TUGAS AKHIR (PE43240)

PERANCANGAN *PRESSURE VESSEL* DENGAN BEBAN BERAT EKSTERNAL, STUDI KASUS: ELEKTROSTATIC DESALTER *VESSEL* DENGAN BEBAN TRANSFORMATOR 100 KVA

Maulana Dwi Zulkarnaen

NRP 0822040017

DOSEN PEMBIMBING:

SHULTONI MAHARDIKA, S.T., M.T.

VENA RISKY PUSPARANI. S.Tr.T., M.T

PROGRAM STUDI D4 TEKNIK PERPIPAAN

JURUSAN TEKNIK PERMESINAN KAPAL

POLITEKNIK PERKAPALAN NEGERI SURABAYA

SURABAYA

2026

(halaman sengaja dikosongkan)

TUGAS AKHIR (PE43240)

PERANCANGAN PRESSURE VESSEL DENGAN BEBAN BERAT EKSTERNAL, STUDI KASUS: ELEKTROSTATIC DESALTER VESSEL DENGAN BEBAN TRANSFORMATOR 100 KVA

MAULANA DWI ZULKARNAEN

NRP 0822040025

DOSEN PEMBIMBING :
SHULTONI MAHARDIKA, S.T., M.T.
VENA RIZKY PUSPARANI, S.Tr.T., M.T.

PROGRAM STUDI TEKNIK PERPIPAAN
JURUSAN TEKNIK PERMESINAN KAPAL
POLITEKNIK PERKAPALAN NEGERI SURABAYA
SURABAYA

(halaman sengaja dikosongkan)

LEMBAR PENGESAHAN
TUGAS AKHIR

PERANCANGAN *PRESSURE VESSEL* DENGAN BEBAN BERAT EKSTERNAL, STUDI KASUS: ELEKTROSTATIC DESALTER *VESSEL* DENGAN BERAT TRANSFORMATOR 100 KVA

Disusun Oleh:
Maulana Dwi Zulkarnaen
0822040017

Diajukan untuk Memenuhi Salah Satu Syarat Kelulusan
Program Studi D4 Teknik Perpipaan
Jurusan Teknik Permesinan Kapal
POLITEKNIK PERKAPALAN NEGERI SURABAYA

Disetujui oleh Tim Penguji Tugas Akhir Tanggal Ujian : 10 Juli 2026
Periode Wisuda : Oktober 2026

Menyetujui,

Dosen Penguji	NUPTK	Tanda Tangan
1. Shultoni Mahardika, S.T., M.T.	(7744754655130142)	(.....)
2. R. Dimas Endro Witjonarko, S.T., M.T.	(7744754655130142)	(.....)
3. Lely Pramesti, S.T., M.T.	(4444767668230293)	(.....)
4. Rudy Suryadi, S.T., M.T.	(6354770671130283)	(.....)
Dosen Pembimbing	**NUPTK**	**Tanda Tangan**
1. Shultoni Mahardika, S.T., M.T.	(8047767668130353)	(.....)
2. Vena Rizky Pusparani, S.Tr.T., M.T.	(0144775676230213)	(.....)

Mengetahui
Ketua Jurusan,

Dr. Priyo Agus Setiawan, S.T., M.T.
NIP. 197708192005011001

Mengetahui
Koordinator Program Studi,

Ekky Nur Budiyanto, S.ST., M.T.
NIP. 198903032019031015

(halaman sengaja dikosongkan)

PPNS	**PERNYATAAN BEBAS PLAGIAT**	No. : F.WD I. 021 Date : 3 Nopember 2026 Rev. : 01 Page : 1 dari 1

Yang bertandatangan dibawah ini :

Nama : Maulana Dwi Zulkarnaen

NRP. : 082204002

Jurusan/Prodi : Teknik Permesinan Kapal / D4 Teknik Perpipaan

Dengan ini menyatakan dengan sesungguhnya bahwa :

Tugas Akhir yang akan saya kerjakan dengan judul :

PERANCANGAN PRESSURE VESSEL DENGAN BEBAN BERAT EKSTERNAL, STUDI KASUS: ELEKTROSTATIC DESALTER VESSEL DENGAN BEBAN TRANSFORMATOR 100 KVA

Adalah **benar karya saya sendiri** dan **bukan plagiat dari karya orang lain.**

Apabila dikemudian hari terbukti terdapat plagiat dalam karya ilmiah tersebut, maka saya bersedia menerima **sanksi** sesuai ketentuan peraturan yang berlaku.

Demikian surat pernyataan ini saya buat dengan penuh tanggung jawab.

Surabaya, 20 juli 2026

Yang membuat pernyataan,

(Maulana Dwi Z)

NRP. 0822040017

(halaman sengaja dikosongkan)

KATA PENGANTAR

Puji syukur penulis panjatkan atas ke hadirat Allah SWT dengan segala rahmat dan karunia-Nya sehingga penulis dapat menyelesaikan tugas akhir ini dengan judul PERANCANGAN *PRESSURE VESSEL* DENGAN BEBAN BERAT EKSTERNAL, STUDI KASUS: ELEKTROSTATIC DESALTER *VESSEL* DENGAN BEBAN TRANSFORMATOR 100 KVA. Tugas akhir ini disusun sebagai salah satu syarat untuk menyelesaikan Pendidikan pada program studi D4-Teknik Perpipaan di Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya.

Dalam proses penyusunan tugas akhir ini, penulis menyadari bahwa keberhasilan dalam menyelesaikan tugas ini tidak terlepas dari dukungan, bimbingan, dan bantuan dari berbagai pihak. Oleh karena itu, pada kesempatan ini, penulis ingin menyampaikan terima kasih yang sebesar-besarnya kepada:

1. Bapak Rachmad Tri Soelistijono, S.T., M.T. selaku Direktur Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya.
2. Bapak Dr. Priyo Agus Setiawan, S.T., M.T. sebagai Ketua Jurusan Teknik Permesinan Kapal, Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya.
3. Bapak Ekky Nur Budiyanto, S.ST., M.T. sebagai Ketua Program Studi Teknik Perpipaan, Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya yang telah membimbing serta mengarahkan dalam proses penyusunan tugas akhir ini.
4. Bapak Rudy Suryadi, S.T, M.T. selaku Koordinator Tugas Akhir Program Studi Teknik Perpipaan, Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya.
5. Bapak Shultoni Mahardika S.T., M.T. selaku Dosen Pembimbing I yang telah membimbing serta mengarahkan dalam proses penyusunan tugas akhir ini.
6. Ibu Vena Risky Pusparani S.Tr.T., M.T. selaku Dosen Pembimbing II yang telah membimbing serta mengarahkan dalam proses penyusunan tugas akhir ini.
7. Ibunda Linawati selaku orang tua penulis yang telah mengantarkan penulis sampai ke titik ini dengan besarnya keikhlasan, kasih sayang, doa, semangat, dukungan moral serta materil dan segalanya bagi penulis. Sekaligus Alm. Jadi selaku ayah yang membantu memperkuatkan tekad dalam hal apapun.

8. Kakak dan 2 Adik tercinta yang telah membantu memotivasi untuk tetap maju sekaligus menjadi sponsor utama.
9. Seluruh Dosen Program Studi Teknik Perpipaan yang telah memberikan banyak ilmu dan membantu mengasah soft skill maupun hard skill penulis selama masa perkuliahan ini.
10. Rekan – rekan angkatan TP 22 atas kebersamaan, bantuan, dan dukungan yang telah diberikan selama masa studi dan penyusunan tugas akhir ini.
11. Erianto Nur E, Juniarta P, Doni Setiawan dan koko Badar selalu menemani dan memberi dukungan device selama masa pengerjaan tugas akhir ini.
12. Semua pihak yang terlibat dalam pengerjaan tugas akhir yang tidak bisa penulis sebutkan satu per satu, namun telah memberikan kontribusi yang berarti dalam penyelesaian tugas akhir ini.

Penulis menyadari bahwa tugas akhir ini masih jauh dari kata sempurna. Oleh karena itu, penulis dengan lapang dada menerima segala bentuk kritik dan saran yang membangun dari semua pihak demi perbaikan dan penyempurnaan di masa mendatang. Akhir kata, semoga tugas akhir ini dapat memberikan manfaat bagi pembaca, pihak-pihak yang membutuhkan, serta menjadi salah satu referensi yang berguna dalam pengembangan ilmu pengetahuan dan penelitian selanjutnya khususnya pada Teknik Perpipaan.

Lebih dari sekadar pemenuhan kewajiban akademik, tugas akhir ini merupakan bukti bahwa setiap perjalanan memiliki cerita yang tidak selalu mudah untuk dilalui. Luka yang tak mampu dijahit oleh waktu, tetapi mampu diarahkan oleh tujuan. Maka, tugas akhir ini menjadi saksi bahwa dari hati yang pernah patah dapat lahir keteguhan untuk menuntaskan perjalanan. Sebab, keberhasilan bukan hanya milik mereka yang tidak pernah terluka, melainkan juga milik mereka yang tetap melangkah meskipun membawa luka.

Surabaya, 21 Juni 2026

Maulana Dwi Zulkarnaen

PERANCANGAN *PRESSURE VESSEL* DENGAN BEBAN BERAT EKSTERNAL, STUDI KASUS: ELEKTROSTATIC DESALTER *VESSEL* DENGAN BEBAN TRANSFORMATOR 100 KVA

Maulana Dwi Zulkarnaen

ABSTRAK

Revamping sistem *electrostatic* desalter pada *Crude Distillation Unit* menyebabkan adanya penambahan transformator berkapasitas 100 kVA yang ditempatkan di atas *pressure vessel* C-201-07B. Transformator tersebut memiliki berat 6.350 lb atau sekitar 2.880 kg sehingga menimbulkan beban eksternal tambahan pada *shell*, *head*, *support*, serta area *nozzle*. Beban tersebut dapat memengaruhi distribusi tegangan dan berpotensi menyebabkan kegagalan struktur berupa *plastic collapse*. Penelitian ini bertujuan membangun model tiga dimensi *pressure vessel* C-201-07B, mengevaluasi distribusi tegangan akibat kombinasi tekanan internal, berat fluida, berat vessel, serta berat transformator, menganalisis konsentrasi tegangan pada area *nozzle* yang terhubung dengan transformator, dan memvalidasi kestabilan hasil simulasi melalui *Grid Independence Test*. Evaluasi kekuatan dilakukan berdasarkan ASME Section VIII Division 2 Part 5 melalui metode *elastic stress analysis*, *stress linearization*, dan penentuan *Stress Classification Line*. Analisis dibagi menjadi dua model, yaitu Model 1 untuk mengevaluasi respons global vessel akibat beban transformator dan Model 2 untuk mengevaluasi respons lokal pada sambungan *nozzle*. Hasil uji konvergensi menunjukkan Model 1 mencapai kondisi konvergen pada ukuran mesh 30 mm dengan galat 0,04%, sedangkan Model 2 konvergen pada ukuran mesh 25 mm dengan galat 0,05%. Tegangan *von Mises* maksimum pada Model 1 sebesar 158,2 MPa terjadi pada area *knuckle/head*, dengan kondisi paling kritis pada SCL B_002 sebesar 154,88 MPa, masih berada di bawah batas izin 228 MPa. Pada Model 2, tegangan *von Mises* maksimum sebesar 581,21 MPa terjadi pada area pertemuan *nozzle* dengan vessel. Namun, setelah dilakukan linearisasi tegangan, seluruh SCL pada kedua model memenuhi kriteria *protection against plastic collapse*. Dengan demikian, *pressure vessel* C-201-07B dinyatakan mampu menahan kombinasi beban operasi dan beban eksternal transformator 100 kVA berdasarkan kriteria evaluasi yang digunakan.

Kata kunci: *Pressure vessel* desalter, beban transformator, *finite element analysis, stress classification line, plastic collapse*.

(halaman sengaja dikosongkan)

DESIGN OF PRESSURE VESSEL WITH EXTERNAL LOAD A STUDY CASE: ELECTROSTATIC DESALTER VESSEL WITH 100 KVA TRANSFORMER LOAD.

Maulana Dwi Zulkarnaen

ABSTRACT

The revamping of the electrostatic desalter system in the Crude Distillation Unit involved the installation of a 100 kVA transformer above the C-201-07B pressure vessel. The transformer weighs 6,350 lb, or approximately 2,880 kg, and therefore generates an additional external load on the vessel shell, head, support structure, and nozzle areas. This additional load may alter the stress distribution and potentially cause structural failure due to plastic collapse. This study aims to develop an accurate three-dimensional model of the C-201-07B pressure vessel, evaluate its stress distribution under the combined effects of internal pressure, fluid weight, vessel self weight, and transformer weight, analysis stress concentration in the nozzle area connected to the transformer, and validate the stability of the simulation results through a Grid Independence Test. Structural integrity was evaluated in accordance with ASME Section VIII Division 2 Part 5 using elastic stress analysis, stress linearization, and stress classification lines. The analysis was divided into two models: Model 1 evaluated the global structural response of the vessel under transformer loading, while Model 2 evaluated the local structural response at the nozzle to vessel junction. The convergence test showed that Model 1 achieved mesh independence at a mesh size of 30 mm with an error of 0.04%, while Model 2 converged at a mesh size of 25 mm with an error of 0.05%. Model 1 produced a maximum von Mises stress of 158.2 MPa in the knuckle/head region, with the most critical condition occurring at SCL B_002, where the linearized stress reached 154.88 MPa against an allowable limit of 228 MPa. Model 2 produced a maximum von Mises stress of 581.21 MPa at the nozzle-to-vessel junction. However, following stress linearization, all Stress Classification Lines in both models satisfied the protection-against-plastic-collapse criteria. Therefore, the C-201-07B pressure vessel is considered structurally capable of withstanding the combined operating loads and the external load generated by the 100 kVA transformer based on the applied evaluation criteria.

Keywords: *Pressure vessel desalter, transformer load, finite element analysis, von Mises stress, Stress Classification Line, plastic collapse.*

(halaman sengaja dikosongkan)

DAFTAR ISI

HALAMAN PENGESAHAN TUGAS AKHIR.....v
KATA PENGANTAR ix
Abstrak xi
Abstract xiii
DAFTAR ISI.....xv
DAFTAR GAMBAR xix
DAFTAR TABEL xxi
BAB I PENDAHULUAN.....1
1.1 Latar Belakang 1
1.2 Rumusan Masalah 3
1.3 Tujuan 3
1.4 Manfaat 4
1.5 Batasan Masalah.....4
BAB II TINJAUAN PUSTAKA.....5
2.1 *Pressure vessel* Desalter.....5
2.2 Perancangan *Pressure vessel* (Bejana Tekan).....5
2.2.1 Klasifikasi *Pressure vessel* (berdasrkan posisi) 5
2.2.2 Klasifikasi *Pressure vessel* (berdasarkan Temperatur operasi) 6
2.2.3 Bagian-bagian *pressure vessel* 7
2.3 *Maximum Allowable Stress Value*.....11
2.4 Perancangan *Pressure vessel* (Bejana Tekan).....12
2.4.1 *Shell* dan *Head thickness*.....12
2.4.2 Maximum *allowable* working *pressure* (MAWP) 15
2.4.3 Maximum *Allowable* External *Pressure* (*MAEP*).....16
2.4.4 *Nozzle* atau opening.....21
2.4.5 *Strength of attachment nozzle* / *opening* 23
2.4.6 *Allowable nozzle load vessel*.....26
2.4.7 *Vessel weight*.....26
2.4.8 *Support* (Saddle) 28

2.5 Evaluasi Kekuatan Berbasis Linierisasi Tegangan menurut ASME BPVC Section VIII division II 31
2.5.1 *Plastic collapse* ..... 32`
2.6 Transformator 36
2.7 *Support* Transformator 36
2.7.1 Balok 37
2.7.2 Kolom 38
2.7.3 Klasifikasi Teori 38
2.8 Finite Element Analysis 39
2.9 Studi Literatur 41
BAB III METODOLOGI PENELITIAN 45
3.1.1 Diagram alir 45
3.2 Garis Besar Penelitian 46
3.3 Langkah penelitian 47
3.3.1 Tahap Identifikasi Masalah 47
3.3.2 Studi literatur 47
3.3.3 Tahap Pengumpulan Data 47
3.3.4 Tahap Pengolahan Data *Vessel* 48
3.3.5 Simulasi Modelling 3 dimensi dengan Inventor 48
3.3.6 Preprocessing 48
3.3.7 Analysis 50
3.3.8 Analisa Mode Kegagalan *Plastic collapse* 50
3.3.9 *Post-Processing* (Uji Konvergensi) 54
3.4 Analisa 54
3.5 Kesimpulan 54
BAB IV ANALISIS DAN PEMBAHASAN 55
4.1 Data Perancangan *Presure Vessel* Desalter 55
4.2 Perancangan *Pressure vessel* Desalter 56
4.2.1 Perhitungan Thickness Shell, MAWP, *MAEP* 57
4.2.2 Perhitungan *thickness Head, MAWP* dan *MAEP* 59
4.3 Hydrostatic 61
4.4 Simulasi Modelling 3 dimensi dengan Inventor 62
4.5 *Simplified model* 63

4.6 Material Properties 66
4.7 *Load Combination* 67
4.8 *Meshing* Model 68
4.9 Hasil Analisis Geometri 1 dan 2 69
4.9.1 Simulasi Pembebanan Transformator pada Model 1 71
4.9.2 Simulasi Distribusi Tegangan *Nozzle* yang Terhubung pada Transformator 78
BAB V KESIMPULAN DAN SARAN 87
5.1 Kesimpulan 87
5.2 Saran 88
DAFTAR PUSTAKA 90
LAMPIRAN A LEMBAR KONSULTASI TUGAS AKHIR 92
LAMPIRAN B DATA PENELITIAN 96
Lampiran B1. General Arrangement Drawing 97
Lampiran B2. *Design* Data 99
Lampiran B2. *Weight detail* 101
Lampiran B3. Material Properties 104
LAMPIRAN C PERHITUNGAN MANUAL 109
Lampiran C1. *MAWP* 110
Lampiran C2. MAEP 112
Lampiran C3. *Nozzle* 114
LAMPIRAN D HASIL KOMPUTASI 143
Lampiran D1. Hasil Linierisasi Model 1 144
Linearized B_001 144
Linearized B_002 146
Linearized B_003 148
Linearized C_001 150
Linearized C_002 152
Lampiran D1. Hasil Linierisasi Model 2 154
Linearized 1_00 154
Linearized 3_00 155
Linearized 5_00 157
Linearized 6_00 159

Linearized 7_00 161
Linearized X_10 163
Linearized X_20 164
LAMPIRAN F BIODATA PENULIS 166

DAFTAR GAMBAR

Gambar 1. 1 Data Perusahaan 2
Gambar 1. 2 *Layout Revamping Area* 3
Gambar 2. 1 *Horizontal Pressure vessel* Sumber: (ASME Section VIII Div. 1 2025).....6
Gambar 2. 2 *Vertical Pressure vessel* Sumber: (ASME Section VIII Div. 1 2025) 6
Gambar 2. 3 *Cylindrical Shell* (Megysey, n.d.) 8
Gambar 2. 4 *Type of Head* (Megysey, n.d.) 8
Gambar 2. 5 *Nozzle* (Megysey, n.d.) 9
Gambar 2. 6 *Reinforcement pad* (Megysey, n.d.) 9
Gambar 2. 7 *Saddle* (Megysey, n.d.).....10
Gambar 2. 8 *Skirt* (Megysey, n.d.) 10
Gambar 2. 9 *Leg Support* (Megysey, n.d.) 11
Gambar 2. 10 *Lug Support* (Megysey, n.d.).....11
Gambar 2. 11 Ilustrasi hasil perhitungan *thickness* pada *Pressure vessel* (Primalasita & Sa'diyah, 2023) 15
Gambar 2. 12 *Modulus of Elasticity* Sumber:(ASME Section VIII Div. 1 2025) .17
Gambar 2. 13 Diagram Alir *Shell MAEP* 17
Gambar 2. 14 Diagram Alir *Head MAEP* 18
Gambar 2. 15 Nilai Faktor A (Megysey, n.d.) 19
Gambar 2. 16 Nilai Faktor B (Megysey, n.d.) 20
Gambar 2. 17 Terms for *External Pressure* Analysis Sumber:(ASME Section VIII Div. 1 2025) 21
Gambar 2. 18 *Nomenclature and Formulas for Reinforced Opening* Sumber: (ASME Section VIII Div. 1 Rules for Construction *of Pressure vessel*s 2025, 2025) 22
Gambar 2. 19 Jalur Patahan *Nozzle* tanpa *Reinforcing pad* Sumber: (Megysey, n.d.) 23
Gambar 2. 20 Jalur Patahan *Nozzle* dengan *Reinforcing pad* (Megysey, n.d.).....24
Gambar 2. 21 *Design Nozzle* (Andriani, 2023) 26
Gambar 2. 22 *Strength Nozzle* without *Reinforcing pad* (andriani, 2023).....26
Gambar 2. 23 *Strength Nozzle* with *Reinforcing pad* (Andriani, 2023).....26

Gambar 2. 24 *Support Saddle* Sumber: Megyesy, 2008 30
Gambar 2. 25 Spesifikasi *saddle* Sumber: Megesy,2008 31
Gambar 2. 26 Diagram Klasifikasi Tegangan (Sumber: ASME BPVC Section VIII Div. 2) 33
Gambar 2. 27 Batas Klasifikasi Tegangan ASME BPVC VIII Section II (Sumber: ASME BPVC Section VIII Div. 2) 34
Gambar 2. 28 *Pressure vessel* desalter (sumber: Data Perusahaan) 37
Gambar 2. 29 Profil H-beam (Sumber: Walter 2010) 38
Gambar 3. 1 Diagram alir Penelitian 46
Gambar 3. 2 Gross Struktural pada *vessel* 53

DAFTAR TABEL

Tabel 2. 1 Internal *Pressure* Formula in Terms *of* Inside Diameter 12
Tabel 2. 2 Internal *Pressure* Formula in Terms *of* Outside Diameter.....13
Tabel 2. 3 value *of* constan.....29
Tabel 2. 4 State *of Art* Penelitian 43
Tabel 4. 1 *Design* data & Material (Data Perusahaan)**Error! Bookmark not defined.**
Tabel 4. 2 Hasil Perhitungan Thickness *Shell Vessel* Berdasarkan Tekanan Eksternal.....59
Tabel 4. 3 Hasil perhitungan thickness *Head* dan *MAWP* 60
Tabel 4. 4 Hasil Perhitungan Thickness *Head Vessel* Berdasarkan Tekanan Eksternal.....61
Tabel 4. 5 Simplified pemodelan dalam analisis 64
Tabel 4. 6 material properties.....66

(halaman sengaja dikosongkan)

BAB I
PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Crude Distillation Unit (CDU) merupakan fasilitas utama pada kilang yang berfungsi sebagai tahap awal pemisahan fraksi minyak mentah. Salah satu peralatan penting dalam sistem CDU adalah desalter yang berfungsi mengurangi kandungan garam, air, dan kontaminan pada crude oil untuk mencegah korosi, fouling, serta gangguan operasi pada unit hilir. Seiring meningkatnya kebutuhan kapasitas produksi dan keandalan operasi, dilakukan revamping sistem desalter yang mencakup modifikasi pressure vessel, penambahan peralatan pendukung, serta integrasi sistem kelistrikan dan instrumentasi baru.

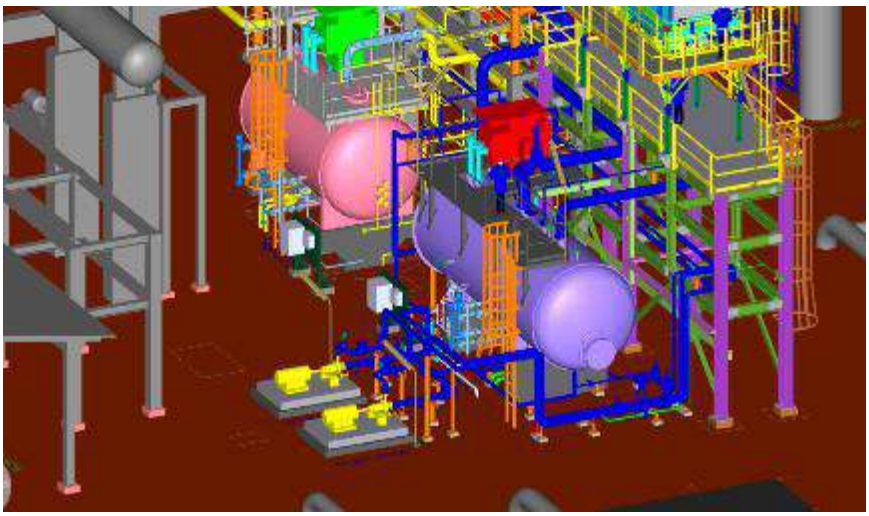
Di Perusahaan XX, CDU memiliki kapasitas 60.000 BPD dengan produk berupa fuel gas, LPG, *naphtha*, kerosin, *gas oil*, dan *long residue*. Sistem desalter yang digunakan merupakan single-stage desalter dengan injeksi wash water untuk menurunkan kadar garam, terutama natrium, sehingga dapat melindungi unit hilir seperti RDS dari korosi dan kerusakan katalis.

Pada proyek revamping desalter system CDU, dilakukan penambahan transformator yang berfungsi menghasilkan medan listrik untuk proses pemisahan elektrostatik. Medan listrik tersebut membantu proses koalesensi droplet air sehingga garam dan pengotor dapat dipisahkan secara efektif. Transformator ditempatkan di atas vessel untuk meminimalkan panjang jalur tegangan tinggi menuju elektroda, sehingga dapat mengurangi rugi energi, risiko *partial discharge*, dan potensi kegagalan isolasi listrik.

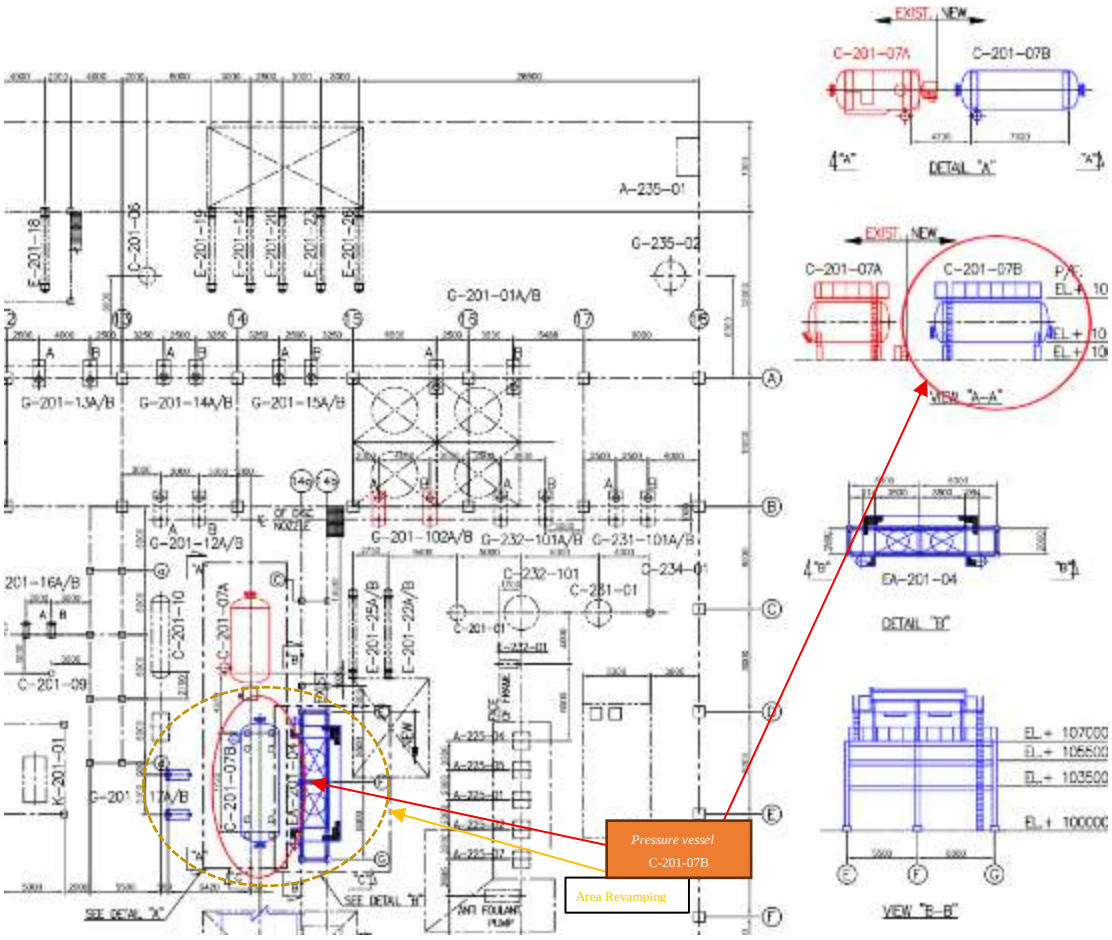
Selain aspek kelistrikan, penempatan transformator di atas vessel juga mempertimbangkan aspek mekanikal. Support transformator dirancang pada area pembebanan aktual dengan memperhatikan keterbatasan ruang, akses maintenance, dan jalur distribusi beban menuju struktur kolom. Konfigurasi ini menyebabkan pressure vessel tidak hanya menerima beban tekanan internal, tetapi juga beban tambahan dari transformator dan supportnya.

Beban tambahan tersebut dapat menyebabkan perubahan distribusi tegangan dan deformasi pada shell vessel maupun attachment. Oleh karena itu, diperlukan analisis numerik menggunakan Finite Element Analysis (FEA) untuk mengevaluasi kelayakan struktur berdasarkan kriteria *protection against plastic collapse* sesuai *ASME Section VIII Division 2 Part 5*.

Perhitungan berbasis Design by Rule menurut ASME Section VIII Division 1 umumnya digunakan untuk menentukan ketebalan komponen pressure vessel akibat tekanan internal dan eksternal. Namun, pembebanan akibat transformator pada area support dan attachment menghasilkan kondisi tegangan yang lebih kompleks sehingga diperlukan pendekatan *Design by Analysis* menggunakan FEA berdasarkan *ASME Section VIII Division 2.*



Gambar 1. 1 Data Perusahaan



Gambar 1. 2 *Layout Revamping Area*

1.2 Rumusan Masalah

1. Bagaimana menyusun model dari 3D *Pressure vessel* (C-201-07B)?
2. Bagaimana pengaruh distribusi tegangan yang terjadi pada *Pressure vessel* akibat kombinasi beban internal, struktur, serta *attachment* berbasis FEA?
3. Bagaimana distribusi tegangan *nozzle* pada *Pressure vessel* C-201-07B menghubungkan ke transformator?
4. Bagaimana hasil Analisa yang memenuhi kriteria validasi *mesh corvergence* / *Grid Independent Test* (GIT)?

1.3 Tujuan

1. Membangun representasi modeling yang presisi dari *Pressure vessel* C-201-07B sesuai dengan spesifikasi teknis.

2. Mengevaluasi respons struktural dan distribusi tegangan pada *Pressure vessel* melalui simulasi *Finite Element Analysis* (FEA) untuk memetakan pengaruh kombinasi beban yang terdiri dari tekanan internal (internal pressure), beban internal, serta beban mekanis dari external load.
3. Menganalisis fenomena konsentrasi tegangan pada area *nozzle* yang terkoneksi dengan transformator, guna memastikan bahwa interaksi beban mekanis antara *vessel* dan komponen elektrikal tetap berada dalam batas izin (allowable stress) sesuai standar keamanan yang berlaku.Untuk mendapatkan nilai tegangan maksimum pada *Pressure vessel* desalter.
4. Memvalidasi keakuratan hasil simulasi numerik dengan melakukan *Grid Independent Test* (GIT) atau uji konvergensi *mesh*, guna memastikan bahwa solusi tegangan yang dihasilkan telah stabil dan tidak lagi dipengaruhi oleh ukuran elemen.

1.4 Manfaat

Manfaat tugas akhir pada penelitian ini adalah sebagai berikut:

1. Mendapat tambahan pengetahuan dalam desain *Pressure vessel* dan juga *finite element* dari *vessel*.
2. Dapat digunakan sebagai sarana belajar bagi mahasiswa sebagai referensi untuk penulisan tugas akhir.

1.5 Batasan Masalah

Mengingat luasnya permasalahan tentang analisa *Pressure vessel* dan baja *Support* untuk menopang trafo, maka perlu dibatasi permasalahan yang akan di bahas dalam Tugas Akhir ini. Adapun batasan masalah yang akan dibahas dalam Tugas Akhir ini adalah sebagai berikut:

1. Sifat Material dianggap seragam.
2. Analisis tegangan dilakukan pada kondisi *elastic static*.
3. Beban eksternal seperti gempa dan angin tidak dihitung.

Dengan batasan tersebut, hasil penelitian ini hanya berlaku untuk evaluasi tegangan statik akibat tekanan internal, berat fluida, berat struktur, dan beban transformator. Penelitian ini tidak mengevaluasi pengaruh beban dinamik, gempa, angin, fatigue, thermal *stress*, *buckling*, *ratcheting*, maupun respons plastis material.

BAB II
TINJAUAN PUSTAKA

2.1 *Pressure vessel* Desalter

Pressure vessel desalter merupakan peralatan utama pada *Crude Distillation Unit* (CDU) yang berfungsi menurunkan kandungan garam, air, dan kontaminan dalam *crude oil* melalui proses pencampuran dengan *wash water* dan pemanfaatan medan listrik bertegangan tinggi untuk mempercepat koalesensi droplet air, sehingga pemisahan dapat berlangsung secara efektif. Secara mekanik, desalter umumnya dirancang *sebagai Pressure vessel horizontal* yang mampu menahan tekanan dan temperatur operasi tertentu, serta dilengkapi *shell, Head, nozzle,* dan komponen internal sesuai ketentuan ASME *Section* VIII *Division* 1.

2.2 Perancangan *Pressure vessel* (Bejana Tekan)

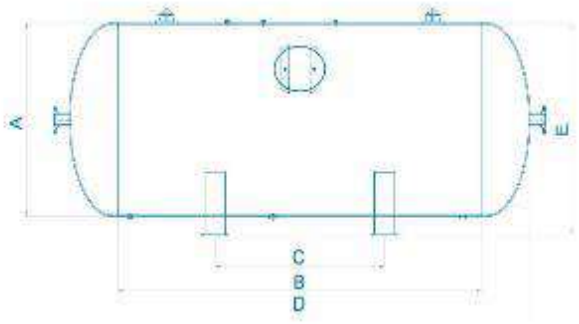
Bejana tekan adalah wadah di mana cairan padat, cair, atau gas berada di bawah tekanan internal atau eksternal dan memiliki kemampuan untuk menahan tekanan tambahan (Megysey, n.d.). *Pressure vessel* digunakan dalam berbagai industri, terutama dalam industri kimia, minyak, dan pembangkit listrik. Mereka dirancang untuk menampung cairan atau gas yang suhu atau tekanannya berbeda dengan lingkungannya (Aziz & Hamid, n.d.).

2.2.1 Klasifikasi *Pressure vessel* (berdasarkan posisi)

Berdasarkan posisinya, *Pressure vessel* diklasifikasikan 2 macam posisi yaitu sebagai berikut.

1. Posisi Horizontal

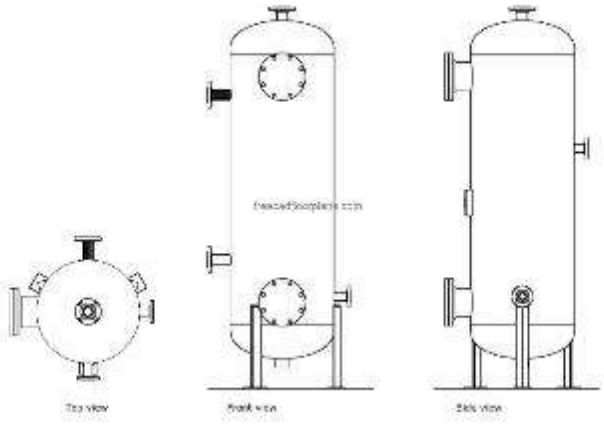
Karena kapasitasnya yang besar, *Pressure vessel* posisi *horizontal* banyak digunakan di kilang minyak, terutama di daratan. Untuk detail gambar terdapat pada Gambar 2.1.



Gambar 2. 1 *Horizontal Pressure vessel*
Sumber: (ASME Section VIII Div. 1 2025)

2. Posisi Vertikal

Pressure vessel posisi vertikal biasanya digunakan di perusahaan *offshore* atau di tempat eksklusif. Mereka memiliki posisi tegak lurus terhadap sumbu. Untuk detail gambar terdapat pada Gambar 2.2.



Gambar 2. 2 *Vertical Pressure vessel*
Sumber: (ASME Section VIII Div. 1 2025)

2.2.2 Klasifikasi *Pressure vessel* (berdasarkan Temperatur operasi)

Berdasarkan temperatur operasinya, *Pressure vessel* diklasifikasikan 3 macam posisi yaitu sebagai berikut.

1. High temperature *Pressure* vessel

Bejana tekan ini beroperasi pada suhu lebih tinggi dari suhu ambien, yaitu di atas 200°C hingga 800°C. Bejana jenis ini biasanya digunakan untuk aplikasi di

pembangkit listrik, industri kimia, dan pembakaran. Baja paduan khusus seperti P22, P91, dan A387 sering digunakan untuk aplikasi suhu tinggi, seperti steam boiler dan reactor.

2. Low temperature *Pressure vessel*

Bejana tekan suhu rendah beroperasi pada suhu yang lebih rendah dari suhu ambien, biasanya di bawah -20°C hingga -150°C, dan dalam beberapa kasus bisa lebih rendah. Bejana ini digunakan untuk penyimpanan dan transportasi gas atau cairan cryogenic seperti nitrogen cair (LN_2), oksigen cair (LOX), dan argon cair, seperti bejana tekan cryogenic dan bejana tekan untuk gas alam kriogenik beroperasi pada tingkat suhu yang jauh di bawah suhu lingkungan secara alami (Randall F. Barron, 1985)

3. Ambient temperature *pressure vessel*

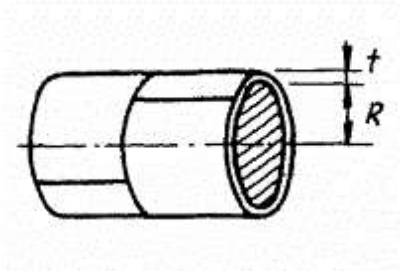
Bejana tekan yang beroperasi pada suhu lingkungan atau suhu sekitar (0°C hingga 40°C) umumnya digunakan dalam banyak aplikasi industri sehari-hari. Bejana ini dapat berisi gas atau cairan bertekanan yang tidak memerlukan suhu ekstrem. Material yang digunakan biasanya adalah baja karbon rendah atau baja tahan karat.

2.2.3 Bagian-bagian *pressure vessel*

Pressure vessel terdiri dari unit-unit yang mendukung untuk menjalankan fungsinya. Unit-unit ini ditunjukkan di bawah ini.(Aziz & Hamid, n.d.)

1. *Shell*

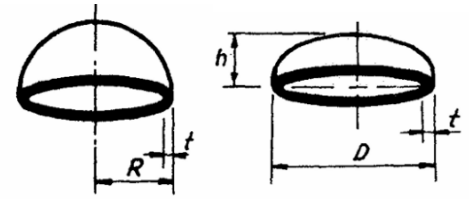
Shell merupakan unit utama dari *pressure vessel*. *Shell* pada beberapa pengaplikasiannya dapat menggunakan material yang tidak mudah terkorosi, misalnya adalah *stainless steel*, tetapi *shell* umumnya terbuat dari material baja. *Shell* terbuat dari satu atau lebih plat yang dilas menjadi satu membentuk silinder atau lingkaran. Untuk detail gambar terdapat pada Gambar 2.3.



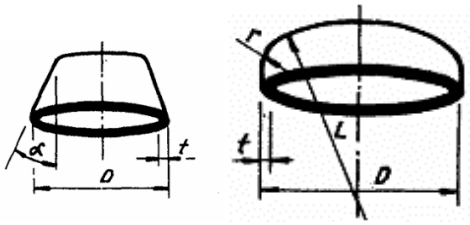
Gambar 2. 3 Cylindrical Shell
(Megysey, n.d.)

2. *Head*

Head merupakan bagian penutup ujung bejana tekan yang berfungsi menahan tekanan serta meningkatkan kekakuan struktur, di mana bentuk *Head* sangat memengaruhi distribusi tegangan dan ketebalan minimum yang dibutuhkan. Untuk memastikan bahwa *Pressure vessel* dapat bekerja dengan tekanan operasi yang aman, ketebalan kepala harus dievaluasi kembali setelah proses pembuatan karena proses pembuatan akan mengurangi ketebalan plat kepala. Tipe-tipe dari *Head* ada beberapa macam, untuk detailnya bisa dilihat pada Gambar 2.4.



1. Hemispherical *Head* 2. Ellipsoidal *Head*



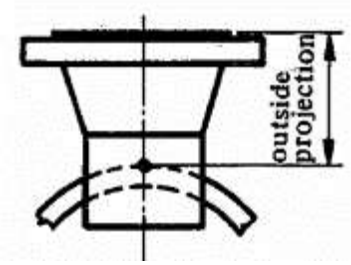
3.Cone 4. Torispherical *Head*

Gambar 2. 4 *Type of Head*
(Megysey, n.d.)

3. *Nozzle*

Nozzle adalah bukaan berpenguat pada *Pressure vessel* yang berfungsi sebagai sambungan fluida dan titik konsentrasi tegangan, berfungsi sebagai saluran masuk dan keluar *pressure vessel*. Ukuran *nozzle* berkisar dari satu inci hingga lebih

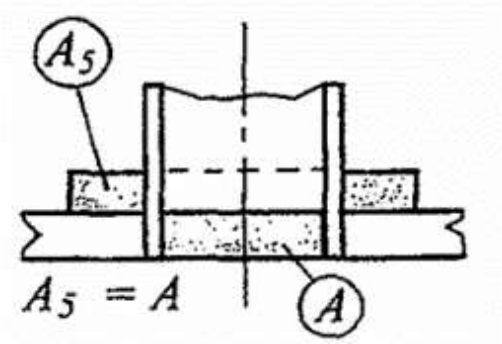
dari 24 inchi, dan digunakan untuk menyediakan akses keluar masuk manusia untuk perawatan. Untuk detail gambar terdapat pada Gambar 2.5.



Gambar 2. 5 *Nozzle*
(Megysey, n.d.)

4. *Reinforcement pad*

Reinforcement pad adalah plat penguat *nozzle* yang terletak di dasar *nozzle*. Tidak selalu digunakan, tetapi dapat diketahui apakah digunakan atau tidak setelah perhitungan. Untuk detaill gambar terdapat pada Gambar 2.6



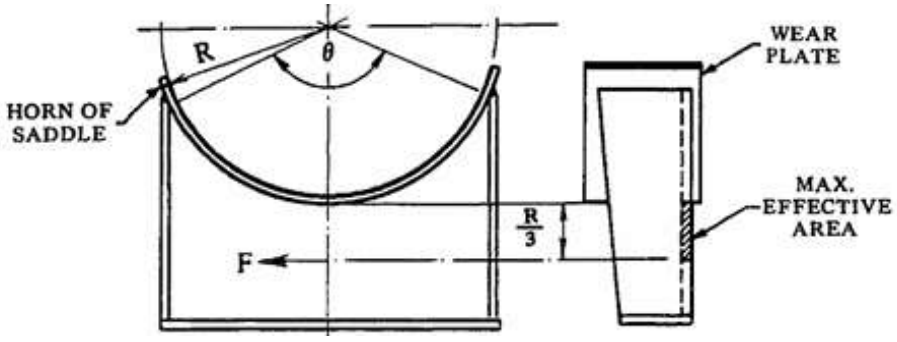
Gambar 2. 6 *Reinforcement pad*
(Megysey, n.d.)

5. *Support*

Salah satu komponen *Pressure vessel* adalah *Support*, yang berfungsi untuk menahan seluruh *pressure vessel*. *Support* harus memiliki kemampuan untuk menopang *Pressure vessel* dari berat, angin, dan gempa bumi. Sebagai contoh, *Support* terbagi menjadi beberapa jenis.

1. *Saddle*

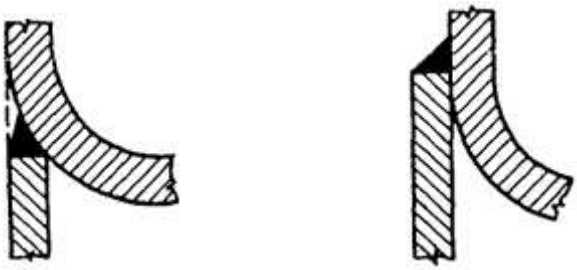
Saddle umumnya dipakai di *Pressure vessel horizontal* dan menggunakan 2 buah *saddle* untuk penyangganya. Untuk detail gambar terdapat pada Gambar 2.7



Gambar 2. 7 *Saddle*
(Megysey, n.d.)

2. *Skirt*

Skirt berfungsi sebagai penyangga *Pressure vessel* silinder *vertical*. Untuk menggunakannya, *skirt* dilas pada *Pressure vessel* dan kemudian diletakkan pada pondasi beton. Pada *Pressure vessel* silinder *vertical*, *skirt* dilas pada *shell* atau bagian bawah kepala *pressure vessel*. Untuk detail gambar terdapat pada Gambar 2.8.

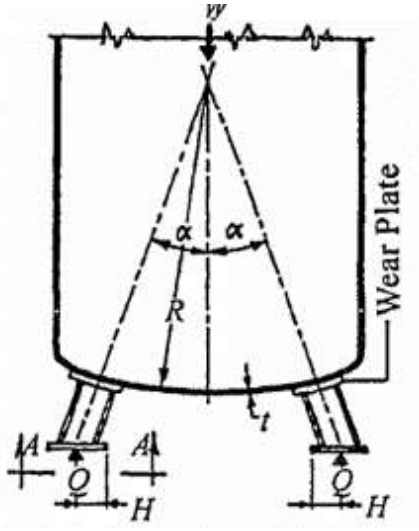


1. Posisi *Horizontal* 2. Posisi *Vertikal*

Gambar 2. 8 *Skirt*
(Megysey, n.d.)

3. *Leg Support*

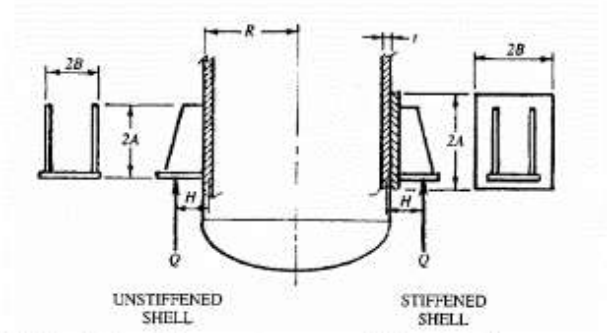
Untuk menyangga *Pressure vessel vertical* yang ukurannya kecil dan dilas pada bagian *shell*-nya, *leg Support* biasanya digunakan. Rasio panjang *leg* terhadap diameter *shell* biasanya adalah 2:1, dan jumlah *leg* yang diperlukan bergantung pada besarnya *pressure vessel*. Untuk detail gambar terdapat pada Gambar 2.9.



Gambar 2. 9 *Leg Support*
(Megysey, n.d.)

4. *Lug Support*

Pressure vessel vertical yang dilaskan pada *shell* didukung oleh *lug Support*. *Lug* ini hanya digunakan untuk *Pressure vessel* berdiameter kecil hingga menegah. *Lug* biasanya digunakan untuk *Pressure vessel* di atas struktur baja, dengan rasio ketinggian 2:1 hingga 5:1. *Lug* biasanya dipasang di bagian *horizontal* struktur sebagai stabilitas dalam menghadapi tantangan. Sebagai keleluasaan ekspansi panas radial pada *pressure vessel*, lubang bautnya biasanya diberi celah. Detail gambar dapat dilihat pada Gambar 2.10.



Gambar 2. 10 *Lug Support*
(Megysey, n.d.)

2.3 *Maximum Allowable Stress Value*

Maximum allowable stress value, juga dikenal sebagai nilai teggangan maksimum yang diizinkan, akan berbeda-beda pada setiap *pressure vessel*. Nilai-

nilai ini dipengaruhi oleh material yang digunakan untuk desain *Pressure vessel* dan nilai temperatur yang ditetapkan. Kode standar ASME *section* II *part* D menetapkan nilai tegangan material tertinggi yang diizinkan.

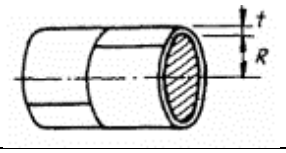
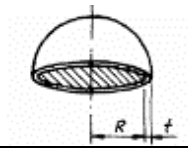
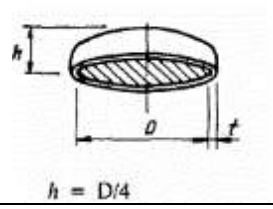
2.4 Perancangan *Pressure vessel* (Bejana Tekan)

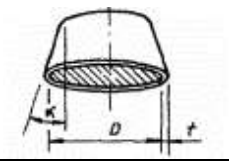
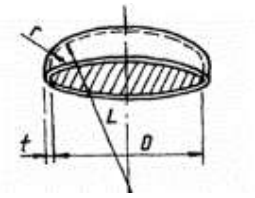
Komponen-komponen berikut harus diperhitungkan saat mendesain atau merancang *pressure vessel*:

2.4.1 *Shell* dan *Head thickness*

Untuk mengetahui ketebalan *shell* dan *Head*, ada dua cara. Pertama adalah dengan menggunakan *internal pressure formula in terms of inside*, kedua adalah dengan menggunakan *internal pressure formula in terms of outside diameter* pada kondisi terkorosi (*corroded condition*) atau kondisi baru (*new condition*) Menentukan ketebalan *shell* dan *Head* pada *Pressure vessel* berdasarkan tekanan dalam (*internal pressure*) dan diameter dalam dapat dilakukan dengan rumus pada Tabel 2.1, untuk menentukan ketebalan *shell* dan *Head* pada *Pressure vessel* berdasar.

