

PERANCANGAN MEKANIK C₄ SURGE DRUM KAPASITAS 40,74 m³ DI PT X

Latifin¹, M. Roni Hajianto^{1*}, Ferro Aji¹, Dipta Ario Wibowo¹

¹Teknik Mesin Kilang, Politeknik Energi dan Mineral Akamigas, Cepu, Blora, 58315

*E-mail: ronihajianto80@gmail.com

ABSTRAK

C₄ surge drum merupakan peralatan penting pada kilang minyak dan gas yang berfungsi menampung sementara serta menstabilkan aliran fraksi hidrokarbon ringan seperti *n-butene*, *i-butene*, *butane*, *propane*, dan *ethylene*. Fluktuasi aliran akibat kondisi operasi menjadikan peralatan ini krusial untuk menjaga kestabilan proses. C₄ surge drum berkapasitas 30,61 m³ telah beroperasi ±20 tahun di PT X, sehingga dilakukan redesain dengan kapasitas 40,74 m³, tekanan desain 578,592 kPa, dan suhu desain 65 °C melalui penambahan 10% pada diameter dan panjang drum. Perancangan mengacu pada ASME Section VIII Division 1 dengan material SA 516 Gr.70 (*shell* dan *head*), SA 105 (*flange*), SA 106 Gr. B (*nozzle neck*), SA 283 Gr. C (*saddle*), SA 36 (*lifting lug*), SS 304 (*gasket*), dan SA 307 Gr. B (*baut*). Analisis beban menunjukkan gaya angin maksimum 2.010,03 lbf dengan momen 11.842,29 lbf·ft, serta gaya gempa 3.455,35 lbf menghasilkan momen 31.628,7 lbf·ft, keduanya memenuhi batas minimal 80% ASCE 7-10. Studi keekonomian menunjukkan total investasi 454.602,56 USD dengan *payback period* 3 tahun, NPV 204.221,12 USD, PI 4,62, dan IRR 18,717%. Rancangan ini dinilai layak secara teknis dan ekonomis untuk meningkatkan keandalan operasi serta memperpanjang umur peralatan.

Kata kunci: ASME Section VIII Division 1, Gas hidrokarbon, Surge drum, Keekonomian

1. PENDAHULUAN

Kemajuan ilmu pengetahuan telah mendorong perkembangan mesin untuk memenuhi industri pengolahan minyak dan gas bumi memiliki peran penting dalam memenuhi kebutuhan energi global. Salah satu peralatan penting dalam proses pengolahan adalah C₄ surge drum, yang berfungsi sebagai penampung sementara fraksi hidrokarbon ringan serta menjaga kestabilan aliran proses. Fraksi C₄ merupakan hasil dari unit *Fluid Catalytic Cracking* (FCC), *hydrocracking*, dan *reforming*, dan digunakan untuk memproduksi LPG dan bahan petrokimia lainnya.

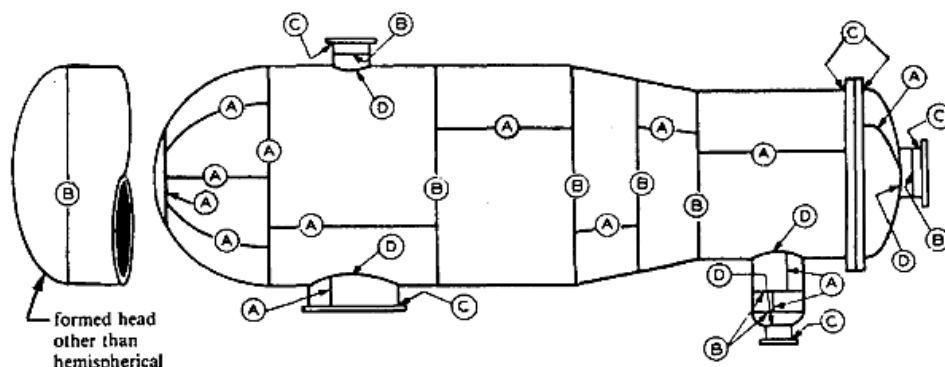
C₄ surge drum di PT X telah beroperasi selama lebih dari 20 tahun. Seiring perubahan kondisi operasi dan meningkatnya kebutuhan kapasitas, peralatan ini menjadi kurang optimal. Peningkatan kapasitas dilakukan dengan menambahkan sekitar 10% pada diameter dan panjang drum, sehingga volume meningkat dari 30,61 m³ menjadi 40,74 m³. Perubahan ini memengaruhi perhitungan mekanik, pemilihan material, dan desain proteksi tekanan, sehingga perancangan harus mengacu pada ASME Section VIII Division 1 dan ASCE 7-10 untuk menjamin kekuatan serta keselamatan operasi.

