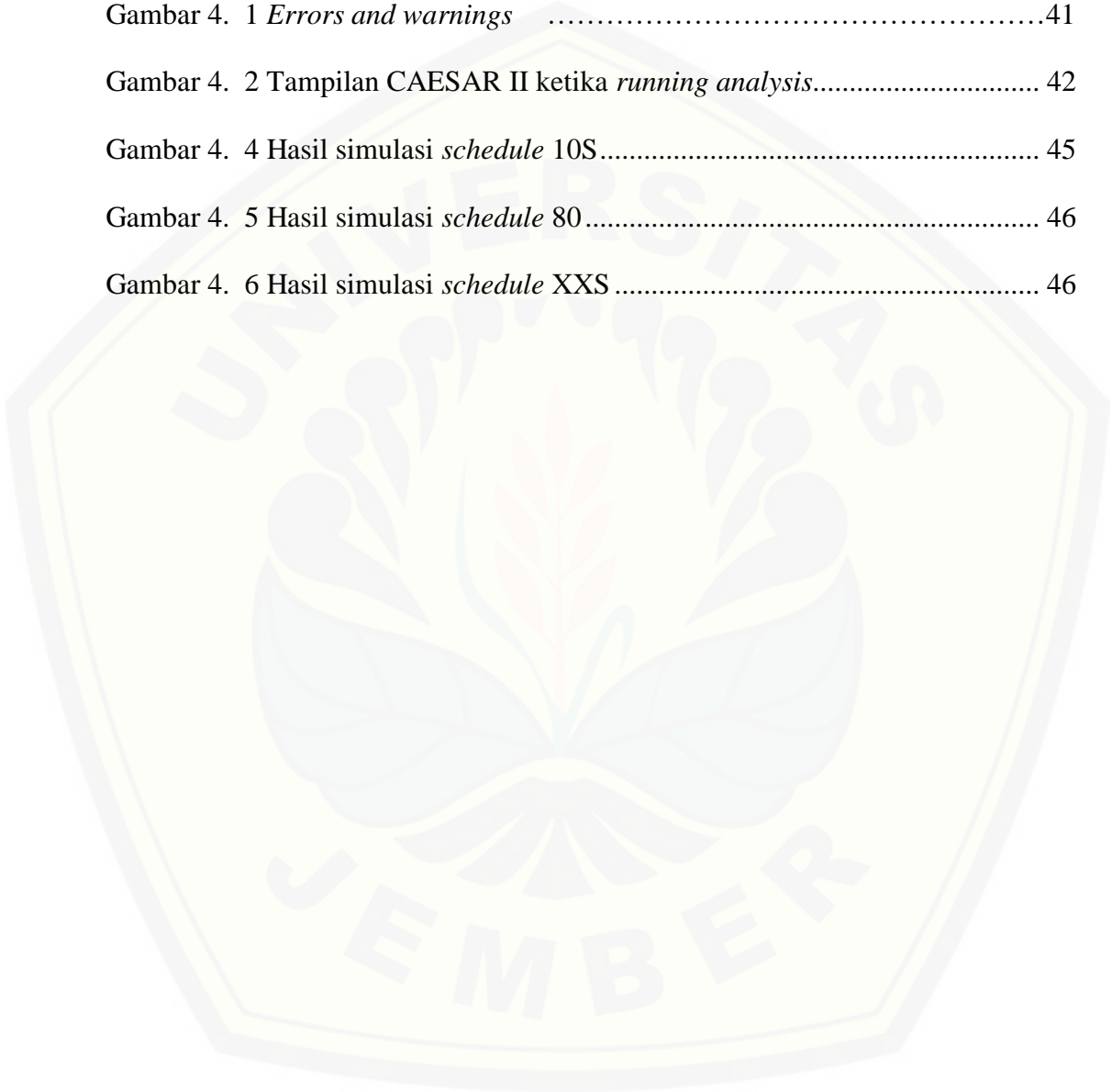
2.2	<i>Piping Specification</i>	14
2.3	Penyangga Pipa (<i>Pipe Support</i>).....	15
2.4	Perhitungan Ketebalan Pipa	17
2.5	Beban Pipa.....	18
2.5.1	Beban dinamis.....	18
2.5.2	Beban statis	18
2.6	Faktor Keamanan (<i>Safety Factor</i>)	20
2.7	PipeData Pro.....	21
2.8	Penelitian – penelitian Sebelumnya.....	21
2.8.1	Penelitian oleh Ade Mulyadi, (2012).....	21
2.8.2	Penelitian oleh (Kurniawan, 2014)	21
2.9	Hipotesis	22
BAB 3. METODOLOGI PENELITIAN		23
3.1	Metode Penelitian.....	23
3.2	Waktu dan Tempat Penelitian	23
3.2.1	Waktu Penelitian	23
3.2.2	Tempat Penelitian.....	23
3.3	Alat dan Bahan	23
3.4	Variabel Penelitian	24
3.4.1	Variabel Bebas	24
3.4.2	Variabel Terikat	24
3.4.3	Variabel Kontrol.....	24
3.5	Pengambilan Data yang Dilakukan	24
3.6	Tahap – tahap Penelitian	24
3.6.1	Tahap Pengumpulan Data	24
3.6.2	Tahap Penelitian.....	25
3.7	Diagram Alir Penelitian.....	31
BAB 4. HASIL DAN PEMBAHASAN		32
4.1	Data Hasil Penelitian	32
4.2	Perhitungan Ketebalan Pipa	33
4.3	Evaluasi Perhitungan Manual.....	34

4.3.1	Perhitungan Berat Pipa.....	34
4.3.2	Perhitungan Jarak Maksimum Penyangga Pipa	35
4.3.3	Perhitungan Tegangan Longitudinal	36
4.3.4	Tegangan Sirkumferensial	37
4.3.5	Tegangan Akibat Beban Sustain	37
4.3.6	Tegangan Beban Okasional.....	38
4.3.7	Tegangan Akibat <i>Thermal Expansion Load</i>	38
4.3.8	Tegangan Maksimum yang Diijinkan	39
4.4	Evaluasi Perhitungan dengan Program CAESAR II	41
4.5	Evaluasi Perhitungan dengan Program ANSYS.....	44
4.6	Pembahasan	48
BAB 5. KESIMPULAN DAN SARAN		50
5.1	Kesimpulan.....	50
5.2	Saran.....	51
DAFTAR PUSTAKA		52
LAMPIRAN.....		54

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2. 1 Perancangan sistem perpipaan pada CAESAR II	6
Gambar 2. 2 <i>Typical stress strain ductile material</i>	7
Gambar 2. 3 <i>Axial force</i>	8
Gambar 2. 4 <i>Internal pressure</i>	9
Gambar 2. 5 Momen lentur	10
Gambar 2. 6 tegangan sirkumferensial atau <i>hoop stress</i>	11
Gambar 2. 7 Tegangan radial	11
Gambar 2. 8 <i>Shear stress</i>	12
Gambar 2. 9 <i>Torsional moment</i>	13
Gambar 2. 10 <i>Support span</i>	16
Gambar 2. 11 Grafik perbandingan analisis pipa 10 inchi	22
Gambar 3. 1 Jendela utama CAESAR II	25
Gambar 3. 2 Tampilan <i>new</i>	25
Gambar 3. 3 Tampilan <i>new job</i>	26
Gambar 3. 4 Pemodelan <i>flange</i>	27
Gambar 3. 5 Pemodelan pipa	27
Gambar 3. 6 Bentuk pipa sebelum di <i>bend</i>	27
Gambar 3. 7 Bentuk pipa setelah di <i>bend</i>	28
Gambar 3. 8 Tampilan <i>hangers</i>	28
Gambar 3. 9 Pemodelan Sistem Perpipaan menggunakan CAESAR II	28
Gambar 3. 10 Pergerakan Pipa	29

Gambar 3. 11 Pemodelan Sistem Perpipan dengan ANSYS	29
Gambar 3. 12 Pembagian Setiap Segmen	30
Gambar 3. 13 Diagram alir penelitian.....	31
Gambar 4. 1 <i>Errors and warnings</i>	41
Gambar 4. 2 Tampilan CAESAR II ketika <i>running analysis</i>	42
Gambar 4. 4 Hasil simulasi <i>schedule 10S</i>	45
Gambar 4. 5 Hasil simulasi <i>schedule 80</i>	46
Gambar 4. 6 Hasil simulasi <i>schedule XXS</i>	46



DAFTAR TABEL

Tabel 2. 1 <i>Material take off</i>	14
Tabel 2. 2 Jarak penyangga antar pipa.....	15
Tabel 2. 3 <i>Intensification factor</i>	19
Tabel 4. 1 Siklus faktor <i>f</i>	40
Tabel 4. 2 Hasil akhir analisa tegangan program CAESAR II <i>schedule 10S</i>	43
Tabel 4. 3 Hasil akhir analisa tegangan program CAESAR II <i>schedule 80</i>	43
Tabel 4. 4 Hasil akhir analisa tegangan program CAESAR II <i>schedule XXS</i>	43
Tabel 4. 11 Hasil perhitungan <i>schedule 10S</i>	46
Tabel 4. 12 Hasil perhitungan <i>schedule 80</i>	47
Tabel 4. 13 Hasil perhitungan <i>schedule XXS</i>	47

DAFTAR LAMPIRAN

Lampiran 1. Tabel perhitungan <i>software</i> CAESAR II.....	54
Lampiran 2. <i>Maximum allowable material</i> N08825	58
Lampiran 3. <i>Modulus elasticity nickel alloy</i> N08825	61
Lampiran 4. Nilai koefisien Y.....	61
Lampiran 5. Nilai <i>quality factor</i>	62
Lampiran 6. Gambar isometrik dan <i>material take off</i>	63
Lampiran 7. Tabel penyangga pipa	64
Lampiran 8. Tabel <i>intensification factor</i>	64

BAB 1. PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Sistem perpipaan adalah jalur pipa yang terdiri dari banyak komponen yang saling berinteraksi, digunakan untuk mengalirkan zat fluida seperti cair dan gas dari satu tempat ke tempat lainnya. Dalam membuat sistem perpipaan dibutuhkan rancangan sistem perpipaan. Perancangan didasarkan pada data lingkungan dan data yang telah diberikan oleh *client*.

Dalam merancang sistem perpipaan, *engineer* harus memahami perilaku akibat pembebanan dan regulasi yang mengatur perilaku sistem perpipaan. Perilaku tersebut digambarkan oleh parameter fisis seperti tegangan, gaya, perpindahan, momen, dan sebagainya. Kegiatan untuk memperoleh perilaku sistem perpipaan dikenal dengan istilah analisa tegangan pipa atau analisa fleksibilitas. Tegangan dapat disebabkan oleh beberapa faktor beban atau *load* seperti berat pipa dan fluida yang mengalir dalam, tekanan fluida dan pengaruh temperatur fluida pada pipa. Apabila sistem perpipaan tidak dapat menahan beban tersebut maka sistem tersebut akan mengalami *failure*.

Pada sistem perpipaan perlu adanya komponen-komponen seperti *flange*, *fitting*, *boldding*, *gasket*, *valve*, dan *special item*. Komponen tersebut akan sangat mempengaruhi kerja dari system perpipaan dan hasil analisa dari *pipe stress analysis*. *Pipe stress analysis* adalah analisa tegangan pada sistem perpipaan yang digunakan untuk mengetahui ketahanan material terhadap beban. Pada penelitian ini aliran diawali dari *vessel* ke *vessel*. Pengaruh dari tegangan difungsikan untuk melihat kegagalan dari sistem perpipaan melalui batas *allowable stress* dari standart yang ditentukan.

Pada penelitian sebelumnya (Kurniawan, 2014) telah melakukan penelitian mengenai perancangan sistem perpipaan dan membuktikan dengan hasil penelitian bahwa sistem perpipaan yang baik dan aman sangat dibutuhkan untuk kelangsungan dari proses dan menjamin umur pemakaian dari sistem perpipaan.

Parameter aman dari sistem perpipaan adalah ketika pipa mampu menahan beratnya sendiri pada kondisi pembebanan karena tekanan pipa internal dan berat yang terdapat pada pipa serta karena pembebanan pengaruh temperature. Penelitian mengenai perbandingan manual sesuai dengan rumus ASME dengan hasil output CAESAR II juga dilakukan (Mulyadi, 2012) menggunakan material ASTM A 106 Gr. B dari *vessel suction scrubber* ke *booster compressor*. Penelitian dilakukan berdasarkan data hasil site survey lapangan dan piping layout dengan program 3D PDMS di PT. Synergy Engineering. Objek penelitian yaitu anjungan lepas pantai Maleo (*offshore*) yang terletak diperairan Indonesia selatan timur Pulau Madura. Jalur perpipaan dari *vessel suction scrubber* ke *booster compressor* tidak terjadi *overstress* yaitu tidak melebihi batas material *allowable stress* sehingga mendapatkan jalur perpipaan yang fleksibel sesuai batas aman yang disepakati.

Perhitungan ketebalan pipa pada sistem perpipaan diperlukan untuk menentukan besar tegangan yang dihasilkan dari perhitungan manual dan simulasi. Besar beban yang dihasilkan dari perhitungan manual merupakan salah satu faktor penting untuk mencari nilai tegangan berdasarkan ASME B31.3. Pengaruh ketebalan pipa yang berbeda dapat menghasilkan nilai tegangan yang berbeda.

Penelitian bertujuan membandingkan nilai tegangan dengan perhitungan manual dan hasil uji komputasional. Kekurangan penelitian sebelumnya adalah tidak adanya variasi ketebalan pipa dalam pengujian. Perubahan nilai tegangan yang dihasilkan setiap variasi ketebalan pipa menunjukkan karakteristik pipa terhadap tingkat keamanan pipa. Sehingga dari penelitian sebelumnya dan referensi yang mendukung dapat diambil judul penelitian yaitu Analisis Ketebalan Pipa pada Kondisi Temperatur dan Tekanan Tertentu.

1.2 Rumusan Masalah

Rumusan masalah pada penelitian ini antara lain:

- a. Bagaimana perbandingan nilai tegangan antara hasil perhitungan manual dengan simulasi ANSYS?
- b. Bagaimana perbandingan nilai tegangan antara hasil perhitungan manual dengan simulasi CAESAR II?
- c. Bagaimana pengaruh perbedaan variasi ketebalan pipa dengan mengetahui tegangan terhadap *allowable stress material* pada *software* CAESAR II dan ANSYS sesuai ASME B31.3?
- d. Bagaimana pengaruh nilai tegangan pipa terhadap karakteristik mekanik pada sistem perpipaan?

