



**ANALISIS TEGANGAN PADA *ELBOW PIPE SA213 GR T22* DI
*SHELL AND TUBE HEAT EXCHANGER***

SKRIPSI

Oleh

Abdul Haris Siregar

NIM 151910101075

PROGRAM STUDI STRATA 1 TEKNIK MESIN

JURUSAN TEKNIK MESIN

FAKULTAS TEKNIK

UNIVERSITAS JEMBER

2019



**ANALISIS TEGANGAN PADA *ELBOW PIPE SA213 GR T22* DI
*SHELL AND TUBE HEAT EXCHANGER***

SKRIPSI

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

Oleh

Abdul Haris Siregar

NIM 151910101075

PROGRAM STUDI STRATA 1 TEKNIK MESIN

JURUSAN TEKNIK MESIN

FAKULTAS TEKNIK

UNIVERSITAS JEMBER

2019

PERSEMBAHAN

Skripsi ini saya persembahkan untuk :

1. Allah SWT yang telah melimpahkan rahmat-Nya sehingga dapat menyelesaikan skripsi dengan baik.
2. Almarhum Bapak, Mamak, Kakakku dan Abangku tercinta yang telah memberikan kasih sayang dan dukungan tiada henti.
3. Dosen pembimbing Bapak Dr. Ir. Agus Triono S.T., M.T dan Bapak Ir. Hary Sutjahjono S.T., M.T yang telah berkenan membimbing dan membantu dalam pembuatan skripsi ini.
4. Dosen penguji Bapak Ir. Dwi Djumhariyanto M.T. dan Bapak Ir. Santoso Mulyadi S.T., M.T. yang telah berkenan menguji dan mengoreksi skripsi ini.
5. Guru – guru SDN 112143 Rantau Utara, SMPN 2 Rantau Utara, SMAN 3 Plus Rantau Utara dan dosen – dosen Jurusan Teknik Mesin Fakultas Teknik Universitas Jember yang telah memberikan ilmu yang bermanfaat.
6. Teman – teman satu angkatan yang telah memberikan semangat dan motivasi.
7. Teman – teman KKN yang telah mendukung dan memberi semangat.
8. Almamater Fakultas Teknik Universitas Jember.

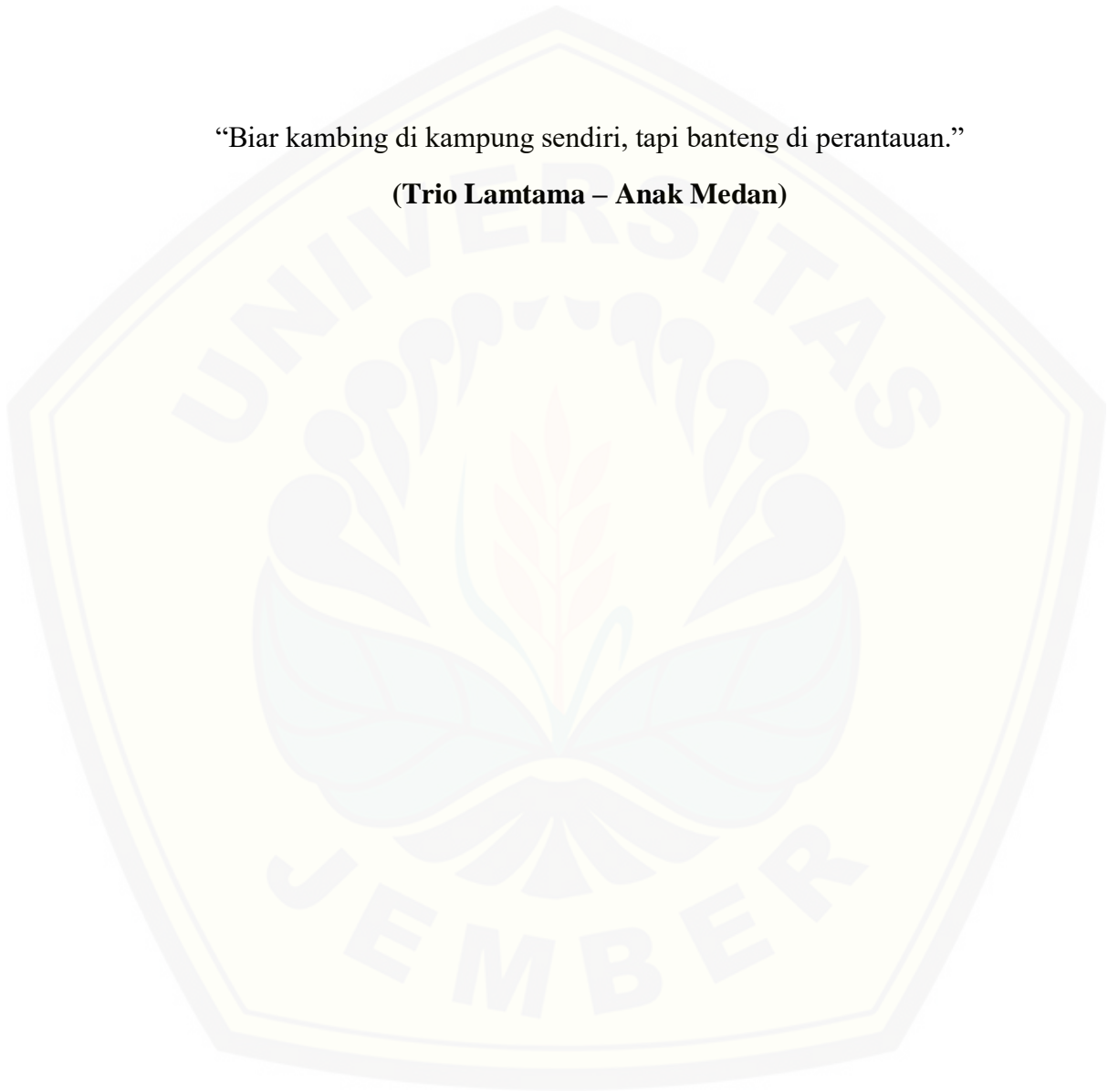
MOTTO

“Sesungguhnya pertolongan Allah itu dekat”

(QS. Al Baqarah: 214)

“Biar kambing di kampung sendiri, tapi banteng di perantauan.”

(Trio Lamtama – Anak Medan)



PERNYATAAN

Saya yang bertanda tangan dibawah ini :

Nama : Abdul Haris Siregar

NIM : 151910101075

Menyatakan dengan sungguh – sungguh bahwa karya ilmiah yang berjudul “Analisis Tegangan Pada Elbow Pipe SA 213 Gr.T22 Di Shell and Tube Heat Exchanger” adalah benar – benar hasil karya sendiri, kecuali kutipan yang sudah saya sebutkan sumbernya, belum pernah diajukan pada institusi manapun, 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 manapun serta bersedia mendapat sanksi akademik jika ternyata dikemudian hari pernyataan ini tidak benar.

Jember, 2 Desember 2019
Yang Menyatakan

Abdul Haris Siregar
NIM 151910101075

SKRIPSI

**Analisis Tegangan pada *Elbow Pipe SA 213 Gr.T22*
di *Shell and Tube Heat Exchanger***

Oleh

Abdul Haris Siregar

NIM 151910101075

Pembimbing

Dosen Pembimbing Utama : Ir. Hary Sutjahjono S.T., M.T.

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

PENGESAHAN

Skripsi berjudul “Analisis Tegangan Pada Elbow Pipe SA 213 Gr.T22 Di Shell and Tube Heat Exchanger” karya Abdul Haris Siregar telah diuji dan disahkan pada :

Hari, tanggal : Rabu, 18 Desember 2019

Tempat : Ruang Ujian II, Lantai III Dekanat, Fakultas Teknik

Pembimbing

Pembimbing I

Pembimbing II

Ir. Hary Sutjahjono, S.T., M.T
NIP. 196812051997021002

Dr. Ir. Agus Triono, S.T., M.T
NIP. 197008072002121001

Penguji

Penguji I

Penguji II

Ir. Dwi Djumhariyanto, M.T.
NIP. 196008121998021001

Ir. Santoso Mulyadi, S.T., M.T
NIP. 197002281997021001

Mengesahkan

Dekan,

Dr. Ir. Entin Hidayah, M. UM.

NIP. 196612151995032001

RINGKASAN

Analisis Tegangan Pada Elbow Pipe SA 213 Gr.T22 Di Shell and Tube Heat Exchanger

Abdul Haris Siregar, 151910101075; 55 halaman; Jurusan Teknik Mesin Fakultas Teknik Universitas Jember.

Energi listrik berperan penting di era modern. Energi listrik berfungsi sebagai menerangi ruangan, memasak makanan, media informasi dan media transportasi. Selain itu, peningkatan jumlah penduduk juga mengakibatkan peningkatan konsumsi tenaga listrik. Dalam kurun 2007 – 2016 terjadi peningkatan jumlah penduduk sebesar 33.691.224 yang mengakibatkan peningkatan konsumsi tenaga listrik sebesar 118.397,25 MWh.

Salah satu sumber energi yang menghasilkan energi listrik adalah pembangkit energi listrik tenaga panas bumi. Pembangkit tersebut memanfaatkan energi panas fluida dari inti bumi untuk meningkatkan temperatur fluida yang akan dialirkan ke turbin. Peran poses perpindahan panas dilakukan oleh *heat exchanger* yang mengakibatkan *heat exchanger* sangat berpotensi mengalami kegagalan. Kasus kegagalan *heat exchanger* sebesar 350 kasus dalam kurun waktu 2008 – 2013 dengan kebocoran pipa yang menjadi kasus terbesar yaitu sebanyak 155 kasus.

Penelitian ini bertujuan untuk mengetahui nilai tegangan dan pengaruh nilai tegangan tersebut terhadap batas ijin tegangan yang terjadi pada *elbow pipe* dengan material SA 213 Gr.T22 di *Shell and Tube Heat Exchanger*. Metode penelitian dilakukan pada *software* ANSYS 15. Variasi penelitian ini ialah *elbow pipe* radius 40 mm, 51 mm, 62 mm, 73 mm dan 84 mm dengan beban tekanan internal dan eksternal sebesar 20,4 MPa dan 2,04 MPa. Tegangan yang dihasilkan pada penelitian ini adalah *equivalent stress* pada setiap *surface* di semua variasi penelitian.

Hasil penelitian menunjukkan nilai *equivalent stress* terbesar terjadi pada *surface 5 elbow pipe* radius 40 mm sebesar 81,528 MPa, radius 51 mm sebesar 79,309 MPa, radius 62 mm sebesar 76,212 MPa, radius 73 mm sebesar 77,934 MPa dan radius 84 mm sebesar 74,37 MPa.

SUMMARY

Stress Analysis in Elbow Pipe SA 213 Gr.T22 at Shell and Tube Heat Exchanger; Abdul Haris Siregar, 151910101075; 2019; 55 pages; Mechanical Engineering Study Program University of Jember

Electrical energy plays an important role in this era. Electrical energy function is lighting a room, cook food, information media and transportation media. In addition, increased population also increase electricity consumption. In the period 2007-2016 grow the population as much as 33,691,224 and increase electricity consumption as much as 118,397.25 MWh.

One source of energy that generates electrical energy is geothermal power plant. The plant utilizes fluid thermal energy from the earth's core to increase the temperature of the fluid that will flow into the turbine. The role of heat transfer is carried out by the heat exchanger it means the heat exchanger having potential to fail. The case of heat exchanger failure was 350 cases in the period 2008 - 2013 with pipe leakage which became the largest case as much as 155 cases.

This reasearch aims to determine the value of stress and the influence of stress values to allowance stress limit that occurs in the elbow pipe SA 213 Gr.T22 in Shell and Tube Heat Exchanger. The method used in this reasearch is simulation using ANSYS 15 software. Variations in this study are elbow pipe with radius of 40 mm, 51 mm, 62 mm, 73 mm and 84 mm radius with internal and external pressure loads 20.4 MPa and 2.04 MPa. The stress generated in this study is equivalent stress in each surface in all variations.

The results showed the highest equivalent stress value occurred in surface 5 with a radius of 40 mm radius of 81,528 MPa, 51 mm radius of 79,309 MPa, 62 mm radius of 76,212 MPa, 73 mm radius of 77,934 MPa and 84 mm radius of 74.37 MPa.

PRAKATA

Puji syukur ke hadirat Allah SWT, atas segala rahmat dan karunia-Nya sehingga penulis dapat menyelesaikan skripsi yang berjudul “Analisis Tegangan Pada *Elbow Pipe SA 213 Gr.T22* Di *Shell and Tube Heat Exchanger*”. Skripsi ini disusun untuk memenuhi salah satu syarat menyelesaikan pendidikan strata satu (S1) pada Jurusan Teknik Mesin Fakultas Teknik Universitas Jember.

Penyusunan skripsi ini tidak lepas dari bantuan berbagai pihak. Oleh karena itu, penulis menyampaikan terima kasih kepada:

1. Ibu Entin Hidayah M, UM., selaku Dekan Fakultas Teknik Universitas Jember;
2. Bapak Ir. Hari Arbiantara Basuki S.T., M.T., selaku Ketua Jurusan Teknik Mesin Fakultas Teknik Universitas Jember;
3. Bapak Dr. Ir. Solahudin Yunus S.T., M.T., selaku Ketua Prodi S1 Teknik Mesin Fakultas Teknik Universitas Jember;
4. Bapak Ir. Mahros Darsin S.T., M.Sc., Ph.D., selaku Ketua Komisi Bimbingan Jurusan Teknik Mesin Fakultas Teknik Universitas Jember;
5. Dosen pembimbing Bapak Dr. Ir. Agus Triono S.T., M.T dan Bapak Ir. Hary Sutjahjono S.T., M.T yang telah berkenan membimbing dan membantu dalam pembuatan skripsi ini;
6. Dosen penguji Bapak Ir. Dwi Djumhariyanto M.T. dan Bapak Ir.Santoso Mulyadi S.T., M.T. yang telah berkenan menguji dan mengoreksi skripsi ini;
7. Alm Bapak, Ibunda, Kakak dan Abangku tercinta, yang telah memberikan dukungan non – materiil dan materiil;
8. Teman-teman sengkatan yang telah memberi semangat, motivasi, dan dukungan.
9. Teman teman KKN yang selalu mendukung.
10. Civitas akademika Jurusan Teknik Mesin Fakultas Teknik Universitas Jember.

Jember, Desember 2019

Penulis

Daftar Isi

	Halaman
PERSEMBAHAN	iii
MOTTO	iv
PERNYATAAN	v
SKRIPSI	vi
PENGESAHAN	vii
RINGKASAN	viii
SUMMARY	ix
PRAKATA	x
Daftar Isi	xi
Daftar Gambar	xiv
Daftar Tabel	xvi
BAB 1 PENDAHULUAN	1
1.1 Latar Belakang	1
1.2 Rumusan Masalah	3
1.3 Batasan Masalah	4
1.4 Tujuan Penelitian	4
1.5 Manfaat penelitian	4
BAB 2 TINJAUAN PUSTAKA	5
2.1 Heat Exchanger	5
2.2 Klasifikasi Heat Exchanger	5
2.2.1 Konstruksi Heat Exchanger.....	6
2.3 Shell and Tube Heat Exchanger (STHE)	10
2.3.1 Konstruksi STHE	10
2.3.2 Tube.....	10
2.3.3 Tube Pitch	11
2.3.4 Tube Layout	12
2.3.5 Bending U-tube	13
2.3.6 Baffle.....	13
2.3.7 Tubesheet	14

2.3.8 Sambungan Tube dan Tubesheet	15
2.3.9 Tube Bundle	16
2.3.10 Shell.....	16
2.4 Tegangan Pipa	18
2.4.1 Silinder Berdinding Tebal	19
2.4.2 Tegangan Silinder Tipis	20
2.5 Teori Kegagalan	21
2.5.1 Energi Distorsi Maksimum	21
2.5.2 Diagram Tegangan-Regangan.....	24
BAB 3 METODE PENELITIAN	25
3.1 Alat dan Bahan	25
3.1.1 Alat.....	25
3.1.2 Bahan.....	25
3.2 Metode Penelitian.....	25
3.3 Prosedur Penelitian.....	26
3.4 Pelaksanaan Penelitian	27
3.4.1 Variabel Penelitian	27
3.4.2 Langkah Penelitian.....	28
3.4.3 Pengambilan data	34
3.4.4 Parameter penelitian.....	35
3.5 Kerangka Pemecahan Masalah	36
BAB 4 PEMBAHASAN	37
4.1 Perhitungan Manual	37
4.1.1 Maximum Principal Stress	38
4.1.2 Middle Principal Stress	39
4.1.3 Minimum Principal Stress.....	40
4.1.4 Equivalent Stress	41
4.2 Hasil Simulasi	42
4.2.1 Equivalent stress pada radius 40 mm	42
4.2.2 Equivalent stress pada radius 51 mm.....	44
4.2.3 Equivalent stress pada radius 62 mm	46
4.2.4 Equivalent stress pada radius 73 mm	48

4.2.5 Equivalent stress pada radius 84 mm	50
4.3 Perbandingan Hasil Simulasi dan Perhitungan Manual.....	52
BAB 5 PENUTUP.....	55
5.1 Kesimpulan	55
5.2 Saran.....	55
Daftar Pustaka.....	56
Lampiran	