Beberapa penelitian terdahulu telah membahas desain dan optimasi bejana tekan. Studi pada *pressure vessel* menunjukkan bahwa analisis tegangan dan siklus tekanan berperan penting dalam meningkatkan efisiensi desain dan umur operasi [1]. Penelitian lain menekankan bahwa penerapan parameter tegangan yang tepat sesuai standar ASME mampu meningkatkan keamanan struktural dan efisiensi material [2]. Temuan-temuan tersebut menjadi acuan penting dalam melakukan perancangan ulang C₄ surge drum agar memenuhi standar terkini.

Meskipun surge drum eksisting masih berfungsi, desain lama memiliki keterbatasan seperti potensi korosi internal, penurunan efisiensi akibat fluktuasi tekanan, serta ketidaksesuaian

an sebagian parameter terhadap edisi terbaru standar ASME *Section VIII Division 1*. Kondisi tersebut dapat mengurangi keandalan struktural dan keselamatan operasi. Karena itu, diperlukan perancangan ulang (*redesign*) agar peralatan memenuhi standar keselamatan terbaru dan mampu mendukung operasi berkelanjutan.

Secara umum, *surge drum* merupakan bejana bertekanan (*pressure vessel*) yang menampung sementara fluida untuk menjaga kestabilan proses [3]. Desain bejana harus mengacu pada standar ASME *Section VIII*, ASCE 7, serta API 12J dan API RP 571, yang mencakup ketahanan terhadap korosi dan beban lingkungan [4]. Komponen utamanya meliputi *shell*, *head*, *nozzle*, *manhole*, *reinforcement pad*, dan *support* [5]. Dalam fabrikasi, pengelasan menjadi tahap krusial untuk menjamin kekuatan sambungan. Proses ini diatur dalam *Welding Procedure Specification* (WPS) dan *Procedure Qualification Record* (PQR) [6]. Area pengelasan pada C4 *surge drum* meliputi sambungan antara *shell*, *head*, dan *nozzle* sebagaimana ditunjukkan pada Gambar 1.



Gambar 1. Ilustrasi Letak Pengelasan pada *Surge Drum*

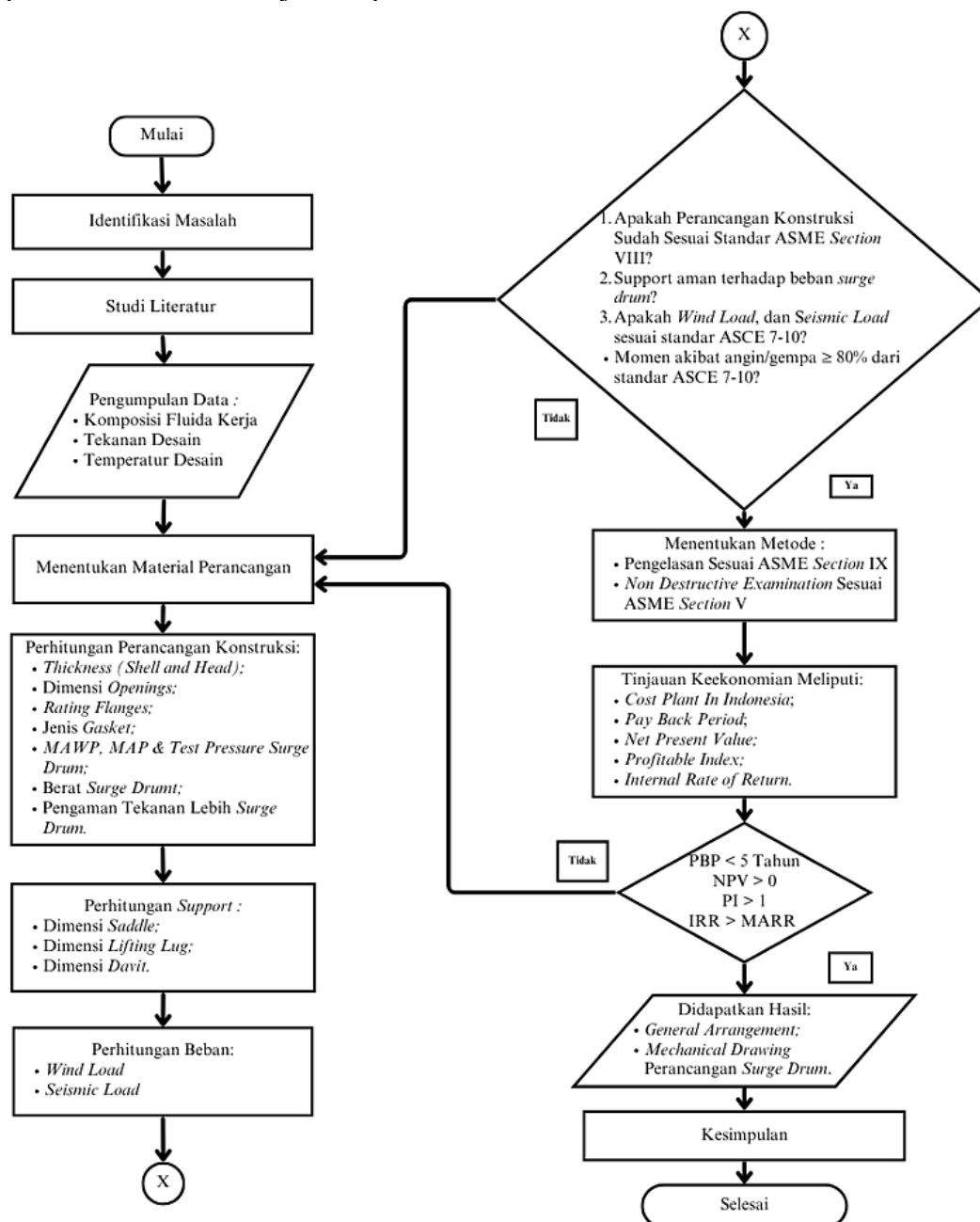
Jenis pengelasan seperti *Shielded Metal Arc Welding* (SMAW), *Gas Tungsten Arc Welding* (GTAW), *Gas Metal Arc Welding* (GMAW), dan *Submerged Arc Welding* (SAW) digunakan sesuai kebutuhan, dengan metode inspeksi *Radiographic Testing* (RT), *Ultrasonic Testing* (UT), *Magnetic Testing* (MT), dan *Penetrant Testing* (PT) untuk memastikan tidak ada cacat berbahaya [7]. Proses *preheat* dan *postweld heat treatment* (PWHT) diterapkan untuk mengurangi tegangan sisa dan memperbaiki struktur mikro material [8].