1.3 Tujuan Penelitian

Tujuan dari penelitian ini adalah:

- a. Mencari nilai tegangan hasil perhitungan manual dan hasil simulasi *software*
- b. Mengetahui pengaruh perbedaan variasi ketebalan pipa pada sistem perpipaan dengan mengetahui besar *allowable stress material*
- c. Memilih variasi ketebalan pipa yang aman dan dapat diaplikasikan

1.4 Manfaat Penelitian

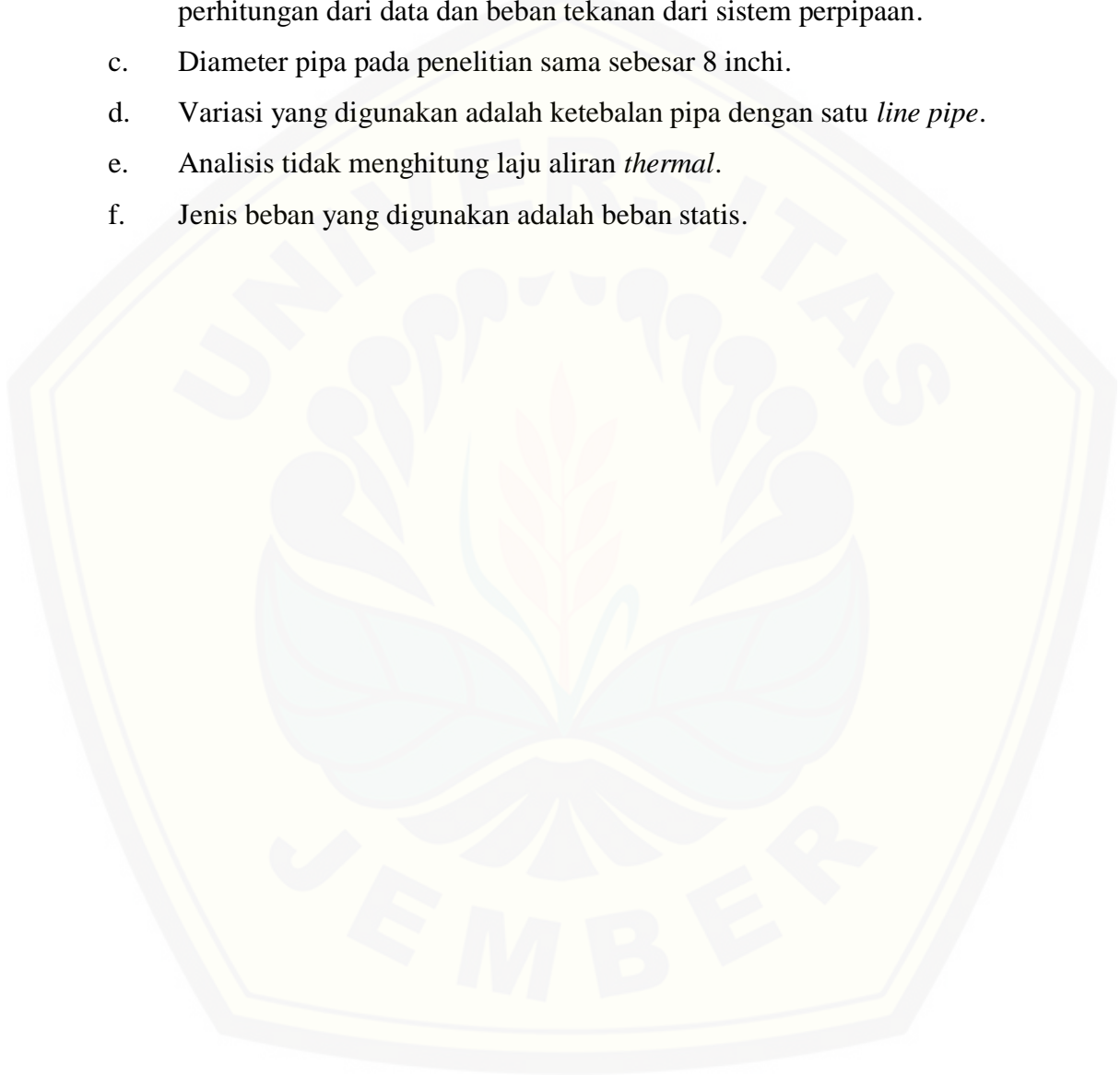
Manfaat yang dapat diambil dari penelitian ini antara lain:

- a. Nilai tegangan pipa dengan variasi ketebalan pipa berguna untuk menentukan batas keamanan sistem perpipaan.
- b. Memberikan *problem solving* pada sistem perpipaan dalam menentukan besar tegangan yang terjadi.
- c. Memberikan referensi bagi penelitian tentang *pipe stress analysis* CAESAR II.

1.5 Batasan Masalah

Batasan masalah yang ditentukan pada penelitian ini antara lain:

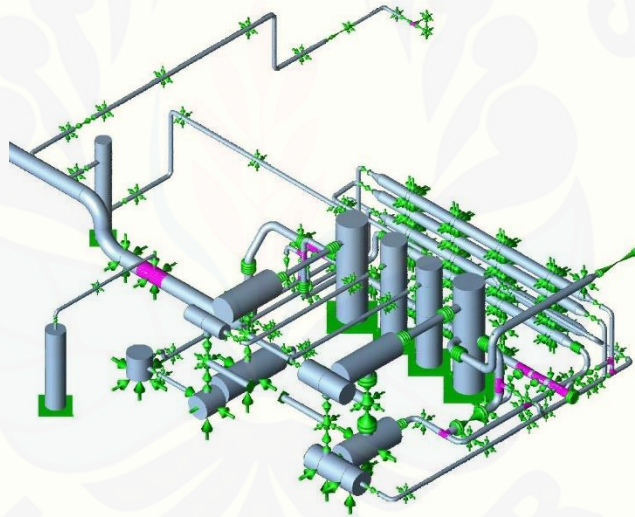
- a. Analisis sistem perpipaan dilakukan pada proyek yang telah terlaksana.
- b. Beban yang diberikan setiap *segmen* hanya *force* pipa dan fluida sesuai perhitungan dari data dan beban tekanan dari sistem perpipaan.
- c. Diameter pipa pada penelitian sama sebesar 8 inchi.
- d. Variasi yang digunakan adalah ketebalan pipa dengan satu *line pipe*.
- e. Analisis tidak menghitung laju aliran *thermal*.
- f. Jenis beban yang digunakan adalah beban statis.



BAB 2. TINJAUAN PUSTAKA

2.1 Analisa Tegangan Pipa (*Pipe Stress Analysis*)

Analisa tegangan pipa atau *pipe stress analysis* adalah teknik yang diperlukan *engineer* untuk merancang sistem perpipaan tanpa mengalami *overstressing* dan *overloading* pada komponen pipa dan sambungannya (Sam Kannappan, 1985). Tujuan dari *pipe stress analysis* atau analisa tegangan pipa adalah menghitung tegangan pada pipa sesuai dengan kode desain pipa yang digunakan, mengevaluasi gaya yang bekerja, dan menghitung beban perancangan pada tumpuan pipa. Sebuah perancangan sistem perpipaan (Gambar 2.1) menggunakan *software* CAESAR II mengaplikasikan *pipe stress analysis* sebagai metode perhitungan.

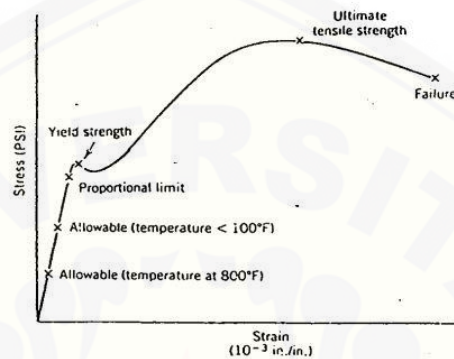


Gambar 2. 1 Perancangan sistem perpipaan pada CAESAR II

Sistem perpipaan adalah alat yang digunakan untuk menyalurkan fluida dari satu tempat ke tempat lainnya. Merancang sistem perpipaan harus disesuaikan dengan kode dan standart yang telah ditetapkan. Perancangan sistem perpipaan tidak lepas dari adanya kegagalan seperti kebocoran pipa dan *overstress* sehingga untuk meminimalisir terjadinya kegagalan maka perlu adanya analisa tegangan pipa. Analisa tegangan pipa atau *pipe stress analysis* adalah metode perhitungan yang didasarkan pada pembebanan pipa, tekanan dan temperature pipa dengan memasukkan parameter pada komponen sistem perpipaan.

2.1.1 Gaya dan Moment pada Sistem Perpipaan

Gaya adalah besaran vector yang mempunyai ukuran dan arah. Moment adalah besaran yang menyatakan besarnya gaya yang bekerja pada benda sehingga mengakibatkan benda berotasi. Tegangan adalah gaya per luas penampang. Kurva tegangan regangan ditunjukkan pada Gambar 2.2.



Gambar 2. 2 *Typical stress strain ductile material*

Hubungan antara tegangan dan regangan mempengaruhi sifat mekanik dari logam. Tegangan adalah gaya untuk mengembalikan ke bentuk semula, sedangkan regangan adalah perubahan pada ukuran benda yang tidak sama dengan ukuran awal. Besarnya regangan bergantung pada besar tegangan. Kurva regangan tegangan menunjukkan batas proporsional (*proportional limit*) adalah batas tegangan dan regangan memiliki hubungan proporsionalitas satu sama lain yaitu setiap penambahan tegangan akan diikuti dengan penambahan regangan. Titik luluh (*yield strength*) adalah batas material mengalami deformasi tanpa ada penambahan beban. Kekuatan tarik maksimum (*ultimate tensile strength*) adalah tegangan maksimum yang dapat ditanggung material sebelum terjadi *fracture* atau perputahan.

Sebuah pipa dinyatakan rusak jika tegangan dalam yang terjadi pada pipa melebihi tegangan batas material yang diizinkan. Tegangan dalam pipa terjadi pada pipa disebabkan oleh beban luar seperti berat mati, tekanan dan pemuaian termal serta bergantung pada geometri pipa seperti jenis material pipa. Sedangkan tegangan batas ditentukan oleh jenis material dan metode produksinya (Jamal, 2005).

2.1.2 Tegangan Pipa

Secara umum tegangan pada pipa dibagi menjadi dua kategori yaitu tegangan normal dan tegangan geser. Tegangan normal adalah intensitas gaya yang tegak lurus terhadap irisan. Tegangan geser adalah gaya yang bekerja sejajar dengan bidang.

2.1.2.1 Tegangan normal

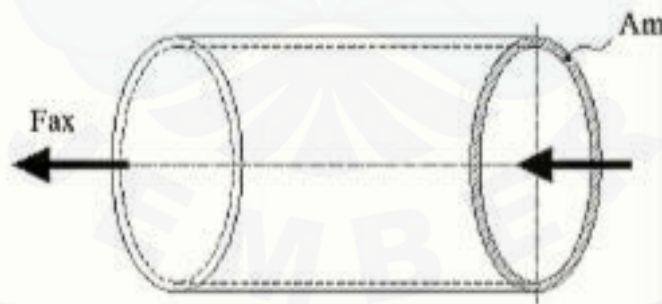
Tegangan normal dibagi menjadi tiga macam yaitu *longitudinal stress*, *hoop stress* dan *radial stress*.

a. *Longitudinal stress*

Longitudinal stress adalah tegangan yang terjadi akibat gaya aksial, tekanan dalam dan momen lentur.

1. *Longitudinal stress* akibat gaya aksial

Tegangan longitudinal yang diakibatkan gaya aksial adalah tegangan yang ditimbulkan gaya yang bekerja searah dengan sumbu pipa. Gaya aksial pada pipa ditunjukkan pada Gambar 2.3.



Gambar 2. 3 Axial force

Dapat dihitung menggunakan persamaan:

$$\sigma_L = \frac{F_{ax}}{A_m} \quad (2.1)$$

Keterangan:

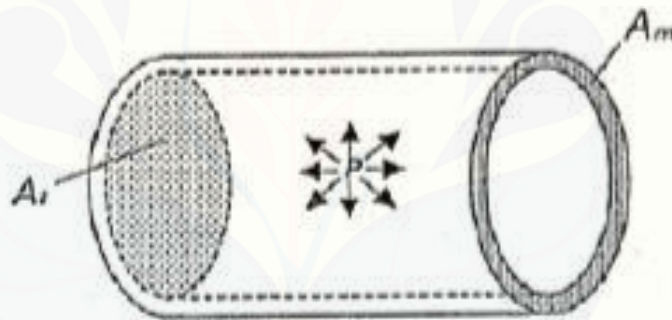
σ_L = tegangan longitudinal atau *longitudinal stress* (N/m²)

F_{ax} = gaya dalam arah aksial (N)

A_m = luas penampang pipa (m²)

2. *Longitudinal stress* akibat tekanan dalam

Tegangan longitudinal akibat tekanan dalam adalah tegangan yang diakibatkan gaya tekan internal yang bekerja pada dinding pipa searah sumbu pipa. Tekanan dalam pipa ditunjukkan pada Gambar 2.4.



Gambar 2. 4 *Internal pressure*

Dapat digunakan persamaan:

$$\sigma_L = \frac{P \times D_o}{4t} \quad (2.2)$$

Keterangan:

σ_L = tegangan longitudinal (N/m²)

P = tekanan dalam pipa (psi)

D_o = diameter luar pipa (m)

t = ketebalan pipa (m)

3. *Longitudinal stress* akibat momen lentur

Tegangan longitudinal akibat momen lentur adalah tegangan yang ditimbulkan oleh momen yang bekerja pada ujung pipa. Dalam hal ini tegangan yang terjadi dapat berupa tegangan lentur tekan dan tegangan lentur tarik. Momen lentur ditunjukkan pada Gambar 2.5.



