

Perancangan *Spreader bar* sebagai Alat Bantu Pengangkatan pada Proses *Erection*

Isna Dewi Assa Ashariyani^{1*}, Pranowo Sidi¹, dan Priyambodo Nur Ardi Nugroho²

¹ Program Studi Teknik Desain dan Manufaktur, Jurusan Teknik Permesinan Kapal, Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya, Jl. Teknik Kimia, Keputih, Sukolilo, Surabaya, 60111, Indonesia

² Program Studi Teknik Perancangan dan Konstruksi Kapal, Jurusan Teknik Bangunan Kapal, Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya, Jl. Teknik Kimia, Keputih, Sukolilo, Surabaya, 60111, Indonesia
Email: isnadewiassa@gmail.com

Abstract - The lifting process is needed, among other things, to move goods and maintain the position of the equipment. In this lifting process, spreader bars are needed because the size of the equipment being lifted is too large, but the sling must not hit the equipment. This spreader bar will work with high intensity due to repeated or cyclical load treatment, so fatigue in the structure is likely to occur. Thus, it is necessary to analyze the strength of the structure and estimate the life of the spreader bar. The design method used is the Ulrich method, which involves creating three design concepts from which the best design will be selected according to the selection criteria. Modeling is done with Fusion 360 software, and strength and fatigue life analysis is done using ANSYS Workbench 2023 R1 software with the aim of knowing the amount of stress from the loading received by the structure. The strength analysis of the spreader bar structure in the selected design concept obtained a maximum stress value of 154.71 MPa; this value is still at a safe limit because it is below the maximum allowable stress value of 166.667 MPa, and the safety factor obtained is 5.6026. This value is safe because it is greater than 1. The total estimated material cost required for this spreader bar is IDR 21,866,910.67.

Keywords: Fatigue life; Lifting; Safety factor; Spreader bar; Stress.

Nomenclature

Nomenclature menunjukkan simbol dan keterangan yang ditampilkan pada paper.

M_{max}	Momen maksimum
w	Beban merata
l	Panjang lengan
I_x	Momen inersia
OD	Diameter luar
ID	Diameter dalam
W_{req}	Modulus yang harus dimiliki profil
σ_b	Tegangan bending
σ_{izin}	Tegangan bending izin
τ_s	Tegangan geser
τ_{izin}	Tegangan geser izin
τ_y/σ_y	Yield strength material
Sf	Safety factor
F	Gaya
A	Luas permukaan
y	Jarak titik pusat penampang ke sumbu netral
Δ	Deformasi
DH	Diameter luang <i>pad-eye</i>
R_b	Radius <i>cheek plate</i>
R	Radius <i>pad-eye</i>
tc	Tebal <i>cheek plate</i>
tp	Tebal <i>pad-eye</i>
H	Jarak dari dasar ke tengah lubang <i>pad-eye</i>
L	Panjang <i>pad-eye</i>

1. Pendahuluan

Indonesia merupakan salah satu negara produsen minyak sawit terbesar di dunia yang dapat menjangkau sekitar 50-60% dari total volume produksi minyak sawit di dunia (Isu & Sawit, 2021). Seiring meningkatnya kebutuhan bahan baku kimia industri di Indonesia, maka *new amine production facility* ini dibangun untuk memenuhi kebutuhan senyawa amina. Proses produksi pada *plant* ini akan bekerja penuh selama 7 hari dalam seminggu, sehingga dikatakan proses produksi akan berlangsung kontinyu/terus menerus (Moch et al., 2021). Sebagaimana untuk mendukung proses produksi dalam jumlah yang besar maka perusahaan juga harus menambah mesin-mesin untuk produksi dengan mesin baru. Dimana pada *plant amines production facility* akan dilakukan proses *erection* untuk *equipment-equipment* proses produksi. Untuk *plant* ini memiliki lebih dari 200 *equipment* dengan dimensi dan berat yang besar serta tidak mungkin pada proses pengangkatannya harus dilakukan tanpa bantuan pesawat angkat.

Kemajuan sektor industri di Indonesia, menghendaki adanya fasilitas infrastruktur yang memadai untuk pelaksanaan proses produksi, distribusi hingga *erection*. Salah satu tahapan proses yang sering dilakukan oleh industri adalah proses pengangkatan (*lifting*). Proses *lifting* adalah salah satu tahapan terpenting dalam sebuah proses *erection* maupun fabrikasi, proses pengangkatan diperlukan untuk memindahkan *equipment*, menjaga posisi *equipment*, dan untuk fungsi lainnya. Saat dilakukan proses *lifting* digunakan *lifting gear* berupa *slings*, *shackles*, *pad-eyes*, ataupun *spreader bars*. Dibutuhkan perhitungan yang baik dan tepat untuk peralatan tersebut.

Pada proses pengangkatan, beban struktur sebagai objek *lifting* dan beban lingkungan merupakan kondisi yang harus diperhatikan karena bisa memicu kegagalan struktur. Beban struktur yang diperhitungkan harus sesuai dengan beban pada keadaan aktual karena beban tersebut nantinya akan didistribusikan ke seluruh titik pengangkatan dan menjadi beban *slings*. *Slings* yang digunakan juga harus sesuai, yang tidak hanya mampu menahan beban struktur saja, namun juga beban lingkungan dan beban lainnya yang tidak terduga.

Hal yang perlu diperhatikan pada proses pengangkatan adalah *equipment* tetap aman dan tidak adanya cacat. Karena sering dijumpai beberapa kendala terkait dengan proses *lifting*, antara lain tegangan berlebih pada *equipment*, terjadi gesekan antara *slings* yang digunakan dengan *equipment* yang diangkat. Selain itu, untuk mengurangi tegangan atau menghindari *overstressing* pada bagian tertentu *equipment* saat proses pengangkatan dibutuhkan *spreader bars* sebagai alat penunjang pengangkatan. Selain itu *spreader bars* juga berfungsi untuk mendistribusikan beban dari 1 *lifting point* dari crane ke beberapa titik. Selain itu *spreader bars* ini juga dibutuhkan pada saat akan dilakukan proses pengangkatan dari *equipment* yang diangkat memiliki batasan-batasan tertentu, misalnya: ukuran *equipment* yang diangkat terlalu besar tetapi *slings* tidak boleh mengenai *equipment* tersebut maka *spreader bars* sangat dibutuhkan pada proses ini.