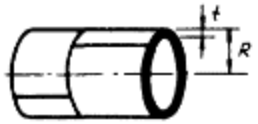
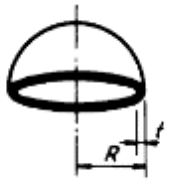
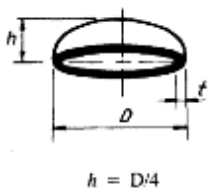
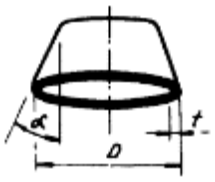
Tabel 2. 1 *Internal Pressure Formula in Terms of Inside Diameter*

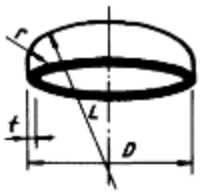
No	Bagian		Rumus Perhitungan
1.		*Cylindrical Shell* *(Long Seam)*	$t = \frac{P.R}{S.E - 0{,}6\,P}$
2.		*Sphere and Hemispher Head*	$t = \frac{P.R}{2.S.E - 0{,}2\,.P}$
3.		*Elipsoidal Head*	$t = \frac{P.D}{2.S.E - 0{,}2\,.P}$

No	Bagian		Rumus Perhitungan
4.		*Cone and Conical Section*	$t = \frac{P.D}{2.cos\ \alpha.(S.E - 0{,}6\ .P}$
5.	 *When the minimum tensile Strength of material exceeds 70,000 psi., see Code UG-32 (e)*	*ASME flanged and dished H (Torispherical Head)*	*When L/r = $16^{2/3}$* $t = \frac{0{,}885.P.L}{S.E - 0{,}1.P}$ *When L/r less than $16^{2/3}$* $t = \frac{P.L.M}{2.S.E - 0{,}2.P}$

Sumber: Megyesy, 2008

Tabel 2. 2 *Internal Pressure Formula in Terms of Outside Diameter*

No.	Bagian		Rumus Perhitungn
1.		*Cylindrical Shell* (*Long Seam*)	$t = \frac{P.R}{S.E + 0{,}4\ P}$
2.		*Sphere and Hemispherical Head*	$t = \frac{P.R}{2.S.E + 0{,}8.P}$
3.	 h = D/4	2:1 *Elipsoidal Head*	$t = \frac{P.R}{2.S.E + 1{,}8.P}$
4.		*Cone and Conical Section*	$t = \frac{P.D}{2.cos\ \alpha.(S.E + 0{,}4.P)}$

No.	Bagian		Rumus Perhitungn
5.	 *When the minimum tensile Strength of material exceeds* 70,000 psi., *see Code* UG-32 (*e*)	ASME *flanged and dished Head* (*Torispherical Head*)	*When L/r* = $16^{2/3}$
			$t = \frac{0{,}885.P.L}{S.E + 0{,}8.P}$
			When L/r less than $16^{2/3}$
			$t = \frac{P.L.M}{2.S.E + P.(M - 0{,}2)}$

Sumber: Megyesy, 2008

Keterangan:

P = Tekanan desain atau tekanan kerja maksimum yang diijinkan [MPa]

S = Nilai tegangan material [MPa]

E = Nilai tegangan sambungan [MPa]

R = Jari-jari dalam (bagian Tengah yang melengkung) [mm]

D = Diameter luar [mm]

α = Setengah dari yang disertakan [*degrees*]

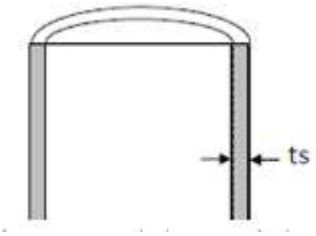
L = Jari-jari dalam piringan [mm]

r =Jari-jari dalam (bagian penghubung lengkung kepala dengan silinder)[mm]

T =*Wall thickness* [mm]

CA =*Corrosion Allowance* [mm]

Berikut ini adalah gambar ilustrasi dari hasil perhitungan *thickness* pada *pressure vessel.*



Gambar 2. 11 *Ilustrasi hasil perhitungan thickness pada pressure vessel (Primalasita & Sa'diyah, 2023)*

2.4.2 Maximum *allowable* working *pressure* (MAWP)

Persamaan 2.1 dan 2.2 digunakan untuk menghitung *MAWP* untuk setiap bagian *pressure vessel*. *MAWP Pressure vessel* adalah tekanan kerja maksimal yang diizinkan oleh *pressure vessel*, dikombinasikan dengan beban yang dapat terjadi selama kondisi beroperasi. Perhitungan *MAWP* setiap bagian dari *Pressure vessel* menggunakan Persamaan 2.1 dan Persamaan 2.2(Megysey, n.d.).

1. *MAWP Shell* dengan outside diameter

$$P_{shell} = \frac{S \times E \times t}{R - 0{,}4 \times t} \qquad 2.1$$

Keterangan:

P_{shell} = *MAWP* [MPa]

S = Nilai tegangan material [MPa]

E = Efisiensi sambungan

t = Ketebalan *shell* tanpa faktor korosi [mm]

R = Jari-jari dalam tanpa faktor korosi [mm]

2. *MAWP* 2:1 Elipsoidal *Head* dengan inside diameter

$$P_{Head} = \frac{2 \times S \times E \times t}{D - 1{,}8 \times t} \qquad 2.2$$

Keterangan:

P_{head} = *MAWP* [MPa]

S = Nilai tegangan material [MPa]

E = Efisiensi sambungan

T = Ketebalan *shell* tanpa faktor korosi [mm]

D = Diameter dalam tanpa faktor korosi [mm]

2.4.3 Maximum *Allowable* External *Pressure* (*MAEP*)

Perhitungan *MAEP* diperlukan untuk mengetahui apakah tekanan dalam *Pressure vessel* lebih besar dari tekanan eksternal, yaitu 0,103 MPa (UG-28 ASME *Section* VIII *Division* 1). Dengan ketebalan yang tepat, *Pressure vessel* tidak akan membengkok dalam kondisi vakum.

1. *MAEP shell*

Rumus untuk menghitung *MAEP* pada *shell* bisa dilihat pada Persamaan 2.4 dan Persamaan 2.4. Jika (Do/t < 10) dapat dilihat pada UG 28 ASME *Section* VIII *Division* 1. Tahapan perhitungan *MAEP* ditunjukkan pada diagram alir pada Gambar 2.4. (ASME Section VIII Div. 1 Rules for Construction of Pressure vessels 2025, 2025)

$$P = \frac{4 \times B}{3(\frac{Do}{t})} \qquad 2.3$$

$$P = \frac{2 \times A \times E}{3(\frac{Do}{t})} \qquad 2.4$$

Keterangan:

P = *MAEP* [psi]

D_o = Diameter luar [in]

T = Tebal yang dipilih [in]

A = Faktor A dari Gambar 2.14

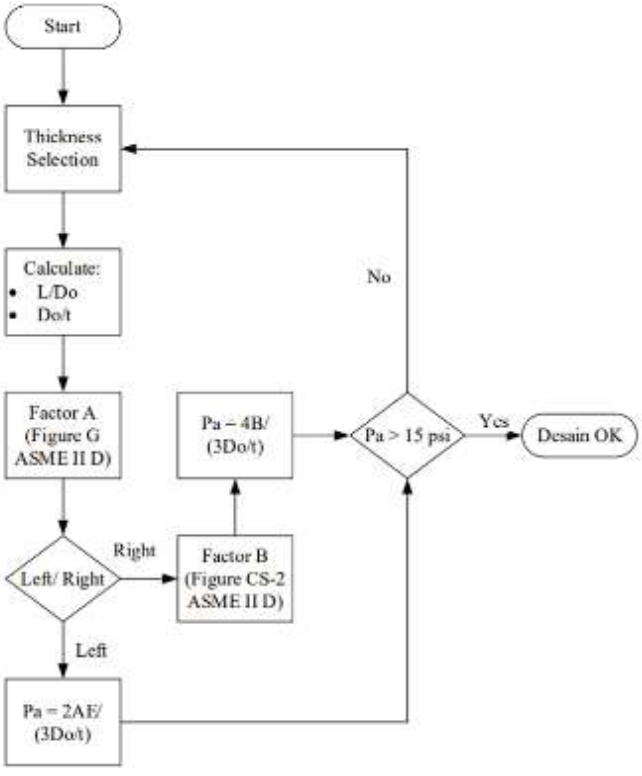
B = Faktor B dari Gambar 2.15

E = *Modulus of elasticity material* [psi], Tabel 2.3

L = Panjang, gambar 2.16

Materials	Modulus of Elasticity E = Value Given × 10^3 MPa, for Temperature, °C, of																
	−200	−125	−75	25	100	150	200	250	300	350	400	450	500	550	600	650	700
Carbon steels with C ≤ 0.30%	216	212	209	202	198	195	192	189	185	179	171	162	151	137	...	...	...
Carbon steels with C > 0.30%	215	211	207	201	197	194	191	188	183	178	170	161	149	136	121	...	...
Ductile cast iron	...	...	169	161	155	151	147	142	138	134	...	...	...	...	...	...	...
Material Group A [Note (1)]	214	210	207	200	196	193	190	187	183	177	170	160	149	135	121	...	...
Material Group B [Note (2)]	204	200	197	191	187	184	181	178	174	171	167	163	158	153	147	141	133
Material Group C [Note (3)]	218	213	210	204	200	197	193	190	186	183	179	174	169	164	157	150	142
Material Group D [Note (4)]	225	220	217	210	206	202	199	196	192	188	184	180	175	169	162	155	146
Material Group E [Note (5)]	228	223	220	213	208	205	201	198	195	191	187	183	179	174	168	161	153
Material Group F [Note (6)]	215	212	208	201	195	192	189	186	182	178	173	166	157	145	131	...	...
Material Group G [Note (7)]	209	204	201	195	189	186	183	179	176	172	169	165	160	156	151	146	140
Material Group H [Note (8)]	...	...	209	200	194	190	186	183	180	177	174	172	...	...	...	...	...
Material Group I [Note (9)]	192	187	184	178	173	170	167	163	160	157	154	151	148	145	142	139	135
Material Group J [Note (10)]	214	209	205	197	191	187	184	180	176	172	168	164	161	157	...	...	...
S13800 [Note (11)]	217	213	209	202	197	194	190	186	183	179	175	171	...	...	...	...	...
S15500 [Note (12)]	210	206	203	196	191	188	184	181	177	173	169	166	...	...	...	...	...
S45000 [Note (13)]	218	213	210	203	198	194	191	187	183	179	175	171	...	...	...	...	...
S17400 [Note (14)]	210	206	203	196	191	188	184	181	177	173	169	166	...	...	...	...	...
S17700 [Note (15)]	218	213	210	203	198	194	191	187	183	179	175	171	...	...	...	...	...
S66286 [Note (16)]	214	211	208	201	196	192	189	185	181	178	174	169	...	...	...	...	...

Gambar 2. 12 *Modulus of Elasticity*
Sumber:*(ASME Section VIII Div. 1 2025)*



Gambar 2. 13 Diagram Alir *Shell MAEP*

2. MAEP Head

Rumus untuk menghitung *MAEP* pada *Head* bisa dilihat pada Persamaan 2.5 dan Persamaan 2.6 sesuai dengan UG-33 ASME *Section* VIII *Division* 1. Faktor

A pada perhitungan *ellipsoidal Head* ini menggunakan Persamaan 2.7. Tahapan perhitungan *MAEP* ditunjukkan pada diagram alir pada Gambar 2.13, sedangkan untuk nilai dari Faktor A dan Faktor B dapat dilihat pada Gambar 2.14 dan Gambar 2.15.

$$P_a = \frac{B}{(\frac{R0}{t})} \quad 2.5$$

$$P_a = \frac{0{,}0625 \times B}{(\frac{R0}{t})\text{^}2} \quad 2.6$$

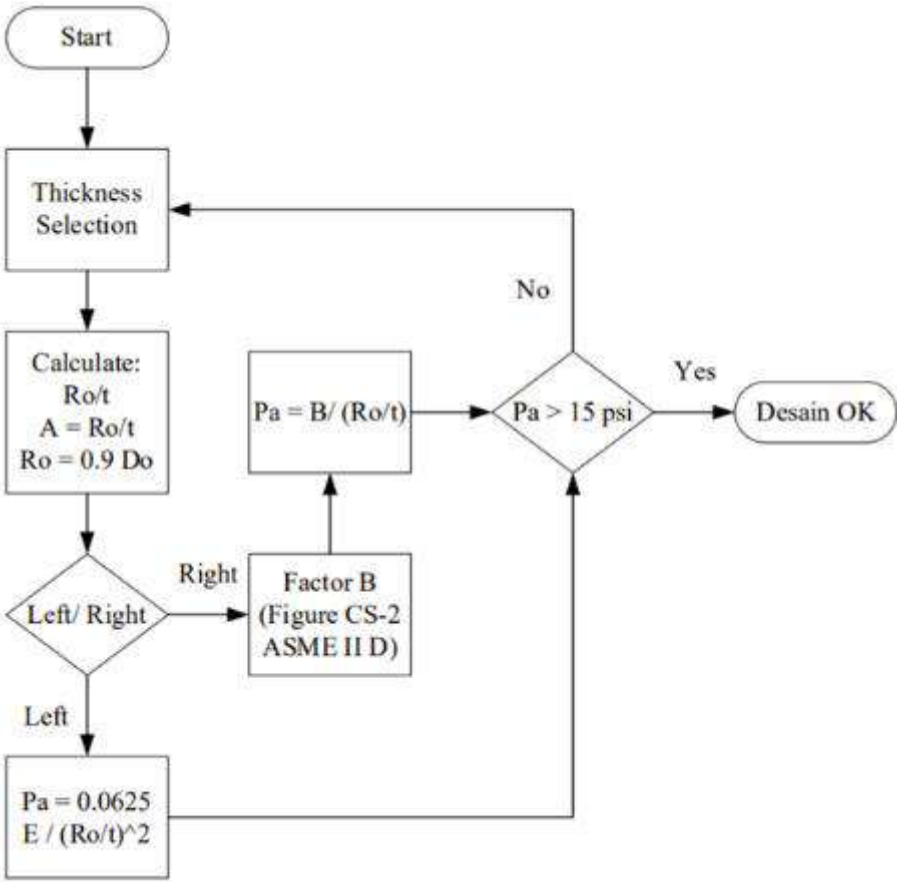
$$A = \frac{0{,}125}{(\frac{R0}{t})} \quad 2.7$$

Keterangan:

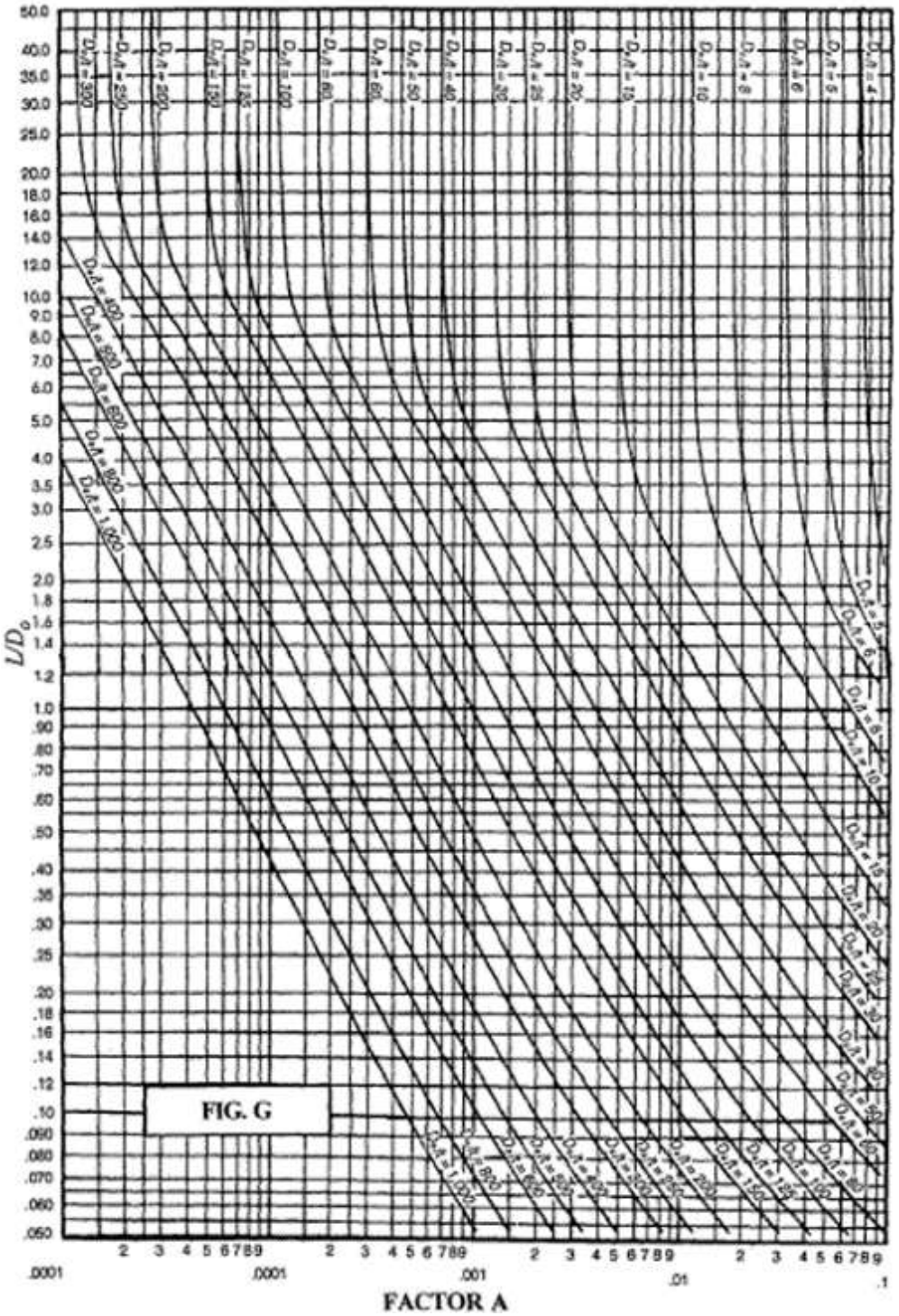
P_a = *MAEP* [MPa]

R_O = Radius luar *Head* (0,9 dari diameter luar *Head*) [MPa]

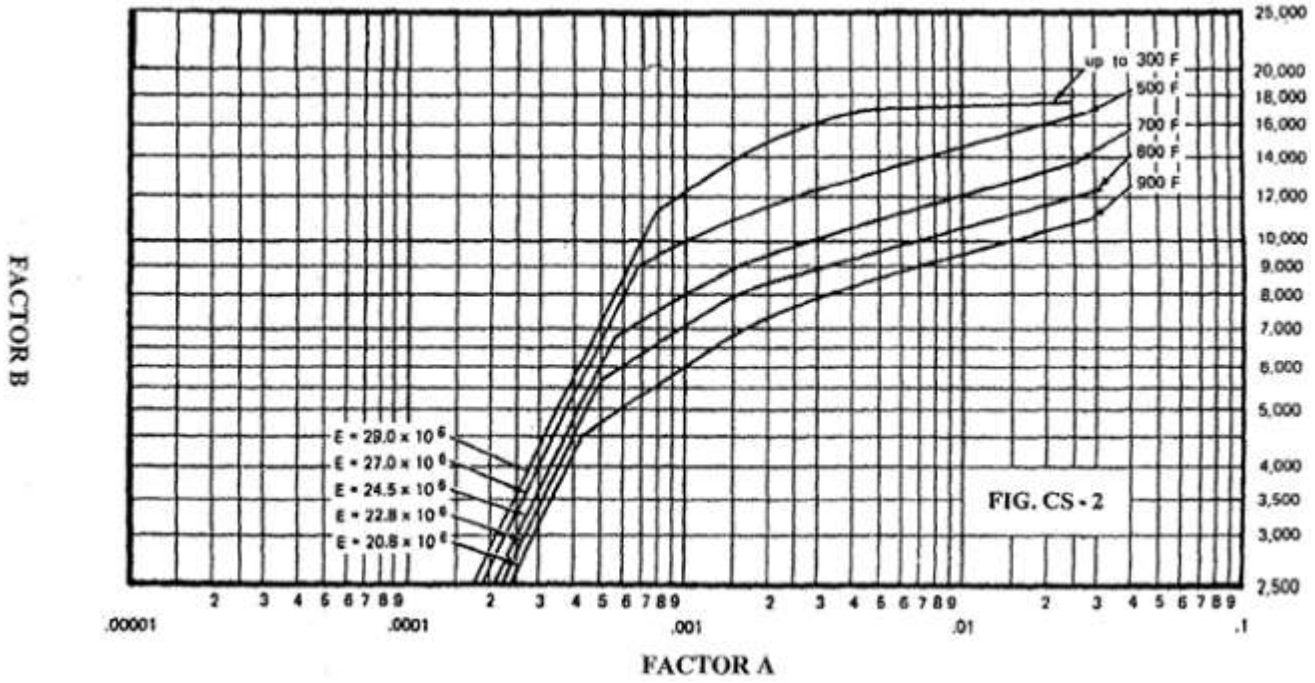
t = Tebal yang dipilih [mm]



Gambar 2. 14 Diagram Alir *Head MAEP*



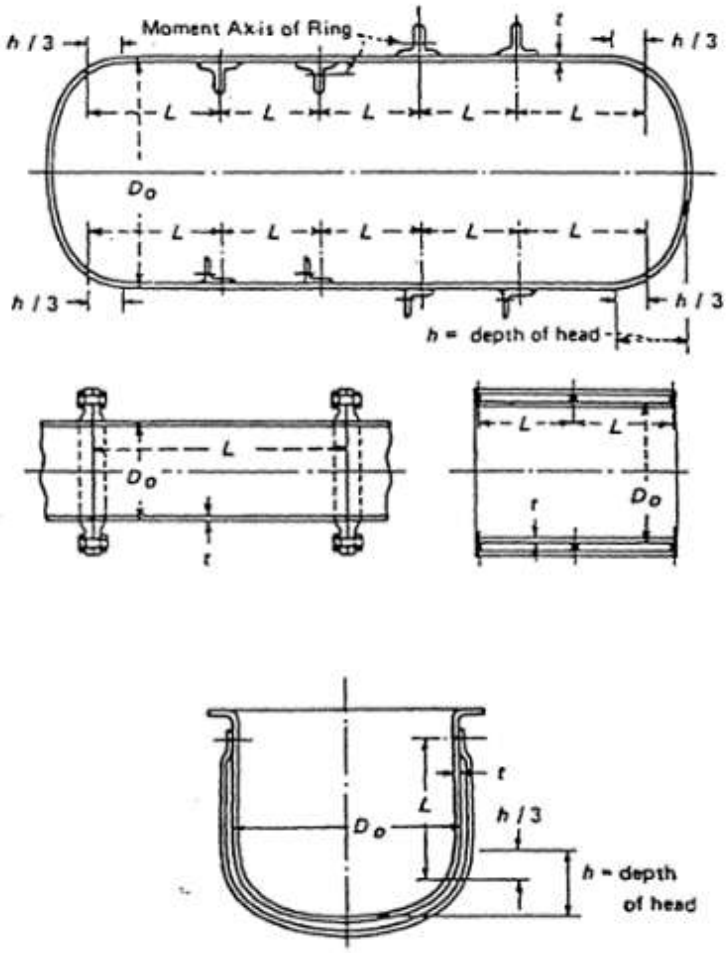
Gambar 2. 15 Nilai Faktor A
(Megysey, n.d.)



Gambar 2. 16 Nilai Faktor B
(Megysey, n.d.)

Pada Gambar 2.14 terdapat *length of cylindrical vessels* subjected to *external pressure*. Beberapa *length of vessel Section* tersebut adalah sebagai berikut.

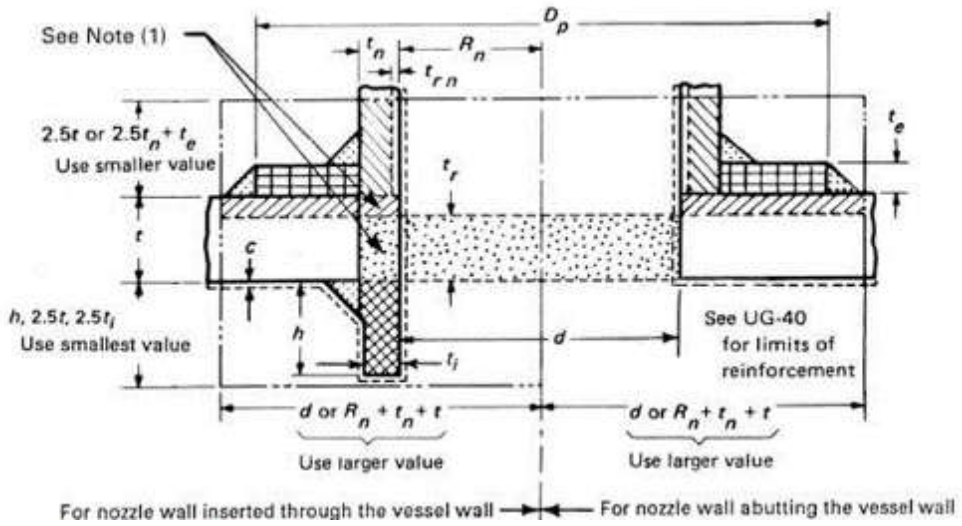
1. *Circumferential line on Head at one-third the depth of the Head*
2. *Tangent line*
3. *Stiffening rings*
4. *Jacket closure*
5. *Cone to cylinder junction or knuckle to cylinder junction of a torical*
6. *Head or Section*
7. *Tube sheets*



Gambar 2. 17 *Terms for External Pressure Analysis*
Sumber:*(ASME Section VIII Div. 1 2025)*

2.4.4 *Nozzle* atau opening

Nozzle adalah saluran melingkar di dalam *vessel* yang menghubungkan ke *equipment* lain atau melakukan *maintenance*. Dalam memilih *nozzle*, perlu diperhitungkan kekuatan atau *reinforcement*. Gambar detail perlengkapan bisa dilihat pada Gambar 2.15.



Gambar 2. 18 *Nomenclature and Formulas for Reinforced Opening*

Sumber: *(ASME Section VIII Div. 1 Rules for Construction of Pressure vessels 2025)*

1. A adalah luas yang dibutuhkan untuk menahan tekanan pada *shell* atau *Head*.

   $A = t_r \times d$ [mm^2] 2. 8

2. A_1 adalah luas kelebihan pada dinding *pressure* vessel

   $A_1 = (t\text{-}t_r)\ d$ [mm^2] 2. 9

   $A_1 = 2\ (t\text{-}t_r)\ (t+t_n)$ [mm^2] 2. 10

   Keterangan:

   T_n = *Thickness nozzle* [mm]

   T = *Thickness shell* [mm]

Dari Persamaan 2.9 dan Persamaan 2.10, diambil salah satu dengan nilai yang tebesar.

3. A_2 adalah luas kelebihan pada dinding *nozzle*.

   $A_2 = 5 \times t(t_n\text{-}t_{rn})$ [mm^2] 2. 11

   $A_2 = 5\times\ t_n(t_n\text{-}t_{rn})$ [mm^2] 2. 12

Dari Persamaan 2.11 dan Persamaan 2.12, diambil salah satu dengan nilai yang terkecil.

4. A_3 adalah luas perpanjangan dari opening ke dalam *Pressure* vessel (*inside projection*).

   $A_3 = 2 \times h \times t_n$ [mm^2] 2. 13

Keterangan:

H = Jarak *nozzle projection* disisi dalam dinding *Pressure vessel* [mm]

C = *Corrosion allowance* [mm]

Persamaan 2.13 dapat digunakan ketika gambar detail desain *opening* terdapat *inside projection*.

5. A_4 adalah luas logam pengelasan [mm²].

Nozzle tersebut memerlukan plat penguat apabila besarnya luas A lebih besar dari jumlah luasan (A_1, A_2, A_3, A_4). Jika nilai A lebih kecil dari jumlah luasan, maka *nozzle* tersebut tidak memerlukan plat penguat atau secara matematis dapat dirumuskan sebagai berikut.

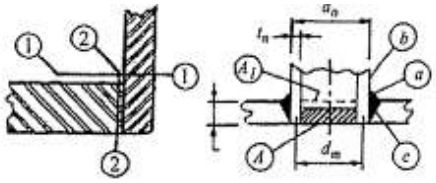
$A > (A_1 + A_2 + A_3 + A_4)$, memerlukan *reinforcing* pad.

$A < (A_1 + A_2 + A_3 + A_4)$, tidak memerlukan *reinforcing* pad.

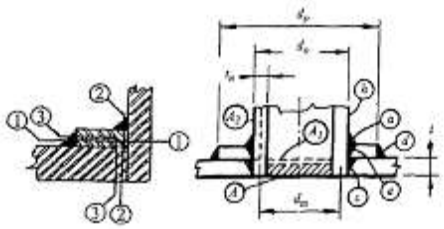
6. A_5 adalah luas dari dinding *shell* atau *head* yang diperlukan *reinforcing pad* akibat dari pemasangan nozzle atau opening pada dinding shell atau Head, dengan ketentuan jika nilai $A > (A_1 + A_2 + A_3 + A_4)$.

2.4.5 *Strength of attachment nozzle* / opening

Perhitungan kekuatan *nozzle* digunakan untuk mengurangi kemungkinan keretakan atau patah pada sambungan tertentu. Gambar 2.16 dan 2.17 menunjukkan perbedaan garis patahan *nozzle* tanpa *reinforcing pad*. Persamaan 2.13 hingga 2.23 menunjukkan cara menghitung kekuatan garis patahan.(Megysey, n.d.).



Gambar 2. 19 Jalur Patahan *Nozzle* tanpa *Reinforcing* pad
Sumber: *(Megysey, n.d.)*



Gambar 2. 20 Jalur Patahan *Nozzle* dengan *Reinforcing* pad *(Megysey, n.d.)*

7. *Load to be carried by welds*

$$(A - A1)\ S \qquad 2.\ 14$$

$$(A2 + 2.t_n.t_s)\ S_n \qquad 2.\ 15$$

8. *Stress value of welds*

Fillet *weld shear* (S_f)

$$S_f = 0{,}49.\ S \qquad 2.\ 16$$

Groove *weld tension* (S_g)

$$S_g = 0{,}74.\ S \qquad 2.\ 17$$

Nozzle wall shear (S_{nw})

$$S_{nw} = 0{,}7.\ S_n \qquad 2.\ 18$$

9. *Strength of weld* dan *nozzle neck*

Fillet weld shear (a)

$$A = \frac{\pi.Do}{2}.\ Weld\ leg.\ S_f \qquad 2.\ 19$$

Nozzle wall shear (b)

$$B = \frac{\pi.Dm}{2}.\ T_n.\ S_{nw} \qquad 2.\ 20$$

Groove weld tension (c)

$$C = \frac{\pi.Do}{2}.\ T.\ S_g \qquad 2.\ 21$$

Fillet weld shear, jika *nozzle* menggunakan *reinforcing* pad

$$D = \frac{\pi.Do}{2}.\ \text{Weld leg.}\ S_f \qquad 2.\ 22$$

Groove weld shear, jika *nozzle* menggunakan *reinforcing pad*

$$E = \frac{\pi.Do}{2}.\ T.\ S_g \qquad 2.\ 23$$

10. *Possible path of failure*

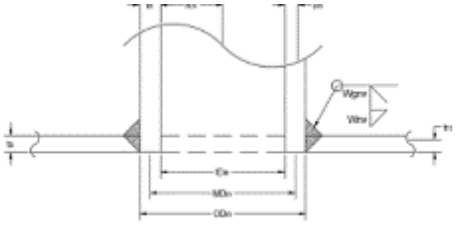
1. Tanpa *reinforcing pad*
    a. Melalui a dan b
    b. Melalui a dan c
2. Menggunakan *reinforcing pad*

a. Melalui b dan d
b. Melalui c dan d
c. Melalui a, c, dan e

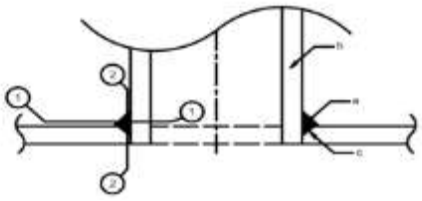
Dengan:

A = Luas area yang dibutuhkan [mm²]
A_1 = Luas area yang tersedia pada *shell* [mm²]
A_2 = Luas area yang tersedia pada *nozzle* [mm²]
D_p = Diameter *reinforcing pad* [mm]
D_m = Diameter rata-rata *nozzle* [mm]
D_o = Diameter luar *nozzle* [mm]
S = Nilai *stress* dari material *shell* [MPa]
S_n = Nilai *stress* dari material *nozzle* [MPa]
S_f = Nilai *stress* dari *fillet weld shear* [MPa]
S_{nw} = Nilai *stress* dari *nozzle wall shear* [MPa]
S_g = Nilai *stress* dari *groove weld tension* [MPa]
T_f = Tebal *fillet weld* [mm]
T_n = Tebal *nozzle* [mm]
T_e = Tebal *reinforcing pad* [mm]
T = Tebal *shell* [mm]

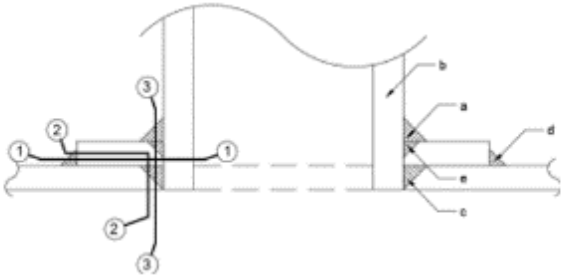
Ilustrasi desain *nozzle* pada *Pressure vessel* ditunjukkan pada Gambar 2.20. Ilustrasi kekuatan las *nozzle* tanpa *reinforcing pad* dan ilustrasi kekuatan las *nozzle* dengan *reinforcing pad* dapat dilihat pada Gambar 2.18 dan Gambar 2.19.



Gambar 2. 21 *Design Nozzle*
(Andriani, 2023)



Gambar 2. 22 *Strength Nozzle without Reinforcing pad*
(andriani, 2023)



Gambar 2. 23 *Strength Nozzle with Reinforcing pad*
*(*Andriani, 2023)

2.4.6 *Allowable nozzle load vessel*

Batasan izin pada analisa *nozzle load* bejana tekan tertera pada Tabel 2.4. Sebagai berikut:

2.4.7 *Vessel weight*

Pressure vessel mendapat banyak beban berbeda di setiap bagian. Pembebanan alami dan geometri serta konstruksi komponen *vessel* ditentukan dari tingkat dan intensitas gaya-gaya ini.

1. *Pressure Load* (Beban Tekanan)

   Terdapat dua macam temperatur yang dipakai dalam *pressure vessel,* yaitu sebagai berikut.

2. *Operating pressure* atau tekanan operasi (P_o)

Tekanan operasi merupakan tekanan yang digunakan sebagai proses produksi saat *Pressure vessel* dioperasikan.

3. *Design pressure* atau tekanan desain (P_d)

Tekanan desain adalah tekanan maksimum yang diharapkan akan dialami oleh suatu komponen atau sistem selama kondisi operasi normal atau abnormal. Dalam desain *pressure vessel*, tekanan desain diperlukan untuk mempertimbangkan tekanan fluida atau bahan lainnya. Persamaan 2.24 dan Persamaan 2.25 berikut dapat digunakan untuk menghitung tekanan desain (Pd) pada tekanan *vessel*.(Megysey, n.d.)

$$P_d = P_o + a + P_{hs} \qquad 2.\ 24$$

$$P_{hs} = \rho.\ G.\ H \qquad 2.\ 25$$

Dengan:

P_d = Tekanan desain [MPa]

P_o = Tekanan operasi [MPa]

A = 0,1. P_o atau 10 psi (minimal)

P_{hs} = Tekanan hidrostatik [MPa]

P = Densitas fluida (Nitrogen) [kg/m^3]

G = Percepatan gravitasi bumi [m/s^2]

H = Tinggi *Pressure vessel* [mm]

1. *Temperature Load* (Beban Temperatur)

Terdapat dua macam temperatur yang dipakai dalam *pressure vessel*, yaitu sebagai berikut.

a. *Operating temperature* / temperatur operasi (T_o)

Temperatur operasi merupakan temperatur yang dibutuhkan saat proses produksi pada *pressure vessel*.

b. *Design temperature* / temperatur desain (T_d)

Temperatur yang dibutuhkan untuk merancang *Pressure vessel* dikenal sebagai temperatur desain. Jika *Pressure vessel*

beroperasi pada temperatur di bawah -20 °F, maka temperatur desain sama dengan temperatur terendah dari operasinya.

c. *Dead load* (Beban *pressure* vessel)

Dead load merupakan beban berupa berat *vessel* dan unsur unsur lain yang terpasang permanen pada *vessel*. Berat *vessel* bisa digolongkan menjadi 3, yaitu sebagai berikut.

11. Bobot kosong

Beban kosong merupakan berat *vessel* tanpa insulasi luar, *fireproofing*, panel-panel operasi, atau struktur luar dan perpipaan. Beban kosong biasanya terdiri dari *shell* dan *Head*.

12. Bobot operasi

Bobot operasi merupakan berat *vessel* pada kondisi terpasang serta beroperasi penuh. Tambahan insulasi internal maupun eksternal, *fireproofing*, segala elemen internal, *opening* yang menghubungkan sistem perpipaan termasuk juga beban pipa yang ada didalamnya, dan semua struktur yang diperlukan pada sistem *vessel* termasuk pada bobot operasi berat *vessel*.

2.4.8 *Support* (*Saddle*)

Horizontal vessel harus ditopang menggunakan *saddle Support* jika menganut *Appendix* G-6 ASME *section* VIII *division* 1. *Saddle* adalah bagian yang digunakan untuk menahan *Pressure vessel* pada tempatnya dan menahan beban berat *Pressure vessel* atau beban luar (Beban angin dan beban gempa). Berikut langkah-langkah mendesain *saddle* (Eugene F, Professor Sandor Kalinszky, Jaos Bodor, Laszlo Felegyhazy, & Jozsef Gyorfi, n.d.) adalah 120º. Menentukan *load* yang diterima pada masing-masing leg *Support*.

1. Menentukan load yang diterima pada masing-masing saddle.
2. Menentukan nilai K11 berdasarkan contact angle yang ditunjukkan pada

   Tabel 2.5. Minimum contact angle yang disyaratkan ASME section VIII division 1 adalah 120º

Tabel 2. 3 *value of constan*

VALUES *OF* CONSTANT K_{11}							
Contact Angle	120°	130°	140°	150°	160°	170°	180°
K_{11}	0.204	0.222	0.259	0.259	0.279	0.298	0.318

Sumber: (ASME Section VIII Div. 1 2025, n.d.)

3. Menghitung force berdasarkan Persamaan 2.27.

$$\mathrm{F} = K11 \times QQ \qquad 2.\ 26$$

4. Menghitung tegangan yang diijinkan berdasarkan Persamaan 2.28.

$$Allowable\ stress\ material = \frac{2}{3}\ S_{yield} \qquad 2.\ 27$$

5. Menghitung area dan tebal web plate minimum menggunakan Persamaan 2.29 dan Persamaan 2.30.

$$A = \frac{F}{Allowable\ stress\ material} \qquad 2.\ 28$$

$$Twp = \frac{3A}{R} \qquad 2.\ 29$$

Minimal *Twp* yang direkomendasikan 0,25 in

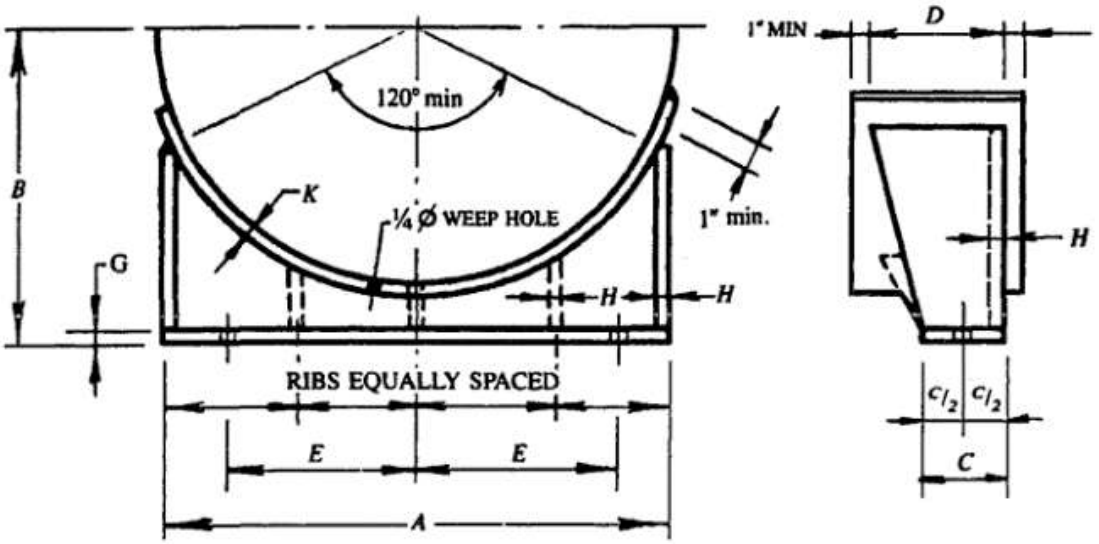
6. Menghitung force effective area *of* web plate dengan menggunakan tebal web plate yang dipilih sesuai Persamaan 2.27

$$Ae = \frac{R}{3\ Twp} \qquad 2.\ 30$$

7. Menghitung tegangan yang terjadi berdasarkan force effective area *of* web plate sesuai Persamaan 2.28

$$Allowable\ stress = \frac{F}{Ae} \qquad 2.\ 31$$

8. Apabila nilai tegangan yang terjadi kurang dari Allowable stress material artinya desain saddle bisa dilanjutkan dengan melihat spesifikasi saddle pada Tabel 2.6 dan Gambar 2.21



Gambar 2. 24 *Support Saddle*
Sumber: *Megyesy, 2008*

SADDLE

NOMINAL DIAM. OF VESSEL FT. - IN.	DIMENSIONS						NO. OF RIBS	PLATE THICKNESS INCHES			MAXIMUM WEIGHT ON VESSEL
	A FT. - IN.	B FT. - IN.	C IN.	D IN.	E FT. - IN.	BOLT DIAM. INCH		BASE G	WEB, FLANGE, RIBS H	WEAR K	
1-0	0-10½	1-0	4	4	0-3½	½	0	¼	¼	—	42000
1-2	1-½	1-1	4	4	0-4	½	0	¼	¼	—	50000
1-4	1-2	1-2	4	4	0-5	½	0	¼	¼	—	56000
1-6	1-3½	1-3	4	4	0-6	½	0	¼	¼	—	62000
1-8	1-5½	1-4	4	4	0-6½	½	0	¼	¼	—	70000
1-10	1-7	1-5	4	6	0-7	½	0	¼	¼	—	76000
2-0	1-9	1-6	4	6	0-7½	½	0	¼	¼	—	84000
2-2	1-10½	1-7	4	6	0-8	½	0	¼	¼	¼	90000
2-4	2-½	1-8	4	6	0-8½	½	0	⅜	¼	¼	98000
2-6	2-2	1-9	4	6	0-9	½	0	⅜	¼	¼	104000
2-8	2-4	1-10	4	6	0-9½	½	0	⅜	¼	¼	112000
2-10	2-5	1-11	6	11	0-10	½	0	½	¼	¼	128000
3-0	2-6½	2-0	6	11	0-11	½	0	½	¼	¼	134000
3-2	2-9	2-1	6	11	1-0	¾	0	½	¼	¼	144000
3-4	2-11	2-2	6	11	1-1	¾	0	½	⅜	⅜	210000
3-6	3-½	2-3	6	11	1-2	¾	0	½	⅜	⅜	220000
4-0	3-6	2-6	6	11	1-4	¾	0	⅝	⅜	⅜	252000
4-6	3-11	3-0	6	11	1-6	¾	0	⅝	⅜	⅜	282000
5-0	4-4	3-3	6	11	1-8	¾	1	¾	⅜	⅜	312000
5-6	4-9½	3-6	6	11	1-10	¾	1	¾	⅜	⅜	344000
6-0	5-2½	3-9	9	18	2-0	¾	1	¾	⅜	⅜	402000
6-6	5-8	4-0	9	18	2-2	¾	1	¾	½	⅜	436000
7-0	6-1	4-3	9	18	2-4	1	1	¾	½	⅜	470000
7-6	6-6	4-6	9	18	2-6	1	1	¾	½	⅜	502000
8-0	6-11½	4-9	9	18	2-8	1	1	1	½	⅜	536000
8-6	7-4½	5-0	9	18	2-10	1	2	1	½	½	760000
9-0	7-9½	5-3	9	18	3-0	1	2	1	½	½	806000
9-6	8-3½	5-6	9	24	3-2	1¼	2	1	¾	½	852000
10-0	8-8	5-9	9	24	3-4	1¼	2	1	¾	½	896000
10-6	9-1½	6-0	9	24	3-6	1¼	2	1	¾	½	940000
11-0	9-6½	6-3	9	24	3-8	1¼	2	1	¾	½	986000
11-6	10-0	6-6	9	24	3-10	1¼	3	1	¾	½	1030000
12-0	10-5	6-9	9	24	4-0	1¼	3	1	¾	½	1076000

Gambar 2. 25 Spesifikasi *saddle*
Sumber*: Megesy,2008*

2.5 Evaluasi Kekuatan Berbasis Linierisasi Tegangan menurut ASME BPVC Section VIII division II

Berdasarkan ketentuan ASME BPVC Section VIII Division 2 Pasal 4.15.2.1, *Pressure vessel* harus ditumpu secara aman pada seluruh kondisi desain dengan mempertimbangkan beban dan kombinasi beban yang bekerja pada sistem penumpuan. Ketentuan tersebut relevan terhadap pemasangan transformator di atas *vessel* karena berat transformator menimbulkan beban eksternal yang diteruskan

melalui struktur *Support* dan *attachment* menuju *shell vessel*. Selanjutnya, Pasal 4.1.1.5.2 memperbolehkan penggunaan metode *Design* by *Analysis* sesuai *Part* 5 untuk kondisi geometri atau pembebanan yang memerlukan evaluasi tegangan secara lebih rinci, sedangkan Pasal 5.1.3.1 mensyaratkan seluruh beban yang bekerja pada komponen dimasukkan ke dalam analisis. Pada Pasal 5.2 diatur evaluasi perlindungan terhadap kegagalan akibat *Plastic collapse*. Oleh karena itu, penelitian ini hanya berfokus pada mode kegagalan *Plastic collapse* untuk menilai apakah kombinasi tekanan internal, berat transformator, dan beban relevan lainnya dapat menyebabkan keruntuhan plastis pada *Support*, *attachment*, maupun *shell vessel*

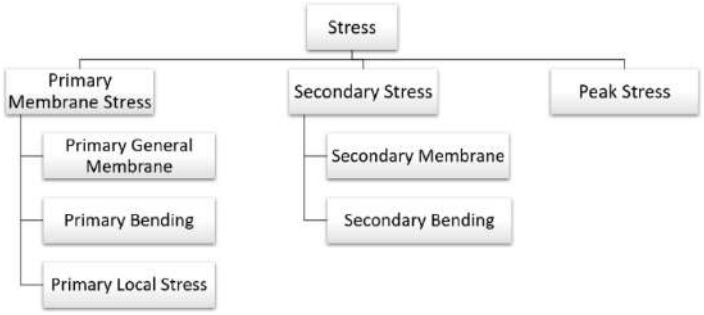
2.5.1 *Plastic collapse*

Plastic collapse merupakan mode kegagalan struktur yang ditandai dengan terbentuknya deformasi plastis secara menyeluruh pada suatu penampang, sehingga struktur kehilangan kemampuan untuk mempertahankan keseimbangan terhadap beban yang bekerja. Kegagalan ini bersifat global dan terjadi ketika tegangan primer yang dihasilkan oleh tekanan internal, berat sendiri, berat fluida, serta beban mekanis eksternal melampaui kapasitas struktur. Tegangan primer bersifat *non self limiting*, yaitu tidak dapat berkurang melalui deformasi lokal. Oleh karena itu, apabila beban terus meningkat, daerah material yang mengalami peluluhan akan berkembang hingga membentuk mekanisme keruntuhan plastis.

Dalam *ASME BPVC section VIII division 2 pasal 5.2*, perlindungan terhadap *Plastic collapse* dapat dievaluasi melalui beberapa pendekatan, yaitu *elastic stress analysis*, *limit-load analysis*, dan *elastic plastic stress analysis*. Namun, penelitian ini hanya menggunakan metode *elastic stress analysis* sebagaimana diatur dalam Pasal 5.2.2, karena evaluasi dilakukan berdasarkan distribusi tegangan elastis hasil analisis elemen hingga dengan pembatasan terhadap tegangan ekuivalen. Tegangan yang berpengaruh terhadap mode kegagalan tersebut meliputi *general primary membrane stress* (P_m), *local primary membrane stress* (P_L), dan *primary bending stress* (P_b). Tegangan membran primer merupakan tegangan rata-rata sepanjang ketebalan yang diperlukan untuk menjaga keseimbangan gaya, sedangkan tegangan lentur primer merupakan komponen tegangan yang berubah secara linier sepanjang

ketebalan akibat momen lentur. Pada penelitian ini, tegangan primer tersebut dihasilkan oleh kombinasi tekanan internal *vessel* dan beban eksternal transformator yang diteruskan melalui struktur *Support* menuju *shell vessel*.

Hasil analisis menggunakan metode elemen hingga pada umumnya ditampilkan dalam bentuk tegangan ekuivalen berdasarkan kriteria Tresca atau *von Mises*. Namun, nilai tegangan ekuivalen tersebut hanya menunjukkan intensitas kondisi tegangan multiaxial dan tidak dapat secara langsung membedakan kategori *primary membrane stress*, *primary bending stress*, tegangan sekunder, maupun tegangan puncak (*peak stress*). Oleh karena itu, nilai maksimum tegangan *von Mises* pada kontur hasil analisis tidak dapat langsung digunakan sebagai dasar penilaian *Plastic collapse*, khususnya pada daerah diskontinuitas geometri dan pembebanan lokal seperti sambungan antara *Support* transformator dan *shell vessel*.*(ASME Section VIII Division 2, n.d. stress integration annex 5-A)*



Gambar 2. 26 Diagram Klasifikasi Tegangan
(Sumber: ASME BPVC Section VIII Div. 2)

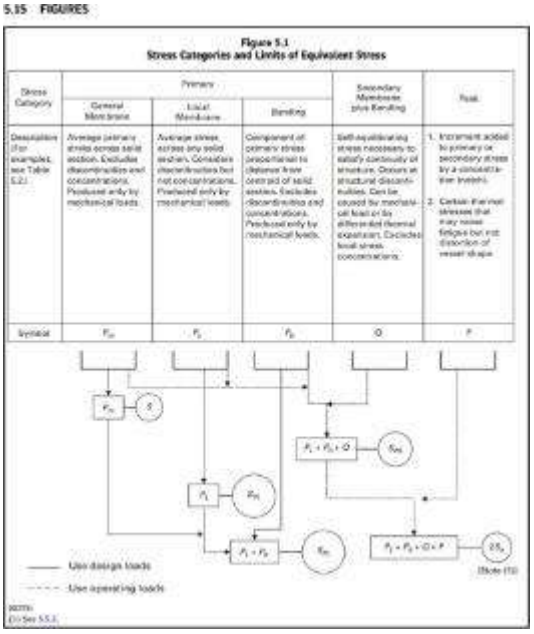

5.15 FIGURES

Figure 5.1
Stress Categories and Limits of Equivalent Stress

Stress Category	Primary			Secondary Membrane plus Bending	Peak
	General Membrane	Local Membrane	Bending		
Description (For examples, see Table 5.2.)	Average primary stress across solid section. Excludes discontinuities and concentrations. Produced only by mechanical loads.	Average stress across any solid section. Considers discontinuities but not concentrations. Produced only by mechanical loads.	Component of primary stress proportional to distance from centroid of solid section. Excludes discontinuities and concentrations. Produced only by mechanical loads.	Self-equilibrating stress necessary to satisfy continuity of structure. Occurs at structural discontinuities. Can be caused by mechanical load or by differential thermal expansion. Excludes local stress concentrations.	1. Increment added to primary or secondary stress by a concentration (notch). 2. Certain thermal stresses that may cause fatigue but not distortion of vessel shape.
Symbol	P_m	P_L	P_b	Q	F

Use design loads
Use operating loads

Gambar 2. 27 Batas Klasifikasi Tegangan
(Sumber: ASME BPVC Section VIII Div. 2)

Berdasarkan klasifikasi yang ditunjukkan pada (Gambar 2.14 dan 2.15), tegangan hasil analisis elastik dikelompokkan menjadi tegangan primer (*primary stress*), tegangan sekunder (*secondary stress*), dan tegangan puncak *(peak stress*).

