

PERANCANGAN STRUKTUR *HYDRAULIC CRANE* KAPASITAS 250 KG PADA MOBILITAS *OUTBOARD ENGINE*

Andita Dharmayanti Fatimatu Zahro¹, Pranowo Sidi², Widya Emilia Primaningtyas³
Teknik Desain dan Manufaktur, Teknik Permesinan Kapal, Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya
Jl. Teknik Kimia, Kampus ITS Sukolilo – Surabaya 60111

Email: anditadharmayanti@student.ppns.ac.id

ABSTRAK

Outboard engine merupakan mesin penggerak pada perahu, ataupun kapal kecil yang terdiri dari mesin penggerak, transmisi, propeler. Berat *outboard engine* yang digunakan type Yamaha E25BMH-25PK yaitu 53 – 55 kg. Alat seberat ini dipindahkan dengan bantuan engine lifter yang telah ada, faktanya kondisi *layout* laboratorium dengan dimensi alat tidak sesuai. Proses pemindahan mesin di luar lambung kapal dari laboratorium menuju ke kolam uji dengan memperhatikan *layout* laboratorium agar alat dapat bermanuver dengan baik. Maka perlu melakukan perancangan ulang untuk memudahkan mobilitas *outboard engine*. Perancangan *hydraulic crane* dengan kapasitas, kekuatan dan dimensi yang disesuaikan dengan kebutuhan laboratorium *outboard engine* menggunakan Metode Elemen Hingga yaitu untuk menyelesaikan permasalahan teknik dan matematis berupa tegangan dan kekuatan struktur dengan membandingkan 2 material yaitu ASTM A36 dan ASTM A871-65. Metode *FEM* ini dilakukan dengan cara menghitung kekuatan struktur melalui *software FEA* menggunakan Autodesk Fusion 360 *Student License*. Hasil berupa gambar kerja rinci (*detail drawing*) dengan spesifikasi dimensi alat 1526×867×1580 mm. Pada analisis lengan hidrolik crane tegangan statis dibandingkan dengan tegangan izin material aman/kuat, material terpilih ASTM A871-65 dengan hasil sebesar 298.667 N/mm²

≥ 273.1 N/mm², pada hasil *buckling mode* 1 penopang aman yaitu 46.99×Load, *buckling load factor* > 1, pada hasil tegangan simulasi struktur kaki lebih kecil dari tegangan izin sebesar 298.667 N/mm² ≥ 41.93 N/mm² sehingga desain dikatakan aman. Total rencana anggaran biaya pembuatan alat sebesar Rp1.992.000. Data hasil perancangan dan rencana anggaran biaya digunakan sebagai pedoman pembuatan *hydraulic crane*.

Kata Kunci: Analisis *Buckling*, Analisis Statis, ASTM A36, ASTM A871-65, Metode Elemen Hingga.

ABSTRACT

Outboard engine is a propulsion engine on a boat, or small ship consisting of a propulsion engine, transmission, propeller. The weight of the outboard engine used is the Yamaha E25BMH-25PK type, which is 53-55 kg. This heavy equipment was moved with help of an existing engine lifter crane, in fact the condition of the laboratory layout with dimensions of the tool did not match. The process of moving the machine outside the hull from the laboratory to the test pool by taking into account the layout of the laboratory so that the tool can maneuver properly. So it is necessary to redesign to facilitate the mobility of the outboard engine. The design of a hydraulic crane with capacity, strength and dimensions adapted to the needs of the outboard engine laboratory using Finite Element Method to solve technical and mathematical problems in the form of stress and structural strength by comparing 2 materials, namely ASTM A36 and ASTM A871-65. The FEM method is carried out by calculating the strength of the structure through the FEA software using the Autodesk Fusion 360. The result is a detailed working drawing (*detail drawing*) with a tool dimension specification of 1526×867×1580 mm. In the analysis of the boom hydraulic crane static stress compared to the allowable stress of safe/strong material, the selected material is ASTM A871-65 with a result of 298,667 N/mm² 273.1 N/mm², in the results of buckling mode 1 safe support, which is 46.99×Load, buckling load factor > 1, the result of the simulation stress of the leg structure is smaller than the allowable stress of 298.667 N/mm² 41.93 N/mm² so that the design is said to be safe. Total budget plan for making tools is Rp. 1,992,000. The data from the design and budget plan are used as guidelines for the manufacture of hydraulic cranes.