Gambar 2. 5 Momen lentur

Dapat menggunakan persamaan:

$$\sigma_L = \frac{M_B}{Z} \quad (2.3)$$

Keterangan:

σ_L = tegangan longitudinal (N/m²)

M_B = momen lentur (Nm)

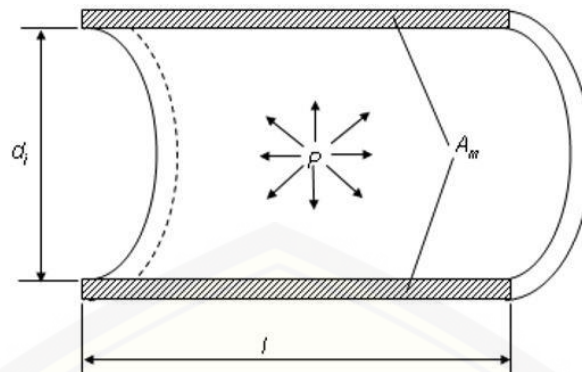
Z = modulus pipa (m³), nilai Z didapatkan dari $Z = \frac{I}{r_o}$ dimana, I adalah momen inersia pipa (m⁴) dan r_o adalah jari jari luar pipa (m).

Sehingga apabila dijumlahkan total tegangan longitudinal adalah:

$$\sigma_L = \frac{F_{ax}}{A_m} + \frac{P \times D_o}{4t} + \frac{M_B}{Z} \quad (2.4)$$

b. *Hoop stress (circumferential stress)*

Tegangan *hoop* atau sirkumferensial adalah tegangan terjadi akibat gaya yang bekerja tegak lurus terhadap dinding pipa atau gaya yang bekerja terhadap arah tangensial. Tegangan sirkumferensial atau *hoop* ditunjukkan Gambar 2.6.

Gambar 2. 6 tegangan sirkumferensial atau *hoop stress*

Dapat digunakan persamaan:

$$\sigma_H = \frac{P \times D_O}{2t} \quad (2.5)$$

Keterangan:

σ_L = tegangan longitudinal (N/m²)

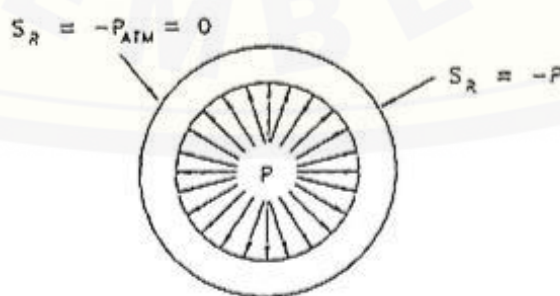
P = tekanan dalam pipa (psi)

D_O = diameter luar pipa (m)

t = ketebalan pipa (m)

c. Tegangan radial

Tegangan radial adalah tegangan yang terjadi terhadap arah radial pipa. Besarnya tegangan bervariasi dari permukaan dalam ke permukaan luar pipa. Tegangan radial ditunjukkan Gambar 2.7.



Gambar 2. 7 Tegangan radial

Dapat menggunakan persamaan:

$$\sigma_R = \frac{P \left(r_i^2 - \frac{r_i^2 - r_o^2}{r^2} \right)}{(r_o^2 - r_i^2)} \quad (2.6)$$

Keterangan:

σ_R = tegangan radial (N/m²)

P = design pressure (psi)

r_o = jari-jari dalam pipa (m)

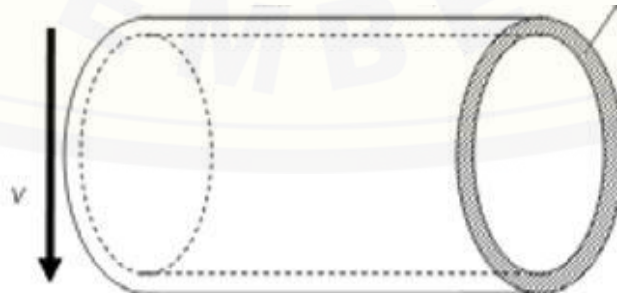
r_i = jari-jari dalam pipa (m)

r = jari-jari pipa (m)

Jika $r = r_o$ maka $\sigma_R = 0$ dan jika $r = r_i$ maka $\sigma_R = -P$ yang artinya tegangan ini bernilai 0. Sehingga tegangan ini seringkali diabaikan.

2.1.2.2 Tegangan geser

Tegangan geser dibagi menjadi dua macam yaitu *shear stress* dan *torsional stress*. *Shear stress* adalah tegangan yang terjadi akibat gaya geser dan bekerja dalam arah penampang pipa. *Torsional stress* adalah tegangan yang diakibatkan momen punter pada pipa. Gambar tegangan geser masing-masing ditunjukkan Gambar 2.8 dan Gambar 2.9.



Gambar 2. 8 *Shear stress*

Shear stress dapat dihitung menggunakan persamaan:

$$\tau_{max} = \frac{V \times Q}{A_m} \quad (2.7)$$

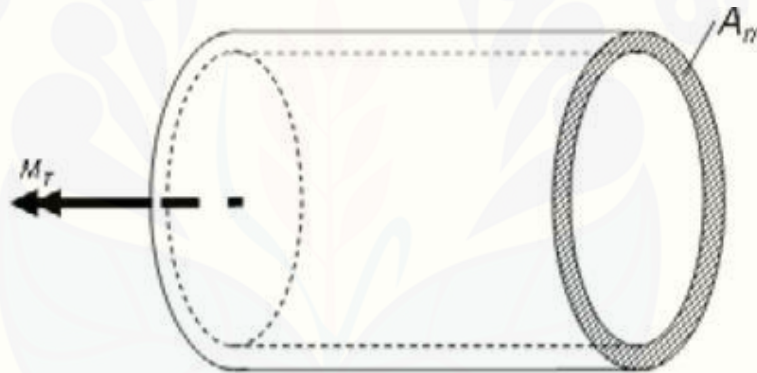
Keterangan:

Q = faktor bentuk tegangan geser 1.33 untuk silinder solid

V = gaya geser (N)

A_m = luas penampang (m^2)

Tegangan ini maksimum disumbu netral atau disumbu simetri pipa dan nihil dititik dimana tegangan lendut maksimum. Karena alasan diatas besarnya tegangan ini biasanya sangat kecil sehingga tegangan ini diabaikan (Jamal, 2005).



Gambar 2. 9 *Torsional moment*

Torsional moment dapat dihitung menggunakan persamaan:

$$\tau_{max} = \frac{M_T}{2Z} \quad (2.8)$$

Keterangan:

M_T = momen punter (Nm)

Z = *section modulus* (m^3)

2.1.3 Teori Dasar Kegagalan

Teori kegagalan Rankine adalah tegangan normal maksimum yang berdasarkan hasil eksperimen insinyur Inggris W. J. M Rankine yang sering disebut dengan *Maximum Normal Stress Theory*. Teori kegagalan rankine menyatakan “Kegagalan terjadi jika tegangan Tarik maksimum pada suatu titik dipipa sama atau lebih besar dari tegangan tarik maksimum pada saat material leleh (*yield*) ketika diuji beban tarik aksial “.

Tegangan tarik maksimum menurut definisi adalah tegangan utama (*principal stress*) terbesar = S_1 . Untuk uji beban tarik aksial berlaku $S_1 = S_{yield}$ dan $S_2 = S_3 = 0$, sehingga kegagalan diasumsikan terjadi jika pertidaksamaan berikut berlaku

$$S_1 \geq S_{yield}$$

2.2 Piping Specification

Piping specification adalah dokumen yang menginformasikan tentang material pipa, ketebalan, rekomendasi *fittings*, sambungan penguat dan *instrument connection* (Sam Kannappan, 1985). *Piping specification* untuk sistem perpipaan *line number 232-GN-8023-C410* ditunjukkan pada Tabel 2.1.

Tabel 2. 1 *Material take off*

FABRICATION MATERIALS						
NO	DESCRIPTION	NS(INS)	CLASS	SCHEDULE	ITEM CODE	QTY
1	ASME B16.48, NACE MR-175 PIPE SUPPORTS	8	01JON		L3PF0412	1
2	CF-040,AISC-LRFD-3.1,C150x75x6.5x0, Span = 1'41/2", L1=1' 0 3/8"	18			26-D-H-L-C15- JTBHO-6	1
ERECTION MATERIALS						
NO	DESCRIPTION	NS(INS)	CLASS	SCHEDULE	ITEM CODE	QTY
3	PIPE, B423(N08825), SMLS PIPE, BW, ASME B36,19M, NACE MR-0175	8	01JON	S-40	L1AA1392	6.6 M
4	90 ELBOW, B366 WPCNICMC (N08825), WELD, BW, ASME B16.9, LONG RADIUS, NACE MR-0175	8	01JON	S-40	L6AA1111	3
5	FALNGE, B564-N08825, CL.150,WN-RF-SERR- F,ASME B16.5,NACE MR-0175	8	01JON	S-40	L3AW1766	2
6	SPIRAL WOUND GAASKET, FLEX. GRAPHITE FILLER, WINDING:INC 825(UNS 08825), OR:INC 825 (UNS 08825), THK:4.5mm, CL.150,RF-SERR-F ASME B16.5/ASME B16.20, NACE MR-0175	8	01JON		L4AQ1285	3

2.3 Penyangga Pipa (*Pipe Support*)

Penyangga pipa digunakan untuk menahan berbagai macam bentuk pembebanan secara statis maupun dinamis dalam suatu sistem perpipaan. Metode sederhana dalam memperkirakan tegangan yang terjadi dalam pipa dan beban pada pipa adalah memodelkan pipa sebagai batang yang memiliki beban merata pada panjangnya. Jarak antara panjang batang sama dengan jarak penyangga (Maulana, 2016).

Jarak maksimum antar penyangga secara sederhana dapat digunakan persamaan:

$$L = \sqrt{\frac{0.4 \times Z \times S_h}{W}} \quad (2.9)$$

Keterangan:

L = jarak maksimum antar penyangga pipa (m)

Z = *section modulus* (m^3)

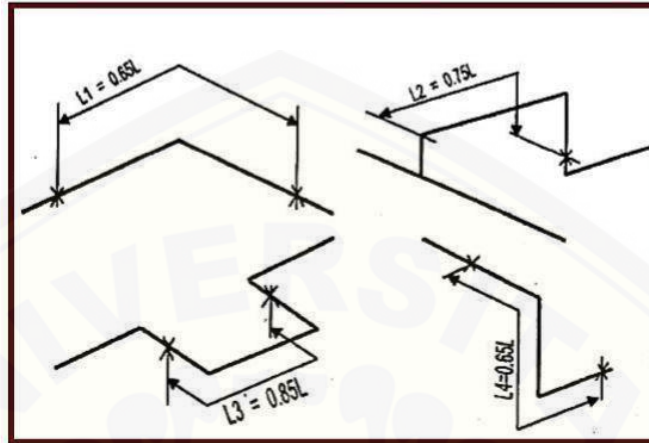
S_h = tegangan yang diijinkan (N/m^2)

W = berat pipa per satuan panjang (N)

Tabel 2. 2 Jarak penyangga antar pipa

NPS (DN)	Suggested Maximum Span. Ft (mm)	Suggested Maximum Span. Ft (mm)
	Water Services	Steam, Gas, or Air Services
1 (25)	7 (2.13)	9 (2.74)
2 (50)	10 (3.05)	13 (3.96)
3 (80)	12 (3.66)	15 (4.57)
4 (100)	14 (4.27)	17 (5.18)
6 (150)	17 (5.18)	21 (6.40)
8 (200)	19 (5.79)	24 (7.32)
12 (300)	23 (7.01)	30 (9.14)
16 (400)	27 (8.23)	35 (10.7)
20 (500)	30 (9.14)	39 (11.9)
24 (600)	32 (9.75)	42 (12.8)

Penyangga pipa sebaiknya diletakkan sedekat mungkin dengan sumber beban pada pipa (seperti *flange*, *valve* dan lainnya) untuk mendapatkan tegangan minimum akan terjadi (Mulyanto, 2015).



Gambar 2. 10 *Support span*

Penyangga pipa dapat disebut juga *restraint*. *Restraint* digunakan untuk mengendalikan, membatasi pergerakan akibat beban thermal, serta dapat mengurangi beban-beban yang terhubung pada peralatan mekanis (*equipment*). Penyangga pipa yang umum digunakan adalah:

- Penyangga standar (*resting* atau +Y) untuk menahan piap arah atas.
- Penyangga *guide* yang digunakan untuk menahan pergerakan dari atas dan bawah.
- Penyangga limiter (*stopper*) untuk membatasi pergerakan pipa dari arah depan dan belakang.
- Penyangga *anchor* untuk menahan pergerakan pipa dari segala arah menahan pergerakan translasi dan rotasi.

2.4 Perhitungan Ketebalan Pipa

Ketebalan dinding pipa dapat disebut juga *schedule*. *Schedule* pipa terdiri dari S, 5S, 10, 10S, 20, 20S dan seterusnya. Ketebalan yang dibutuhkan pada pipa lurus adalah:

$$t_m = t + c \quad (2.10)$$

Keterangan:

t_m = ketebalan minimum yang diperlukan (inchi)

t = ketebalan desain tekanan (inchi)

c = jumlah toleransi mekanis untuk permukaan beralur

Ketebalan minimum dari t untuk pipa yang dipilih dengan mempertimbangkan minus toleransi seharusnya tidak kurang dari t_m . Ketebalan pipa dengan tekanan dari dalam dapat dihitung menggunakan persamaan (The American Society of Mechanical Engineers, 2002).

$$t = \frac{P \times D_o}{2(S \times E_q + P \times Y)} \quad (2.11)$$

Keterangan:

D_o = diameter luar pipa (inchi)

P = *internal pressure* (psig)

S = *maximum allowable stress for material B705 nickel alloy N08825* (psi), dilihat pada Tabel 1B (Cont'D) lampiran 2.

E_q = *quality factor*, dapat dilihat pada Lampiran Tabel A-1B (Cont'D) *basic quality factor for longitudinal weld joints in pipe, tubes and fittings*.

Y = nilai koefisien Y , dapat dilihat pada lampiran (The American Society of Mechanical Engineers, 2002).

2.5 Beban Pipa

Secara umum terdapat dua kategori beban pipa yaitu beban statis dan beban dinamis.

2.5.1 Beban dinamis

Sifat dari beban dinamis merupakan fungsi waktu yaitu berubah-ubah. Contoh dari beban dinamis adalah *two phase flow*, *pressure relief valve* dan sebagainya.