1. Tegangan primer (Primary Stress)

   Tegangan primer merupakan tegangan yang timbul akibat beban mekanik yang dikendalikan oleh besar beban (*load controlled*), seperti tekanan internal dan gaya eksternal. Tegangan ini tidak bersifat *self limiting* dan apabila melebihi batas yang diizinkan dapat menyebabkan kegagalan akibat *Plastic collapse*. Tegangan primer mencakup:

   - *General primary membrane stress* (Pm), yaitu tegangan membran yang bekerja secara global dan relatif merata pada penampang struktur. Batas kriteria *General primary membrane stress* (Pm) dapat dituliskan berdasrkan persamaan 2.29 sebagai berikut:

     $P_m \leq S$ 2. 32

   - *Local primary membrane stress* (PL), yaitu tegangan membran yang terlokalisasi pada area diskontinuitas struktur. Batas *Local Primary Membrane Stress* dapat dituliskan sebagai berikut:

     $PL \leq SPL$ 2.

33

34

- *Primary bending stress* (Pb), yaitu komponen tegangan primer akibat momen lentur. Batas kriteria dapat dituliskan dengan Persamaan 2.67 sebagai berikut:

$$PL + Pb \leq SP \quad (2.34)$$

Keterangan:
S = *stress allowable* material
S_{PL} = 1.5 x S

2. Tegangan sekunder (*Secondary Stress*)

Tegangan sekunder umumnya timbul akibat pembatasan deformasi, seperti gradien temperatur atau ketidakcocokan deformasi antar bagian struktur dan Tegangan ini bersifat *self limiting*. Tegangan sekunder sering dinyatakan sebagai komponen (Q) dalam klasifikasi tegangan.

$$P_L + P_b + Q \leq 3\,x\,S \quad (2.35)$$

Keterangan:

S = *stress allowable material*

P_L = *local primary membrane stress*

P_b = *primary bending stress*

Q = *secondary stress*

3. Tegangan puncak (*Peak Stress)*

Tegangan puncak merupakan tegangan lokal yang disebabkan oleh konsentrasi tegangan, seperti pada fillet, sudut tajam, atau detail geometris lainnya. Tegangan ini tidak menyebabkan deformasi plastis global, tetapi berperan penting dalam evaluasi kegagalan lokal dan *fatigue*. Tegangan puncak dinyatakan sebagai komponen (F).

$$P_L + P_b + Q + F \leq S_a \quad (2.36)$$

Keterangan:

P_L = *local primary membrane stress*

P_b = *primary bending stress*

Q = *secondary stress*

F = *peak stress*

S_a = *fatigue curves*

2.6 Transformator

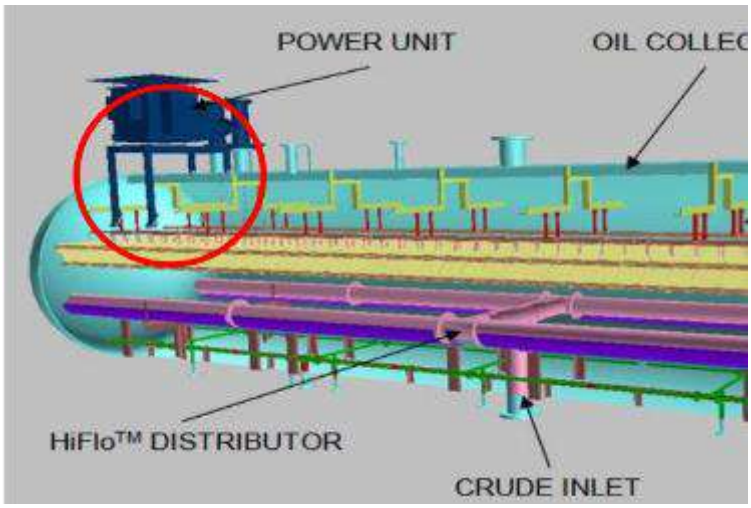
Transformator merupakan peralatan listrik statis yang berfungsi untuk mentransfer energi listrik dari satu rangkaian ke rangkaian lain melalui prinsip induksi elektromagnetik, dengan frekuensi tetap namun pada tingkat tegangan dan arus yang berbeda. Prinsip kerja transformator didasarkan pada Hukum Faraday, di mana perubahan fluks magnet pada inti ferromagnetik akan menginduksi gaya gerak listrik (GGL) pada kumparan sekunder. Transformator secara umum terdiri dari inti magnetik, kumparan primer, dan kumparan sekunder, yang dirancang untuk mencapai efisiensi tinggi dengan meminimalkan rugi-rugi inti dan rugi tembaga (Chapman, 2012)

Dalam aplikasi industri, khususnya pada fasilitas pengolahan minyak dan gas, transformator berperan sebagai penyedia daya utama bagi peralatan proses, sistem pemanas, pompa, dan peralatan listrik bertegangan tinggi. Salah satu aplikasi penting transformator adalah pada unit desalter, di mana transformator digunakan untuk menyuplai tegangan tinggi pada elektroda desalter guna menghasilkan medan listrik yang mempercepat proses koalesensi butiran air dalam emulsi minyak–air.

Pada desalter tipe elektrostatik, transformator digunakan untuk menaikkan tegangan listrik hingga puluhan kilovolt yang diterapkan pada elektroda di dalam bejana desalter. Medan listrik ini menyebabkan tetesan air bermuatan dalam crude oil saling tarik-menarik dan bergabung (*coalescence*), sehingga ukuran tetesan membesar dan mudah terpisah secara gravitasi. Efektivitas proses ini sangat bergantung pada kestabilan pasokan tegangan tinggi dari transformator serta desain mekanik dan isolasi listrik elektroda. (Kulkarni & Khaparde, 2004)

2.7 *Support* Transformator

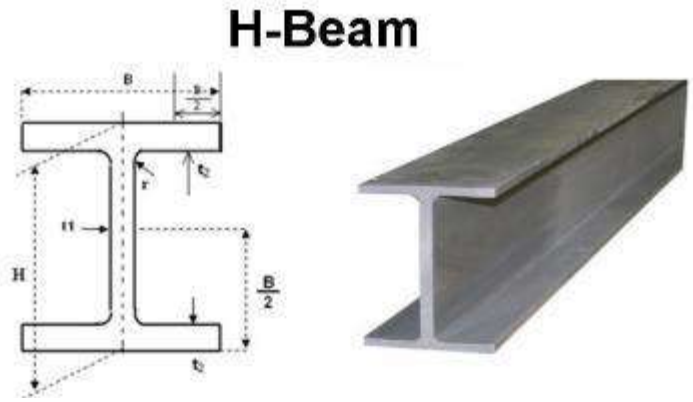
Support transformator merupakan sistem struktur penumpu yang dirancang untuk menopang beban statik dan dinamik transformator serta mentransfer beban tersebut. *Support* transformator terdiri dari beberapa komponen utama, yang masing-masing berfungsi untuk menopang beban, menjaga stabilitas, dan mentransfer gaya ke struktur pendukung atau *pressure vessel*.



Gambar 2. 28 *Pressure vessel desalter*
(sumber: Data Perusahaan)

2.7.1 Balok

Balok adalah bagian dari struktur bangunan yang menerima beban tegak lurus sumbu memanjang batang sedangkan beban horizontal di di terima sejajar dengan sumbu batang. Balok baja biasanya menggunakan profil *H-beam* gambar 2.29. Penggunaan ini disebabkan profil *H-beam* lebih ekonomis dan mudah ditemukan dipasaran.



Gambar 2. 29 *Profil H-beam*
(Sumber*: Walter 2010)*

2.7.2 Kolom

Kolom adalah batang tekan vertikal dari rangka struktur yang memikul beban dari balok. Kolom merupakan suatu elemen struktur tekan yang memegang peranan penting dari suatu bangunan, sehingga keruntuhan pada suatu kolom merupakan lokasi kritis yang dapat menyebabkan runtuhnya (*collapse*) lantai yang bersangkutan dan juga runtuh total (total *collapse*) seluruh struktur.

2.7.3 Klasifikasi Teori

Teori Euler-Bernoulli:

1. Penampang balok tetap tegak lurus sumbu tekuk dalam keadaan terdeformasi, efek gaya geser tidak signifikan.
2. Persamaan yang dihasilkan cukup sederhana.
3. Teori Euler-Bernoulli sebenarnya hanya akurat apabila beban yang dialami oleh batang murni berupa beban tekuk atau momen yang konstan.

Teori Timoshenko:

1. Penampang balok tidak lagi tegak lurus terhadap sumbu tekuk. Hal ini diakibatkan oleh efek gaya geser yang signifikan.
2. Lebih mendekati kondisi sebenarnya.
3. Persamaan yang dihasilkan lebih rumit.

Meskipun Teori Timoshenko lebih akurat, untuk banyak kasus Teori Euler masih cukup dekat dengan kondisi sebenarnya.(Moballa, n.d.)

2.8 Finite Element Analysis

Finite Element Analysis (FEA) adalah metode numerik untuk menyelesaikan masalah dalam bidang teknik dan fisika matematika.(Hutton, n.d.) Konsep dasar metode elemen hingga (*finite element analysis)* adalah mendiskretisasi atau membagi suatu struktur menjadi bagian-bagian yang lebih kecil yang jumlahnya berhingga, kemudian melakukan analisis gabungan terhadap elemen – elemen kecil tersebut. Tujuan dari *Finite Element Analysis* adalah untuk memperoleh nilai pendekatan numerik sehingga dapat diselesaikan dengan bantuan komputer, maka *Finite Element Analysis (FEA)* dikatakan bersifat *computer oriented* Saat ini penggunaan *Finite Element Analysis* untuk menghitung dan mensimulasikan model dengan bantuan komputer mengalami perkembangan yang sangat pesat.(Logan, 2007)

Hal ini dikarenakan perkembangan *hardware* komputer yang sangat pesat pula sehingga mendukung proses perhitungan dengan metode numerik. Program *FEA* yang berkembang pesat serta banyak digunakan untuk melakukan analisis struktur adalah *software* ANSYS. ANSYS dapat melakukan beberapa macam tipe simulasi yang berbeda seperti struktural, termal, mekanika fluida, analisis elektromagnetik, dll. Atau bahkan gabungan analisis seperti termal dengan struktur atau lainnya sehingga lebih sering dikenal dengan *finite element.* (*ASME Section VIII Division 2*, n.d.)

Ansys Workbench bersama dengan project lain dirancang untuk menyediakan ruang kerja yang lebih lengkap guna mengembangkan dan mengatur berbagai jenis program komputer dengan dasar *Computer Aided Engineering* (CAE) dan membuatnya menjadi lebih mudah untuk digunakan, beberapa hal yang dapat dilakukan dengan *Ansys Workbench* antara lain (Brawijaya, 2014):

1. Model yang digambar dari beberapa software CAD dapat langsung diimpor ke *Ansys Workbench*.
2. Model yang telah dibuat dapat dikondisikan sesuai dengan jenis simulasi dengan menggunakan *Design* Modeler dan *spaceclaim*.
3. Simulasi FEA dapat dilakukan dengan baik.

4. Pengimplementasian *Design* yang dipilih dapat dilakukan untuk kondisi sebenarnya.

Didalam *Workbench* sendiri terdapat beberapa modul yang disajikan antara lain:

1. Data – data engineering, misalnya data seperti material yang digunakan berbagai aplikasi.
2. FE Modeler misalnya dapat mengimport model dari software lain seperti NASTRAN, ABAQUS dan dapat divisualisasikan dengan metode finite element.
3. Memiliki fitur CFX-*Mesh* yaitu dapat melakukan *meshing* yang tepat terhadap model dengan basic Computational Fluid Dynamic (CFD).

Untuk pemodelan dan analisis kekuatan menggunakan *software ansys workbench*. *Ansys Workbench* menyediakan beberapa fasilitas yang dapat digunakan untuk mensimulasikan beberapa *project* dengan geometri yang dibuat pada Langkah sebelumnya. Terdapat beberapa tipe simulasi yang dapat dilaksanakan dengan *Ansys Workbench*, diantaranya adalah sebagai berikut :

1. Struktural

   Simulasi tipe struktural ini dapat dilakukan terhadap struktur baik dalam bentuk 2 Dimensi atau 3 Dimensi, secara spesifik tipe simulasi ini dapat dibagi lagi menjadi beberapa macam yaitu:

a. *Static,* digunakan apabila beban yang diberikan terhadap struktur adalah beban statis, parameter yang dapat dihasilkan dalam simulasi ini antara lain tegangan dan deformasi yang terjadi pada sebuah struktur akibat beban yang diberikan kepadanya.
b. *Sequenced,* digunakan apabila beban yang dikenakkan pada struktur bervariasi atau dengan pengulangan beban.
c. *Harmonic,* digunakan apabila beban yang diberikan adalah beban harmonik atau beban siklus yang dapat menyebabkan respon dinamik pada struktur.
d. *Fatigue*, digunakan untuk mendapatkan performa dari suatu struktur yang bekerja dalam kondisi terkena beban siklus sampai pada waktu tertentu.

e. *Buckling*, digunakan untu mengetahui karakteristik benda yang bekerja dengan deformasi yang besar akibat peningkatan beban yang tinggi.
f. *Frequency*, digunakan untuk mendapatkan frekuensi natural yang dimiliki oleh sebuah struktur yang telah dibuat.
g. *Shape optimation*, melalui simulasi ini diharapkan pada akhirnya nanti didapatkan cara yang tepat dan efisien dalam usaha untuk mengurangi beban struktur yang telah dibuat.

2.9 Studi Literatur

Dalam melakukan penelitian ini, penulis menerapkan beberapa teori dan konsep yang dapat digunakan sebagai referensi dalam melakukan perancangan dan analisis tegangan dari bejana tekan internal dan beban dari eksternal. Beberapa teori dan konsep ini mengacu pada literatur baik berbentuk jurnal maupun penelitian Tugas Akhir sebelumnya. Untuk beberapa literatur memiliki topik pembahasan yang berbeda-beda.

Perencanaan desain dan analisis bejana tekan pernah diulas oleh (Hadi, 2025) yang membahas tentang distribusi serta nilai tegangan maksimum pada dinding bejana tekan akibat kombinasi tekanan internal dan beban eksternal (termasuk termal), untuk menilai apakah desain bejana tekan aman dan memenuhi kriteria *ASME Section* VIII *division* 2 di dengan menggunakan analisis FEA (ANSYS). Hasil menunjukkan menganalisis integritas struktural bejana tekan *horizontal*. Bejana tekan yang didesain memenuhi kriteria yang dipersyaratkan dan layak untuk diproduksi pada pembebanan statis hingga 2,5 MPa. Tegangan maksimum terjadi pada bagian dasar bejana tekan, khususnya pada area yang bersentuhan langsung dengan fluida, akibat gaya kompresi. Analisis menunjukkan adanya hubungan linier antara tekanan yang diterapkan dengan tegangan, deformasi, dan regangan yang dihasilkan semakin besar beban, parameter-parameter tersebut meningkat secara proporsional.

Perancangan dan analisis bejana tekan pernah dibahas (Gophane, Dharashivkar, Mulik, & Patil, 2024)yang menganalisis dan memvalidasi kekuatan serta keamanan desain bejana tekan sesuai ASME *Section* VIII *Division* 1 dan *Division* 2 dengan mengombinasikan pendekatan *Design by Rule* (analitik) dan

Design by Analysis (FEA) dan menegaskan bahwa penggunaan FEA dengan pemodelan yang tepat, Penelitian ini menggunakan metode analitik berdasarkan rumus ASME *Section* VIII *Division* 1 untuk menentukan ketebalan *minimum shell* dan *cone*, kemudian dilanjutkan dengan analisis elemen hingga *linear* elastik menggunakan ANSYS APDL sesuai ASME *Section* VIII *Division* 2. Pemodelan geometri dilakukan dengan CATIA, *meshing* menggunakan elemen 3D *hexagonal (SOLID*185) dengan minimal tiga elemen melintasi ketebalan, dan validasi model dilakukan melalui perbandingan tegangan *hoop* hasil analitik. Analisis mencakup pembebanan tekanan internal, beban *nozzle*, serta tekanan *hydrotest*, dengan evaluasi tegangan menggunakan *stress linearization* dan *Stress Classification Lines*. Hasil dari analisis ini menyimpulkan bahwa desain bejana tekan memenuhi seluruh kriteria keselamatan ASME *Section* VIII untuk kondisi desain maupun hydrotest

Mengenai perancangan *Pressure vessel* serta *nozzle* juga pernah dibahas oleh (Bahadur, Mittal, & Angra, 2018) Hasil analisis menunjukkan bahwa tegangan maksimum terjadi pada area sambungan *nozzle shell*, baik pada sisi dalam maupun luar, tergantung kombinasi pembebanan internal dan eksternal. Meskipun terjadi konsentrasi tegangan lokal yang tinggi, hasil *stress linearization* menunjukkan bahwa seluruh kategori tegangan *stress linearization* menunjukkan bahwa seluruh kategori tegangan (Pm, Pm+Pb, dan Pm+Pb+Q) masih berada dalam batas yang diizinkan oleh ASME *Section* VIII *Division* 2 untuk tekanan desain hingga 5 MPa. Penelitian ini menegaskan bahwa penggunaan FEA dengan pemodelan yang tepat, *mesh* halus di area diskontinuitas, serta penerapan *stress classification* merupakan metode yang andal untuk mengevaluasi keamanan desain *nozzle* pada bejana tekan.

Penelitian yang membahas tentang perancangan desain *horizontal Pressure vessel* pada proyek *New Crude Palm Oil* (CPO) *Refinery Plant* di industri kilang minyak dengan letak di Balikpapan, Kalimantan bagian Timur tengah (mahardika, 2024). Tugas akhir ini merancang *main condensate tank* tipe *horizontal* yang memenuhi standar ASME *Section* VIII *Division* 1 dengan menentukan ketebalan minimum, MAWP, *MAEP*, serta desain *nozzle* dan *saddle Support* guna menjamin keselamatan dan keandalan operasi. Hasil menunjukkan bahwa *main condensate tank* yang dirancang telah memenuhi kriteria keselamatan berdasarkan ASME

Section VIII *Division* 1 menggunakan simulasi *software* ANSYS. Tegangan maksimum hasil analisis sebesar 12.959 psi, masih berada di bawah tegangan ijin material. Dengan demikian, desain dinyatakan aman, layak operasi, dan andal untuk digunakan pada unit *Condensate Recovery System* di fasilitas kilang yang direncanakan.

Tabel 2. 4 *State of Art Penelitian*

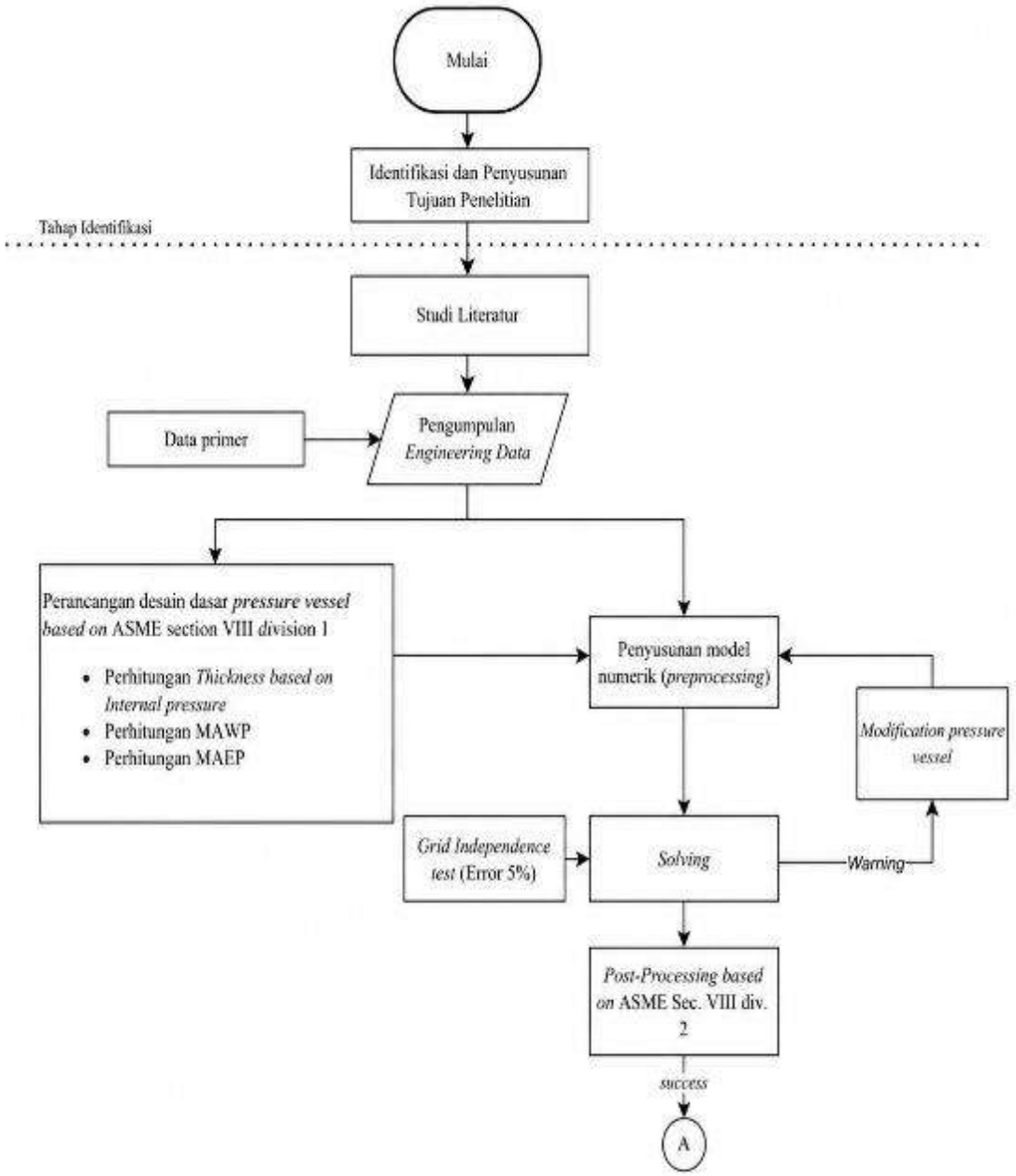
No.	Penulis	Tujuan	Parameter Input	Parameter Output	Keterangan Hasil
1	(Hadi,2025)	Menganalisis distribusi tegangan, regangan, dan deformasi pada bejana tekan horizontal	• Material • *Yield* Strength • Tegangan yang diizinkan • Tekanan *internal* (*P*) • Beban yang Diterapkan: 0,1 MPa;0,5 MPa; 1 MPa; 1,5 MPa; 2 MPa; 2,5 MPa; 3 MPa	• Deformasi (Perubahan bentuk atau dimensi akibat beban) • Regangan/ *strain* (Rasio deformasi terhadap dimensi awal) • Tegangan/ *Stress* (Gaya per satuan luas)	Tegangan maksimum terjadi pada bagian dasar bejana tekan, khususnya pada area yang bersentuhan langsung dengan fluida, akibat gaya kompresi
2	(Gophane et al., 2024)	Menganalisis dan memvalidasi kekuatan serta keamanan desain bejana tekan sesuai ASME Section VIII Division 1 dan Division 2 dengan mengombinasikan pendekatan *Design by Rule* (analitik) dan *Design by Analysis* (FEA),	• Material • Modulus elastisitas • Rasio Poisson • Yield stress • Beban *nozzle* (gaya dan momen) berdasarkan API 660 • Corrosion allowance 3 mm	• Distribusi tegangan • Tegangan ekuivalen (*von Mises*) • Deformasi total • Tegangan *hoop* hasil FEM dan analitik	Hasil *stress classification* menunjukkan bahwa seluruh kategori tegangan masih berada dalam batas yang diizinkan. Penggunaan *mesh hexahedral*, penerapan *Stress Classification Lines*, serta validasi *boundary condition* melalui pemeriksaan tegangan *hoop* terbukti meningkatkan akurasi dan keandalan analisis FEM.
3	(Bahadur et al., 2018)	Menganalisis distribusi tegangan dan mengidentifikasi lokasi tegangan maksimum pada sambungan *nozzle shell* bejana tekan dengan	Beban eksternal *nozzle*: gaya *aksial*, *longitudinal*, *sirkumferensial*, serta momen (sesuai tabel beban) *wall*	• Distribusi tegangan ekuivalen (*von Mises*) • Tegangan membran (Pm), *bending* (Pb), dan *peak* (Q)	Hasil *stress linearization* menunjukkan bahwa seluruh kategori tegangan (Pm, Pm+Pb, dan Pm+Pb+Q) masih berada dalam batas yang diizinkan oleh

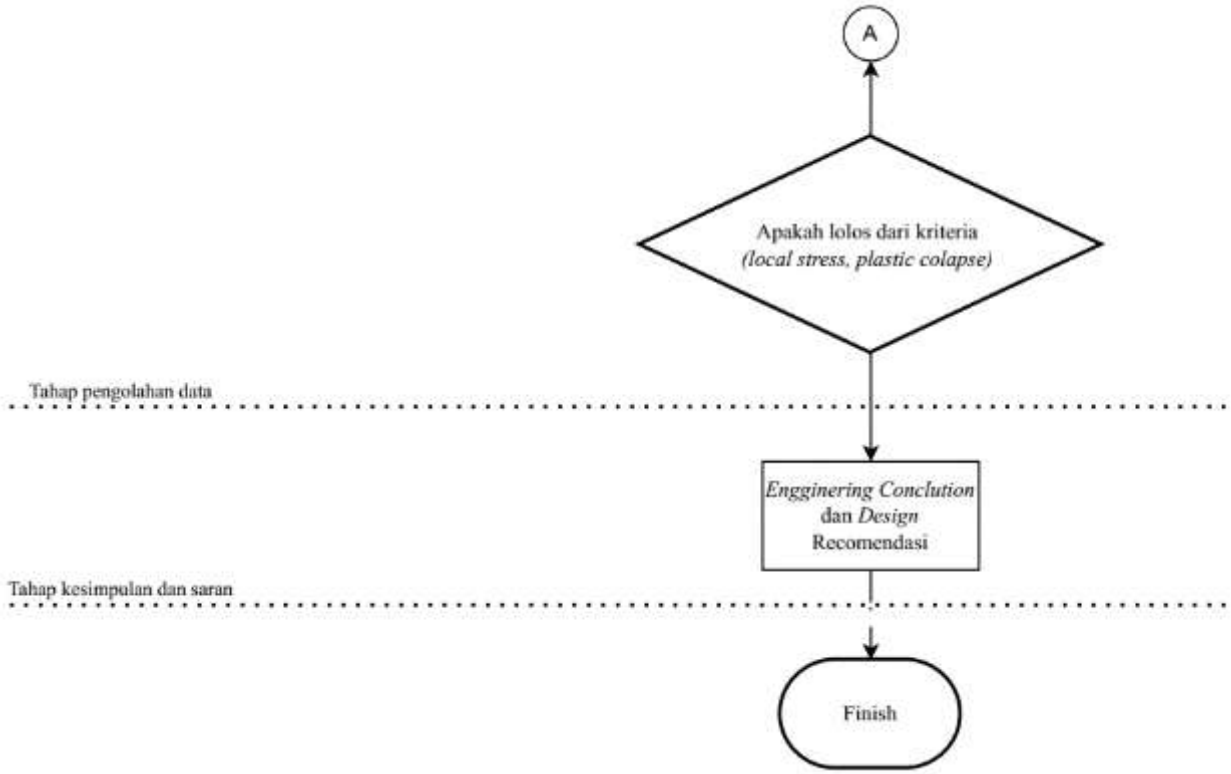
No.	Penulis	Tujuan	Parameter Input	Parameter Output	Keterangan Hasil
		menggunakan *Finite Element Analysis*	*thickness* (R/t = 5–20)	• Lokasi konsentrasi tegangan maksimum • Verifikasi batas tegangan terhadap kriteria *ASME*	ASME *Section* VIII *Division* 2
4	(mahardika, 2024)	Menganalisis tegangan maksimum (*von mises*) menggunakan metode elemen hingga (ANSYS), dan analisis *fatigue life Pressure vessel* untuk memastikan tidak terjadi kegagalan selama operasi.	• Material • Geometri • *Allowable stress* material mengacu ASME section II part D	• Nilai tegangan maksimum (*von Mises stress*) hasil simulasi *ANSYS* • *Fatigue life* (jumlah siklus) • Usage factor	Analisis kelelahan menunjukkan *fatigue life* sebesar 10^6 siklus dengan *usage factor* 0,005 (< 1)**,** sehingga tidak terjadi risiko *fatigue fracture* pada *Main Condensate Tank*

BAB III
METODOLOGI PENELITIAN

3.1.1 Diagram alir

Gambar 3.1 merupakan Alur pengerjaan untuk perhitungan desain analisa Tugas Akhir.





Gambar 3. 1 Diagram alir Penelitian

3.2 Garis Besar Penelitian

Metodologi penelitian ini disusun untuk menganalisis dan mengoptimasi desain struktur penumpuan transformator elektrostatik pada *Pressure vessel* desalter C-201-07B, khususnya akibat penambahan beban transformator pada bagian atas *vessel*. Pendekatan yang digunakan mengombinasikan studi literatur, studi lapangan, pengumpulan data engineering, serta analisis numerik berbasis *Finite Element Analysis* (FEA).

Seluruh tahapan penelitian disusun secara sistematis dan iteratif sebagaimana ditunjukkan pada diagram alir penelitian. Prinsip utama yang digunakan dalam penelitian ini adalah bahwa desain mekanikal *vessel* harus melayani kebutuhan proses, khususnya sistem elektrostatik desalter yang menuntut kedekatan geometris antara transformator dan elektroda.

3.3 Langkah penelitian

3.3.1 Tahap Identifikasi Masalah

Tahap identifikasi awal dilakukan untuk mendapatkan tujuan dan diadakan identifikasi mengenai permasalahan terhadap tugas akhir yang akan dikerjakan.

Adapun isi dari tahap ini antara lain sebagai berikut:

1. Identifikasi masalah dan penyusunan tujuan

Tahap ini dilakukan identifikasi beberapa permasalahan yang didapatkan pada saat melakukan pengamatan dan pemikiran sehingga bisa dilakukan sebuah penelitian. Tahap ini juga dilakukan penetapan tujuan tentang apa yang ingin dicapai dan manfaat bagi pihak terkait serta bagi penelitian selanjutnya. Tahap-tahap ini merupakan dasar tentang apa yang dilakukan selama penelitian. Penelitian ini, diangkat untuk menganalisis dan mengoptimasi desain struktur penumpuan transformator elektrostatik pada *Pressure vessel* desalter C-201-07B khususnya akibat penambahan beban transformator pada bagian atas *vessel*. Pendekatan yang digunakan mengombinasikan studi literatur,pengumpulan data engineering, serta analisis numerik berbasis *Finite Element Analysis* (FEA). Prinsip utama yang digunakan dalam penelitian ini adalah bahwa desain mekanikal *vessel* harus melayani kebutuhan proses, khususnya sistem elektrostatik desalter yang menuntut kedekatan geometris antara transformator dan elektroda. Seluruh tahapan penelitian disusun secara sistematis dan iteratif sebagaimana ditunjukkan pada diagram alir penelitian.

3.3.2 Studi literatur

Pada tahap ini dilakukan pengumpulan teori-teori yang berhubungan dengan tugas akhir ini yang nantinya akan digunakan sebagai acuan dalam menyelesaikan tugas akhir ini. Dalam penelitian ini teori-teori yang diangkat adalah perilaku struktur *Pressure vessel* akibat beban eksternal, serta penerapan metode FEA dalam analisis tegangan, dengan mengacu pada ASME Section VIII Division 1 sebagai basic desain maupun 2 dengan analisis finite element dan literatur teknik pendukung.

3.3.3 Tahap Pengumpulan Data

Tahap ini merupakan tahap pengumpulan data yang di perlukan untuk pembahasan dan pendukung penelitian. Data tersebut akan digunakan untuk proses pengolahan data pada penelitian ini. Data di kumpulkan secara langsung baik dari pihak perusahaan dalam hal ini adalah PT. XX, serta beberapa data pendukung lainnya yang di peroleh dari studi literatur. Data yang akan dikumpulkan adalah sebagai berikut:

1. Mechanical datasheet (*vessel*, *transformator*)
2. P&ID
3. Fluid properties

3.3.4 Tahap Pengolahan Data *Vessel*

Pada tahap ini adalah tahap utama pengolahan data. Tujuan penelitian sebagai berikut

1. Untuk mengetahui nilai minimum thickness dan tebal plat yang dipilih dari *Pressure vessel* C-201-07B.
2. Untuk mengetahui nilai maximum allowable working *pressure* dari *Pressure* vessel C-201-07B.

3.3.5 Simulasi Modelling 3 dimensi dengan Inventor

Pemodelan *Pressure vessel* C-201-07B dan sistem *Support* transformator dilakukan menggunakan software model berdasarkan data engineering perusahaan untuk merepresentasikan respon struktural akibat kombinasi beban.

Modelling ini dimodelkan dengan mempertahankan area kritis seperti *attachment Support* sebagai jalur utama transfer beban, sementara dilakukan simplifikasi dengan menghilangkan *attachment* non-kritis guna mengurangi kompleksitas model dan jumlah elemen *mesh*, meningkatkan efisiensi komputasi, serta menghindari konsentrasi tegangan lokal yang tidak relevan, sehingga analisis lebih fokus pada pengaruh beban eksternal transformator terhadap respon global struktur *vessel*.

3.3.6 Preprocessing

Pada tahap ini dilakukan masuk pada bagian *Development Geometry* dari desain *vessel* maupun *Support* dari transformator. Selanjutnya pemasukan

parameter yang dibutuhkan pada bagian *engineering* data mengenai informasi material yaitu *yield stress* dan *ultimate stress* nya, dan juga Penentuan dari boundary condition.

3.3.6.1 Simplifikasi Model

Untuk meminimalkan kompleksitas sistem tanpa mengurangi representasi perilaku struktur secara signifikan, pemodelan *Pressure vessel* desalter dilakukan dengan pendekatan simplified model. Dalam pendekatan ini, modelling komponen dimodelkan secara ideal dan karakteristik material diasumsikan memenuhi hukum linear elastic.

Model 3 dimensi dibuat menggunakan Autodesk Inventor kemudian diimpor ke ANSYS Mechanical. Model mencakup komponen *shell*, *Head* kiri dan kanan, *saddle* kiri dan kanan, dan *Support* transformator (*portal frame*). Komponen-komponen yang memiliki pengaruh *overstress* terhadap distribusi tegangan namun bukan merupakan fokus analisis (seperti *nozzle*) disederhanakan sesuai asumsi pemodelan.

Namun pada model ke-2 digunakannya *nozzle* untuk menjawab dari rumusan masalah ke 3 untuk mengetahui respon struktur dari *nozzle* yang mengarh transformagor tsersebut.

3.3.6.2 Material Properties

Material Properties merupakan parameter dasar untuk menentukan respon struktur pada analisis metode elemen hingga, karena secara langsung mempengaruhi kekakuan, distribusi tegangan, dan deformasi struktur. Oleh karena itu, penentuan properti material mengacu pada ASME II part D guna memastikan hasil simulasi memiliki dasar teknis yang valid.

3.3.7 Analysis

Tahap ini masuk ke bagian *Mechanical Object* dan melakukan proses lebih lanjut. Melakukan *meshing* pada objek yang dianalisis. Selanjutnya masuk ke tahap memasukkan nilai beban yang akan disimulasikan serta bagian mana sebagai tumpuan atau *fix structural*.

3.3.7.1 *Meshing* Model

Meshing ini dilakukan menggunakan beberapa metode yaitu Multizone, Sweep dengan konfigurasi hexahedral, dan untuk memaksimalkan *meshing* menggunakan beberapa pengaturan dengan menambahkan edge sizing, inflanation untuk memenuhi ($^{R}/_{t} \leq 4$) yang sesuai pada analisis ini. Dilakukannya face sizing untuk area sambungan untuk memastikan kerapatan *mesh* yang memadai pada lokasi-lokasi kritis.

3.3.7.2 Boundary Condition dan Pembebanan

Load combination mempertimbangkan beban tekanan internal dan beban berat aktual transformator sebagai beban eksternal. Seluruh applied *load* diperhitungkan, termasuk selain tekanan internal. Dari transformator sebesar 6350 lbs dimodelkan sebagai vertical static *load* yang bekerja pada area *Support* dan ditransfer langsung ke *shell vessel*.

Kombinasi pembebanan yang digunakan adalah:

Operating Load case = Internal Pressure Load + Fluida Load (hydrostatic) + Transformer Weight

Beban transformator hampir sama dengan beban *nozzle* bersifat localized *load*, sehingga berpengaruh terhadap distribusi tegangan pada area attachment. Oleh karena pada perancangan *Pressure vessel* ini dilakukan simplifikasi pada model *vessel*, agar mudah dalam mengetahui distribusi tegangan pada *Pressure vessel* itu. Analisis ini dilakukan untuk mengevaluasi respon tegangan dan deformasi *vessel* akibat kombinasi kedua beban tersebut.

3.3.8 Analisa Mode Kegagalan *Plastic collapse*

Kriteria ini diterapkan guna memvalidasi bahwa *primary stress* tidak melampaui batas kritis yang memicu kegagalan *Plastic collapse*, yakni suatu

kondisi luluh menyeluruh (*gross yielding*) yang menyebabkan hilangnya kemampuan struktur dalam menahan beban. Evaluasi mode kegagalan *Plastic collapse* dilakukan menggunakan metode *Elastic Stress* Analysis sesuai *ASME Section VIII Division 2 Section 5.2.2*. Prosedur evaluasi mencakup:

3.3.8.1 Identifikasi Lokasi Kritis

Identifikasi area kritis pada *Pressure vessel* dilakukan untuk menentukan lokasi yang mengalami konsentrasi tegangan tertinggi akibat kombinasi pembebanan yang diterapkan. Berdasarkan hasil simulasi, area kritis umumnya berada pada daerah diskontinuitas geometri pada *pressure vessel*, seperti *junction* antara *shell* dengan *Support* (saddle), serta area *attachment* yang menerima beban terlokalisasi dari struktur pendukung.

Area tersebut memiliki potensi peningkatan tegangan akibat perubahan geometri dan distribusi beban yang tidak merata, sehingga menjadi fokus utama dalam evaluasi kekuatan struktur *pressure vessel*. Penentuan area kritis ini didasarkan pada distribusi tegangan ekuivalen *(von mises stress)* yang menunjukkan nilai maksimum pada lokasi tersebut.

Tetapi area itu bukan tegangan yang nyata perlu adanya perilaku khusus dengan memakai metode linierisasi tegangan untuk mengetahui tegangan yang benar-benar berbahaya dan mana yang tidak perlu dikhawatirkan untuk kasus *Plastic collapse*.

3.3.8.2 Linierisasi Tegangan (*Stress Linierization*)

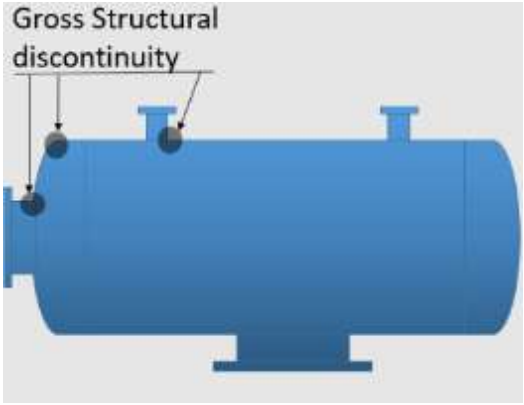
Dalam analisis tegangan berbasis metode elemen hingga, hasil yang diperoleh berupa distribusi tegangan total pada seluruh domain model yang mencakup semua kontribusi tegangan secara simultan. Distribusi tegangan total ini tidak dapat langsung dibandingkan dengan batas tegangan yang diizinkan (*allowable stress*) menurut *ASME Section VIII Division 2*, karena syarat evaluasi berdasarkan kategori tegangan yang berbeda-beda sesuai dengan sumber dan sifat pembebanannya. Oleh karena itu, diperlukan suatu prosedur untuk memisahkan komponen-komponen tegangan tersebut, yang dikenal sebagai linearisasi tegangan (*stress linearization*).

Linearisasi tegangan merupakan prosedur yang digunakan untuk menguraikan distribusi tegangan total sepanjang suatu *Stress Classification Line* (SCL) yaitu tensor lurus yang ditarik tegak lurus terhadap permukaan dalam dan luar dinding komponen menjadi tiga komponen utama, yaitu tegangan membran ($p_{m,}p_l$), tegangan bending (p_b), dan tegangan puncak (F). Prosedur ini diatur secara eksplisit dalam *ASME Section VIII Division 2 Annex 5-A* dan menjadi dasar evaluasi perlindungan terhadap keruntuhan plastis (*protection against plastic collapse*)

3.3.8.3 Lokasi SCL

Penentuan lokasi *Stress Classification Line* (SCL) mempertimbangkan tiga aspek secara bersamaan, yaitu jenis tegangan dominan, karakteristik diskontinuitas geometri, dan distribusi tegangan hasil FEA. Secara umum, lokasi SCL ditentukan berdasarkan dua jenis diskontinuitas struktural yang terjadi pada komponen bejana tekan.

Diskontinuitas struktural mayor (*gross structural discontinuity*) terjadi pada lokasi pertemuan antar komponen utama *vessel* yang memiliki perbedaan kekakuan signifikan, seperti sambungan *Head shell*, perubahan ketebalan dinding mendadak, dan sambungan *cone to cylinder*. Selain itu, diskontinuitas struktural minor (*local structural discontinuity*) terjadi pada lokasi konsentrasi tegangan berskala lokal seperti bukaan (*nozzle*), pelat penguat, braket, dan titik tumpuan beban terpusat. Pada penelitian ini, kaki portal frame *Support* transformator yang bertumpu pada permukaan *shell vessel* dikategorikan sebagai *local structural discontinuity* yang menghasilkan tegangan membran primer lokal (Pl) tambahan di atas tegangan dari tekanan internal.



Gambar 3. 2 *Gross* Struktural pada *vessel*

3.3.8.4 Evaluasi Struktur Berdasarkan ASME *Section 8 Division 2*

Evaluasi struktur dilakukan untuk menilai apakah respons tegangan hasil simulasi masih berada dalam batas aman sesuai ketentuan dari evaluasi *protection against plastic collapse* berdasarkan metode *elastic stress* analysis *ASME Section VIII Division 2 Part 5.* Pendekatan *Design by analysis* dengan membandingkan distribusi tegangan ekuivalen (*von mises*) terhadap batas tegangan ijin *(allowable stress)* material diambil dari *ASME Section II Part D* sesuai material dan kondisi operasi yang berlaku. Metode ini diambil dari *ASME Section VIII Division 2 Part 5.*

Dalam konteks mode kegagalan, evaluasi juga difokuskan pada potensi terjadinya *Plastic collapse* dengan metode *Elastic Stress Analysis* yaitu menghitung tegangan pada komponen menggunakan model material *elastis linier* yaitu material diasumsikan selalu kembali ke bentuk semula setelah beban dihilangkan, tanpa memperhitungkan deformasi plastis (permanen) yang sebenarnya bisa terjadi.. Oleh karena itu, distribusi tegangan dianalisis secara menyeluruh untuk memastikan tidak terjadi kondisi plastis yang dapat menyebabkan keruntuhan struktur.

$P_m \leq S$ 3.1

$P_L \leq S_{PL}$ 3.2

$(P_L + P_b) \leq S_{PL}$ 3.3

Pada S_{PL}, memakai rumus pada

$$S_{PL} = \{1.5S\}$$ 3.4

3.3.9 *Post-Processing* (Uji Konvergensi)

Validitas solusi metode elemen hingga diperiksa dengan melakukan uji konvergensi *mesh* atau *Grid Independence Test* hingga solusi ke nilai stabil dengan tingkat kesalahan yang dapat diterima. Studi konvergensi dilakukan dengan melihat tegangan yang ditimbulkan oleh setiap variasi ukuran *meshing*. Misalnya untuk menganalisis tegangan di suatu bagian, analisis dilakukan dengan ukuran *mesh* tertentu, penyelesaiannya didapatkan dengan memverifikasi model yang digunakan. Analisis diulang dengan ukuran *mesh* yang lebih banyak, nilai tegangan pada titik-titik tertentu yang besar dibandingkan dengan hasil analisis sebelumnya. Apabila selisih nilai tegangan antara kedua analisis cukup besar, maka analisis diulangi dengan ukuran *mesh* yang lebih banyak hingga selisihnya dianggap cukup kecil.

Tahap ini merupakan tahap akhir untuk hasil dari pengolahan data yang telah di lakukan, antara lain:

3.4 Analisa

Pada tahap ini dilakukan analisis terhadap data-data yang telah diolah dan dibandingkan. Analisis dapat dilakukan dengan mengambil nilai yang telah didapatkan dari *software.*

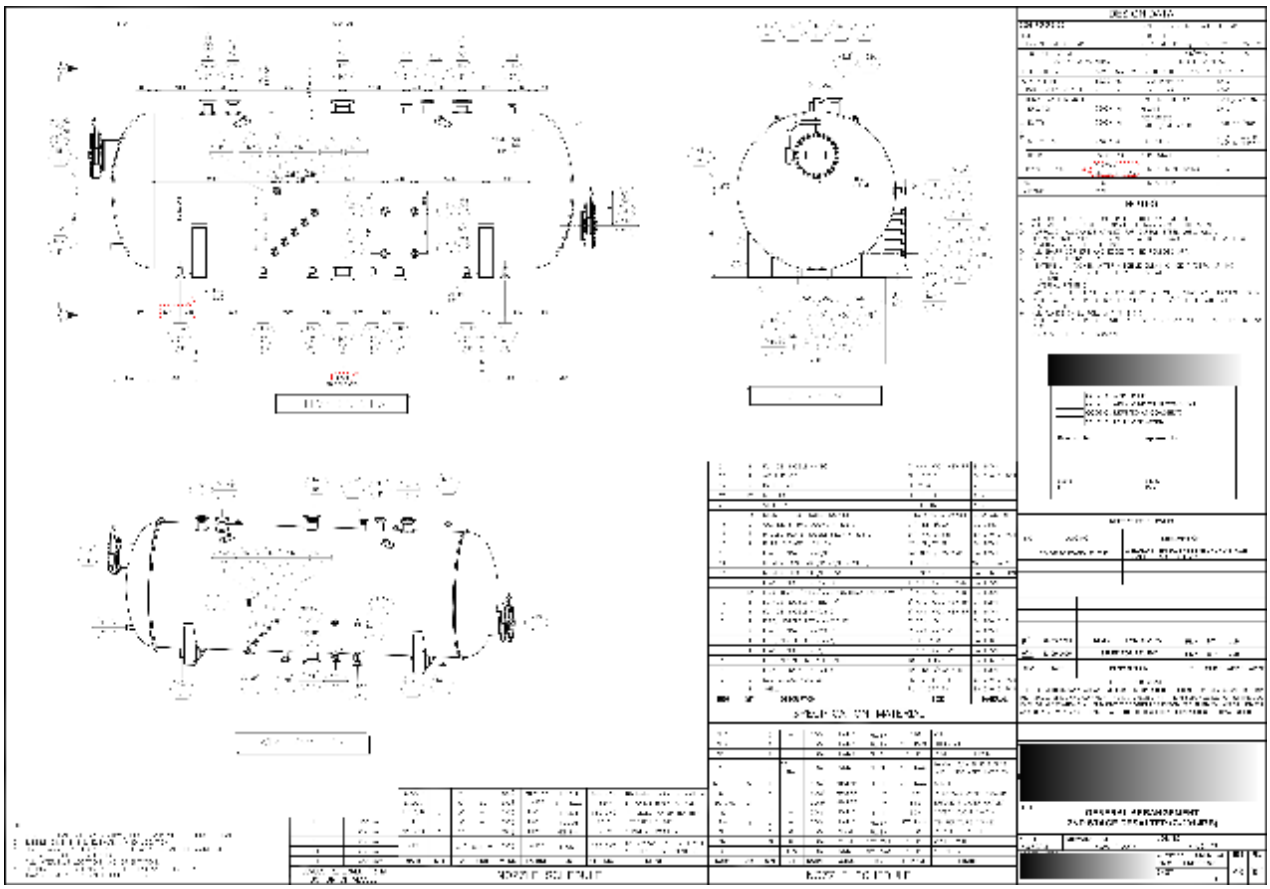
3.5 Kesimpulan

Tahap ini adalah tahap pengambilan kesimpulan dari analisis dan pengolahan data yang telah dilakukan. Pada tahap kesimpulan diambil dengan tujuan untuk memperoleh analisis *Pressure vessel* desalter yang optimal dengan pertimbangan teknis.

BAB IV
ANALISIS DAN PEMBAHASAN

4.1 Data Perancangan *Presure Vessel* Desalter

Dalam perancangan *Pressure vessel* desalter dan juga pembebanan dari transformator terdapat beberapa data yang diperlukan pada pengerjaan tugas akhir ini. Yaitu dari detail *mechanical* dan material *datasheet* yang menggunakan parameter dari perusahaan. Terdapat pada *Tabel 4. 1* dan design *pressure vessel* pada *Gambar 4. 1* dan lebih jelasnya pada lampiran B1.



Gambar 4. 1 *General Arrangement PV* (Data Perusahaan)

Tabel 4. 1 *Design data & Material* (Data Perusahaan)

PRESSURE VESSEL DESIGN DATA	
Item	C-201-07B
Description	2nd *Stage Desalter*

PRESSURE VESSEL DESIGN DATA			
ASME code	*ASME Sect. VIII Div. 1*		
Fluid	*Crude oil*		
Pressure	*Design*	2,97	*Mpa*
	Operating	2,16	*Mpa*
Temperature	*Design*	175	*°C*
	Operating	130	*°C*
Length of major vessel (Overall)		10229	*mm*
Length of minor vessel T/T (shell)		7720	*mm*
Inside diameter (ID)		3048	*mm*
Joint Efficiency	*Shell*	1	
	Head	1	
Corrosion Allowance		6	*mm*
Volume		6,37E+10	*mm*
Material Pressure vessel			
Shell and Head	SA-516 GR.70N		
Nozzle	SA-106 GR. B		
Flange	SA-105N		
Support Saddle	SA-516 GR.70		
Gasket	*Spiral Wound CD Non-Asbestos*		
Internal Attactment	SA-516 GR.70N		
Reinforcing Pad	SA-516 GR. 70N		
Pressure Retaininng Bolts and Nuts	SA-193 GR B7 / SA-194 GR.2H		
Internal Bolt and Nuts	SS316L		
Lifting Lugs/ Trunnion	SA-36 / SA-516 70		
Other External Attactment	SA-36 / SA-516 71		

4.2 Perancangan *Pressure vessel* Desalter

Perancangan *Pressure vessel* Desalter dirancang secara manual berdasarkan ASME *section* VIII *division* 1 dan juga untuk mempermudah pemahaman juga menggunakan Eugene F. Megyesy *(Pressure vessel handbook).* Dari code tersebut digunakan untuk menentukan ketebalan pada *shell* dan *Head* pada *vessel*, menentukan *MAWP MAEP* dan menentukan *hydrostatic test (based on MAWP).*

Data perhitungan desain awal yang digunakan dalam penelitian ini diperoleh dari dokumen perhitungan yang disediakan oleh pihak perusahaan sebagai *Design* basis. Dokumen tersebut mencakup parameter utama seperti

dimensi geometris, ketebalan, kondisi operasi, serta hasil perhitungan kapasitas tekanan yang telah mengacu pada *ASME Section VIII Division 1*.