Selain aspek teknis, faktor keekonomian juga menjadi pertimbangan penting dalam perancangan. Analisis kelayakan dilakukan menggunakan metode *Pay Back Period* (PBP), *Net Present Value* (NPV), *Internal Rate of Return* (IRR), dan *Profitability Index* (PI) [9]. Estimasi biaya mengikuti standar AACE dengan mempertimbangkan inflasi dan *location factor* seperti wilayah Asia Tenggara yang bernilai 1,12 [10]. Berdasarkan latar belakang tersebut, penelitian ini bertujuan untuk merancang ulang C4 *surge drum* dengan peningkatan kapasitas sebesar 10%, menggunakan pendekatan desain berdasarkan ASME *Section VIII Division 1* dan ASCE 7-10, untuk menghasilkan rancangan yang aman, efisien, dan layak secara teknis maupun ekonomis bagi operasional kilang.

2. METODE

Untuk perancangan mekanik C4 *surge drum* dengan kapasitas 40,74 m³ di PT X, diperlukan riset serta pemahaman teknis yang mendalam terkait komponen-komponen utama dari *surge drum* tersebut. Proses perancangan dilakukan secara sistematis melalui beberapa tahapan yang meliputi pengumpulan data operasi, penentuan parameter desain, perhitungan mekanik, pemilihan material, serta evaluasi kelayakan teknis dan ekonomi. Alur umum tahapan perancangan ditunjukkan pada Gambar 2. Data dasar perancangan digunakan sebagai acuan dalam menentukan ketebalan dan dimensi komponen utama bejana tekan. Ringkasan para-

meter operasi dan desain ditunjukkan pada Tabel 1.



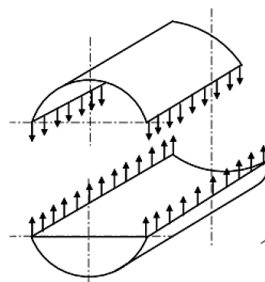
Gambar 2. Diagram alir penelitian

Tabel 1. Data perancangan C4 surge drum

Parameter	Nilai	Satuan
Data operasi		
Temperatur operasi	50	°C
Tekanan operasi	3,9	kg/cm ²
Data desain		
Temperatur desain	65	°C
Tekanan desain	5,9	kg/cm ²
Inside diameter	2.530	Mm
Length	7.260	mm
Corrosion allowance	3	mm
Joint efficiency	1	
Wind speed	34,72	m/s