Keyword: ASTM A36, ASTM A871-65, Buckling Analysis, Finite Element Method, Static Analysis.

1. PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Outboard engine merupakan mesin penggerak pada perahu, ataupun kapal kecil yang terdiri dari mesin penggerak, transmisi, propeler. Berat *outboard engine* yang digunakan type Yamaha E25BMH-25PK yaitu 53 – 55 kg. Alat seberat ini dipindahkan dengan bantuan *engine lifter crane* yang telah ada, faktanya kondisi layout laboratorium dengan dimensi alat tidak sesuai. Proses pemindahan mesin di luar lambung kapal dari laboratorium menuju ke kolam uji dengan memperhatikan layout laboratorium agar alat dapat bermanuver dengan baik. Maka perlu melakukan perancangan ulang untuk memudahkan mobilitas *outboard engine*.

Maka perlu dirancang ulang alat untuk memudahkan pemindahan *outboard engine* dari laboratorium menuju ke kolam uji. Pesawat angkat yang akan dirancang adalah *hydraulic crane* yang memiliki kapasitas lebih ringan atau sesuai dengan kebutuhan dari laboratorium *outboard engine*. Alat ini mudah digunakan dan dapat dibongkar pasang sehingga mudah disimpan. Faktor utama pada *hydraulic crane* merupakan kekuatan terhadap pembebanan. Struktur yang dimiliki kuat sehingga dibutuhkan perancangan dan analisis struktur yang akurat agar tidak terjadi kegagalan yang mengakibatkan kecelakaan kerja. Perancangan ini juga memberikan alternatif biaya rendah dan efisien untuk penanganan material. Beban pada *hydraulic crane* dapat bermanuver dan memindahkan beban berat menjadi mudah.

Berdasarkan permasalahan di atas, dalam penelitian ini dibuat sebuah perancangan struktur *hydraulic crane* yang sesuai dengan kebutuhan laboratorium kapasitas beban angkat 250 kg pada mobilitas *outboard engine*.

Metode yang digunakan yaitu Metode Elemen Hingga dimana metode ini digunakan untuk menyelesaikan permasalahan teknik dan matematis berupa tegangan dan kekuatan struktur dengan membandingkan 2 material yaitu ASTM A36 dan ASTM A871-65. Metode FEM ini dilakukan dengan cara menghitung kekuatan struktur melalui *software* FEA menggunakan Autodesk Fusion 360 *Student License*. Berikut tahap penelitian yang dilakukan:

1. Observasi Lapangan dan Identifikasi Masalah
2. Pengumpulan Data
3. Perhitungan Struktur
4. Menggambar dan Merencanakan Struktur
5. *Input Material Properties* dan Kondisi Beban

6. Analisis Struktur
7. Perbandingan
8. Pemilihan Komponen
9. Detail Drawing
10. Rincian Biaya Perancangan Alat

1.2 Referensi

1.2.1 Material ASTM-A36

Tabel 1. Data material / *mechanical properties* plat ASTM-A36

Grade	Minimum Yield Point		Minimum Tensile Strength		Min. Elongation	
	Ksi	[Mpa]	Ksi	[Mpa]	In 8 inch	In 2 inch
A36	36	[250]	58 - 80	[400 - 550]	[200 mm]	[50 mm]

Sumber: www.ssab.com, 2019

1.2.2 Material ASTM-A871-65

Tabel 2. Data material / *mechanical properties* plat ASTM-A871-65

Grade	Minimum Yield Point		Minimum Tensile Strength		Min. Elongation	
	Ksi	[Mpa]	Ksi	[Mpa]	[200 mm]	[50 mm]
65	65	[448]	80	[552]	15	17

Sumber: www.ssab.com, 2019

1.2.3 Tegangan (Stress)

Tegangan adalah suatu ukuran pembebanan yang dinyatakan oleh gaya dibagi oleh luas di tempat gaya tersebut bekerja. Komponen tegangan pada sudut yang tegak lurus pada bidang ditempat bekerjanya gaya tersebut disebut tegangan langsung (normal), dan juga tegangan tarik/*tensile* (positif), atau tegangan tekan/*compressive* (negatif). Satuan untuk tegangan tersebut adalah N/mm² atau Megapascal (Mpa). Secara matematis dapat didefinisikan sebagai berikut.

$$\text{Tegangan } (\sigma) = \frac{\text{Gaya}}{\text{Luas penampang (A)}} \quad (1)$$