Spreader bars ini akan bekerja dengan intensitas yang tinggi karena adanya perlakuan beban berulang/siklis, sehingga kelelahan struktur (*fatigue*) sangat mungkin terjadi. Kelelahan struktur adalah jenis kerusakan yang ditandai dengan timbulnya retakan. Faktor utama *fatigue* adalah beban yang berfluktuasi dan tegangan yang dihasilkan. Analisis *fatigue* dilakukan sebagai upaya untuk memprediksi usia menuju kegagalan.

Penelitian ini memiliki fokus utama pada analisis kekuatan struktur dan menghitung estimasi *fatigue life* dari *spreader bars* menggunakan software berbasis metode elemen hingga. Simulasi dilakukan untuk mendapatkan tegangan maksimum, tegangan minimum, deformasi, dan umur dari *spreader bars* tersebut. Dimana *spreader bars* ini terlebih dahulu dilakukan penyusunan daftar kebutuhan agar didapatkan konsep desain yang sesuai kebutuhan, yang selanjutnya akan dipilih berdasarkan bobot dari matrik penilaian yang telah disediakan.

2. Metode Penelitian

2.1. Lifting

Pada sebuah proses instalasi dan fabrikasi, *lifting* adalah prosedur yang sangat dibutuhkan. *Lifting* diperlukan untuk memindahkan objek, menjaga posisi suatu plat, dan fungsi lainnya (Yansah, 2016). *Lifting* adalah operasi pengangkatan dalam pekerjaan terstruktur, dengan mempertimbangkan persyaratan dan kualifikasi teknis. Dan sesuai dengan peraturan umum, regulasi setempat khususnya, dengan menyiapkan keperluannya dengan tepat, termasuk alat, operator dan *crew*, tenaga kerja, dan pekerjaan itu sendiri.

Skenario pengangkatan struktur bergantung terkait erat dengan penentuan lift point serta *spreader bars*. Lift point atau *pad-eye* harus direncanakan dengan tepat, karena pemasangan *pad-eye* mempengaruhi titik berat dari struktur. Penentuan jumlah serta pemilihan penempatan dari *pad-eye* akan berpengaruh pada stabilitas struktur pada saat pengangkatan karena masa tidak terdistribusi secara merata dan menyebabkan terjadi tegangan berlebihan pada titik tertentu pada *equipment*. Penggunaan *spreader bars* akan berpengaruh pada tegangan yang terjadi pada *slings* saat struktur diangkat (Soelarso et al., 2015).

2.2. Spreader bar

Spreader bars merupakan alat yang digunakan sebagai alat bantu dalam mengangkat beban dan memberikan keseimbangan (Ramadhan, 2022). Selain itu menurut DNV pt2 Ch-5 *lifting* (1996), *spreader bars* berfungsi untuk mengurangi gaya tekan pada objek yang diangkat, mengurangi ketidakakuratan panjang *slings*, dan mencegah benturan atau gesekan antara *slings* dan objek yang diangkat.

2.3. ASTM A36

Baja ASTM A36 adalah baja yang umum digunakan dalam industri dan jenis baja karbon rendah (*mild steel*) dengan kandungan karbon antara 0,1% - 0,3%. Baja A36 dipilih dengan pertimbangan mempunyai sifat kekuatan yang baik, dapat diubah bentuk, dan memiliki kemampuan las yang baik. Selain itu, baja ASTM A36 banyak digunakan pada konstruksi bangunan karena kekuatan dan ketangguhannya yang tinggi (Zafirah, 2022).

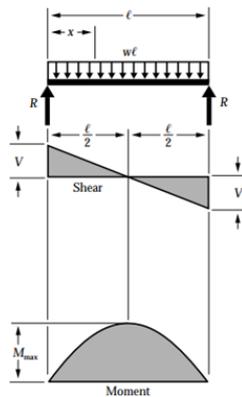
2.4. Kondisi Pembebanan

a. *Free body diagram*

Free body diagram atau diagram benda bebas adalah gambar atau diagram yang digunakan untuk menentukan gaya yang bekerja. Untuk dapat menggunakan persamaan seimbang dengan benar, perlu dijelaskan semua gaya, baik yang diketahui dan belum, yang bekerja pada benda (Husodo, 2018).

b. Beban Merata

Beban merata merupakan sebuah beban dengan kontak area terjadi pada sepanjang permukaan batang

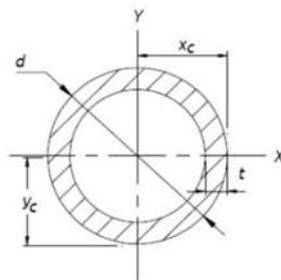


Gambar 1. Beban Merata
Sumber: American Wood Council (2005)

$$M_{max} = wl^2/8 \quad (1)$$

1.1. Momen Inersia Pipa

Penampang pipa memiliki radius (y_c) dan tebal (t) seperti yang ditunjukkan pada Gambar 2.



Gambar 2. Penampang Pipa

Untuk mencari momen inersia penampang pipa dapat menggunakan Persamaan 2 Sebagai berikut:

$$I_X = \frac{\pi}{64} (OD^4 - ID^4) \quad (2)$$

2.5. Modulus Rencana

Modulus rencana digunakan untuk mengetahui suatu benda atau ketahanan suatu bahan terhadap elastis Ketika suatu gaya diterapkan pada benda tersebut.

$$W_{req} = \frac{M_{max}}{\sigma_{izin}} \quad (3)$$

2.6. Tegangan Geser

Tegangan geser dapat diartikan sebagai hubungan gaya yang menyinggung suatu permukaan benda pada penampang dimana gaya bereaksi. Tegangan geser dapat diketahui dengan persamaan berikut ini

$$\tau_s = \frac{F}{A} \quad (4)$$

$$\tau = \frac{F_y}{sf} \quad (5)$$

2.8. Tegangan Bending

Tegangan bending merupakan akibat momen lentur yang disebabkan adanya gaya atau beban yang bekerja pada struktur dan arahnya tegak lurus terhadap arah tumpuan.