Perancangan ini bertujuan untuk mendukung kebutuhan operasional di fasilitas pemrosesan, khususnya dalam mengatur aliran dan penampungan sementara fraksi C4 sebelum dialirkan ke proses selanjutnya. Dengan perancangan yang tepat, diharapkan alat ini dapat bekerja secara optimal dan memenuhi standar keselamatan serta efisiensi dalam sistem produksi. Perancangan *surge drum* meliputi perhitungan ketebalan *shell* dan *head* berdasarkan tekanan internal, sesuai ASME Section VIII Div. 1 [11]. Ketebalan minimum komponen dihitung berdasarkan tekanan desain, efisiensi sambungan, dan kekuatan material. Untuk *shell* silinder, terdapat dua jenis tegangan utama, yaitu *circumferential stress* pada Gambar 3, dan *longitudinal stress* pada Gambar 4, yang dapat dihitung dengan rumus berikut:

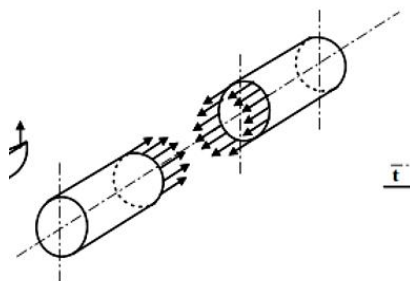
1. *Circumferential Stress* (sambungan memanjang)



Gambar 3. Tegangan *Circumferential Stress*

$$t = \frac{PR}{SE-0,6P} \quad (1)$$

2. *Longitudinal Stress* (sambungan melingkar)



Gambar 4. Tegangan *Longitudinal Stress*

$$t = \frac{PR}{2SE+0,4P} \quad (2)$$

Menurut ASME Section VIII Div. 1 UG-32(a), ketebalan minimal *head* setelah dibentuk harus dihitung untuk menahan tekanan internal, kecuali diatur dalam *Mandatory Appendix 32*. Jenis *ellipsoidal head* tipe 2:1 umum digunakan untuk *surge drum* dengan diameter ≥ 6 ft. Tinggi *head* tanpa *skirt* dihitung menggunakan:

$$h = \frac{D}{4} \quad (3)$$

Lalu, ketebalan minimum ditentukan dengan rumus:

$$t = \frac{PD}{2SE-0,2P} \quad (4)$$

Perhitungan ketebalan minimum pada leher *nozzle* mengacu pada ASME *Section VIII* Div. 1, khususnya paragraf UG-45 . Untuk *nozzle* akses dan inspeksi, ketebalan ditentukan dengan:

$$t_{UG-45} = \max(t_a, t_b) \quad (5)$$

Selain tekanan internal, beban lingkungan seperti angin dan gempa juga harus diperhitungkan untuk menjamin kestabilan struktur. Perhitungan gaya angin mengacu pada ASCE 7-10, dengan persamaan berikut:

$$A_L = \frac{\pi D_e^2}{4} \quad (6)$$

$$F_L = q_z G C_f A_L \quad (7)$$

$$q_z = 0.613 K_z K_d V^2 \quad (8)$$

Sedangkan gaya transversal dihitung dengan:

$$A_T = L_e D_e \quad (9)$$

$$F_T = 0,5 (q_z G C_f A_T) \quad (10)$$

Untuk beban gempa (*seismic load*) digunakan persamaan:

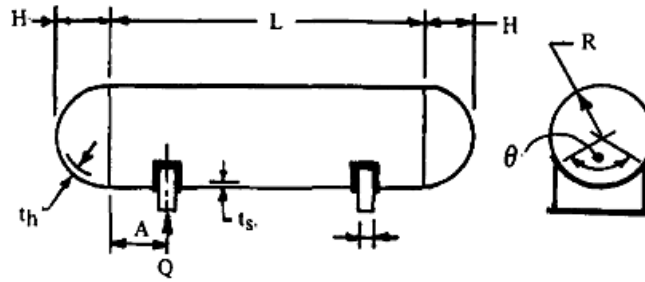
$$S_{MS} = F_a \times S \quad (11)$$

$$S_{DS} = \frac{2}{3} \times S_{MS} \quad (12)$$

$$C_S = \frac{S_{DS}}{\frac{R}{I}} \quad (13)$$

$$V = C_S \times W \quad (14)$$

Kedua beban ini sangat mempengaruhi desain *support*, ketebalan *shell*, dan *anchor bolt*, untuk menjamin kestabilan dan keamanan bejana tekan. *Support* seperti pada Gambar 5 merupakan komponen penting pada perancangan *surge drum* yang berfungsi untuk menopang berat bejana serta menahan gaya-gaya luar seperti beban angin dan gempa. Berbeda dengan bagian lain dari *vessel*, *support* tidak terpengaruh langsung oleh tekanan internal, tekanan eksternal, maupun jenis fluida di dalam bejana. Oleh karena itu, desain *support* harus memper-timbangkan aspek kekuatan struktural dan kestabilan keseluruhan sistem.