Daftar Gambar

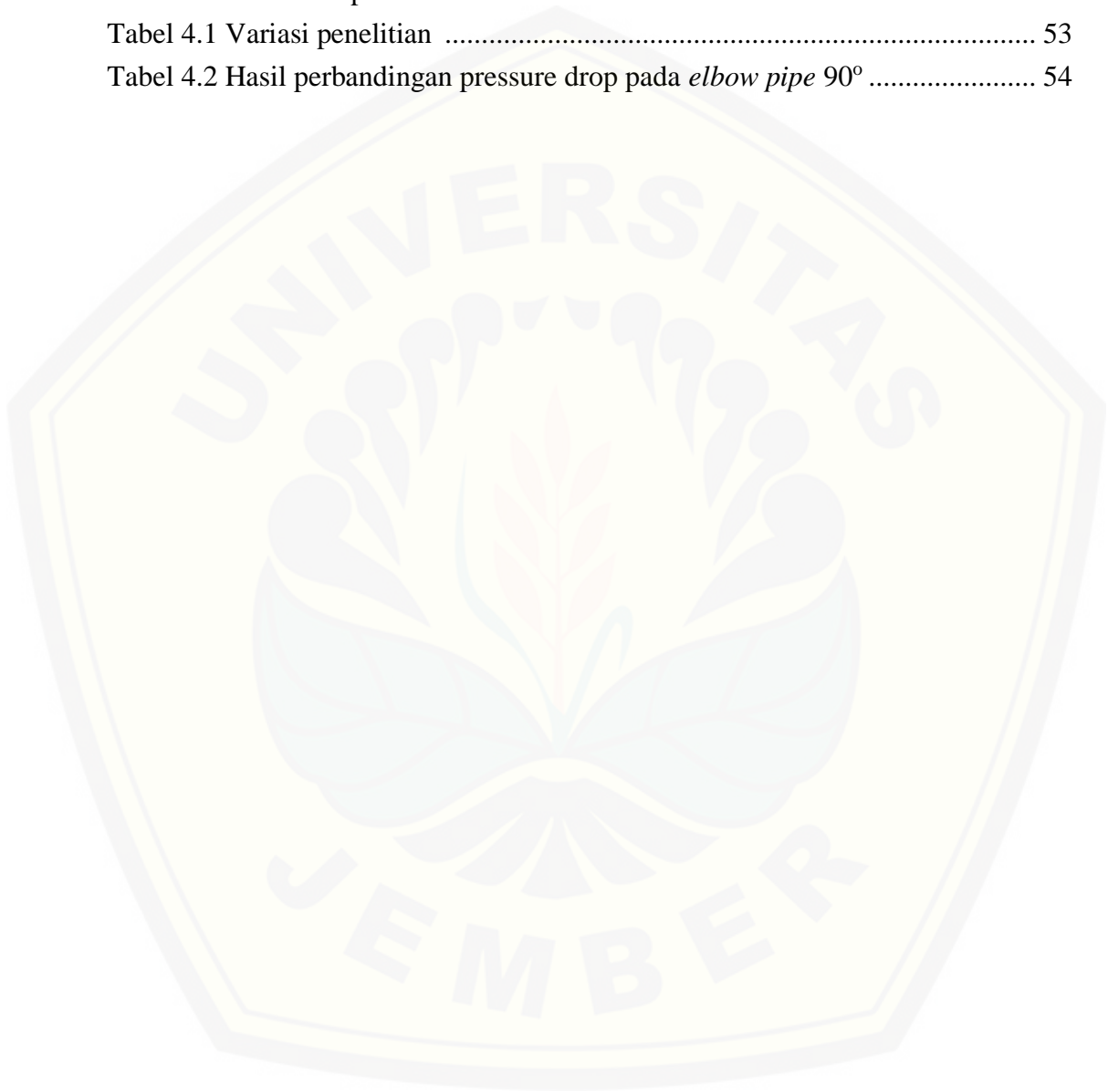
	Halaman
Gambar 2.1 <i>Heat Exchanger</i>	5
Gambar 2.2 <i>Double Pipe Exchanger</i>	7
Gambar 2.3 <i>Shell and Tube Heat Exchanger</i>	7
Gambar 2.4 Coiled Tube Heat Exchanger	8
Gambar 2.5 Plate dan Frame Heat Exchanger	9
Gambar 2.6 Plate dan Frame Heat Exchanger	10
Gambar 2.7 U-tube	11
Gambar 2.8 Tube pitch pada shell and tube	12
Gambar 2.9 Tube Layout pada Shell and Tube Heat Exchanger	12
Gambar 2.10 Segmental Baffle	13
Gambar 2.11 Disk and Doughnut Baffle	14
Gambar 2.12 Orifice Baffle	14
Gambar 2.13 Sistem sambungan tubesheet dengan tube	15
Gambar 2.14 Rangkaian tube pada Shell and Tube	16
Gambar 2.15 Komponen Shell and Tube.....	17
Gambar 2.16 Prosentase kasus kerusakan pada heat exchanger	18
Gambar 2.17 Pembebanan silinder berdinding tebal	19
Gambar 2.18 Tegangan di silinder berdinding tipis.....	20
Gambar 2.19 Energi distorsi	21
Gambar 2.20 Distorsi energi pada bidang	23
Gambar 2.21 Diagram tegangan regangan untuk baja lunak	24
Gambar 3.1 Shell and tube heat exchanger	25
Gambar 3.2 Benda kerja dengan fokus pada bagian lengkung tube	26
Gambar 3.3 Tube dengan radius	28
Gambar 3.4 Pembebanan pipa	29
Gambar 3.5 Nilai pada engineering data	29
Gambar 4.1 Surface pada pipa	37
Gambar 4.2 Equivalent stress pada radius 40 mm	42
Gambar 4.3 Grafik equivalent stress pada elbow pipe radius 40 mm.....	43
Gambar 4.4 Equivalent stress pada radius 51 mm	44
Gambar 4.5 Grafik equivalent stress pada elbow pipe 51 mm	45
Gambar 4.6 Equivalent stress pada radius 62 mm	46
Gambar 4.7 Grafik equivalent stress pada elbow pipe radius 62 mm	47
Gambar 4.8 Equivalent stress pada radius 73 mm	48

Gambar 4.9 Grafik equivalent stress pada elbow pipe radius 73 mm.....	49
Gambar 4.10 Equivalent stress pada radius 84 mm	50
Gambar 4.11 Grafik equivalent stress pada elbow pipe radius 84 mm.....	51
Gambar 4.12 Perbandingan hasil simulasi dan perhitungan manual dari equivalent stress.....	53
Gambar 4.13 Perubahan tekanan pada elbow pipe	54



Daftar Tabel

	Halaman
Tabel 3.1 Perbandingan hasil simulasi dan perhitungan manual	35
Tabel 3.2 Parameter penelitian	35
Tabel 4.1 Variasi penelitian	53
Tabel 4.2 Hasil perbandingan pressure drop pada <i>elbow pipe</i> 90°	54



BAB 1 PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Energi listrik merupakan energi yang sangat besar peranannya dalam kehidupan manusia, mulai dari menerangi ruangan, memasak makanan, media informasi sampai transportasi darat. Konsumsi tenaga listrik tahun 2007 – 2016 meningkat yaitu dari 129.018,81 MWh menjadi 247.416,06 MWh. Peningkatan tersebut harus diimbangi dengan perawatan dan perhatian khusus pada instrumen pembangkit tenaga listrik tersebut (Dirjen Ketenegalistrikan, 2017).

Heat Exchanger adalah alat yang mempunyai peranan penting dalam industri seperti industri minyak dan gas, industri kimia, industri makanan, pembangkit nuklir, terutama pada pembangkit listrik. Pembangkit listrik bertenaga panas bumi membutuhkan *heat exchanger* digunakan untuk merubah temperatur fluida sehingga fluida tersebut dapat memutar generator. Jika *heat exchanger* tidak dapat bekerja maka pembangkit listrik tidak dapat beroperasi. *Shell and tube* adalah tipe *heat exchanger* yang sering digunakan pada industri pembangkit listrik. *Shell and tube* memiliki beberapa kelebihan yaitu memiliki kontak dengan fluida paling luas karena tipe ini memiliki *tube* yang berbentuk U. Master dkk (2006), menjelaskan bahwa 35 – 40% *shell and tube* adalah tipe *penukar kalor* yang paling banyak digunakan pada industri karena konstruksinya yang kuat, mudah dalam perawatan dan mampu menangani fluida bertekanan tinggi.

Komponen *Shell and Tube* (STHE) terdiri dari *vent, shell outlet, tube, shell, tie rod, baffle, spacer, shell inlet, tubesheet, gasket, dan pass rib*. *Tube (tube)* adalah komponen yang memegang peranan penting pada STHE. Penyebab utama kerusakan *heat exchanger* adalah kebocoran *tube* dengan jumlah 155 kasus dalam kurun waktu 2008 – 2013 (Stewart & Lewis, 2013). Menurut Tae-Wan Ku dkk (2012), terdapat beberapa faktor dalam kegagalan *U-tube* pada mesin bertekanan tinggi yaitu tebal *tube*, toleransi bending radius *tube*, residual tegangan dan tingkat oval dari *tube*. Kegagalan *tube* penukar kalor dapat menyebabkan kerugian materi bahkan memakan korban jiwa. Oleh karena itu dibutuhkan penelitian lebih lanjut mengenai *tube* agar kasus kebocoran *tube* tidak terjadi lagi.

Prastowo dkk (2017), melakukan analisis *elbow fitting* pada kondensor *air conditioning cooling system*. Penelitian dilakukan bertujuan untuk mengurangi kecepatan aliran fluida yang menyebabkan erosi di *elbow fitting* dengan menambahkan *vortex generator* menggunakan simulasi CFD. Peneliti membuat 3 model pipa, model 1 adalah pipa standar, model 2 dengan menambahkan *vortex generator* pada *inlet elbow pipe*, model 3 dengan menambahkan *vortex generator* pada jarak 0,326 m dari *inlet elbow pipe*. *Elbow pipe* dipotong menjadi 7 potongan dengan jarak potongan 1 sebesar 0,326 m dari *inlet*, potongan 2 pada sudut 0°, potongan 3 pada sudut 18°, potongan 4 pada sudut 36°, potongan 5 pada sudut 54°, potongan 6 pada sudut 72°, potongan 7 pada sudut 90°. Erosi pada model 1 terjadi di potongan 5 bagian terluar pipa. Potongan 5 pada model 2 kecepatan aliran fluida yang terjadi sebesar 10 – 12 m/s, sementara pada model 3 di potongan yang sama kecepatan aliran fluida menurun menjadi 3,5 – 4 m/s. Hasil yang didapatkan dengan penambahan *vortex generator* pada posisi 0,326 m dari *inlet* dapat mengurangi tingkat erosi pada *elbow pipe*.

Mahmuddin (2018), melakukan studi eksperimental penurunan tekanan aliran melewati belokan pipa horizontal. Variasi pada penelitian ini adalah R/D sebesar 19, 26 dan 33 dan sudut belokan sebesar 180°, 160°, 120°, dan 20°. Didapatkan penurunan tekanan terbesar terjadi pada *elbow* dengan R/D terbesar dan peningkatan sudut belok menyebabkan penurunan tekanan terbesar yaitu pada sudut belok 180 tekanan menjadi 431 Pa sedangkan pada sudut belok 20 sebesar 98 Pa.

Hafid (2013), melakukan analisis tegangan pada *elbow pipe hot leg* dengan sudut belokan 51° di sistem primer PWR menggunakan perhitungan manual. Penelitian dilakukan agar memastikan beban yang bekerja pada *elbow pipe* tidak melebihi batas tegangan maksimal. Beban yang bekerja pada *elbow pipe* adalah tekanan fluida sebesar 15,6 MPa dan temperatur fluida sebesar 321°C. Didapatkan tegangan maksimal dengan beban tekanan yaitu sebesar 86 MPa sedangkan dengan beban temperatur meningkat menjadi 98,04 MPa. Nilai tegangan maksimal dapat dikatakan aman karena nilai tegangan masih di bawah dari batas tegangan maksimal yaitu sebesar 175,8 MPa.

Akca (2016), melakukan penelitian guna mengetahui formula tegangan dari beberapa kondisi pembebanan yang digunakan pada ANSYS. Untuk mencapai

target penelitian, peneliti membandingkan antara hasil simulasi dengan perhitungan manual. Pengujian yang dilakukan antara lain uji tarik, uji tekanan dan kombinasi tegangan normal, tegangan geser, tegangan utama maksimal, tegangan utama minimal. Pada uji tarik hasil tegangan normal pada simulasi sebesar 127,6 MPa sedangkan hasil perhitungan analitis sebesar 127 MPa. Pada uji tekanan hasil tegangan utama maksimal pada simulasi sebesar 81,156 MPa sedangkan hasil perhitungan analitis sebesar 80 MPa. Pada uji kombinasi tegangan normal hasil simulasi sebesar 91,347 MPa sedangkan pada perhitungan analitis sebesar 91,46 MPa, pada tegangan geser hasil simulasi sebesar 13 – 20 MPa sementara perhitungan analitis sebesar 17,7 MPa, pada tegangan utama maksimal simulasi sebesar 76 – 99 MPa sementara perhitungan analitis sebesar sebesar 91,65 MPa dan pada tegangan utama minimal simulasi sebesar -14 – 5 MPa sementara perhitungan analitis sebesar -0,19 MPa.

Masalah yang sering terjadi pada *heat exchanger* adalah kegagalan material. Penyebab utama kegagalan material adalah *tube*. Kegagalan material disebabkan oleh beberapa hal yaitu temperatur kerja, tekanan kerja, kecepatan aliran fluida dan lain - lain. Faktor kegagalan tersebut dapat dicegah dengan melakukan analisa tegangan pada *tube*.

Berdasarkan kajian penelitian diatas diperoleh referensi pendukung yang berguna untuk meneliti tegangan yang terjadi pada *U-tube heat exchanger* tipe *shell and tube*. Penelitian ini dilakukan untuk meningkat *wearability* dari *U-tube* pada *heat exchanger* dimana *heat exchanger* sangat besar aplikasinya pada pembangkit listrik, sehingga diharapkan dapat meningkatkan dan memaksimalkan produksi *heat exchanger*.

1.2 Rumusan Masalah

Berdasarkan kajian pustaka diatas, maka diambil perumusan masalah “Bagaimana pengaruh peningkatan radius pipa terhadap tegangan akibat tekanan internal dan eksternal.”

1.3 Batasan Masalah

Berdasarkan latar belakang masalah, maka diberikan batasan masalah sebagai berikut :

- a. Penelitian yang dilakukan adalah statis.
- b. Hasil penelitian yang diteliti adalah tegangan *equivalent stress*.
- c. Tegangan diakibatkan oleh tekanan internal dan eksternal yang seragam diseluruh bagian pipa.
- d. Analisa tegangan dititik beratkan pada bagian *tube* pada *U-tube* di *Shell and Tube Heat Exchanger*.
- e. Proses penelitian menggunakan *software* ANSYS 15 dengan jenis simulasi Static Structural.

1.4 Tujuan Penelitian

Tujuan penelitian ini adalah :

- a. Untuk mengetahui nilai tegangan yang terjadi pada pipa radius 40 mm, radius 51 mm, radius 62 mm, radius 73 mm dan radius 84 mm akibat tekanan internal dan eksternal.
- b. Untuk mengetahui nilai tegangan yang terjadi terhadap batas ijin tegangan.

1.5 Manfaat penelitian

Manfaat penelitian ini adalah :

- a. Memberikan pemecahan masalah *failure* pada *heat exchanger*.
- b. Diharapkan solusi yang diperoleh dapat menambah efisiensi dari *heat exchanger*.
- c. Ikut menyelesaikan permasalahan pada industri fabrikasi dan *power plant*.
- d. Menyelesaikan permasalahan yang dihadapi pada ketenagalistrikan Indonesia.
- e. Menjadi masukan bagi PT Boma Bisma Indra (Persero) terkait radius pada *U-Tube*.

BAB 2 TINJAUAN PUSTAKA

2.1 Heat Exchanger

Heat exchanger adalah alat penukar kalor yang digunakan untuk memindahkan energi panas antara dua fluida dengan temperatur berbeda. *Heat exchanger* dipisahkan oleh sebuah bidang pembatas sehingga antar fluida tidak bercampur. *Heat exchanger* digunakan pada industri pembangkit energi, perminyakan, *cryogenic* dan lain lain (Thulukkanam, 2013).



Gambar 2.1 *Heat Exchanger* (PT.Boma Bisma Indra, 2018)

Berdasarkan jenis aliran, *heat exchanger* dibagi menjadi 2 jenis yaitu *parallel flow* (searah) dan *counter flow* (berlawanan arah). Aliran searah kondisi disaat fluida masuk *heat exchanger* masuk melalui sisi yang sama sementara aliran berlawanan arah terjadi ketika fluida masuk ke *heat exchanger* melalui sisi yang berbeda (Stewart & Lewis, 2013).

2.2 Klasifikasi Heat Exchanger

Heat exchanger terbagi atas 3 klasifikasi yaitu berdasarkan proses perpindahan panas, perubahan fasa dan konstruksi.