Perhitungan ulang *thickness* pada penelitian ini dilakukan bukan untuk menggantikan hasil desain perusahaan, tetapi sebagai proses verifikasi terhadap kesesuaian desain awal *pressure vessel*. Selain itu, perhitungan ulang diperlukan untuk memastikan dapat digunakan sebagai dasar dalam tahapan analisis lanjutan menggunakan metode *Finite Element Analysis* (FEA). Dalam proses simulasi numerik, ketebalan aktual berdasarkan desain perusahaan tetap digunakan sebagai representasi kondisi eksisting *vessel* C-201-07B agar hasil analisis distribusi tegangan dapat menggambarkan kondisi struktur sebenarnya.

4.2.1 Perhitungan Thickness Shell, MAWP, *MAEP*

1. Tebal Dinding *Shell* dan MAWP satandard

Perhitungan tebal dinding *shell* dilakukan berdasarkan beban *internal pressure* dengan mengacu pada ketentuan desain yang berlaku. Material yang digunakan adalah SA-516 Grade 70N pada *Design* temperature 175 °F, sehingga diperoleh nilai *allowable stress* (S) sebesar 138 MPa, dengan *joint efficiency* 1 dikarenakan menggunakan pengetesan NDT *full radiography* dan memiliki *Design pressure* (P) sebesar 30,31 kg/cm^2.

Penentuan tebal minimum *shell* dihitung menggunakan persamaan pada Tabel 2. *1*, sedangkan Maximum Allowable Working Pressure (MAWP) dilakukan menggunakan persamaan *Tabel 2. 1*. Berdasarkan data desain *vessel* dan properti material, hasil perhitungan disajikan pada Tabel 4.1. Validasi hasil perhitungan dilakukan dengan membandingkan nilai Perhitungan manual terhadap Perhitungan design perusahaan menggunakan perhitungan selisih relative dengan persamaan 4. *1*:

$$Selisih\ (\%) = \frac{(Nilai_{Perhitungan\ manual} - Nilai_{\text{Perhitungan Software}})}{Nilai_{Perhitungan\ Software}} \times 100\% \qquad 4.1$$

Berdasarkan hasil perhitungan, nilai *required thickness* diperoleh sebesar 38,108 mm dengan *error relative* sebesar 3,3%, sedangkan *thickness used* sebesar 40 mm memiliki *error relative* sebesar 3,1%. Nilai error yang diperoleh masih

berada di bawah batas toleransi teknis (<10%), sehingga hasil perhitungan dapat dinyatakan memiliki kesesuaian yang baik terhadap data perusahaan.

Tabel 4. 2 Hasil perhitungan *thickness shell* dan *MAWP*

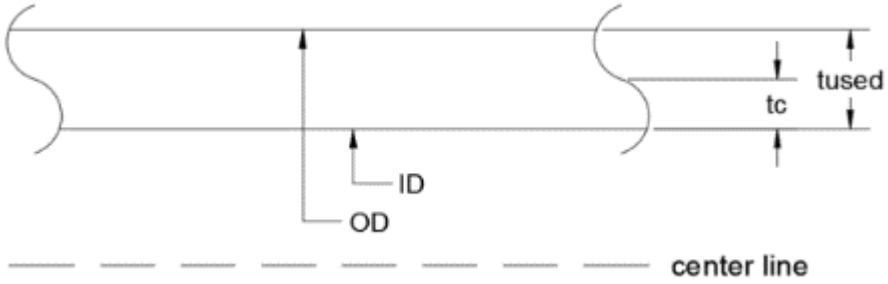
		Perhitungan manual	**Perhitungan design perusahaan**	**Selisih Relative (%)**
Thickness Required	Tc (mm)	38.108	39.41	3.3
Thickness used	T (mm)	40	41.28	3.1
MAWP new	P new (MPa)	3.487	3.675	5.1
MAWP corroded	P corr (MPa)	2.932	3.106	5.6

Hasil perhitungan pada Tabel 4. *2* diperoleh dengan mengacu pada ketentuan *ASME Section VIII Division 1*. Evaluasi terhadap ketebalan dinding *shell* bejana tekan dan nilai *Maximum Allowable Working Pressure* (*MAWP*) dilakukan melalui perbandingan antara hasil perhitungan penelitian dan hasil perhitungan desain perusahaan. Hasil perbandingan menunjukkan tingkat kesesuaian yang baik karena seluruh nilai *relative error* berada di bawah batas toleransi yang ditetapkan dalam penelitian, yaitu kurang dari 10%.

Perhitungan ketebalan minimum yang dibutuhkan (*required thickness*) pada *shell* menghasilkan nilai sebesar 38,108 mm, sedangkan hasil perhitungan desain perusahaan sebesar 39,41 mm, sehingga diperoleh *relative error* sebesar 3,3%. Ketebalan yang digunakan (*thickness used*) dalam penelitian ditetapkan sebesar 40,00 mm, sementara perusahaan menggunakan ketebalan sebesar 41,28 mm, dengan *relative error* sebesar 3,1%. Selanjutnya, perhitungan *MAWP new* menghasilkan nilai sebesar 3,487 MPa, sedangkan hasil perhitungan desain perusahaan sebesar 3,675 MPa, dengan *relative error* sebesar 5,1%. Adapun nilai *MAWP corroded*, berdasarkan ketebalan efektif setelah memperhitungkan pengurangan ketebalan akibat korosi, diperoleh sebesar 2,932 MPa, sedangkan hasil perhitungan desain perusahaan sebesar 3,106 MPa, dengan *relative error* sebesar 5,6%.

Dengan demikian, hasil perhitungan penelitian memiliki kedekatan yang memadai terhadap hasil perhitungan desain perusahaan dan dapat digunakan sebagai dasar verifikasi sebelum dilakukan analisis lanjutan menggunakan metode

Finite Element Analysis (FEA). Rincian tahapan perhitungan, persamaan yang digunakan, substitusi parameter, dan hasil perhitungan setiap komponen disajikan secara lengkap pada bagian Lampiran C1. *MAWP*.



Gambar 4. 2 Ilustrasi Hasil Perhitungan Thickness pada Pressure vessel

2. Tebal Dinding *Shell* berdasarkan Tekanan Eksternal dan *MAEP*

Perhitungan *thickness vessel* berdasarkan tekanan eksternal digunakan untuk menunjukkan seberapa kuat *vessel* bisa menahan tekanan dari luar pada kondisi vakum. Dimana apabila *MAEP vessel* lebih dari 15 psi, maka *vessel* tidak perlu menambah ketebalan *vessel* atau menambah *stiffener ring*.

Langkah pengolahan data sesuai alur yang ditunjukkan pada *Gambar 2. 11*. Sedangkan data yang dihasilkan dalam perhitungan *thickness shell* terhadap tekanan eksternal dapat dilihat pada *Tabel 4. 3*.

Tabel 4. 3 Hasil Perhitungan *Thickness Shell Vessel* Berdasarkan Tekanan Eksternal

		Value	Unit
Minimum Thickness	t_c	38,87	mm
Thickness used	t_{used}	40,00	mm
MAWP new	P_{new}	3,511	MPa
MAWP corroded	P_{Cor}	2,970	MPa

Setelah dilakukan perhitungan tekanan eksternal, diketahui bahwa Pa ≥ 0,103 MPa yaitu 1,245 MPa ≥ 0,103 MPa, sehingga tidak perlu dilakukan penambahan *thickness* ataupun penambahan *stiffener ring*.

4.2.2 Perhitungan *thickness Head, MAWP* dan *MAEP*

1. Tebal dinding Head berdasarkan tekanan internal dan MAWP

Perhitungan tebal dinding *Head* dilakukan berdasarkan beban internal *pressure* dengan mengacu pada ketentuan desain yang berlaku. Material yang

digunakan adalah SA-516 Grade 70N pada *Design* temperature 175 °F, sehingga diperoleh nilai *allowable stress* (S) sebesar 138 MPa, dengan *joint efficiency* 1 dikarenakan menggunakan pengetesan NDT *full radiography* dan memiliki *Design pressure* (P) sebesar 30,31 kg/cm^2.

Penentuan tebal minimum head dihitung menggunakan persamaan pada Tabel 2. *1*, sedangkan Maximum Allowable Working Pressure (MAWP) dilakukan menggunakan Persamaan Pshell = $\frac{S \times E \times t}{R - 0{,}4 \times t}$

2.1. Berdasarkan data desain vessel dan properti material, hasil perhitungan disajikan pada Tabel 4.1, Besarnya selisih relatif antara kedua hasil perhitungan ditentukan menggunakan Persamaan 4. *1*.

Tabel 4. 4 Hasil perhitungan thickness *head* dan *MAWP*

		Perhitungan manual	**Perhitungan design perusahaan**	**Selisih Relative (%)**
Thickness required	tc (mm)	38.108	39.41	3.3
Thickness used	tused (mm)	40	41.28	3.1
MAWP new	P new (MPa)	3.487	3.675	5.1
MAWP corroded	P corr (MPa)	2.932	3.106	5.6

Hasil perhitungan pada Tabel 4. *4* diperoleh dengan mengacu pada ketentuan *ASME Section VIII Division 1*. Evaluasi dilakukan dengan membandingkan hasil perhitungan manual dengan hasil perhitungan desain perusahaan terhadap parameter ketebalan dinding *shell* dan nilai *Maximum Allowable Working Pressure* (*MAWP*). Perhitungan ketebalan minimum yang dibutuhkan (*thickness required*) menghasilkan nilai sebesar 38,108 mm, sedangkan hasil perhitungan desain perusahaan sebesar 39,41 mm, sehingga diperoleh selisih relatif sebesar 3,3%.

Ketebalan yang digunakan (*thickness used*) pada perhitungan manual ditetapkan sebesar 40,00 mm, sementara nilai pada desain perusahaan sebesar 41,28 mm, dengan selisih relatif sebesar 3,1%. Selanjutnya, nilai *MAWP new* dari perhitungan manual diperoleh sebesar 3,487 MPa, sedangkan hasil desain perusahaan sebesar 3,675 MPa, sehingga menghasilkan selisih relatif sebesar 5,1%. Adapun nilai *MAWP corroded* berdasarkan ketebalan efektif setelah memperhitungkan pengurangan ketebalan akibat korosi diperoleh sebesar 2,932

MPa pada perhitungan manual dan 3,106 MPa pada perhitungan desain perusahaan, dengan selisih relatif sebesar 5,6%. Seluruh nilai selisih relatif berada di bawah batas toleransi yang digunakan dalam penelitian, yaitu kurang dari 10%, sehingga hasil perhitungan manual menunjukkan kesesuaian yang memadai terhadap hasil perhitungan desain perusahaan. Rincian tahapan perhitungan, persamaan, parameter masukan, dan proses substitusi nilai disajikan secara lengkap pada bagian Lampiran C1. *MAWP*.

2. Tebal Dinding Head Berdasarkan Tekanan Eksternal dan MAEP

Perhitungan *thickness vessel* berdasarkan tekanan eksternal digunakan untuk menunjukkan seberapa kuat *vessel* mampu menahan tekanan dari luar pada kondisi vakum. Dimana apabila *MAWP vessel* lebih dari 0,103 MPa, maka *vessel* tidak perlu menambah ketebalan *vessel* atau menambah *stiffener ring*.

Langkah pengolahan data sesuai alur yang ditunjukkan pada *Gambar 2. 14*. Sedangkan data yang dihasilkan dalam perhitungan *thickness Head* terhadap tekanan eksternal dapat dilihat pada *Tabel 4. 5*. Perhitungan *thickness Head* menggunakan Persamaan 2. *3*.

Tabel 4. 5 Hasil Perhitungan *Thickness Head Vessel* Berdasarkan Tekanan Eksternal

Calculation	Value	Unit
Thickness Head (tused)	40	mm
Ro	2815,2	mm
Outside Diameter Shell (Do)	3128	mm
Ro/t	70,38	-
Factor A	0,00177607	-
Factor B	104,0	-
Pa	1,478	MPa

Setelah dilakukan perhitungan tekanan eksternal, diketahui bahwa $P_a \geq$ 0,103 MPa yaitu 1,478 MPa $\geq$ 0,103 MPa, sehingga tidak perlu dilakukan penambahan *thickness* ataupun penambahan *stiffener ring*.

4.3 Hydrostatic

Berdasarkan *ASME BPVC Section VIII Division 1* Pasal UG-99, tekanan uji hidrostatik minimum ditentukan sebesar 1,3 kali tekanan acuan yang dikoreksi menggunakan rasio tegangan izin material pada temperatur pengujian terhadap temperatur desain. Dari hasil perhitungan diperoleh tekanan hidrostatik sebesar 4,455 MPa. Dalam penelitian ini, nilai tersebut digunakan sebagai acuan beban tekanan internal pada kondisi *Hydrotest* dan diaplikasikan pada seluruh permukaan internal *pressure* boundary dalam model FEA. Pembebanan *Hydrotest* dianalisis sebagai *load case* tersendiri yang dapat dikombinasikan dengan berat sendiri *vessel*, berat air pengujian, hydrostatic *Head*, serta berat transformator apabila transformator tetap terpasang selama pengujian. Dengan demikian, analisis dapat mengevaluasi distribusi tegangan dan deformasi struktur pada kondisi tekanan pengujian yang lebih tinggi daripada kondisi operasi normal.

$$Hydrotest = 1{,}3 \times P \times \frac{S\,(Test\ Temperature)}{S\,(Design\ Temperature)} \quad (4.2)$$

$$= 1{,}3 \times 2{,}97\ MPa \times \frac{138\ MPa}{138\ MPa}$$

$$= 4.455\ MPa$$

Keterangan:

$P_{\text{hydrotest}}$ =tekanan uji hidrostatik (MPa)

P = tekanan desain (*design pressure*), MPa

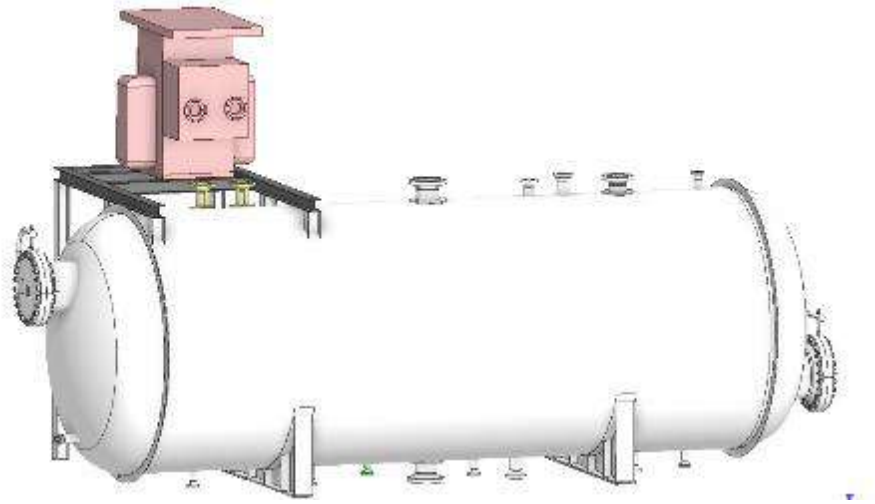
$S_{\text{test temperature}}$ = tegangan izin material pada temperatur pengujian, MPa

$S_{\text{design temperature}}$ = tegangan izin material pada temperatur desain, MPa

Nilai tegangan izin material pada temperatur pengujian (S_{test})dan temperatur desain (S_{design})masing-masing sebesar 138 MPa. Kedua nilai tersebut diperoleh berdasarkan tabel maximum allowable stress material dalam ASME BPVC Section II, Part D. Karena nilai tegangan izin pada temperatur pengujian dan temperatur desain sama, maka rasio $S_{\text{test}}/S_{\text{design}}$ bernilai 1,00.

4.4 Simulasi Modelling 3 dimensi dengan Inventor

Pemodelan *Pressure vessel* C-201-07B dan sistem *Support* transformator pada gambar 4.3 dilakukan menggunakan software model berdasarkan data engineering perusahaan untuk merepresentasikan respon struktural akibat kombinasi beban. Modelling ini dimodelkan dengan mempertahankan area kritis seperti *attachment Support* sebagai jalur utama transfer beban, sementara dilakukan simplifikasi dengan menghilangkan *attachment* non-kritis guna mengurangi kompleksitas model dan jumlah elemen *mesh*, meningkatkan efisiensi komputasi, serta menghindari konsentrasi tegangan lokal yang tidak relevan, sehingga analisis lebih fokus pada pengaruh beban eksternal transformator terhadap respon global struktur *vessel*.



Gambar 4. 3 Modelling by Inventor

4.5 *Simplified model*

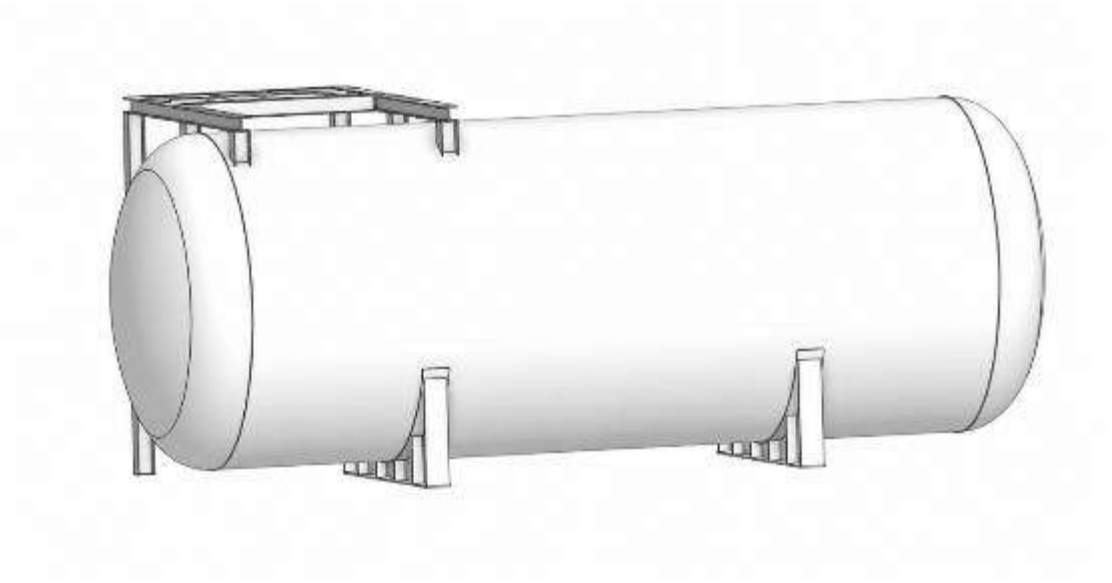
Seluruh sambungan pada *Pressure vessel* diasumsikan sebagai *fully bonded* (*clamped*), sehingga tidak terjadi pergeseran relatif maupun slip antar komponen. Dengan asumsi ini, beban dianggap tertransfer secara sempurna ke seluruh struktur, sehingga analisis tegangan dan deformasi merepresentasikan kondisi kritis secara konservatif.

Secara umum, pendekatan ini dilakukan guna memperoleh model yang representatif, stabil secara numerik, serta efisien dalam komputasi untuk mengevaluasi respon struktural *Pressure vessel* terhadap kombinasi beban yang

bekerja. Ringkasan asumsi berada pada *Tabel 4. 6* dan contoh pemodelan pada *Gambar 4. 4* dan Gambar 4. 6Gambar 4. 3 Modelling by Inventor.

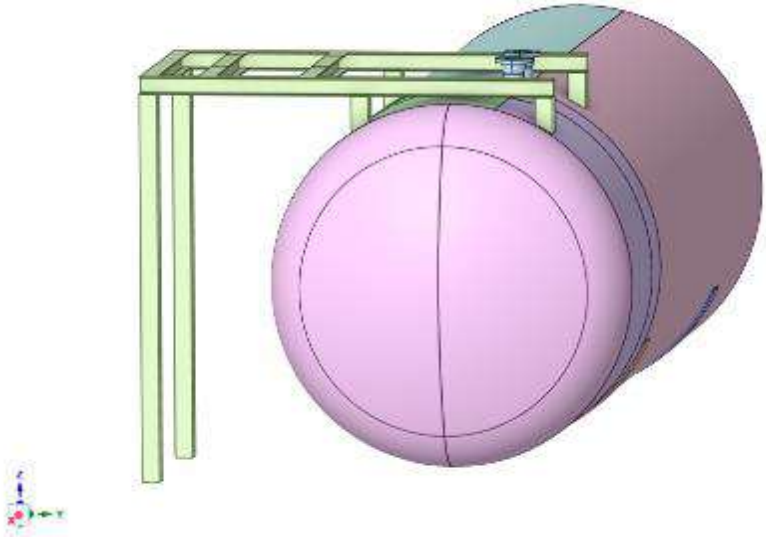
Tabel 4. 6 Simplifikasi pemodelan dalam analisis

No	Asumsi Pemodelan	Penerapan pada Model	Justifikasi
1	*Simplified model*	Detail kecil seperti fillet, baut, dan fitur minor diabaikan	Mengurangi kompleksitas tanpa mempengaruhi respon global
2	*Nozzle* diabaikan	*Nozzle* tidak dimodelkan dalam geometri	Fokus pada respon global shell
3	Material linear elastic	Material menggunakan properti elastis (E, ν)	Sesuai analisis statik dan masih dalam batas ijin
4	*Fully bonded (clamped)*	Sambungan tanpa slip atau separation	Mewakili kondisi las dan konservatif
5	Beban transformator static	6350 lbs sebagai vertical *load* pada *Support*	Representasi sederhana pembebanan aktual
6	Beban terlokalisasi	*Load* pada area attachment/*Support*	Mewakili distribusi beban aktual
7	*Fixed Support*	Saddle sebagai tumpuan tetap	Mewakili kondisi instalasi
8	Abaikan dinamik & termal	Tidak mempertimbangkan angin, gempa, temperatur	Fokus pada kondisi statik

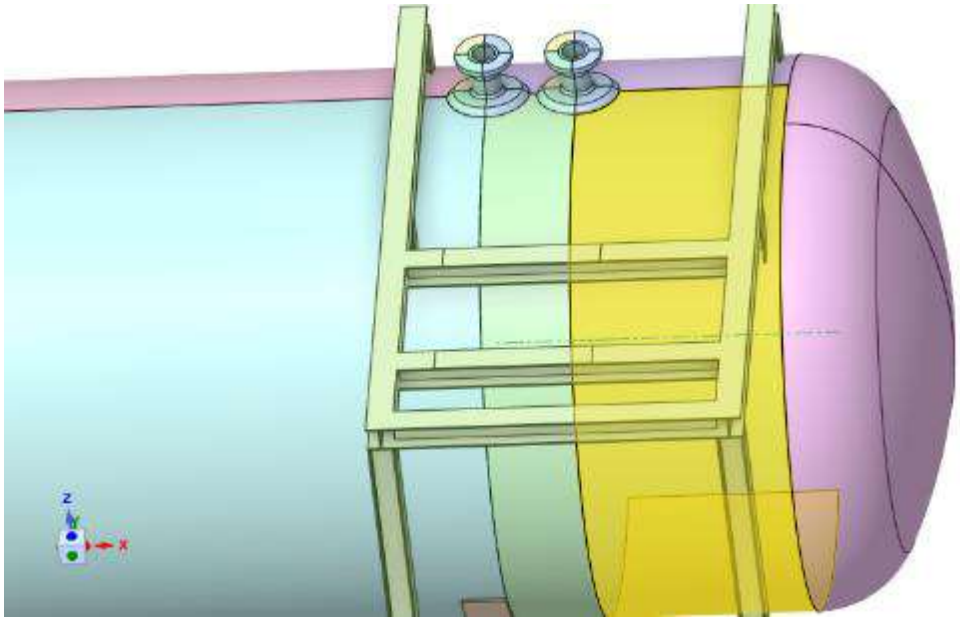


Gambar 4. 4 Simplikasi model 1

Gambar 4.6 memperlihatkan simplifikasi Model 2 dengan tetap mempertahankan *nozzle*, *shell*, *Head*, dan struktur *Support* transformator. *Nozzle* tidak diabaikan karena menjadi area kritis yang dapat mengalami konsentrasi tegangan akibat diskontinuitas geometri dan transfer beban dari attachment. Simplifikasi ini dilakukan untuk memperoleh model yang lebih stabil secara numerik, tetapi tetap mampu merepresentasikan respons lokal pada sambungan *nozzle*-to-shell.



Gambar 4. 5 Simplifikasi model 2 tampak samping



Gambar 4. 6 Simplifikasi model 2

4.6 Material Properties

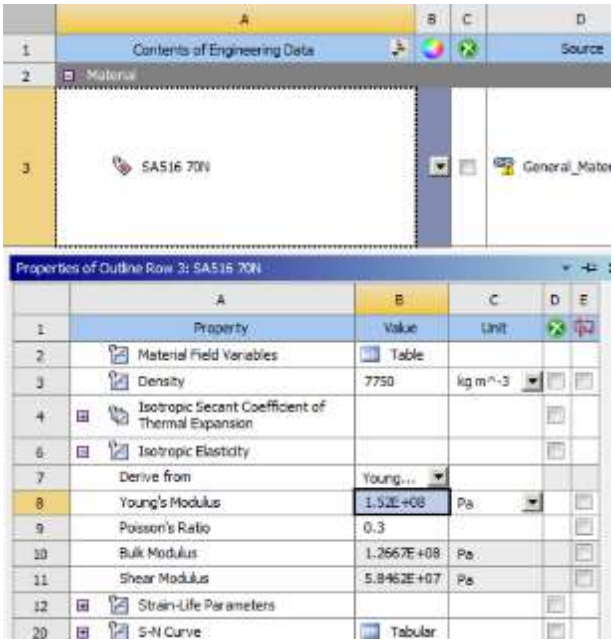
Material utama pada *Pressure vessel* yang meliputi *cylindrical shell* dan ellipsoidal *Head* memakai material SA-516 GR.70N. Pada *Support* Saddle memakai material SA-516 GR.70 dengan spesifikasi yang sejenis. Kedua material emiliki kesamaan utama pada komposisi kimia, grade material, serta nilai kekuatan minimum yang dipersyaratkan, seperti *yield Strength* dan *tensile* strength. Keduanya termasuk dalam kategori material *carbon steel* untuk *Pressure vessel* yang dirancang untuk aplikasi pada temperatur menengah dengan ketahanan yang baik terhadap beban tekanan.

Pada Tabel 4. 7 pemilihan material ini didasarkan pada karakteristik mekanik yang sesuai untuk *pressure vessel*, khususnya dalam menahan beban tekanan serta beban eksternal. Parameter material yang digunakan dalam analisis meliputi modulus elastisitas, *Poisson's ratio*, dan *yield strength*.

Tabel 4. 7 material properties

No	Property	Unit	***Support*** **Sadlle**	***Pressure vessel***	***Nozzle***	***Flange***	References
1	Nama material	-	**SA-516 Gr.70**	**SA-516 Gr. 70N**	**SA-106 Gr. B**	**SA-105N**	*General Arangement* perusahaan
2	Density	Kg/m3	7750	7750	7750	7750	*ASME II Part D tabel PRD*
3	*Yield* Strength	MPa	260	260	241.32	250.00	*ASME II Part D tabel 5A*
4	*Tensile* Strength	MPa	485	485	413.68	485.00	*ASME II Part D tabel 5A*
5	Young's Modulus	MPa	1.92E+11	1.92E+11	1.93E+10	1.93E+10	*ASME II Part D tabel TM-1*
6	Poisson's Ratio	-	0.3	0.3	0.3	0.3	*ASME II Part D tabel PRD*
7	*Allowable Stress* (175°C)	MPa	152.0	152.0	137.5	144.0	*ASME II Part D tabel 5A*

Untuk memastikan konsistensi input pada perangkat lunak, seluruh material didefinisikan sebagai material isotropik dengan satuan yang seragam sesuai sistem satuan yang digunakan dalam simulasi. Ilustrasi proses input material pada perangkat lunak analisis ditunjukkan pada *Gambar 4. 7* untuk material SA-516 Gr. 70.



Gambar 4. 7 Input Properti Material *SA-516 70N (ANSYS Engineering data)*

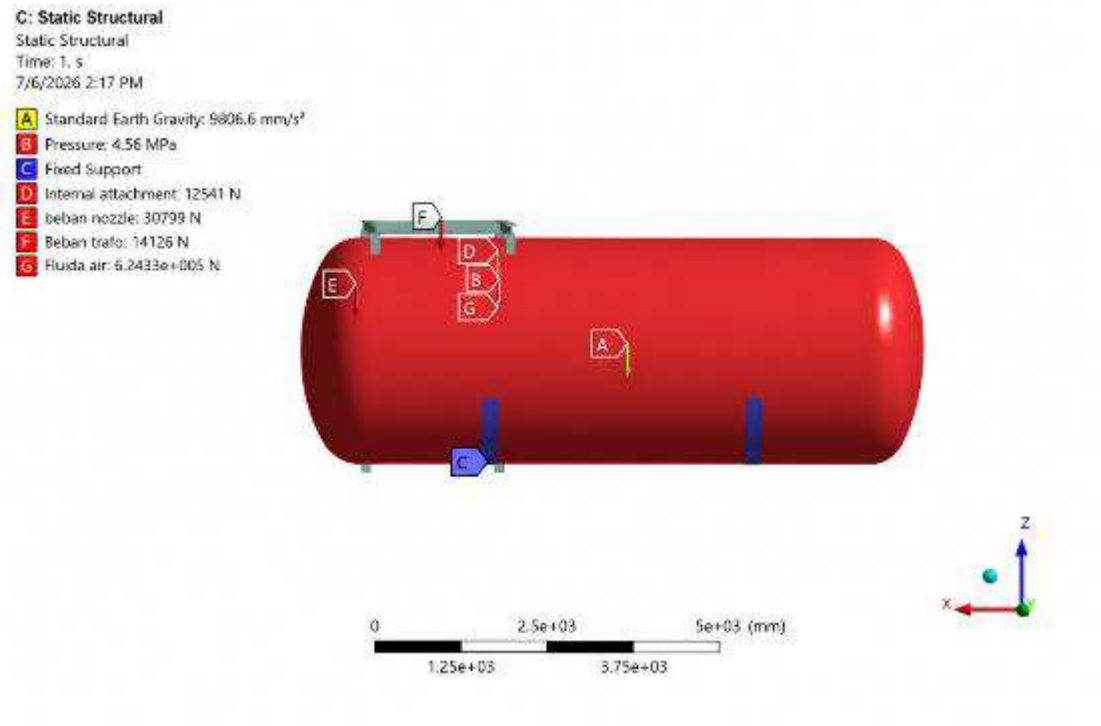
4.7 *Load Combination*

Load combination mempertimbangkan beban tekanan internal dan beban berat aktual transformator sebagai beban eksternal. Seluruh applied *load* diperhitungkan, termasuk selain tekanan internal. Dari transformator sebesar 6350 lbs dimodelkan sebagai vertical static *load* yang bekerja pada area *Support* dan ditransfer langsung ke *shell vessel*.

Kombinasi pembebanan yang digunakan adalah:

Design Load Combination = Pressure hydrostatic (1.3 × Design pressure) + Fluida Load (hydrostatic) + Transformer Weight

Beban transformator hampir sama dengan beban *nozzle* bersifat localized *load*, sehingga berpengaruh terhadap distribusi tegangan pada area attachment. Oleh karena pada *Gambar 4. 8* perancangan *Pressure vessel* ini dilakukan simplifikasi pada model *vessel*, agar mudah dalam mengetahui distribusi tegangan pada *Pressure vessel* itu. Analisis ini dilakukan untuk mengevaluasi respon tegangan dan deformasi *vessel* akibat kombinasi kedua beban tersebut.

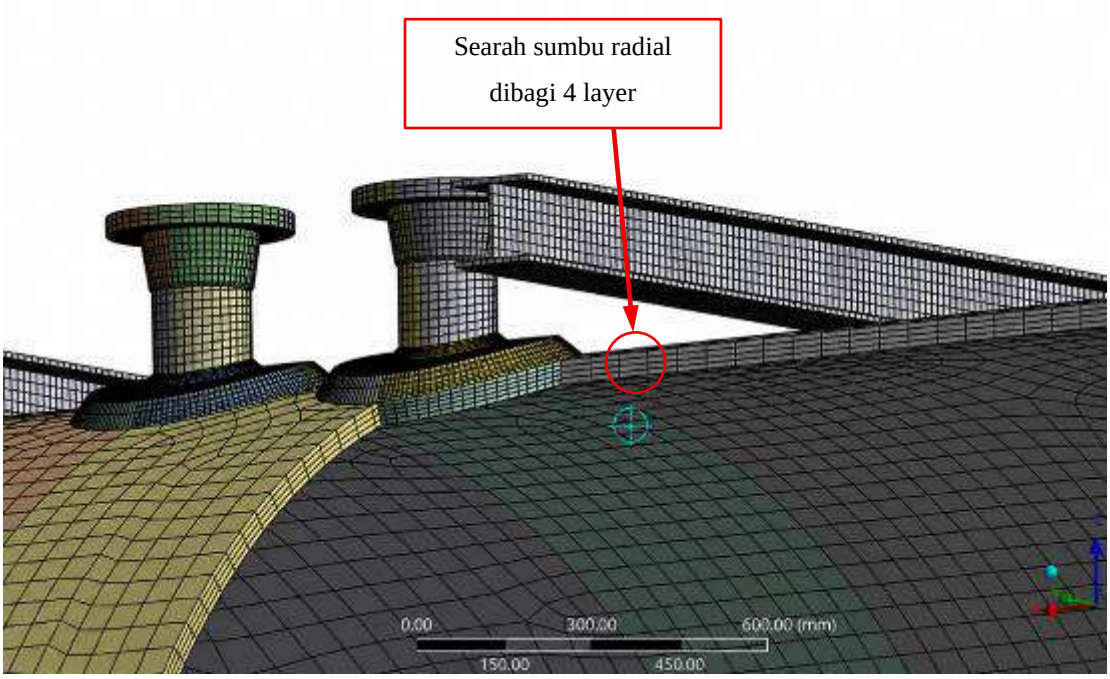


Gambar 4. 8 *Boundary condition*

4.8 *Meshing* Model

Pada tahap *meshing*, model didiskretisasi menggunakan pendekatan hybrid *mesh*, yaitu kombinasi elemen *tetrahedral* dan *hexahedral* untuk mengakomodasi kompleksitas geometri pada *pressure vessel*. Elemen *hexahedral* digunakan pada bagian yang memungkinkan untuk meningkatkan kualitas *mesh*, sedangkan elemen tetrahedral diterapkan pada area dengan model kompleks seperti *junction nozzle*.

Selain itu, pada *Gambar 4. 9* penambahan layer searah radial dilakukan untuk mendukung analisis tegangan pada arah ketebalan komponen ($^{R}/_{t} \leq 4$). Kualitas *mesh* dijaga dengan memperhatikan parameter seperti aspect ratio, serta dilakukan *mesh* convergence dengan error 5% untuk memastikan hasil tegangan dan deformasi sudah stabil dan tidak dipengaruhi oleh ukuran elemen.



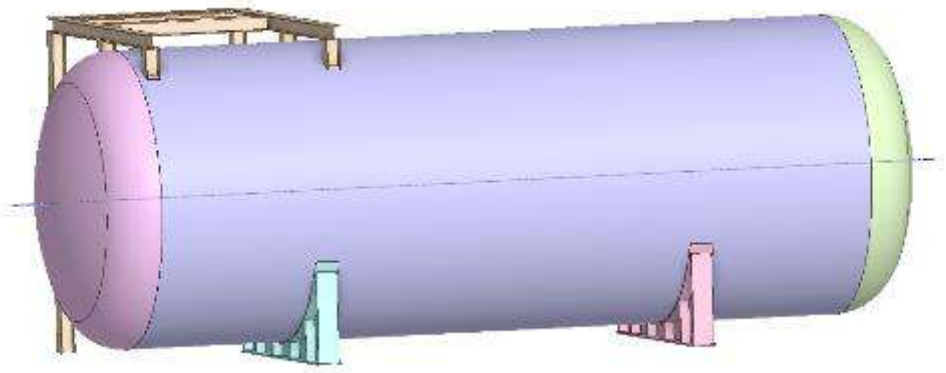
Gambar 4. 9 *Meshing model* ($^{R}/_{t} \leq 4$).

4.9 Hasil Analisis Geometri 1 dan 2

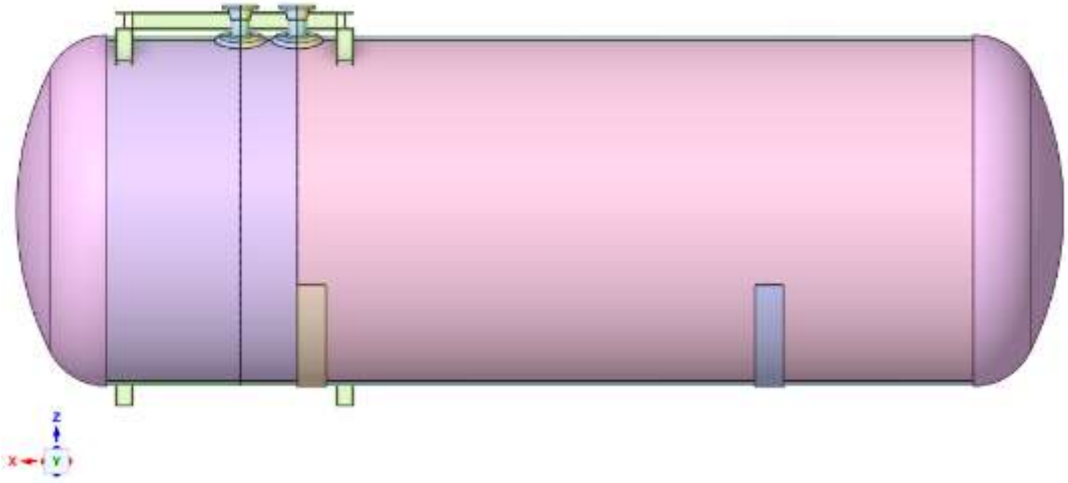
Model dalam simplified digunakan sebagai acuan utama dikarenakan mampu untuk merepresentasikan dalam kondisi actual pada pembebanan transformator. Simulasi menggunakan parameter pembebanan, dan kondisi batas yang sesuai dengan kondisi operasi.

Parameter pembebanan yang diterapkan meliputi tekanan internal dan beban berat transformator sebagai beban eksternal, sedangkan kondisi batas dimodelkan untuk merepresentasikan sistem penopang aktual. Analisis dilakukan menggunakan metode elemen hingga untuk mengevaluasi distribusi tegangan ekuivalen (*von Mises*) dan deformasi struktur.

Hasil simulasi digunakan untuk mengidentifikasi area kritis, mengevaluasi respon struktur terhadap kombinasi pembebanan, serta memastikan bahwa kinerja struktur masih berada dalam batas yang dapat diterima, model ditunjukkan pada *Gambar 4. 10* dan *Gambar 4. 11*.



Gambar 4. 10 Simplifikasi model 1
(ANSYS)



Gambar 4. 11 Simplifikasi model 2
(Spaceclaim)

Model 1 digunakan untuk mengevaluasi respons global *pressure vessel*, meliputi shell, *Head*, saddle, dan *Support* transformator. Model ini bertujuan melihat pengaruh beban transformator terhadap distribusi tegangan utama pada struktur *vessel*. Model 2 digunakan untuk mengevaluasi respons lokal pada area *nozzle* yang berhubungan dengan transformator.

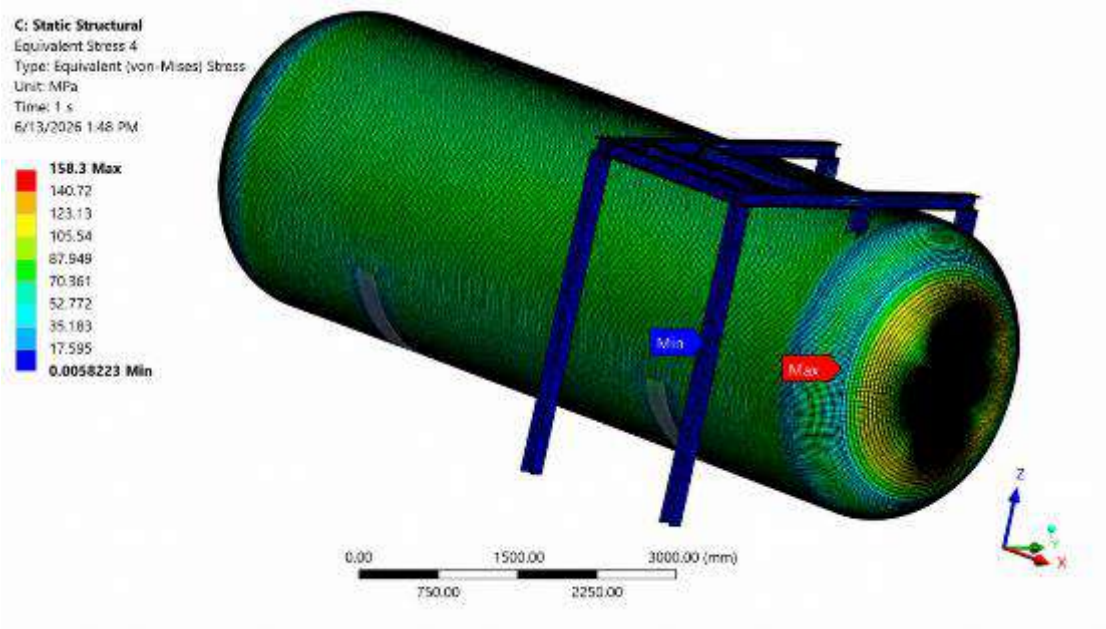
4.9.1 Simulasi Pembebanan Transformator pada Model 1

4.9.1.1 Distribusi Tegangan *Von Mises*

Distribusi tegangan ekuivalen (*von Mises stress*) digunakan untuk mengevaluasi kondisi tegangan pada struktur serta mengidentifikasi area kritis yang berpotensi mengalami konsentrasi tegangan. Parameter ini juga digunakan sebagai dasar dalam membandingkan hasil tegangan terhadap batas tegangan ijin material, sehingga dapat ditentukan apakah struktur masih berada dalam kondisi aman terhadap pembebanan yang diberikan.

Pada struktur *pressure vessel*, distribusi tegangan menunjukkan perubahan yang signifikan akibat pengaruh beban eksternal dari transformator, terutama pada area yang berdekatan dengan *attachment Support* sebagai jalur transfer beban. Kondisi ini mengindikasikan bahwa pembebanan terlokalisasi dari transformator memberikan kontribusi terhadap peningkatan tegangan lokal serta mempengaruhi redistribusi tegangan pada struktur secara keseluruhan.

Pada *Gambar 4. 12* area dengan perubahan kontur geometri, perbedaan kekakuan lokal, serta jalur transfer beban yang kompleks menunjukkan kecenderungan nilai tegangan lebih tinggi dibandingkan area yang memiliki bentuk seragam. Sebaliknya, bagian tengah *shell* memperlihatkan pola tegangan yang relatif lebih merata, yang menandakan dominasi respons membran akibat tekanan internal. Nilai tegangan maksimum hasil simulasi tercatat sebesar 158.3 MPa, dan nilai ini menjadi dasar evaluasi lebih lanjut terhadap integritas struktur.



Gambar 4. 12 Distribusi Tegangan *Von-Mises Pressure vessel* Desalter

4.9.1.2 *Meshing* Model 1

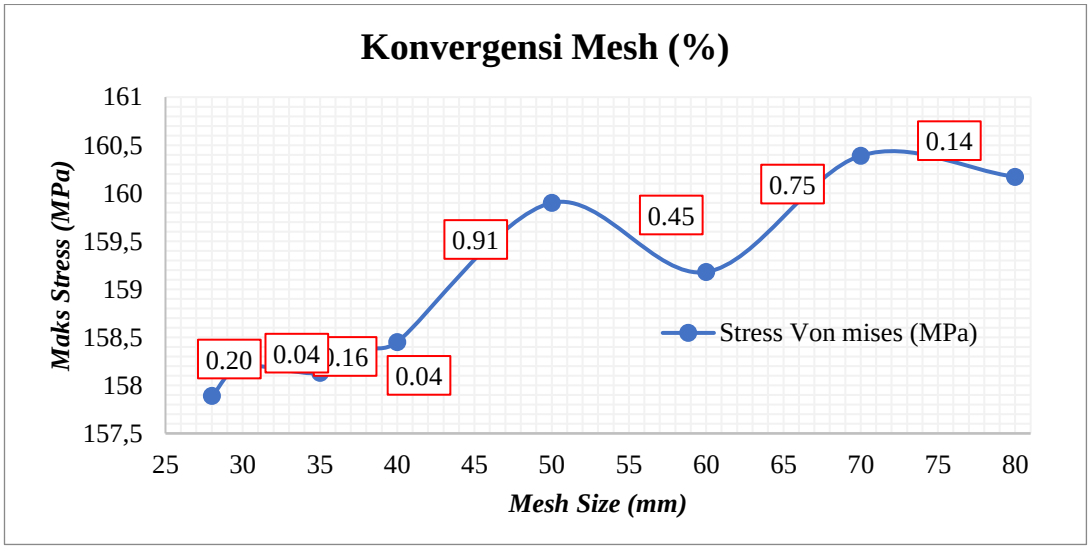
Hasil dari simulasi yang telah di lakukan menjadi referensi pada proses perhitungan *grid independence*. Pada proses ini mencakup hasil simulasi model 1 berdasarkan hasil dari output *equivalent* von-mises. Konfigurasi pada *Tabel 4. 8* menghasilkan *mesh* pada *Gambar 4. 14*. Hasil dari *mesh convergence* digunakan sebagai acuan dalam pemilihan ukuran *mesh* yang akan digunakan dalam analisis berikutnya. Tinjauan ukuran *mesh* terhadap hasil simulasi dapat dilihat pada dan juga menghasilkan grafik berikut.

Tabel 4. 8 *Mesh Convergence*

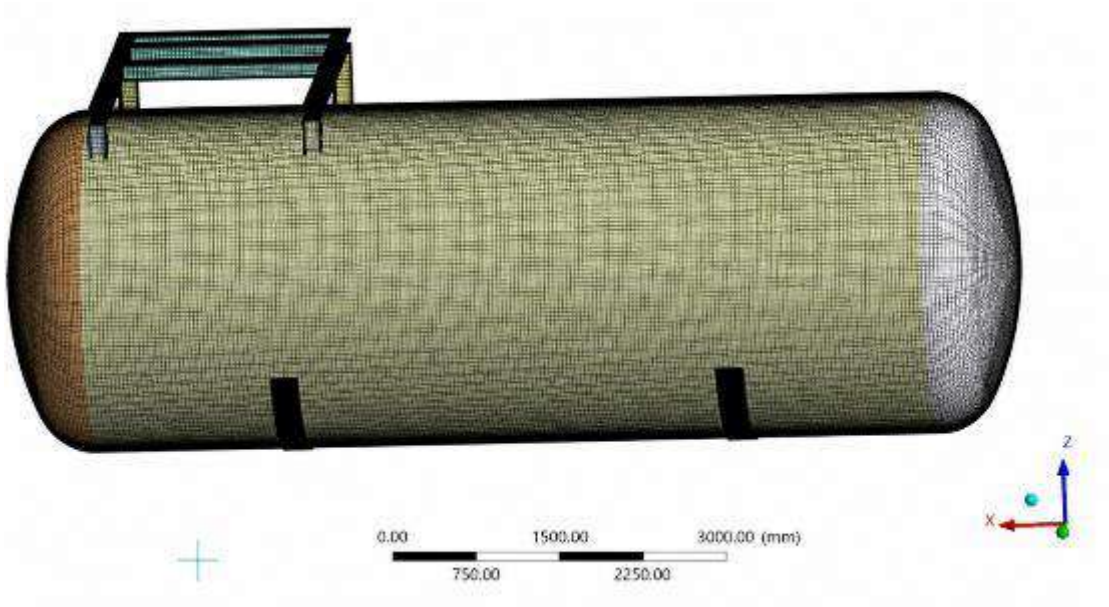
***Mesh* size (mm)**	***Node***	***Element***	***Stress Von Mises* (MPa)**	**relative (%)**
80	683209	159314	160.17	-
70	780585	179958	160.39	0.14
60	966635	220020	159.18	0.75
50	1308329	293598	159.9	0.45
40	1919817	426390	158.45	0.91
38	2098995	465282	158.38	0.04
35	2432430	537477	158.13	0.16
30	3283235	741659	158.3	0.04
28	3654357	802555	157.89	0.20

Pada *Gambar 4. 13* Meskipun terjadi fluktuasi pada beberapa variasi *mesh*, perubahan tegangan maksimum hanya berkisar 0,04–0,91%, dengan perubahan terakhir sebesar 0,14% antara *mesh* size 70 dan 80. Nilai tersebut berada di bawah batas toleransi konvergensi yang umum digunakan pada analisis elemen hingga, yaitu sekitar 1%. Dengan demikian, hasil simulasi dapat dinyatakan telah mencapai kondisi *mesh* independent, sehingga perubahan ukuran elemen selanjutnya tidak memberikan pengaruh yang signifikan terhadap hasil analisis.

Berdasarkan hasil tersebut, *mesh* yang dipilih dinilai telah memberikan keseimbangan antara tingkat akurasi dan efisiensi komputasi, sehingga layak digunakan sebagai dasar untuk analisis tegangan dan evaluasi *Plastic collapse* pada *pressure vessel*.



Gambar 4. 13 *Error Relative dari mesh convergence*



Gambar 4. 14 *Hasil meshing model 1*

Secara keseluruhan, hasil *mesh* pada *Gambar 4. 15* memenuhi persyaratan kualitas untuk analisis elemen hingga. Meskipun beberapa parameter seperti *Aspect Ratio, Skewness, Corner Angle*, dan *Element Quality* melewati batas peringatan, hasil parameter masih berada di bawah batas kualifikasi (*error limit*).

Quality Criterion	Warning Limit	Error (Failure) Limit	Worst
Max Aspect Ratio	Default (5)	Default (1000)	
Min Element Quality	Default (0.05)	Default (1e-04)	
Min Jacobian Ratio (Corner Nodes)	Default (0.05)	Default (0.025)	0.07
Min Jacobian Ratio (Gauss Points)	Default (0.05)	Default (0.025)	
Max Element Edge Length	5405.648 mm	10811.296 mm	50.343 mm
Max Corner Angle	Default (150 °)	Default (170 °)	
Min Element Edge Length	54.058 mm	5.406 mm	1.283 mm
Max Skewness	Default (0.9)	Default (0.999)	
Min Tet Collapse	Default (0.1)	Default (1e-03)	
Max Warping Angle	Default (20 °)	Default (30 °)	NA

Gambar 4. 15 *Meshing Quality*

4.9.1.3 Mode kegagalan (*Plastic collapse*) dengan Metode *Elastic Stress Analysis*

Penelitian ini, menggunakan metode *Elastic Stress Analysis*, di mana tegangan hasil dihitung secara elastis linier, diklasifikasikan ke dalam kategori standar, lalu dibandingkan dengan batas yang diizinkan untuk memastikan struktur tidak kolaps secara plastis.