2.5.2 Beban statis

Beban statis adalah beban yang bersifat tetap. Beban statis terbagi dalam beberapa jenis diantaranya adalah:

a. *Sustained load*

Beban sustain atau *sustained load* adalah total dari tegangan longitudinal yang diakibatkan oleh tekanan dan berat pada sistem perpipaan.

$$\textit{Sustained load} \leq S_h \quad (2.12)$$

S_h = tegangan batas yang diijinkan

b. *Occasional load*

Tegangan okasional atau *occasional load* adalah beban yang tidak beroperasi secara terus-menerus atau kadang terjadi.

$$\textit{Occasional load} \leq 1.33 S_h \quad (2.13)$$

Salah satu faktor yang memengaruhi beban okasional adalah gempa bumi. Berikut rumus dalam perhitungan beban okasional dipengaruhi gempa bumi:

$$S = 0.75 \times i \times 12 \times \frac{W \times L^2}{8Z} \times 1.5 \times G \quad (2.14)$$

Keterangan:

S = beban gempa bumi (N/m^2)

i = *intensification factor*, dapat dilihat pada Tabel 2.3.

L = panjang maksimum penyangga pipa (m)

W = berat pipa per satuan panjang (N)

G = seismic acceleration

Tabel 2. 3 Intensification factor

Description	Flexibility Factor, k	Stress Intensification Factor, i [Note (1)]
Butt welded joint, reducer, or weld neck flange	1	1.0
Double-welded slip-on flange	1	1.2
Fillet welded joint, or socket weld flange or fitting	1	Note (14)
Lap joint flange (with ASME B16.9 lap joint stub)	1	1.6
Threaded pipe joint, or threaded flange	1	2.3
Corrugated straight pipe, or corrugated or creased bend [Note (10)]	5	2.5

c. *Thermal expansion load*

Thermal expansion load adalah beban akibat dari temperature fluida dan sifat material pipa yang menyebabkan pemanjangan pipa atau ekspansi. Nilai total dari *expansion load* adalah penjumlahan dari *sustained load* dan *expansion load*.

$$\text{expansion load} \leq S_a \text{ dimana } S_a = f(1.25 S_c + 0.25 S_h) \quad (2.14)$$

Keterangan:

S_a = batas tegangan ijin (N/m²)

S_h = batas tegangan ijin pada suhu maksimum (N/m²)

S_c = batas tegangan ijin pada suhu minimum (N/m²)

Persamaan yang digunakan untuk menghitung nilai dari *thermal expansion load* adalah:

$$S = \frac{I \times M}{Z} \quad (2.15)$$

Keterangan:

I = momen inersia pipa (m^4)

M = momen yang terjadi pada tumpuan (Nm), nilai dapat dihitung menggunakan persamaan:

$$M = \frac{6 \times E \times I \times \Delta}{L^2} \quad (2.16)$$

Keterangan:

E = modulus elastisitas pipa (N/m^2), dilihat pada Lampiran Tabel TM-4

Δ = defleksi pipa (m), dapat dihitung menggunakan persamaan:

$$\Delta = \frac{5 \times W \times L^4}{384 \times E \times I} \quad (2.17)$$

2.6 Faktor Keamanan (*Safety Factor*)

Faktor keamanan adalah perbandingan antara besarnya beban batas kekuatan material dengan beban yang terjadi pada desain. Faktor ini digunakan sebagai acuan keamanan pada sistem perpipaan jika pada keadaan sistem tersebut menerima beban diluar dari perhitungan (Mulyadi, 2012). Faktor keamanan dapat dihitung menggunakan persamaan sebagai berikut:

$$SF = \frac{\sigma_y}{\sigma_{max}} \quad (2.18)$$

Keterangan:

σ_y = *Yield strength* (MPa)

σ_{max} = tegangan maksimum yang terjadi (MPa)

2.7 PipeData Pro

PipeData PRO adalah aplikasi yang menginformasikan spesifikasi pada sistem perpipaan. Dasar dari aplikasi ini adalah *code* dan *standart* yang telah ditetapkan secara internasional. *Bar* pada aplikasi menampilkan *options*, *schedule*, dan *windows*. Pada *sub bar* terdapat pilihan untuk melihat spesifikasi komponen pipa seperti *fittings*.

Aplikasi ini dapat mempermudah *engineer* untuk mengetahui informasi tentang sistem perpipaan yang sesuai dengan *code* dan *standart* internasional. PipeData PRO dilengkapi dengan gambar teknik. Selain dapat digunakan pada laptop atau *personal computer*, aplikasi ini dapat digunakan pada ponsel sehingga sangat efisien.

2.8 Penelitian – penelitian Sebelumnya

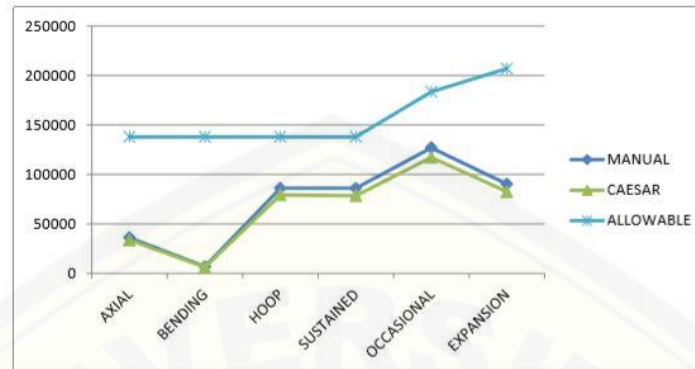
2.8.1 Penelitian oleh Ade Mulyadi, (2012)

Penelitian yang dilakukan oleh (Mulyadi, 2012) ini mengenai analisa tegangan pipa dengan membandingkan perhitungan manual sesuai rumus ASME B31.3 dengan hasil output CAESAR II menggunakan material ASTM A106 Gr. B dari jalur *vessel suction scrubber* ke *booster compressor*. Penelitian dilakukan berdasarkan data hasil *site survey* program 3D PDMS. Parameter yang dipilih pada penelitian ini adalah besar nilai tegangan batas ijin material. Hasil penelitian ini adalah jalur perpipaan yang dirancang tidak melebihi batas tegangan yang diijinkan dan mendapatkan jalur pipa yang fleksibel.

2.8.2 Penelitian oleh (Kurniawan, 2014)

Penelitian yang dilakukan ini mengenai analisa tegangan pipa dengan material ASTM A106 Gr. B. Penelitian dilakukan dengan menghitung aspek komponen setiap pipa sesuai rumus ASME B31.3 pada dua variasi diameter pipa yaitu 10 inchi dan 4 inchi. Tujuan dari penelitian ini adalah membandingkan perhitungan manual dan perhtingan hasil *software* CAESAR II dengan *allowable stress* material pipa. Hasil perhitungan menunjukkan nilai yang tidak terlalu besar

pada masing-masing perhitungan dan tidak melebihi batas tegangan ijin yang digunakan. Hasil penelitian ditunjukkan pada Gambar 2.11.



Gambar 2. 11 Grafik perbandingan analisis pipa 10 inci

2.9 Hipotesis

Berdasarkan tinjauan pustaka yang telah dijabarkan di atas, maka dapat diambil hipotesis bahwa:

- Ketebalan pipa berpengaruh terhadap nilai tegangan pipa
- Sistem perpipaan dikatakan aman dan fleksibel apabila tidak melebihi batas *allowable stress material*

BAB 3. METODOLOGI PENELITIAN

3.1 Metode Penelitian

Metode penelitian yang digunakan adalah metode komputasional, yaitu suatu metode pengamatan eksperimen secara langsung menggunakan computer berupa *software*. Dalam metode ini digunakan dalam menguji nilai tegangan yang dihasilkan dari perbedaan variasi ketebalan pipa.

Perhitungan dilakukan menggunakan persamaan pada ASME B31.3 dan hasil kalkulasi *software*. Besar nilai tegangan yang dihasilkan akan dibandingkan dengan besar nilai tegangan *allowable stress material*. Material yang digunakan adalah *nickel alloy* B705 N08825.

3.2 Waktu dan Tempat Penelitian

3.2.1 Waktu Penelitian

Penelitian ini dilakukan pada bulan Desember 2018 sampai dengan bulan Agustus 2019.

3.2.2 Tempat Penelitian

Penelitian tentang pengaruh variasi ketebalan terhadap karakteristik mekanik pada perancangan pipa B31.3 *procces piping* dilaksanakan di Laboratorium Desain, Jurusan Teknik Mesin, Universitas Jember sesuai dengan isometrik yang diberikan perusahaan.

3.3 Alat dan Bahan

Alat yang digunakan pada penelitian adalah *software* CAESAR II dan ANSYS serta aplikasi PipeData PRO. Bahan yang diperlukan dalam penelitian adalah isometrik dan *material take off* sistem perpipaan.

3.4 Variabel Penelitian

3.4.1 Variabel Bebas

Variabel bebas merupakan variabel yang dipilih peneliti untuk menentukan hubungan antara fenomena yang diamati dan tidak dipengaruhi oleh variabel lain. Dalam penelitian ini variabel bebas yang digunakan adalah variasi ketebalan pipa masing- masing Sch 10S = 4 mm, Sch 80 = 13 mm, dan Sch XXS = 22 mm.

3.4.2 Variabel Terikat

Variabel terikat adalah variabel – variabel yang diamati dan diukur untuk menentukan adanya pengaruh pada variabel bebas . Variabel terikat pada penelitian ini adalah *allowable stress material*.

3.4.3 Variabel Kontrol

Variabel kontrol merupakan variabel yang digunakan untuk menyamakan persepsi mengenai penelitian ini. Variabel kontrol yang dipilih yaitu temperatur sebesar 500°F dan tekanan 689 KPa.

3.5 Pengambilan Data yang Dilakukan

Pada penelitian ini parameter yang diamati, dan dikalkulasi adalah sebagai berikut :

- a. Beban pipa dan beban fluida sebagai *force* input ANSYS per segmen
- b. Nilai ketebalan pipa sesuai rumus ASME B31.3
- c. Besar tegangan pada simulasi ANSYS
- d. Besar tegangan pada simulasi CAESAR II
- e. Besar tegangan pada perhitungan manual

3.6 Tahap – tahap Penelitian

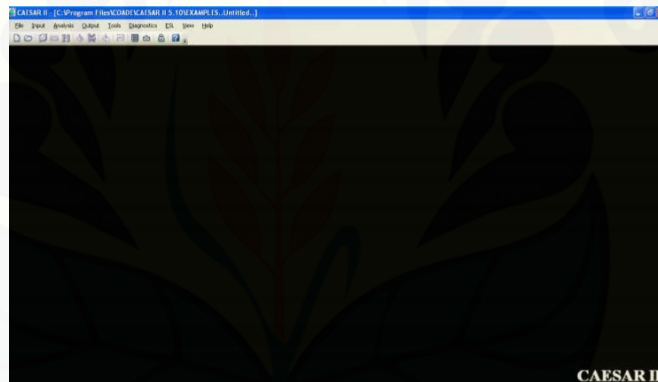
3.6.1 Tahap Pengumpulan Data

- a. Studi pustaka dengan mengumpulkan teori dan refensi pendukung.
- b. Wawancara untuk pendukung referensi dan sebagai tambahan informasi.
- c. Melakukan perancangan model sistem perpipaan menggunakan *software* ANSYS dan CAESAR II.

- d. Melakukan perhitungan simulasi dan manual kemudian menganalisa.

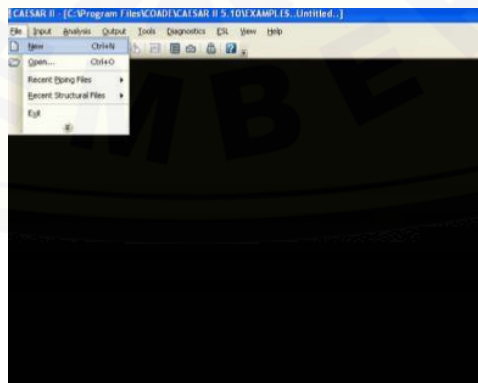
3.6.2 Tahap Penelitian

- a. Pengambilan data dengan menghitung nilai tegangan pada perhitungan simulasi dan perhitungan manual.
- b. Memodelkan sistem perpipaan menggunakan *software* ANSYS dan CAESAR II sesuai data-data referensi dan isometrik. Berikut tahapan pemodelan pada *software*:
 1. Rancangan model sistem perpipaan pada *software* CAESAR II
 - a. Pertama menjalankan CAESAR II akan muncul jendela utama. Jendela utama berfungsi sebagai jembatan ketika pengguna berpindah dari sub jendela ke sub jendela lainnya. Jendela utama ditunjukkan pada Gambar 3.1.



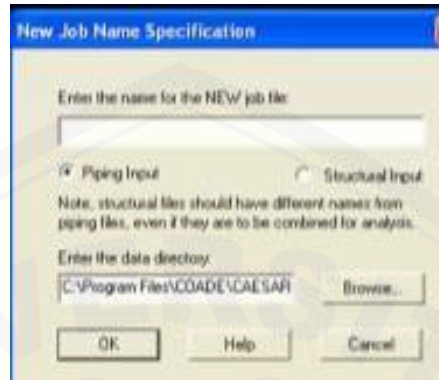
Gambar 3. 1 Jendela utama CAESAR II

- b. Untuk memulai pemodelan maka pilih menu *file* dan pilih *new*.



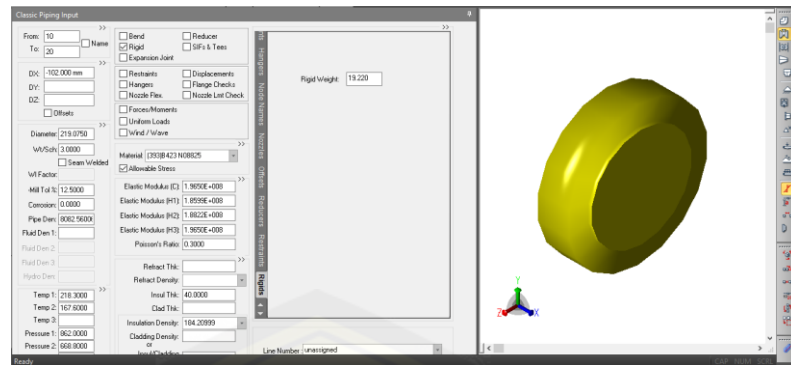
Gambar 3. 2 Tampilan *new*

- c. Setelah *file – new* akan muncul *box menu* yang berisi *file* yang akan digunakan. Sebelum membuat nama *file* harus menentukan folder dan *drive* yang akan digunakan.