2.2.1 Konstruksi Heat Exchanger

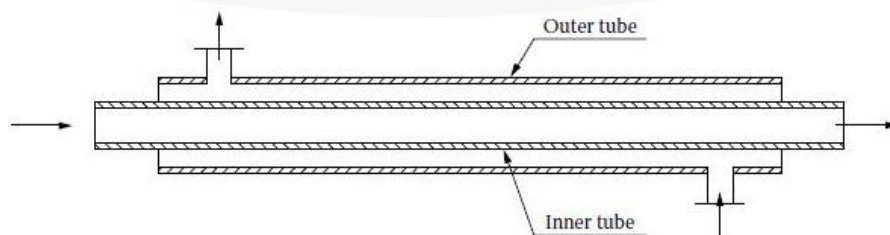
2.2.1.1. Tubular Heat Exchanger

a. Double Pipe Exchanger

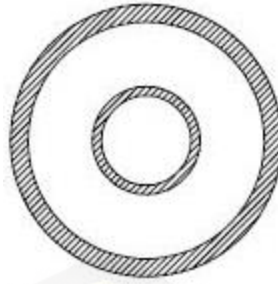
Double Pipe Exchange (DPE) disebut juga *hairpin exchanger* karena bentuknya yang menyerupai penjepit rambut. DPE terdiri dari 2 bagian utama yaitu *outer tube (annulus)* dan *inner tube (pipe)*. *Pipe* terdapat didalam *annulus*. DPE pada umumnya memiliki luas kurang dari 300 ft² dan sesuai untuk tekanan dan temperatur operasional tinggi. Fluida dengan korosifitas tinggi dialirkan pada *pipe* karena jika terjadi kerusakan tidak akan mengeluarkan biaya yang besar hanya perlu mengganti *pipe*. Fluida dengan temperatur tinggi dialirkan pada *annulus* karena luasan *annulus* lebih besar dibandingkan dengan *pipe* dengan begitu proses perpindahan panas juga akan memerlukan energi yang lebih sedikit. Keuntungan dari *hairpin exchanger* yaitu fleksibel karena dapat melakukan penggantian *part* dengan sangat mudah dan secara desain *hairpin exchanger* mudah dalam perawatan serta dapat disimpan pada tempat penyimpanan yang kecil (Thulukkanam, 2013).



(a)



(b)



(c)

Gambar 2.2 *Double Pipe Exchanger* (a) Tampak 3D; (b) Tampak depan; (c) Tampak samping (Thulukkanam, 2013)

b. *Shell and Tube Heat Exchanger (STHE)*

Lebih dari 65% industri pembangkit tenaga listrik dan industri kimia menggunakan *heat exchanger* jenis *shell and tube*. Hal ini dikarenakan standarisasi prosedur desain dan manufaktur *shell and tube* yang lengkap dan jelas, dapat beroperasi dalam jangka waktu yang lama, ketersediaan kode dan standar untuk desain dan fabrikasi serta diproduksi dalam variasi ukuran dan model serta material yang beragam (Shah & Sekulic, 2013).

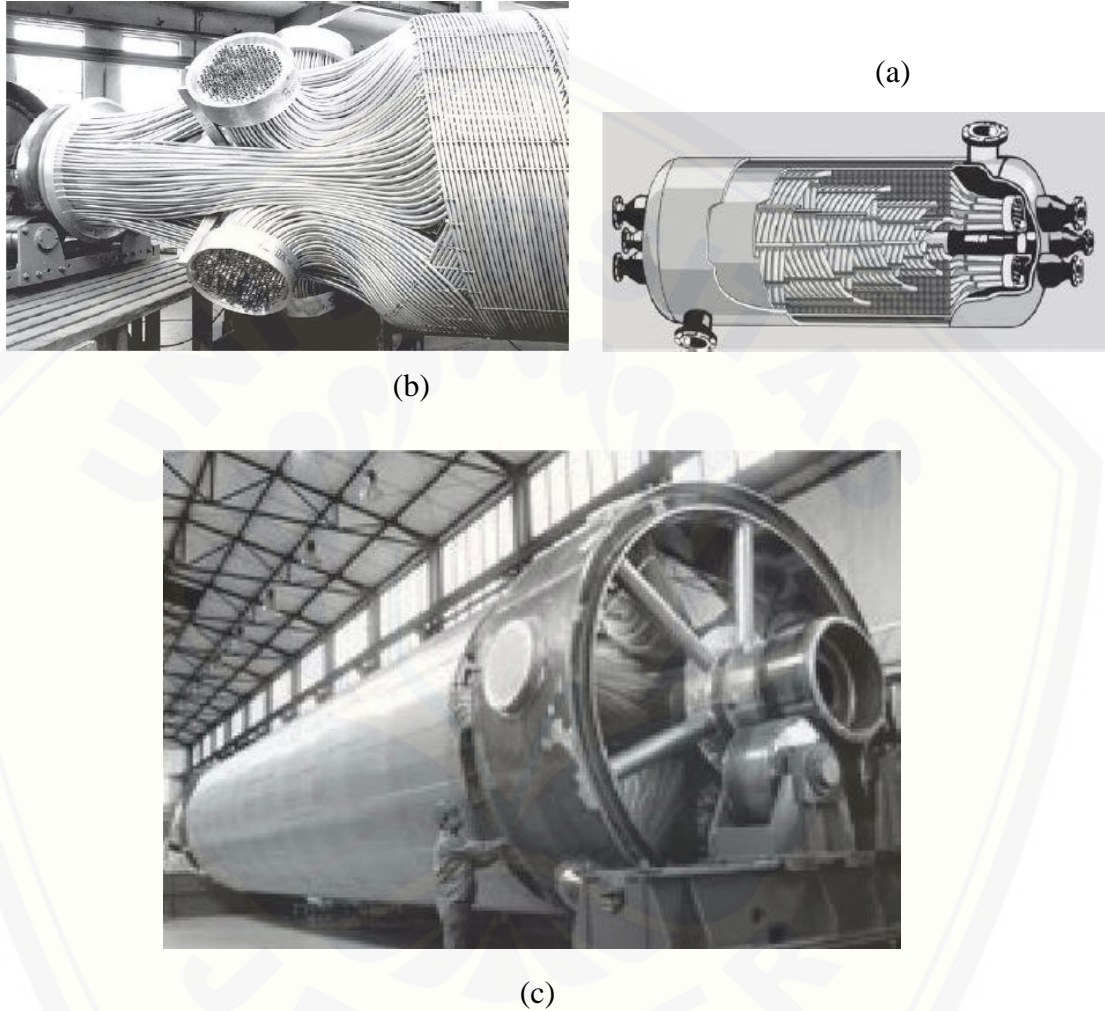


Gambar 2.3 *Shell and Tube Heat Exchanger* (Thulukkanam, 2013)

c. *Coiled Tube Heat Exchanger (CTHE)*

Konstruksi CTHE terdiri dari kumpulan *tube* yang berbentuk *helix* dengan jumlah besar yang terletak di sepanjang sumbu aksial dan radial yang terdapat didalam *shell*. Fluida bertekanan tinggi dan fluida bertekanan rendah mengalir

secara berlawanan arah. Fluida bertekanan tinggi mengalir pada *tube* yang melingkar, sementara fluida bertekanan rendah mengalir diantara *tube*, *tube* utama dan shell. Material yang digunakan adalah *stainless steel* untuk pengoperasian fluida bertemperatur tinggi (Shah & Sekulic, 2013).

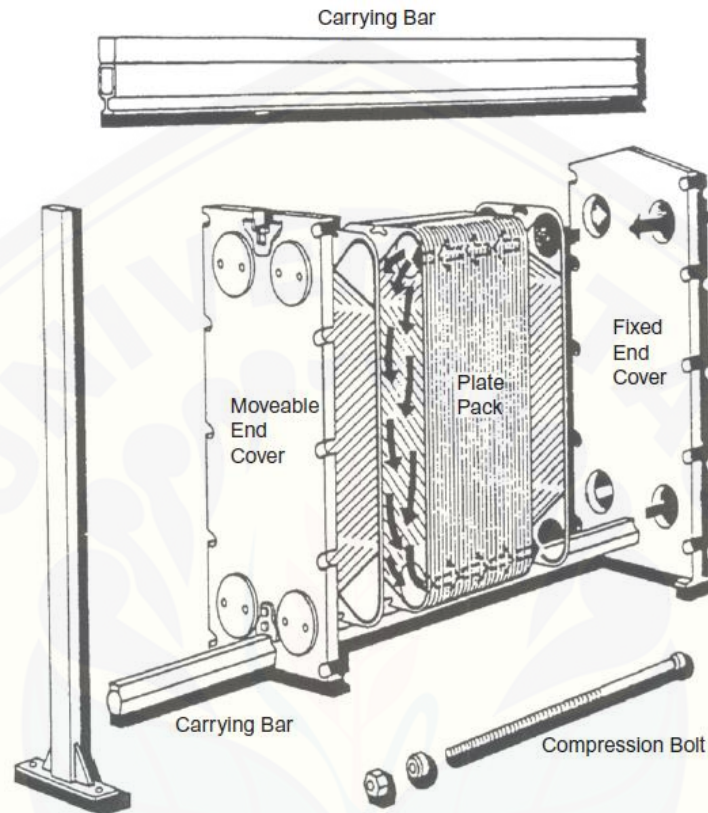


Gambar 2.4 Coiled Tube Heat Exchanger (a) Konfigurasi tube pada CTHE; (b) Konstruksi CTHE dan (c) CTHE pada Fabrikasi (Thulukkanam, 2013)

2.2.1.2. Plate Heat Exchanger

a. Plate and Frame atau Gasketed Plate Heat Exchanger (PFHE)

PFHE terdiri dari plat dan rangka dengan profil yang jika disusun akan membentuk dua jalur yang berfungsi sebagai jalur dua fluida dengan temperatur berbeda. PFHE menjadi alternatif dari STHE jika perpindahan kalor yang dibutuhkan adalah fluida bertekanan antara rendah dan medium dengan perubahan fasa antara *liquid – liquid*. (Shah & Sekulic, 2013).



Gambar 2.5 Plate dan Frame Heat Exchanger (Stewart & Lewis, 2013)

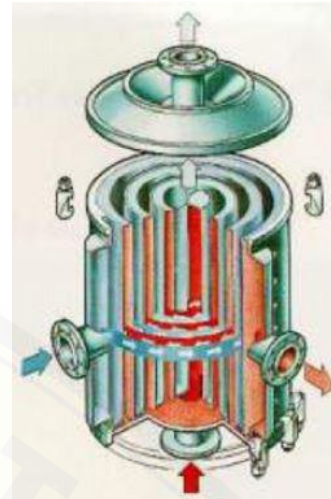
b. Spiral Plate Heat Exchanger (SPHE)

SPHE sekilas sama dengan PFHE yang terdiri dari plat panjang tetapi berbentuk melingkar. SPHE dapat digunakan pada fluida dengan kandungan partikel solid sebesar 50% dan pada fluida dengan viskositas 500.000 cp serta SPHE

termasuk dalam heat exchanger dengan perawatan yang mudah. (Shah & Sekulic, 2013)



(a)



(b)

Gambar 2.6 Plate dan Frame Heat Exchanger (Stewart & Lewis, 2013)

2.3 Shell and Tube Heat Exchanger (STHE)

Shell and Tube Heat Exchanger (STHE) adalah jenis *heat exchanger* yang banyak digunakan di industri. STHE digunakan di industri pembangkit energi, pengolahan minyak dan industri kimia. STHE berfungsi sebagai pendingin pelumas, kondensor, memanaskan fluida sebelum masuk boiler pada industri perpindahan panas. Shell and tube menjadi populer dan tetap digunakan karena keserbagunaannya. (Minton, 1990)

2.3.1 Konstruksi STHE

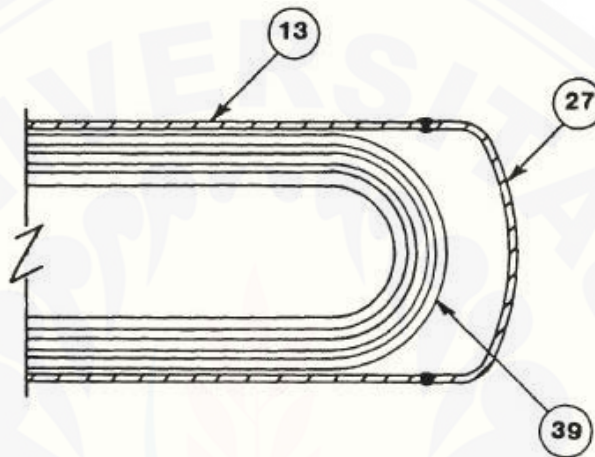
Komponen utama dari STHE terdiri dari *tube*, *baffle*, *shell*, *front head*, *rear head* dan *nozzle*. Beberapa komponen lainnya adalah *tie-rod*, *spacer*, *impingement plates*, *sealing strip*, *support* dan *lugs*. Untuk mendapatkan kriteria yang tepat dari kombinasi komponen yang tepat pula dan tetap memperhatikan beberapa faktor yaitu tekanan operasional, temperatur operasional, thermal tegangan, karakter korosi akibat fluida, kemudahan dalam proses perawatan dan biaya (Thulukkanam, 2013).

2.3.2 Tube

STHE menggunakan *tube* dengan luas penampang berbentuk lingkaran. Geometri *tube* menjadi hal yang penting karena pada sepanjang *tube* adalah tempat

terjadinya proses perpindahan panas (Shah & Sekulic, 2013). Terdapat beberapa variabel yang harus diperhatikan dalam pemilihan geometri *tube* yaitu *tube outside diameter*, *tube wall thickness*, *tube pitch* dan *tube layout patterns*. *Tube* harus mampu menahan beberapa hal berikut (Thulukkanam, 2013).

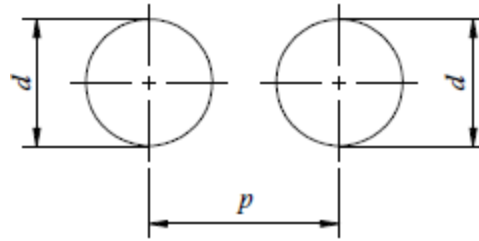
- a. Temperatur operasional dan tekanan operasional pada *tube*
- b. *Thermal* tegangan yang terjadi akibat perbedaan tekanan dan temperatur diantara *shell* dan *tube*
- c. Korosi yang terjadi pada *shellside* dan *tubeside*



Gambar 2.7 U-tube (Singh & Soler, 1984)

2.3.3 Tube Pitch

Tube pitch adalah jarak antara diameter dalam *tube* yang satu dengan yang lain. Pemilihan *tube pitch* sangatlah penting karena *tube pitch* dapat mempengaruhi tingkat perpindahan panas, tekanan operasional dan proses perawatan *tube*. Pada umumnya, rasio minimum dari *tube pitch* sebesar 1,25 kali dari diameter luar *tube* (Thulukkanam, 2013).

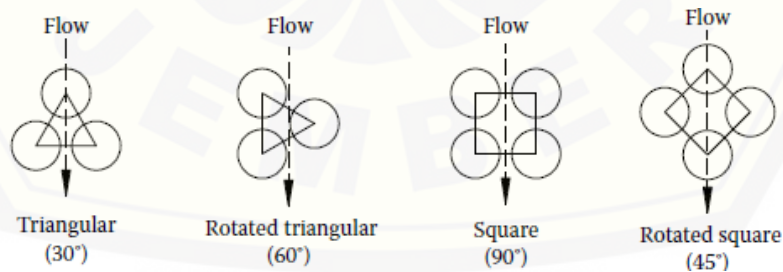


Gambar 2.8 Tube pitch pada shell and tube (Thulukkanam, 2013)

2.3.4 Tube Layout

Susunan *tube* termasuk salah satu faktor yang mempengaruhi dari ketahanan terhadap *thermal* tegangan dan proses perpindahan panas. Terdapat beberapa susunan *tube* agar memperoleh perpindahan panas yang maksimal. Dalam pemilihan susunan *tube* juga harus diperhatikan kemudahan dalam membersihkan *tube* tersebut. Standar susunan *tube* terdiri dari 4 jenis yaitu segitiga (30°), segitiga diputar (60°), segiempat (90°) dan segi empat diputar (45°). Semakin besar radius putar susunan *tube* maka akan semakin menurun koefisien perpindahan panas dan tekanan antara titik pusat *tube*. Oleh karena itu radius putar susunan *tube* 90° memiliki koefisien perpindahan panas dan tekanan terendah. Berikut adalah parameter dalam pemilihan susunan *tube* (Thulukkanam, 2013).

- Kepadatan
- Perpindahan panas
- Penurunan tekanan
- Akses untuk membersihkan *tube*
- Perubahan fasa fluida, jika terdapat perubahan fasa.