1.2.4 Analisis Buckling dengan Rumus Euler

Terdapat 2 kategori utama yang menyebabkan kegagalan komponen mekanis yaitu kegagalan material dan ketidakstabilan struktural, yang disebut tekukan (*buckling*). Kerusakan material perlu mempertimbangkan *yield stress* pada material ulet dan *ultimate stress* pada material getas. Sifat-sifat material tersebut ditentukan berdasarkan uji tegangan aksial dan kompresi aksial kolom pendek. Tekukan batang dihitung menurut rumus Euler dengan Persamaan 2 berikut:

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 \times E \times I}{(K \times L)^2} \quad (2)$$

Dengan

- P_{cr} = Beban kritis (N)
- K = Column effective length factor
- L = Panjang langkah (m)
- E = Modulus elastisitas material (Pa)

I = Momen inersia
 Column effective length factor ditentukan berdasarkan end condition dari batang. Berikut ini ketentuan column effective length factor pada Gambar 1:

Buckled shape of column shown by dashed line						
Theoretical K value	0.5	0.7	1.0	1.0	2.0	
Recommended design value K	0.65	0.80	1.2	1.0	2.10	
End condition key		Rotation fixed and translation fixed				
		Rotation free and translation fixed				
		Rotation fixed and translation free				
		Rotation free and translation free				

Gambar 1. Column effective factor for eulers critical load
 Sumber: Euler, 1900

Beban operasi maksimum dalam kondisi aman dapat diketahui dengan persamaan 3 berikut:

$$F = \frac{P_{cr}}{sf} \quad (3)$$

Dengan

P_{cr} = Beban kritis (N)

Sf = safety factor

1.2.5 Metode Elemen Hingga (FEM)

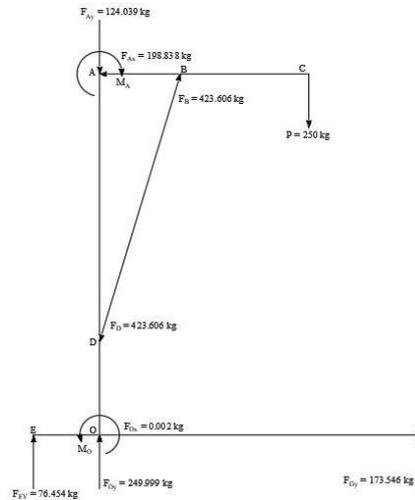
Metode elemen hingga adalah metode numerik yang digunakan untuk menyelesaikan permasalahan teknik dan matematis dari suatu gejala fisis yang diantaranya adalah tegangan, regangan, kekuatan, dan analisis getaran. Metode elemen hingga inilah yang dapat membandingkan antara perhitungan dengan menggunakan software dan perhitungan secara manual. Dalam hal ini metode elemen hingga yang akan dipergunakan adalah metode elemen hingga 2D (bidang) yaitu elemen segitiga dengan 3 node. Metode elemen hingga 2D dalam hal ini elemen bidang segitiga dengan 3 node didasarkan untuk keperluan analisa suatu continuum yang berupa luasan. Permasalahan yang dapat dipecahkan oleh elemen bidang segitiga ini menyangkut matrik kekakuan elemen, plain strain, dan plain stress serta vektor-vektor gaya yang bekerja pada elemen dari sebuah produk. Secara terperinci hal-hal yang disebut akan ditinjau dalam sistem koordinat lokal dan sistem koordinat global. (Mulyadi, 2011).

2. PEMBAHASAN

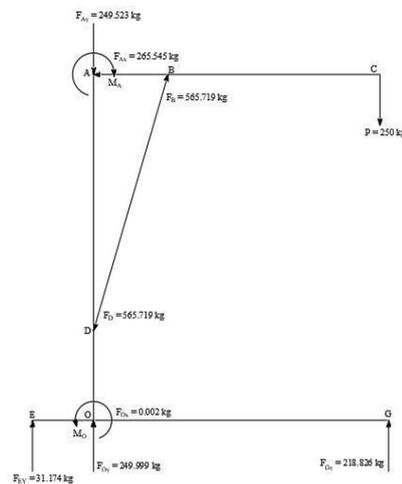
2.1 Diagram Benda Bebas Hydraulic Crane

Menghitung reaksi gaya menggunakan konsep mekanika analisis kesetimbangan gaya berupa diagram benda bebas pada bagian keseluruhan struktur keluaran 1, keseluruhan struktur keluaran 2, lengan keluaran 1, lengan keluaran 2, penopang, dan kaki. Sehingga

menghasilkan reaksi gaya keseluruhan hydraulic crane keluaran 1 pada gambar 2 dan reaksi gaya keseluruhan hydraulic crane keluaran 2 pada gambar 3.