Gambar 5. Dimensi Untuk Perhitungan Tegangan pada Saddle

Salah satu jenis *support* yang paling umum digunakan untuk *horizontal pressure vessel* seperti *C₄ surge drum* adalah *saddle support*. *Saddle support* dipasang di bagian bawah *shell* untuk mendistribusikan beban secara merata ke fondasi. Umumnya digunakan dua *saddle* yang ditempatkan secara simetris terhadap pusat bejana, untuk meminimalkan defleksi dan konsentrasi tegangan. Perhitungan tegangan akibat beban pada *saddle support* dilakukan dengan mengacu pada konfigurasi geometri bejana dan posisi *saddle*. Tegangan lentur *longitudinal* dapat dihitung menggunakan:

$$S_1 = \pm \frac{QA \left(1 - \frac{1 - \frac{A}{L} + \frac{R^2 - H^2}{2AL}}{1 + \frac{4H}{3L}} \right)}{KR^2 t_s} \quad (15)$$

Sedangkan tegangan lentur di *midspan shell* dihitung dengan:

$$S_1 = \frac{\frac{QL}{4} \left(\frac{1 + 2 \frac{R^2 - H^2}{L^2}}{1 + \frac{4H}{3L}} - \frac{4A}{L} \right)}{\pi R^2 t_s} \quad (16)$$

Untuk tegangan geser tangensial (*tangential shear stress*), digunakan dua kondisi berdasarkan jarak A terhadap R. Jika $A > R/2$, maka:

$$S_2 = \frac{K_2 Q}{R t_s} \left(\frac{L - 2A}{L + \frac{4}{3}H} \right) \quad (17)$$

Sedangkan untuk $A \leq R/2$, tegangan pada *shell* dihitung dengan:

$$S_2 = \frac{K_4 Q}{R t_s} \quad (18)$$

Dan tegangan pada *head* dihitung menggunakan:

$$S_2 = \frac{K_4 Q}{R t_h} \quad (19)$$

Nilai tegangan S_2 ini tidak boleh melebihi 80% dari tegangan ijin material bejana. Sedangkan tambahan tegangan akibat beban eksternal dihitung dengan:

$$S_3 = \frac{K_5 Q}{R t_h} \quad (20)$$

Nilai S_3 ditambah tegangan akibat tekanan internal tidak boleh melebihi 1,25 kali tegangan tarik izin material. Selanjutnya, untuk menghitung *circumferential stress* pada *horn saddle*, digunakan:

- Jika $L \geq 8RL$:

$$S_4 = -\frac{Q}{4t_s(b + 1,56\sqrt{Rt_s})} - \frac{3K_6Q}{2t_s^2} \quad (21)$$

- Jika $L < 8RL < 8R$:

$$S_4 = -\frac{Q}{4t_s(b + 1,56\sqrt{Rt_s})} - \frac{12K_6QR}{Lt_s^2} \quad (22)$$

Tegangan S_4 ini harus $\leq 1,5 \times$ tegangan ijin material *shell*. Terakhir, untuk menghitung tegangan pada bagian bawah *shell*, digunakan:

$$S_5 = -\frac{K_7Q}{t_s(b + 1,56\sqrt{Rt_s})} \quad (23)$$

Dengan batas maksimum sebesar $0,5 \times$ tegangan ijin material *shell*. Melalui seluruh analisis ini, perancangan *saddle support* menjadi aspek kritis dalam menjamin stabilitas *surge drum* terhadap semua beban kerja dan lingkungan. Desain yang tepat akan meminimalkan risiko kegagalan akibat tegangan berlebih, memastikan integritas struktur dalam jangka panjang. Perhitungan-perhitungan ini juga menjadi dasar evaluasi saat melakukan simulasi beban atau inspeksi rutin di lapangan.

3. PEMBAHASAN

Dalam perancangan *C4 surge drum*, pemilihan material dilakukan dengan mempertimbangkan tiga aspek utama, yaitu korosivitas fluida, efisiensi biaya, dan ketersediaan material di pasaran [12]. Berdasarkan analisis komposisi fluida yang terdiri dari etilena, butena, dan hidrokarbon ringan lainnya tanpa adanya senyawa korosif seperti O_2 , CO_2 , maupun H_2S , fluida dikategorikan sebagai non-korosif. Oleh karena itu, material *carbon steel* SA-516 Gr.70 dipilih sebagai bahan utama karena memiliki ketahanan yang baik terhadap fluida tersebut, kekuatan mekanik yang tinggi, serta stabilitas yang baik pada suhu operasi hingga $65^\circ C$. Selain itu, material ini juga banyak tersedia di pasaran, mudah difabrikasi dan di-las, serta menawarkan biaya yang lebih ekonomis dibandingkan material alternatif seperti *stainless steel* atau paduan logam khusus, sehingga memberikan keseimbangan optimal antara performa teknis dan efisiensi ekonomi. Daftar material yang digunakan pada perancangan mekanik *C4 surge drum* dapat dilihat pada Tabel 2.