Gambar 2.9 Tube Layout pada Shell and Tube Heat Exchanger (Thulukkanam, 2013)

2.3.5 Bending U-tube

Radius luar *tube* akan menipis pada saat proses bending berlangsung pada *tube*. Berdasarkan TEMA bagian RCB-2.33, ketebalan minimum *tube* sebelum dilakukan proses bending adalah sebagai berikut (TEMA, 2007).

$$t_0 = t_1 \left(1 + \frac{d}{4R_b} \right) \quad (2.1)$$

dimana

t_0 = ketebalan *tube* sebelum proses bending

t_1 = ketebalan minimum *tube*, berdasarkan perhitungan dari kode aturan *tube* lurus dengan tekanan dan temperatur yang sama

d = diameter luar *tube*

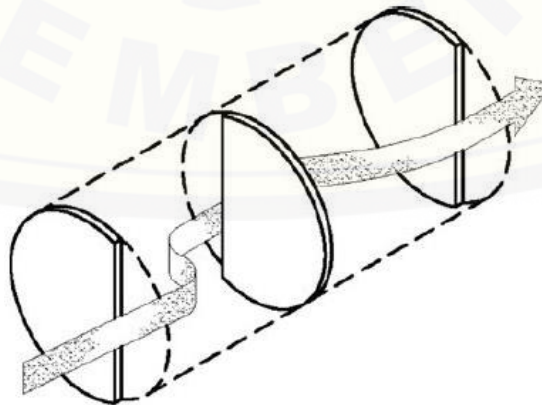
R_b = radius rata rata bending

2.3.6 Baffle

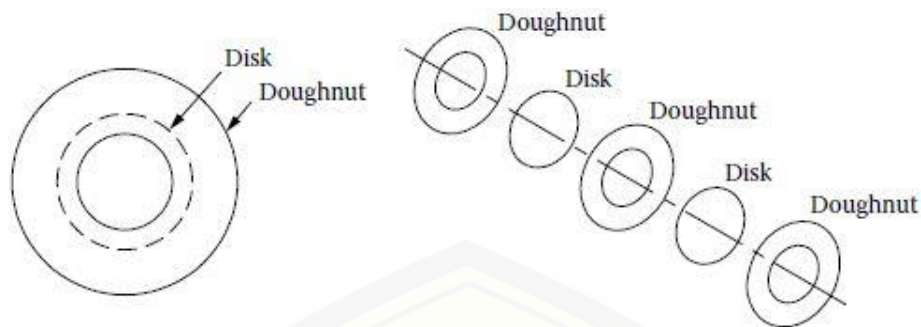
Baffle adalah salah satu komponen utama pada shell and tube. *Baffle* berfungsi sebagai tumpuan *tube*, menyokong *tube spacing* dan mengatur arah aliran fluida di dalam shell. Terdapat beberapa tipe *baffle* terhadap jenis aliran fluida didalam shell yang diharapkan. Berikut adalah jenis-jenis *baffle*.

2.3.6.1. Transverse Baffle

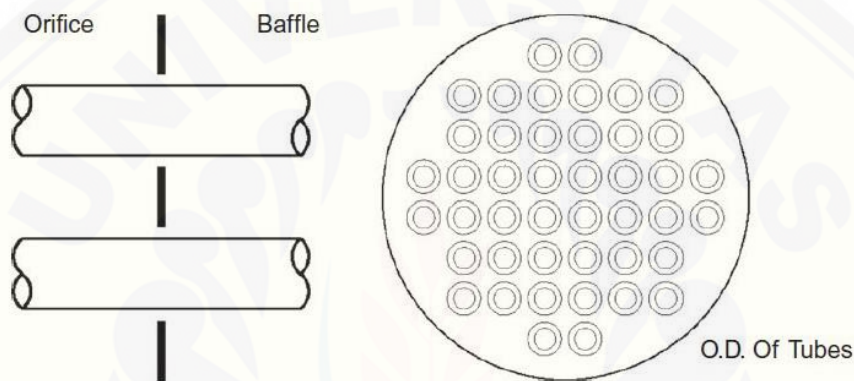
Posisi *transverse baffle* melintang (tegak lurus) terhadap *tube*. *Transverse baffle* berfungsi selain mengarahkan aliran fluida dan dapat juga meningkatkan getaran dari fluida di dalam *shell*. *Transverse baffle* terbagi menjadi tiga yaitu *segmental baffle*, *doughnut baffle* dan *orifice baffle*.



Gambar 2.10 Segmental Baffle (Stewart & Lewis, 2013)



Gambar 2.11 Disk and Doughnut Baffle (Thulukkanam, 2013)



Gambar 2.12 Orifice Baffle (Stewart & Lewis, 2013)

2.3.6.2. Longitudinal Baffle

Longitudinal baffle terletak membujur dari *tube*. Fungsi dari *baffle* ini ialah untuk mengatur arah aliran fluida di dalam *shell* lebih dari satu jalur. Namun sampai saat ini masih belum ditemukan sistem pengunci yang efektif untuk *longitudinal baffle* (Thulukkanam, 2013).

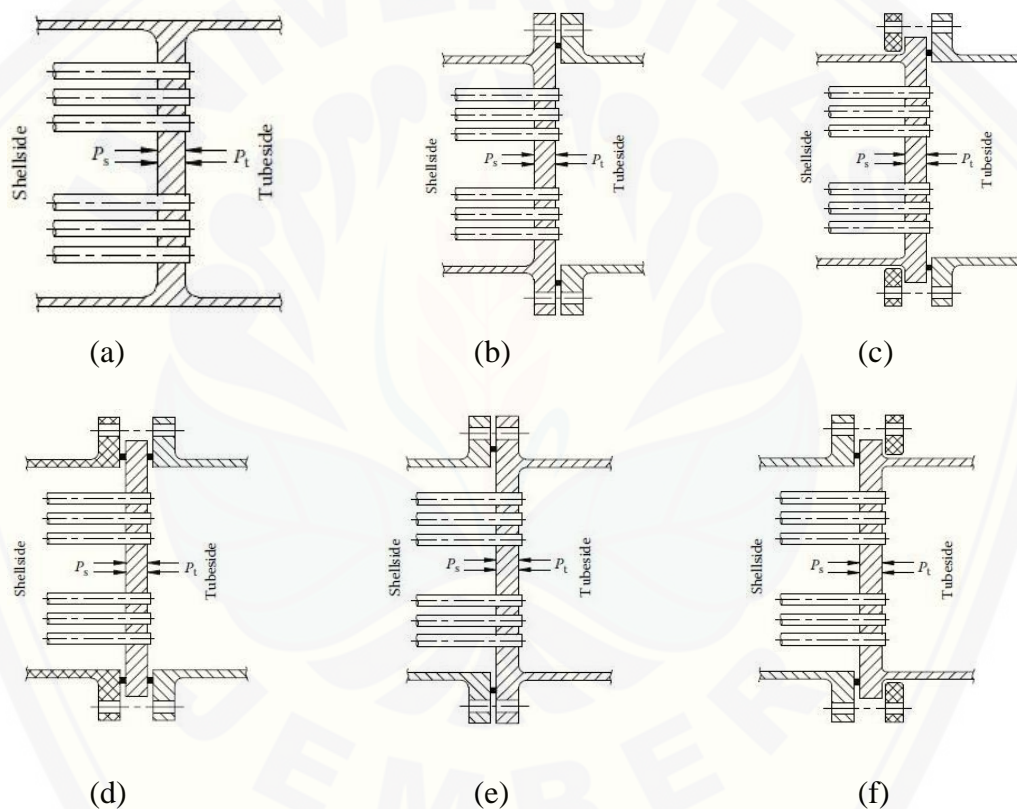
2.3.7 Tubesheet

Tubesheet adalah komponen utama ketiga dari STHE. Fungsi *tubesheet* adalah sebagai pengarah fluida agar masuk ke *tube*. *Tubesheet* disambung pada *shell* dengan metode baut, las atau dengan kombinasi las dan baut. Berikut adalah sistem sambungan *shell* dan *tubesheet* (Thulukkanam, 2013).

- a. *Tubesheet* dan *shell* merupakan satu komponen utuh

- b. *Tubesheet* dan *shell* satu bagian utuh dengan diberi gasket antara *bundle* dan *tubesheet*
- c. *Tubesheet* menyatu dengan *shell* dan diberi gasket antara *tubesheet* dan saluran fluida
- d. Antara *tubesheet*, *shellside* dan *tubeside* diberi gasket
- e. *Tubesheet* diberi gasket pada *shellside* dan *tubesheet* menyatu dengan saluran fluida
- f. *Tubesheet* dan *shellside* diberi gasket dan *tubesheet* menyatu dengan saluran fluida

Setiap sistem sambungan akan dijelaskan pada Gambar 2.13



Gambar 2.13 Sistem sambungan tubesheet dengan tube (Thulukkanam, 2013)

2.3.8 Sambungan Tube dan Tubesheet

Tube dan *tubesheet* dapat disambung dengan beberapa metode yaitu *rolling*, *welding*, *rolling* dan *welding*, *explosive welding* dan *brazing*. Metode *rolling* (ekspansi) merupakan metode dengan pemakaian paling banyak dan memuaskan,

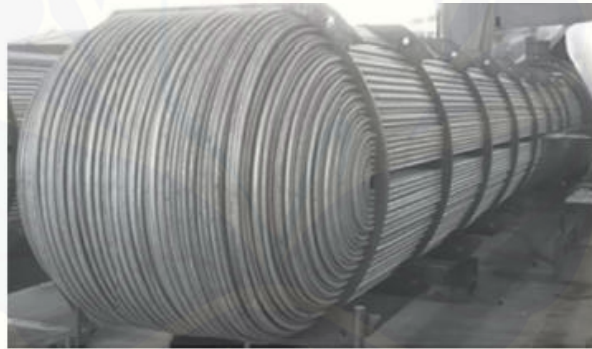
tetapi metode *welding* (pengelasan) digunakan ketika terjadi tegangan yang tinggi (Thulukkanam, 2013).

2.3.9 Tube Bundle

Tube Bundle adalah rangkaian *tube* pada STHE yang terdiri dari *tube*, *tubesheet*, *spacers* dan *tie-rods*, dan *baffle* (Thulukkanam, 2013).

2.3.9.1. Spacer, Tie-Rods dan Sealing Devices

Tube Bundle disokong oleh *baffle* dengan pemasangan yang tepat berdasarkan posisi *spacer* dan *tie-rod*. *Tie-rod* dirakit dengan cara mengencangkan *screw* pada salah satu sisi *tie-rod* ke *tubesheet*, sedangkan salah satu sisi lainnya akan di sambung dengan *baffle* paling ujung dan dikunci oleh *locknuts*. *Spacer* menjadi pembatas antar *baffle* satu dengan yang lain. *Tie-rod* dan *spacer* dapat menjadi sistem pengunci yang akan mengurangi getaran yang terjadi di *tube bundle* dan *shell* (Thulukkanam, 2013).



Gambar 2.14 Rangkaian tube pada Shell and Tube (Thulukkanam, 2013)

2.3.10 Shell

Shell STHE dirancang dalam berbagai ukuran, material dan ketebalan. *Shell* dengan ukuran kecil difabrikasi dari *tube*, sedangkan dalam ukuran besar dibuat dari plat yang kemudian dilakukan proses *rolling*. Biaya pembuatan *shell* lebih besar dari pada biaya pembuatan *tube*, hal ini terjadi karena *engineer* harus merancang sebuah *shell* yang dapat mengakomodasi tingkat perpindahan panas yang diharapkan. Pada perancangan *shell* terdapat beberapa faktor yang perlu

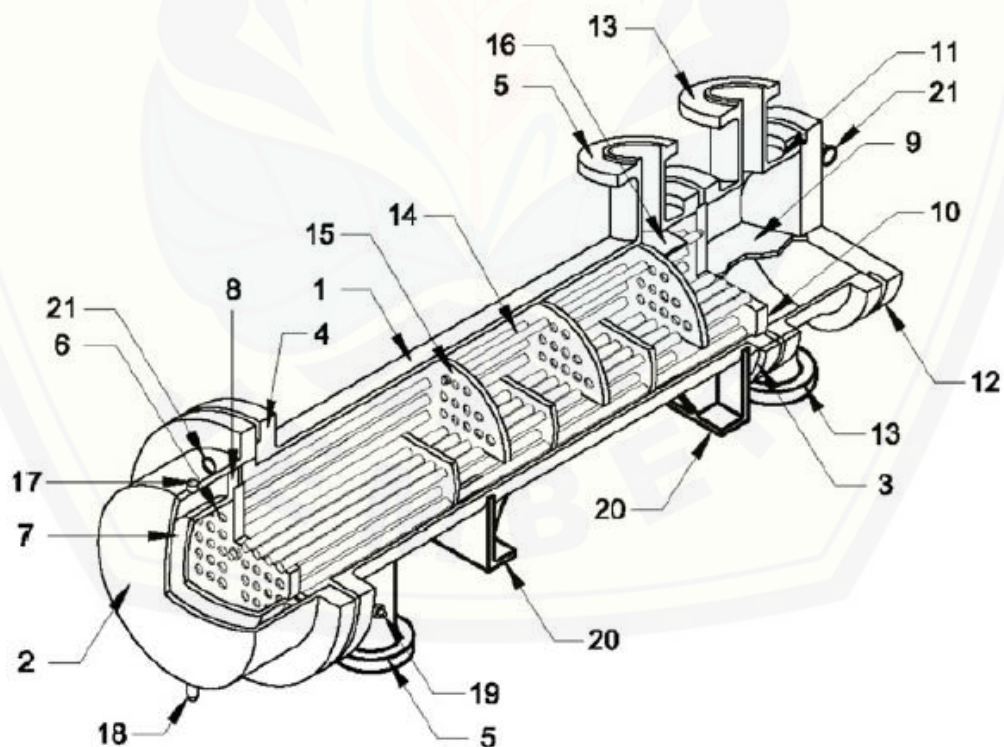
diperhatikan yaitu luas lahan, proses instalasi, perawatan dan lain lain (Thulukkanam, 2013).

2.3.10.1. Drains dan Vents

Drains dan *vent* berfungsi sebagai saluran untuk mengeluarkan fluida yang memiliki tekanan berlebih. Jika tidak terdapat *drains* dan *vent* maka besar kemungkinan *heat exchanger* akan mengalami *leakage*. Posisi pemasangan dari *drains* dan *vent* juga sangat menentukan agar tekanan yang berlebih dapat dengan langsung berkurang (Thulukkanam, 2013)

2.3.10.2. Nozzle

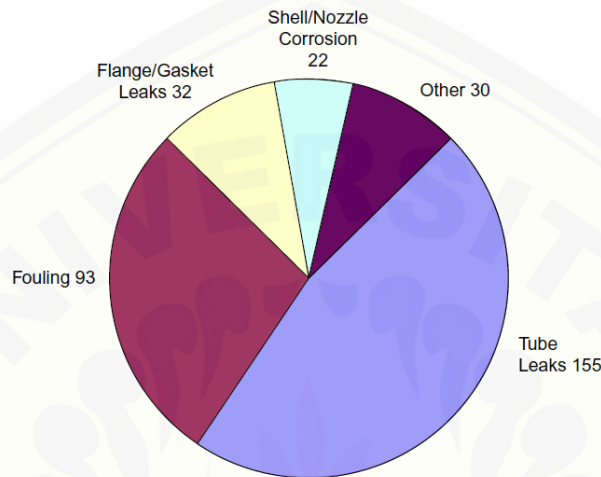
Nozzle berfungsi sebagai pengarah fluida untuk masuk dan keluar dari *exchanger*. *Nozzle* dibuat dari *tube* yang kemudian disambung menggunakan metode las pada *shell* dan *bonnet*. Ukuran *nozzle* harus sesuai dengan kemampuan *tube bundle* dalam memblokir aliran fluida pada saat *nozzle* dibuka. *Nozzle* membutuhkan *impingement plate* untuk menghindari dari *water hammer* ketika fluida memasuki *heat exchanger*. (Thulukkanam, 2013).



Gambar 2.15 Komponen Shell and Tube (1) Shell; (5) Shell Nozzle; (13) Bonnet Nozzle dan (18) Drains (Stewart & Lewis, 2013)

2.4 Tegangan Pipa

Analisis tegangan adalah analisis yang fokus pada perilaku dari gaya yang bekerja pada benda kerja. Analisis tegangan juga disebut *Solid mechanics*, *strength of material* atau *mechanics of material* karena pembahasan utamanya pada perilaku material (Iremonger, 1982). Stewart dan Lewis (2013), menjelaskan kerusakan utama pada *heat exchanger* selama tahun 2008 – 2013 terjadi pada *tube*



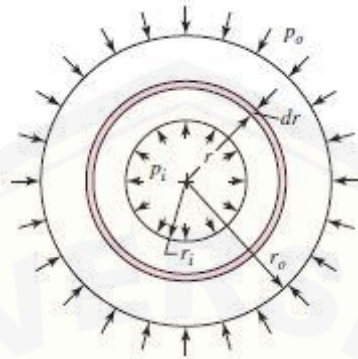
Gambar 2.16 Prosentase kasus kerusakan pada heat exchanger (Stewart & Lewis, 2013)

Kerusakan *tube* terjadi akibat perubahan temperatur dan tegangan. Fluida bertekanan dialirkan pada *tube* memiliki tekanan yang akan diteruskan ke segala arah sesuai dengan bunyi hukum pascal, tekanan tersebut akan mengakibatkan tegangan sebagai reaksi dari *tube* untuk mempertahankan bentuknya. *Tube* dengan tumpuan tetap dan dialiri oleh fluida bertemperatur akan menyebabkan terjadinya tegangan termal (Zainuri, 2008).

Tegangan pada *pressure vessel*, *hydraulic cylinder*, *gun barrels*, dan pipa dapat dipecahkan dengan teori tegangan pada silinder. Namun sebelum menyelesaikan permasalahan tersebut, langkah utama adalah menentukan silinder tersebut masuk dalam silinder berdinding tipis atau tebal. Hal itu dapat diketahui dengan mencari nilai rasio $r/t > 10$ atau < 10 . Jika nilai rasio lebih besar dari 10 maka silinder dikategorikan sebagai silinder tipis dan jika nilai rasio lebih kecil dari 10 maka silinder termasuk silinder tebal, nilai tersebut akan berpengaruh pada asumsi yang digunakan pada persamaan untuk mencari tegangan.