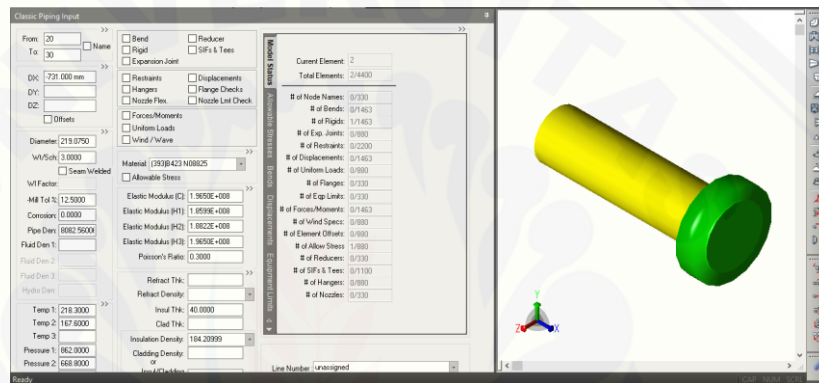


Gambar 3. 3 Tampilan *new job*

- d. Setelah membuat nama *file* baru, CAESAR II akan menampilkan *box menu* konfirmasi penggunaan unit *file*. Unit yang telah diinput akan menjadi acuan dalam pemodelan. Apabila unit *file* pada inputan sebelumnya diganti atau direview maka pilih *create a new unit file* untuk menambah unit *file* baru. Kemudian tentukan unit *file* yang dimiliki CAESAR II seperti *metric*, *english*, dan lain-lain sebagai acuannya. Apabila tidak dipilih maka CAESAR II akan secara otomatis terpilih *English*.
- e. Memasukkan nomor nodal *from node to node*
- f. Memasukkan ukuran pipa, panjang pipa dan arah pipa (koordinat x,y,z)
- g. Memasukkan jenis material pipa, temperature dan tekanan pipa. Pembuatan model *flange* adalah tahap awal dalam pemodelan penelitian ini. *Flange* berfungsi sebagai alat penyambung antara pipa satu dengan pipa yang lain atau dapat digunakan sebagai penyambung dari pipa ke peralatan (*equipment*) menggunakan mur dan baut. Jenis *flange* yang digunakan adalah jenis *weldneck* dengan rating 150 RF, class ASME B16.5. Berat *flange* sebesar 17.7 Kg dan berat *S/Bolts and nuts* sebesar 3.91 Kg. Pemodelan ditunjukkan pada Gambar 3.4.

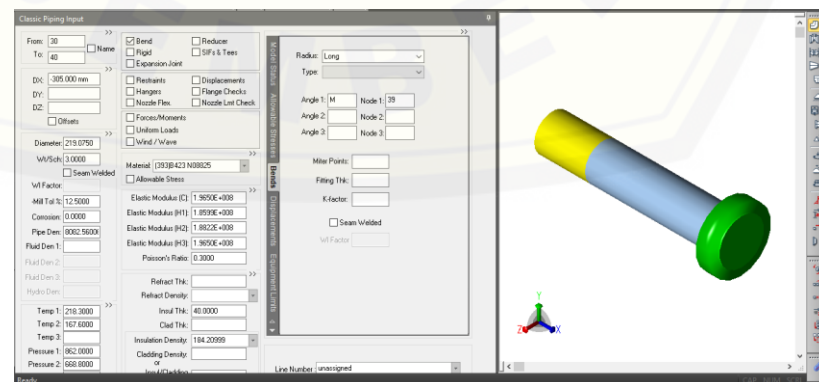
Gambar 3. 4 Pemodelan *flange*

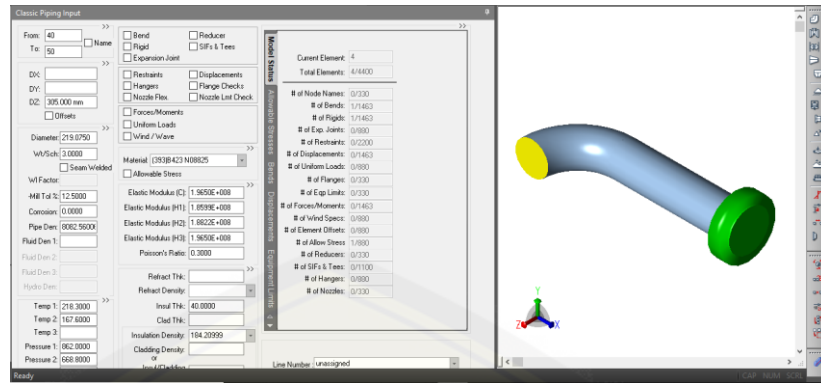
- h. Membuat pemodelan pipa sesuai dengan isometrik dengan panjang dan diameter yang telah ditentukan.



Gambar 3. 5 Pemodelan pipa

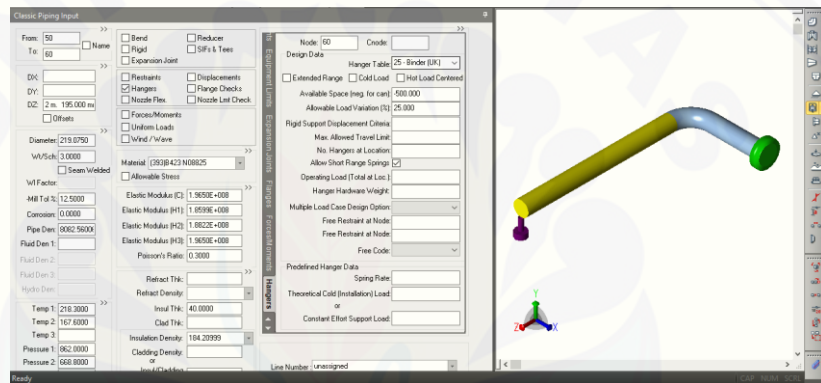
- i. Kemudian pipa akan tersambung dengan pipa yang berbeda arah sehingga perlu adanya sambungan pipa yang sering disebut *elbow*. *Elbow* adalah komponen pipa yang berfungsi merubah aliran pada pipa. Bentuk pemodelan *elbow* akan ditunjukkan pada Gambar 3.6 dan Gambar 3.7

Gambar 3. 6 Bentuk pipa sebelum di *bend*



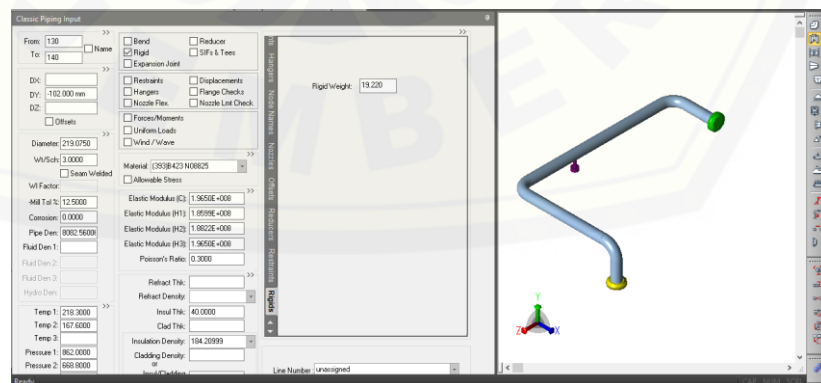
Gambar 3. 7 Bentuk pipa setelah di bend

- j. Pemodelan *pipe support hanger*. *Hanger* atau *spring* digunakan agar pipa dapat terangkat naik dan turun.



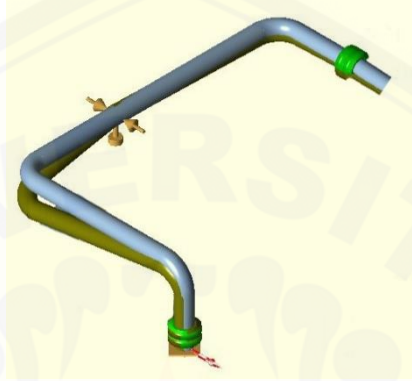
Gambar 3. 8 Tampilan *hangers*

- k. Pemodelan dilakukan sesuai dengan isometrik dengan harapan dapat sesuai dengan keadaan sebenarnya. Pemodelan keseluruhan akan ditunjukkan pada Gambar 3.9



Gambar 3. 9 Pemodelan Sistem Perpipaan menggunakan CAESAR II

- l. Memeriksa adanya *error* pada pemodelan meliputi kesalahan input data dan menginterpretasikan gambar isometrik
- m. Menganalisa besarnya tegangan pada sistem perpipaan dengan menjalankan *static analysis*. Gambar 3.10 menunjukkan pergerakan pipa.



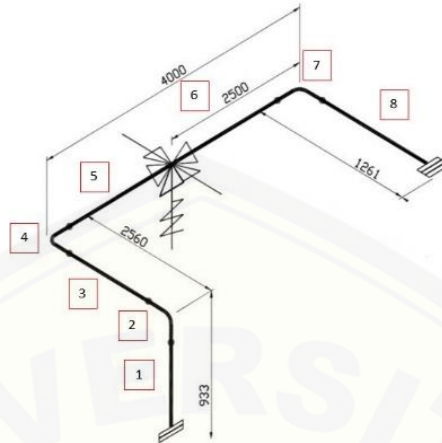
Gambar 3. 10 Pergerakan Pipa

2. Rancangan model sistem perpipaan pada *software* ANSYS
 - a. Memodelkan desain sistem perpipaan pada menu *geometry static structural*. Pemodelan awal ditunjukkan pada Gambar 3.11



Gambar 3. 11 Pemodelan Sistem Perpipaan dengan ANSYS

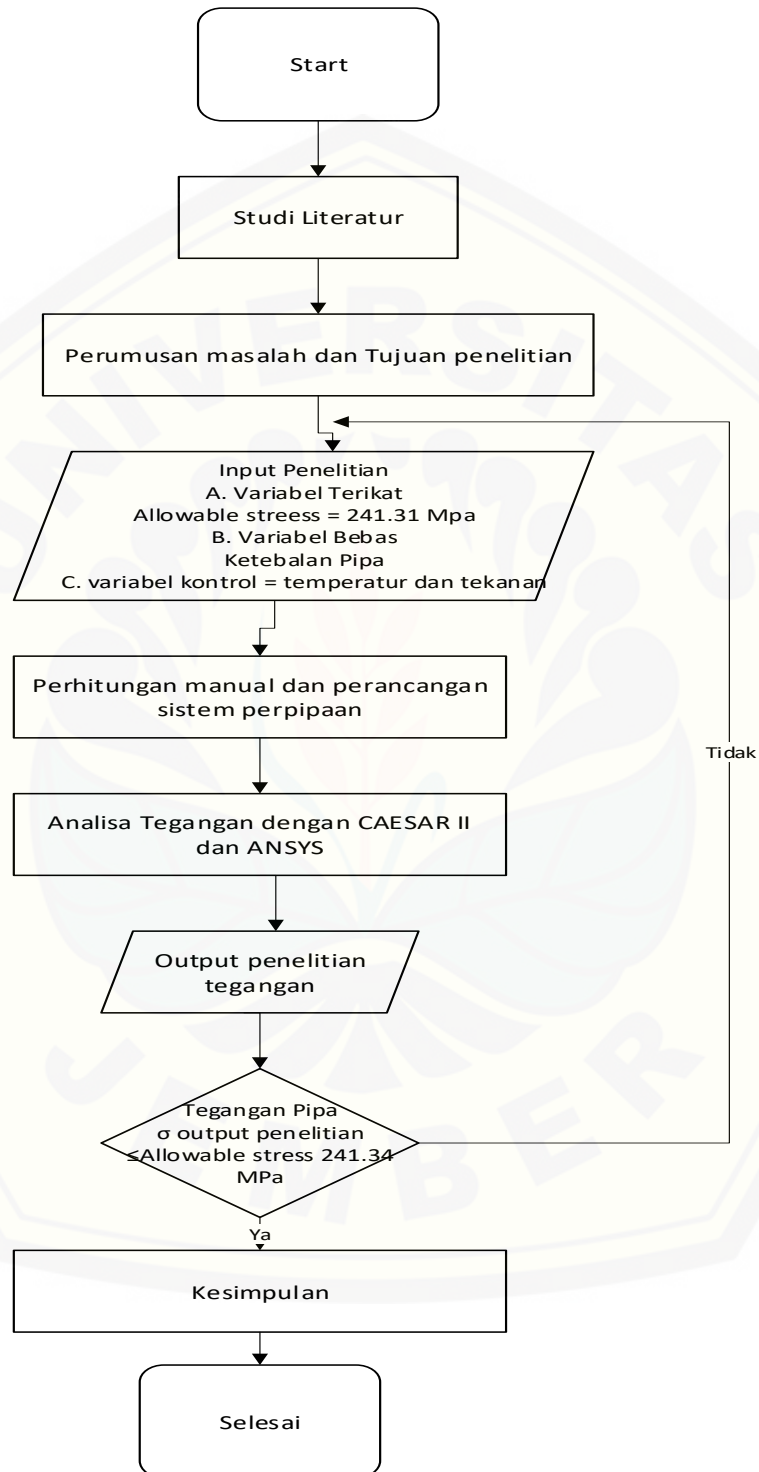
- b. Menghitung beban setiap segmen



Gambar 3. 12 Pembagian Setiap Segmen

- c. Menentukan tekanan dalam pipa
- d. Melakukan proses *meshing*
- e. Hasil perhitungan dan analisis
- c. Menganalisa hasil nilai tegangan pada masing-masing perhitungan dengan acuan nilai *allowable stress material*.
- d. Menentukan ketebalan pipa yang aman dan fleksibel.