Perhitungan perancangan pada *C4 surge drum* melibatkan analisis mendalam terhadap beberapa komponen utama, yaitu *shell*, *head*, *nozzle*, serta sistem penyangga (*support*). Tujuan utama dari perhitungan ini adalah untuk memastikan bahwa ketebalan dan dimensi setiap bagian memenuhi ketentuan keselamatan, keandalan, dan efisiensi sesuai standar ASME *Section VIII Division 1*.

Tabel 2. Material C4 surge drum

No	Komponen	Material
1	<i>Shell</i>	SA 516 Gr. 70
2	<i>Head</i>	SA 516 Gr. 70
3	<i>Flange</i>	SA 105
4	<i>Nozzle</i>	SA 106 Gr. B
5	<i>Saddle</i>	SA 283 Gr. C
6	<i>Bolt</i>	SA 307 Gr. B
7	<i>Lifting lug</i>	SA 36
8	<i>Gasket</i>	SS 304

Pada *shell*, ketebalan minimum dihitung menggunakan ASME UG-27 dengan dua pendekatan, yaitu tegangan keliling (*circumferential*) dan tegangan memanjang (*longitudinal*). Hasil menunjukkan ketebalan berdasar tegangan keliling sebesar 5,317 mm dan setelah ditambah *corrosion allowance* 3 mm, diperoleh ketebalan desain 8,317 mm. Dengan ketebalan nominal komersial 10 mm, *shell* mampu menahan tekanan internal 578,592 kPa dengan MAWP 762,912 kPa dan MAP 1.085,759 kPa, yang masih dalam batas aman operasi.

Bagian *head* bertipe *ellipsoidal* 2:1, dengan ketebalan minimum 5,306 mm dan ketebalan desain 8,306 mm setelah *allowance*. Ketebalan nominal 10 mm dipilih agar sesuai dengan standar pelat. Nilai MAWP 765,027 kPa dan MAP 1.081,504 kPa juga menunjukkan kondisi aman terhadap tekanan operasi.

Peningkatan kapasitas sebesar 10% pada *C4 surge drum* menyebabkan bertambahnya volume dan luas permukaan *shell*, sehingga turut meningkatkan beban internal dan tumpuan. Namun, hasil evaluasi desain menunjukkan bahwa perubahan tersebut masih dapat ditoleransi tanpa perlu penambahan ketebalan material, karena ketebalan nominal 10 mm yang digunakan sudah memiliki faktor keamanan yang memadai terhadap tekanan dan beban kerja. Dengan demikian, modifikasi kapasitas ini tidak menimbulkan risiko signifikan terhadap integritas struktur maupun kestabilan operasi bejana.

Dari sisi material, SA-516 Gr.70 tetap menunjukkan performa yang baik pada suhu desain 65 °C, di mana penurunan tegangan izinnnya dari nilai pada suhu ruang tergolong kecil dan masih jauh di atas batas tegangan kerja hasil perancangan. Hal ini menunjukkan bahwa material yang digunakan tetap aman, stabil, dan sesuai dengan standar ASME *Section II Part D*, sehingga desain yang dihasilkan dapat diandalkan untuk kondisi operasi jangka panjang.

Komponen *nozzle* pada *C4 surge drum* dirancang dengan berbagai ukuran, yaitu 2", 4", 6", 8", 10", dan 20" (*manhole*). Perhitungan ketebalan minimum masing-masing *nozzle* dilakukan berdasarkan ASME *Section VIII Div.1*, khususnya paragraf UG-45 dan UG-27. Setiap *nozzle* dihitung terhadap tekanan internal desain 578,592 kPa, dengan mempertimbangkan jari-jari dalam (R_n), tegangan izin material (S), efisiensi sambungan (E), dan *corrosion allowance* (CA). Hasil perhitungan menunjukkan ketebalan minimum tiap *nozzle* lebih kecil dari ketebalan pipa aktual sesuai spesifikasi *schedule*, sehingga seluruh *nozzle* dinyatakan aman terhadap tekanan kerja.