2.4.1 Silinder Berdinding Tebal

Budynas dan Nisbett (2011), menjelaskan bahwa pada pipa dan bejana tekan yang bertekanan tinggi akan terjadi tegangan tangensial (σ_t) dan tegangan radial (σ_r) dengan nilai tegangan yang bervariasi disetiap jarak dari jari-jari permukaannya.



Gambar 2.17 Pembebanan silinder berdinding tebal (Budynas & Nisbett, 2011).

Ketika nilai tegangan positif mengindikasikan tarik dan sebaliknya negatif adalah tekan. Persamaan tegangan sebagai berikut.

$$\sigma_t = \frac{p_i r_i^2 - p_o r_o^2 - r_i^2 r_o^2 (p_o - p_i) / r^2}{r_o^2 - r_i^2} \quad (2.1)$$

$$\sigma_r = \frac{p_i r_i^2 - p_o r_o^2 + r_i^2 r_o^2 (p_o - p_i) / r^2}{r_o^2 - r_i^2} \quad (2.2)$$

dengan

σ_t = Tegangan tangensial (MPa)

σ_r = Tegangan radial (MPa)

p_i = Tekanan internal (MPa)

p_o = Tekanan eksternal (MPa)

r_i = Jari-jari terdalam (m)

r_o = Jari-jari terluar (m)

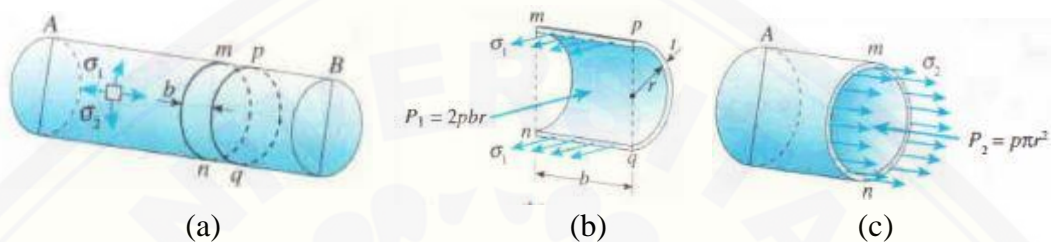
r = Jarak dari jari-jari ke titik yang akan diteliti (m)

Tegangan longitudinal (σ_l) terjadi ketika silinder memiliki tutup di kedua ujungnya dan dipengaruhi oleh tekanan internal dan eksternal. Persamaan tegangan longitudinal sebagai berikut (Budynas, 1977).

$$\sigma_l = \frac{p_i r_i^2 - p_o r_o^2}{r_o^2 - r_i^2} \quad (2.3)$$

2.4.2 Tegangan Silinder Tipis

Budynas dan Nisbett (2011), memaparkan ketika ketebalan dari bejana tekan silinder kurang dari atau sama dengan 10 dari jari-jarinya, maka tegangan radial yang dihasilkan dari bejana tekan akan sangat kecil jika dibandingkan dengan tegangan tangensial. Hal ini mengakibatkan tegangan radial di silinder berdinding tipis tidak dihitung karena tebal dari silinder berdinding tipis sangat kecil.



Gambar 2.18 Tegangan di silinder berdinding tipis (Timoshenko & Gere, 1972)

Timoshenko & Gere, (1972) menjelaskan sesuai dengan Gambar 2.20 pada silinder berdinding tipis σ_1 yang bekerja di dinding bejana mempunyai resultan sama dengan $\sigma_1(2bt)$, dimana t adalah tebal dinding. Juga, gaya resultan P_1 dari tekanan internal adalah $2pbr$, dimana r adalah radius dalam silinder. Jadi, kita mempunyai rumus keseimbangan sebagai berikut:

$$\sigma_1(2bt) - 2pbr = 0 \quad (2.4)$$

Dari persamaan ini kita peroleh rumus berikut untuk tegangan tangensial di silinder:

$$\sigma_1 = \frac{pr}{t} \quad (2.5)$$

Tegangan ini terdistribusi rata di seluruh tebal dinding, asalkan tebal tersebut jauh lebih kecil dibandingkan radiusnya.

Tegangan longitudinal σ_2 diperoleh dari keseimbangan diagram benda bebas dari bagian bejana di kiri potongan mn pada Gambar.. Diagram benda bebas tersebut meliputi bukan hanya bagian dari tangki, melainkan juga isinya. Tegangan longitudinal bekerja dalam arah longitudinal dan mempunyai gaya resultan yang sama dengan $\sigma_2(2\pi rt)$. Perhatikan bahwa kita menggunakan radius dalam dari cangkang tersebut sebagai ganti dari radius rata-rata.

Gaya resultan P_2 dari tekanan internal adalah gaya yang sama dengan $p\pi r^2$. Jadi, persamaan keseimbangan untuk benda bebas ini adalah

$$\sigma_2(2\pi r t) - p\pi r^2 = 0 \quad (2.6)$$

Dengan memecahkan persamaan ini untuk mendapatkan σ_2 , kita peroleh rumus berikut untuk tegangan longitudinal di bejana tekan silinder:

$$\sigma_2 = \frac{pr}{2t} \quad (2.7)$$

dengan

P = Tekanan internal (MPa)

σ_1 = Tegangan tangensial (MPa)

σ_2 = Tegangan longitudinal (MPa)

r = Jari-jari (m)

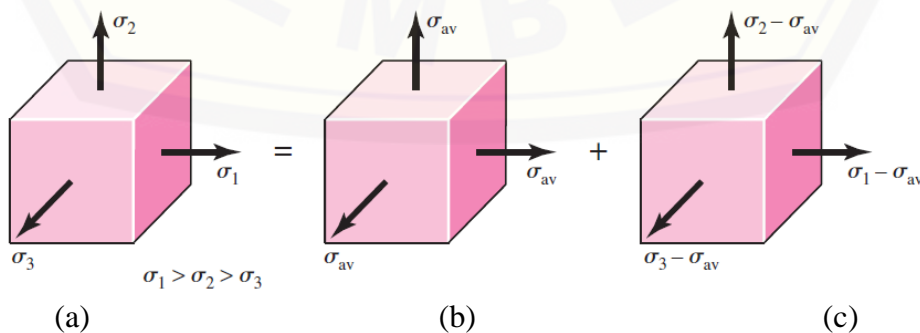
t = Ketebalan (m)

2.5 Teori Kegagalan

2.5.1 Energi Distorsi Maksimum

Budynas dan Nisbett (2011), memaparkan teori energi distorsi dapat dipelajari bahwa *yielding* (peluluhan) terjadi ketika energi distorsi regangan *volume* tiap bagian mencapai atau melampaui energi distorsi regangan *volume* tiap bagian dari titik luluh pada uji tarik atau tekan sederhana dengan material yang sama.

Teori distorsi energi berasal dari observasi material *ductile* yang mengalami tegangan *hydrostatic* (deformasi *volume*) memperlihatkan kekuatan luluhnya sangat besar dari pada nilai kekuatan luluh yang didapat dari uji tarik sederhana. Dari hal tersebut dapat diambil asumsi bahwa peluluhan tidak sesederhana pada fenomena uji tarik dan tekan saja, tetapi terjadi distorsi *angular* (deformasi bentuk) pada elemen.



Gambar 2.19 Energi distorsi (a) Tegangan utama (triaksial) pada elemen (b) Elemen mengalami *hydrostatic* (c) Elemen mengalami distorsi *angular* (Budynas & Nisbett, 2011).

Gambar 2.19 menjelaskan teori ini terjadi. Gambar 2.19a adalah elemen yang diberikan tegangan σ_1 , σ_2 , dan σ_3 . Hal ini mengakibatkan elemen mengalami deformasi *volume* ke arah 3 dimensi seperti pada Gambar 2.19b. Tegangan yang ditampilkan pada Gambar 2.19b adalah tegangan normal *hydrostatic* (σ_{av}) yang bekerja pada tiap arah tegangan utama dari Gambar 2.19a. Persamaan untuk σ_{av} sebagai berikut.

$$\sigma_{av} = \frac{\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3}{3} \quad (2.8)$$

dengan

$$\sigma_1 = \sigma_2 = \sigma_3 = \text{Tegangan utama}$$

$$\sigma_{av} = \text{Tegangan normal } \textit{hydrostatic}$$

Kemudian elemen pada Gambar 2.19b mengalami perubahan *volume* murni. Jika σ_{av} diasumsikan komponen dari σ_1 , σ_2 , dan σ_3 , kemudian komponen ini dikurang σ_{av} , maka akan elemen akan mengalami distorsi *angular* murni seperti pada Gambar 2.20c.

Energi regangan *volume* tiap bagian pada uji tarik sederhana adalah $u = \frac{1}{2} \epsilon \sigma$. Energi regangan *volume* tiap bagian pada elemen pada Gambar 2.19a adalah $u = \frac{1}{2} [\epsilon_1 \sigma_1 + \epsilon_2 \sigma_2 + \epsilon_3 \sigma_3]$. Regangan normal pada elemen yang mengalami tegangan σ_x , σ_y , dan σ_z sebagai berikut.

$$\epsilon_x = \frac{1}{E} [\sigma_x - \nu(\sigma_y + \sigma_z)] \quad (2.9a)$$

$$\epsilon_y = \frac{1}{E} [\sigma_y - \nu(\sigma_x + \sigma_z)] \quad (2.9b)$$

$$\epsilon_z = \frac{1}{E} [\sigma_z - \nu(\sigma_x + \sigma_y)] \quad (2.9c)$$

Jika Persamaan 2.8 dikali dengan Persamaan 2.9a, 2.9b dan 2.9c maka akan didapat

$$u = \frac{1}{2E} [\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \sigma_3^2 - 2\nu(\sigma_1\sigma_2 + \sigma_2\sigma_3 + \sigma_3\sigma_1)] \quad (2.10)$$

Energi regangan yang menghasilkan perubahan *volume* saja (u_v) dapat diperoleh dengan melakukan substitusi σ_{av} untuk σ_1 , σ_2 , dan σ_3 pada Persamaan 2.9.

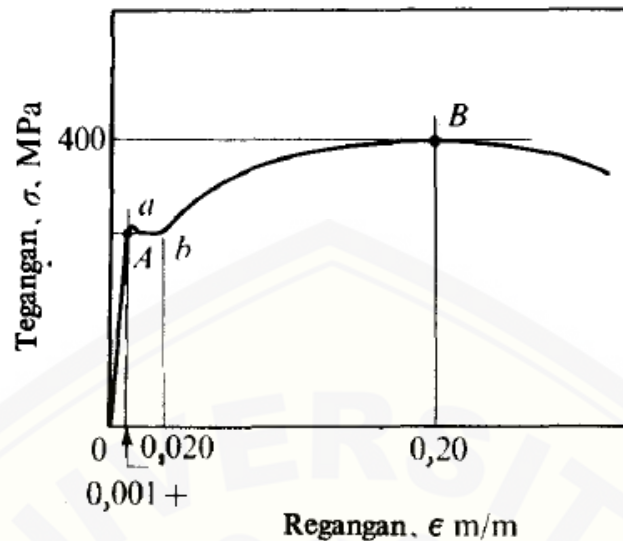
$$u_v = \frac{3\sigma_{av}^2}{2E} (1 - 2\nu) \quad (2.11)$$

Substitusi Persamaan 2.8 ke Persamaan 2.11 maka akan didapat sebagai berikut.

$$u_v = \frac{1-2\nu}{6E} (\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \sigma_3^2 + 2\sigma_1\sigma_2 + 2\sigma_2\sigma_3 + 2\sigma_3\sigma_1) \quad (2.12)$$

Maka energi distorsi diperoleh dengan melakukan pengurangan Persamaan 2.10 dengan Persaman 2.12.

2.5.2 Diagram Tegangan-Regangan



Gambar 2.21 Diagram tegangan regangan untuk baja lunak (Popov, 1984)

Menurut Suherman, (1987) diagram tegangan regangan adalah grafik yang digunakan untuk menggambarkan kemampuan benda uji dalam menerima beban. Gambar 2.24 menjelaskan kemampuan benda uji dengan bahan dasar baja lunak. Berikut adalah poin utama dari diagram tegangan regangan.

- Titik A disebut batas kesebandingan, pada titik ini besarnya tegangan dan regangan berbanding lurus. Benda uji akan mengalami penambahan panjang yang sebanding dengan penambahan gaya yang bekerja pada benda uji
- Titik a adalah titik *upper yield point* (batas atas luluh). Pada titik ini akan menghasilkan pertambahan panjang yang lebih besar jika dibandingkan dengan titik A namun dengan nilai gaya yang sama.
- Titik b disebut *lower yield point* (batas bawah luluh). Pada titik b benda uji pertama kalinya mengalami penambahan panjang tanpa penambahan beban.
- Titik B disebut *ultimate tensile strength* (UTS) adalah nilai tegangan maksimum yang dapat diterima benda uji sebelum mengalami *fracture* (patah).

BAB 3 METODE PENELITIAN

3.1 Alat dan Bahan

3.1.1 Alat

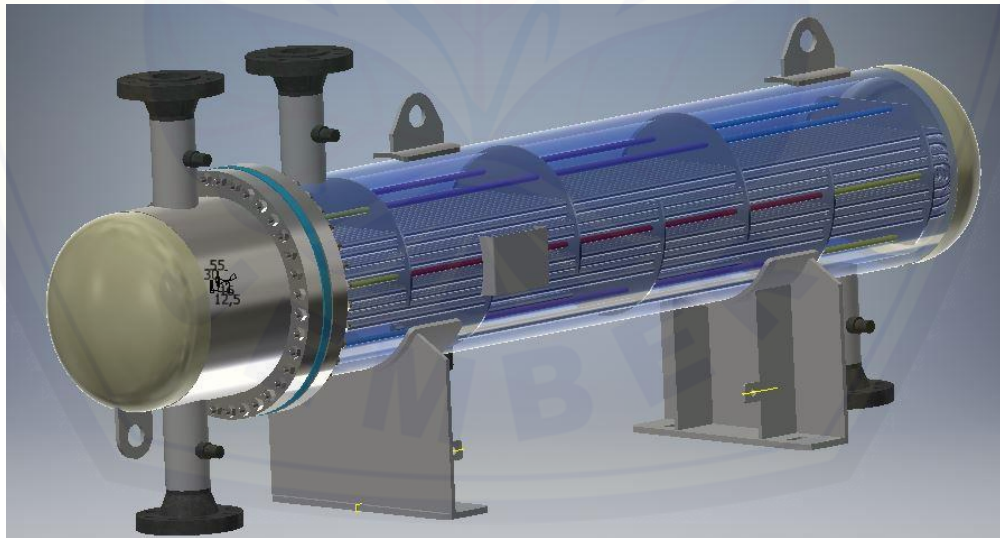
Alat yang digunakan pada penelitian adalah *personal computer (PC)*, *software software ANSYS 15*.

3.1.2 Bahan

Bahan yang digunakan pada penelitian adalah data yang diperoleh dari praktek kerja lapangan pada PT. Boma Bisma Indra (Persero). Data yang digunakan yaitu dimensi, material, dan tekanan operasional pipa.

3.2 Metode Penelitian

Penelitian dilakukan untuk mengetahui nilai tegangan yang terjadi pada *U-tube Shell and Tube Heat Exchanger*. Penelitian menggunakan metode simulasi pada yang akan divalidasi dengan perhitungan analitis. Penelitian dilakukan dengan menggunakan *software ANSYS 15* dan menggunakan data yang diperoleh dari PT. Boma Bisma Indra Pasuruan (Persero).



Gambar 3.1 Shell and tube heat exchanger

Berdasarkan Stewart dan Lewis (2013) memaparkan bagian *heat exchanger* yang mengalami kerusakan terbesar dalam kurun waktu 2008 – 2013 terjadi pada pipa, maka pipa menjadi fokus pada penelitian ini.



Gambar 3.2 Benda kerja dengan fokus pada bagian elbow pipe

3.3 Prosedur Penelitian

Prosedur penelitian berfungsi supaya penelitian berjalan dengan baik. Berikut adalah prosedur penelitian :

a. Studi literatur

Data pada penelitian didapat dari PT. Boma Bisma Indra pada saat Kerja Praktek. Studi literatur juga dilakukan untuk memenuhi pengetahuan dasar tentang *shell and tube heat exchanger* dan perpipaan. Ilmu tersebut didapat dari mata kuliah, jurnal dan buku yang berkaitan.

b. Simulasi dengan *Static Structural*

Simulasi *static structural* dilakukan dengan memberi beban tekanan internal dan eksternal untuk melihat pengaruh radius lengkung pipa terhadap tegangan tersebut. Tahapan utama proses simulasi terdiri dari langkah yaitu :

- 1) Mengatur *engineering data tube*
- 2) Menggambar *elbow pipe* pada *design modeler*
- 3) Melakukan *meshing*
- 4) Menentukan pembabanan pada simulasi
- 5) Memilih hasil analisis yang dibutuhkan untuk penelitian.

c. Pembahasan hasil analisa

Data yang dihasilkan dari simulasi adalah *equivalent stress*. Data simulasi akan dibandingkan dengan kriteria bahan untuk mengetahui tingkat keamanan dari desain *elbow pipe*.

d. Kesimpulan

Kesimpulan didapat dari tujuan penelitian yang telah ditentukan sebelumnya.