Beban yang dianalisis mencakup tekanan internal, berat struktur, *nozzle*, fluida (hydrostatic) dan beban mekanis transformator yang ditransfer melalui *portal frame Support* keseluruhannya bersifat *load-controlled* sehingga seluruh tegangan yang timbul diklasifikasikan sebagai *primary stress*. Hasil tegangan *von Mises* dilinearisasi melalui SCL (*stress clasification line*) untuk memisahkan komponen membran, bending, dan *peak* di mana hanya komponen membran dan bending yang dievaluasi terhadap kriteria penerimaan *Plastic collapse*, sementara peak diabaikan karena digunakan untuk analisa *fatigue*.

Berdasarkan hasil simulasi, nilai tegangan maksimum sebesar 158,3 MPa telah melampaui batas tegangan ijin material dari *ASME Section 2 part D* di tabel tegangan *ASME Section* 2 yaitu 152 MPa, tetapi ini bukan tegangan yang nyata perlu adanya perilaku khusus, karena *Pressure vessel* adalah 3D model yang kompleks dan perlu linierisasi tegangan untuk mengetahui tegangan yang benar-benar berbahaya dan mana yang tidak perlu dikhawatirkan untuk kasus *plastic collapse*.

4.9.1.4 Penentuan Lokasi *Stress Classification Line* (SCL)

Setelah mendapatkan distribusi tegangan (*equivalent von Mises*) dari model 1, SCL tidak dipilih secara acak, melainkan dipilih berdasarkan wilayah dengan konsentrasi tegangan tertinggi serta adanya diskontinuitas struktural.

Pada *Tabel 4. 9* dipilih pada tegangan maksimum sebesar 158.3 MPa. Daerah pembebanan menjadi lokasi kritis karena berfungsi sebagai titik transfer beban dari transformator ke badan *vessel*, sehingga jalur pembawa beban (*load path*) mengalami perubahan yang mengakibatkan peningkatan tegangan lokal. Sesuai ketentuan *ASME Section VIII Division 2 Part 5*, evaluasi kegagalan *Plastic collapse* dilakukan pada area yang termasuk gross structural discontinuity.

Tabel 4. 9 Penentuan SCL

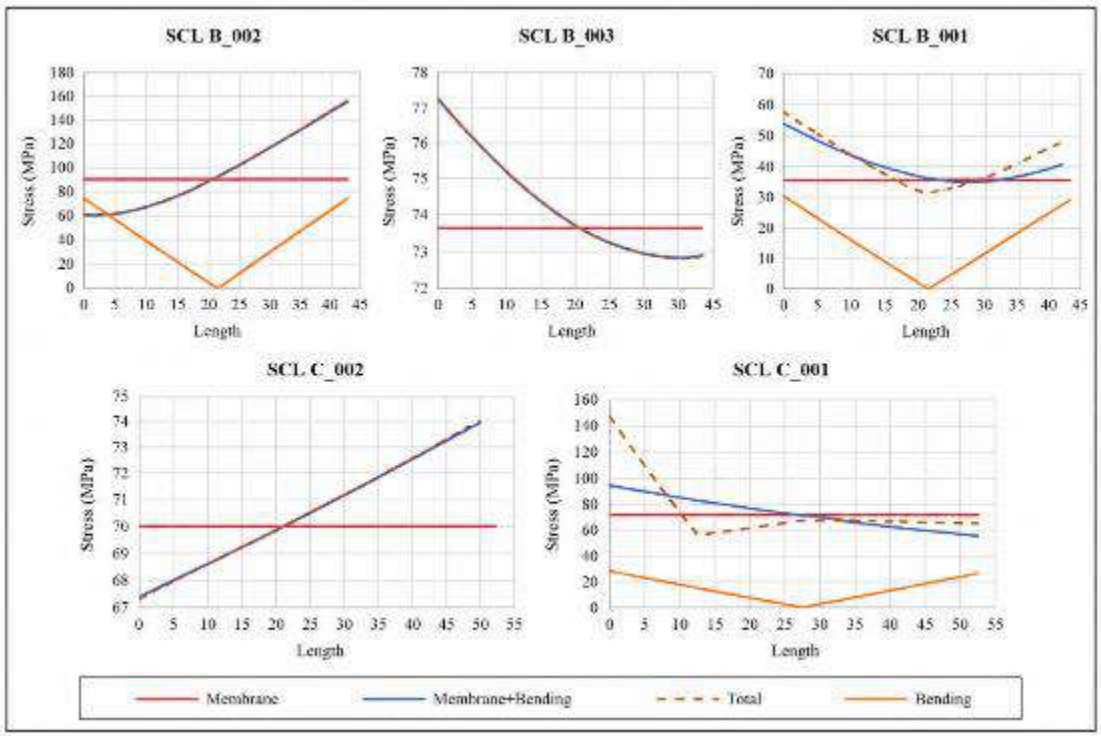
SCL No.	Lokasi	Dasar pemilihan	*Categories*
B_001	*Shell* mendekati *junction*	Discontinuitas geometri	membrane
			Pl+pb
B_002	Knukle / dinding *Head*	Perubahan kelengkungan geometri yang menghasilkan tegangan bending.	membrane

SCL No.	Lokasi	Dasar pemilihan	*Categories*
			Pl+Pb
B_003	*Shell* menjauhi *junction*	Verifikasi zona local (0,5 × $\sqrt{R_m \times t}$ dari SCL B_00)	Pm
C_001	Bawah kaki rangka	tegangan Utama dari Trafo (Beban terpusat)	Pl+Pb
			Pm
C_002	Area *Shell* menjauhi kaki rangka	Verifikasi zona local (0,5 × $\sqrt{R_m \times t}$ dari SCL C_001)	Pm

Dengan demikian, pemilihan lokasi *Stress Classification Line* (SCL) dilakukan berdasarkan hasil distribusi tegangan dan kondisi geometri yang berpotensi menimbulkan konsentrasi tegangan. Lokasi yang dipilih tidak hanya merepresentasikan daerah dengan tegangan maksimum, tetapi juga menunjukkan area kritis akibat perubahan jalur pembebanan dan diskontinuitas struktural. Oleh karena itu, tensor SCL layak digunakan sebagai dasar evaluasi tegangan sesuai ketentuan *ASME Section VIII Division 2 Part 5*.

4.9.1.5 Evaluasi *Vessel* Berdasarkan *Protection against plastic collapse*

Hasil evaluasi tegangan pada beberapa *Stress Classification Line* (SCL) Model 1 ditunjukkan pada *Gambar 4. 16*.Setiap grafik memperlihatkan perubahan tegangan sepanjang lintasan SCL, dengan sumbu X sebagai panjang lintasan dan sumbu Y sebagai nilai tegangan dalam MPa. Garis merah menunjukkan komponen *membrane stress* yang nilainya relatif konstan pada setiap SCL, sedangkan garis oranye menunjukkan bending stress yang berubah sepanjang lintasan akibat pengaruh momen lentur dan perubahan geometri. Garis biru menunjukkan gabungan membrane + bending *stress*, sementara garis cokelat putus-putus menunjukkan total *stress*. Pada sebagian besar SCL, kurva total stress hampir mengikuti kurva membrane + bending, sehingga kontribusi tegangan tambahan di luar komponen membran dan lentur tidak terlalu dominan.



Gambar 4. 16 *Ouput* Hasil Linierisasi model 1

Pada *Tabel 4. 10*, nilai tegangan terhitung (*computed stress*) pada seluruh lokasi SCL masih berada di bawah batas izin yang ditetapkan, sehingga seluruh titik evaluasi dinyatakan memenuhi kriteria penerimaan (*PASS*). Jika ditinjau dari tingkat pemanfaatan tegangan (*stress utilization*), nilainya berkisar antara 23,82% hingga 67,84% terhadap batas ASME, atau setara dengan selisih keamanan antara 76,18% hingga 32,16%. Titik dengan tingkat pemanfaatan tegangan tertinggi, dan karena itu paling mendekati batas izin, terdapat pada SCL B_002 di lokasi knuckle/dinding head untuk kategori $P_L + P_b$, dengan nilai tegangan terhitung sebesar 154,67 MPa terhadap batas izin 228 MPa. Nilai tersebut setara dengan tingkat pemanfaatan sebesar 67,84% dan selisih keamanan sebesar 32,16%.

Kondisi ini secara teknis dapat dijelaskan karena lokasi *knuckle*/dinding *Head* merupakan area transisi geometri (*geometric discontinuity*) yang secara alami rentan terhadap konsentrasi tegangan akibat kombinasi beban tekanan, beban hidrostatik, dan berat struktur di atasnya, sehingga menghasilkan tegangan membran dan bending lokal (Pl+Pb) yang relatif lebih tinggi dibandingkan titik-titik lainnya.

Tabel 4. 10 Evaluasi dari SCL model 1

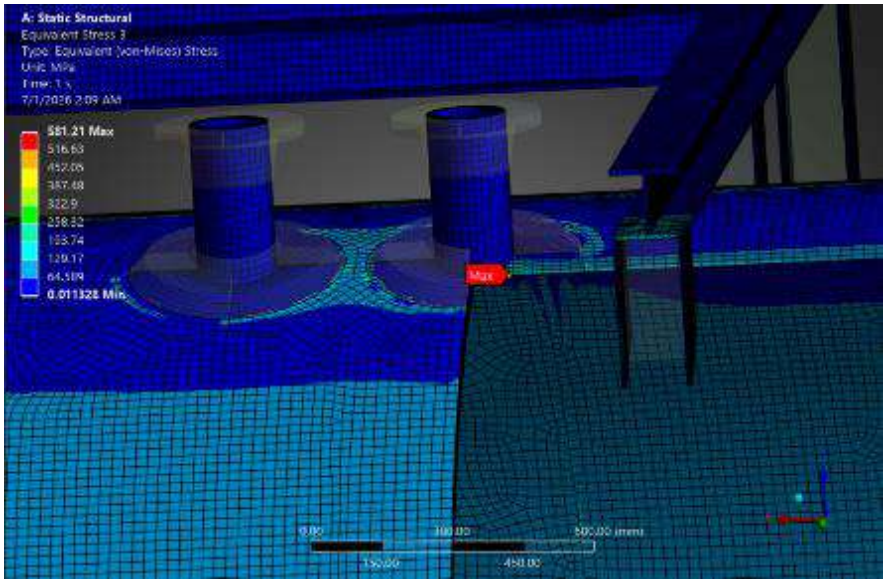
SCL No.	Lokasi	Kategori	*Computed Stress* (MPa)	*ASME Limit* (MPa)	Rasio (%)	Verification
B_001	*Shell* mendekati *junction*	membrane	37.023	152	75.64	*PASS*
		Pl+pb	54.305	228	76.18	*PASS*
B_002	*Knuckle* / dinding *Head*	membrane	90.402	152	40.53	*PASS*
		Pl+Pb	154.67	228	32.16	*PASS*
B_003	*Shell* menjauhi *junction*	Pm	73.645	152	51.55	*PASS*
C_001	Bawah kaki rangka	Pl+Pb	97.331	228	57.31	*PASS*
		Pm	75.55	152	50.30	*PASS*
C_002	Area *Shell* menjauhi kaki rangka	Pm	70.758	152	53.45	*PASS*

Dengan demikian, dapat disimpulkan bahwa struktur secara keseluruhan aman terhadap kombinasi pembebanan yang ditinjau, dengan seluruh titik kritis memiliki margin keamanan yang memadai terhadap batas izin ASME. Meskipun demikian, disarankan agar SCL B_002 pada kategori Pl+Pb tetap menjadi perhatian khusus dalam evaluasi lanjutan maupun inspeksi berkala, mengingat titik tersebut memiliki rasio keamanan paling kecil di antara seluruh lokasi yang dianalisis.

4.9.2 Simulasi Distribusi Tegangan *Nozzle* yang Terhubung pada Transformator

4.9.2.1 Distribusi Tegangan *Von mises*

Hasil simulasi tegangan *equivalent* (*von Mises*) sebesar 581.21 MPa ditunjukkan pada *Gambar 4. 17* terjadi pada tepi bawah *nozzle*. Nilai ini merupakan *local peak stress* akibat diskontinuitas geometri dan perubahan kekakuan lokal di sekitar sambungan *nozzle*. Konsentrasi tegangan ini timbul akibat kombinasi antara diskontinuitas geometri pada tepi pad, transfer tegangan lokal dari struktur penyangga dan internal *pressure*, sementara area *shell* dan dinding *nozzle* lainnya secara umum masih berada pada level *stress* yang relatif rendah.



Gambar 4. 17 *Equivalent von Mises stress* model 2

Nilai tegangan tersebut tidak dapat langsung digunakan sebagai dasar evaluasi dari analisis. Untuk memperoleh nilai tegangan yang representatif terhadap respons struktur, diperlukan proses *stress linearization* pada lokasi tersebut melalui pendekatan *Stress Classification Line* (SCL), sesuai dengan prosedur evaluasi tegangan dalam *ASME Section VIII Division 2*.

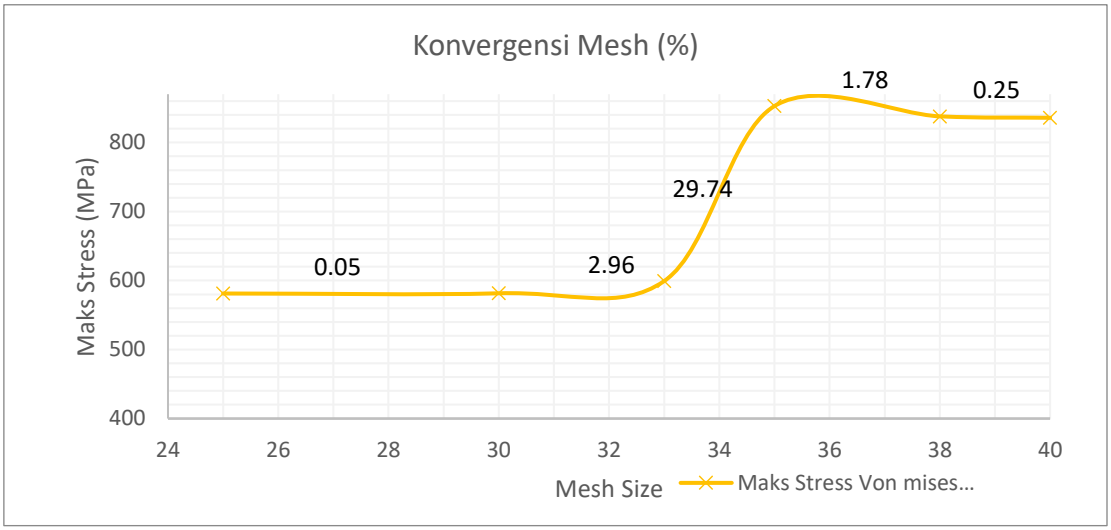
4.9.2.2 *Meshing* Model 2

Konvergensi dan kualitas *mesh* pada Model 2 menunjukkan bahwa simulasi telah mencapai kondisi yang stabil. Konvergensi optimal diperoleh pada saat ukuran *mesh* beralih dari 30 ke 25, dengan nilai error relatif minimum sebesar 5% dan nilai maksimum *stress von Mises* cenderung stabil pada kisaran 581.51 MPa sampai 581.21 MPa. Tinjauan ukuran *mesh* terhadap hasil simulasi dapat dilihat pada *tabel 4. 11* berikut.

tabel 4. 11 Variasi Mesh Model 2

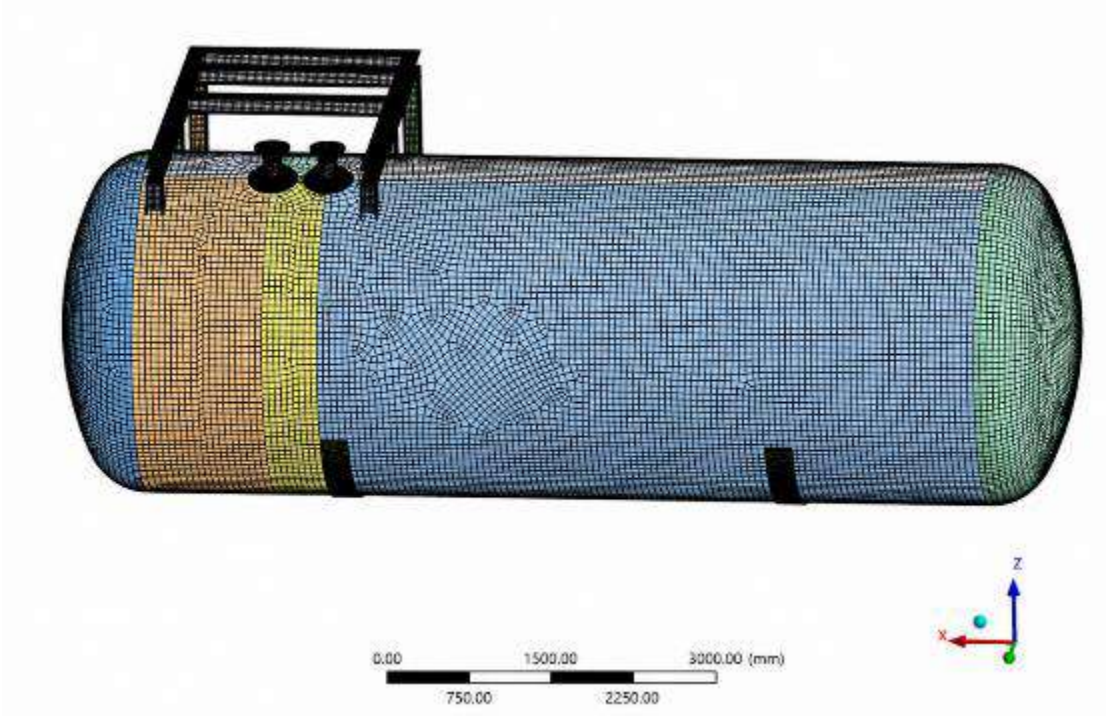
Mesh size	***Node***	***Element***	**Maks *Stress Von Mises* (MPa)**	**Erorr relative (%)**
40	1939183	738053	835.82	-
38	2087355	787227	837.89	0.25
35	2318514	860556	852.83	1.78
33	2479489	962923	599.23	29.73
30	2781919	1054431	581.51	2.96

Mesh size	*Node*	*Element*	Maks *Stress Von Mises* (MPa)	Erorr relative (%)
25	3692778	1396948	581.21	0.05



gambar 4.1 Grafik konvergensi

Mesh pada model 2 dilakukan dengan menerapkan kombinasi metode *multizone*, *Body Sizing*, *Face Sizing*, dan *Inflation* untuk menghasilkan *mesh* hexahedral yang terstruktur dan memiliki tingkat konvergensi yang baik pada seluruh domain bejana tekan. Hasil evaluasi kualitas *mesh* menunjukkan bahwa konfigurasi yang digunakan telah memenuhi kriteria validitas numerik dan layak digunakan untuk analisis elemen hingga. Meskipun nilai *Maximum Aspect Ratio* tercatat sebesar 13,563 dan melebihi *warning limit* sebesar 5, nilai tersebut masih jauh di bawah *error limit* sebesar 1000. Selain itu, kualitas elemen didukung oleh nilai *Maximum Skewness* sebesar 0,878 yang masih berada di bawah batas kritis 1. Berdasarkan parameter-parameter tersebut, *mesh* pada Model 2 dapat dinyatakan memiliki kualitas yang memadai untuk menghasilkan prediksi respons tegangan mekanis yang representatif dan bisa untuk dipakai analisis, dapat dilihat pada *Gambar 4. 18*.



Gambar 4. 18 hasil *meshing* Model 2

Quality Criterion	Warning Limit	Error (Failure) Limit	Worst
Max Aspect Ratio	Default (5)	Default (1000)	33.063
Max Tri Angle	Default (160 °)	Default (170 °)	111.131 °
Min Element Edge Length	3.76 mm	0.376 mm	0.779 mm
Min Tri Angle	Default (20 °)	Default (10 °)	29.826 °
Max Skewness	Default (0.9)	Default (0.999)	0.670

Gambar 4. 19 *Quality Mesh* Model 2

4.9.2.3 Penentuan Lokasi *Stress Classification Line* (SCL)

Penentuan lokasi SCL pada *Gambar 4. 17* didasarkan pada distribusi tegangan *von Mises* hasil simulasi, di mana setiap SCL ditempatkan pada titik yang menunjukkan indikasi tegangan tertinggi agar evaluasi merepresentasikan kondisi terkritis struktur.

Pada *Tabel 4. 12* SCL 1_00 dan 5_00 ditempatkan di tepi luar dan batas transisi *nozzle* yang masih berdekatan dengan area pad, karena lokasi tersebut dekat dengan zona tegangan utama. SCL 2_00 ditempatkan tepat pada *junction nozzle* to *shell* sebagai titik dengan tegangan utama tertinggi akibat diskontinuitas geometri. SCL 6_00 dipilih di tengah dinding *nozzle* untuk melihat pola peluruhan tegangan, sedangkan SCL 7_00 ditempatkan dekat flange guna memverifikasi tegangan

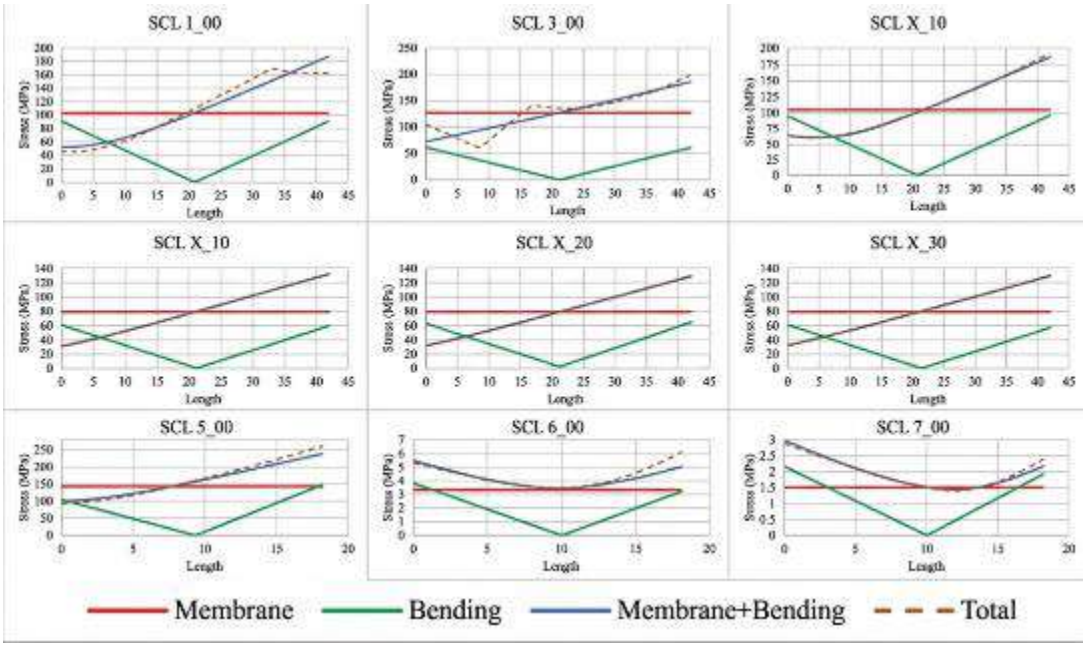
nominal (Pm) yang bebas dari pengaruh diskontinuitas. Adapun SCL X_10 ditempatkan pada *shell* di dekat tepi *pad* untuk mengevaluasi pengaruh beban yang ditransfer dari *nozzle*.

Tabel 4. 12 Penentuan SCL pada model 2

SCL No.	Lokasi	Dasar pemilihan	Categories
1_00	Tepi Luar *nozzle* masih didalam pad	Dekat dengan tegangan utama	Pl+Pb
2_00	*Junction Nozzle* to shell	Tegangan Utama	Pl+Pb
5_00	Batas Transisi *Nozzle* (Luar pad)	Dekat dengan tegangan utama	Pl+Pb
6_00	Tengah Dinding	$1{,}5 \times \sqrt{R_m \times t}$ dari SCL 5_00	Pl+Pb
7_00	Dekat flange	$1{,}5 \times \sqrt{R_m \times t}$ dari SCL 5_00	Pm
X_10	Paling dekat dengan *nozzle*	Tegangan Utama	Pl+Pb
X_20	Zona Pengaruh *nozzle*	$0{,}5 \times \sqrt{R_m \times t}$ dari SCL X_10	Pl+Pb
X_30	Mendekati zona nominal	$0{,}5 \times \sqrt{R_m \times t}$ dari SCL X_20	Pm

4.9.2.4 Evaluasi *Nozzle* Berdasarkan *Protection against plastic collapse*

Hasil evaluasi tegangan pada beberapa *Stress Classification Line* atau SCL. Setiap grafik memperlihatkan perubahan tegangan sepanjang garis SCL, dengan sumbu X sebagai panjang lintasan SCL dan sumbu Y sebagai nilai tegangan dalam MPa.



Gambar 4. 20 Ouput Hasil Linierisasi model 2

Pada *Gambar 4. 20* garis merah menunjukkan komponen *membrane stress*. Nilainya relatif konstan pada setiap SCL karena tegangan membran mewakili tegangan rata-rata yang bekerja sepanjang penampang. Garis hijau menunjukkan bending *stress*. Polanya banyak berbentuk V, yaitu besar di ujung, turun di tengah, lalu naik kembali. Ini menunjukkan adanya pengaruh momen lentur pada bagian tepi atau area perubahan geometri. Garis biru menunjukkan gabungan *membrane* + bending *stress*, garis ini menunjukkan total tegangan primer yang berasal dari tekanan dan efek lentur struktur. Garis cokelat putus-putus menunjukkan total *stress*. Pada sebagian besar SCL, kurva total hampir mengikuti kurva *membrane* + bending. Artinya, kontribusi tegangan tambahan di luar *membrane* dan bending tidak terlalu dominan, kecuali pada beberapa titik yang menunjukkan kenaikan lokal.

Tabel 4. 13 Evaluasi dari SCL model 2

SCL No.	Lokasi	Kategori	*Computed Stress* (MPa)	*ASME Limit* (MPa)	Rasio (%)	*Verification*
1_00	Tepi Luar *nozzle* masih didalam pad	Membrane	103.08	152	32.18	*PASS*
		Pl+Pb	187.09	228	17.94	*PASS*
3_00		Membrane	127.37	152	16.20	*PASS*

SCL No.	Lokasi	Kategori	*Computed Stress* (MPa)	*ASME Limit* (MPa)	Rasio (%)	*Verification*
	Junction Nozzle to shell	Pl+Pb	186.03	228	18.41	*PASS*
5_00	Batas Transisi *Nozzle*(Luar pad)	Membrane	12.648	137.5	90.80	*PASS*
		Pl+Pb	15.311	206.25	92.58	*PASS*
6_00	Tengah Dinding	Membrane	3.1382	137.5	97.72	*PASS*
		Pl+Pb	6.069	206.25	97.06	*PASS*
7_00	Dekat flange	Pm	1.514	137.5	98.90	*PASS*
X_10	Paling dekat dengan *nozzle*	Membrane	95.813	152	36.97	*PASS*
		Pl+Pb	179.85	228	21.12	*PASS*
X_20	Zona Pengaruh *nozzle*	Membrane	86.102	152	43.35	*PASS*
		Pl+Pb	146.51	228	35.74	*PASS*
X_30	Mendekati zona nominal	Pm	82.852	152	45.49	*PASS*

Berdasarkan *Tabel 4. 13*, hasil evaluasi *Stress Classification Line* (SCL) pada Model 2 menunjukkan bahwa seluruh titik tinjauan masih memenuhi kriteria penerimaan atau *PASS*. Tegangan terbesar terjadi pada area yang dekat dengan sambungan *nozzle* to shell, yaitu SCL 1_00 dan SCL 3_00. Pada SCL 1_00, nilai tegangan membran sebesar 103,08 MPa masih berada di bawah batas izin 152 MPa, sedangkan kombinasi tegangan membran dan lentur (P_L+P_b) sebesar 187,09 MPa masih berada di bawah batas izin 228 MPa. Pada SCL 3_00, tegangan membran sebesar 127,37 MPa dan (P_L+P_b)sebesar 186,03 MPa juga masih memenuhi batas izin ASME. Nilai ini menunjukkan bahwa area *junction nozzle to shell* merupakan daerah paling kritis karena adanya diskontinuitas geometri dan perubahan kekakuan lokal.

SCL yang berada lebih jauh dari *junction*, seperti SCL 5_00, SCL 6_00, dan SCL 7_00, menunjukkan nilai tegangan yang jauh lebih rendah. Pada SCL 6_00, tegangan membran hanya sebesar 3,138 MPa dan (P_L+P_b)sebesar 6,06 MPa, sedangkan pada SCL 7_00 nilai tegangan hanya sebesar 1,5146 MPa. Hal ini menunjukkan bahwa pengaruh konsentrasi tegangan menurun seiring bertambahnya jarak dari area sambungan *nozzle*. SCL X_10, X_20, dan X_30 juga

menunjukkan kondisi aman dengan nilai tegangan yang masih berada di bawah batas izin. Dengan demikian, meskipun terjadi peningkatan tegangan lokal pada area *nozzle to shell junction*, seluruh hasil linearisasi tegangan pada Model 2 masih memenuhi kriteria *protection against plastic collapse*.

(halaman sengaja dikosongkan)

BAB V
KESIMPULAN DAN SARAN

5.1 Kesimpulan

Berdasarkan hasil pemodelan, simulasi *Finite Element Analysis* (FEA), dan evaluasi tegangan yang telah dilakukan pada *Pressure vessel* desalter C-201-07B beserta struktur *Support* transformator, dapat ditarik kesimpulan sebagai berikut:

1. Model 3D *Pressure vessel* C-201-07B disusun menggunakan Inventor berdasarkan data *engineering* aktual perusahaan, dengan mempertahankan area kritis (*attachment Support*) sebagai jalur transfer beban utama, serta menerapkan simplifikasi model (fillet, baut, fitur *minor*, dan *nozzle* non kritis diabaikan; material *linear elastic* sambungan *fully bonded*) menggunakan *spaceclaim* untuk mengurangi kompleksitas komputasi tanpa mengubah respons global struktur.
2. Distribusi tegangan akibat kombinasi tekanan internal, berat *vessel*, berat fluida, berat struktur, serta berat transformator sebesar 6.350 lb. Tegangan meningkat pada area yang menjadi jalur transfer beban dan daerah yang mengalami perubahan geometri, seperti *gross* struktural pada *head*, *attachment* Support. Pada Model 1, tegangan *von Mises* maksimum sebesar 158,30 MPa terjadi di sekitar area *knuckle head*. Setelah dilakukan linearisasi tegangan melalui SCL, seluruh titik tinjauan B_001, B_002, B_003, C_001, dan C_002 memenuhi kriteria *protection against plastic collapse*. Kondisi paling kritis terdapat pada SCL B_002 kategori $P_L + P_b$, dengan *computed stress* sebesar 154.67 MPa terhadap batas izin $1{,}5S_a$=228 MPa, sehingga rasio pemanfaatan tegangan sebesar 67.84% dan selisih keamanan sebesar 32.16%.
3. Distribusi tegangan pada *nozzle* yang terhubung ke transformator dievaluasi melalui Model 2 dengan load case yang sama. Hasil simulasi menunjukkan tegangan *von Mises* maksimum sebesar 581,21 MPa pada area *nozzle* to *shell junction* di dekat titik *attachment* rangka penyangga. Setelah dilakukan linearisasi tegangan, rasio tegangan terbesar terjadi pada SCL 1-00 dan SCL 2-00 di sekitar *nozzle to shell junction*, yaitu 25,03% untuk area lokal dan 18,41% sampai 22,91% untuk kategori $P_L + P_b$. Seluruh SCL pada

area *nozzle* dinyatakan PASS, dengan rasio tegangan yang menurun pada lokasi yang semakin jauh dari junction, yaitu kurang dari 3% pada SCL 6-00 dan SCL 7-00.

4. Hasil *Grid Independence Test* menunjukkan bahwa Model 1 mencapai kondisi konvergen pada ukuran *mesh* 30 mm dengan tegangan maksimum *von Mises* sebesar 158,30 MPa dan *error* relatif 0,04%. Model 2 mencapai kondisi konvergen pada ukuran *mesh* 25 mm dengan tegangan maksimum *von Mises* sebesar 581,21 MPa dan error relatif 0,05%. Nilai error yang kecil menunjukkan bahwa perubahan ukuran *mesh* tidak lagi memberikan pengaruh signifikan terhadap hasil tegangan. Dengan demikian, *mesh* 30 mm pada Model 1 dan *mesh* 25 mm pada Model 2 dapat digunakan sebagai *mesh* final karena telah memenuhi kriteria independensi *mesh*.

5.2 Saran

Dari tugas akhir ini terdapat usulan dan masukan untuk tugas akhir selanjutnya, antara lain:

1. Pemodelan lanjutan perlu mempertahankan komponen yang memengaruhi kekakuan dan jalur transfer beban, terutama *nozzle, reinforcement pad*, pelat *Support*, sambungan las, dan daerah *knuckle head*. Penyederhanaan geometri hanya boleh diterapkan pada komponen yang telah dipastikan tidak berpengaruh signifikan terhadap respons struktur.
2. Perbandingan nilai tegangan antara beberapa model harus menggunakan geometri, material, beban, kondisi batas, formulasi kontak, dan jenis elemen yang konsisten. Nilai maksimum *von Mises* dari dua model dengan tingkat detail berbeda tidak dapat langsung dibandingkan karena perbedaan tersebut dapat berasal dari perubahan kekakuan dan diskontinuitas geometri, bukan hanya dari perubahan beban.
3. Analisis *mesh* perlu menggunakan *local mesh refinement* pada area *nozzle to shell junction*, *attachment Support*, dan *knuckle*. Namun, penghalusan *mesh* harus diikuti *Grid Independence Test* karena *mesh* yang semakin kecil dapat terus meningkatkan tegangan puncak pada lokasi singularitas tanpa menunjukkan kegagalan fisik yang sebenarnya.

4. Evaluasi keamanan tetap harus menggunakan tegangan yang telah dikategorikan melalui *stress linearization*. Nilai maksimum *von Mises* pada kontur FEA hanya digunakan untuk mengidentifikasi area kritis dan tidak dapat secara langsung dijadikan dasar penentuan kegagalan *plastic collapse*.

DAFTAR PUSTAKA

ASME Section VIII div. 1 Rules for Construction of Pressure vessels 2025. (n.d.). *Retrieved* www.asme.org/cer

Aziz, A., & Hamid, A. (n.d.). *Per*ancangan Bejana Tekan *(Pressure vessel)* Untuk Separasi 3 Fasa. 31–38.

Bahadur, R., Mittal, V. K., & Angra, S. (n.d.). *Stress Analysis of Pressure vessel Nozzle using FEA. Retrieved www.ijert.org*

Division 2 SECTION VIII R ules for Construction of Pressure vessels 2025 ASME Boiler and Pressure vessel Code An International Code. (n.d.). *Retrieved www.asme.org/cer*

Electric machinery fundamental. (n.d.).

Gophane, I., Dharashivkar, N., Mulik, P., & Patil, P. (2024*). Theoretical and Finite Element Analysis of Pressure vessel. Indian Journal Of Science And Technology, 17(12), 1148–1158. Https://doi.org/10.17485/IJST/v17i12.3272*

Hadi, I. (2025). *Stress Analysis in Vessel Using FEM*.

Hutton, D. V. (n.d.). *Introduction to Finite Element Analysis (FEA) or Finite Element Method (FEM)*.

Kulkarni, S. V. ., & Khaparde, S. A. . (2004). *Transformer engineering : Design and practice*. Marcel Dekker, Inc.

Logan, D. L. . (2007). *A first course in the finite element method*. Thomson.

Mahardika, galanstiano. (2024). Perancangan *Horizontal Pressure Vessel* (*Main Condesate Tank*).

Moballa, B. (n.d.). Metode Elemen Hingga dengan Elemen Balok.

Pressure vessel Handbook 10th Edition-Megyesy. (n.d.).

Pressure vessels horizontal. (n.d.).

Primalasita, D. V., & Sa'diyah, K. (2023). Perancangan Tangki Penyimpanan Nitrogen Kapasitas 0,0074 M3 Pada Prarancangan Pabrik Kimia Asap Cair. *DISTILAT: Jurnal Teknologi Separasi*, *8*(1), 1–10. Https://doi.org/10.33795/distilat.v8i1.257

The American Society of Mechanical Engineers (ASME). (2023). *ASME SECTION VIII Division 1*.

LAMPIRAN A
LEMBAR KONSULTASI TUGAS AKHIR

PPNS	**FORMULIR PENDAFTARAN SIDANG TUGAS AKHIR TAHUN AJARAN...../.....**	No. : F.WD I. 020 Date : 3 Nopember 2015 Rev. : 01 Page : 1 dari 1

Yang bertanda tangan dibawah ini

Nama : Maulana Dwi Zulkarnaen

NRP : 0822040017

Judul Tugas Akhir : Perancangan Pressure Vessel dengan Beban Eksternal, Study kasus: Elektrostatic Desalter Vessel dengan Beban Transformator 100 KVA

Jumlah eksemplar Draft TA : 5 eksemplar

Mendaftarkan diri sebagai peserta sidang Tugas Akhir.

Menyetujui
Dosen Pembimbing I

Shulthoni Mahardika S.T., M.T.
NIP. 19807 15202 1 001

Surabaya, 2 Juni 2016
Mahasiswa ybs.

(Maulana Dz.)

Dosen Pembimbing II,

Vena Rizky P. S.Tr.T., M.T.
NIP. 199708122025062009

Mengetahui
Koordinator Tugas Akhir,

Rudy Suryadi
NIP. 199210222025061007

PPNS	**DAFTAR KEMAJUAN TUGAS AKHIR**	No F WDI 007 Date 31 Mei 2017 Rev 03 Page 1 dari 1

Nama : Maulana Dwi J

NRP : 07220400017

Judul TA : Perancangan pressure vessel sebagai bejana berat eksternal untuk kedalaman 1000 meter

Tanggal	Materi Konsultasi	Tanda Tangan Dosen Pembimbing	
		Pembimbing 1	Pembimbing 2
07/4 26	Progress Thickness & MAWP		
16/4 26	Progress Modelling		
20/4 26	Modelling		
27/4 26	Proposal		
3/6 26	Update pengerjaan Manual nozzle		
12/6 26	proses pengerjaan SCL nozzle		
26/6 26	Evaluasi hasil		
29/6 26	Discuss proposal		

Catatan :

Dipindai dengan CamScanner

PPNS	**DAFTAR KEMAJUAN TUGAS AKHIR**	No. : F.WDI. 007 Date : 31 Mei 2017 Rev. : 03 Page : 1 dari 1

Nama : Maulana Dwi 2.

NRP : 08220400 17

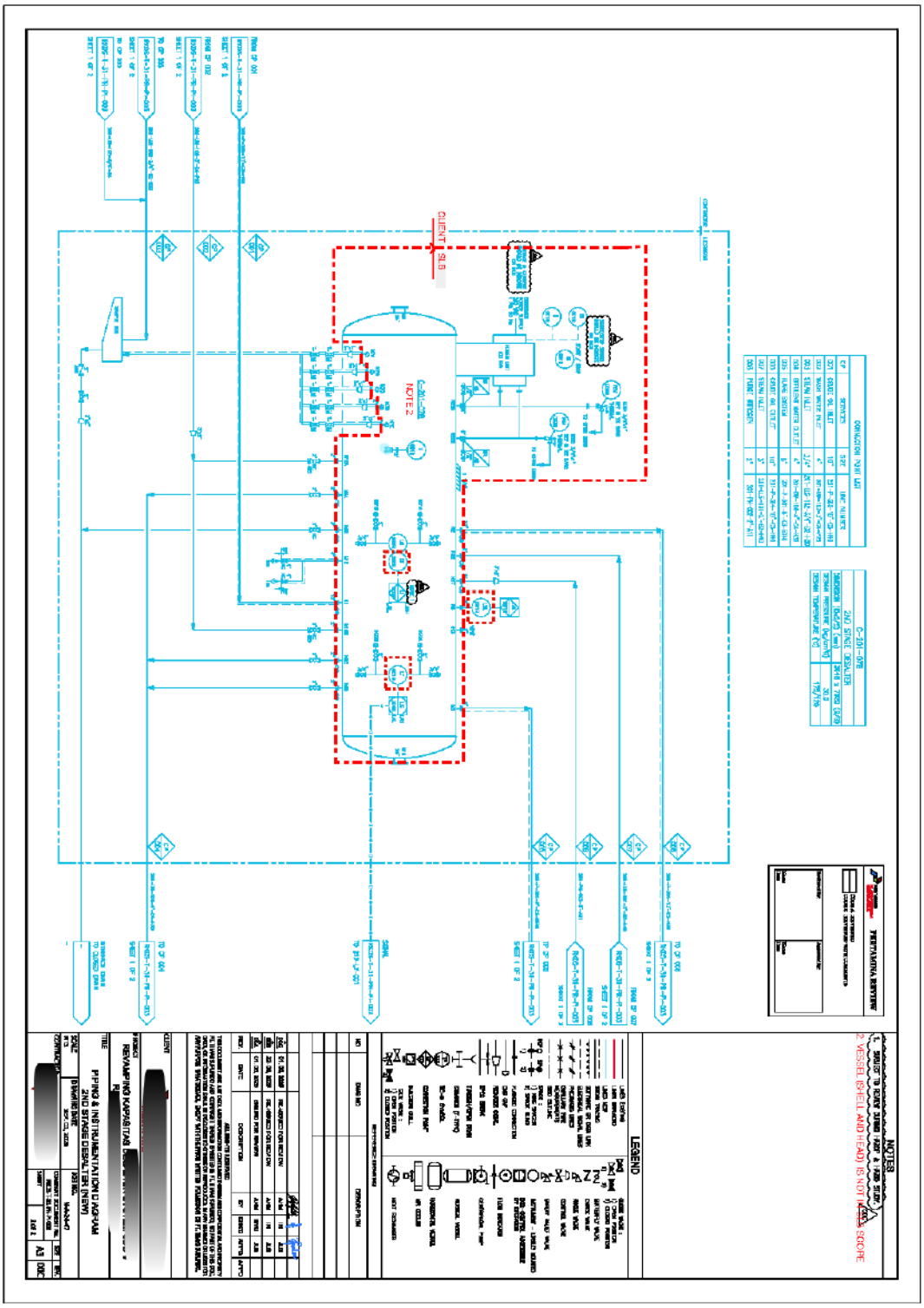
Judul TA : Perancangan pressure vessel dengan beban berat eksternal
studi kasus : Elektrostatic precipitator vessel dengan beban berat eksternal

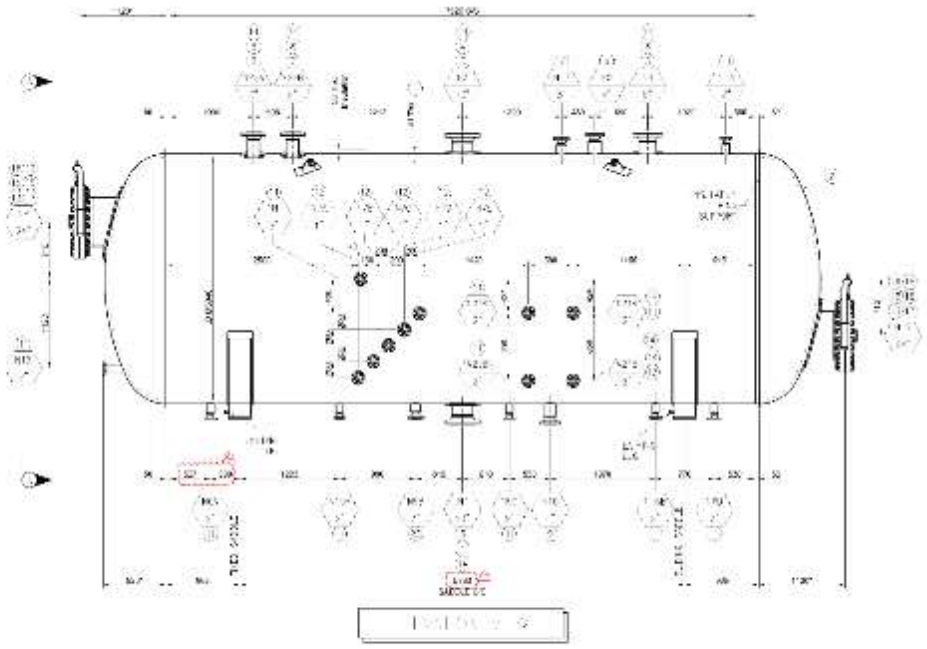
Tanggal	Materi Konsultasi	Tanda Tangan Dosen Pembimbing	
		Pembimbing 1	Pembimbing 2
07/09/2021	Penggantian Rumusan masalah, teori		
16/9 21	pembebanan, penjelasan judul		
21/9 21	Modeling, load case		
28/9 21	Proposal		
25/9 21	Discuss hasil model 1		
30/9	Discuss hasil model 2.		
1/10 21	Discuss hasil proposal		
4/10 21	Discuss hasil akhir		

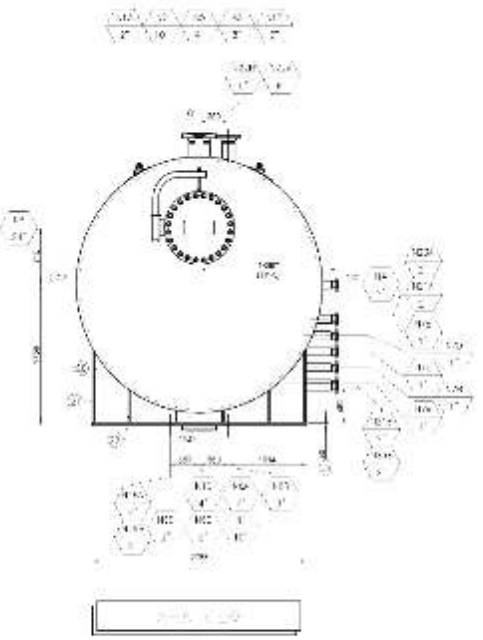
Catatan :
Untuk mahasiswa D4 : Tanda tangan dosen Pembimbing 1 dan 2 minimal 16 kali (minimal 8 kali untuk masing-masing dosen pembimbing) dan tidak boleh dilakukan sekaligus pada batas akhir pendaftaran Tugas Akhir
Untuk mahasiswa D3 : Tanda tangan dosen Pembimbing minimal 8 kali dan tidak boleh dilakukan sekaligus pada batas akhir pendaftaran Tugas Akhir

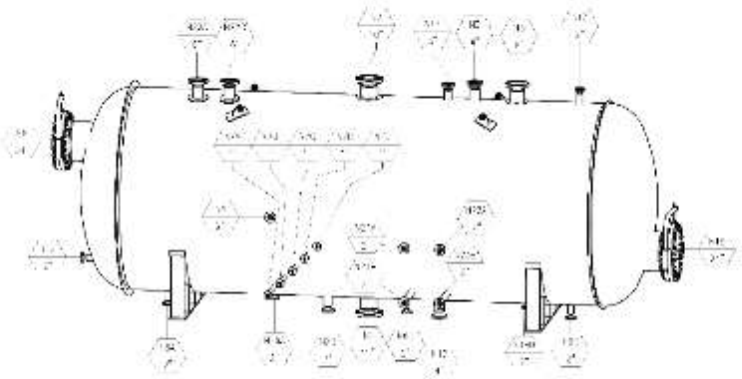
LAMPIRAN B
DATA PENELITIAN

Lampiran B1. General Arrangement Drawing







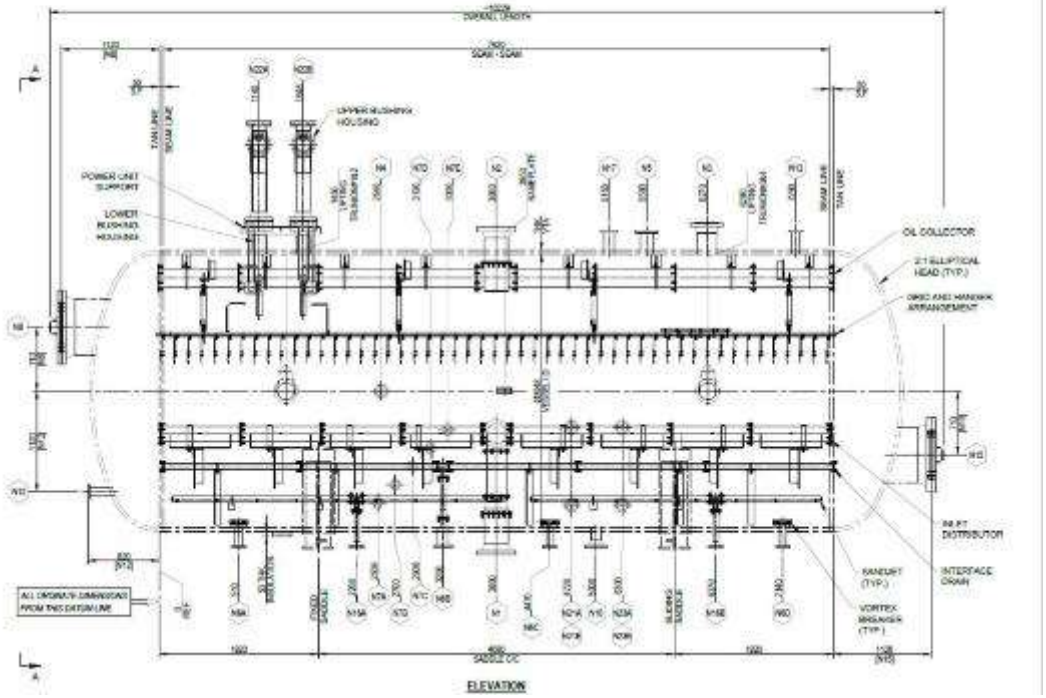


DESIGN DATA

Lampiran B2. *Design* Data

1	Item No.			C-201 /27B			
2	Service			2nd STAGE DESALTER			
3	No. Required			1 (One)			
4	Type			Dual Polarity			
5	**OPERATING CONDITIONS**						
6	Fluid			Crude Oil			
7	Pressure	Kg/cm2 G		22 - 28 (Note 2, 5)			
8	Temperature	°C		130 (Note 1)			
9	Flowrate	BOPD		60,000			
10	Density @ 15.6°C	kg/m3		867 - 872			
11	Viscosity @ 130 °C	cSt		0.9			
12	Cloud Point	°C		-			
13	Pour Point	°C		-			
14	Asphaltene Concentration	wt%		-			
15	Solids Concentration			(Note 3)			
16	Liquid Density - Vapor/Liquid	kg/m3		872			
20	Inlet BS&W for Water	%		0.2			
21	Water Density @ 15.6 °C	S.G		0.999			
22	Inlet Salt	PTB Salt		<2			
23	Wash Water Source			(Note 6)			
24	Wash Water Rate	% Oil Rate		5 - 7			
25	Wash Water Salinity	mg/l Salt		0			
26	Wash Water Temperature	°C		(Note 7)			
27	pH (Note 9)			8.5 - 9.5 for Dom In 5 - 8 for Stripped			
28	Outlet BS&W for Water	%		Max 0.5			
29	Outlet Salt in Oil	PTB Salt		Max 0.5			
30	Outlet Oil in Water	ppm		Max. 400			
31	NOTES:	1. Minimum operating temperature required to meet the performance.					
32		2. Client to ensure that the operating pressure shall be minimum 2 kg/cm2 g above the vapor pressure of the treating fluid.					
33		3. Client to advise on the solid content (if any)					
34		4. Investigate recycle water from 2nd stage to 1st stage desalter					
35		5. At 2nd Stage Desalter Outlet					
36		6. Wash water source is from Dom Water & Stripped Water					
37		7. Wash water temperature shall be within 8.3 degC of desalter operating temperature					
38		8. For optimal operation Desalter Operation, wash water pH need to maintain in range 6-8.					
39		Client shall ensure to meet the specified pH for wash water before feeding to Desalter					
40	**DESIGN CONDITIONS**						
41	Specification			RKDS-T-SI-ME-SP-001 (Specification for Pressure Vessels)			
42	Code / Regulation			ASME Sect. VIII Div. 1 2020 Edition Stamp: Yes / NKAS & U-Stamp			
43	Special Service			☐ Yes ■ No			
44	Cyclic Service			☐ Yes ■ No			
45	Inside Diameter	mm		3048			
46	S/S Length	mm		7020			
47	Design Pressure & Temperature			30 Kg/cm2G @ 176 degC			
48	Vacuum Condition			■ Yes ☐ No 0.03 Kg/cm2G @ 121 degC			
49	Minimum Design Metal Temperature (MDMT)			30 degC			
50	Test Press. Hydrostatic/Pneumatic	kg/cm2g		As Per Spec. or Code			
51							
52	Postweld Heat Treatment			■ Yes ☐ No ☐ By Code			
53	Radiography		Shell	■ Full ☐ Spot ☐ By Code			
54			Head	■ Full ☐ Spot ☐ By Code			
55	Head type			■ 2:1 Ellips ☐ Hemisphere ☐ Torispherical ☐ Other:			
56	Magnetic Particle			■ Yes ☐ No ☐ By Code			
57	Corros on Allowance	Shell	Head	Nozzles	Support	Internals	
58	[mm]	0.236	0.236	0.236	0.118	CS: 0.118" both side	
59	Wind Loading	ASCE 7					
60	Criteria:	As per Basic engineering design data - wind speed 125 km/hr					
61	Seismic Loading	ASCE 7					
62	Seismic Criteria:	As per Basic engineering design data					
63	Elevation (ft)	101.3 (TBC by client)					
64	**MATERIAL**						
65	Shell	: SA516 Gr 70 N		Internal (Removable)	: SA516 Gr.70 N, SA-106 B		
66	Head	: SA516 Gr 70 N		Internal (Non-Removable)	: SA516 Gr.70 N		
67	Diameter	: -		Support & Pad	: SA516 Gr.70 N / SA283 Gr.C		
68	Nozzle Flange / Neck	: SA106 Gr B		Enforce. Pipe	: SA516 Gr.70		
69	Bolt & Nut Ext./ Int.	: SA193 Gr B7 / SA194 Gr 2H					
70	Body Flange / LWN Flange	: SA105N		Gasket	: Spiral Wound gasket (4 SS, Filler : Graphite Filled		
71	Painting	: As per Specification for Painting & Coating no. RKDS-J-SI-PP-SP-005		IR & OR : SS 316., [4-5]			
72	Insulation	☐ No ■ Hot ☐ Cold ☐ PP TIA 50 mm (Calcium Silicate) No RKDS-J-SI-PP-SP-006					
73	FireProof	☐ Yes ☐ No					
74	**ACCESSORIES**						
75	■ Ladder & Platform Clips	■ Pipe Support Clips		☐ Top Deck	☐ Corrosion Pad	■	
76	■ Internal Ladder (Shell, Head)	☐ Jig Plate for Anchoring		☐ Trailing Lugs	☐ Sliding Plate	■ Name Plate	
77	■ Insulation Support	☐ Fire Proof Clips		■ Non-Lubricant Sliding Plate	■ Vortex Breaker	■ Deck Manhole	
78	■ Lifting Lug/Trunnion	■ Anchor Bolts					

1	Inlet Header (Removable)	Type	PIPE	Size 6" Sch. STD	Anodes	Quantity
2	Oil Distributor (Removable)	Type	DEFLECTOR	Size 6"x12" Sch. STD	Water Collector	Type
3	Oil Collector (Removable)	Type	PIPE	Size 6" Sch. STD	Division Water Heater	
4	Vortex Breakers (Fixed)	Quantity	3	Type GRATING Dia. 2"	Electrode Plates	Type CARBON STEEL
5	Wave Baffles	Quantity	-		Electrode Rails	Type STD-1201 SINGLE RAIL
6	End Baffles	Quantity	-		Grid Hangers	Type HTA 2002
7	Sand Jets (Removable)	Quantity	2	Legs 2 Size 2" Sch STD	Entrance Bushings	Type EBE-1500
8	Sand Troughs	Type	None		Bushing Housings	Type 6" BOOT
9	Spray Nozzles	Type	VEE JET		Internal Bolting & Clamps	Matl. STAINLESS STEEL
10	Interface Drains (Removable)	Quantity	1	HEADER PIPE Size 2" Sch.STD		



NOZZLE SCHEDULE						
Mark	QTY	SIZE	Rating	FACING	SERVICE	REMARK
N1	1	10"	300#	WNRF	CRUDE INLET	
N2	1	10"	300#	WNRF	CRUDE OUTLET	
N3	1	8"	300#	WNRF	PRESSURE RELIEF	
N4	1	2"	300#	HW/NRF	TEMPERATURE GAUGE	
N5	1	4"	300#	HW/NRF	SAFETY FLOAT SWITCH	
N6A/C/O	3	2"	300#	HW/NRF	EFF. EMENT WATER OUTLET	
N6B	1	3"	300#	HW/NRF	INTERFACE DRAIN HEADER	
N7A-E	5	1"	300#	HW/NRF	SAMPLE	
N8	1	24"	300#	WNRF	MANWAY	C/W BLIND FLANGE & HINGE
N10	1	4"	300#	HW/NRF	PUMP OUT DRAIN	
N12	1	2"	300#	HW/NRF	STEAM OUT	
N13	1	2"	300#	HW/NRF	VENT	
N15	1	24"	300#	WNRF	MANWAY	C/W BLIND FLANGE & HINGE
N16A/B	2	2"	300#	HW/NRF	SEDIMENT WASH INLET	
N17	1	3"	300#	HW/NRF	NITROGEN PURGE	
N21A/B	2	2"	300#	HW/NRF	INT. LEVEL TRANSMITTER TRIP	
N22A/B	2	6"	300#	WNRF	ENTRANCE BUSHING INLET	
N23A/B	2	2"	300#	HW/NRF	INT. LEVEL TRANSMITTER CONT.	