Tabel 3 menampilkan sebelas *nozzle* dengan berbagai ukuran dan fungsi. Sebagian besar *nozzle* ditempatkan pada *shell*, sedangkan *manhole* berukuran 20" terpasang pada *head* untuk inspeksi dan perawatan internal. Ukuran *nozzle* berkisar antara 2" hingga 10" untuk keperluan *feed*, *drain*, *vent*, *level gauge*, dan *outlet*. Mayoritas *nozzle* menggunakan pipa XS (Sch 80) untuk menjamin kekuatan terhadap tekanan operasi, sedangkan ukuran besar (8", 10", dan 20")

memakai STD Sch 40–20 demi efisiensi biaya dan kemudahan fabrikasi. Hasil perhitungan menunjukkan seluruh *nozzle* tidak memerlukan *reinforcement pad*, karena tebal pipa aktual sudah mencukupi untuk menjaga integritas mekanis sambungan terhadap *shell* dan *head*.

Tabel 3. Daftar Nozzle C₄ Surge Drum

No	Nozzle	Size	Thickness	Reinforement Pad	Location	Service
1	N1	2"	XS Sch 80	No	Shell	Level gauge
2	N2	2"	XS Sch 80	No	Shell	Level gauge
3	N3	2"	XS Sch 80	No	Shell	Balance feed
4	N4	4"	XS Sch 80	No	Shell	Drain
5	N5	4"	XS Sch 80	No	Shell	Min flow
6	N6	4"	XS Sch 80	No	Shell	Vent
7	N7	6"	XS Sch 80	No	Shell	Ventilation nozzle
8	N8	8"	STD Sch 40	No	Shell	Liquid outlet
9	N9	8"	STD Sch 40	No	Shell	Feed
10	N10	10"	STD Sch 40	No	Shell	Vapour outlet
11	M1	20"	STD Sch 20	No	Head	Manhole

Beban lingkungan dihitung sesuai ASCE 7-10, di mana gaya angin transversal maksimum mencapai 2.010,03 lbf dengan momen 11.842,29 lbf·ft, sedangkan gaya seismik menghasilkan 3.455,35 lbf dengan momen dasar 31.628,7 lbf·ft. Nilai tersebut digunakan dalam desain *saddle support*, yang dinyatakan aman terhadap beban kerja dan momen maksimum. *Support* menggunakan material SA-283 Gr C dengan tegangan izin 108.000 kPa. Hasil perhitungan menunjukkan tegangan *longitudinal* antar *saddle* ($S_1 = 303,56$ psi) dan tegangan *circumferential* pada *horn* ($S_4 = -3.524,03$ psi) berada jauh di bawah batas izin. Struktur dengan pelat dasar 25,4 mm dan tambahan *wear plate* serta *ribs* dipastikan stabil terhadap beban bejana, angin, dan gempa.

Evaluasi menunjukkan bahwa C₄ *surge drum* memiliki berat kosong 7.870,71 kgf, meningkat menjadi 8.022 kgf saat beroperasi dan mencapai 47.981,45 kgf pada uji hidrostatik. Tegangan lentur maksimum akibat beban pengujian hanya 2.586,11 kPa, jauh di bawah tegangan izin SA-516 Gr.70 sebesar 86.666,67 kPa, sehingga struktur *shell* aman tanpa *stiffener ring* tambahan.

Dari aspek ekonomi, estimasi berdasarkan AACE menunjukkan biaya investasi total USD 454.602,56 setelah penyesuaian indeks tahun 2024 dan *location factor* 1,12. Dengan peningkatan efisiensi alat 5 %, diperoleh keuntungan tahunan USD 9.716,3, PBP $\approx$ 3 tahun, NPV USD 204.221,12, PI 4,62, dan IRR 18,717 % > MARR 12 %. Hasil ini menegaskan bahwa rancangan C₄ *surge drum* layak secara teknis dan ekonomis.

Secara keseluruhan, kenaikan kapasitas 10 % meningkatkan beban struktur namun masih dalam batas aman, dan sifat material SA-516 Gr.70 pada suhu desain 65 °C tetap mampu menahan tegangan operasi. Dengan demikian, rancangan C₄ *surge drum* dinyatakan aman, efisien, dan sesuai standar ASME untuk diimplementasikan pada fasilitas kilang.

4. SIMPULAN

Perancangan mekanik C₄ *surge drum* dilakukan untuk mendukung proses pengolahan hidrokarbon dengan aman dan efisien. Bejana ini memiliki spesifikasi utama berupa diame-

ter dalam 2.530 mm, panjang total 7.260 mm, volume 40,74 m³, tekanan desain 578,592 kPa, dan suhu desain 65 °C. C4 surge drum mampu menahan uji hidrostatik hingga 991,78 kPa, dengan MAWP 762,91 kPa dan MDMT -27,75 °C. Tebal nominal *shell* dan *head* masing-masing 10 mm. Berat bejana tercatat 7.719,66 kgf dalam kondisi kosong, 7.870,71 kgf saat operasi, dan 47.981,45 kgf ketika pengujian. Material dipilih berdasarkan kekuatan dan ketahanan korosi, yaitu SA 516 Gr. 70 (*shell* dan *head*), SA 105 (*flange*), SA 106 Gr. B (*nozzle neck*), SA 283 Gr. C (*saddle*), SA 36 (*lifting lug*), SS 304 (*gasket*), dan SA 307 Gr. B (*baut*). Analisis beban menunjukkan gaya angin maksimum 2.010,03 lbf dengan momen 11.842,29 lbf·ft, serta gaya gempa *horizontal* 3.455,35 lbf dengan momen dasar 31.628,7 lbf·ft. Nilai tersebut memenuhi ketentuan minimal ASCE 7-10, sehingga struktur penyangga dinyatakan aman. Dari aspek ekonomi, proyek memerlukan investasi 454.602,56 USD dengan *payback period* 2,7 tahun, NPV 204.221,12 USD, PI 4,62, dan IRR 18,717%, sehingga layak direalisasikan secara teknis maupun finansial.

5. DAFTAR PUSTAKA

- [1] T. Zhang, Y. Wang, and H. Liu, "Design Optimization and Stress Analysis of Pressure Vessel under Cyclic Loading," *Journal of Pressure Vessel Technology*, vol. 143, no. 6, pp. 061403-1–061403-8, 2021.
- [2] A. Kumar and P. Singh, "Comparative Study on Pressure Vessel Design as per ASME Section VIII Division 1," *International Journal of Engineering Research & Applications*, vol. 13, no. 4, pp. 1–6, 2023.
- [3] A. H. Setiawan, Efektivitas Desain Surge Tank untuk Mengendalikan Efek Water Hammer pada Pembangkit Listrik Tenaga Air, Disertasi Doktorat, Institut Teknologi Sepuluh Nopember, Surabaya, 2019.
- [4] E. F. Megyesy, *Pressure Vessel Handbook*, 7th ed. Tulsa, OK: Pressure Vessel Handbook Publishing, 1973.
- [5] D. Moss and M. Basic, *Pressure Vessel Design Manual*, 4th ed. Amsterdam, Netherlands: Elsevier, 2013.
- [6] ASME, *Boiler and Pressure Vessel Code Section IX: Welding, Brazing, and Fusing Qualifications*. New York, NY: American Society of Mechanical Engineers, 2023.
- [7] ASME, *Boiler and Pressure Vessel Code Section V: Non-Destructive Examination*. New York, NY: American Society of Mechanical Engineers, 2023.
- [8] A. A. Sapriana, "Pengaruh Suhu PWHT Annealing B Pada Pengelasan SMAW," *Jurnal Teknik Mesin*, vol. 10, no. 1, pp. 147–152, 2022.
- [9] G. Towler and R. Sinnott, *Chemical Engineering Design: Principles, Practice, and Economics of Plant and Process Design*, 2nd ed. Oxford, U.K.: Butterworth-Heinemann, 2012.
- [10] M. Giatman, *Ekonomi Teknik*, Ed. A. Aliludin. Padang, Indonesia: Universitas Negeri Padang, 2006.
- [11] ASME, *Boiler and Pressure Vessel Code Section VIII Division 1: Rules of Construction of Pressure Vessel*. New York, NY: American Society of Mechanical Engineers, 2023.
- [12] ASME, *Boiler and Pressure Vessel Code Section II Part D: Materials*. New York, NY, USA: American Society of Mechanical Engineers, 2023.

Daftar Simbol

t	= minimum required thickness of shell, mm
P	= internal design pressure, kPa
R	= inside radius of the shell, mm
S	= maximum allowable stress value material, kPa
E	= joint efficiency
h	= tinggi dalam head tanpa skirt, mm
D	= diameter dalam head, mm
t_{UG-45}	= ketebalan minimum dari leher nozzle, mm
t_a	= tebal minimal leher nozzle mengacu UG-27 dan UG-28 (ditambah korosi dan <i>threading allowance</i>), mm

t_b	= ketebalan <i>nozzle</i> untuk <i>vessel</i> tekanan internal (asumsi $e=1$ dan ditambah laju korosi), mm
S	= <i>stress</i> , kPa
Q	= <i>load none saddle</i> , kgf
A	= area tersedia di <i>shell</i> , mm
H	= <i>dept of dish of head</i> , mm
L	= <i>length of vessel</i> , mm
K	= konstanta empiris berdasarkan konfigurasi <i>vessel</i> dan <i>saddle</i>
R	= <i>outside radius of shell</i> , mm
t_s	= <i>wall thickness of shell</i> , mm
t_h	= <i>wall thickness of head</i> , mm
B	= <i>width saddle</i> , mm
b'	= <i>width saddle</i> , mm