3.4 Pelaksanaan Penelitian

3.4.1 Variabel Penelitian

Variabel penelitian terdiri dari :

1. Variabel bebas

Variabel bebas dalam penelitian ini adalah radius lengkung pada *elbow pipe*

SA 213 Gr T22 yaitu :

- a. 40 mm
- b. 51 mm
- c. 62 mm
- d. 73 mm
- e. 84 mm

2. Variabel terikat

Variabel terikat dalam penelitian ini adalah sebagai berikut :

- a. *Equivalent stress*

3. Variabel kontrol

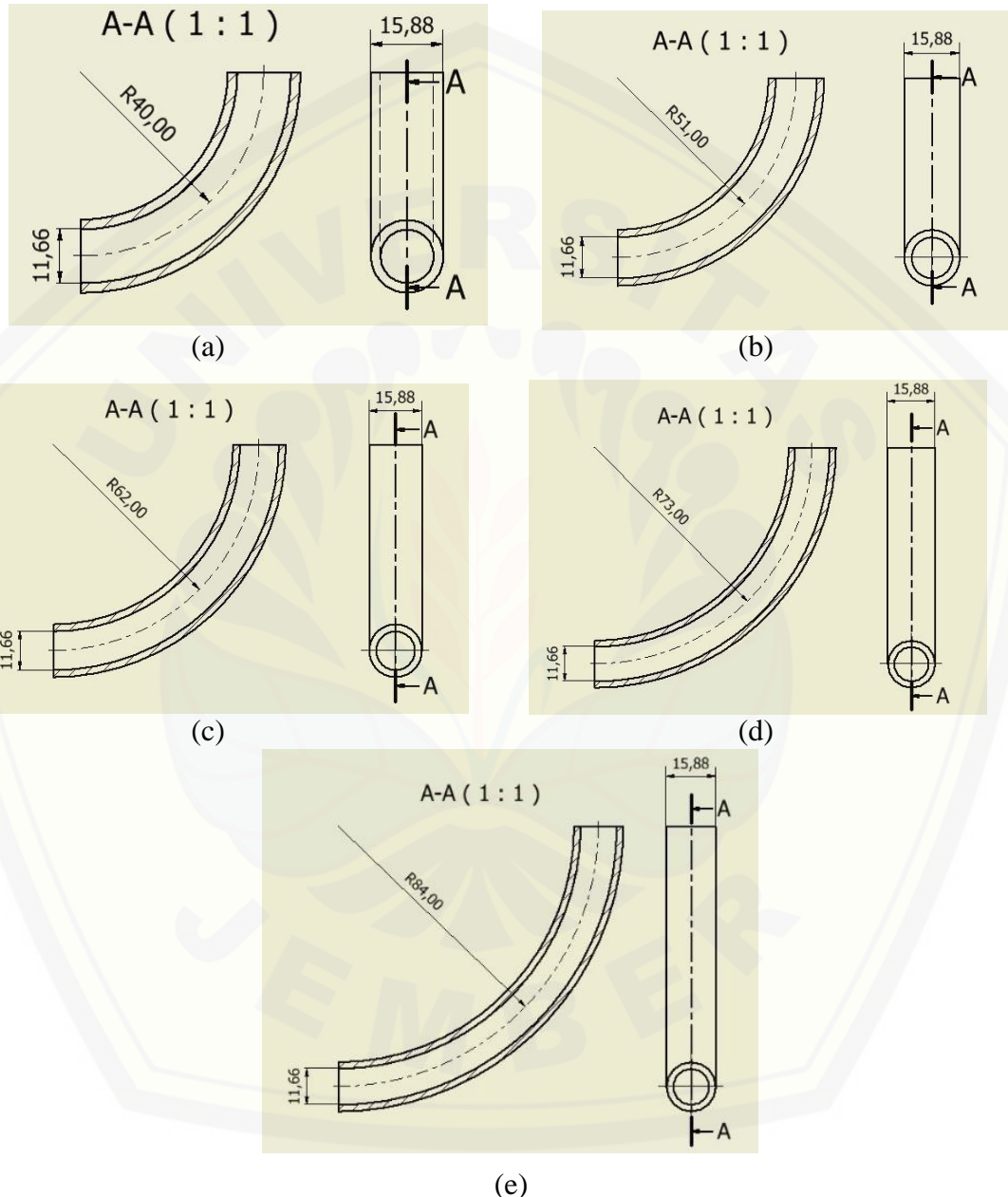
Variabel kontrol dalam penelitian ini adalah sebagai berikut :

- a. Tekanan internal sebesar 20,4 MPa seragam di seluruh bagian *elbow pipe*.
- b. Tekanan eksternal sebesar 2,04 MPa seragam di seluruh bagian *elbow pipe*.

3.4.2 Langkah Penelitian

3.4.2.1. Pemodelan *elbow pipe*

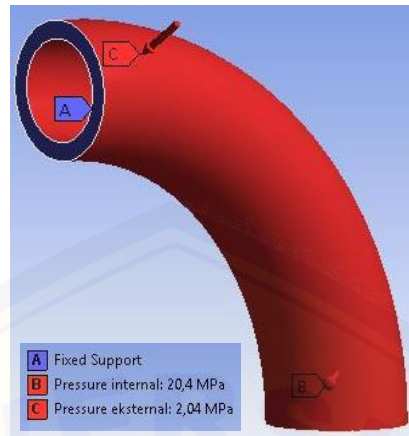
Proses menggambar *elbow pipe* dilakukan di ANSYS 15. Model *elbow pipe* ditunjukkan pada Gambar 3.4.



Gambar 3.3 Elbow pipe dengan radius (a) 40 mm (b) 51 mm (c) 62 mm (d) 73 mm dan (e) 84 mm

3.4.2.2. Pembebanan pipa

Pembebanan pada pipa dijelaskan pada Gambar 3.4.



Gambar 3.4 Pembebanan pipa

3.4.2.3. Analisa pada software ANSYS 15

1. Pengaturan *engineering data*

Proses kedua adalah memasukkan data material yang berkaitan terhadap hasil simulasi sesuai dengan *datasheet material*. Nilai dari data diatas dijelaskan pada Gambar 3.5.

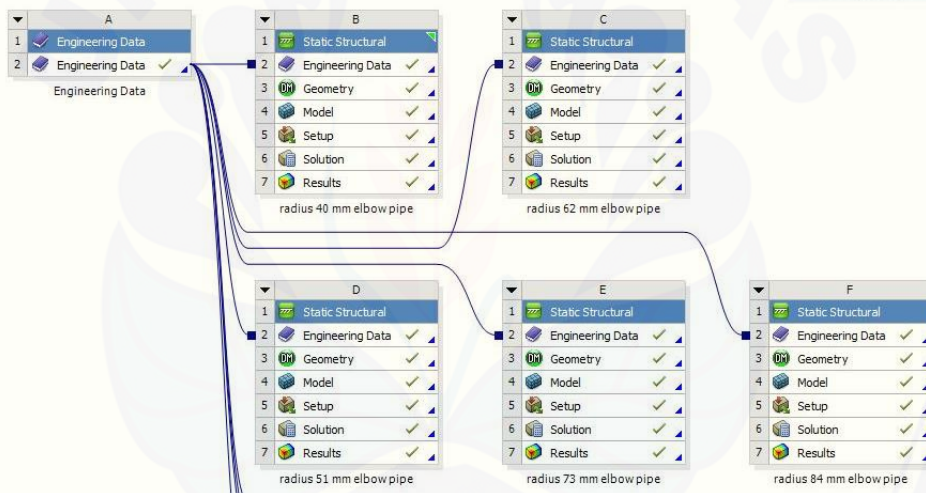
Properties of Outline Row 3: ASTM A213 T22				
	A	B	C	D E
1	Property	Value	Unit	
2	Density	7800	kg m ⁻³	
3	Isotropic Secant Coefficient of Thermal Expansion			
4	Coefficient of Thermal Expansion	7,07E-06	F ⁻¹	
5	Reference Temperature	386,6	F	
6	Isotropic Elasticity			
7	Derive from	Young's Modu...		
8	Young's Modulus	1,99E+11	Pa	
9	Poisson's Ratio	0,3		
10	Bulk Modulus	1,6583E+11	Pa	
11	Shear Modulus	7,6538E+10	Pa	
12	Tensile Yield Strength	2,05E+08	Pa	
13	Compressive Yield Strength	2,05E+08	Pa	
14	Tensile Ultimate Strength	4,15E+08	Pa	
15	Isotropic Thermal Conductivity	37,195	W m ⁻¹ K ⁻¹	

Gambar 3.5 Nilai pada engineering data

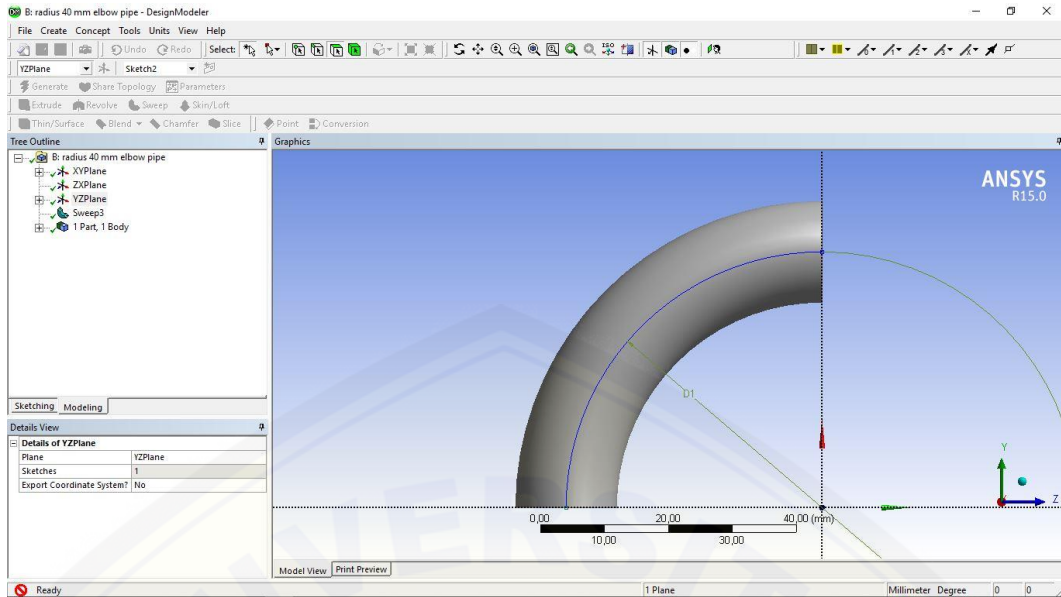
2. Simulasi *static structural*

Tahap selanjutnya adalah memberikan beban tekanan pada *tube* dengan hasil simulasi *von mises stress*. Tahapan ini dilakukan pada variasi 40 mm, 51 mm, 62 mm, 73 mm dan 84 mm. Berikut adalah penjelasan dari tiap tahapan.

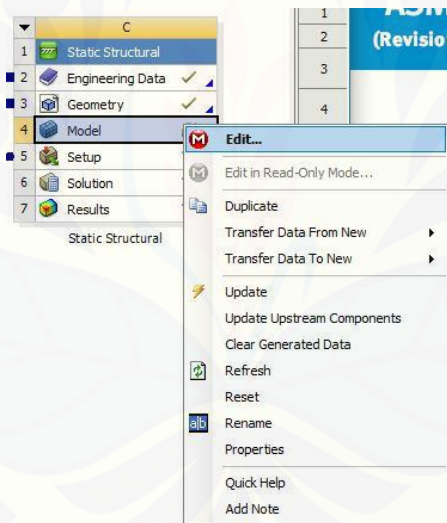
- a. *Import engineering data ke static structural.*
- b. Gambar model pada *geometry*.
- c. *Edit model pada static structural.*
- d. *Meshing pada objek.*
- e. *Insert pressure.*
- f. Memberikan tumpuan *fix support* pada kedua ujung pipa.
- g. Membuat sepuluh *coordinate system* dengan jarak 10° tiap koordinat.
- h. Membuat sepuluh *surface*.
- i. Mengeluarkan hasil *maximum principal stress* tiap *surface*.
- j. Mengeluarkan hasil *middle principal stress* tiap *surface*.
- k. Mengeluarkan hasil *minimum principal stress* tiap *surface*.
- l. Mengeluarkan hasil *von mises stress* tiap *surface*.



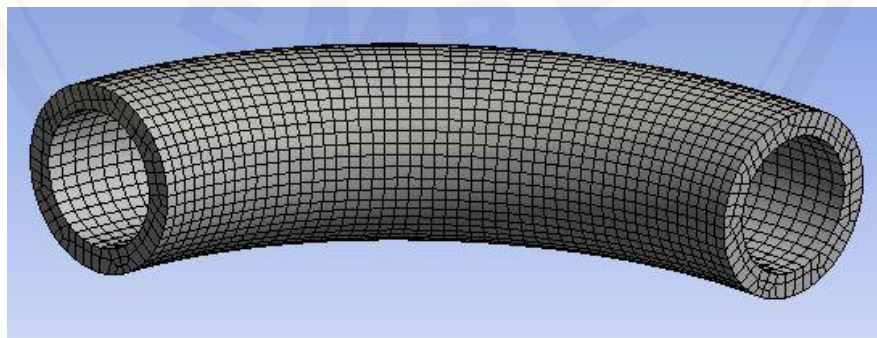
(a)



(b)



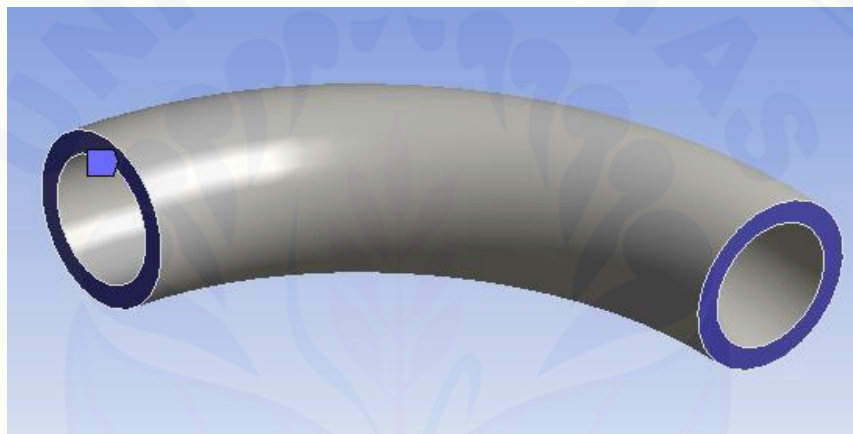
(c)



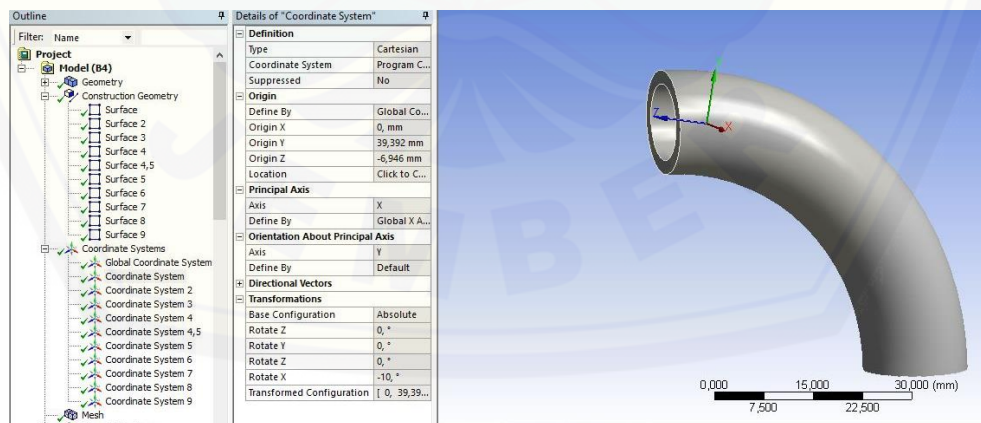
(d)



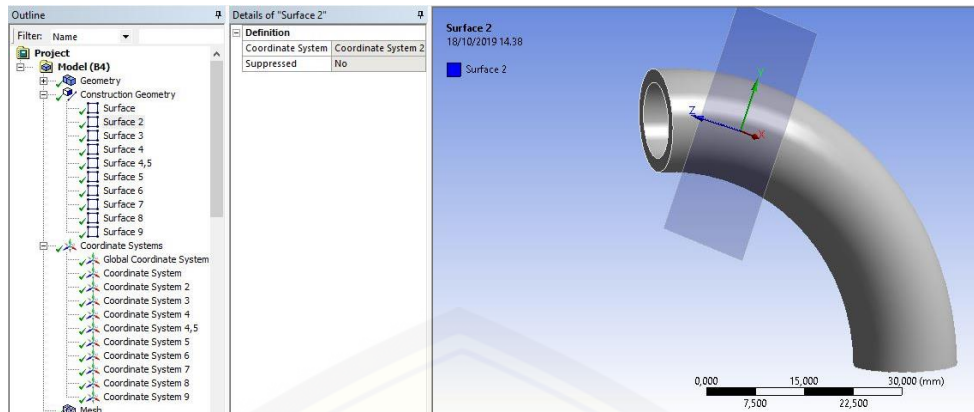
(e)