ESTIMATED VESSEL WEIGHT (kg)					
Lift Weight:	37,396	kg	Operating Weight:	TBC	
Empty Weight	37,396	kg	Hydrotest Weight	101,111	kg

GENERAL NOTES									
1	Shipping Dimensions & Weight.	Length	10.229	width	3,048	Height	3.659	EMTY Weight	37.393 Kg
2	Additional Testing Requirements:								
3	1.Minimum nominal thickness shall be 3/8" for carbon steel pressure vessel .								
4	2. Welds on internals shall have a minimum thickness of 1/8" excluding corrosion allowance.								
5	3. Flanges greater than 24" shall comply with ASME B16.47 series B.								
6	4. Horizontal vessel shall have one (1) grounding lug installed on each saddle.								
7	5. Minimum water temperature for hydrotesting shall be at least 45°F (7°C) but not warmer than 120°F (50°C) and at least 30°F (17°C) warmer than the minimum design metal temperature (MDMT). The minimum hold time shall be 30 minutes.								
8	6.The correct angle between the saddle and vessel shall be a minimum of 120°. The minimum size of anchor bolts shall be ¾ in diameter. Bolt holes shall be 1/8" larger in diameter than the bolts (1/4" larger in diameter for vessels if mounted on concrete).								
9	7.Reinforcement pads, when required, shall have a minimum width of 2 . Reinforcement pads on nozzles 10" diameter and smaller shall have one (1) 1/4" NPT tellale hole; larger nozzle pads shall have two (2) 1/4" NPT tellale holes 180° apart.								
10	8.Reinforcing pads and clips should be located a minimum of 2" from the edge of vessel's longitudinal and circumferential seam welds. However when unavoidable, the seam weld shall be ground flush and 100% radiographed to a minimum of 5" beyond each side of the attachment prior to covering the joint.								
11	9. Specification for pressure vessel R4D5-J-31-ME-SP-001								
12	10. The nozzle numbers are maintained as in the existing 1st stage vessel to make it similar.								
13	11. All removable internals shall be designed to pass through existing manway.								

Lampiran B2. *Weight detail*

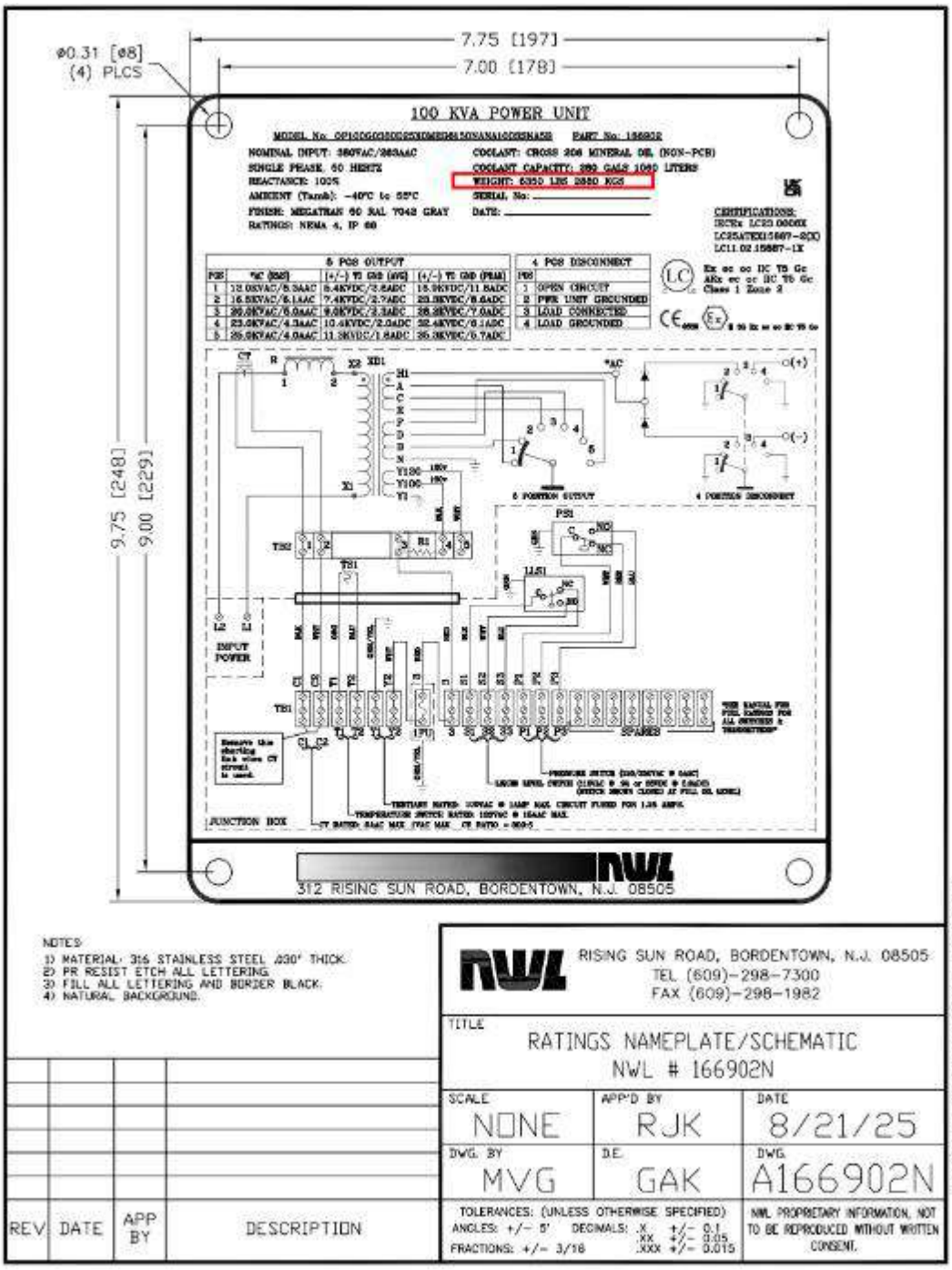
Weight Summary

```
Fabricated Wt.  - Bare Weight W/O Removable Internals      37656.7  kg
Shop Test Wt.   - Fabricated Weight + Water ( Full )      101371.1  kg
Shipping Wt.    - Fab. Wt + Rem. Intls.+ Shipping App.     38926.0  kg
Erected  Wt.    - Fab. Wt + Rem. Intls.+ Insul. (etc)      38926.0  kg
Ope. Wt. no Liq - Fab. Wt + Intls. + Details + Wghts.      38926.0  kg
Operating Wt.   - Empty Wt + Operating Liq. Uncorroded     102640.4  kg
Oper. Wt. + CA  - Corr Wt. + Operating Liquid               97862.7  kg
Field Test Wt.  - Empty Weight + Water (Full)              102640.4  kg
```

Total Weight of Each Detail Type

```
Total Weight of Saddles                          1364.5
Total Weight of Liquid                          63714.4
Total Weight of Insulation                       1269.3
Total Weight of Nozzles                          3139.6
-------------------------------------------------------------------
Sum of the Detail Weights                       69487.8  kg
```

DESIGN DATA				
CODE REFERENCE			ASME SECT.VIII, DIV.1, LATEST EDITION	
FLUID			CRUDE OIL	
OPERATING PRESS./TEMP.			22–28 @ TOP Kg/cm2G AT 130 °C	
DESIGN PRESS./TEMP.			30 Kg/cm2G AT 175 °C	
OPERATING CONDITION			DESIGN CONDITION	
LIQUID DENSITY	872 Kg/cm2G		HYDROSTATIC TEST POSITION	HORIZONTAL
TOTAL VOLUME	63.75 m3		INSIDE DIAMETER	3048
NORMAL LIQUID HOLD–UP	– m3		T.L–T.L LENGTH	7720
CONTROL RANGE REQUIRED			VACUUM CONDITION	0.53 Kg/cm2G @121 °C
WEIGHT	ERECTION	38926 Kg	M.D.M.T	30 °C
	EMPTY	38926 Kg	TEST PRESS. HYDRO./PNEUMATIC	47.5 Kg/cm²
	OPERATING	93898 Kg	INSULATION	YES/50mm (HOT) CALCIUM CILICATE
	HYDROTEST	102640 Kg	ASME STAMP	YES
M.A.W.P CORRODED		31.035 Kg/cm² LIMITED BY HEAD	CORROSION ALLOWANCE	6mm
P.W.H.T		YES	RADIOGRAPHY	RT–1
U–STAMP		YES		



NOTES:
1) MATERIAL: 316 STAINLESS STEEL .030" THICK.
2) PR RESIST ETCH ALL LETTERING.
3) FILL ALL LETTERING AND BORDER BLACK.
4) NATURAL BACKGROUND.

REV	DATE	APP BY	DESCRIPTION

RISING SUN ROAD, BORDENTOWN, N.J. 08505
TEL (609)-298-7300
FAX (609)-298-1982

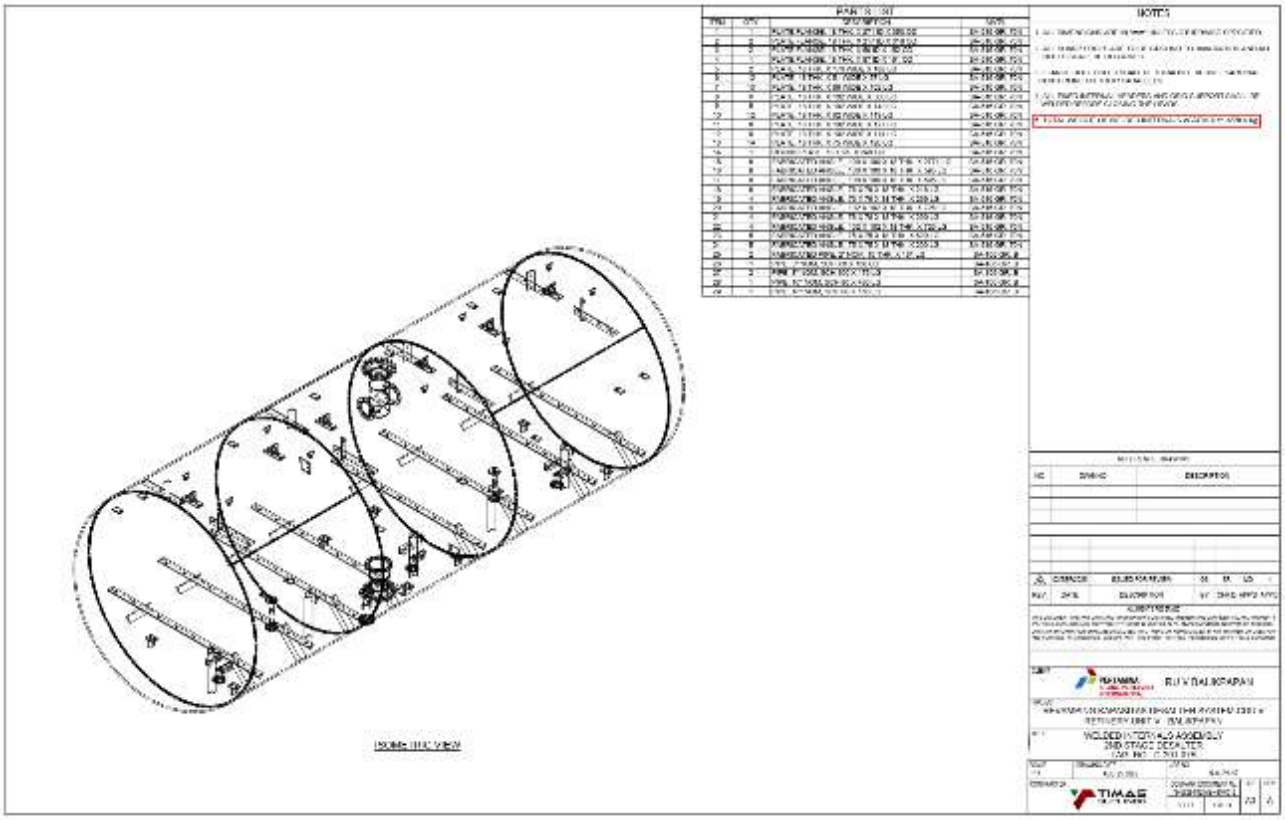
TITLE: RATINGS NAMEPLATE/SCHEMATIC
NWL # 166902N

SCALE	APP'D BY	DATE
NONE	RJK	8/21/25
DWG. BY: MVG	D.E.: GAK	DWG.: A166902N

TOLERANCES: (UNLESS OTHERWISE SPECIFIED)
ANGLES: +/- 5' DECIMALS: .X +/- 0.1, .XX +/- 0.05, .XXX +/- 0.015
FRACTIONS: +/- 3/16

NWL PROPRIETARY INFORMATION, NOT TO BE REPRODUCED WITHOUT WRITTEN CONSENT.

FILENAME=H:\PROJECTS\ACADMAG\DP\NMPLTS.dwg



Lampiran B3. Material Properties

Table 1A (Cont'd)
Section I; Section III, Division 1, 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	Carbon steel	Castings	SA-352	LCB	J03003	...	...	1	1
	2	Carbon steel	Plate	SA-515	65	K02800	...	...	1	1
	3	Carbon steel	Plate	SA-516	65	K02403	...	...	1	1
	4	Carbon steel	Wld. pipe	SA-671	CB65	K02800	...	...	1	1
	5	Carbon steel	Wld. pipe	SA-671	CC65	K02403	...	...	1	1
	6	Carbon steel	Wld. pipe	SA-672	B65	K02800	...	...	1	1
	7	Carbon steel	Wld. pipe	SA-672	C65	K02403	...	...	1	1
	8	Carbon steel	Sheet	SA-414	E	K02704	...	...	1	1
	9	Carbon steel	Plate	SA-662	B	K02203	...	...	1	1
	10	Carbon steel	Plate	SA-537	...	K12437	1	$2\frac{1}{2} < t \le 4$	1	2
	11	Carbon steel	Wld. pipe	SA-691	CMSH-70	K12437	...	$2\frac{1}{2} < t \le 4$	1	2
(21)	12	Carbon steel	Plate, sheet, bar	SA-572	50	...	...	$t \le 4$	...	...
(21)	13	Carbon steel	Round bar	SA-572	50	...	...	$t \le 11$	...	...
(21)	14	Carbon steel	Sheet, strip	SA-1011	50	SS	...	$t \le 0.23$	...	...
(21)	15	Carbon steel	Sheet, strip	SA-1011	50	HSLAS	1	...	...	...
(21)	16	Carbon steel	Sheet, strip	SA-1011	55	HSLAS	2	...	...	...
	17	Carbon steel	Plate, bar	SA/CSA-G40.21	44W	...	...	$t \le 8$	1	1
	18	Carbon steel	Plate, bar	SA/CSA-G40.21	50W	...	...	$t \le 6$	1	1
	19	Carbon steel	Plate	SA/AS 1548	PT460N	...	Normalized	≤6	1	1
	20	Carbon steel	Plate	SA/AS 1548	PT460NR	...	Norm. rld.	≤6	1	1
	21	Carbon steel	Forgings	SA/EN 10222-2	P280GH	...	NT or QT	$1.4 < t \le 6.3$	1	1
	22	Carbon steel	Plate	SA/EN 10028-2	P295GH	...	...	$2\frac{1}{4} < t \le 4$	1	1
	23	Carbon steel	Plate	SA/EN 10028-2	P295GH	...	...	$\le 2\frac{1}{4}$	1	1
	24	Carbon steel	Forgings	SA/EN 10222-2	P280GH	...	Normalized	$t \le 1.4$	1	1
(21)	25	Carbon steel	Plate	SA/GB 713	Q345R	...	...	$6 < t \le 10$	1	2
	26	Carbon steel	Plate	SA/EN 10028-2	P355GH	...	...	$6 < t \le 10$	1	2
	27	Carbon steel	Plate	SA/GB 713	Q345R	...	...	$4 < t \le 6$	1	2
	28	Carbon steel	Plate	SA/EN 10028-2	P355GH	...	...	$4 < t \le 6$	1	2
	29	Carbon steel	Plate	SA-455	...	K03300	...	$0.58 < t \le \frac{3}{4}$	1	2
	30	Carbon steel	Bar	SA-675	70	...	...	...	1	2
	31	Carbon steel	Forgings	SA-105	...	K03504	...	...	1	2
	32	Carbon steel	Forgings	SA-181	...	K03502	70	...	1	2
	33	Carbon steel	Castings	SA-216	WCB	J03002	...	...	1	2
	34	Carbon steel	Forgings	SA-266	2	K03506	...	...	1	2
	35	Carbon steel	Forgings	SA-266	4	K03017	...	...	1	2
	36	Carbon steel	Forgings	SA-350	LF2	K03011	1	...	1	2
	37	Carbon steel	Forgings	SA-350	LF2	K03011	2	...	1	2
	38	Carbon steel	Forgings	SA-508	1	K13502	...	...	1	2
	39	Carbon steel	Forgings	SA-508	1A	K13502	...	...	1	2
	40	Carbon steel	Forgings	SA-541	1	K03506	...	...	1	2
	41	Carbon steel	Forgings	SA-541	1A	K03020	...	...	1	2
	42	Carbon steel	Cast pipe	SA-660	WCB	J03003	...	...	1	2
	43	Carbon steel	Forgings	SA-765	II	K03047	...	...	1	2
	44	Carbon steel	Plate	SA-515	70	K03101	...	...	1	2
	45	Carbon steel	Plate	SA-516	70	K02700	...	...	1	2

Table 1A (Cont'd)
Section I; Section III, Division 1, 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.	Min. Tensile Strength, ksi	Min. Yield Strength, ksi	Applicability and Max. Temperature Limits (NP = Not Permitted) (SPT = Supports Only) I	III	VIII-1	XII	External Pressure Chart No.	Notes
1	65	35	NP	700	650	650	CS-2	G1, G17
2	65	35	1000	700	1000	650	CS-2	G10, S1, T2
3	65	35	850	700	1000	650	CS-2	G10, S1, T2
4	65	35	NP	700	NP	NP	CS-2	S6, W10, W12
5	65	35	NP	700	NP	NP	CS-2	S6, W10, W12
6	65	35	NP	700	NP	NP	CS-2	S6, W10, W12
7	65	35	NP	700	NP	NP	CS-2	S6, W10, W12
8	65	38	NP	NP	900	650	CS-2	G10, T1
9	65	40	NP	NP	700	650	CS-2	T1
10	65	45	NP	700	650	650	CS-2	T1
11	65	45	NP	700	NP	NP	CS-2	G26, T1, W10, W12
12	65	50	NP	NP	600	600	CS-3	...
13	65	50	NP	NP	600	600	CS-3	...
14	65	50	NP	NP	600	600	CS-3	...
15	65	50	NP	NP	600	600	CS-3	...
16	65	55	NP	NP	600	600	CS-3	...
17	65	...	650	NP	650	650	CS-2	G18
18	65	...	650	NP	650	650	CS-2	G18
19	66.5	...	1000	NP	1000	NP	CS-2	G10, G18, S1, T1
20	66.5	...	1000	NP	1000	NP	CS-2	G10, G18, S1, T1
21	66.5	37	1000	NP	1000	NP	CS-2	G10, S1, T2
22	66.5	37.5	850	NP	1000	NP	CS-2	G10, S1, T1
23	66.5	...	850	NP	1000	650	CS-2	G10, G18, S1, T1
24	66.5	40.5	1000	NP	1000	NP	CS-2	G10, S1, T2
25	68	38.5	800	NP	800	NP	CS-2	T1
26	68	40.5	850	NP	1000	NP	CS-2	G10, S1, T1
27	69.5	41.5	800	NP	800	NP	CS-2	T1
28	69.5	43	850	NP	1000	NP	CS-2	G10, S1, T1
29	70	35	NP	400 (Cl. 3 only)	650	650	CS-2	...
30	70	35	850	650 (Cl. 3 only)	1000	650	CS-2	G10, G15, G22, S1, T2
31	70	36	1000	700	1000	650	CS-2	G10, S1, T2
32	70	36	1000	700	1000	650	CS-2	G10, S1, T2
33	70	36	1000	700	1000	650	CS-2	G1, G10, G17, S1, T2
34	70	36	1000	700	1000	650	CS-2	G10, S1, T2
35	70	36	NP	NP	1000	650	CS-2	G10, T2
36	70	36	850	700	1000	650	CS-2	G10, T2
37	70	36	850	700	1000	650	CS-2	G10, T2
38	70	36	NP	700	1000	650	CS-2	G10, T2
39	70	36	NP	700	1000	650	CS-2	G10, T2
40	70	36	NP	700	1000	650	CS-2	G10, T2
41	70	36	NP	700	1000	650	CS-2	G10, T2
42	70	36	1000	700	NP	NP	CS-2	G1, G10, G17, S1, T2
43	70	36	NP	NP	1000	650	CS-2	G10, T2
44	70	38	1000	700	1000	650	CS-2	G10, S1, T2
45	70	38	850	700	1000	650	CS-2	G10, S1, T2

Table 1A (Cont'd)
Section I; Section III, Division 1, 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	Maximum Allowable Stress, ksi (Multiply by 1000 to Obtain psi), for Metal Temperature, °F, Not Exceeding													
No.	100	150	200	250	300	400	500	600	650	700	750	800	850	900
1	18.6	18.6	18.6	...	18.6	18.6	18.6	17.9	17.3	16.7	...	...	...	...
2	18.6	18.6	18.6	...	18.6	18.6	18.6	17.9	17.3	16.7	*13.9*	*11.4*	*8.7*	*5.9*
3	18.6	18.6	18.6	...	18.6	18.6	18.6	17.9	17.3	16.7	*13.9*	*11.4*	*8.7*	*5.9*
4	18.6	...	18.6	...	18.6	18.6	18.6	17.9	17.3	16.7	...	...	...	...
5	18.6	...	18.6	...	18.6	18.6	18.6	17.9	17.3	16.7	...	...	...	...
6	18.6	...	18.6	...	18.6	18.6	18.6	17.9	17.3	16.7	...	...	...	...
7	18.6	...	18.6	...	18.6	18.6	18.6	17.9	17.3	16.7	...	...	...	...
8	18.6	18.6	18.6	...	18.6	18.6	18.6	18.6	18.6	*16.9*	*13.9*	*11.4*	*8.7*	*5.9*
9	18.6	18.6	18.6	...	18.6	18.6	18.6	18.6	18.6	*16.9*	...	...	...	...
10	18.6	...	18.6	...	18.6	18.6	18.6	18.6	18.6	*16.9*	...	...	...	...
11	18.6	...	18.6	...	18.6	18.6	18.6	18.6	18.6	*16.9*	...	...	...	...
12	18.6	18.6	18.6	18.6	18.6	18.6	18.6	18.6	...	...	...	...	...	...
13	18.6	18.6	18.6	18.6	18.6	18.6	18.6	18.6	...	...	...	...	...	...
14	18.6	18.6	18.6	18.6	18.6	18.6	18.6	18.6	...	...	...	...	...	...
15	18.6	18.6	18.6	18.6	18.6	18.6	18.6	18.6	...	...	...	...	...	...
16	18.6	18.6	18.6	18.6	18.6	18.6	18.6	18.6	...	...	...	...	...	...
17	18.6	...	18.6	...	18.6	18.6	18.6	18.6	18.6	...	...	...	...	...
18	18.6	...	18.6	...	18.6	18.6	18.6	18.6	18.6	...	...	...	...	...
19	19.0	19.0	19.0	19.0	19.0	19.0	19.0	19.0	19.0	*16.9*	*13.9*	*11.4*	*8.7*	*5.9*
20	19.0	19.0	19.0	19.0	19.0	19.0	19.0	19.0	19.0	*16.9*	*13.9*	*11.4*	*8.7*	*5.9*
21	19.1	...	19.1	...	19.1	19.1	19.1	18.8	18.1	17.5	*14.8*	*12.0*	*9.3*	6.7
22	19.0	19.0	19.0	19.0	19.0	19.0	19.0	19.0	18.5	*16.7*	*13.9*	*11.4*	*8.7*	*5.9*
23	19.0	19.0	19.0	19.0	19.0	19.0	19.0	19.0	19.0	*16.7*	*13.9*	*11.4*	*8.7*	*5.9*
24	19.1	...	19.1	...	19.1	19.1	19.1	19.1	19.1	19.1	*14.8*	*12.0*	*9.3*	6.7
25	19.5	...	19.5	...	19.5	19.5	19.5	19.5	19.0	*18.3*	*14.8*	*12.0*	...	...
26	19.5	19.5	19.5	19.5	19.5	19.5	19.5	19.5	19.5	*18.3*	*14.8*	*12.0*	*9.3*	6.7
27	19.9	...	19.9	...	19.9	19.9	19.9	19.9	19.9	*18.3*	*14.8*	*12.0*	...	...
28	19.9	19.9	19.9	19.9	19.9	19.9	19.9	19.9	19.9	*18.3*	*14.8*	*12.0*	*9.3*	6.7
29	20.0	20.0	20.0	...	20.0	19.9	19.0	17.9	17.3	...	...	...	...	...
30	20.0	20.0	20.0	...	20.0	19.9	19.0	17.9	17.3	16.7	*14.8*	*12.0*	*9.3*	6.7
31	20.0	20.0	20.0	...	20.0	20.0	19.6	18.4	17.8	17.2	*14.8*	*12.0*	*9.3*	6.7
32	20.0	20.0	20.0	...	20.0	20.0	19.6	18.4	17.8	17.2	*14.8*	*12.0*	*9.3*	6.7
33	20.0	20.0	20.0	...	20.0	20.0	19.6	18.4	17.8	17.2	*14.8*	*12.0*	*9.3*	6.7
34	20.0	...	20.0	...	20.0	20.0	19.6	18.4	17.8	17.2	*14.8*	*12.0*	*9.3*	6.7
35	20.0	20.0	20.0	...	20.0	20.0	19.6	18.4	17.8	17.2	*14.8*	*12.0*	*9.3*	6.7
36	20.0	20.0	20.0	...	20.0	20.0	19.6	18.4	17.8	17.2	*14.8*	*12.0*	*9.3*	6.7
37	20.0	20.0	20.0	...	20.0	20.0	19.6	18.4	17.8	17.2	*14.8*	*12.0*	*9.3*	6.7
38	20.0	20.0	20.0	...	20.0	20.0	19.6	18.4	17.8	17.2	*14.8*	*12.0*	*9.3*	6.7
39	20.0	20.0	20.0	...	20.0	20.0	19.6	18.4	17.8	17.2	*14.8*	*12.0*	*9.3*	6.7
40	20.0	20.0	20.0	...	20.0	20.0	19.6	18.4	17.8	17.2	*14.8*	*12.0*	*9.3*	6.7
41	20.0	20.0	20.0	...	20.0	20.0	19.6	18.4	17.8	17.2	*14.8*	*12.0*	*9.3*	6.7
42	20.0	...	20.0	...	20.0	20.0	19.6	18.4	17.8	17.2	*14.8*	*12.0*	*9.3*	6.7
43	20.0	20.0	20.0	...	20.0	20.0	19.6	18.4	17.8	17.2	*14.8*	*12.0*	*9.3*	6.7
44	20.0	20.0	20.0	...	20.0	20.0	20.0	19.4	18.8	18.1	*14.8*	*12.0*	*9.3*	6.7
45	20.0	20.0	20.0	...	20.0	20.0	20.0	19.4	18.8	18.1	*14.8*	*12.0*	*9.3*	6.7

(23)

Table TM-1
Moduli of Elasticity *E* of Ferrous Materials for Given Temperatures

Materials	Modulus of Elasticity E – Value Given $\times 10^3$ MPa, for Temperature, °C, of																
	−200	−125	−75	25	100	150	200	250	300	350	400	450	500	550	600	650	700
Carbon steels with $C \leq 0.30\%$	216	212	209	202	198	195	192	189	185	179	171	162	151	137	..	..	..
Carbon steels with $C > 0.30\%$	213	211	207	201	197	194	191	188	183	176	170	161	149	136	121	..	..
Ductile cast iron	..	..	165	161	155	151	147	142	138	134	..	..	..	..	..	..	..
Material Group A [Note (1)]	214	210	207	200	196	193	190	187	183	177	170	160	149	135	121	..	..
Material Group B [Note (2)]	206	200	197	191	187	184	181	178	174	171	167	163	158	153	147	141	133
Material Group C [Note (3)]	218	213	210	204	200	197	193	190	186	183	179	174	169	164	157	150	142
Material Group D [Note (4)]	225	220	217	210	206	202	199	196	192	188	184	180	175	169	162	155	146
Material Group E [Note (5)]	220	222	220	213	208	205	201	198	195	191	187	183	179	174	168	161	153
Material Group F [Note (6)]	215	212	210	201	195	192	189	186	182	178	173	166	157	145	131	..	..
Material Group G [Note (7)]	209	204	201	195	189	186	183	179	176	172	169	165	160	156	151	146	140
Material Group H [Note (8)]	..	..	209	200	194	192	186	183	180	177	174	172	..	..	..	..	..
Material Group I [Note (9)]	192	187	184	178	173	170	167	163	160	157	154	151	148	145	142	139	135
Material Group J [Note (10)]	214	206	205	197	191	187	184	180	176	172	169	166	161	157	..	..	..
S15800 [Note (11)]	217	213	211	202	197	194	191	186	182	179	175	171	..	..	..	..	..
S15500 [Note (12)]	210	206	203	196	191	188	184	181	177	173	169	166	..	..	..	..	..
S45000 [Note (13)]	218	213	210	203	198	194	191	187	183	179	175	171	..	..	..	..	..
S17400 [Note (14)]	210	206	203	196	191	188	184	181	177	173	169	166	..	..	..	..	..
S17700 [Note (15)]	218	213	210	203	198	194	191	187	183	179	175	171	..	..	..	..	..
S66286 [Note (16)]	214	211	208	201	196	192	189	185	181	178	174	169	..	..	..	..	..

NOTES:

(1) Material Group A consists of the following carbon-molybdenum and manganese steels:

C–½Mo	Mn–½Mo–½Ni
C–½Mo	Mn–½Mo–½Ni
Mn–½Mo	Mn–½Ni–V
Mn–½Mo	Mn–V

(2) Material Group B consists of the following Ni steels:

½Cr–½Ni–Cu	¾Ni–½Mo–Cr–V
½Cr–¾Ni–Cu–Al	¾Ni–1Mo–¾Cr
½Ni–½Cr–½Mo–V	1¼–½Cr–½Mo
¾Ni–½Mo–V	1¾Ni–¾Cr–¼Mo
¾Ni–½Cr–½Mo–V	1¾Ni–¾Cr–½Mo
¾Ni–½Cr–Mo	2¼–1Cr–¼Mo–V
¾Ni–½Mo–¾Cr–V	2¼–1Cr

(23)

ASME BPVC.II.D.M-2023

Table 5A (Cont'd)
Section VIII, Division 2, Class 2
Maximum Allowable Stress Values, *S*, for Ferrous Materials

Line No.	Nominal Composition	Product Form	Spec. No.	Type/Grade	Alloy Desig./ UNS No.	Class/ Condition/ Temper	Size/ Thickness, mm	P-No.	Group No.
1	Carbon steel	Castings	SA-216	WCB	J03002	...	...	1	2
2	Carbon steel	Forgings	SA-266	2	K03506	...	...	1	2
3	Carbon steel	Forgings	SA-266	4	K03017	...	...	1	2
4	Carbon steel	Forgings	SA-350	LF2	K03011	...	...	1	2
5	Carbon steel	Forgings	SA-508	1	K13502	...	...	1	2
6	Carbon steel	Forgings	SA-508	1A	K13502	...	...	1	2
7	Carbon steel	Forgings	SA-541	1	K03506	...	...	1	2
8	Carbon steel	Forgings	SA-541	1A	K03020	...	...	1	2
9	Carbon steel	Forgings	SA-765	II	K03047	...	...	1	2
10	Carbon steel	Plate	SA-515	70	K03101	...	...	1	2
11	Carbon steel	Plate	SA-516	70	K02700	...	...	1	2

Table 5A (Cont'd)
Section VIII, Division 2, Class 2
Maximum Allowable Stress Values, *S*, for Ferrous Materials

Line No.	Min. Tensile Strength, MPa	Min. Yield Strength, MPa	Maximum Use Temperature, °C	External Pressure Chart No.	Notes
1	485	250	538	CS-2	G13, T3
2	485	250	538	CS-2	G13, T3
3	485	250	538	CS-2	G13, T3
4	485	250	538	CS-2	G13, T2
5	485	250	538	CS-2	G13, T3
6	485	250	538	CS-2	G13, T3
7	485	250	538	CS-2	G13, T3
8	485	250	538	CS-2	G13, T3
9	485	250	538	CS-2	G13, T3
10	485	260	538	CS-2	G13, T2
11	485	260	538	CS-2	G13, T2

Table 5A (Cont'd)
Section VIII, Division 2, Class 2
Maximum Allowable Stress Values, *S*, for Ferrous Materials

	Maximum Allowable Stress, MPa (Multiply by 1000 to Obtain kPa), for Metal Temperature,°C, Not Exceeding																	
Line No.	40	65	100	125	150	175	200	225	250	275	300	325	350	375	400	425	450	475
1	165	156	151	148	146	144	142	139	136	133	129	125	122	118	*101*	*83.8*	*66.8*	*50.3*
2	165	156	151	148	146	144	142	139	136	133	129	125	122	118	*101*	*83.8*	*66.8*	*50.3*
3	165	156	151	148	146	144	142	139	136	133	129	125	122	118	*101*	*83.8*	*66.8*	*50.3*
4	165	156	151	148	146	144	142	139	136	133	129	125	122	*113*	*95.1*	*79.5*	*62.6*	*45.0*
5	165	156	151	148	146	144	142	139	136	133	129	125	122	118	*101*	*83.8*	*66.8*	*50.3*
6	165	156	151	148	146	144	142	139	136	133	129	125	122	118	*101*	*83.8*	*66.8*	*50.3*
7	165	156	151	148	146	144	142	139	136	133	129	125	122	118	*101*	*83.8*	*66.8*	*50.3*
8	165	156	151	148	146	144	142	139	136	133	129	125	122	118	*101*	*83.8*	*66.8*	*50.3*
9	165	156	151	148	146	144	142	139	136	133	129	125	122	118	*101*	*83.8*	*66.8*	*50.3*
10	175	164	159	157	154	152	150	147	144	140	136	132	128	*122*	*101*	*83.8*	*66.8*	*50.3*
11	175	164	159	157	154	152	150	147	144	140	136	132	128	*122*	*101*	*83.8*	*66.8*	*50.3*

LAMPIRAN C
PERHITUNGAN MANUAL

Lampiran C1. *MAWP*

Internal Pressure based on Internal Diameter (ASME Sec VIII Div 1 Appendix 1-4 [c])

For Ellipsoidal 2:1 Head

thickness

$$t = \frac{P \times D \times K}{2 \times S \times E - 0{,}2 \times P}$$

$$K = \frac{1}{6}\left[2 + \left(\frac{D}{2H}\right)^2\right] \qquad H=D/4$$

K = 1.00

P = Pd

P = 2.97

$$t = \frac{2.97 \;\; 3048 \;\; 1.00}{276 \;\; - \;\; 0.594}$$

t = 32.8699 mm

tc = 38.8699 mm

The used thickness (T_used) is taken as the nominal shell thickness minus corrosion allowance, representing the effective thickness resisting the applied loads

plate yang dipakai = 40 mm

MAWP Pnew $= \frac{2 \times S \times E \times t_c}{K \times D + 0.2 \times t_c}$

$$Pnew = \frac{2 \;\; x \;\; 138.0 \;\; x \;\; 1 \;\; x \;\; 38.9}{1.00 \;\; x \;\; 3048 \;\; x \;\; 0.2 \;\; x \;\; 38.9}$$

Pnew = 3.511 Mpa

MAWP Pcor $= \frac{2 \times S \times E \times t_c}{K \times D + 0.2 \times t_c}$

$$Pcor = \frac{2 \;\; x \;\; 138.0 \;\; x \;\; 1 \;\; x \;\; 32.9}{1.00 \;\; x \;\; 3048 \;\; x \;\; 0.2 \;\; x \;\; 32.9}$$

Pcor = 2.970 Mpa

For Cylindrical shell 1-2 (a)

thickness

$$t = \frac{P \times R_o}{SE + 0{,}4Pd}$$

$$t = \frac{2.97 \;\; x \;\; 1524}{138.0 \;\; 1 \;\; + \;\; 2.97}$$

t = 32.108 mm

tc = 38.11 mm

plate = 40 mm

MAWP:

$$Pnew = \frac{SE \times t_{used}}{R_o - 0{,}4t}$$

$$Pnew = \frac{138.0 \quad 1 \text{ x } \quad 38.11}{1524 \quad - \quad 16}$$

$$= 3.487 \text{ Mpa}$$

$$P = \frac{138.0 \quad 1 \text{ x } \quad 32.11}{1524 \quad - \quad 12.84}$$

$$= 2.932 \text{ Mpa}$$

UG-99 STANDARD HYDROSTATIC TEST

$$\text{Hydro Test} = 1{,}3 \times Dp \times \frac{S\,(Test\ Temperature)}{S\,(Design\ Temperature)}$$

$$= 4.455 \text{ Mpa}$$

Lampiran C2. MAEP

Eksternal Pressure (ASME Sec. VIII division 1)

Ug-28

For Cylindrical Shell

t_{corr} = 38.11 mm

L = 8228

Do = $ID + (t_{used} \times 2)$

= 3124.216

L/Do = $\frac{8228}{3124.21622}$

= 2.63362054

Do/t = $\frac{3124.216}{38.10811}$

= 81.98298

Faktor a = 0.0007 on figure G

Faktor b = 73.00 on figure CS-2

RIGHT SIDE

Pa = $\frac{4B}{3(\frac{Do}{t})}$

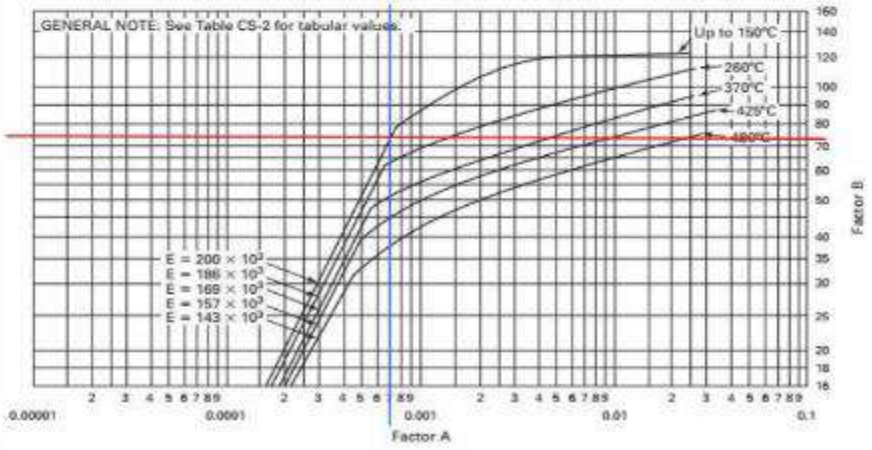
= 1.18723831 MPa

Pa > 0.103 MPa

Design Ok

t selection = 38.1 mm

Figure CS-2
Chart for Determining Shell Thickness of Components Under External Pressure Developed for Carbon or Low Alloy Steels With Specified Minimum Yield Strength 207 MPa and Higher



GENERAL NOTES:

(a) The external pressure charts do not account for reduction of buckling strength due to creep under long-term loads. The effect of creep on buckling shall be considered at temperatures for which allowable stresses are shown italicized in Tables 1A, 1B, 5A, and 5B, and in boldface in Tables 2A and 2B.

(b) The external pressure chart assigned for a particular material is obtained from Tables 1A, 1B, 2A, 2B, 5A, and 5B under the column for External Pressure Chart No. for that material and is mandatory, with the exception of Tables 5A and 5B.

External Pressure

For Ellipsoidal head 2:1

t_{used} = 40 mm

$t_{selection}$ = 40 mm

Do = $ID + (t_{used} \times 2)$

= 3125.74 mm

Ro = $0{,}9 \times Do$

= 2813.17 mm

Ro/t = $\frac{2813.17}{40}$

= 70.3291 mm

Faktor a = $\frac{0{,}125}{(\frac{R_o}{t})}$

= 0.00178

Faktor b = 104

RIGHT SIDE

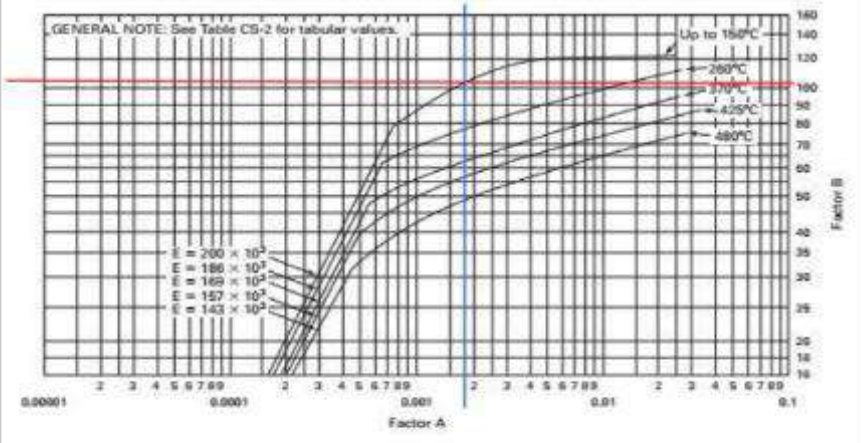
Pa = $\frac{B}{(\frac{R_o}{t})}$

= 1.47876 MPa

Pa > 0.103 MPa

Design Ok

Figure CS-2
Chart for Determining Shell Thickness of Components Under External Pressure Developed for Carbon or Low Alloy Steels With Specified Minimum Yield Strength 207 MPa and Higher



GENERAL NOTES:

(a) The external pressure charts do not account for reduction of buckling strength due to creep under long-term loads. The effect of creep on buckling shall be considered at temperatures for which allowable stresses are shown italicized in Tables 1A, 1B, 5A, and 5B, and in boldface in Tables 2A and 2B.

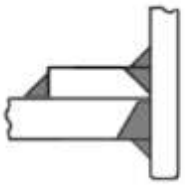
(b) The external pressure chart assigned for a particular material is obtained from Tables 1A, 1B, 2A, 2B, 5A, and 5B under the column for External Pressure Chart No. for that material and is mandatory, with the exception of Tables 5A and 5B.