Menghitung nilai tegangan dari nilai momen yang telah didapatkan dengan Persamaan 6 berikut :

$$\sigma_b = \frac{M \cdot y}{I_x} \quad (6)$$

$$\sigma = \frac{L}{sf} \quad (7)$$

2.8. Deformasi

Deformasi adalah suatu perubahan bentuk balok terhadap arah vertikal (y) setelah menerima pembebanan vertikal pada balok atau batang.

$$\Delta = \frac{b \cdot q \cdot l^3}{384 \cdot E \cdot I_x} \quad (8)$$

$$\text{Deformasi yang diizinkan} = \frac{L}{500} \quad (9)$$

2.9. Lifting gear

a. Sling

Standar yang digunakan untuk menentukan jenis *sling* adalah DNV 2-7-1 (2013).

$$\text{Minimum WLL for sling} = \frac{WLL_{min}}{2 \times \cos \beta} \quad (10)$$

Dengan, kebutuhan panjang *sling* dapat dihitung dengan persamaan berikut ini

$$L_s = \frac{L}{2 \cos \alpha} \quad (11)$$

b. Shackle

Dalam memilih jenis *shackle* yang akan digunakan, sebelumnya harus ditentukan nilai SWL (*safe working load*) dengan Persamaan berikut:

$$WLL_s = \frac{WLL_{min}}{2 \times \cos \beta} \quad (12)$$

c. Pad-eye

Pad-eye merupakan titik pengangkatan atau *lifting point* yang dibuat dari pelat yang diperkuat dengan *cheek plate* dengan lubang sebagai penghubung dengan *shackle* (Sumarsono et al., 2017).

Berdasarkan NORSOK R-002 (2012), berikut ini merupakan beberapa hal yang perlu diperhatikan dalam penentuan geometri *pad-eye* adalah sebagai berikut:

$$\text{Minimum DH} = (1,03 \times D) + 2 \quad (13)$$

dengan syarat: maksimum DH tidak boleh melebihi DH + 5%

$$R_b = 1,0 \times DH < R_b < 1,5 \times DH \quad (14) \quad R = R_b + t_c \quad (15)$$

$$t_p = 0,4 \times w_s \leq t_p \leq 0,6 \times w_s \quad (16) \quad \text{syarat: } 0,7 \times w_s \leq t_p + 2 \times t_c \leq 0,9 (w_s - 3)$$

$$H = 2,2 \times DH \leq H \leq 2,4 \times DH \quad (17) \quad L = 2,4 \times H \leq L \leq 2,7 \times H \quad (18)$$

1. Hasil dan Diskusi

1.1. Analisis Desain dan Kekuatan Profil *Spreader bar*

Struktur yang dianalisis menggunakan material *steel* ASTM A36 dengan spesifikasi sebagai berikut

<i>Outside diameter</i> (OD)	= 355,6 mm
<i>Insite diameter</i> (ID)	= 317,5 mm
<i>Thickness</i> (t)	= 19,05 mm
<i>Sectional area</i> (A _i)	= 20131,411 mm ²
Gaya gravitasi (g)	= 9,81 m/s ²
Momen Inersia x (I _x)	= 285938526,833 mm ⁴
P	= 341316,708 N
L	= 2500 mm

Perhitungan tegangan *bending* sebagai berikut.

$$v = \frac{OD}{2} = \frac{355,6}{2} = 177,8 \text{ mm}$$

$$M_{total} = \frac{1}{4} = 213322942,5 \text{ Nmm}$$

Tegangan bending = $\frac{My}{I}$

$$= \frac{213322942,5 \times 177,8}{285938526,833}$$

$$= 132,647 \text{ MPa}$$

σ_y steel ASTM A36 = 250 MPa

Safety factor (sf) = 1,5

σ_{izin} ASTM A36 = $\frac{\sigma_y}{sf}$

$$= 166,667 \text{ MPa}$$

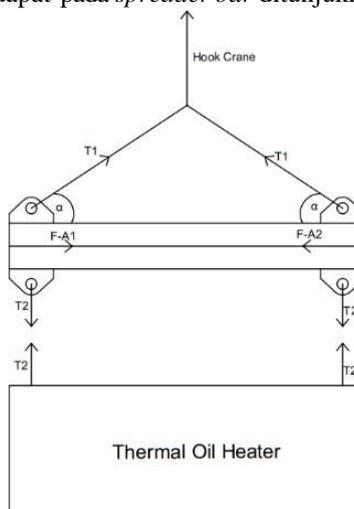
Pada Tabel 1 ditunjukkan perbandingan hasil analisis profil *spreader bar* berdasarkan tegangan izin, *hand calculation*, dan hasil analisis pada *software*.

Tabel 1: Hasil Analisis pada Profil

Kriteria	Hasil Simulasi	Keterangan	
Von-mises Stress (MPa)	Tegangan izin	166,667	
	Hand calculation	132,647	Aman
	Software	16,661	
Deformasi (mm)	Deformasi izin	5	
	Hand calculation	1,949	Aman
	Software	0,10829	
Safety factor	Safety factor izin	1,5	Aman
	Software	5,1737	

1.1. Free body diagram

Secara garis besar gaya-gaya yang terdapat pada *spreader bar* ditunjukkan oleh Gambar 3 berikut ini.