(f)



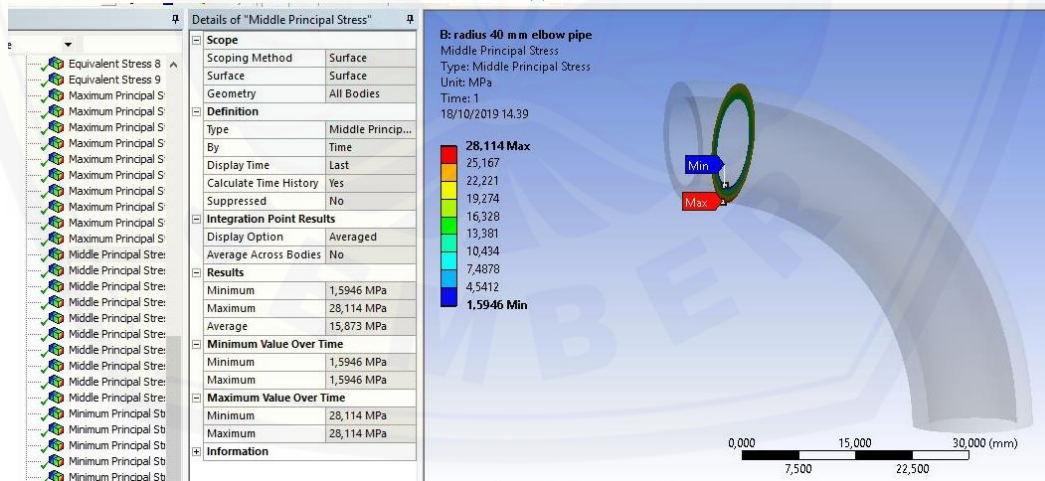
(g)



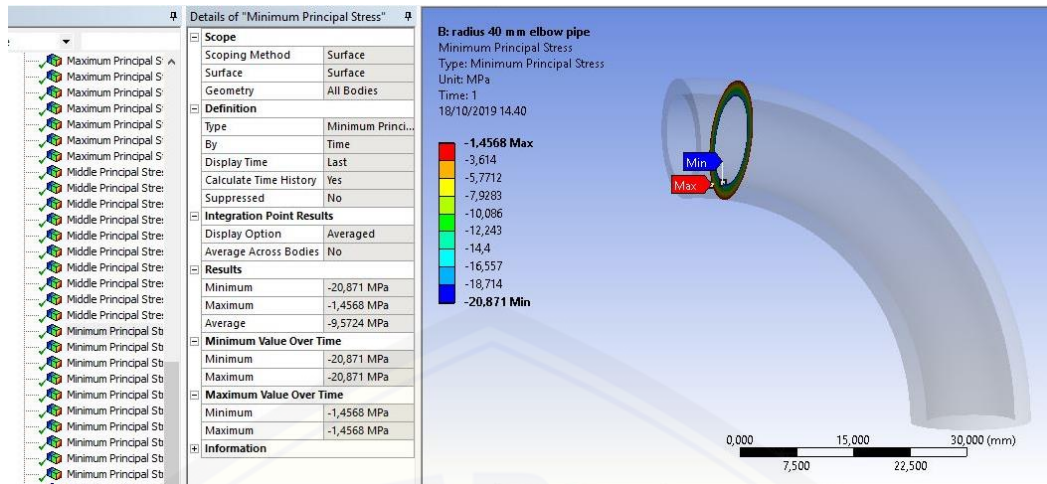
(h)



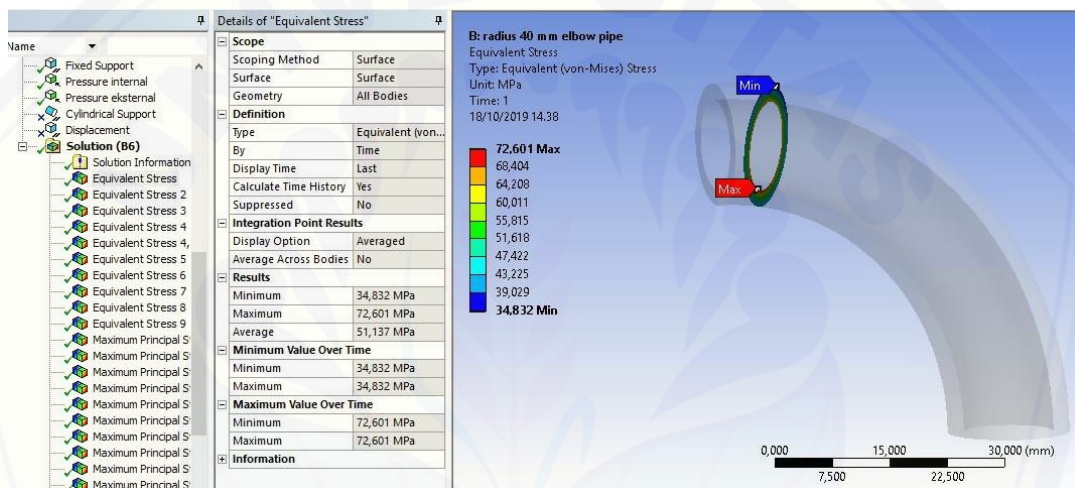
(i)



(j)



(k)



(l)

Gambar 3.6 Langkah simulasi static structural (a) Import engineering data (b) Gambar model (c) Edit model (d) Meshing (e) Insert tekanan (f) Memberikan tumpuan (g) Membuat coordinate system (h) Membuat surface (i) Hasil maximum principal stress (j) Hasil middle principal stress (k) Hasil minimum principal stress (l) Hasil von mises stress

3.4.3 Pengambilan data

Langkah – langkah pengambilan data pada penelitian adalah sebagai berikut :

- Pengambilan data dilakukan setelah proses simulasi selesai
- Data *von mises stress* dari variasi radius lengkung 40 mm, 51 mm, 62 mm, 73 mm dan 84 mm kemudian dibandingkan dengan hasil perhitungan analitis seperti pada Tabel 3.1.

Tabel 3.1 Perbandingan hasil simulasi dan perhitungan manual

No	Solution	Simulasi	Analitis	Perbandingan
1.	<i>Equivalent stress</i>			

3.4.4 Parameter penelitian

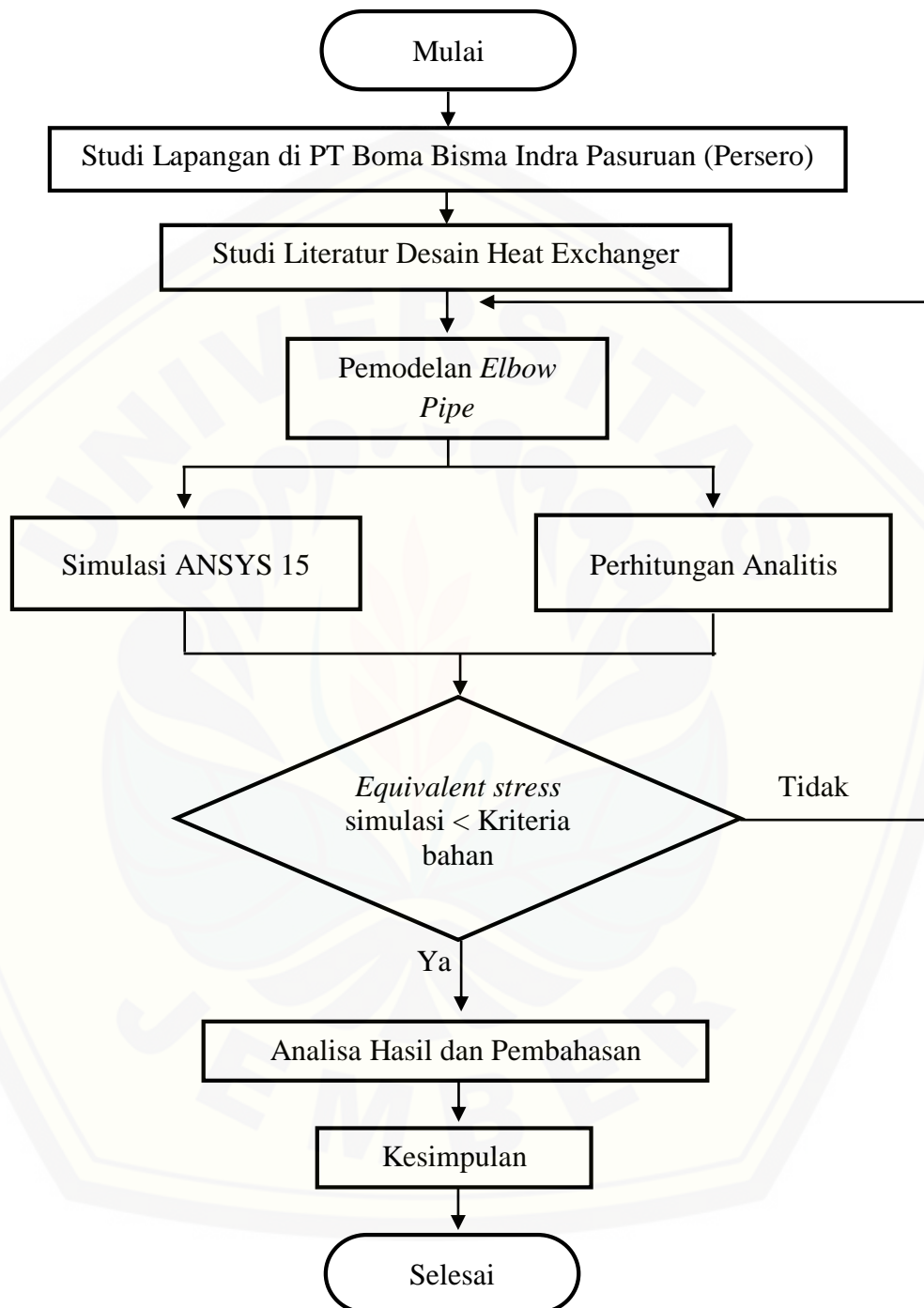
Berikut adalah pemilihan parameter penelitian. Sumber yang digunakan pada parameter penelitian dicantumkan pada Lampiran.

Tabel 3.2 Parameter penelitian

No	Parameter	Nilai
1.	Tekanan internal	20,4 MPa
2.	Tekanan eksternal	2,04 MPa
3.	Diameter luar	0,625 in / 15,875 mm
4.	Diameter dalam	0,46 in / 11,659 mm
5.	Poisson ratio	0,3
6.	Ultimate tensile strength	415 MPa
7.	Yield tensile strength	205 MPa
8.	Densitas	7800 kg/m ³

3.5 Kerangka Pemecahan Masalah

Alur atau urutan kerja pada penelitian sebagai berikut.



Gambar 3.7 Alur penelitian

BAB 5 PENUTUP

5.1 Kesimpulan

Kesimpulan dari analisa tegangan pada *elbow pipe* SA213 Gr T22 *Shell and Tube Heat Exchanger* sebagai berikut :

1. Nilai tegangan (*equivalent stress maximum*) sebesar 81,528 MPa pada pipa radius 40 mm, 79,309 MPa pada pipa radius 51 mm, 76,212 MPa pada pipa radius 62 mm, 77,934 MPa pada pipa radius 73 mm 74,37 MPa pada pipa radius 84 mm.
2. Tegangan yang terjadi dapat dikatakan aman karena nilai tegangan masih jauh di bawah titik *yield* dari material pipa SA213 Gr.T22 dengan σ_y sebesar 205 MPa.

5.2 Saran

Saran yang dapat dilakukan pada peneliti berikutnya adalah sebagai berikut:

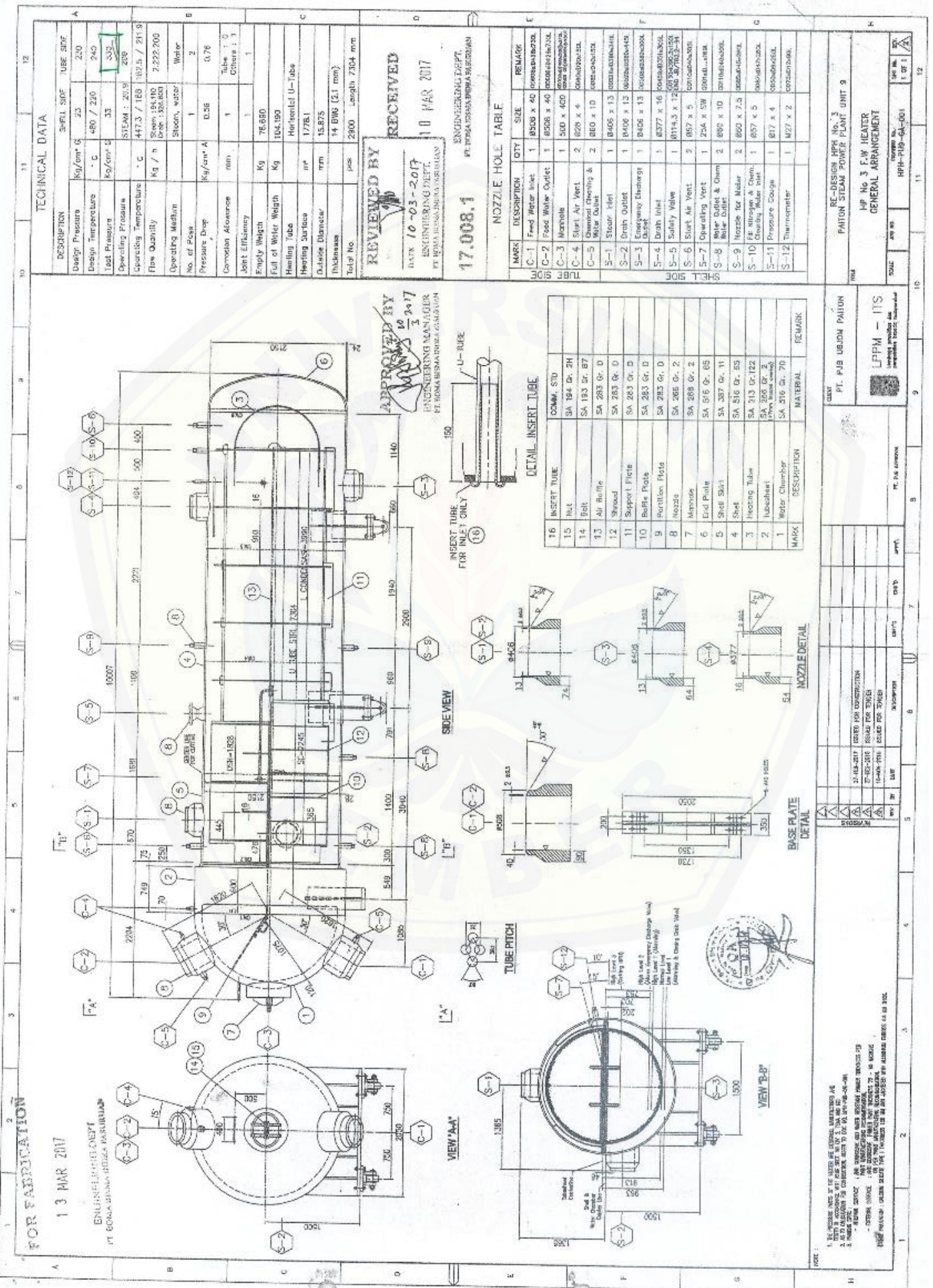
1. Melakukan pembebanan termal pada *elbow pipe*.
2. Melakukan analisis lanjut terkait penurunan tekanan yang terjadi pada *elbow pipe*.
3. Melakukan analisis dengan pemodelan utuh *heat exchangers*.