3.7 Diagram Alir Penelitian



Gambar 3.13 Diagram alir penelitian

BAB 5. KESIMPULAN DAN SARAN

5.1 Kesimpulan

1. Sistem perpipaan dirancang menggunakan *software* CAESAR II dan *software* ANSYS sesuai dengan isometrik perusahaan dan MTO (*Material Take-Off*) yang diberikan. Perancangan didasarkan pada standar ASME B31.3 *Process Piping* dengan pipa berdiameter 8 inchi dan material *Nickel Alloy* B423 N08825. Berdasarkan perhitungan manual dan simulasi diperoleh nilai tegangan yang tidak melebihi batas *allowable stress material* sebesar 241.31 MPa dengan masing-masing nilai sebesar 18.86 MPa pada perhitungan manual, 20.44 MPa pada perhitungan CAESAR II, dan 41.75 MPa pada perhitungan ANSYS.
2. Ketebalan pipa berpengaruh terhadap tegangan maksimum pipa yaitu terhadap tegangan sirkumferensial. Karena tekanan berbanding lurus dengan tegangan sirkumferensial dimana apabila tekanan meningkat maka tegangan sirkumferensial juga mengalami pertambahan nilai. Sedangkan tegangan sirkumferensial berbanding terbalik dengan ketebalan karena semakin besar nilai ketebalan pipa maka semakin kecil tegangan sirkumferensial. Sehingga dapat dikatakan bahwa tegangan sirkumferensial diakibatkan oleh tekanan dalam pipa.
3. Ketebalan pipa berpengaruh terhadap nilai tegangan yang dihasilkan. Semakin tebal pipa maka semakin aman karena nilai tegangan yang diperoleh lebih rendah. Ditinjau dari hasil penelitian dapat dikatakan bahwa yang dipilih untuk diaplikasikan adalah yang tebal. Namun dalam keadaan sebenarnya selain dilihat dari hasil *pipe stress analysis* yang jadi pertimbangan lain adalah tingkat keamanan. Pada perhitungan *safety factor* terlihat ketiga variasi ketebalan pipa dikatakan aman dan fleksibel digunakan. Sehingga dari pertimbangan keduanya dalam penelitian ini memilih pipa dengan *schedule* 10S dengan diameter 8 inchi.

5.2 Saran

Saran untuk penelitian selanjutnya perlu dilakukan penelitian beban termal dengan model sistem perpipaan, tekanan dan beban yang berbeda. Perbedaan ketiganya mempengaruhi karakteristik mekanik, sehingga dapat dijadikan pembandingan untuk mendapatkan sistem perpipaan yang sesuai dengan ASME B31.3.



DAFTAR PUSTAKA

Anon., n.d. *PipeData Pro*, s.l.: s.n.

ANSI - American Petroleum Institute, 2003. *Centrifugal Pumps for Petroleum, Petrochemical and Natural Gas Industries*. 9th ed. Washington D.C: API Publishing Services.

Ilannuri, A. V., 2015. Pengaruh Variasi Sudut Bending Pipa Seamless Sch 40 Terhadap Ketahanan Korosi Pada Media Air Laut.

Jamal, 2005. *Analisa Tegangan Pipa*. Jakarta: Organisasi Transformasi Internasional.

Kurniawan, P. A. P. d. B. A., 2014. Analisa Rancangan Pipe Support pada Sistem Perpipaan High Pressure Vent Berdasarkan Stress Analysis dengan Pendekatan CAESAR II. *JURNAL TEKNIK POMITS*, pp. F-168.

M., V. H., 1985. *Piping Stress Handbook*. 2nd ed. Houston, London, Paris, Tokyo: Gulf Publishing Company.

Maulana, A., 2016. Perhitungan Tegangan Pipa dari Discharge Kompresor Menuju Air Cooler Menggunakan Software CAESAR II 5.10 pada Proyek Gas Lift Compressor Station. *JTM*, Volume 05.

Mulyadi, A., 2012. Analisa Tegangan Sistem Perpipaan Gas Vessel Suction Scrubber ke Booster Compressor dengan Menggunakan Program CAESAR II. *Repository Mercubuana*.

Mulyadi, A., 2012. Analisa Tegangan Sistem Pipa Gas Dari Vessel Suction Scrubber ke Booster Compressor dengan Menggunakan Program CAESAR II. *repository mercubuana*.

Mulyanto, S., 2015. Analisa Tegangan Pipa Steam Low Condensate Diameter 6 inchi pada PT IKPT. *JTM*, Volume 04.

Nayyar, M. L., n.d. *Piping Handbook*. 7th ed. New York: McGraw-Hill.

Nayyar, M. L., n.d. *PIPING HANDBOOK*. 7th ed. New York: MCGRAW-HILL.

Rhea, R. A. P. -. R. A., 2002. *Pipe Drafting and Design*. 2nd ed. Boston, Oxford, Auckland, Johannesburg, Melbourne, New Delhi: Gulf Professional Publishing.

Sam Kannappan, P., 1985. *INTRODUCTION TO PIPE STRESS ANALYSIS*. Knoxville, Tennessee: Simultaneously in Canada.

STADART, A. S. T., 2010. *AN INTERNATIONAL 2010 ASME BOLILER & PRESSURE VESSEL CODE*. 2010 Edition ed. New York: The American Society of Mechanical Engineers.

Tembhare, G. B. -. G., 2013. Stress Intensification & Flexibility in Pipe Stress Analysis. *International Journal of Modern Engineering Research*, 4(3), pp. 3390-3397.

The American Society of Mechanical Engineers, 2002. *PROCESS PIPING*. American National Standart Institute ed. New York: The American Society of Mechanical Engineers.

The American Society of Mechanical Engineers, 2002. *PROCESS PIPING ASME CODE FOR PRESSURE PIPING B31.3*. Revision of ASME B31.3-1999 ed. USA: The American Society of Mechanical Engineers.

LAMPIRAN

Lampiran 1. Tabel perhitungan *software* CAESAR II

CASE 3 (HYD) WW+HP+H

CASE 6 (SUS) W+P1+H

CASE 24 (OCC) L24=L16+L17+L18

CASE 31 (EXP) L31=L4-L6

CODE STRESS CHECK PASSED : LOADCASE 3 (HYD) WW+HP+H

HIGHEST STRESSES : (KPa) LOADCASE 3 (HYD) WW+HP+H			
Ratio (%)	10.3	@Node	315
Code Stress	24934.6	Allowable Stress	241327.7
Axial Stress	15410.0	@Node	8020
Bending Stress	10624.1	@Node	315
Torsion Stress	537.0	@Node	289
Hoop Stress	30661.0	@Node	20
Max Stress Intensity	32620.2	@Node	193

CODE STRESS CHECK PASSED : LOADCASE 6 (SUS) W+P1+H

HIGHEST STRESSES : (KPa) LOADCASE 6 (SUS) W+P1+H			
Ratio (%)	21.2	@Node	288
Code Stress	34008.5	Allowable Stress	160644.2
Axial Stress	10407.3	@Node	8020
Bending Stress	24794.0	@Node	288
Torsion Stress	2356.7	@Node	320
Hoop Stress	20448.4	@Node	20
Max Stress Intensity	34511.6	@Node	288

CODE STRESS CHECK PASSED : LOADCASE 24 (OCC) L24=L16+L17+L18

HIGHEST STRESSES : (KPa) LOADCASE 24 (OCC) L24=L16+L17+L18			
Ratio (%)	5.1	@Node	180
Code Stress	10966.2	Allowable Stress	213656.8
Axial Stress	286.5	@Node	8030
Bending Stress	10944.8	@Node	180
Torsion Stress	2387.0	@Node	150
Hoop Stress	0.0	@Node	20
Max Stress Intensity	11028.0	@Node	180

CODE STRESS CHECK PASSED	LOADCASE 31 (EXP) L31=L4-L6
Highest Stresses	(KPa) LOADCASE 31 (EXP) L31=L4-L6

LOAD CASE DEFINITION KEY

Ratio (%)	24.7	@Node	68
Code Stress	82199.9	Allowable Stress	333221.1
Axial Stress	1694.1	@Node	60
Bending Stress	80430.1	@Node	68
Torsion Stress	14903.2	@Node	260
Hoop Stress	0.0	@Node	20
Max Stress Intensity	82199.9	@Node	68

CASE 31 (EXP) L31=L4-L6

Piping Code : B31.3 = B31.3C-C2012, Jan 10, 2013

CODE STRESS CHECK PASSED : LOADCASE 3 (HYD) WW+HP+H

HIGHEST STRESSES : (KPa) LOADCASE 3 (HYD) WW+HP+H

Ratio (%)	9.0	@Node	210
Code Stress	21830.0	Allowable Stress	241327.7
Axial Stress	15410.0	@Node	8020
Bending Stress	6855.4	@Node	288
Torsion Stress	770.0	@Node	289
Hoop Stress	30661.0	@Node	20
Max Stress Intensity	32620.2	@Node	193

CODE STRESS CHECK PASSED : LOADCASE 6 (SUS) W+P1+H

HIGHEST STRESSES : (KPa) LOADCASE 6 (SUS) W+P1+H

Ratio (%)	24.0	@Node	288
Code Stress	38536.1	Allowable Stress	160644.2
Axial Stress	10407.3	@Node	8020
Bending Stress	29616.5	@Node	288
Torsion Stress	3799.9	@Node	320
Hoop Stress	20448.4	@Node	20
Max Stress Intensity	39611.3	@Node	288

CODE STRESS CHECK PASSED : LOADCASE 24 (OCC) L24=L16+L17+L18

HIGHEST STRESSES : (KPa) LOADCASE 24 (OCC) L24=L16+L17+L18			
Ratio (%)	5.1	@Node	180
Code Stress	10966.0	Allowable Stress	213656.8
Axial Stress	289.7	@Node	290
Bending Stress	10944.6	@Node	180
Torsion Stress	2387.0	@Node	150
Hoop Stress	0.0	@Node	20
Max Stress Intensity	11027.8	@Node	180

CODE STRESS CHECK PASSED

LOADCASE 31 (EXP) L31=L4-L6

Highest Stresses (KPa) LOADCASE 31 (EXP) L31=L4-L6			
Ratio (%)	27.0	@Node	290

LOADCASE DEFINITION KEY

Code Stress	86579.3	Allowable Stress	320438.9
Axial Stress	1773.2	@Node	290
Bending Stress	82150.7	@Node	290
Torsion Stress	22396.9	@Node	288
Hoop Stress	0.0	@Node	20
Max Stress Intensity	86579.3	@Node	290

CASE 24 (OCC) L24=L16+L17+L18

CASE 31 (EXP) L31=L4+L6

CODE STRESS CHECK PASSED : LOADCASE 3(HYD) WW+HP+H

HIGHEST STRESSES : (KPa) LOADCASE 3(HYD) WW+HP+H			
Ratio (%)	9.0	@Node	210
Code Stress	21830.0	Allowable Stress	241327.7
Axial Stress	15410.0	@Node	8020
Bending Stress	6816.3	@Node	210
Torsion Stress	412.7	@Node	290
Hoop Stress	30661.0	@Node	20
Max Stress Intensity	32620.2	@Node	193

CODE STRESS CHECK PASSED : LOADCASE 6 (SUS) W+P1+H

HIGHEST STRESSES : (KPa) LOADCASE 6 (SUS) W+P1+H			
Ratio (%)	10.3	@Node	210
Code Stress	16619.8	Allowable Stress	160644.2
Axial Stress	10407.3	@Node	8020
Bending Stress	10281.8	@Node	8050
Torsion Stress	2172.4	@Node	320
Hoop Stress	20448.4	@Node	20
Max Stress Intensity	21764.9	@Node	193

CODE STRESS CHECK PASSED : LOADCASE 24 (OCC) L24=L16+L17+L18

HIGHEST STRESSES : (KPa) LOADCASE 24 (OCC) L24=L16+L17+L18			
Ratio (%)	5.1	@Node	180
Code Stress	10965.6	Allowable Stress	213656.8
Axial Stress	286.5	@Node	8030
Bending Stress	10944.2	@Node	180
Torsion Stress	2386.9	@Node	150
Hoop Stress	0.0	@Node	20
Max Stress Intensity	11027.4	@Node	180

CODE STRESS CHECK PASSED

LOADCASE 31 (EXP) L31=L4-L6

Highest Stresses		(KPa) LOADCASE 31 (EXP) L31=L4-L6	
Ratio (%)		24.7	@Node 68

LOADCASE DEFINITION KEY

Code Stress	82163.7	Allowable Stress	333219.5
Axial Stress	2151.8	@Node	318
Bending Stress	80394.4	@Node	68
Torsion Stress	32571.7	@Node	260
Hoop Stress	0.0	@Node	20
Max Stress Intensity	82163.7	@Node	68

Lampiran 2. Maximum allowable material N08825

2010 SECTION II, PART D (CUSTOMARY)

TABLE 1B (CONT'D)
SECTION I; SECTION III, CLASSES 2 AND 3; * SECTION VIII, DIVISION 1; AND SECTION XII
MAXIMUM ALLOWABLE STRESS VALUES S FOR NONFERROUS MATERIALS
(*See Maximum Temperature Limits for Restrictions on Class)