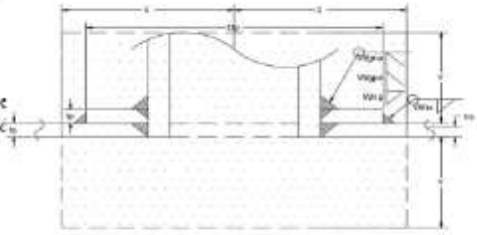
Lampiran C3. *Nozzle*

Lampiran C3
Opening nozzle N1, N2 (CRUDE INLET, OUTLET)
Design Nozzle

in to mm 25.4
mm to in 0.04

Material Nozzle	=	SA-106 GR. B				Rn	=	$\frac{Dsn}{2}$ +	CA
Temperature eksternal	=	175	°C						
Allow Stress Nozzle (Sn) (B31.3)	=	138	MPa	20000	psi		=	4.111	inch
Joint Eff Nozzle	=	1							
Nozzle Nominal Size	=	10	inch						
Class	=	#300				Hal 216			
Sch	=	160				Design of wear plate			
tn	=	1.13	inch	28.58	mm	Pad Material	=	SA-516 Gr 70N	
Dsn	=	7.75	inch	244.42		Allowable Str	=	20000	psi
DOn	=	10.00	inch	273	mm	Dp	=	19.69	inch
Flange	=	ANSI #300 WNRF				Thickness Pad	=	1.250	inch
En	=	1				Wp	=	0.94	inch
Out Proj (ho)	=	10.13	inch	257.175	mm	F	=	1	
In. Proj (h)	=	0.79	inch	20	mm	Nozzle and Pad (Wnp)	=	0.748	in
Cr	=	0.23622	inch			Fillet Weld Pad and Shell (Wpv)	=	0.9449	in
Fillet Weld Nozzle and Shell (Wnv)	=	0.945	inch			Groove Weld Nozzle and Shell (Wgnv)	=	1.625	in
Groove Weld Nozzle and Shell (Wgnv)	=	1.625	inch	41.275	mm	ad and Nozzle (Wgpn)	=	1	in





Wall Thickness Req

Shell

trcor = 1.34 inch 34.00 mm From Calc thickness re

tr = 1.26 inch 32.108 mm Internal Pressure based

Nozzle

$$trn = \frac{P \times Rn}{S.E - 0.6 \times P}$$

$$= \frac{431.099 \times 4.111}{20000 - 258.659}$$

= 0.090 inch

= 2.28 mm

Weld Strength Reduction Factor

Ratio 1 = min (1, Sn/Sv)

= min (1 20000 / 20000)

= 1.00000

Ratio 2 = min (1, Sn/Sv)

= min (1 20000 / 20000)

= 1.00000

Ratio 3 = min (fr2, fr4)

= min (1.00000 1.00000)

= 1.0000

Ratio 4 = min (1, Sp/Sv)

= min (1 20000 / 20000)

= 1.00000

Area of Reinforcement

Area Required (A)

A = IDncor. tr. F + (2 . tncor. tr. F. (1 - fr1))

= 8.222 x 1.34 x 1.0000 + (2 x 0.89 x 1.26 x 1.00 (0)

= 11.01 in² / 279.5 mm²

Area Available

Area Available in Shell (A1)

$$A1 = \max\left\{ \begin{array}{l} IDncor\,(E.\,tcor -) \\ 2\,(tcor + tncor)\,(E.\,tcor - F.\,tr) - 2.\,tncor\,(E.\,tcor - F.\,tr)\,(1 - fr1) \end{array} \right.$$

$$= \max\left\{ \begin{array}{l} 8.22 \times 0.074 - 1.78 \times 0.074 \times 0.00 \\ 3.98268 \times 0.074 - 1.78 \times 0.074 \times 0.00 \end{array} \right\}$$

$$= \max\left\{ \begin{array}{l} 0.61 \\ 0.297 \end{array} \right\}$$

= 0.612 in² / 15.55 mm²

Area Available in Nozzle Wall (A2)

$$A2 = \min\left\{ \begin{array}{l} 5\,(tncor - tm)\,fr1 \\ 5\,(tncor - tm)\,fr2\,.\,tncor \end{array} \right.$$

$$= \min\left\{ \begin{array}{l} (\,5\,(0.889 - 0.090)\,1.00000 \times 1.10\,) \\ (\,5\,(0.889 - 0.090)\,1.00000 \times 0.889\,) \end{array} \right\}$$

$$= \min\left\{ \begin{array}{l} 4.40506 \\ 3.55237 \end{array} \right\}$$

= 3.552 in² / 90.23 mm²

Area Available in Inward Nozzle (A3)

$$A3 = \min\left\{ \begin{array}{l} 5.\,tcor.\,ti.\,fr2 \\ 5.\,ti.\,ti.\,fr2 \\ 5.\,h.\,ti.\,fr2 \end{array} \right.$$

$$A3 = \min\left\{ \begin{array}{l} 5 \times 1.10 \times 1.035 \times 1.00000 \\ 5 \times 1.035 \times 1.035 \times 1.00000 \\ 5 \times 0.79 \times 1.035 \times 1.00000 \end{array} \right.$$

$$A3 = \min\left\{ \begin{array}{l} 5.70706 \\ 5.36051 \\ 4.07647 \end{array} \right\}$$

A3 = 4.076 in² / 103.5 mm²

A41 = fr3. Wnv^2

= 1.0000 x 0.893

= 0.89 in² / 22.68 mm²

Area Fillet Weld Inside (A42)

A42 = fr2. Wi^2

= 1.00000 x 0.000

= 0.000 in² / 0 mm²

So, A4 = A41 + A42

= 0.89 + 0

= 0.89 in² / 22.68 mm²

Total Area = A > A1 + A2 + A3 + A4

A > 0.612 3.552 4.076 0.89

11.005 > 9.134

Area not adequetely reinforced

Increased Area Reinforcement (A5)

A5 = Area Req (A) - Area Available (ΣA1:A4)

= 11.005 - 9.134

= 1.871 in² / 47.53 mm²

Limits for Reinforcement

Parallel to the Vessel (X)

X = max [IDncor , (Rn+tncor+tcor)]

= max [8.222] / [6.26 + 0.889 + 1.10]

= 8.26 in / 209.7 mm

Parallel to the Nozzle Wall (Y)

Y = min [(2.5×tcor) , (2.5×tncor)]

= min [2.75591] / [2.22244]

= 2.222 in / 56.45 mm

Limit Pad Requirement (<X , <Y)

X > (Ro + Wp)/2

8.26 > $\frac{5 + 0.94488}{2}$

8.26 > 2.9724412

Y > tp

2.222 > 1.250

Strength of Attachment N1

mm to in 0.03937

Load to be Carried by Welds

W = (A - A1) Sv
= (11.01 - 0.612378) 20000
= 207858.5 lb

Load to be Carried by Welds (a,c,e)

W1 = (A2 + 2. tncor. tcor) Sn
= (3.5524 + 1.959952) 20000
= 110246.4 lb

Reinforcing Pad Load

(dp - do) tp × Sn = (19.69 - 10.00) 1.25 x 20000
= 242126.4 lb

Stress Value of Welds

Fillet Weld Shear (Sf)

Sf = 0.49 Sv

= 9800 psi

Grove Weld Tension (Sg)

Sg = 0.74 Sv

= 14800 psi

Stress Value of Nozzle Wall Shear (Snw)

Snw = 0.5 Sn

= 10000 psi

Strength of Welds and Nozzle Neck

Fillet Weld Shear, Outward Nozzle Weld (a)

$$a = \frac{\pi\ do}{2} \times Wnp \times Sf$$

$$= \frac{3.14 \times 5.19}{2} \times 0.748 \times 9800$$

= 59712.03 lb

Nozzle Wall Shear (b)

$$b = \frac{\pi\ dm}{2} \times tncor \times Snw$$

$$= \frac{3.14 \times 4.06}{2} \times 0.889 \times 10000$$

= 56706.99 lb

Groove Weld Tension, Shell Groove Weld (c)

$$c = \frac{\pi\, do}{2} \times Wgnv \times Sg$$

$$= \frac{3.14 \times 5.188192}{2} \times 1.625 \times 14800$$

$$= 195898.4 \text{ lb}$$

Fillet Weld Shear, Element Pad Weld (d)

$$d = \frac{\pi\, dp}{2} \times Wpv \times Sf$$

$$= \frac{3.14 \times 19.69}{2} \times 0.9449 \times 9800$$

$$= 286180.5 \text{ lb}$$

Groove Weld Tension, Pad Groove Weld (e)

$$e = \frac{\pi\, do}{2} \times Wgpn \times Sg$$

$$= \frac{3.14 \times 5.188192}{2} \times 1 \times 14800$$

$$= 120552.9 \text{ lb}$$

Possible Path of Failure

Strength of Failure Path

Path 1 - 1 (Through b, d) = 56706.99 + 286180.5

= 342887.5 lb

Path 2 - 2 (Through c, d) = 195898.4 + 286180.5

= 482078.9 lb

Path 3-3 (Through a, c, e) = 59712.03 + 195898.4 + 120553

= 376163.4 lb

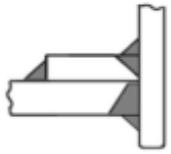
Summary of Failure Path

Path 1 - 1			**is stronger than weld load vessel**
342887.5	lb	>	207858.5 lb
Path 2-2			**is stronger than weld load vessel**
482078.9	lb	>	110246.4 lb
Path 3-3			**is stronger than weld load vessel**
376163.4	lb	>	242126.4
Element Pad Weld (d)			**is stronger than weld load reinforcing pad**
286180.5 lb		>	242126.4

Lampiran C3
Opening nozzle N3 (Pressure Relief)
Design Nozzle

in to mm 25.4
mm to in 0.03937

Material Nozzle	=	A-106 GR. B				Rn	=	Din / 2 + CA	
Temperature eksternal	=	175	°C						
Allow Stress Nozzle (Sn) (B31.3)	=	138	MPa	20000	psi		=	3.643	inch
Joint Eff Nozzle	=	1							
Nozzle Nominal Size	=	8	inch						
Class	=	#300							
Sch	=	160				Hal 216			
tn	=	0.91	inch	23.0124	25.4	Design of wear plate			
Din	=	6.81	inch			Pad Material	=	SA-516 Gr 70N	
DOn	=	8.63	inch	219.075		Allowable Stress pa	=	20000	psi
Flange	=	ANSI #300 WNRF				Dp	=	15.75	inch
En	=	1				Thickness Pad	=	1.207	inch
Out. Proj (ho)	=	10.13	inch	257.175	mm	Wp	=	0.94	inch
In. Proj (h)	=	0	inch			F	=	1	
Cr	=	0.23622	inch			Fillet Weld Nozzle and Pad (Wnp)	=	0.709	in
Fillet Weld Nozzle and Shell (Wnv)	=	0.945	inch			Fillet Weld Pad and Shell (Wpv)	=	0.945	in
Groove Weld Nozzle and Shell (Wgnv)	=	1.625	inch			Groove Weld Nozzle and Shell (Wgnv)	=	1.625	in
						Groove Weld Pad and Nozzle (Wgpn)	=	1.25	in



Wall Thickness Req

Shell

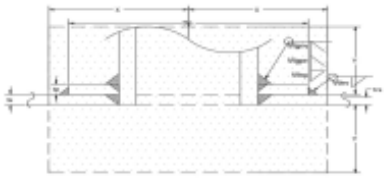
trcor	=	1.34	inch	34.00 mm
tr	=	1.26	inch	32.11 mm

Nozzle

$$trn = \frac{P \times Rn}{S.E - 0.6 \times P}$$

$$= \frac{431.099 \times 3.643}{20000 - 258.65948}$$

= 0.080 inch
= 2.02 mm



Weld Strength Reduction Factor

Ratio 1 = min (1, Sn/Sv)
= min (1 / 20000 / 20000)
= 1.00000

Ratio 2 = min (1, Sn/Sv)
= min (1 / 20000 / 20000)
= 1.00000

Ratio 3 = min (fr2, fr4)
= min (1.00000 / 1.00000)
= 1.0000

Ratio 4 = min (1, Sp/Sv)
= min (1 / 20000 / 20000)
= 1.00000

Area of Reinforcement

Area Required (A)

A = IDncor. tr. F + (2 . tncor. tr. F. (1 - fr1))

= 7.285 x 1.34 x 1.0000 + (2 x 0.67 x 1.26 x 1.00 (0.0)
= 9.75 in² / 247.6901 mm²

Area Available

Area Available in Shell (A1)

$$A1 = \max\left\{ \begin{array}{l} \left\{ \begin{array}{l} IDncor\,(\,E.\,tcor - F.\,tr\,) - 2\,.\,tncor\,(\,E.\,tcor - F.\,tr\,)\,(\,1 - fr1\,) \\ 2\,(\,tcor + tncor\,)(\,E.\,tcor - F.\,tr\,) - 2.\,tncor\,(\,E.\,tcor - F.\,tr\,)\,(\,1 - fr1\,) \end{array} \right\} \end{array} \right.$$

$$= \max\left\{ \begin{array}{l} 7.29 \times 0.074484 - 1.34 \times 0.074 \times 0.00 \\ 3.544287 \times 0.074484 - 1.34 \times 0.074 \times 0.00 \end{array} \right\}$$

$$= \max\left\{ \left\{ \begin{array}{l} 0.54 \\ 0.264 \end{array} \right\} \right.$$

$$= 0.543\ in^2 \qquad 13.78244$$

Area Available in Nozzle Wall (A2)

$$A2 = \min\left\{ \begin{array}{l} 5\,(\,tncor - tm\,)\,fr2\,.\,tcor \\ 5\,(\,tncor - tm\,)\,fr2\,.\,tncor \end{array} \right.$$

$$= \min\left\{ \begin{array}{l} (\quad 5\,(\quad 0.670 - 0.080\,)\quad 1.00000 \times 1.10 \\ (\quad 5\,(\quad 0.670 - 0.080\,)\quad 1.00000 \times 0.670 \end{array} \right.$$

$$= \min\left\{ \begin{array}{l} 3.2532538 \\ 1.9766298 \end{array} \right.$$

$$= 1.977\ in^2 \qquad 50.2064$$

Area Available in Inward Nozzle (A3)

$$A3 = \min\left\{ \begin{array}{l} 5.\,tcor.\,ti.\,fr2 \\ 5.\,ti.\,ti.\,fr2 \\ 5.\,h.\,ti.\,fr2 \end{array} \right.$$

$$A3 = 0\ in^2$$

Area Available of weld

Area Fillet Weld Nozzle and Shell (A41)

$$A41 = fr3.\,Wnv^2$$

$$= 1.0000 \times 0.893$$

$$= 0.89\ in^2 \qquad 22.67719$$

Area Fillet Weld Inside (A42)

$$A42 = fr2.\,Wi^2$$

$$= 0\ in^2$$

So, A4 $= A41 + A42$

$$= 0.89 + 0$$

$$= 0.89\ in^2 \qquad 22.67719$$

Total Area $= A > A1 + A2 + A3 + A4$

$$A > 0.543 \quad 1.977 \quad 0 \quad 0.89$$

$$9.752 > 3.412$$

Area not adequately reinforced

Increased Area Reinforcement (A5)

A5 = Area Req (A) - Area Available (ΣA1:A4)

= 9.752 - 3.412

= 6.340 in² 161.0241

Limits for Reinforcement Parallel to the Vessel (X)

X = max [IDncor , (Rn+tncor+tcor)]

$$= \max \begin{bmatrix} 7.285 \\ 5.58 + 0.670 + 1.10 \end{bmatrix}$$

= 7.35 in

Parallel to the Nozzle Wall (Y)

Y = min [(2.5×tcor) , (2.5×tncor)]

$$= \min \begin{bmatrix} 2.7559085 \\ 1.67445 \end{bmatrix}$$

= 1.674 in

Limit Pad Requirement (<X , <Y)

X > (Ro + Wp)/2

$$7.35 > \frac{4.3125 + 0.9448824}{2}$$

7.35 > 2.628691

Y > tp

1.674 > 1.207

Strength of Attachment

mm to in 0.03937

Load to be Carried by Welds

W = (A - A1) Sv

= (9.75 - 0.542616) 20000

= 184179 lb

Load to be Carried by Welds (a,c,e)

W1 = (A2 + 2. tncor. tcor) Sn

= (1.9766 + 1.476682) 20000

= 69066.2 lb

Reinforcing Pad Load

(dp - do) tp × Sn = (15.75 - 8.63) 1.21 x 20000

= 171907 lb

Stress Value of Welds

Fillet Weld Shear (Sf)

Sf = 0.49 Sv

= 9800 psi

Grove Weld Tension (Sg)

Sg = 0.74 Sv

= 14800 psi

Stress Value of Nozzle Wall Shear (Snw)

Snw = 0.5 Sn

= 10000 psi

Strength of Welds and Nozzle Neck

Fillet Weld Shear, Outward Nozzle Weld (a)

$$a = \frac{\pi\, do}{2} \times Wnp \times Sf$$

$$= \frac{3.14 \times 8.63}{2} \times 0.7087 \quad 9800$$

= 94042.4 lb

Nozzle Wall Shear (b)

$$b = \frac{\pi\, dm}{2} \times tncor \times Snw$$

$$= \frac{3.14 \times 7.72}{2} \times 0.6698 \quad 10000$$

= 81169.5 lb

Groove Weld Tension, Shell Groove Weld (c)

$$c = \frac{\pi\, do}{2} \times Wgnv \times Sg$$

$$= \frac{3.14}{2} \times 8.625 \times 1.625 \times 14800$$

$$= 325667 \text{ lb}$$

Fillet Weld Shear, Element Pad Weld (d)

$$d = \frac{\pi\, dp}{2} \times Wpv \times Sf$$

$$= \frac{3.14}{2} \times 15.75 \times 0.9449 \times 9800$$

$$= 228944 \text{ lb}$$

Groove Weld Tension, Pad Groove Weld (e)

$$e = \frac{\pi\, do}{2} \times Wgpn \times Sg$$

$$= \frac{3.14}{2} \times 8.625 \times 1.25 \times 14800$$

$$= 250513 \text{ lb}$$

Possible Path of Failure

Strength of Failure Path

Path 1 - 1 (Through b, d) = 81169.5 + 228944

= 310114 lb

Path 2 - 2 (Through c, d) = 325667 + 228944

= 554612 lb

Path 3-3 (Through a, c, e) = 94042.4 + 325667 + 250513

= 670223 lb

Summary of Failure Path

Path 1 - 1 **is stronger than weld load vessel**

310113.9 lb > 184179 lb

Path 2-2 **is stronger than weld load vessel**

554611.6 lb > 69066.2 lb

Path 3-3 **is stronger than weld load vessel**

670222.9 lb > 171907

Element Pad Weld (d) **is stronger than weld load reinforcing pad**

228944.4 lb > 171907

Lampiran C3

Opening nozzle N4 (Temperature gauge)

Design Nozzle

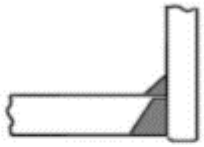
in to mm 25.4

mm to in 0.0393701

Material Nozzle	=	SA-105		
Temperature eksternal	=	175	°C	
Allow Stress Nozzle (Sn) (B31.3)	=	138	MPa	20000 psi
Joint Eff Nozzle	=	1		
Nozzle Nominal Size	=	2	inch	
Class	=	#300		
Sch	=	160		
tn	=	1.00	inch	25.4
Din	=	0.37	inch	
DOn	=	2.38	inch	60.325
Flange	=	ANSI #300 WNRF		
En	=	1		
Out. Proj (ho)	=	10.13	inch	257.175 mm
In. Proj (h)	=	0	inch	
Cr	=	0.23622	inch	
Fillet Weld Nozzle and Shell (Wnv)	=	0.709	inch	
Groove Weld Nozzle and Shell (Wgnv)	=	1.625	inch	
F	=	1		

$$Rn = \frac{Din}{2} + CA$$

$$= 0.424 \text{ inch}$$



Wall Thickness Req

Shell

trcor = 1.34 inch 34.00 mm

tr = 1.26 inch 32.11 mm

Nozzle

$$trn = \frac{P \times Rn}{S \cdot E - 0.6 \times P}$$

$$= \frac{431.099 \times 0.424}{20000 \cdot 1 - 258.6595}$$

= 0.009 inch

= 0.24 mm

Weld Strength Reduction Factor

Ratio 1 = min (1, Sn/Sv)

= min (1 / 20000 / 20000)

= 1.00000

Ratio 2 min (1, Sn/Sv)

= min (1 / 20000 / 20000)

= 1.00000

Rasio 3 = min (fr2, fr4)

= min (1.00000 / 0.00000)

= 0.0000

Rasio 4 = min (1, Sp/Sv)

= min (1 / 0 / 20000)

= 0.00000

Area of Reinforcement

Area Required (A)

A = IDncor. tr. F + (2 . tncor. tr. F. (1 - fr1))

= 0.847 x 1.34 x 1.0000 + (2 x 0.76 x 1.26 x 1.00 (0.00)

= 1.13 in² / 28.79798 mm²

Area Available

Area Available in Shell (A1)

$$A1 = \max\left\{ \begin{array}{l} IDncor\,(E \cdot tcor - F \cdot tr) - 2 \cdot tncor\,(E \cdot tcor - F \cdot tr)\,(1 - fr1) \\ 2\,(tcor + tncor)\,(E \cdot tcor - F \cdot tr) - 2 \cdot tncor\,(E \cdot tcor - F \cdot tr)\,(1 - fr1) \end{array} \right\}$$

$$= \max\left\{ \begin{array}{l} 0.85 \times 0.074484 - 1.53 \times 0.074 \times 0.00 \\ 3.73 \times 0.074484 - 1.53 \times 0.074 \times 0.00 \end{array} \right\}$$

$$= \max\left\{ \begin{array}{l} 0.06 \\ 0.278 \end{array} \right\}$$

= 0.278 in² / 7.061089 mm²

Area Available in Nozzle Wall (A2)

$$A2 = \min\left\{ \begin{array}{l} 5\,(tncor - trn)\,fr2 \cdot tcor \\ 5\,(tncor - trn)\,fr2 \cdot tncor \end{array} \right\}$$

$$= \min\left\{ \begin{array}{l} 5\,(0.764 - 0.009)\,1.00000 \times 1.10 \\ 5\,(0.764 - 0.009)\,1.00000 \times 0.764 \end{array} \right\}$$

$$= \min\left\{ \begin{array}{l} 4.158818 \\ 2.881468 \end{array} \right\}$$

= 2.881 in² 73.18928

Strength of Attachment

mm to i 0.0394

Load to be Carried by Welds

W = (A - A1) Sv

= (2.91 - 0.337583) 20000

= 51396.37 lb

menghilangkan

Stress Value of Welds

Fillet Weld Shear (Sf)

Sf = 0.49 Sv

= 9800 psi

Grove Weld Tension (Sg)

Sg = 0.74 Sv

= 14800 psi

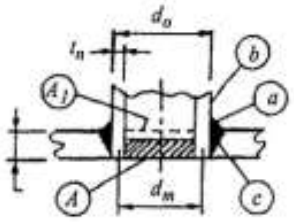
Stress Value of Nozzle Wall Shear (Snw)

Snw = 0.5 Sn

= 10000 psi

Fillet Weld Nozzle and Shell (Wnv) = 0.709 inch

Groove Weld Nozzle and Shell (Wgnv) = 1.625 inch



Strength of Welds and Nozzle Neck

Fillet Weld Shear, Outward Nozzle Weld (a)

$a = \frac{\pi\, do}{2} \times \text{weld leg} \times Sf$

$= \frac{3.14}{2} \times 4.50 \times 0.708662 \times 9800$

= 49065.62 lb

Nozzle Wall Shear (b)

$b = \frac{\pi\, dm}{2} \times tncor \times Snw$

$= \frac{3.14}{2} \times 3.10 \times 0.76 \times 10000$

= 37173.19 lb

Groove Weld Tension, Shell Groove Weld (c)

$c = \frac{\pi\, do}{2} \times tcor \times Sg$

$= \frac{3.14}{2} \times 4.50 \times 1.10 \times 14800$

= 115265.3 lb

Possible Path of Failure

Strength of Failure Path

Path 1 - 1 (Through a, b) = 49065.62 + 37173.19

= 86238.81 lb

Path 2 - 2 (Through a, c) = 49065.62 + 115265.3

= 164330.9 lb

Summary of Failure Path

Path 1 - 1 is stronger than weld load vessel

86238.81 lb > 51396.37 lb

Path 1 - 1 is stronger than weld load vessel

164330.9 lb > 51396.37 lb

Lampiran C3

Opening nozzle N6A,C,D (Effluent Water Outlet)

Design Nozzle

in to mm 25.4

mm to in 0.03937

23	Carbon steel	Pipe & tube		A106		B		H33006		–			
fa	138	138	138	138	138	132	126	122	118	113	95		

Material Nozzle = SA-105

Temperature eksternal = 175 °C

Allow Stress Nozzle (Sn) (B31.3) = 138 MPa 20000 psi

Joint Eff Nozzle = 1

Nozzle Nominal Size = 3 inch

Class = #300

Sch = 160

tn = 1.00 inch 25.4

Din = 1.50 inch

DOn = 3.50 inch 88.9

Flange = ANSI #300 HBWNRF

En = 1

Out. Proj (ho) = 8.13 inch 206.375 mm

In. Proj (h) = 0 inch

Cr = 0.23622 inch

Fillet Weld Nozzle and Shell (Wnv) = 0.709 inch

Groove Weld Nozzle and Shell (Wgnv) = 1.625 inch

F = 1

$$Rn = \frac{Din}{2} + CA$$

$$= 0.986 \text{ inch}$$

Wall Thickness Req

Shell

trcor = 1.34 inch 34.00 mm

tr = 1.26 inch 32.11 mm

Nozzle

$$tm \text{ (thick. Required)} = \frac{P \times Rn}{S.E - 0.6 \times P}$$

$$= \frac{431.099 \times 0.986}{20000 - 258.6595}$$

$$= 0.022 \text{ inch}$$

$$= 0.55 \text{ mm}$$

Weld Strength Reduction Factor

Ratio 1 = min (1, Sn/Sv)

$$= \min\left(1, \frac{20000}{20000}\right)$$

$$= 1.00000$$

Ratio 2 = min (1, Sn/Sv)

$$= \min\left(1, \frac{20000}{20000}\right)$$

$$= 1.00000$$

Rasio 3 = min (fr2, fr4)

$$= \min\left(\frac{1.00000}{0.00000}\right)$$

$$= 0.0000$$

Rasio 4 = min (1, Sp/Sv)

$$= \min\left(1, \frac{0}{20000}\right)$$

$$= 0.00000$$

Area of Reinforcement

Area Required (A)

A = IDncor. tr. F + (2 . tncor. tr. F. (1 - fr1))

$$= 1.972 \times 1.34 \times 1.0000 + (2 \times 0.76 \times 1.26 \times 1.00 (0.00)$$

$$= 2.64 \text{ in}^2 / 67.048 \text{ mm}^2$$

Area Available

Area Available in Shell (A1)

$$A1 = \max\left\{ \begin{array}{l} IDncor (E. tcor - F. tr) - 2 . tncor (E. tcor - F. tr) (1 - fr1) \\ 2 (tcor + tncor) (E. tcor - F. tr) - 2. tncor (E. tcor - F. tr) (1 - fr1) \end{array} \right.$$

$$= \max\left\{ \begin{array}{l} 1.97 \times 0.074484 - 1.53 \times 0.074484 \times 0.00 \\ 3.73 \times 0.074484 - 1.53 \times 0.074484 \times 0.00 \end{array} \right.$$

$$= \max\left\{ \begin{array}{l} 0.15 \\ 0.278 \end{array} \right.$$

$$= 0.278 \text{ in}^2 \quad 7.061089$$

Area Available in Nozzle Wall (A2)

$$A2 = \min\left\{ \begin{matrix} 5\,(tncor - trn)\,fr2\,.\,tcor \\ 5\,(tncor - trn)\,fr2\,.\,tncor \end{matrix} \right\}$$

$$= \min\left\{ \begin{matrix} (5\,(0.764 - 0.022)\,1.00000 \times 1.10 \\ (5\,(0.764 - 0.022)\,1.00000 \times 0.764 \end{matrix} \right\}$$

$$= \min\left\{ \begin{matrix} 4.091 \\ 2.835 \end{matrix} \right\}$$

$$= 2.835 \text{ in}^2 \qquad 71.99777$$

Area Available in Inward Nozzle (A3)

$$A3 = \min\left\{ \begin{matrix} 5.\,tcor.\,ti.\,fr2 \\ 5.\,ti.\,ti.\,fr2 \\ 5.\,h.\,ti.\,fr2 \end{matrix} \right\}$$

$$A3 = 0 \text{ in}^2$$

Area Available of weld

Area Fillet Weld Nozzle and Shell (A41)

$$A41 = fr2.\,Wnv\text{^}2$$

$$= 1.0000 \times 0.502$$

$$= 0.50 \text{ in}^2 \qquad 12.75592$$

Area Fillet Weld Inside (A42)

$$A42 = fr2.\,Wi\text{^}2$$

$$= 0 \text{ in}^2$$

$$So,\ A4 = A41 + A42$$

$$= 0.50 + 0$$

$$= 0.50 \text{ in}^2 \qquad 12.75592$$

$$\text{Total Area} = A < A1 + A2 + A3 + A4$$

$$A < 0.278 \quad 2.835 \quad 0 \quad 0.50$$

$$2.640 < 3.615$$

Area adequetely reinforcedd

Strength of Attachment

mm to in 0.03937

Load to be Carried by Welds

W = (A - A1) Sv

= (2.64 - 0.277996) 20000

= 47233.79 lb

menghilangkan

tn	0 =	1.000 inch
DOn	0 =	3.500 inch
Fillet Weld Nozzle and Shell (Wns)	=	0.709 inch
Groove Weld Nozzle and Shell (Wgns)	=	1.625 inch
tcor	=	1.10 inch
tncor	=	0.763781 inch

Stress Value of Welds

Fillet Weld Shear (Sf)

Sf = 0.49 Sv

= 9800 psi

Groove Weld Tension (Sg)

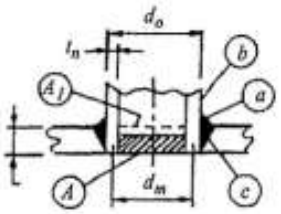
Sg = 0.74 Sv

= 14800 psi

Stress Value of Nozzle Wall Shear (Snw)

Snw = 0.5 Sn

= 10000 psi



Strength of Welds and Nozzle Neck

Fillet Weld Shear, Outward Nozzle Weld (a)

$$a = \frac{\pi \, don}{2} \times \text{weld leg} \times Sf$$

$$= \frac{3.14 \times 3.50}{2} \times 0.709 \times 9800$$

= 38162.15 lb

Nozzle Wall Shear (b)

$$b = \frac{\pi \, dm}{2} \times tncor \times Snw$$

$$= \frac{3.14 \times 2.50}{2} \times 0.76 \times 10000$$

= 29978.38 lb

Groove Weld Tension, Shell Groove Weld (c)

$$c = \frac{\pi \, dm}{2} \times tcor \times Sg$$

$$= \frac{3.14 \times 3.50}{2} \times 1.102 \times 14800$$

= 89650.81 lb

Possible Path of Failure

Strength of Failure Path

Path 1 - 1 (Through a, b) = 38162.15 + 29978.38

= 68140.53 lb

Path 2 - 2 (Through a, c) = 38162.15 + 89650.81

= 127813 lb

Summary of Failure Path

Path 1 - 1 is stronger than weld load vessel

68140.53 lb > 47233.79 lb

Path 1 - 1 is stronger than weld load vessel

127813 lb > 47233.79 lb

Lampiran C3

Opening nozzle N6ll (Interface Drum Header)

Design Nozzle

in to mm 25.4

mm to in 0.0393701

| | | |

Area Available in Inward Nozzle (A3)

$$A3 = \min \begin{Bmatrix} 5.\ tcor.\ ti.\ fr2 \\ 5.\ ti.\ ti.\ fr2 \\ 5.\ h.\ ti.\ fr2 \end{Bmatrix}$$

A3 = 0 in²

Area Available of weld
Area Fillet Weld Nozzle and Shell (A41)

A41 = fr2. Wnv^2

= 1.0000 x 0.502

= 0.50 in² 12.75592

Area Fillet Weld Inside (A42)

A42 = fr2. Wi^2

= 0 in²

So, A4 = A41 + A42

= 0.50 + 0

= 0.50 in² 12.75592

Total Area = A < A1 + A2 + A3 + A4

A < 0.314 4.956 0 0.50

1.997 < 5.772

Area adequetely reinforcedd

Strength of Attachment

mm to in 0.03937

Load to be Carried by Welds

W = (A - A1) Sv

= (2.00 - 0.31) 20000

= 33668.33 lb

menghilangkan

tn 0 = 1.240 inch

DOn 0 = 3.500 inch

Fillet Weld Nozzle and Shell (Wnv) = 0.709 inch

Groove Weld Nozzle and Shell (Wgnv) = 1.625 inch

tcor = 1.10 inch

tncor = 1.003781 inch

Stress Value of Welds

Fillet Weld Shear (Sf)

Sf = 0.49 Sv

= 9800 psi

Grove Weld Tension (Sg)

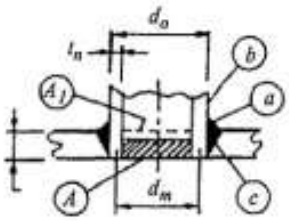
Sg = 0.74 Sv

= 14800 psi

Stress Value of Nozzle Wall Shear (Snw)

Snw = 0.5 Sn

= 10000 psi



Strength of Welds and Nozzle Neck

Fillet Weld Shear, Outward Nozzle Weld (a)

$$a = \frac{\pi \, don}{2} \times \text{weld leg} \times Sf$$

$$= \frac{3.14}{2} \times 3.50 \times 0.709 \times 9800$$

= 38162.15 lb

Nozzle Wall Shear (b)

$$b = \frac{\pi \, dm}{2} \times tncor \times Snw$$

$$= \frac{3.14}{2} \times 2.26 \times 1.00 \times 10000$$

= 35616.14 lb

Groove Weld Tension, Shell Groove Weld (c)

$$c = \frac{\pi \, don}{2} \times tcor \times Sg$$

$$= \frac{3.14}{2} \times 3.50 \times 1.102 \times 14800$$

= 89650.81 lb

Possible Path of Failure

Strength of Failure Path

Path 1 (Through a, b) = 38162.15 + ####

= 73778.28 lb

Path 2 (Through a, c) = 38162.15 + ####

= 127813 lb

Summary of Failure Path

Path 1 - 1 is stronger than weld load vessel

73778.28 lb > 33668.33 lb

Path 1 - 1 is stronger than weld load vessel

127813 lb > 33668.33 lb

Lampiran C3
Opening nozzle N7A-E (Sample)
Design Nozzle

in to mm 25.4
mm to in 0.0393701

Material Nozzle	=	SA-105			
Temperature eksternal	=	175	°C		
Allow Stress Nozzle (Sn) (B31.3)	=	138	MPa	20000 psi	
Joint Eff Nozzle	=	1			
Nozzle Nominal Size	=	1	inch		
Class	=	#300			
Sch	=	160			
tn	=	0.56	inch	14.224	
Din	=	0.19	inch		
DOn	=	1.32	inch	33.401	
Flange	=	ANSI #300 HDWNRF			
En	=	1			
Out. Proj (ho)	=	11.99	inch	304.642 mm	
In. Proj (h)	=	0	inch		
Cr	=	0.23622	inch		
Fillet Weld Nozzle and Shell (Wnv)	=	0.709	inch		
Groove Weld Nozzle and Shell (Wgnv)	=	1.625	inch		
F	=	1			

$$Rn = \frac{Din}{2} + CA$$

$$= 0.334 \text{ inch}$$

Wall Thickness Req

Shell

tscor	=	1.34 inch	34.00 mm
ts	=	1.26 inch	32.11 mm

Nozzle

$$tm \text{ (thick. Required)} = \frac{P \times Rn}{S \cdot F - 0.6 \times P}$$

$$= \frac{431.099 \times 0.334}{20000 - 258.65948}$$

$$= 0.007 \text{ inch}$$

$$= 0.19 \text{ mm}$$

Weld Strength Reduction Factor

Ratio 1

$$= \min(1, Sn/Sv)$$

$$= \min\left(1, \frac{20000}{20000}\right)$$

$$= 1.00000$$

Ratio 2

$$= \min(1, Sn/Sv)$$

$$= \min\left(1, \frac{20000}{20000}\right)$$

$$= 1.00000$$

Rasio 3

$$= \min(fr2, fr4)$$

$$= \min\left(1.00000, \frac{0}{0.00000}\right)$$

$$= 0.0000$$

Rasio 4

$$= \min(1, Sp/Sv)$$

$$= \min\left(1, \frac{0}{20000}\right)$$

$$= 0.00000$$

Area of Reinforcement

Area Required (A)

$$A = [Dnscor \cdot tr \cdot F + (2 \cdot tncor \cdot tr \cdot F \cdot (1 - fr1))$$

$$= 0.667 \times 1.34 \times 1.0000 + (2 \times 0.324 \times 1.26 \times 1.00 \times (0))$$

$$= 0.89 \text{ in}^2 / 22.67799 \text{ mm}^2$$

Area Available

Area Available in Shell (A1)

$$A1 = \max\left\{ \begin{array}{l} [Dncor(E \cdot tcor - F \cdot tr) - 2 \cdot tncor(E \cdot tcor - F \cdot tr)(1 - fr1) \\ 2(tcor + tncor)(E \cdot tcor - F \cdot tr) - 2 \cdot tncor(E \cdot tcor - F \cdot tr)(1 - fr1) \end{array} \right.$$

$$= \max\left\{ \begin{array}{l} 0.67 \times 2.852 \times 0.074484 - 0.65 \times 0.07448397 \times 0.00 \\ 0.67 \times 2.852 \times 0.074484 - 0.65 \times 0.07448397 \times 0.00 \end{array} \right\}$$

$$= \max\left\{ 0.05, 0.212 \right\}$$

$$= 0.212 \text{ in}^2$$

Area Available in Nozzle Wall (A2)

$$A2 = \min \begin{Bmatrix} 5\,(\,tncor - trn\,)\,fr2\,.\,tcor \\ 5\,(\,tncor - trn\,)\,fr2\,.\,tncor \end{Bmatrix}$$

$$= \min \begin{Bmatrix} 5\,(\,0.324 - 0.007\,)\,1.00000 \times 1.10 \\ 5\,(\,0.324 - 0.007\,)\,1.00000 \times 0.324 \end{Bmatrix}$$

$$= \min \begin{Bmatrix} 1.7444501 \\ 0.5123706 \end{Bmatrix}$$

$$= 0.512 \text{ in}^2$$

Area Available in Inward Nozzle (A3)

$$A3 = \min \begin{Bmatrix} 5.\,tcor.\,ti.\,fr2 \\ 5.\,ti.\,ti.\,fr2 \\ 5.\,h.\,ti.\,fr2 \end{Bmatrix}$$

$$A3 = 0 \text{ in}^2$$

Area Available of weld

Area Fillet Weld Nozzle and Shell (A41)

$$A41 = fr2.\,Wnv\text{^}2$$

$$= 1.0000 \times 0.502$$

$$= 0.50 \text{ in}^2$$

Area Fillet Weld Inside (A42)

$$A42 = fr2.\,Wi\text{^}2$$

$$= 0 \text{ in}^2$$

$$So,\ A4 = A41 + A42$$

$$= 0.50 + 0$$

$$= 0.50 \text{ in}^2$$

$$\text{Total Area} = A < A1 + A2 + A3 + A4$$

$$A < 0.212 \quad 0.512 \quad 0 \quad 0.50$$

$$0.893 < 1.227$$

Area adequetely reinforcedd

Strength of Attachment

mm to in 0.0394

Load to be Carried by Welds

W = (A - A1) Sv

= (0.89 - 0.21245) 20000

= 13607.69 lb

menghilangkan

tn	D =	0.560 inch
DOn	D =	3.500 inch
Fillet Weld Nozzle and Shell (Wnv)	=	0.709 inch
Groove Weld Nozzle and Shell (Wgnv)	=	1.625 inch
tcor	=	1.10 inch
tncor	=	1.003781 inch

Stress Value of Welds

Fillet Weld Shear (Sf)

Sf = 0.49 Sv

= 9800 psi

Groove Weld Tension (Sg)

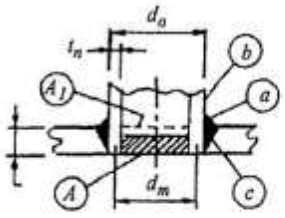
Sg = 0.74 Sv

= 14800 psi

Stress Value of Nozzle Wall Shear (Snw)

Snw = 0.5 Sn

= 10000 psi



Strength of Welds and Nozzle Neck

Fillet Weld Shear, Outward Nozzle Weld (a)

$$a = \frac{\pi \, don}{2} \times \text{weld leg} \times Sf$$

$$= \frac{3.14 \times 3.50}{2} \times 0.709 \times 9800$$

= 38162.15 lb

Nozzle Wall Shear (b)

$$b = \frac{\pi \, dm}{2} \times tncor \times Snw$$

$$= \frac{3.14 \times 2.94}{2} \times 1.00 \times 10000$$

= 46332.5 lb

Groove Weld Tension, Shell Groove Weld (c)

$$c = \frac{\pi \, don}{2} \times tcor \times Sg$$

$$= \frac{3.14 \times 3.50}{2} \times 1.102 \times 14800$$

= 89650.81 lb

Possible Path of Failure

Strength of Failure Path

Path 1 - 1 (Through a, b) = 38162.15 + 46332.5

= 84494.65 lb

Path 2 - 2 (Through a, c) = 38162.15 + 89650.81

= 127813 lb

Summary of Failure Path

Path 1 - 1 **is stronger than weld load vessel**

84494.65 lb > 13607.69 lb

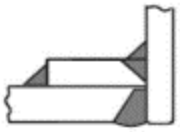
Path 1 - 1 **is stronger than weld load vessel**

127813 lb > 13607.69 lb

Lampiran C3
Opening nozzle NK,N15
Design Nozzle (Manway)

in to mm 25.4
mm to in 0.0393701

Material Nozzle	=	SA 516 70			Rn	=	Din / 2	+	CA
Allow Stress Nozzle (Sn) (ШЛ.5)	=	138	MPa	20000 psi		=	10.736 inch		
Joint Eff Nozzle	=	1							
Nozzle Nominal Size	=	24	inch						
Chor	=	9300							
Sch	=	160			Hal 216				
in	=	1.50	inch	38.1 mm	Design of wear plate				
Din	=	21.00	inch		Pad Material	=	SA-516 Gr 70N		
DOn	=	24.00	inch	609.6 mm	Allowable Stress pad	=	20000	psi	
Flange	=	ANSI #300 WNRF			Dp	=	49.21	inch	
En	=	1			Thickness Pad	=	1.500	inch	
Out. Proj (ho)	=	12.08	inch	306.719 mm	Wp	=	0.94	inch	
In. Proj (h)	=	0	inch		F	=	1		
Cr	=	0.23622	inch		Fillet Weld Nozzle and Pad (Wnp)	=	0.7480119	inch	
Fillet Weld Nozzle and Shell (Wnv)	=	0.748	inch		Fillet Weld Pad and Shell (Wpv)	=	0.9448824	inch	
Groove Weld Nozzle and Shell (Wgnv)	=	1.575	inch		Groove Weld Nozzle and Shell (Wgnv)	=	1.575	inch	
					Groove Weld Pad and Nozzle (Wgnp)	=	1.2598432	inch	



Wall Thickness Req

Head

tnoor	=	1.34 inch	34.00 mm	
tr	=	1.29 inch	32.87 mm	

Nozzle

$$tm\ (thick.\ Required) = \frac{P \times Rn}{S.\ E. - 0.6 \times P}$$

$$= \frac{611.099 \times 10.736}{20000 - 258.659478}$$

= 0.234 inch
= 5.96 mm

Weld Strength Reduction Factor

Ratio 1 = min (1, Sn/Sv)

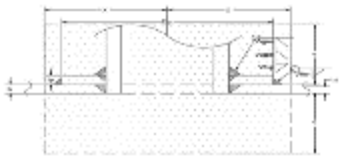
= min (1 / 20000 / 20000)

= 1.00000

Ratio 2 min (1, Sn/Sv)

= min (1 / 20000 / 20000)

= 1.00000



Ratio 3 = min (fr2, fr4)

= min (1.00000 / 1.00000)

= 1.0000

Ratio 4 = min (1, Sp/Sv)

= min (1 / 20000 / 20000)

= 1.00000

Area of Reinforcement

Area Required (A)

A = IDncor. tr. F + (2 . tncor. tr. F. (1 - fr1))

= 21.472 x 1.34 x 1.0000 = (2 x 1.26 x 1.29 x 1.00 (0.0)

= 28.74 in² / 730.0483 mm²

Area Available

Area Available in Shell (A1)

$$A1 = \max\left\{ \begin{array}{l} IDncor\,(E.tcor - F.tr) - 2.tncor\,(E.tcor - F.tr)\,(1 - fr1) \\ 2\,(tnor + tncor)\,(E.tcor - F.tr) - 2.tncor\,(E.tcor - F.tr)\,(1 - fr1) \end{array} \right\}$$

$$= \max\left\{ \begin{array}{l} 21.47 \times 0.044493 - 2.53 \times 0.04449325 \times 0.00 \\ 4.73 \times 0.044493 - 2.53 \times 0.04449325 \times 0.00 \end{array} \right\}$$

$$= \max\left\{ \begin{array}{l} 0.96 \\ 0.211 \end{array} \right\}$$

= 0.955 in² 24.26612

Area Available in Nozzle Wall (A2)

$$A2 = \min\left\{ \begin{array}{l} 5\,(tncor - tn)\,fr2 \cdot tcor \\ 5\,(tncor - tn)\,fr2 \cdot tncor \end{array} \right\}$$

$$= \min\left\{ \begin{array}{l} (5\,(1.264 - 0.234) \times 1.00000 \times 1.10 \\ (5\,(1.264 - 0.234) \times 1.00000 \times 1.264 \end{array} \right\}$$

$$= \min\left\{ \begin{array}{l} 5.673 \\ 6.504237033 \end{array} \right\}$$

= 5.673 in² 144.1063

Area Available in Inward Nozzle (A3)

$$A3 = \min \begin{Bmatrix} 5.\ tcor.\ ti.\ fr2 \\ 5.\ ti.\ ti.\ fr2 \\ 5.\ h.\ ti.\ fr2 \end{Bmatrix}$$

A3 = 0 in²

Area Available of weld

Area Fillet Weld Nozzle and Shell (A41)

A41 = fr3. Wnv^2

= 1.0000 x 0.560

= 0.56 in² 14.21261

Area Fillet Weld Inside (A42)

A42 = fr2. Wi^2

= 0 in²

So, A4 = A41 + A42

= 0.56 + 0

= 0.56 in² 14.21261

Total Area = A > A1 + A2 + A3 + A4

A > 0.955 5.673 0 0.56

28.742 > 7.188

Area not adequetely reinforced

Increased Area Reinforcement (A5)

A5 = Area Req (A) - Area Available (ΣA1:A4)

= 28.742 - 7.188

= 21.554 in² 547.4633

Limits for Reinforcement

Parallel to the Vessel (X)

X = max [IDncor , (Rn+tncor+tcor)]

$$X = \max \begin{bmatrix} 21.472 \\ 13.29 + 1.264 + 1.10 \end{bmatrix}$$

= 21.47 in

Parallel to the Nozzle Wall (Y)

Y = min [(2.5×tcor) , (2.5×tncor)]

$$Y = \min \begin{bmatrix} 2.7559085 \\ 3.159452025 \end{bmatrix}$$

= 2.756 in

Limit Pad Requirement (<X , <Y)

X > (Ro + Wp)/2

$$21.47 > \frac{12 + 0.9448824}{2}$$

21.47 > 6.4724412

Y > tp

2.756 > 1.500

Strength of Attachment

mm to in 0.03937

Load to be Carried by Welds

W = (A - A1) Sv
= (28.74 - 0.955359) 20000
= 555734 lb

Load to be Carried by Welds (a,c,e)

W1 = (A2 + 2. tncor. tcor) Sn
= (5.6735 + 2.786291) 20000
= 169195.4 lb

Reinforcing Pad Load

(dp - do) tp × Sn = (15.75 - 8.63) 1.21 x 20000
= 171906.5 lb

Stress Value of Welds

Fillet Weld Shear (Sf)

Sf = 0.49 Sv

= 9800 psi

Grove Weld Tension (Sg)

Sg = 0.74 Sv

= 14800 psi

Stress Value of Nozzle Wall Shear (Snw)

Snw = 0.5 Sn

= 10000 psi

Strength of Welds and Nozzle Neck

Fillet Weld Shear, Outward Nozzle Weld (a)

$$a = \frac{\pi\ do}{2} \times Wnp \times Sf$$

$$= \frac{3.14 \times 8.63}{2} \times 0.7087 \times 9800$$

= 94042.43 lb

Nozzle Wall Shear (b)

$$b = \frac{\pi\ dm}{2} \times tncor \times Snw$$

$$= \frac{3.14 \times 7.72}{2} \times 0.6698 \times 10000$$

= 81169.5 lb

Groove Weld Tension, Shell Groove Weld (c)

$$c = \frac{\pi\ do}{2} \times Wgnv \times Sg$$

$$= \frac{3.14 \times 8.625}{2} \times 1.625 \times 14800$$

$$= 325667.2 \text{ lb}$$

Fillet Weld Shear, Element Pad Weld (d)

$$d = \frac{\pi\ dp}{2} \times Wpv \times Sf$$

$$= \frac{3.14 \times 15.75}{2} \times 0.9449 \times 9800$$

$$= 228944.4 \text{ lb}$$

Groove Weld Tension, Pad Groove Weld (e)

$$e = \frac{\pi\ do}{2} \times Wgpn \times Sg$$

$$= \frac{3.14 \times 8.625}{2} \times 1.25 \times 14800$$

$$= 250513.3 \text{ lb}$$

Possible Path of Failure

Strength of Failure Path

Path 1 - 1 (Through b, d) = 81169.5 + 228944.4

= 310113.9 lb

Path 2 - 2 (Through c, d) = 325667.2 + 228944.4

= 554611.6 lb

Path 3-3 (Through a, c, e) = 94042.43 + 325667.2 + 250513

= 670222.9 lb

Summary of Failure Path

Path 1 - 1 **is stronger than weld load vessel**

310114 lb > 169195.4 lb

Path 2-2 **is stronger than weld load vessel**

554611.6 lb > 169195.4 lb

Path 3-3 **is stronger than weld load vessel**

670222.9 lb > 171906.5

Element Pad Weld (d) **is stronger than weld load reinforcing pad**

228944.4 lb > 171906.5

Lampiran C3
Opening nozzle N10 (Pump out)
Design Nozzle

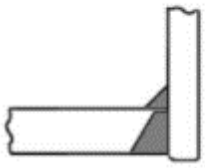
in to mm 25.4
mm to in 0.0393701

Material Nozzle = SA-106 GR. B

$$Rn = \frac{Din}{2} + CA$$

Allow Stress Nozzle (Sn) (B31.3) = 138 MPa 20000 psi
Joint Eff Nozzle = 1
Nozzle Nominal Size = 4 inch
Class = #300
Sch = 160
tn = 1.4 inch 35.56
Din = 1.70 inch
DOn = 4.50 inch
Flange = ANSI #300 HBWNRF
En = 1
Out. Proj (ho) = 10.75 inch 273.05 mm
In. Proj (h) = 0 inch
Cr = 0.23622 inch
Fillet Weld Nozzle and Shell (Wnv) = 0.709 inch
Groove Weld Nozzle and Shell (Wgnv) = 1.625 inch
F = 1

Rn = 1.086 inch



Wall Thickness Req
Shell
trcor = 1.34 inch 34.00 mm
tr = 1.26 inch 32.11 mm

Nozzle

$$trn \text{ (thick. Required)} = \frac{P \times Rn}{S \cdot E - 0.6 \times P}$$

$$= \frac{431.099 \times 1.086}{20000 - 258.6595}$$

= 0.024 inch
= 0.60 mm

Weld Strength Reduction Factor
Ratio 1 = min (1, Sn/Sv)
= min (1 / 20000 / 20000)
= 1.00000

Ratio 2 min (1, Sn/Sv)
= min (1 / 20000 / 20000)
= 1.00000

Rasio 3 = min (fr2, fr4)
= min (1.00000 / 0.00000)
= 0.0000

Rasio 4 = min (1, Sp/Sv)
= min (1 / 0 / 20000)
= 0.00000

Area of Reinforcement
Area Required (A)
A = IDncor. tr. F + (2 . tncor. tr. F. (1 - fr1))

= 2.172 x 1.34 x 1.0000 + (2 x 1.16378 x 1.26 x 1.00 (0.0)
= 2.91 in² / 73.84799 mm²