Gambar 3. Free body diagram

$$W_{total} = P_{ultimur \text{ rangka}}$$

$$= 342320,724 \text{ N}$$

$$= 342,321 \text{ kN}$$

$$T_2 = \frac{W}{2} = \frac{342,321 \text{ kN}}{2} = 171,160 \text{ kN}$$

$$T_1 = \frac{T_2}{\sin 60^\circ} = \frac{171,160 \text{ kN}}{\sqrt{3}/2} = 197,639 \text{ kN}$$

$$F_{A1} = F_{A2} = T_1 \cos 60^\circ$$

$$= 197,639 \text{ kN} (\cos 60^\circ)$$

$$= 98,819 \text{ kN}$$

3.3. Penentuan Lifting gear

Dalam pemilihan *lifting gear* dipertimbangan berdasarkan *allowable check* sesuai dengan standar yang digunakan, dimana pada hal ini standar yang digunakan adalah DNV 2-7-1.

Rating (kg)	Enhancement factor	Minimum required Working Load Limit (WLL _{min}) (t)
500	-	7.00
1 000	-	7.00
1 500	-	7.00
2 000	3.500	7.00
2 500	2.880	7.20
3 000	2.600	7.80
3 500	2.403	8.41
4 000	2.207	8.83
15 500	1.267	19.64
16 000	1.254	20.06
16 500	1.240	20.47
17 000	1.227	20.86
17 500	1.214	21.24
18 000	1.201	21.61
18 500	1.188	21.97
19 000	1.174	22.31
19 500	1.161	22.64
20 000	1.148	22.96
20 500	1.143	23.44
21 000	1.139	23.92
21 500	1.135	24.39
22 000	1.130	24.86
22 500	1.126	25.33

Gambar 4. Working Load Limit (WLL_{min}) Sumber: DNV 2-7-1, 2013

Berdasarkan *free body diagram* dan standar didapatkan masing-masing nilai WLL_{min} untuk *lifting gear* bagian atas *spreader bar* dan bagian atas *spreader bar*, seperti dibawah ini:

$$\begin{aligned} WLL_{\min \text{ upper}} &= 197,639 \text{ kN} \\ &= 20,159 \text{ ton} \\ &= 20159,174 \text{ kg} \\ &= 20500 \text{ kg} \quad (\text{sesuai tabel}) \end{aligned}$$

WLL_{min} = 23,440 ton (sesuai tabel) Dengan, sudut *sling* terhadap horizontal (α) = 60° dan terhadap vertikal (β) = 30°.

$$\begin{aligned} WLL_{\min \text{ bottom}} &= 171,160 \text{ kN} \\ &= 17,458 \text{ ton} \\ &= 17458,357 \text{ kg} \\ &= 17500 \text{ kg} \quad (\text{sesuai tabel}) \end{aligned}$$

$$WLL_{\min} = 21,240 \text{ ton} \quad (\text{sesuai tabel})$$

Dengan, sudut *sling* terhadap horizontal (α) = 90° dan terhadap vertikal (β) = 0°.

a. Penentuan *Sling*

Sling untuk *Pad-eye Upper*

$$\begin{aligned} \text{Minimum WLL for } \textit{sling} &= \frac{WLL_{\min}}{2 \times \cos \beta} \\ &= \frac{23,440}{2 \times \cos 30} \\ &= 13,533 \text{ ton} \end{aligned}$$

Nominal size of sling = 1 inch
Sling untuk *Pad-eye Bottom*

$$\begin{aligned} \text{Minimum WLL for } \textit{sling} &= \frac{WLL_{\min}}{2 \times \cos \beta} \\ &= \frac{23,440}{2 \times \cos 0^\circ} \end{aligned}$$

Nominal size of sling = 7/8 inch

b. Penentuan Geometri *Pad-eye*

Geometri *Pad-eye Upper*

$$\begin{aligned} \text{Diameter lubang } \textit{pad-eye} \text{ (DH)} &= (1,03 \cdot D) + 2 \\ &= (1,03 \cdot 41,4) + 2 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 &= 44,642 \text{ mm} \\
 &= 45 \text{ mm Radius } \textit{cheek plate} (R_b) \\
 &= 1,0. DH < R_b < 1,5. DH \\
 &= 45 < R_b < 67,5 \\
 &= 65 \text{ mm}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 \text{Tebal } \textit{cheek plate} (t_c) &= 10 \text{ mm Radius } \textit{pad-eye} (R) \\
 &= R_b + t_c \\
 &= 65 + 10 \\
 &= 75 \text{ mm}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 \text{Ketebalan } \textit{pad-eye} (t_p) &= 0,4. w_s < t_p < 0,6. w_s \\
 &= 24,2 < t_p < 36,3 \\
 &= 30 \text{ mm}
 \end{aligned}$$

Ketebalan *pad-eye* (t_p) direkomendasikan dengan syarat berikut ini.

$$\begin{aligned}
 &= 0,75. w_s \leq t_p + 2. t_c \leq 0,9 (w_s - 3) \\
 &= 45,375 \leq 50 \leq 51,75 \text{ (OK)}
 \end{aligned}$$

Jarak dari dasar ke tengah lubang *pad-eye* (H)

$$\begin{aligned}
 &= 2,2. DH \leq H \leq 2,4. DH \\
 &= 99 \leq H \leq 108 \\
 H &= 100 \text{ mm}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 \text{Panjang } \textit{pad-eye} (L) &= 2,4.H \leq L \leq 2,7. H \\
 &= 240 \leq L \leq 270 \\
 &= 260 \text{ mm}
 \end{aligned}$$

Keterangan:

$D = B$ = *shackle bolt diameter*

$w_s = A$ = *shackle jaw width*

Geometri *Pad-eye Bottom*

Diameter lubang *pad-eye* (DH)

$$\begin{aligned}
 &= (1,03. D) + 2 \\
 &= (1,03. 35,1) + 2 \\
 &= 38,153 \text{ mm} \\
 &= 40 \text{ mm Radius } \textit{cheek plate} (R_b) \\
 &= 1,0. DH < R_b < 1,5. DH \\
 &= 40 < R_b < 60 \\
 &= 55 \text{ mm}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 \text{Tebal } \textit{cheek plate} (t_c) &= 8 \text{ mm Radius } \textit{pad-eye} (R) \\
 &= R + t \\
 &= 55 + 8 \\
 &= 63 \text{ mm Ketebalan } \textit{pad-eye} (t_p) = 0,4. w_s < t_p < 0,6. w_s \\
 &= 20,6 < t_p < 30,9 \\
 &= 25 \text{ mm}
 \end{aligned}$$

Ketebalan *pad-eye* (t_p) direkomendasikan dengan syarat berikut ini.

$$\begin{aligned}
 &= 0,75. w_s \leq t_p + 2. t_c \leq 0,9 (w_s - 3) \\
 &= 38,625 \leq 41 \leq 43,65 \text{ (OK)}
 \end{aligned}$$

Jarak dari dasar ke tengah lubang *pad-eye* (H)

$$\begin{aligned}
 &= 2,2. DH \leq H \leq 2,4. DH \\
 &= 88 \leq H \leq 96 \\
 H &= 90 \text{ mm}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 \text{Panjang } \textit{pad-eye} (L) &= 2,4.H \leq L \leq 2,7.H \\
 &= 168 \leq L \leq 189 \\
 &= 180 \text{ mm}
 \end{aligned}$$

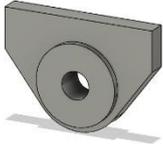
Keterangan:

$D = B$ = *shackle bolt diameter*

$w_s = A$ = *shackle jaw width*

3.3. Analisis Desain dan Kekuatan *Pad-eye Bottom*

Spreader bar ini memiliki panjang 2500 mm dan didapatkan panjang *slings* yang dibutuhkan adalah 2320 mm. Konsep desain *pad-eye bottom* ini dengan menggunakan geometri *pad-eye* yang simetris dengan lubang tepat ditengah, seperti pada Gambar 5. berikut ini.

Gambar 5. Konsep *Pad-eye Bottom**Shackle selection*

Required WLL = 171,160 kN

Proposed shackle properties

SWL = 21,240ton

Safety factor for shackle = 4

MBS = 84,960ton

Factor of safety^{MBS}_{SWL} = 4,881 OK (>4)

Pin diameter Dh = 35,1 mm *Jaw width*

Wh = 51,5 mm *Inside Length*

Lh = 119 mm *Diameter sling*

Ds = 22,225mm

*Pad-eye details**Pad-eye geometry*

Main plate: No. Nm = 1
 Thickness Tm = 25 mm
 Radius Rm = 63 mm
Cheek plate: No. Nc = 2
 Thickness Tc = 8 mm
 Radius Rc = 55 mm

1. *Check pin hole diameter*

Pin diameter + 6 mm *allow.* = Dh + 6 mm
 = 41,4 mm

Pin hole diameter provide D = 40 mm

1. *Check main plate radius*

Minimum radius = 1,25*D
 = 50 mm
 atau = D/2 + 3"
 = 96,2 mm

Radius provided Rm = 63 mm

2. *Check shackle inside length**Minimum inside length*

= (Ds+Rm-D/2+6 mm)
 = 71,225 mm

Inside length provided Lh = 119 mm *Tabel 2:*

Hasil Analisis Pad-eye Bottom

Analisis	Hasil Analisis
<i>Von-mises stress</i> , MPa	Maksimum 97,407 Minimum 4,8089
<i>Deformation</i> , mm	0,032934
<i>Shear stress</i> , MPa	5,3086
<i>Safety factor</i>	2,5665

3.4. Analisis Desain dan Kekuatan *Pad-eye Upper Shackle selection*

Required WLL = 197,639 kN

Proposed shackle properties

SWL = 23,440ton

Safety factor for shackle = 4

MBS = 93,760ton

Factor of safety^{MBS}_{SWL} = 4,665 OK (>4)

Pin diameter $D_h = 41,4$ mm
 Jaw width $W_h = 60,5$ mm
 Inside Length $L_h = 146$ mm
 Diameter sling $D_s = 25,4$ mm

Pad-eye details

Pad-eye geometry

Main plate: No. $N_m = 1$
 Thickness $T_m = 30$ mm
 Radius $R_m = 75$ mm
 Cheek plate: No. $N_c = 2$
 Thickness $T_c = 10$ mm
 Radius $R_c = 65$ mm

1. Check pin hole diameter

Pin diameter + 6 mm allow. $= D_h + 6$ mm
 $= 47,4$ mm

Pin hole diameter provide $D = 45$ mm

2. Check main plate radius Minimum radius $= 1,25 \cdot D$

$= 56,25$ mm

atau $= D/2 + 3''$

$= 98,7$ mm

Radius provided $R_m = 75$ mm

3. Check shackle inside length

Minimum inside length

$= (D_s + R_m - D)/2 + 6$ mm

$= 83,9$ mm

Inside length provided $L_h = 146$ mm

a. Analisis Kekuatan pada Pad-eye Upper Konsep Desain 1

Spreader bar ini memiliki panjang 2500 mm dan didapatkan panjang sling yang dibutuhkan adalah 2240 mm. Konsep desain 1 merupakan desain spreader bar dengan geometri pad-eye, yaitu lubang pad-eye berada tepat ditengah pad-eye (simetri), seperti pada Gambar 6.



Gambar 6. Pad-eye Konsep Desain 1

b. Analisis Kekuatan pada Pad-eye Upper Konsep Desain 2

Spreader bar ini memiliki panjang 2500 mm dan didapatkan panjang sling yang dibutuhkan adalah 2124 mm. Konsep desain 2 merupakan desain spreader bar dengan geometri pad-eye asimetris sudut yang terbentuk pada sisi lubang pad-eye adalah 60° , seperti pada Gambar 7.