Line No.	Nominal Composition	Product Form	Spec No.	Type/Grade	Alloy Designation/ UNS No.	Class/Condition/ Temper
1	33Ni-42Fe-21Cr	Wld. pipe	SB-514	...	N08800	Annealed
2	33Ni-42Fe-21Cr	Wld. pipe	SB-514	...	N08800	Annealed
3	33Ni-42Fe-21Cr	Wld. tube	SB-515	...	N08800	Annealed
4	33Ni-42Fe-21Cr	Wld. tube	SB-515	...	N08800	Annealed
5	33Ni-42Fe-21Cr	Forgings	SB-564	...	N08800	Annealed
6	33Ni-42Fe-21Cr	Forgings	SB-564	...	N08800	Annealed
7	32Ni-44Fe-21Cr	Smts. tube	SB-163	...	N08801	Ann./stabilized
8	32Ni-44Fe-21Cr	Smts. tube	SB-163	...	N08801	Ann./stabilized
9	32Ni-44Fe-21Cr	Smts. pipe & tube	SB-407	...	N08801	Ann./stabilized
10	32Ni-44Fe-21Cr	Smts. pipe & tube	SB-407	...	N08801	Ann./stabilized
11	33Ni-42Fe-21Cr	Smts. tube	SB-163	...	N08810	Annealed
12	33Ni-42Fe-21Cr	Smts. tube	SB-163	...	N08810	Sol. treat./ann.
13	33Ni-42Fe-21Cr	Smts. pipe & tube	SB-407	...	N08810	Annealed
14	33Ni-42Fe-21Cr	Smts. pipe & tube	SB-407	...	N08810	Hat fin./ann.
15	33Ni-42Fe-21Cr	Bar	SB-408	...	N08810	Annealed
16	33Ni-42Fe-21Cr	Bar	SB-408	...	N08810	Sol. treat./ann.
17	33Ni-42Fe-21Cr	Plate	SB-409	...	N08810	Annealed
18	33Ni-42Fe-21Cr	Plate	SB-409	...	N08810	Sol. treat./ann.
19	33Ni-42Fe-21Cr	Wld. pipe	SB-514	...	N08810	Annealed
20	33Ni-42Fe-21Cr	Wld. pipe	SB-514	...	N08810	Annealed
21	33Ni-42Fe-21Cr	Wld. tube	SB-515	...	N08810	Annealed
22	33Ni-42Fe-21Cr	Wld. tube	SB-515	...	N08810	Annealed
23	33Ni-42Fe-21Cr	Forgings	SB-564	...	N08810	Annealed
24	33Ni-42Fe-21Cr	Forgings	SB-564	...	N08810	Sol. treat./ann.
25	33Ni-42Fe-21Cr	Smts. tube	SB-163	...	N08811	Annealed
26	33Ni-42Fe-21Cr	Smts. tube	SB-163	...	N08811	Annealed
27	33Ni-42Fe-21Cr	Smts. pipe & tube	SB-407	...	N08811	Annealed
28	33Ni-42Fe-21Cr	Smts. pipe & tube	SB-407	...	N08811	Annealed
29	33Ni-42Fe-21Cr	Bar	SB-408	...	N08811	Annealed
30	33Ni-42Fe-21Cr	Bar	SB-408	...	N08811	Annealed
31	33Ni-42Fe-21Cr	Plate	SB-409	...	N08811	Annealed
32	33Ni-42Fe-21Cr	Plate	SB-409	...	N08811	Annealed
33	33Ni-42Fe-21Cr	Wld. tube	SB-515	...	N08811	Annealed
34	33Ni-42Fe-21Cr	Wld. tube	SB-515	...	N08811	Annealed
35	33Ni-42Fe-21Cr	Forgings	SB-564	...	N08811	Annealed
36	33Ni-42Fe-21Cr	Forgings	SB-564	...	N08811	Annealed
37	42Ni-21.5Cr-3Mo-2.5Cu	Smts. tube	SB-163	...	N08825	Annealed
38	42Ni-21.5Cr-3Mo-2.5Cu	Smts. tube	SB-163	...	N08825	Annealed
39	42Ni-21.5Cr-3Mo-2.5Cu	Smts. & wld. fittings	SB-366	...	N08825	Annealed
40	42Ni-21.5Cr-3Mo-2.5Cu	Smts. pipe & tube	SB-423	...	N08825	Cold worked/ann.
41	42Ni-21.5Cr-3Mo-2.5Cu	Smts. pipe & tube	SB-423	...	N08825	Cold worked/ann.
42	42Ni-21.5Cr-3Mo-2.5Cu	Plate	SB-424	...	N08825	Annealed
43	42Ni-21.5Cr-3Mo-2.5Cu	Plate	SB-424	...	N08825	Annealed
44	42Ni-21.5Cr-3Mo-2.5Cu	Bar, rod	SB-425	...	N08825	Annealed
45	42Ni-21.5Cr-3Mo-2.5Cu	Bar, rod	SB-425	...	N08825	Annealed

2010 SECTION II, PART D (CUSTOMARY)

TABLE 1B (CONT'D)
SECTION I; SECTION III, CLASSES 2 AND 3; * SECTION VIII, DIVISION 1; AND SECTION XII
MAXIMUM ALLOWABLE STRESS VALUES S FOR NONFERROUS MATERIALS
(*See Maximum Temperature Limits for Restrictions on Class)

Line No.	Size/ Thickness, in.	P.No.	Min. Tensile Strength, ksi	Min. Yield Strength, ksi	Applicability and Max. Temperature Limits (NP – Not Permitted) (SPT – Supports Only)				External Pressure Chart No.	Notes
					I	III	VIII-1	XII		
1	...	45	75	30	NP	NP	1500	NP	NFN-8	G14, T15
2	...	45	75	30	NP	NP	1500	NP	NFN-8	G5, G14, T14
3	...	45	75	30	1500	NP	1500	NP	NFN-8	G5, G14, T14
4	...	45	75	30	1500	NP	1500	NP	NFN-8	G14, T15
5	...	45	75	30	1500	800	1500	NP	NFN-8	G5, T14
6	...	45	75	30	1500	NP	1500	NP	NFN-8	T15
7	...	45	65	25	1050	NP	900	NP	NFN-9	H4
8	...	45	65	25	1050	NP	900	NP	NFN-9	G5, H4
9	...	45	65	25	1050	NP	900	NP	NFN-9	H4
10	...	45	65	25	1050	NP	900	NP	NFN-9	G5, H4
11	...	45	65	25	NP	NP	1650	NP	NFN-9	G4, T16
12	...	45	65	25	NP	800	1650	NP	NFN-9	G4, G5, T15
13	...	45	65	25	1500	NP	1000	NP	NFN-9	G4, T16
14	...	45	65	25	1500	800	1000	NP	NFN-9	G4, G5, T15
15	...	45	65	25	1500	NP	1650	NP	NFN-9	G4, T16
16	...	45	65	25	1500	800	1650	NP	NFN-9	G4, G5, T15
17	...	45	65	25	1500	NP	1650	NP	NFN-9	G4, T16
18	...	45	65	25	1500	800	1650	NP	NFN-9	G4, G5, T15
19	...	45	65	25	NP	NP	1650	NP	NFN-9	G4, G14, T16
20	...	45	65	25	NP	NP	1650	NP	NFN-9	G4, G5, G14, T15
21	...	45	65	25	1500	NP	1650	NP	NFN-9	G4, G14, T16
22	...	45	65	25	1500	NP	1650	NP	NFN-9	G4, G5, G14, T15
23	...	45	65	25	1500	NP	1650	NP	NFN-9	G4, T16
24	...	45	65	25	1500	800	1650	NP	NFN-9	G4, G5, T15
25	...	45	65	25	1500	NP	1650	NP	NFN-9	G4, T17
26	...	45	65	25	1500	NP	1650	NP	NFN-9	G4, G5, T15
27	...	45	65	25	1500	NP	1650	NP	NFN-9	G4, T17
28	...	45	65	25	1500	NP	1650	NP	NFN-9	G4, G5, T15
29	...	45	65	25	1500	NP	1650	NP	NFN-9	G4, T17
30	...	45	65	25	1500	NP	1650	NP	NFN-9	G4, G5, T15
31	...	45	65	25	1500	NP	1650	NP	NFN-9	G4, T17
32	...	45	65	25	1500	NP	1650	NP	NFN-9	G4, G5, T15
33	...	45	65	25	1500	NP	1650	NP	NFN-9	G4, G14, T17
34	...	45	65	25	1500	NP	1650	NP	NFN-9	G4, G5, G14, T16
35	...	45	65	25	1500	NP	1650	NP	NFN-9	G4, T17
36	...	45	65	25	1500	NP	1650	NP	NFN-9	G4, G5, T15
37	...	45	85	35	NP	800 (Cl. 3 only)	1000	650	NFN-7	...
38	...	45	85	35	NP	800 (Cl. 3 only)	1000	650	NFN-7	G5
39	...	45	85	35	NP	NP	1000	650	NFN-7	G5, W12
40	...	45	85	35	1000	800 (Cl. 3 only)	1000	650	NFN-7	...
41	...	45	85	35	1000	800 (Cl. 3 only)	1000	650	NFN-7	G5
42	...	45	85	35	1000	800 (Cl. 3 only)	1000	650	NFN-7	...
43	...	45	85	35	1000	800 (Cl. 3 only)	1000	650	NFN-7	G5
44	...	45	85	35	1000	800 (Cl. 3 only)	1000	650	NFN-7	...
45	...	45	85	35	1000	800 (Cl. 3 only)	1000	650	NFN-7	G5

TABLE 1B (CONT'D)
SECTION I; SECTION III, CLASSES 2 AND 3; * SECTION VIII, DIVISION 1; AND SECTION XII
MAXIMUM ALLOWABLE STRESS VALUES S FOR NONFERROUS MATERIALS
(* See Maximum Temperature Limits for Restrictions on Class)

Line No.	Maximum Allowable Stress, ksi (Multiply by 1000 to Obtain psi), for Metal Temperature, °F, Not Exceeding																	
	-20 to 100	150	200	250	300	350	400	450	500	550	600	650	700	750	800	850	900	950
1	23.3	...	21.4	...	20.3	...	19.4	...	18.5	...	17.8	17.5	17.3	17.2	17.0	17.0	16.9	16.8
2	23.3	...	23.3	...	23.3	...	23.3	...	23.3	...	23.3	23.3	23.3	23.2	23.0	22.9	22.8	22.6
3	19.8	...	18.2	...	17.3	...	16.5	...	15.8	...	15.2	14.9	14.7	14.6	14.5	14.4	14.3	14.2
4	19.8	...	19.8	...	19.8	...	19.8	...	19.8	...	19.8	19.8	19.8	19.7	19.6	19.5	19.4	19.2
5	19.8	...	18.2	...	17.3	...	16.5	...	15.8	...	15.2	14.9	14.7	14.6	14.5	14.4	14.3	14.2
6	19.8	...	19.8	...	19.8	...	19.8	...	19.8	...	19.8	19.8	19.8	19.7	19.6	19.5	19.4	19.2
7	20.3	...	16.7	...	15.1	...	13.8	...	12.7	...	11.9	11.6	11.4
8	20.3	...	16.7	...	15.1	...	13.8	...	12.7	...	11.9	11.6	11.4
9	20.3	...	16.7	...	15.1	...	13.8	...	12.7	...	11.9	11.6	11.4
10	17.2	...	14.2	...	12.9	...	11.8	...	10.8	...	10.1	9.9	9.7
11	17.2	...	14.2	...	12.9	...	11.8	...	10.8	...	10.1	9.9	9.7
12	20.3	...	16.7	...	15.1	...	13.8	...	12.7	...	11.9	11.6	11.4
13	24.9	...	23.2	...	21.3	...	19.8	...	18.3	...	17.3	17.0	16.9	16.9	16.9
14	24.9	...	24.9	...	23.9	...	23.0	...	22.1	...	21.4	21.1	20.8	20.4	20.1
15	24.9	...	23.2	...	21.3	...	19.8	...	18.3	...	17.3	17.0	16.9	16.9	16.9
16	24.9	...	24.9	...	23.9	...	23.0	...	22.1	...	21.4	21.1	20.8	20.4	20.1
17	21.1	...	19.7	...	18.1	...	16.8	...	15.6	...	14.7	14.4	14.4	14.4	14.4
18	21.1	...	21.1	...	20.4	...	19.5	...	18.8	...	18.2	17.9	17.7	17.4	17.0
19	21.1	...	19.7	...	18.1	...	16.8	...	15.6	...	14.7	14.4	14.4	14.4	14.4
20	21.1	...	21.1	...	20.4	...	19.5	...	18.8	...	18.2	17.9	17.7	17.4	17.0
21	24.9	...	23.2	...	21.3	...	19.8	...	18.3	...	17.3	17.0	16.9	16.9	16.9
22	24.9	...	24.9	...	23.9	...	23.0	...	22.1	...	21.4	21.1	20.8	20.4	20.1
23	28.6	...	27.2	...	25.7	...	24.6	...	23.7	...	23.0	22.8	22.5	22.3	22.1
24	28.6	...	28.6	...	28.6	...	28.1	...	27.8	...	27.7	27.5	27.4	27.3	27.2
25	28.6	...	28.6	...	28.6	...	28.1	...	27.8	...	27.7	...	27.4
26	24.3	...	23.1	...	21.8	...	20.9	...	20.2	...	19.6	19.3	19.1	18.9	18.8
27	24.3	...	24.3	...	24.3	...	23.9	...	23.7	...	23.5	23.4	23.3	23.2	23.1
28	28.6	...	27.2	...	25.7	...	24.6	...	23.7	...	23.0	22.8	22.5	22.3	22.1
29	28.6	...	28.6	...	28.6	...	28.1	...	27.8	...	27.7	27.5	27.4	27.3	27.2
30	24.3	...	23.1	...	21.8	...	20.9	...	20.2	...	19.6	19.3	19.1	18.9	18.8
31	24.3	...	24.3	...	24.3	...	23.9	...	23.7	...	23.5	23.4	23.3	23.2	23.1
32	28.6	...	27.8	...	26.3	...	25.1	...	24.3	...	23.6	23.3	23.0	22.8	22.6
33	28.6	...	28.6	...	28.6	...	28.1	...	27.8	...	27.7	27.5	27.4	27.3	27.2
34	30.7	...	27.8	...	26.3	...	25.1	...	24.3	...	23.6	23.3	23.0	22.8	22.6
35	30.7	...	30.7	...	30.7	...	30.7	...	30.7	...	30.7	30.7	30.7	30.7	30.5
36	32.9	...	30.2	...	28.6	...	27.3	...	26.4	...	25.6	25.3	25.0	24.8	24.6
37	32.9	...	32.9	...	32.9	...	32.3	...	32.0	...	31.8	31.7	31.5	31.4	31.3
38	26.7	...	24.6	...	22.7	...	21.1	...	20.0	...	19.3	...	18.9	...	18.4	...	17.5	...
39	26.7	...	24.6	...	22.7	...	21.1	...	20.0	...	19.3	19.1	18.9	18.7	18.4	18.1	17.5	16.8
40	26.7	...	24.6	...	22.7	...	21.1	...	20.0	...	19.3	19.1	18.9	18.7	18.4	18.1	17.5	16.8
41	30.0	...	30.0	...	30.0	...	30.0	...	30.0	...	29.8	29.8	29.7	29.6	29.6	29.5	29.5	29.2
42	30.0	...	30.0	...	30.0	...	30.0	...	30.0	...	29.8	29.8	29.7	29.6	29.6	29.5	29.5	29.2
43	30.0	...	28.2	...	26.1	...	24.7	...	23.9	...	23.7	23.6	23.4	23.2	22.9	22.4	22.0	21.6

Lampiran 3. Modulus elasticity nickel alloy N08825

(10)