Daftar Pustaka

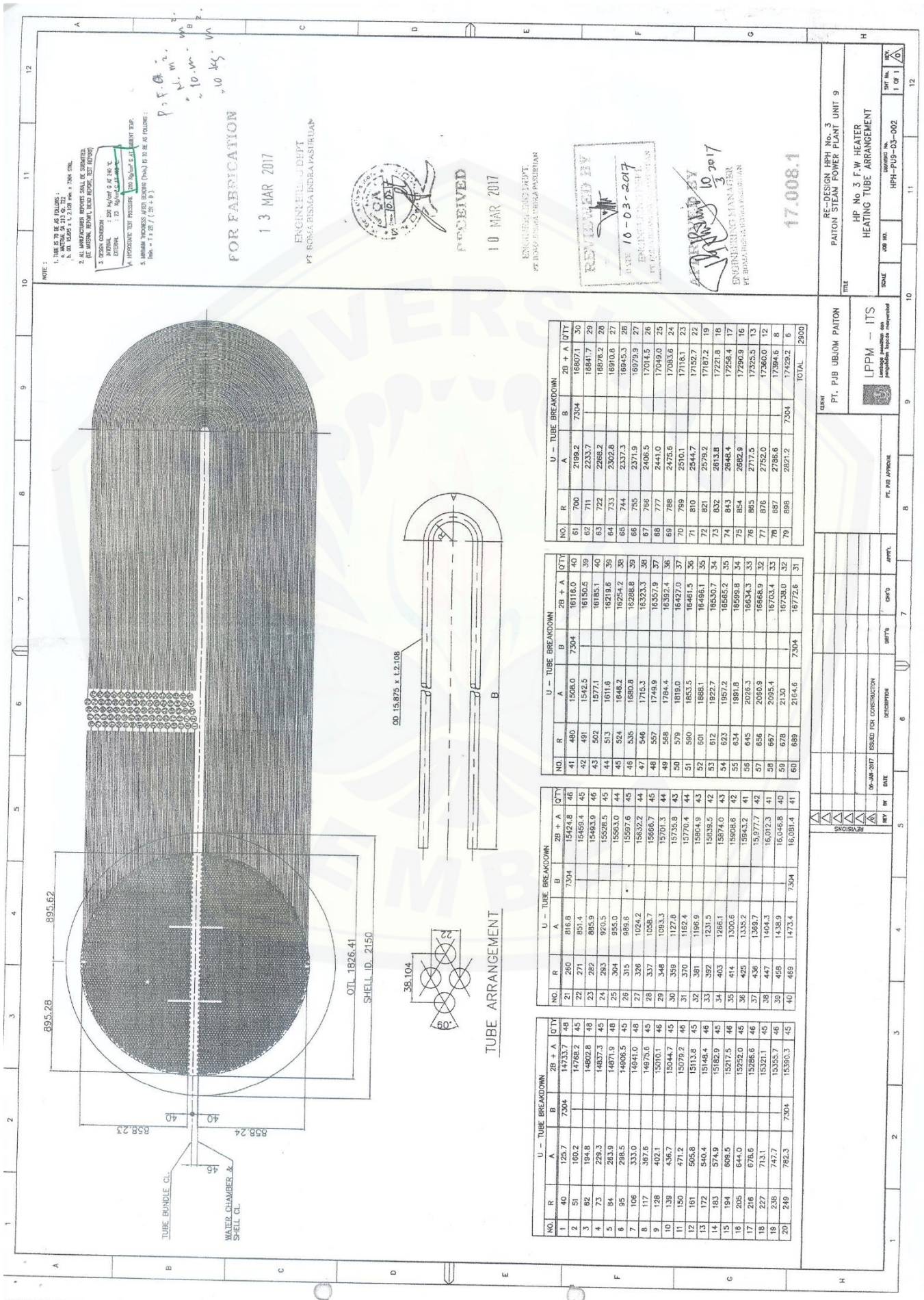
- Akca, Enes. 2016. *“Validation of Stresses with Numerical Method and Analytical Method”*. Bosnia and Herzegovina : Periodicals Of Engineering And Natural Sciences.
- Budynas, Richard G dan J Keith Nisbett, 2011. *“Shigley’s Mechanical Engineering Design Ninth Edition”*. New York : McGraw-Hill.
- Budynas, Richard G. 1977. *“Advanced Strength and Applied Stress Analysis Second Edition”*. United States of America : McGraw-Hill Companies.
- Hafid, Abdul. 2013. *“Analisis Tegangan Pada Belokan Pipa Hot Leg Sistem Premier PWR Menggunakan Prinsip Mekanika Teknik”*. Daerah Istimewa Yogyakarta : Sigma Epsilon.
- Iremonger, Michael John. 1982. *“Basic Stress Analysis”*. British : Butterworth.
- Mahmuddin. 2018. *“Studi Eksperimental Penurunan Tekanan Aliran Melewati Belokan Pipa Horizontal dengan Variasi Rasio R/D”*. Makasar : Universitas Muslim Indonesia.
- Master dkk. 2013. *“Most Frequently Used Heat Exchanger from Pioneering Research to Worldwide Applications”*. London: Taylor & Francis.
- Minton, P. 1990. *“Process Heat Transfer”*. Israel : Proceedings of the 9th International Heat Transfer Conference.
- Negara, Wendy Priana. 2007. *“Perbandingan Analisis Pressure Drop Pada Pipa Lengkung 90° Standar ANSI B36.10 Dengan COSMOflowWorks 2007”*. Universitas Gunadarma : Jakarta.
- Popov, E P. 1994. *“Mekanika Teknik alih bahasa Edisi Kedua Cetakan Keempat”*. Jakarta : Penerbit Erlangga.
- Prastowo, Hari dkk. 2017. *“Damage Analysis of Elbow Fitting at Condenser Air Conditioning Cooling System”*. Surabaya : International Journal of Marine Engineering Innovation and Research.
- Shah, Ramesh K dan Dusan P Sekulic. 2013. *“Fundamental of Heat Exchanger Design”*. Canada : John Wiley & Sons.
- Singh, Krishna P dan Alan I Soler. 1984. *“Mechanical Design of Heat Exchangers”*. Berlin : Springer.

- Suherman, Wahid. 1987. "*Pengetahuan Bahan*". Surabaya : Institut Teknologi Sepuluh Nopember.
- Stewart, Maurice dan Cran T Lewis. 2013. "*Surface Production Operations Vol 2*". Virginia : Elsevier.
- Tae-Wan Ku dkk. 2012. "*Development of U-Bending Technology for Alloy 690 Tubes*". California : ICONE 20 - POWER 2012.
- TEMA. 2007. "*Standards of The Tubular Exchanger Manufacturers Association Ninth Edition*". New York : Tubular Exchanger Manufacturers Association.
- Thulukkanam, Kuppan. 2013. "*Heat Exchanger Design Handbook Second Edition*". Boca Raton : CRC Press Taylor & Francis Group.
- Timoshenko, Stephen P dan James M. Gere. 2000. "*Mekanika Bahan Edisi 2 Alih Bahasa Bambang Suryoatmono*". Jakarta : Penerbit Erlangga.
- Dirjen Ketenagalistrikan. 2017. "*Statistik Ketenagalistrikan 2016*". Jakarta : Direktorat Jenderal Ketenagalistrikan Kementerian Energi dan Sumber Daya Mineral.
- Zainuri, Ach Muhib. 2008. "*Kekuatan Bahan*". Yogyakarta : ANDI OFFSET.

Lampiran 1



Lampiran 2



Lampiran 3

Table 1A (Cont'd)
Section I; Section III, Classes 2 and 3; * Section VIII, Division 1; and Section XII
Maximum Allowable Stress Values S for Ferrous Materials
 (*See Maximum Temperature Limits for Restrictions on Class)

Line No.	Nominal Composition	Product Form	Spec. No.	Type/Grade	Alloy Desig./ UNS No.	Class/ Condition/ Temper	Size/Thickness, in.	P-No.	Group No.
1	1 $\frac{1}{2}$ Cr- $\frac{1}{2}$ Mo-Si	Forgings	SA-182	F11	K11597	1	..	4	1
2	1 $\frac{1}{2}$ Cr- $\frac{1}{2}$ Mo-Si	Smls. tube	SA-213	T11	K11597	4	1
3	1 $\frac{1}{2}$ Cr- $\frac{1}{2}$ Mo-Si	Smls. & wld. fittings	SA-234	WP11	..	1	..	4	1
4	1 $\frac{1}{2}$ Cr- $\frac{1}{2}$ Mo-Si	Wld. tube	SA-250	T11	K11597	4	1
5	1 $\frac{1}{2}$ Cr- $\frac{1}{2}$ Mo-Si	Wld. tube	SA-250	T11S1	K11597	4	1
6	1 $\frac{1}{2}$ Cr- $\frac{1}{2}$ Mo-Si	Smls. pipe	SA-335	P11	K11597	4	1
7	1 $\frac{1}{2}$ Cr- $\frac{1}{2}$ Mo-Si	Forgings	SA-336	F11	K11597	1	..	4	1
8	1 $\frac{1}{2}$ Cr- $\frac{1}{2}$ Mo-Si	Forged pipe	SA-369	FP11	K11597	4	1
9	1 $\frac{1}{2}$ Cr- $\frac{1}{2}$ Mo-Si	Plate	SA-387	11	K11789	1	..	4	1
10	1 $\frac{1}{2}$ Cr- $\frac{1}{2}$ Mo-Si	Wld. pipe	SA-691	1 $\frac{1}{4}$ CR	K11789	4	1
11	1 $\frac{1}{2}$ Cr- $\frac{1}{2}$ Mo-Si	Wld. pipe	SA-691	1 $\frac{1}{4}$ CR	K11789	4	1
12	1 $\frac{1}{2}$ Cr- $\frac{1}{2}$ Mo-Si	Forgings	SA-182	F11	K11572	2	..	4	1
13	1 $\frac{1}{2}$ Cr- $\frac{1}{2}$ Mo-Si	Forgings	SA-336	F11	K11572	2	..	4	1
14	1 $\frac{1}{2}$ Cr- $\frac{1}{2}$ Mo-Si	Forgings	SA-336	F11	K11572	3	..	4	1
15	1 $\frac{1}{2}$ Cr- $\frac{1}{2}$ Mo-Si	Plate	SA-387	11	K11789	2	..	4	1
16	1 $\frac{1}{2}$ Cr- $\frac{1}{2}$ Mo-Si	Wld. pipe	SA-691	1 $\frac{1}{4}$ CR	K11789	4	1
17	1 $\frac{3}{4}$ Cr- $\frac{1}{2}$ Mo-Cu	Forgings	SA-592	E	K11695	..	2 $\frac{1}{2}$ < t ≤ 4	11B	2
18	1 $\frac{3}{4}$ Cr- $\frac{1}{2}$ Mo-Cu	Forgings	SA-592	E	K11695	..	≤ 2 $\frac{1}{2}$	11B	2
19	1 $\frac{3}{4}$ Cr- $\frac{1}{2}$ Mo-Ti	Plate	SA-517	E	K21604	..	2 $\frac{1}{2}$ < t ≤ 6	11B	2
20	1 $\frac{3}{4}$ Cr- $\frac{1}{2}$ Mo-Ti	Plate	SA-517	E	K21604	..	≤ 2 $\frac{1}{2}$	11B	2
21	2 $\frac{1}{4}$ Cr-1Mo	Forgings	SA-182	F22	K21590	1	..	SA	1
22	2 $\frac{1}{4}$ Cr-1Mo	Smls. tube	SA-213	T22	K21590	SA	1
23	2 $\frac{1}{4}$ Cr-1Mo	Smls. & wld. fittings	SA-234	WP22	K21590	1	..	SA	1
24	2 $\frac{1}{4}$ Cr-1Mo	Wld. tube	SA-250	T22	K21590	SA	1
25	2 $\frac{1}{4}$ Cr-1Mo	Wld. tube	SA-250	T22S1	K21590	SA	1
26	2 $\frac{1}{4}$ Cr-1Mo	Smls. pipe	SA-335	P22	K21590	SA	1
27	2 $\frac{1}{4}$ Cr-1Mo	Forgings	SA-336	F22	K21590	1	..	SA	1
28	2 $\frac{1}{4}$ Cr-1Mo	Forged pipe	SA-369	FP22	K21590	SA	1
29	2 $\frac{1}{4}$ Cr-1Mo	Plate	SA-387	22	K21590	1	..	SA	1
30	2 $\frac{1}{4}$ Cr-1Mo	Wld. pipe	SA-691	2 $\frac{1}{4}$ CR	K21590	SA	1
31	2 $\frac{1}{4}$ Cr-1Mo	Plate	SA/EN 10028-2	10CrMo9-10	6 < t ≤ 10	SA	1
32	2 $\frac{1}{4}$ Cr-1Mo	Forgings	SA/EN 10222-2	11CrMo9-10	..	NT or QT	8 < t ≤ 20	SA	1
33	2 $\frac{1}{4}$ Cr-1Mo	Plate	SA/EN 10028-2	10CrMo9-10	4 < t ≤ 6	SA	1
34	2 $\frac{1}{4}$ Cr-1Mo	Plate	SA/EN 10028-2	10CrMo9-10	2.5 < t ≤ 4	SA	1
35	2 $\frac{1}{4}$ Cr-1Mo	Smls. tube	SA/EN 10216-2	10CrMo9-10	1 $\frac{5}{8}$ < t ≤ 2 $\frac{1}{2}$	SA	1
36	2 $\frac{1}{4}$ Cr-1Mo	Smls. tube	SA/EN 10216-2	10CrMo9-10	t ≤ 1 $\frac{5}{8}$	SA	1
37	2 $\frac{1}{4}$ Cr-1Mo	Plate	SA/EN 10028-2	10CrMo9-10	t ≤ 2.5	SA	1
38	2 $\frac{1}{4}$ Cr-1Mo	Castings	SA-217	WC9	J21890	SA	1
39	2 $\frac{1}{4}$ Cr-1Mo	Cast pipe	SA-426	CP22	J21890	SA	1
40	2 $\frac{1}{4}$ Cr-1Mo	Forgings	SA-182	F22	K21590	3	..	SA	1
41	2 $\frac{1}{4}$ Cr-1Mo	Forgings	SA-336	F22	K21590	3	..	SA	1
42	2 $\frac{1}{4}$ Cr-1Mo	Plate	SA-387	22	K21590	2	..	SA	1
43	2 $\frac{1}{4}$ Cr-1Mo	Wld. pipe	SA-691	2 $\frac{1}{4}$ CR	K21590	SA	1
44	2 $\frac{1}{4}$ Cr-1Mo	Bar	SA-739	B22	K21390	SA	1
45	2 $\frac{1}{4}$ Cr-1Mo	Forgings	SA/EN 10222-2	11CrMo9-10	..	NT	t ≤ 8	SA	1

Table 1A (Cont'd)
Section I; Section III, Classes 2 and 3; Section VIII, Division 1; and Section XII
Maximum Allowable Stress Values S for Ferrous Materials
(*See Maximum Temperature Limits for Restrictions on Class)

Applicability and Max. Temperature Limits
 (NP = Not Permitted)
 (SPT = Supports Only)

Line No.	Min. Tensile Strength, ksi	Min. Yield Strength, ksi	Applicability and Max. Temperature Limits				External Pressure Chart No.	Notes
			I	III	VIII-1	XII		
1	60	30	1200	NP	1200	NP	CS-2	S4, T5
2	60	30	1200	700	1200	NP	CS-2	S4, T5
3	60	30	1200	700	1200	NP	CS-2	S4, T5, W14
4	60	30	1200	NP	NP	NP	CS-2	G3, S4, T5
5	60	30	1200	NP	NP	NP	CS-2	S4, T5, W13
6	60	30	1200	700	1200	NP	CS-2	S4, T5
7	60	30	1200	NP	NP	NP	CS-2	S4, T5
8	60	30	1200	700	1200	NP	CS-2	S4, T5
9	60	35	1200	700	1200	NP	CS-2	S4, T4
10	60	35	NP	300 (Cl. 3 only)	NP	NP	CS-2	G27, W10, W12
11	60	35	NP	700	NP	NP	CS-2	G26, W10, W12
12	70	40	1200	700	1200	NP	CS-2	S4, T4
13	70	40	1200	NP	1200	NP	CS-2	S4, T4
14	75	45	NP	NP	1200	NP	CS-3	T3
15	75	45	1200	700	1200	NP	CS-3	S4, T3
16	75	45	NP	700	NP	NP	CS-3	G26, W10, W12
17	105	90	NP	650 (SPT)	650	650	CS-5	S7
18	115	100	NP	NP	650	650	HT-1	--
19	105	90	NP	700 (Cl. MC & SPT)	650	650	CS-5	--
20	115	100	NP	700 (Cl. MC & SPT)	650	650	HT-1	--
21	60	30	1200	700	1200	NP	CS-2	S4, T4, W7, W9
22	60	30	1200	700	1200	NP	CS-2	S4, T4, W7, W9
23	60	30	1200	700	1200	NP	CS-2	S4, T4, W7, W9, W14
24	60	30	1200	NP	NP	NP	CS-2	G3, S4, T4, W9
25	60	30	1200	NP	NP	NP	CS-2	S4, T4, W9, W13
26	60	30	1200	700	1200	NP	CS-2	S4, T4, W7, W9
27	60	30	1200	700	1200	NP	CS-2	S4, T4, W7, W9
28	60	30	1200	700	1200	NP	CS-2	S4, T4, W7, W9
29	60	30	1200	700	1200	NP	CS-2	S4, T4, W7, W9
30	60	30	NP	700	NP	NP	CS-2	G26, W10, W12
31	65.5	36.5	1100	NP	1100	NP	CS-3	S4, T4, W7, W9
32	65.5	38.5	1200	NP	1200	NP	CS-3	S4, T5, W7, W9
33	66.5	37.5	1100	NP	1100	NP	CS-3	S4, T4, W7, W9
34	68	40.5	1100	NP	1100	NP	CS-3	S4, T4, W7, W9
35	69.5	39	1200	NP	1200	NP	CS-2	T4, W7, W9
36	69.5	40.5	1200	NP	1200	NP	CS-2	T4, W7, W9
37	69.5	--	1100	NP	1100	NP	CS-3	G18, S4, T4, W7, W9
38	70	40	1200	700	1200	NP	CS-2	G1, G17, S4, T4, W7, W9
39	70	40	NP	700	NP	NP	CS-2	G17
40	75	45	1200	700	1200	NP	CS-3	S4, T4, W7, W9
41	75	45	1200	700	1200	NP	CS-3	S4, T4, W7, W9
42	75	45	1200	700	1200	NP	CS-3	S4, T4, W7, W9
43	75	45	NP	700	NP	NP	CS-3	G26, W10, W12
44	75	45	NP	700	1200	NP	CS-3	T4, W7
45	75.5	45	1200	NP	1200	NP	CS-3	S4, T4, W7, W9