Gambar 7. Pad-eye Konsep Desain 2

c. Analisis Kekuatan pada Pad-eye Upper Konsep Desain 3

Spreader bar ini memiliki panjang 2500 mm dan didapatkan panjang sling yang dibutuhkan adalah 1995 mm. Konsep desain 3 merupakan sudut yang terbentuk pada sisi lubang pad-eye adalah 45° , seperti pada Gambar 8.



Gambar 8. *Pad-eye* Konsep Desain 3

Berikut ini merupakan perbandingan hasil analisis pada setiap konsep desain *pad-eye upper*.

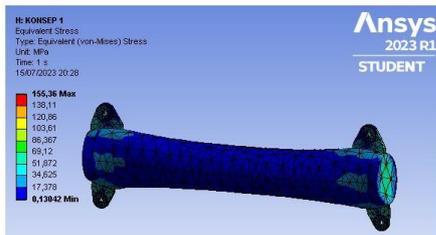
Tabel 3: Hasil Analisis *Pad-eye Upper*

Analisis		Konsep Desain 1	Konsep Desain 2	Konsep Desain 3
<i>Von-mises stress</i> , MPa	Max.	110,23	78,314	83,433
	Min.	0,98061	1,3307	0,89711
<i>Deformation</i> , mm		0,04106	0,035903	0,033822
<i>Shear stress</i> , MPa		13,089	11,313	12,654
<i>Safety factor</i>		2,2681	3,1923	2,9964

3.5. Analisis *Stress* pada *Spreader bar* Konsep Desain 1

Material yang digunakan pada struktur *spreader bar* adalah material *steel* ASTM A36 dengan nilai σ_{izin} *bending* sebesar 166,667 MPa. Dari proses analisis menggunakan bantuan *software*, nilai maksimum *stress* yang dihasilkan struktur adalah sebesar 155,36 MPa dan nilai minimum *stress* yaitu 0,13042 MPa. Konsep desain 1 dinyatakan aman karena nilai *stress* yang dihasilkan struktur memenuhi syarat yaitu kurang dari σ_{izin} *bending* material (155,36 MPa < 166,667 MPa).

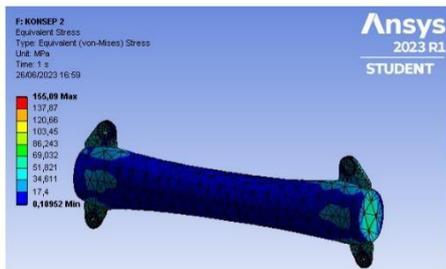
Hasil tersebut dapat dilihat pada Gambar berikut ini.



Gambar 9. Hasil Analisis *Stress* pada Konsep Desain 1

3.6. Analisis *Stress* pada *Spreader bar* Konsep Desain 2

Material yang digunakan pada struktur *spreader bar* adalah material *steel* ASTM A36 dengan nilai σ_{izin} *bending* sebesar 166,667 MPa. Dari proses analisis menggunakan bantuan *software*, nilai maksimum *stress* yang dihasilkan struktur adalah sebesar 155,09 MPa dan nilai minimum *stress* yaitu 0,18952 MPa. Konsep desain 2 dinyatakan aman karena nilai *stress* yang dihasilkan struktur memenuhi syarat yaitu kurang dari σ_{izin} *bending* material (155,09 MPa < 166,667 MPa). Hasil tersebut dapat dilihat pada Gambar 10 berikut ini.



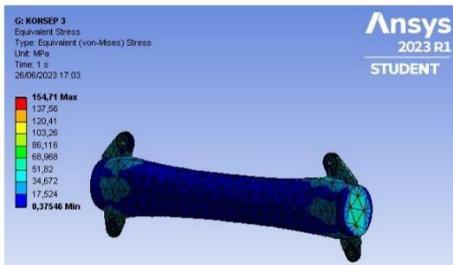
Gambar 10. Hasil Analisis *Stress* pada Konsep Desain

3.7. Analisis *Stress* pada *Spreader bar* Konsep Desain 3

Material yang digunakan pada struktur *spreader bar* adalah material *steel* ASTM A36 dengan nilai σ_{izin} *bending*

sebesar 166,667 MPa. Dari proses analisis menggunakan bantuan *software*, nilai maksimum *stress* yang dihasilkan struktur adalah sebesar 154,71 MPa dan nilai minimum *stress* yaitu 0,37546 MPa. Konsep desain 2 dinyatakan aman karena nilai *stress* yang dihasilkan struktur memenuhi syarat yaitu kurang dari σ_{izin} *bending material* (154,71 MPa < 166,667 MPa)

Hasil tersebut dapat dilihat pada Gambar 11 berikut ini.

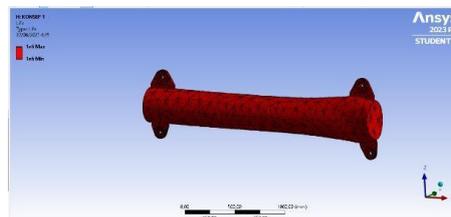


Gambar 11. Hasil Analisis *Stress* pada Konsep Desain 3

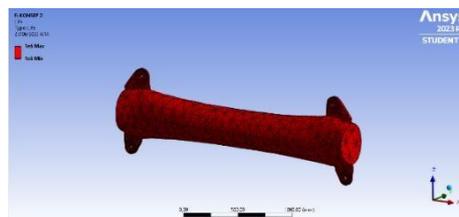
3.8. Analisis *Fatigue*

a. Analisis *Fatigue life*

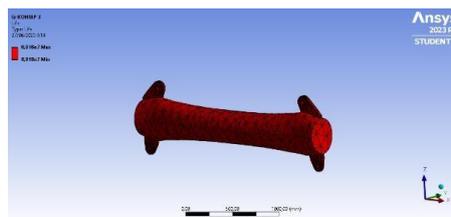
Dari hasil simulasi yang telah dilakukan pada *spreader bar* diperoleh hasil yang merupakan jumlah siklus sampai struktur tersebut gagal. Berikut merupakan gambar hasil analisis umur kelelahan pada *spreader bar* akibat kondisi pembebanan.



Gambar 12. Hasil *Fatigue life* Konsep Desain 1



Gambar 13 Hasil *Fatigue life* Konsep Desain 2



Gambar 14 Hasil *Fatigue life* Konsep Desain 3

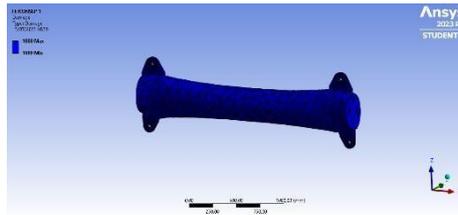
Hasil analisis umur kelelahan ini menyatakan bahwa struktur *spreader bar* yang diberikan pembebanan akan mengalami kelelahan atau tidak. Hasil dari analisis untuk umur kelelahan dapat dilihat pada Tabel 4 berikut ini.

Tabel 4: Hasil Analisis Umur Kelelahan

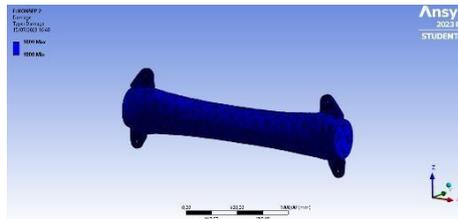
Analisis pada Struktur	Life (cycle)		Kategori
	Maks.	Min.	
Konsep Desain 1	10^6	10^6	<i>High-cycle fatigue (finite cycle)</i>
Konsep Desain 2	10^6	10^6	<i>High-cycle fatigue (finite cycle)</i>
Konsep Desain 3	$8,018 \times 10^7$	$8,018 \times 10^7$	<i>High-cycle fatigue (infinite cycle)</i>

a. Analisis *Fatigue damage*

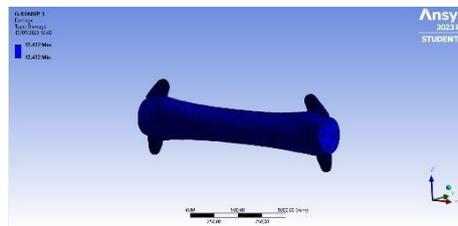
Kerusakan akibat kelelahan diketahui dari umur desain dibagi dengan umur yang dihasilkan dari simulasi. Dapat dilihat pada gambar berikut ini merupakan hasil analisis kerusakan akibat pembebanan pada *spreader bar*.



Gambar 15. Hasil *Fatigue damage* Konsep Desain 1



Gambar 16. Hasil *Fatigue damage* Konsep Desain 2



Gambar 17. Hasil *Fatigue damage* Konsep Desain 3

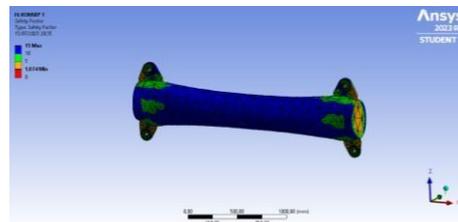
Hasil yang didapatkan dari analisis *fatigue damage* menggunakan bantuan ditunjukkan pada Tabel 5 berikut.

Tabel 5: Hasil Analisis *Fatigue damage*

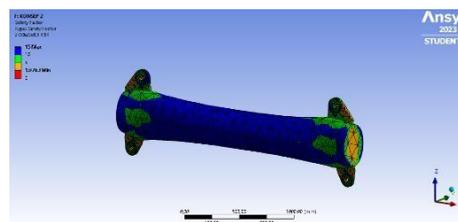
Analisis pada Struktur	<i>Fatigue damage</i>		Ratio
	Maksimum	Minimum	
Konsep Desain 1	1000	1000	1
Konsep Desain 2	1000	1000	1
Konsep Desain 3	12472	12472	1

a. Analisis *Safety factor*

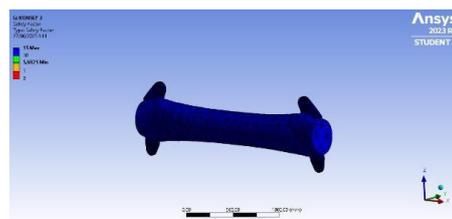
Simulasi faktor keamanan harus didasarkan juga pada umur desain yang diberikan. Berikut merupakan hasil analisis *safety factor* yang dapat di lihat pada gambar berikut ini.



Gambar 18. Hasil *Safety factor* Konsep Desain 1



Gambar 19. Hasil *Safety factor* Konsep Desain 2



Gambar 20. Hasil *Safety factor* Konsep Desain 3

Hasil yang didapatkan dari analisis *safety factor* menggunakan bantuan *software* yang telah dilakukan ditunjukkan pada Tabel 6 berikut.

Tabel 6: Hasil Analisis *Safety factor*

Analisis pada Struktur	<i>Safety factor</i>
Konsep Desain 1	1,074
Konsep Desain 2	1,0763
Konsep Desain 3	5,6025

Faktor keamanan dikatakan aman hingga mencapai umur desain jika faktor keamanan lebih dari 1, sedangkan dikatakan gagal mencapai umur desain jika nilai kurang dari 1.

3.9. Pemilihan Konsep Desain

a. Kekuatan

Kriteria kekuatan pada konsep desain yang dipilih adalah konsep desain dari *spreader bar* yang dapat menumpu dan mendistribusikan beban pada struktur utama. Konsep desain yang dipilih memiliki kekuatan struktur terkuat, hal ini didapat dari selisih antara tegangan maksimum yang didapat dengan tegangan izin.

Tabel 7: Hasil Analisis Kekuatan pada *Spreader bar*

Desain Konsep	Tegangan izin, MPa	Tegangan maksimum, Mpa	Selisih
Desain Konsep 1	166,6667	155,36	11,307
Desain Konsep 2	166,6667	155,09	11,577
Desain Konsep 3	166,6667	154,71	11,957

a. *Fatigue*

Kriteria *fatigue* merupakan kriteria yang digunakan untuk memilih konsep desain yang aman (tidak rusak atau gagal).