Area Available
Area Available in Shell (A1)

$$A1 = \max \left\{ \begin{array}{l} IDncor\,(E.\,tcor - F.\,tr) - 2\,.\,tncor\,(E.\,tcor - F.\,tr)\,(1 - fr1) \\ 2\,(tcor + tncor)\,(E.\,tcor - F.\,tr) - 2.\,tncor\,(E.\,tcor - F.\,tr)\,(1 - fr1) \end{array} \right\}$$

$$= \max \left\{ \begin{array}{l} 2.17 \times 0.074484 - 2.33 \times 0.074484 \times 0.000000 \\ 4.53 \times 0.074484 - 2.33 \times 0.074484 \times 0.00 \end{array} \right\}$$

$$= \max \left\{ \begin{array}{l} 0.16 \\ 0.338 \end{array} \right\}$$

= 0.338 in² 8.574604

Area Available in Nozzle Wall (A2)

$$A2 = \min \left\{ \begin{matrix} 5\,(\,tncor - trn\,)\,fr2\,.\,tcor \\ 5\,(\,tncor - trn\,)\,fr2\,.\,tncor \end{matrix} \right\}$$

$$= \min \left\{ \begin{matrix} (\quad 5\,(\quad 1.164 - \quad 0.024\,) \quad 1.00000 \times \quad 1.10 \\ (\quad 5\,(\quad 1.164 - \quad 0.024\,) \quad 1.00000 \times \quad 1.16 \end{matrix} \right\}$$

$$= \min \left\{ \begin{matrix} 6.283805 \\ 6.633903 \end{matrix} \right\}$$

$$= 6.284 \text{ in}^2 \qquad 159.6087$$

Area Available in Inward Nozzle (A3)

$$A3 = \min \left\{ \begin{matrix} 5.\,tcor.\,ti.\,fr2 \\ 5.\,ti.\,ti.\,fr2 \\ 5.\,h.\,ti.\,fr2 \end{matrix} \right\}$$

$$A3 = 0 \text{ in}^2$$

Area Available of weld

Area Fillet Weld Nozzle and Shell (A41)

$$A41 = fr2.\,Wnv\,\hat{}\,2$$

$$= 1.0000 \times \quad 0.502$$

$$= 0.50 \text{ in}^2 \qquad 12.75592$$

Area Fillet Weld Inside (A42)

$$A42 = fr2.\,Wi\,\hat{}\,2$$

$$= 0 \text{ in}^2$$

$$\text{So, } A4 = A41 + A42$$

$$= 0.50 + \quad 0$$

$$= 0.50 \text{ in}^2 \qquad 12.75592$$

$$\text{Total Area} = A < A1 + A2 + A3 + A4$$

$$A < 0.338 \quad 6.284 \quad 0 \quad 0.50$$

$$2.907 < 7.124$$

Area adequetely reinforcedd

Strength of Attachment

mm to in 0.03937

Load to be Carried by Welds

W = (A - A1) Sv

= (2.91 - 0.337583) 20000

= 51396.37 lb

menghilangkan

tn 0 = 1.400 inch

DOn 0 = 4.500 inch

Fillet Weld Nozzle and Shell (Wnv) = 0.709 inch

Groove Weld Nozzle and Shell (Wgnv) = 1.625 inch

tcor = 1.16 inch

tncor = 1.003781 inch

Stress Value of Welds

Fillet Weld Shear (Sf)

Sf = 0.49 Sv

= 9800 psi

Grove Weld Tension (Sg)

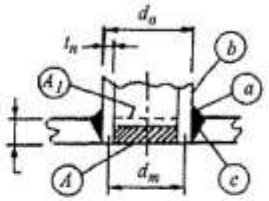
Sg = 0.74 Sv

= 14800 psi

Stress Value of Nozzle Wall Shear (Snw)

Snw = 0.5 Sn

= 10000 psi



Strength of Welds and Nozzle Neck

Fillet Weld Shear, Outward Nozzle Weld (a)

$$a = \frac{\pi \, don}{2} \times \text{weld leg} \times Sf$$

$$= \frac{3.14 \times 4.50}{2} \times 0.709 \times 9800$$

= 49065.62 lb

Nozzle Wall Shear (b)

$$b = \frac{\pi \, dm}{2} \times tncor \times Snw$$

$$= \frac{3.14 \times 3.10}{2} \times 1.00 \times 10000$$

= 48853.99 lb

Groove Weld Tension, Shell Groove Weld (c)

$$c = \frac{\pi \, don}{2} \times tcor \times Sg$$

$$= \frac{3.14 \times 4.50}{2} \times 1.164 \times 14800$$

= 121687.2 lb

Possible Path of Failure

Strength of Failure Path

Path 1 - 1 (Through a, b) = 49065.62 + 48853.99

= 97919.61 lb

Path 2 - 2 (Through a, c) = 49065.62 + 121687.2

= 170752.9 lb

Summary of Failure Path

Path 1 - 1 **is stronger than weld load vessel**

97919.61 lb > 51396.37 lb

Path 1 - 1 **is stronger than weld load vessel**

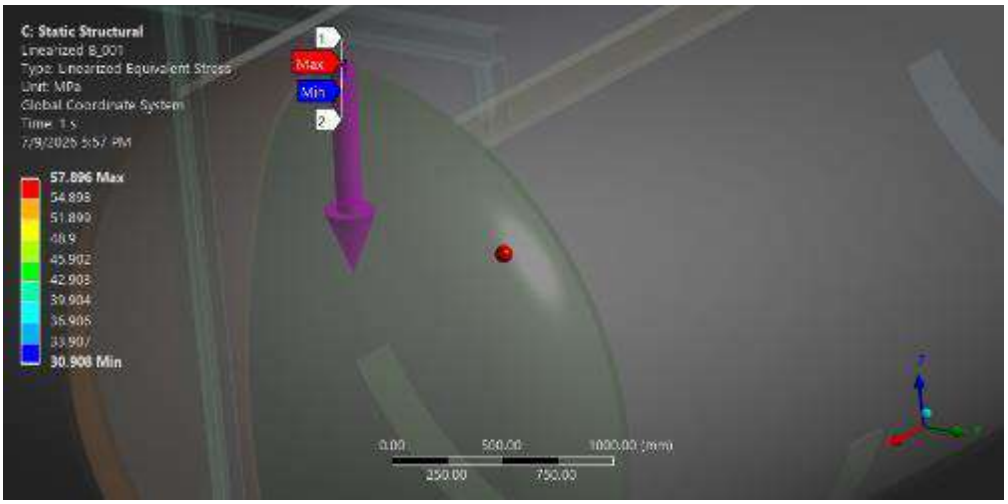
170752.9 lb > 51396.37 lb

(Halaman Sengaja Dikosongkan0

LAMPIRAN D
HASIL KOMPUTASI

Lampiran D1. Hasil Linierisasi Model 1

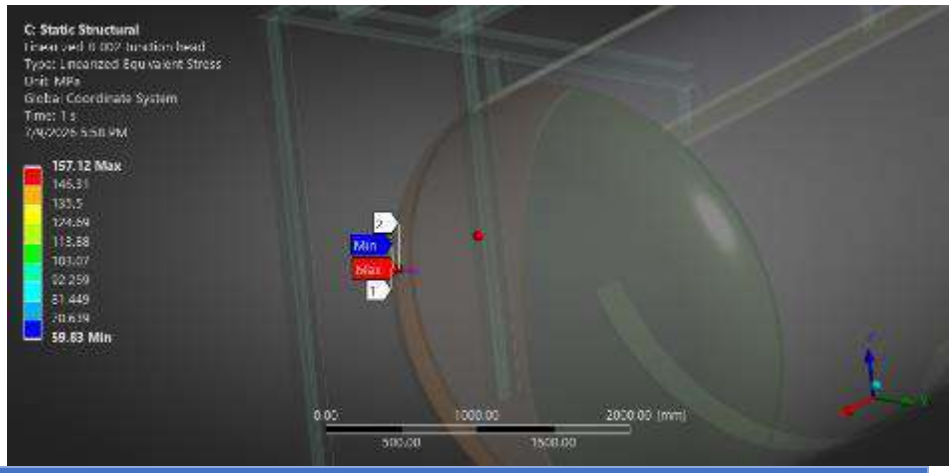
Linearized B_001



length	Membrane	Bending	Membrane+Bending	Peak	Total
0	37.023	30.587	54.305	7.4486	57.896
0.85991	37.023	29.312	53.347	6.829	56.708
1.7198	37.023	28.038	52.403	6.2093	55.522
2.5797	37.023	26.763	51.472	5.5896	54.34
3.4396	37.023	25.489	50.557	4.9699	53.162
4.2995	37.023	24.214	49.658	4.3502	51.987
5.1595	37.023	22.94	48.775	3.7304	50.817
6.0194	37.023	21.666	47.91	3.1106	49.651
6.8793	37.023	20.391	47.064	2.4908	48.489
7.7392	37.023	19.117	46.237	1.871	47.333
8.5991	37.023	17.842	45.431	1.25E+00	46.182
9.459	37.023	16.568	44.647	0.63135	45.037
10.319	37.023	15.293	43.886	1.33E-02	43.898
11.179	37.023	14.019	43.149	0.60851	42.766
12.039	37.023	12.744	42.437	1.2284	41.642
12.899	37.023	11.47	41.753	1.8484	40.525
13.759	37.023	10.196	41.096	2.4683	39.417
14.618	37.023	8.9211	40.469	3.0883	38.319
15.478	37.023	7.6466	39.873	3.7083	37.231
16.338	37.023	6.3722	39.309	4.3283	36.154
17.198	37.023	5.0978	38.779	4.9484	35.09
18.058	37.023	3.8233	38.284	5.5684	34.039
18.918	37.023	2.5489	37.825	6.1885	33.002

length	Membrane	Bending	Membrane+Bending	Peak	Total
19.778	37.023	1.2744	37.404	6.8086	31.982
20.638	37.023	5.14E-15	37.023	7.5205	30.908
21.498	37.023	1.2744	36.681	6.8947	30.915
22.358	37.023	2.5489	36.381	6.2689	31
23.218	37.023	3.8233	36.124	5.643	31.163
24.077	37.023	5.0978	35.91	5.0172	31.404
24.937	37.023	6.3722	35.74	4.3913	31.72
25.797	37.023	7.6466	35.615	3.7654	32.108
26.657	37.023	8.9211	35.535	3.1395	32.568
27.517	37.023	10.196	35.501	2.5135	33.094
28.377	37.023	11.47	35.513	1.8876	33.685
29.237	37.023	12.744	35.57	1.2616	34.337
30.097	37.023	14.019	35.673	0.63558	35.047
30.957	37.023	15.293	35.821	1.16E-02	35.811
31.817	37.023	16.568	36.013	0.61658	36.625
32.677	37.023	17.842	36.25	1.24E+00	37.487
33.536	37.023	19.117	36.529	1.8687	38.394
34.396	37.023	20.391	36.85	2.4948	39.341
35.256	37.023	21.666	37.212	3.121	40.327
36.116	37.023	22.94	37.614	3.7471	41.349
36.976	37.023	24.214	38.054	4.3733	42.403
37.836	37.023	25.489	38.531	4.9995	43.488
38.696	37.023	26.763	39.045	5.6257	44.602
39.556	37.023	28.038	39.592	6.252	45.741
40.416	37.023	29.312	40.173	6.8782	46.905
41.276	37.023	30.587	40.785	7.5045	48.092

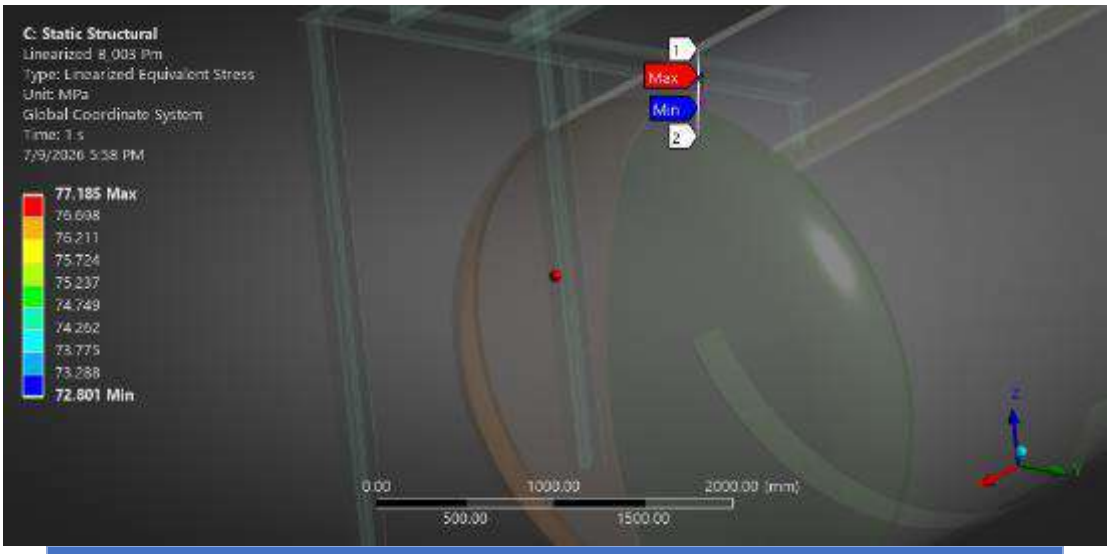
Linearized B_002



Length	Membrane	Bending	Membrane+Bending	Peak	Total
0	90.402	75.03	60.664	2.9483	59.976
0.88664	90.402	71.904	60.354	2.6612	59.832
1.7733	90.402	68.778	60.204	2.3751	59.83
2.6599	90.402	65.651	60.216	2.0899	59.968
3.5466	90.402	62.525	60.391	1.8058	60.246
4.4332	90.402	59.399	60.726	1.5228	60.662
5.3198	90.402	56.273	61.219	1.2409	61.213
6.2065	90.402	53.146	61.866	0.96019	61.895
7.0931	90.402	50.02	62.663	0.68089	62.704
7.9798	90.402	46.894	63.604	0.40341	63.636
8.8664	90.402	43.768	64.682	0.13145	64.684
9.7531	90.402	40.641	65.891	0.15839	65.844
10.64	90.402	37.515	67.224	0.42884	67.109
11.526	90.402	34.389	68.673	0.58806	68.504
12.413	90.402	31.263	70.232	0.71267	70.012
13.3	90.402	28.136	71.892	0.83635	71.616
14.186	90.402	25.01	73.649	0.9585	73.312
15.073	90.402	21.884	75.493	1.0788	75.092
15.96	90.402	18.758	77.421	1.1972	76.952
16.846	90.402	15.631	79.424	1.3135	78.884
17.733	90.402	12.505	81.498	1.4278	80.885
18.619	90.402	9.3788	83.638	1.54	82.948
19.506	90.402	6.2525	85.838	1.6502	85.07
20.393	90.402	3.1263	88.094	1.7584	87.246
21.279	90.402	1.14E-11	90.402	1.8648	89.472

Length	Membrane	Bending	Membrane+Bending	Peak	Total
22.166	90.402	3.1263	92.758	1.8275	91.823
23.053	90.402	6.2525	95.159	1.7498	94.243
23.939	90.402	9.3788	97.6	1.6694	96.709
24.826	90.402	12.505	100.08	1.5863	99.218
25.713	90.402	15.631	102.59	1.5002	101.77
26.599	90.402	18.758	105.14	1.4111	104.35
27.486	90.402	21.884	107.72	1.3189	106.97
28.373	90.402	25.01	110.33	1.2237	109.61
29.259	90.402	28.136	112.96	1.1254	112.29
30.146	90.402	31.263	115.62	1.0243	115
31.032	90.402	34.389	118.3	0.92076	117.73
31.919	90.402	37.515	121	0.81544	120.48
32.806	90.402	40.641	123.72	0.5045	123.4
33.692	90.402	43.768	126.46	0.14623	126.38
34.579	90.402	46.894	129.22	0.21771	129.38
35.466	90.402	50.02	131.99	0.58024	132.4
36.352	90.402	53.146	134.78	0.94526	135.44
37.239	90.402	56.273	137.59	1.3124	138.5
38.126	90.402	59.399	140.41	1.6817	141.57
39.012	90.402	62.525	143.24	2.0531	144.65
39.899	90.402	65.651	146.08	2.4267	147.75
40.785	90.402	68.778	148.93	2.8026	150.86
41.672	90.402	71.904	151.8	3.1809	153.98
42.559	90.402	75.03	154.67	3.5615	157.12

Linearized B_003



Length	Membrane	Bending	Membrane+Bending	Peak	Total
0	73.645	14.695	77.224	1.2821	77.185
0.8417	73.645	14.083	77.022	1.154	76.987
1.6834	73.645	13.471	76.825	1.0259	76.793
2.5251	73.645	12.858	76.632	0.89787	76.604
3.3668	73.645	12.246	76.443	0.76981	76.419
4.2085	73.645	11.634	76.259	0.64175	76.24
5.0502	73.645	11.021	76.079	0.51371	76.064
5.8919	73.645	10.409	75.904	0.38568	75.894
6.7336	73.645	9.7968	75.734	0.25769	75.728
7.5753	73.645	9.1845	75.568	0.12987	75.567
8.417	73.645	8.5722	75.406	1.15E-02	75.411
9.2587	73.645	7.9599	75.249	0.12728	75.259
10.1	73.645	7.3476	75.097	0.2551	75.113
10.942	73.645	6.7353	74.95	0.29818	74.966
11.784	73.645	6.123	74.807	0.34106	74.824
12.626	73.645	5.5107	74.669	0.38396	74.688
13.467	73.645	4.8984	74.536	0.42688	74.555
14.309	73.645	4.2861	74.407	0.46982	74.428
15.151	73.645	3.6738	74.284	0.51276	74.306
15.992	73.645	3.0615	74.165	0.55571	74.188
16.834	73.645	2.4492	74.051	0.59867	74.076
17.676	73.645	1.8369	73.942	0.64163	73.968
18.517	73.645	1.2246	73.838	0.6846	73.865
19.359	73.645	0.6123	73.739	0.72757	73.767

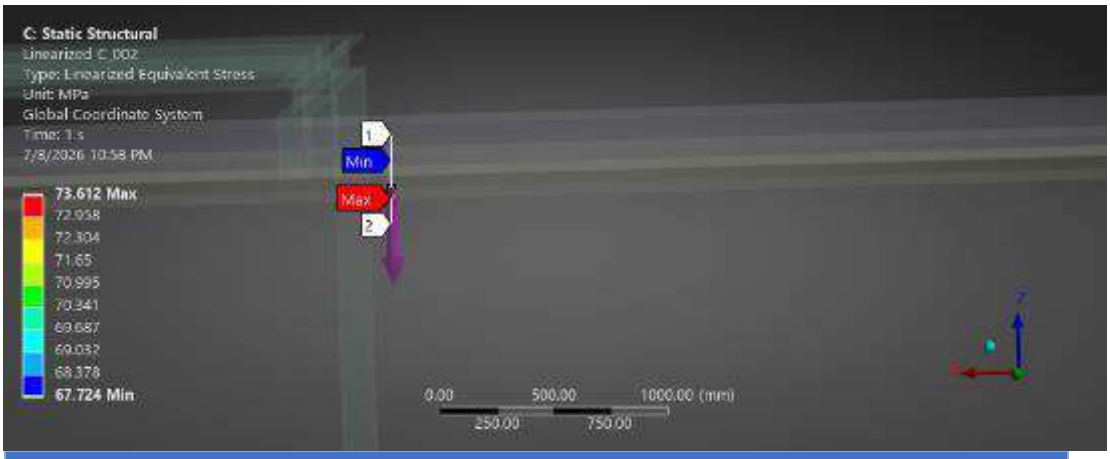
Length	Membrane	Bending	Membrane+Bending	Peak	Total
20.201	73.645	3.38E-15	73.645	0.77054	73.675
21.043	73.645	0.6123	73.556	0.72817	73.583
21.884	73.645	1.2246	73.472	0.68561	73.497
22.726	73.645	1.8369	73.393	0.64306	73.415
23.568	73.645	2.4492	73.318	0.6005	73.339
24.409	73.645	3.0615	73.249	0.55796	73.268
25.251	73.645	3.6738	73.185	0.51541	73.202
26.093	73.645	4.2861	73.126	0.47288	73.141
26.934	73.645	4.8984	73.072	0.43035	73.085
27.776	73.645	5.5107	73.024	0.38784	73.034
28.618	73.645	6.123	72.98	0.34535	72.989
29.46	73.645	6.7353	72.941	0.30288	72.948
30.301	73.645	7.3476	72.908	0.26044	72.913
31.143	73.645	7.9599	72.88	0.13174	72.881
31.985	73.645	8.5722	72.856	1.16E-02	72.854
32.826	73.645	9.1845	72.838	0.12746	72.833
33.668	73.645	9.7968	72.825	0.2563	72.817
34.51	73.645	10.409	72.818	0.38531	72.806
35.351	73.645	11.021	72.815	0.51436	72.801
36.193	73.645	11.634	72.818	0.64343	72.801
37.035	73.645	12.246	72.825	0.77251	72.807
37.877	73.645	12.858	72.838	0.90159	72.818
38.718	73.645	13.471	72.856	1.0307	72.834
39.56	73.645	14.083	72.879	1.1598	72.856
40.402	73.645	14.695	72.908	1.2888	72.883

Linearized C_001

Length	Membrane	Bending	Membrane+Bending	Peak	Total
0	75.55	28.051	97.331	51.258	147.83
1.0268	75.55	26.882	96.359	44.684	140.28
2.0536	75.55	25.713	95.391	38.113	132.74
3.0804	75.55	24.545	94.428	31.549	125.21
4.1072	75.55	23.376	93.469	24.994	117.7
5.134	75.55	22.207	92.515	18.461	110.21
6.1608	75.55	21.038	91.566	1.20E+01	102.73
7.1877	75.55	19.869	90.623	5.75E+00	95.287
8.2145	75.55	18.701	89.684	3.03E+00	87.874
9.2413	75.55	17.532	88.752	8.49E+00	80.505
10.268	75.55	16.363	87.824	1.49E+01	73.192
11.295	75.55	15.194	86.903	2.14E+01	65.953
12.322	75.55	14.025	85.988	2.79E+01	58.818
13.348	75.55	12.857	85.078	2.62E+01	59.706
14.375	75.55	11.688	84.176	2.45E+01	60.617
15.402	75.55	10.519	83.279	2.28E+01	61.548
16.429	75.55	9.3503	82.39	2.12E+01	62.499
17.456	75.55	8.1815	81.508	1.96E+01	63.47
18.483	75.55	7.0127	80.633	1.80E+01	64.458
19.509	75.55	5.8439	79.765	1.64E+01	65.464
20.536	75.55	4.6751	78.906	14.985	66.487
21.563	75.55	3.5064	78.054	13.623	67.525
22.59	75.55	2.3376	77.211	12.387	68.579
23.617	75.55	1.1688	76.376	11.317	69.647

Length	Membrane	Bending	Membrane+Bending	Peak	Total
24.643	75.55	8.10E-12	75.55	10.464	70.729
25.67	75.55	1.1688	74.733	9.3991	70.593
26.697	75.55	2.3376	73.926	8.338	70.457
27.724	75.55	3.5064	73.128	7.2826	70.323
28.751	75.55	4.6751	72.341	6.2358	70.189
29.777	75.55	5.8439	71.564	5.2027	70.055
30.804	75.55	7.0127	70.798	4.19E+00	69.923
31.831	75.55	8.1815	70.043	3.23E+00	69.791
32.858	75.55	9.3503	69.299	2.37E+00	69.66
33.885	75.55	10.519	68.567	1.77E+00	69.529
34.911	75.55	11.688	67.848	1.73E+00	69.4
35.938	75.55	12.857	67.141	2.28E+00	69.271
36.965	75.55	14.025	66.447	3.12E+00	69.142
37.992	75.55	15.194	65.766	4.03E+00	69.056
39.019	75.55	16.363	65.1	5.00E+00	68.971
40.045	75.55	17.532	64.448	6.00E+00	68.885
41.072	75.55	18.701	63.81	7.01E+00	68.8
42.099	75.55	19.869	63.188	8.02E+00	68.715
43.126	75.55	21.038	62.581	9.05E+00	68.63
44.153	75.55	22.207	61.991	10.077	68.545
45.18	75.55	23.376	61.417	11.109	68.461
46.206	75.55	24.545	60.86	12.143	68.376
47.233	75.55	25.713	60.32	13.179	68.292
48.26	75.55	26.882	59.799	14.216	68.208
49.287	75.55	28.051	59.296	15.255	68.124

Linearized C_002

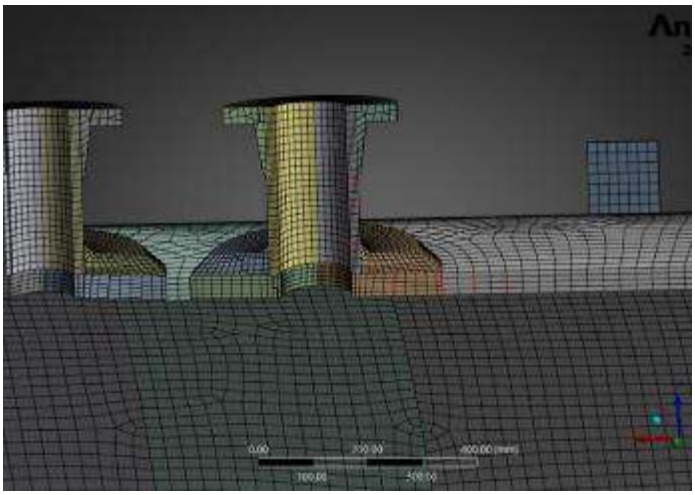


Length	Membrane	Bending	Membrane+Bending	Peak	Total
0	70.758	3.2234	67.825	0.2256	67.724
1.0278	70.758	3.0891	67.947	0.20319	67.855
2.0557	70.758	2.9548	68.069	0.18079	67.987
3.0835	70.758	2.8205	68.191	0.15839	68.119
4.1114	70.758	2.6862	68.312	0.13599	68.25
5.1392	70.758	2.5519	68.434	0.11359	68.382
6.1671	70.758	2.4176	68.556	9.12E-02	68.514
7.1949	70.758	2.2833	68.678	6.88E-02	68.646
8.2228	70.758	2.149	68.8	4.64E-02	68.777
9.2506	70.758	2.0146	68.922	2.41E-02	68.909
10.278	70.758	1.8803	69.044	3.26E-03	69.041
11.306	70.758	1.746	69.166	2.11E-02	69.173
12.334	70.758	1.6117	69.289	4.34E-02	69.305
13.362	70.758	1.4774	69.411	5.11E-02	69.431
14.39	70.758	1.3431	69.533	5.89E-02	69.557
15.418	70.758	1.2088	69.655	6.66E-02	69.683
16.446	70.758	1.0745	69.778	7.44E-02	69.809
17.473	70.758	0.94017	69.9	8.22E-02	69.935
18.501	70.758	0.80586	70.023	8.99E-02	70.061
19.529	70.758	0.67155	70.145	9.77E-02	70.187
20.557	70.758	0.53724	70.268	0.10551	70.314
21.585	70.758	0.40293	70.39	0.11329	70.44
22.613	70.758	0.26862	70.513	0.12107	70.566
23.64	70.758	0.13431	70.636	0.12886	70.692
24.668	70.758	9.27E-13	70.758	0.13664	70.819
25.696	70.758	0.13431	70.881	0.12935	70.939
26.724	70.758	0.26862	71.004	0.12206	71.058

Length	Membrane	Bending	Membrane+Bending	Peak	Total
27.752	70.758	0.40293	71.127	0.11477	71.178
28.78	70.758	0.53724	71.25	0.10748	71.298
29.808	70.758	0.67155	71.373	0.1002	71.418
30.835	70.758	0.80586	71.495	9.29E-02	71.539
31.863	70.758	0.94017	71.619	8.57E-02	71.659
32.891	70.758	1.0745	71.742	7.84E-02	71.779
33.919	70.758	1.2088	71.865	7.11E-02	71.899
34.947	70.758	1.3431	71.988	6.39E-02	72.019
35.975	70.758	1.4774	72.111	5.66E-02	72.14
37.002	70.758	1.6117	72.234	4.94E-02	72.26
38.03	70.758	1.746	72.357	2.61E-02	72.373
39.058	70.758	1.8803	72.481	4.33E-03	72.485
40.086	70.758	2.0146	72.604	2.14E-02	72.597
41.114	70.758	2.149	72.727	4.48E-02	72.71
42.142	70.758	2.2833	72.851	6.82E-02	72.822
43.17	70.758	2.4176	72.974	9.16E-02	72.935
44.197	70.758	2.5519	73.098	0.11509	73.048
45.225	70.758	2.6862	73.221	0.13855	73.161
46.253	70.758	2.8205	73.345	0.16202	73.273
47.281	70.758	2.9548	73.468	0.18549	73.386
48.309	70.758	3.0891	73.592	0.20896	73.499
49.337	70.758	3.2234	73.716	0.23244	73.612

Lampiran D1. Hasil Linierisasi Model 2

Linearized 1_00



Length	Membrane	Bending	Membrane+Bending	Peak	Total
0	103.08	90.59	51.61	38.893	45.7
0.87223	103.08	86.815	51.65	33.76	45.056
1.7445	103.08	83.041	51.964	28.721	44.868
2.6167	103.08	79.266	52.549	23.842	45.145
3.4889	103.08	75.492	53.394	19.249	45.878
4.3611	103.08	71.717	54.488	15.214	47.05
5.2334	103.08	67.943	55.817	12.306	48.629
6.1056	103.08	64.168	57.364	11.431	50.579
6.9778	103.08	60.393	59.111	13.014	52.861
7.8501	103.08	56.619	61.043	16.364	55.436
8.7223	103.08	52.844	63.141	18.67	58.074
9.5945	103.08	49.07	65.39	16.762	60.601
10.467	103.08	45.295	67.774	15.151	63.478
11.339	103.08	41.52	70.28	13.941	66.659
12.211	103.08	37.746	72.896	13.245	70.104
13.083	103.08	33.971	75.61	13.147	73.776
13.956	103.08	30.197	78.412	13.66	77.644
14.828	103.08	26.422	81.292	14.723	81.681
15.7	103.08	22.648	84.243	16.23	85.862
16.572	103.08	18.873	87.258	18.07	90.169
17.445	103.08	15.098	90.329	17.335	93.9
18.317	103.08	11.324	93.453	16.106	97.632
19.189	103.08	7.5492	96.622	14.986	101.5
20.061	103.08	3.7746	99.834	14.002	105.49
20.933	103.08	3.07E-11	103.08	13.185	109.58

Length	Membrane	Bending	Membrane+Bending	Peak	Total
21.806	103.08	3.7746	106.37	12.57	113.77
22.678	103.08	7.5492	109.68	12.187	118.05
23.55	103.08	11.324	113.03	12.061	122.4
24.422	103.08	15.098	116.4	12.2	126.81
25.295	103.08	18.873	119.8	12.735	131.13
26.167	103.08	22.648	123.21	13.75	135.19
27.039	103.08	26.422	126.65	14.94	139.27
27.911	103.08	30.197	130.11	16.266	143.38
28.784	103.08	33.971	133.58	17.694	147.51
29.656	103.08	37.746	137.07	19.201	151.67
30.528	103.08	41.52	140.57	20.768	155.85
31.4	103.08	45.295	144.09	22.381	160.05
32.272	103.08	49.07	147.62	24.029	164.27
33.145	103.08	52.844	151.17	25.705	168.51
34.017	103.08	56.619	154.72	18.489	166.92
34.889	103.08	60.393	158.28	10.598	164.92
35.761	103.08	64.168	161.86	5.6745	163.31
36.634	103.08	67.943	165.44	9.9037	162.09
37.506	103.08	71.717	169.03	17.509	161.26
38.378	103.08	75.492	172.63	25.577	160.82
39.25	103.08	79.266	176.23	33.728	160.76
40.123	103.08	83.041	179.84	41.871	161.08
40.995	103.08	86.815	183.46	49.977	161.75
41.867	103.08	90.59	187.09	58.03	162.77

Linearized 3_00

Length	Membrane	Bending	Membrane+Bending	Peak	Total
0	127.37	61.154	72.936	40.059	104.12
0.87699	127.37	58.606	74.997	33.928	99.921
1.754	127.37	56.058	77.088	27.837	95.581
2.631	127.37	53.51	79.205	22.002	91.107
3.5079	127.37	50.962	81.348	16.941	86.51
4.3849	127.37	48.414	83.513	13.866	81.803
5.2619	127.37	45.865	85.699	14.451	77.005
6.1389	127.37	43.317	87.904	18.598	72.142
7.0159	127.37	40.769	90.128	24.757	67.248
7.8929	127.37	38.221	92.369	31.932	62.371
8.7699	127.37	35.673	94.625	31.6	65.048
9.6468	127.37	33.125	96.895	25.712	73.191

Length	Membrane	Bending	Membrane+Bending	Peak	Total
10.524	127.37	30.577	99.179	20.048	81.554
11.401	127.37	28.029	101.48	15.078	90.122
12.278	127.37	25.481	103.78	11.969	98.876
13.155	127.37	22.933	106.1	12.255	107.62
14.032	127.37	20.385	108.43	15.737	116.28
14.909	127.37	17.837	110.77	20.76	124.85
15.786	127.37	15.288	113.12	26.372	133.33
16.663	127.37	12.74	115.48	29.491	139.08
17.54	127.37	10.192	117.84	25.632	137.9
18.417	127.37	7.6442	120.21	22.224	136.95
19.294	127.37	5.0962	122.59	19.424	136.22
2.02E+01	127.37	2.5481	124.98	17.441	135.7
21.048	127.37	2.05E-11	127.37	16.48	135.4
21.925	127.37	2.5481	129.77	16.634	135.32
22.802	127.37	5.0962	132.17	17.796	135.45
23.679	127.37	7.6442	134.58	19.722	135.78
24.556	127.37	10.192	137	22.157	136.32
25.433	127.37	12.74	139.41	19.997	137.55
26.31	127.37	15.288	141.84	17.253	139.07
27.187	127.37	17.837	144.27	15.169	140.78
28.064	127.37	20.385	146.7	14.015	142.67
28.941	127.37	22.933	149.13	13.996	144.74
29.818	127.37	25.481	151.57	15.096	146.98
30.695	127.37	28.029	154.01	17.081	149.39
31.571	127.37	30.577	156.46	19.67	151.95
32.448	127.37	33.125	158.91	22.647	154.66
33.325	127.37	35.673	161.36	23.63	157.52
34.202	127.37	38.221	163.82	17.635	160.65
35.079	127.37	40.769	166.28	12.404	164.07
35.956	127.37	43.317	168.74	9.2256	167.75
36.833	127.37	45.865	171.2	10.165	171.68
37.71	127.37	48.414	173.67	14.408	175.82
38.587	127.37	50.962	176.13	19.933	180.17
39.464	127.37	53.51	178.6	25.934	184.7
40.341	127.37	56.058	181.08	32.151	189.39
41.218	127.37	58.606	183.55	38.49	194.24
42.095	127.37	61.154	186.03	44.916	199.23

Linearized 5_00

Length	Membrane	Bending	Membrane+Bending	Peak	Total
0	12.648	2.7559	10.036	3.644	10.81
0.38049	12.648	2.6411	10.143	3.2679	10.76
0.76098	12.648	2.5262	10.251	2.892	10.725
1.1415	12.648	2.4114	10.358	2.5165	10.704
1.522	12.648	2.2966	10.466	2.1414	10.698
1.9025	12.648	2.1817	10.574	1.7672	10.707
2.2829	12.648	2.0669	10.682	1.3946	10.729
2.6634	12.648	1.9521	10.79	1.0251	10.767
3.0439	12.648	1.8373	10.899	0.66424	10.818
3.4244	12.648	1.7224	11.007	0.3405	10.884
3.8049	12.648	1.6076	11.116	0.2739	10.964
4.1854	12.648	1.4928	11.224	0.56434	11.057
4.5659	12.648	1.3779	11.333	0.91928	11.163
4.9464	12.648	1.2631	11.442	0.9942	11.308
5.3269	12.648	1.1483	11.551	1.0746	11.454
5.7074	12.648	1.0335	11.661	1.1593	11.6
6.0878	12.648	0.91863	11.77	1.2474	11.747
6.4683	12.648	0.8038	11.879	1.3383	11.895
6.8488	12.648	0.68897	11.989	1.4314	12.043
7.2293	12.648	0.57414	12.099	1.5264	12.192
7.6098	12.648	0.45931	12.208	1.6228	12.342
7.9903	12.648	0.34449	12.318	1.7205	12.492
8.3708	12.648	0.22966	12.428	1.8193	12.643
8.7513	12.648	0.11483	12.538	1.9189	12.794
9.1318	12.648	8.87E-16	12.648	2.0187	12.946
9.5123	12.648	0.11483	12.758	1.9084	13.043
9.8927	12.648	0.22966	12.868	1.7986	13.141
10.273	12.648	0.34449	12.979	1.6895	13.24
10.654	12.648	0.45931	13.089	1.581	13.34
11.034	12.648	0.57414	13.2	1.4735	13.442
11.415	12.648	0.68897	13.31	1.3671	13.544
11.795	12.648	0.8038	13.421	1.2621	13.648
12.176	12.648	0.91863	13.531	1.1589	13.752
12.556	12.648	1.0335	13.642	1.0579	13.858
12.937	12.648	1.1483	13.753	0.96002	13.964
13.317	12.648	1.2631	13.864	0.86614	14.072
13.698	12.648	1.3779	13.975	0.77719	14.18
14.078	12.648	1.4928	14.086	0.45027	14.231

Length	Membrane	Bending	Membrane+Bending	Peak	Total
14.459	12.648	1.6076	14.197	0.22128	14.291
14.839	12.648	1.7224	14.308	0.37771	14.359
15.22	12.648	1.8373	14.419	0.69559	14.436
15.6	12.648	1.9521	14.531	1.0356	14.522
15.981	12.648	2.0669	14.642	1.3815	14.615
16.361	12.648	2.1817	14.753	1.7298	14.717
16.742	12.648	2.2966	14.865	2.0792	14.827
17.122	12.648	2.4114	14.976	2.4293	14.944
17.503	12.648	2.5262	15.088	2.7798	15.069
17.883	12.648	2.6411	15.199	3.1306	15.202
18.264	12.648	2.7559	15.311	3.4816	15.342

Linearized 6_00

Length	Membrane	Bending	Membrane+Bending	Peak	Total
0	3.1382	4.2367	6.0694	0.60386	5.8484
0.38074	3.1382	4.0602	5.9158	0.54655	5.7169
0.76147	3.1382	3.8837	5.7635	0.48924	5.5866
1.1422	3.1382	3.7071	5.6126	0.43192	5.4574
1.5229	3.1382	3.5306	5.4632	0.37461	5.3296
1.9037	3.1382	3.3541	5.3155	0.3173	5.2032
2.2844	3.1382	3.1776	5.1696	0.26001	5.0783
2.6651	3.1382	3.001	5.0257	0.20274	4.955
3.0459	3.1382	2.8245	4.8839	0.14554	4.8334
3.4266	3.1382	2.648	4.7445	8.85E-02	4.7138
3.8074	3.1382	2.4714	4.6075	3.29E-02	4.5961
4.1881	3.1382	2.2949	4.4734	3.00E-02	4.4806
4.5688	3.1382	2.1184	4.3423	8.54E-02	4.3675
4.9496	3.1382	1.9418	4.2145	0.11108	4.2473
5.3303	3.1382	1.7653	4.0904	0.13705	4.13
5.711	3.1382	1.5888	3.9702	0.16314	4.0159
6.0918	3.1382	1.4122	3.8544	0.1893	3.9051
6.4725	3.1382	1.2357	3.7433	0.21552	3.7981
6.8532	3.1382	1.0592	3.6373	0.24177	3.6951
7.234	3.1382	0.88265	3.5371	0.26804	3.5966
7.6147	3.1382	0.70612	3.4429	0.29434	3.5027
7.9954	3.1382	0.52959	3.3554	0.32065	3.414
8.3762	3.1382	0.35306	3.2751	0.34697	3.3309
8.7569	3.1382	0.17653	3.2025	0.3733	3.2537
9.1376	3.1382	1.23E-13	3.1382	0.3994	3.1829
9.5184	3.1382	0.17653	3.0827	0.38112	3.1117
9.8991	3.1382	0.35306	3.0364	0.36286	3.0502
10.28	3.1382	0.52959	2.9998	0.34464	2.9989
10.661	3.1382	0.70612	2.9733	0.32645	2.9584
11.041	3.1382	0.88265	2.9571	0.30831	2.9291
11.422	3.1382	1.0592	2.9513	0.29022	2.9115
11.803	3.1382	1.2357	2.9562	0.2722	2.9056
12.184	3.1382	1.4122	2.9715	0.25425	2.9116
12.564	3.1382	1.5888	2.9971	0.23639	2.9294
12.945	3.1382	1.7653	3.0329	0.21864	2.9588
13.326	3.1382	1.9418	3.0783	0.20104	2.9994
13.706	3.1382	2.1184	3.1331	0.18339	3.0509
14.087	3.1382	2.2949	3.1966	0.10853	3.1389
14.468	3.1382	2.4714	3.2685	3.65E-02	3.241

Length	Membrane	Bending	Membrane+Bending	Peak	Total
14.849	3.1382	2.648	3.3482	4.79E-02	3.3559
15.229	3.1382	2.8245	3.4351	0.1211	3.4824
15.61	3.1382	3.001	3.5287	0.19609	3.6192
15.991	3.1382	3.1776	3.6284	0.27139	3.7653
16.372	3.1382	3.3541	3.7339	0.3468	3.9196
16.752	3.1382	3.5306	3.8446	0.42228	4.0811
17.133	3.1382	3.7071	3.96	0.49779	4.2491
17.514	3.1382	3.8837	4.0798	0.57332	4.4227
17.895	3.1382	4.0602	4.2037	0.64888	4.6015
18.275	3.1382	4.2367	4.3311	0.72446	4.7847

Linearized 7_00

Length	Membrane	Bending	Membrane+Bending	Peak	Total
0	1.5146	2.5342	2.7999	0.35607	2.5601
0.38046	1.5146	2.4286	2.7114	0.32316	2.496
0.76093	1.5146	2.323	2.6242	0.29026	2.4332
1.1414	1.5146	2.2175	2.5385	0.25736	2.3716
1.5219	1.5146	2.1119	2.4542	0.22448	2.3115
1.9023	1.5146	2.0063	2.3717	0.19162	2.2529
2.2828	1.5146	1.9007	2.291	0.1588	2.1959
2.6633	1.5146	1.7951	2.2125	0.12604	2.1407
3.0437	1.5146	1.6895	2.1363	9.34E-02	2.0874
3.4242	1.5146	1.5839	2.0627	6.12E-02	2.0362
3.8046	1.5146	1.4783	1.9919	3.05E-02	1.9872
4.1851	1.5146	1.3727	1.9244	1.70E-02	1.9405
4.5656	1.5146	1.2671	1.8604	4.26E-02	1.8964
4.946	1.5146	1.1615	1.8003	5.79E-02	1.8425
5.3265	1.5146	1.0559	1.7446	7.42E-02	1.792
5.707	1.5146	0.95034	1.6936	9.09E-02	1.7451
6.0874	1.5146	0.84475	1.6478	0.10793	1.7022
6.4679	1.5146	0.73915	1.6076	0.12509	1.6636
6.8484	1.5146	0.63356	1.5736	0.14234	1.6297
7.2288	1.5146	0.52797	1.546	0.15966	1.6006
7.6093	1.5146	0.42237	1.5252	0.17702	1.5766
7.9898	1.5146	0.31678	1.5115	0.19442	1.5581
8.3702	1.5146	0.21119	1.5052	0.21185	1.5451
8.7507	1.5146	0.10559	1.5062	0.2293	1.5379

Length	Membrane	Bending	Membrane+Bending	Peak	Total
9.1311	1.5146	2.89E-14	1.5146	0.24661	1.5364
9.5116	1.5146	0.10559	1.5302	0.23639	1.5379
9.8921	1.5146	0.21119	1.5529	0.22619	1.5475
10.273	1.5146	0.31678	1.5824	0.216	1.5651
10.653	1.5146	0.42237	1.6182	0.20583	1.5904
11.033	1.5146	0.52797	1.6599	0.19568	1.6231
11.414	1.5146	0.63356	1.7072	0.18554	1.6627
11.794	1.5146	0.73915	1.7596	0.17543	1.7088
12.175	1.5146	0.84475	1.8166	0.16535	1.7608
12.555	1.5146	0.95034	1.8778	0.1553	1.8183
12.936	1.5146	1.0559	1.9428	0.14529	1.8807
13.316	1.5146	1.1615	2.0112	0.13533	1.9476
13.697	1.5146	1.2671	2.0828	0.12527	2.0185
14.077	1.5146	1.3727	2.1572	7.65E-02	2.1131
14.458	1.5146	1.4783	2.234	2.84E-02	2.2133
14.838	1.5146	1.5839	2.3132	2.34E-02	2.3183
15.219	1.5146	1.6895	2.3944	7.12E-02	2.4277
15.599	1.5146	1.7951	2.4774	0.11993	2.5407
15.98	1.5146	1.9007	2.5621	0.16877	2.657
16.36	1.5146	2.0063	2.6483	0.21765	2.7761
16.74	1.5146	2.1119	2.7358	0.26655	2.8977
17.121	1.5146	2.2175	2.8246	0.31546	3.0215
17.501	1.5146	2.323	2.9145	0.36438	3.1472
17.882	1.5146	2.4286	3.0054	0.4133	3.2747
18.262	1.5146	2.5342	3.0973	0.46223	3.4036

Linearized X_10

Length	Membrane	Bending	Membrane+Bending	Peak	Total
0	95.813	95.203	64.349	27.269	64.929
0.8723	95.813	91.236	63.157	24.219	63.544
1.7446	95.813	87.269	62.196	21.171	62.441
2.6169	95.813	83.302	61.477	18.129	61.635
3.4892	95.813	79.336	61.007	15.095	61.138
4.3615	95.813	75.369	60.793	12.08	60.959
5.2338	95.813	71.402	60.837	9.102	61.1
6.1061	95.813	67.435	61.14	6.2196	61.559
6.9784	95.813	63.468	61.696	3.6701	62.329
7.8507	95.813	59.502	62.5	2.6914	63.4
8.723	95.813	55.535	63.542	4.4771	64.756
9.5953	95.813	51.568	64.81	7.205	66.381
10.468	95.813	47.601	66.291	10.146	68.257
11.34	95.813	43.635	67.972	10.032	69.623
12.212	95.813	39.668	69.839	9.9611	71.227
13.085	95.813	35.701	71.875	9.9345	73.055
13.957	95.813	31.734	74.069	9.9528	75.09
14.829	95.813	27.767	76.405	10.016	77.316
15.701	95.813	23.801	78.872	10.124	79.717
16.574	95.813	19.834	81.458	10.275	82.279
17.446	95.813	15.867	84.151	10.468	84.987
18.318	95.813	11.9	86.942	10.701	87.829
19.191	95.813	7.9336	89.821	10.971	90.791
20.063	95.813	3.9668	92.78	11.277	93.863
20.935	95.813	3.16E-14	95.813	11.616	97.036
21.808	95.813	3.9668	98.911	10.735	99.411
22.68	95.813	7.9336	102.07	10.188	102.3
23.552	95.813	11.9	105.28	9.6684	105.25
24.425	95.813	15.867	108.55	9.1799	108.25
25.297	95.813	19.834	111.86	8.7281	111.31
26.169	95.813	23.801	115.21	8.3187	114.42
27.041	95.813	27.767	118.59	7.9582	117.58
27.914	95.813	31.734	122.02	7.6533	120.77
28.786	95.813	35.701	125.47	7.4107	124.01
29.658	95.813	39.668	128.96	7.2366	127.28
30.531	95.813	43.635	132.47	7.1357	130.58
31.403	95.813	47.601	136.01	7.1138	133.91

Length	Membrane	Bending	Membrane+Bending	Peak	Total
32.275	95.813	51.568	139.56	4.9748	137.92
33.148	95.813	55.535	143.15	3.3225	141.99
34.02	95.813	59.502	146.75	3.0687	146.12
34.892	95.813	63.468	150.37	4.4525	150.3
35.764	95.813	67.435	154	6.4963	154.53
36.637	95.813	71.402	157.66	8.7459	158.8
37.509	95.813	75.369	161.32	11.074	163.12
38.381	95.813	79.336	165	13.437	167.47
39.254	95.813	83.302	168.7	15.819	171.86
40.126	95.813	87.269	172.41	18.209	176.28
40.998	95.813	91.236	176.12	20.604	180.72
41.871	95.813	95.203	179.85	23.001	185.2

Linearized X_20

Length	Membrane	Bending	Membrane+Bending	Peak	Total
0	86.102	61.681	31.146	0.97233	31.388
0.87311	86.102	59.11	32.964	0.87646	33.209
1.7462	86.102	56.54	34.877	0.78059	35.116
2.6193	86.102	53.97	36.87	0.68472	37.095
3.4924	86.102	51.4	38.93	0.58884	39.137
4.3655	86.102	48.83	41.048	0.49296	41.231
5.2386	86.102	46.26	43.216	0.39709	43.37
6.1117	86.102	43.69	45.425	0.30126	45.547
6.9849	86.102	41.12	47.67	0.20552	47.758
7.858	86.102	38.55	49.947	0.11014	49.998
8.7311	86.102	35.98	52.251	2.10E-02	52.263
9.6042	86.102	33.41	54.579	8.47E-02	54.55
10.477	86.102	30.84	56.927	0.17986	56.856
11.35	86.102	28.27	59.294	0.21611	59.202
12.223	86.102	25.7	61.677	0.25262	61.564
13.097	86.102	23.13	64.075	0.28929	63.94
13.97	86.102	20.56	66.485	0.32609	66.329
14.843	86.102	17.99	68.907	0.36298	68.729
15.716	86.102	15.42	71.34	0.39995	71.139
16.589	86.102	12.85	73.781	0.43697	73.558
17.462	86.102	10.28	76.232	0.47405	75.985

Length	Membrane	Bending	Membrane+Bending	Peak	Total
18.335	86.102	7.7101	78.689	0.51117	78.42
19.208	86.102	5.14	81.154	0.54834	80.862
20.081	86.102	2.57	83.625	0.58554	83.31
20.955	86.102	2.09E-11	86.102	0.62287	85.763
21.828	86.102	2.57	88.584	0.58964	88.262
22.701	86.102	5.14	91.071	0.5568	90.765
23.574	86.102	7.7101	93.563	0.52368	93.273
24.447	86.102	10.28	96.059	0.49061	95.785
25.32	86.102	12.85	98.558	0.45758	98.301
26.193	86.102	15.42	101.06	0.4246	100.82
27.066	86.102	17.99	103.57	0.39167	103.34
27.939	86.102	20.56	106.08	0.3588	105.87
28.813	86.102	23.13	108.59	0.32599	108.4
29.686	86.102	25.7	111.1	0.29324	110.93
30.559	86.102	28.27	113.62	0.26057	113.47
31.432	86.102	30.84	116.14	0.22809	116
32.305	86.102	33.41	118.66	0.11876	118.59
33.178	86.102	35.98	121.19	1.39E-02	121.18
34.051	86.102	38.55	123.71	0.10123	123.77
34.924	86.102	41.12	126.24	0.2103	126.37
35.797	86.102	43.69	128.77	0.31952	128.96
36.67	86.102	46.26	131.3	0.42872	131.56
37.544	86.102	48.83	133.83	0.53789	134.16
38.417	86.102	51.4	136.37	0.64699	136.76
39.29	86.102	53.97	138.9	0.75605	139.36
40.163	86.102	56.54	141.44	0.86504	141.96
41.036	86.102	59.11	143.97	0.97398	144.57
41.909	86.102	61.681	146.51	1.0829	147.18

LAMPIRAN F
BIODATA PENULIS

(Halaman sengaja dikosongkan)

BIODATA

Nama	: Maulana Dwi Zulkarnaen
NRP	: 0822040017
Jurusan	: Teknik Permesinan Kapal
Program Studi	: D4-Teknik Perpipaan
Agama	: Islam
Jenis Kelamin	: Laki-laki
Nomor Telepon	: +62 82139866114
Temapt/Tanggal Lahir	: Jombang/23 Mei 2003
Email	: maulanadwi@student.ppns.ac.id
Nama Ayah	: Jadi
Nama Ibu	: Linawati

RIWAYAT PENDIDIKAN

SD	: SD Negeri Kepuhkembeng 1
SMP	: SMP Negeri 3 Jombang
SMA	: SMK Negeri 3 Jombang
Perguruan Tinggi	: Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya