

RE-RATING PRESSURE VESSEL SETELAH PENINGKATAN TEMPERATUR DAN INTERNAL PRESSURE SERTA AKIBATNYA TERHADAP FATIGUE DAN REMAINING LIFE

Lukman Khakim¹, Moh. Miftachul Munir², Muhamad Ari³

Program Studi Teknik Pengelasan, Jurusan Teknik Bangunan Kapal, Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya, Surabaya 60111^{1*}
D4 Teknik Pengelasan, Teknik Bangunan Kapal, Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya, Gresik 61175²

Email: lukmankhakim005@gmail.com¹

Abstract - After the issuance of the latest regulation by BPOM, namely BPOM Regulation Number 20 of 2019 concerning Food Packaging, several industries have made changes to their production processes. This made one of the well-known beverage companies make changes to the initial pressure vessel design. It is necessary to increase the internal pressure and temperature so that the production process complies with these regulations. In this case, the pressure vessel has been re-rated after the changes of the initial design. Research is needed to determine the strength and remaining life through stress and fatigue analysis. The remaining life calculation results show that after re-rating, the pressure vessel has a remaining life value of 70 years. This value is 1 year lower than the remaining life before re-rating, which is 71 years. The results of the stress analysis show that the highest stress is in the stiffener of head, which is 11.530,54 psi, this value is still below the allowable stress value, which is 18.300 psi. The results of the fatigue analysis show that the value of the fatigue life cycle is infinite, so that the pressure vessel can operate during its design lifetime, which is 20 years.

Keyword: re-rating, internal pressure, remaining life, fatigue.

Nomenclature

t	= wall thickness, inch
C_{rate}	= corrosion rate, ipy
$I_{internal}$	= internal inspection, years
S	= stress, psi
E	= joint efficiency
R	= outside radius
d	= inside diameter of shell, inch
C	= factor C
D	= outside diameter, inch
M	= maximum bending stress, N/mm
Z	= section modulus, mm ³
σ_{total}	= actual bending stress on stiffener, psi
S_{alt}	= alternating stress, psi
S_r	= stress range, psi
n_i	= planned number of cycles
N_i	= number of cycles before failure

1. PENDAHULUAN

Bejana, tangki, dan pipa yang membawa, menyimpan, atau menerima cairan disebut bejana tekan. Bejana tekan didefinisikan sebagai wadah dengan perbedaan tekanan antara bagian dalam dan bagian luar. Tekanan bagian dalam biasanya lebih tinggi dari bagian luar, kecuali untuk beberapa situasi terisolasi. Cairan di dalam bejana dapat mengalami perubahan keadaan seperti dalam kasus ketel uap, atau dapat menyatu dengan reagen lain seperti dalam kasus reaktor kimia [4].

Setelah dikeluarkannya Peraturan BPOM Nomor 20 Tahun 2019 Tentang Kemasan Pangan,

yang merupakan peraturan baru oleh BPOM yang mengatur mengenai proses *packaging*, beberapa industri melakukan perubahan dalam proses produksinya. Ini membuat PT. X, yang merupakan perusahaan minuman ternama melakukan perubahan terhadap desain awal *pressure vessel*. Diperlukan peningkatan *internal pressure* dan juga temperatur agar proses produksi sesuai dengan peraturan tersebut. *Internal pressure* ditingkatkan dari 43,511 psi menjadi 44,96 psi, sedangkan temperatur ditingkatkan dari 302° F menjadi 392° F. Material dari *pressure vessel* pada penelitian ini adalah SA-240 Grade 304, yang memiliki nilai *stress value of material* sebesar 18.300 psi.

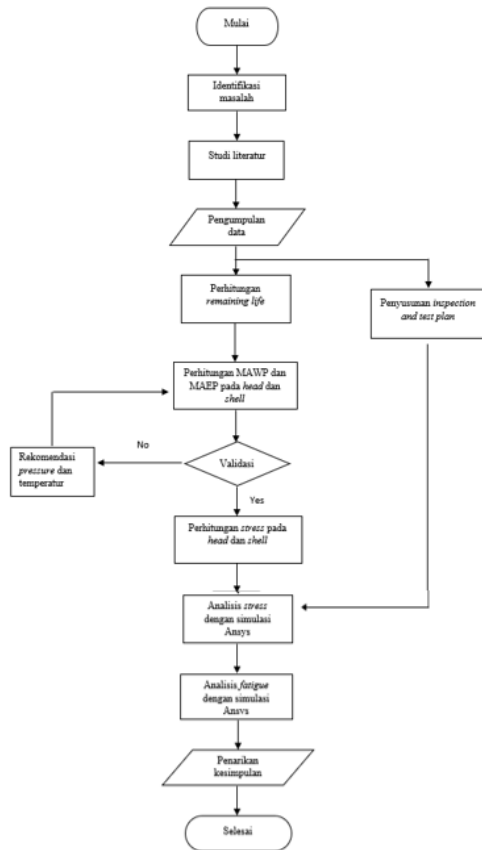
Dalam kasus ini telah terjadi *re-rating* pada *pressure vessel* setelah dilakukannya perubahan pada desain awal. Perlu dilakukannya penelitian untuk mengetahui kekuatan dan sisa umurnya melalui analisis *stress* dan *fatigue*.

Berdasarkan latar belakang tersebut, maka terdapat permasalahan yang harus diselesaikan dalam penelitian ini. Pada *pressure vessel* setelah dilakukannya *re-rating*, diperlukan adanya penyusunan *inspection and test plan*, perhitungan *remaining life*, perhitungan *maximum allowable pressure*, perhitungan nilai *stress*, serta mengetahui *fatigue* yang terjadi.

2. METODOLOGI

2.1 Metodologi Penelitian

Dalam melakukan penelitian ini, diperlukan adanya diagram alir yang berisi tahap-tahap pelaksanaannya, seperti pada Gambar 1 berikut.



Gambar 1. Diagram alir

2.2 Penyusunan inspection and test plan

Inspection plan disusun berdasarkan inspeksi yang akan dilakukan. *Internal inspection* dan *on-stream inspection* dilakukan 10 tahun setelah inspeksi terakhir, sedangkan *external inspection* dilakukan 5 tahun setelah inspeksi terakhir [3].

2.3 Perhitungan ketebalan

Dalam menentukan nilai *required thickness*, dapat menggunakan formula berdasarkan *inside dimension* atau *outside dimension*. Pada perhitungan ini, digunakan formula *required thickness* berdasarkan *outside dimension*, pada *shell* sesuai persamaan 1, dan *head* sesuai persamaan 2 [7]. Sedangkan nilai *thickness* yang digunakan dalam perhitungan *MAWP* dan perhitungan-perhitungan yang dilakukan selanjutnya (perhitungan lanjutan) menggunakan formula berdasarkan persamaan 3 [3].

Rumus *required thickness of shell*:

$$t = \frac{P \cdot R}{S \cdot E + 0,4 \cdot P} \quad (1)$$

Rumus *required thickness of flat head*:

$$t = d \sqrt{\frac{CP}{SE}} \quad (2)$$

Rumus *thickness* pada perhitungan lanjutan:

$$t = t_{actual} - 2 (C_{rate} \times I_{internal}) \quad (3)$$

2.4 Perhitungan remaining life

Remaining life harus ditentukan untuk mengetahui umur sisa *pressure vessel*. Perhitungan *remaining life* sesuai dengan persamaan 4 [3].

$$Remaining\ life = \frac{t_{actual} - t_{required}}{corrosion\ rate} \quad (4)$$

2.5 Perhitungan MAWP

Maximum allowable working pressure (MAWP) adalah tekanan izin pada bejana tekan ketika dalam kondisi beroperasi. Perhitungan *MAWP* sesuai dengan persamaan 5 dan persamaan 6 [1].

Rumus *MAWP* pada *shell*:

$$MAWP = \frac{S \times E \times t}{R - 0,4t} \quad (5)$$

Rumus *MAWP* pada *flat head*:

$$MAWP = \frac{t^2 \times S \times E}{d^2 \times C} \quad (6)$$

2.6 Perhitungan MAEP

Maximum allowable external pressure (MAEP) adalah tekanan izin pada bejana tekan dalam kondisi *vacuum*, yang disebabkan oleh kondisi ingkungan sekitar. Nilai *MAEP* adalah lebih dari atau sama dengan 15 *psi* [7].

2.7 Perhitungan stress

Perhitungan *stress* yang terjadi pada *pressure vessel* dilakukan pada kondisi disebabkan *internal pressure* dan disebabkan *external pressure* [7]. Nilai yang diperoleh tidak boleh melebihi nilai *stress value of material*. Perhitungan *stress* sesuai dengan persamaan 7, persamaan 8 [7], dan persamaan 9 [5].

Rumus *stress on shell* disebabkan *internal pressure*:

$$S = \frac{P(R - 0,4t)}{E \times t} \quad (7)$$

Rumus *stress on shell* disebabkan *external pressure*:

$$S = \frac{Pa \times D}{2t} \quad (8)$$

Rumus *stress on sliding head*:

$$\sigma_{\text{total}} = \frac{M}{Z} \quad (9)$$

2.8 Analisis fatigue

Analisis *fatigue* dilakukan untuk mengetahui jumlah siklus maksimum bejana tekan sebelum terjadinya kegagalan. Dalam analisis ini digunakan konsep *Miner's rules*, dengan referensi buku *Pressure Vessel Design and Practice* karya Somnath Chattopadhyay. Berikut persamaan yang digunakan dalam analisis *fatigue* [4].

Rumus *alternating stress*:

$$S_{alt} = S_r/2 \quad (10)$$

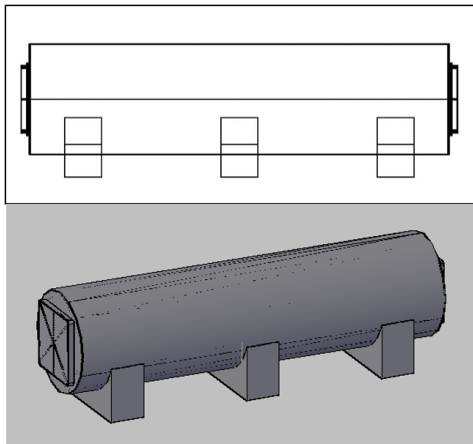
Rumus *usage factor*:

$$U = \sum_{i=1}^N \frac{n_i}{N_i} \quad (11)$$

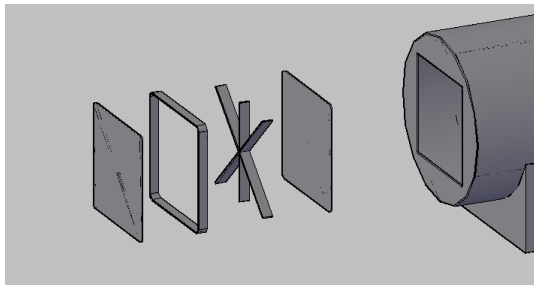
3. HASIL DAN PEMBAHASAN

3.1 Desain Pressure Vessel

Berikut ini adalah gambar desain dari *pressure vessel*.



Gambar 2. Desain *pressure vessel*



Gambar 3. Bagian-bagian *sliding head*

3.2 Inspection and Test Plan

Setelah dilakukan *re-rating*, maka *pressure vessel* harus dilakukan pengujian *hydrostatic* [3]. Inspeksi yang dilakukan adalah *external inspection* yang dilakukan 5 tahun setelah

pelaksanaan inspeksi terakhir, dan *internal inspection* yang dilakukan 10 tahun setelah pelaksanaan inspeksi terakhir. Berikut pada Tabel 1 adalah tahap evaluasi pada *inspection and test plan* [6].

Tabel 1. *Inspection and test plan*

No	Description of Activities	Action by	Reference Document	Acceptance Criteria	Verification Point			Reference Verification Report	Signature		
					1	2	3		1	2	3
EVALUATION											
1	Lakukan <i>pneumatic test</i> atau <i>hydrostatic test</i> untuk memeriksa integritas struktural <i>pressure vessel</i> .	AI	API 510	API 572				- Vessel Inspection Report - Inspection Checklist - Pressure Test Report			
2	Hitung ketebalan minimum <i>shell</i> dan <i>head</i>	AI	API 510	API 510				- Vessel Inspection Report - Inspection Checklist			
3	Hitung <i>corrosion rate</i> dari <i>pressure vessel</i>	AI	API 510	API 510				- Vessel Inspection Report - Inspection Checklist			
4	Hitung <i>remaining life</i> dari <i>pressure vessel</i>	AI	API 510	API 510				- Vessel Inspection Report - Inspection Checklist			
5	Menyusun dan melaporkan temuan inspeksi dengan rincian cacat, kerusakan; ukuran lokasi, jenis, dan mekanisme kerusakan.	AI	API 510	API 653				- Vessel Inspection Report - Inspection Checklist			

3.3 Perhitungan ketebalan

Nilai *required thickness of shell* yang didapat berdasarkan *ASME SECTION VIII DIVISION 1* adalah $t_{req} = 0,082 \text{ in}$. Nilai tersebut masih lebih kecil dibandingkan nilai *actual thickness of shell*, $t_{act} = 0,279 \text{ in}$.

Nilai *required thickness of flat head* yang didapat adalah $t_{req} = 1,406 \text{ in}$. Nilai tersebut jauh melebihi nilai *actual thickness of flat head*, $t_{act} = 0,438 \text{ in}$, sehingga nilai *actual thickness of flat head* tidak relevan untuk digunakan dalam perhitungan selanjutnya. Akan tetapi dikarenakan adanya *sliding head*, maka analisis kemampuan *flat head* dalam beroperasi dapat didasarkan pada analisis *sliding head*. *Remaining life of pressure vessel* dapat didasarkan pada *remaining life of shell*, dikarenakan jika dibandingkan dengan head, shell memiliki nilai *corrosion rate* yang lebih besar dengan *thickness* yang lebih tipis.

Nilai *thickness* yang didapat untuk perhitungan lanjutannya berdasarkan *API 510* adalah $t = 0,224 \text{ in}$.

3.4 Remaining Life

Remaining life dari *pressure vessel* setelah dilakukannya *re-rating* adalah, *Remaining life* = 70 tahun. Nilai tersebut lebih rendah 1 tahun dibandingkan sebelum dilakukannya *re-rating*, yaitu 71 tahun.

3.5 Maximum Allowable Pressure

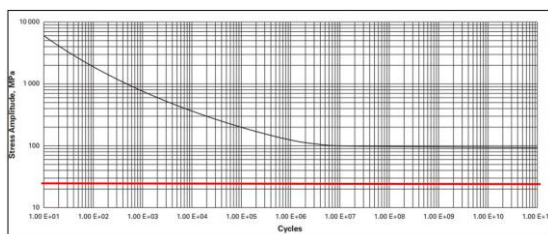
Setelah dilakukannya perhitungan *allowable pressure* pada *shell*, maka diperoleh *MAWP* = 118,158 *psi*, dan *MAEP* = 34,836 *psi*.

3.6 Stress

Hasil dari perhitungan *stress* menunjukkan bahwa nilai tertinggi terdapat pada *sliding head*, tepatnya pada bagian *stiffener of sliding head*. Nilai *stress* disebabkan *internal pressure* adalah $S = 11.530,542 \text{ psi}$, sedangkan *stress* disebabkan *external pressure* adalah $S = 3.846,775 \text{ psi}$. Nilai-nilai tersebut masih di bawah nilai *stress value of material* sebesar 18.300 psi .

3.7 Fatigue

Pada tahap ini, diperoleh nilai *alternating stress* dan *usage factor*. Hasil dari perhitungan *alternating stress* adalah $S_{alt} = 3.552,7 \text{ psi}$, atau sebesar $24,5 \text{ MPa}$. Jumlah siklus maksimum sebelum kegagalan didapat dengan menginput nilai *alternating* ke dalam diagram *S-N* pada *Figure 3-F.3M ASME BPVC Section VIII Division 2*, seperti pada Gambar 4 [2].



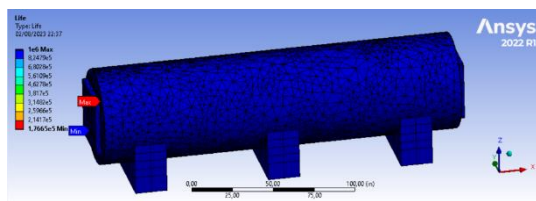
Gambar 4. S-N Curve

Sesuai dengan nilai tersebut, setelah input *alternating stress* sebesar $24,5 \text{ MPa}$, maka jumlah siklus sebelum kegagalan adalah tak terhingga (*infinity*).

Dengan didapatkannya jumlah siklus tersebut, maka dapat dilanjutkan dengan perhitungan *usage factor*, sehingga didapatkan nilai *usage factor* $U = 0$. Jadi, nilai *usage factor* kurang dari 1 dan mendekati 0, sehingga berdasarkan *Miner's rules* bejana tekan tidak akan terjadi *fatigue failure* hingga umur desain yang direncanakan, yaitu 20 tahun.

3.7 Simulasi ANSYS

Hasil simulasi menunjukkan bahwa jumlah siklus maksimum sebelum terjadi kegagalan adalah 10^6 siklus, lihat pada Gambar 5.



Gambar 5. Simulasi *fatigue*

Berdasarkan jumlah siklus maksimum yang diperoleh, maka *usage factor* adalah $U = 0,11$. Jadi, nilai *usage factor* kurang dari 1 dan mendekati 0, sehingga berdasarkan *Miner's rules* bejana tekan tidak akan terjadi *fatigue failure*

hingga umur desain yang direncanakan, yaitu 20 tahun.

4. KESIMPULAN

Melalui penelitian ini maka dapat ditarik beberapa kesimpulan. *Remaining Life* setelah *re-rating* adalah 70 tahun. Nilai *stress* tertinggi adalah $11.530,54 \text{ psi}$ pada bagian *sliding head* ketika dikenai *internal pressure*. Nilai *fatigue life cycle* adalah tak hingga, sehingga *pressure vessel* dapat beroperasi hingga umur desainnya, yaitu 20 tahun.

5. PUSTAKA

- [1] ASME. (2021). BPVC Section VIII Division 1 – Rules for Construction of Pressure Vessels. The American Society of Mechanical Engineers, New York.
- [2] ASME. (2021). BPVC Section VIII Division 2 – Rules for Construction of Pressure Vessels. The American Society of Mechanical Engineers, New York.
- [3] API 510. (2022). Pressure Vessel Inspection Code: In-service Inspection, Ratig, Repair, and Alteration. American Petroleum Institute, Washington DC.
- [4] Chattopadhyay, S. (2005). Pressure Vessel Design and Practice. CRC Press, Inc., Florida.
- [5] Dhani, A. M. R. (2023). Perancangan Blind Flange Multi-Size Pada Tube Bundle Heat Exchanger Sebagai Alat Bantu Tes Hidrostatic. Tugas Akhir, NRP: 0619040011, Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya, Surabaya.
- [6] IPETRO. (2010). Module 4: Inspection, Examination, & Testing.
- [7] Megyesy, E. F. (2008). Pressure Vessel Handbook (14th Edition ed.). PV Publishing, Inc, Oklahoma.