Tabel 8: Hasil Analisis *Fatigue* pada *Spreader bar*

Desain Konsep	<i>Fatigue life</i>	<i>Fatigue damage</i>	<i>Safety factor</i>	Ket.
Konsep Desain 1	<i>High-cycle fatigue (finite cycle)</i>	1	1,074	Aman
Konsep Desain 2	<i>High-cycle fatigue (finite cycle)</i>	1	1,0763	Aman
Konsep Desain 3	<i>High-cycle fatigue (infinite cycle)</i>	1	5,6025	Aman

a. *Biaya*

Estimasi biaya dihitung berdasarkan biaya material dan *lifting gear* sehingga didapatkan total biaya yang terjangkau. Berikut merupakan rincian biaya dari tiap konsep desain:

Tabel 9: Biaya pada Konsep Desain *Spreader bar*

Desain Konsep	Biaya (Rp)
Konsep Desain 1	Rp 21.963.325,30
Konsep Desain 2	Rp 21.918.113,14
Konsep Desain 3	Rp 21.866.910,67

Setelah dilakukan ulasan terhadap beberapa konsep desain, didapatkan kriteria penilaian hasil dan selanjutnya dimasukkan dalam matrik penilaian untuk memberikan penilaian dan kesimpulan terhadap konsep terpilih. Tabel 10 berikut adalah ulasan dan tabel matrik penilaian konsep. Bobot pada tabel tersebut ditentukan sesuai dengan konsep desain yang dihasilkan dan berdasarkan *survey* kepada staf di perusahaan yang bersangkutan

Tabel 10: Matriks Penilaian Konsep

Kriteria Seleksi	Bobot	Konsep Produk							
		Ref		Konsep 1		Konsep 2		Konsep 3	
		Rate	Skor	Rate	Skor	Rate	Skor	Rate	Skor
Kekuatan	33%	3	0,9	4	1,3	4	1,3	5	1,6
Biaya	50%	3	1,5	4	2	4	2	5	2,5
<i>Fatigue</i>	17%	3	0,5	4	0,6	4	0,6	5	0,8
Nilai <i>Absolut</i>		3		4		4		5	
Nilai <i>Relative</i> (%)		18,75		25		25		31,25	

3. Kesimpulan

Berdasarkan penelitian yang telah dilakukan, dapat ditarik kesimpulan sebagai berikut:

1. Dari konsep desain yang telah dibuat dan dengan mempertimbangkan kriteria yang ditentukan, diperoleh konsep desain terpilih adalah konsep desain 3 yang memperoleh skor tertinggi dengan dimensi pipa 14 inch SCH 80 dan panjang 2500 mm.
2. Analisis kekuatan struktur pada *spreader bar* konsep desain 3 dengan beban 342320,724 N mendapatkan nilai maksimum *stress* sebesar 154,71 MPa, nilai tersebut masih pada batas aman karena berada dibawah nilai tegangan maksimum yang diizinkan yaitu 166,667 MPa.
3. Analisis kekuatan *fatigue life* pada *spreader bar* konsep desain 3 dengan beban 342320,724 N memiliki siklus minimum 8,018E7, dimana termasuk dalam kategori *high cycle fatigue (infinite cycle)*.
4. Estimasi biaya berdasarkan kebutuhan material dan *lifting gear* untuk membuat *spreader bar* adalah sebesar Rp 21.866.910,67.

4. Daftar Pustaka

- American Wood Council. (2005). *Beam Design Formulas With Shear and Moment Diagrams*. In American Forest & Paper Association (2005 Edition).
- DNV Marine. (1996). *DNV Marine Operations' Rules for Subsea Lift Operations* (Issue November).
- Husodo, A. W. (2018). *Mekanika Teknik Statika*.
- Isu, A., & Sawit, S. (2021). *Palm ' Journal*. II(36).
- Moch, E., Firmansyah, I., Budiyanto, E. N., & Ketebalan, P. (2021). *Perancangan Vertical Pressure Vessel Ve-2005 Crude Reactant Vessel Pada Proyek Pembangunan Amine Plant di Gresik Jawa Timur*. 11(2).
- NORSOK. (2012). *NORSOK STANDARD R-002 Lifting Equipment* (Edition 2).
- Ramadhan, M. (2022). *Stress dan Displacement pada Spreader Beam Akibat Variasi Pembebanan*. *Jurnal Teknologi Dan Riset Terapan*, 4(2), 74–81.
- Soelarso, Prasaja, H., & Libri, D. F. (2015). *Analisa Struktur Ula Well Platform Tahap Lifting dengan Menggunakan Software SACS 5.2*. *Jurnal Fondasi*, 4(1), 12–19.
- Sumarsono, I. G. R. M., Mulyadi, Y., & Hadiwidodo, Y. S. (2017). *Analisis Keandalan Struktur Padeye Berdasarkan Konfigurasi Rigging pada Lifting Upper Deck Modul Modec dengan Pendekatan Dinamik [Institut Teknologi Sepuluh Nopember]*. In *Jurnal Teknik ITS* (Vol. 5, Issue 2).
<https://doi.org/10.12962/j23373539.v5i2.19673>
- Veritas, D. N. (2013). *Standard for Certification Det Norske Veritas As. 2*, 1–88.
- Yansah, A. R. (2016). *Analisis Konfigurasi Rigging Dan Padeye Pada Saat Proses Installation Deck Structure UL.A Platform Dengan Cara Lifting*. Institut Teknologi Sepuluh Nopember.
- Zafirah, F. (2022). *Perancangan Dudukan Pelat Adjustable Holder sebagai Sarana Penunjang Mesin Roll di PT. Boma Bisma Indra Pasuruan*. *Proceeding 6th Conference on Design and Manufacture Engineering and Its Application*, 90–96.