TABLE TM-4
MODULI OF ELASTICITY E OF HIGH NICKEL ALLOYS FOR GIVEN TEMPERATURES

Material	Modulus of Elasticity E = Value Given x 10 ⁶ psi, for Temperature, °F, of																	
	-325	-200	-100	70	200	300	400	500	600	700	800	900	1000	1100	1200	1300	1400	1500
N02200	32.2	31.4	30.9	30.0	29.4	28.9	28.5	28.1	27.6	27.2	26.7	26.2	25.7	25.1	24.5	23.8	23.1	22.4
N02201	32.2	31.4	30.9	30.0	29.4	28.9	28.5	28.1	27.6	27.2	26.7	26.2	25.7	25.1	24.5	23.8	23.1	22.4
N04400	27.8	27.2	26.8	26.0	25.5	25.1	24.7	24.3	23.9	23.6	23.1	22.7	22.2	21.7	21.2	20.6	20.0	19.4
N04405	27.8	27.2	26.8	26.0	25.5	25.1	24.7	24.3	23.9	23.6	23.1	22.7	22.2	21.7	21.2	20.6	20.0	19.4
N06002	30.5	29.9	29.3	28.5	27.9	27.5	27.1	26.7	26.2	25.8	25.4	24.9	24.3	23.8	23.2	22.5	21.9	21.2
N06007	29.8	29.1	28.6	27.8	27.2	26.6	26.4	26.0	25.6	25.2	24.7	24.3	23.8	23.2	22.6	22.0	21.4	20.7
N06022	32.1	31.3	30.8	29.9	29.3	28.8	28.4	28.0	27.5	27.1	26.6	26.1	25.6	25.0	24.4	23.7	23.0	22.3
N06030	31.5	30.7	30.2	29.3	28.7	28.2	27.8	27.4	27.0	26.5	26.1	25.6	25.1	24.5	23.9	23.2	22.5	21.9
N06045	30.0	29.3	28.8	28.0	27.4	27.0	26.6	26.2	25.8	25.4	24.9	24.4	23.9	23.4	22.8	22.2	21.6	20.9
N06059	32.7	31.9	31.3	30.5	29.9	29.4	29.0	28.5	28.1	27.6	27.1	26.6	26.0	25.4	24.8	24.1	23.4	22.8
N06230	32.8	32.0	31.5	30.6	29.9	29.5	29.0	28.6	28.2	27.7	27.2	26.7	26.1	25.5	24.9	24.2	23.6	22.8
N06455	32.0	31.2	30.7	29.8	29.2	28.7	28.3	27.9	27.4	27.0	26.5	26.0	25.5	24.9	24.3	23.6	22.9	22.2
N06600	33.3	32.5	31.9	31.0	30.3	29.9	29.4	29.0	28.6	28.1	27.6	27.1	26.5	25.9	25.3	24.6	23.9	23.1
N06617	29.2	28.4	28.0	27.7	27.4	27.0	26.5	26.0	25.5	24.9	24.3	23.8	23.2	22.5	21.8
N06625	32.2	31.4	30.9	30.0	29.4	28.9	28.5	28.1	27.6	27.2	26.7	26.2	25.7	25.1	24.5	23.8	23.1	22.4
N06686	32.7	31.9	31.3	30.5	29.9	29.4	29.0	28.5	28.1	27.6	27.1	26.6	26.0	25.4	24.8	24.1	23.4	22.8
N06690	32.6	31.8	31.2	30.3	29.6	29.2	28.8	28.3	27.9	27.5	27.0	26.5	25.9	25.3	24.7	24.0	23.3	22.6
N07718	31.0	30.5	29.9	28.9	28.3	27.9	27.5	27.2	26.8	26.3	25.8	25.2	24.7	24.2
N07750	33.2	32.6	31.9	30.9	30.3	29.6	29.4	29.1	28.6	28.2	27.6	27.0	26.4	25.8	25.3
N08020	30.0	29.3	28.8	28.0	27.4	27.0	26.6	26.2	25.8	25.4	24.9	24.4	23.9	23.4	22.8	22.2	21.6	20.9
N08031	30.7	30.1	29.5	28.7	28.1	27.7	27.2	26.8	26.4	26.0	25.5	25.0	24.5	24.0	23.4	22.8	22.1	21.4
N08330	30.0	29.3	28.8	28.0	27.4	27.0	26.6	26.2	25.8	25.4	24.9	24.4	23.9	23.4	22.8	22.2	21.6	20.9
N08800	30.5	29.9	29.3	28.5	27.9	27.5	27.1	26.7	26.2	25.8	25.4	24.9	24.4	23.8	23.2	22.6	21.9	21.2
N08801	30.5	29.9	29.3	28.5	27.9	27.5	27.1	26.7	26.2	25.8	25.4	24.9	24.4	23.8	23.2	22.6	21.9	21.2
N08810	30.5	29.9	29.3	28.5	27.9	27.5	27.1	26.7	26.2	25.8	25.4	24.9	24.4	23.8	23.2	22.6	21.9	21.2
N08825	30.0	29.3	28.8	28.0	27.4	27.0	26.6	26.2	25.8	25.4	24.9	24.4	23.9	23.4	22.8	22.2	21.6	20.9
N10001	33.4	32.6	32.0	31.1	30.4	30.0	29.5	29.1	28.7	28.2	27.7	27.2	26.6	26.0	25.3	24.6	23.9	23.2
N10003	34.0	33.2	32.6	31.7	31.0	30.5	30.1	29.6	29.2	28.7	28.2	27.7	27.1	26.5	25.8	25.1	24.4	23.6
N10242	35.6	34.8	34.2	33.2	32.5	32.0	31.5	31.0	30.5	30.0	29.5	29.0	28.4	27.7	27.1	26.3	25.6	24.8
N10276	32.0	31.2	30.7	29.8	29.2	28.7	28.3	27.9	27.4	27.0	26.5	26.0	25.5	24.9	24.3	23.6	22.9	22.2
N10629	33.7	32.9	32.3	31.4	30.7	30.2	29.8	29.3	28.9	28.4	27.9	27.4	26.8	26.2	25.6	24.9	24.2	23.4
N10665	33.7	32.9	32.3	31.4	30.7	30.2	29.8	29.3	28.9	28.4	27.9	27.4	26.8	26.2	25.6	24.9	24.2	23.4
N10675	33.7	32.9	32.3	31.4	30.7	30.2	29.8	29.3	28.9	28.4	27.9	27.4	26.8	26.2	25.6	24.9	24.2	23.4
N12160	32.8	32.0	31.5	30.6	29.9	29.5	29.0	28.6	28.2	27.7	27.2	26.7	26.1	25.5	24.9	24.2	23.6	22.8
R20033	30.4	29.6	29.1	28.3	27.7	27.3	26.9	26.5	26.1	25.7	25.2	24.7	24.2	23.6	23.1	22.4	21.8	21.1

Lampiran 4. Nilai koefisien Y

TABLE 2.1 Values of Y Coefficient to Be Used in Eq. 2.1*

Material	Temperature (°F)					
	900°F and below	950	1000	1050	1150	1150 and above
Ferritic steels	0.4	0.5	0.7	0.7	0.7	0.7
Austenitic steel	0.4	0.4	0.4	0.4	0.5	0.7
Cast iron	0.4	-	-	-	-	-
Nonferrous metals	0.4	-	-	-	-	-

* Reference ANSI/ASME B31.3, Table 304.1.1.

Lampiran 5. Nilai *quality factor*

ASME B31.3-2002

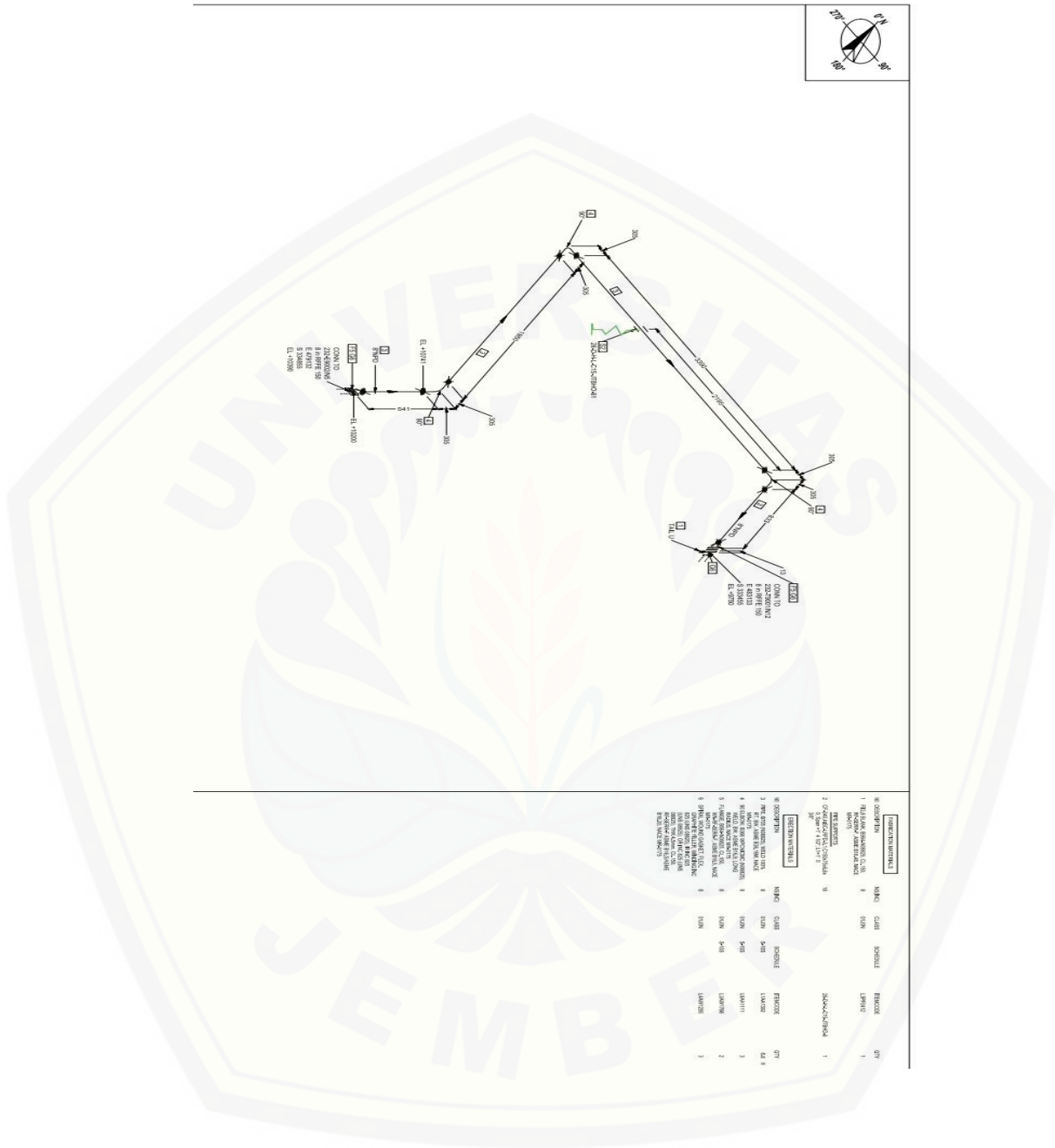
Table A-1B

TABLE A-1B (CONT'D)
BASIC QUALITY FACTORS FOR LONGITUDINAL WELD JOINTS IN PIPES, TUBES, AND FITTINGS E_f
 These quality factors are determined in accordance with para. 302.3.4(a). See also para. 302.3.4(b) and Table 302.3.4 for increased quality factors applicable in special cases. Specifications, except API, are ASTM.

Spec. No.	Class (or Type)	Description	E_f (2)	Appendix A Notes
Stainless Steel (Cont'd)				
A 815	...	Seamless fittings	1.00	...
	...	Welded fittings, 100% radiographed	1.00	(16)
	...	Welded fittings, double butt seam	0.85	...
	...	Welded fittings, single butt seam	0.80	...
Copper and Copper Alloy				
B 42	...	Seamless pipe	1.00	...
B 43	...	Seamless pipe	1.00	...
B 68	...	Seamless tube	1.00	...
B 75	...	Seamless tube	1.00	...
B 88	...	Seamless water tube	1.00	...
B 280	...	Seamless tube	1.00	...
B 466	...	Seamless pipe and tube	1.00	...
B 467	...	Electric resistance welded pipe	0.85	...
	...	Electric fusion welded pipe, double butt seam	0.85	...
	...	Electric fusion welded pipe, single butt seam	0.80	...
Nickel and Nickel Alloy				
B 160	...	Forgings and fittings	1.00	(9)
B 161	...	Seamless pipe and tube	1.00	...
B 164	...	Forgings and fittings	1.00	(9)
B 165	...	Seamless pipe and tube	1.00	...
B 167	...	Seamless pipe and tube	1.00	...
B 366	...	Seamless and welded fittings	1.00	(16)
B 407	...	Seamless pipe and tube	1.00	...
B 444	...	Seamless pipe and tube	1.00	...
B 464	...	Welded pipe	0.80	...
B 514	...	Welded pipe	0.80	...
B 517	...	Welded pipe	0.80	...
B 564	...	Nickel alloy forgings	1.00	(9)
B 619	...	Electric resistance welded pipe	0.85	...
	...	Electric fusion welded pipe, double butt seam	0.85	...
	...	Electric fusion welded pipe, single butt seam	0.80	...
B 622	...	Seamless pipe and tube	1.00	...
B 675	All	Welded pipe	0.80	...
B 690	...	Seamless pipe	1.00	...
B 705	...	Welded pipe	0.80	...
B 725	...	Electric fusion welded pipe, double butt seam	0.85	...
	...	Electric fusion welded pipe, single butt seam	0.80	...
B 729	...	Seamless pipe and tube	1.00	...

(continued)

Lampiran 6. Gambar isometrik dan material take off



Lampiran 7. Tabel penyangga pipa

NPS (DN)	Suggested Maximum Span. Ft(mm)	Suggested Maximum Span. Ft(mm)
	Water Service	Steam, Gas, or Air Service
1 (25)	7(2.13)	9(2.75)
2 (50)	10(3.05)	13(3.96)
3 (80)	12(3.66)	15(4.57)
4 (100)	14(4.27)	17(5.18)
6 (150)	17(5.18)	21(6.40)
8 (200)	19(5.79)	24(7.32)
12 (300)	23(7.01)	30(9.14)
16 (400)	27(8.23)	35(10.7)
20 (500)	30(9.14)	39(11.9)
24 (600)	32(9.75)	42(12.8)

Lampiran 8. Tabel *intensification factor*

Description	Flexibility Factor, <i>k</i>	Stress Intensification Factor, <i>i</i> [Note (1)]
Butt welded joint, reducer, or weld neck flange	1	1.0
Double-welded slip-on flange	1	1.2
Fillet welded joint, or socket weld flange or fitting	1	Note (14)
Lap joint flange (with ASME B16.9 lap joint stub)	1	1.6
Threaded pipe joint, or threaded flange	1	2.3
Corrugated straight pipe, or corrugated or creased bend [Note (10)]	5	2.5