Gambar 2. Reaksi gaya keseluruhan keluaran 1 (posisi 90°)
 Sumber: Dokumen pribadi, 2021



Gambar 3. Reaksi gaya keseluruhan keluaran 2 (posisi 90°)
 Sumber: Dokumen pribadi, 2021

2.2 Perencanaan Kekuatan Struktur

Untuk mengetahui desain hidrolik crane aman atau tidaknya menumpu beban yang dibutuhkan, maka harus dihitung kekuatan struktur hidrolik crane. Berikut merupakan tabel 3 hasil dari perhitungan manual kekuatan strukturnya.

Tabel 3. Hasil perhitungan kekuatan struktur

	Lengan Rancangan 1	Lengan Rancangan 2	Penopang	Kaki
Materi al	ASTM A36	ASTM A871-65	ASTM A871-65	ASTM A871-65
Yield strengt h	250 Mpa	448 Mpa	448 Mpa	448 Mpa
Berat (W)	11.054 kg	5.939 kg	24.493 kg	21.2841 kg
Fmax	2452.5 N	2452.5 N	5559.827 31 N	2452.5 N
Luas penam	2400 mm ²	1300 mm ²	675 mm ²	625 mm ²

pang (A)				
Momen inersia penampang (I)	1130833.333 mm ⁴	626406.25 mm ⁴	626406.25 mm ⁴	-
Momen posisi 90°	2594455.065 Nmm	2568487.873 Nmm	-	-
Tegangan izin	166.667 N/mm ²	298.667 N/mm ²	-	298.667 N/mm ²
Tegangan maksimum	91.771439329 N/mm ²	164.0141919 N/mm ²	-	3.924 N/mm ²
Nilai beban kritis	-	-	8620508.351 N	-
Beban operasi maksimum	-	-	5747005.567 N	-
Syarat perhitungan manual	$\sigma_{max} < \sigma_{izin}$	$\sigma_{max} < \sigma_{izin}$	$F > F_{max}$	$\sigma_{max} < \sigma_{izin}$
Keterangan	Aman	Aman	Aman	Aman

Sumber: Hasil perhitungan, 2021

2.3 Analisis Kekuatan Struktur

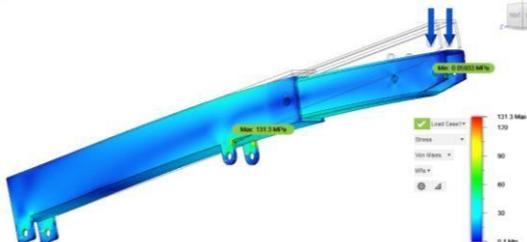
Hasil analisis dengan menggunakan *software* Autodesk Fusion 360. *Safety factor* yang digunakan adalah 1.5 karena bahan sudah diketahui, kondisi lingkungan beban dan tegangan yang tetap (Vidosic, 1973).

2.3.1 Analisis Kekuatan Struktur Lengan 1

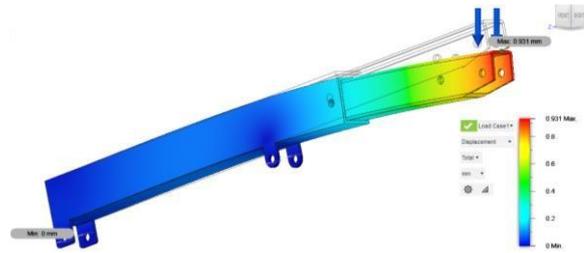
Hasil simulasi pada lengan struktur 1 menggunakan material ASTM A36 dihasilkan nilai *Actual Minimum Safety Factor* yaitu 1.891, *Stress Von Mises Maximum* yaitu 131.3 Mpa, dan *Displacement Total Maximum* yaitu 0.931 mm.



Gambar 4. Hasil *safety factor* struktur 1
Sumber: Dokumen pribadi, 2021



Gambar 5. Hasil *von mises* struktur 1
Sumber: Dokumen pribadi, 2021



Gambar 6. Hasil *displacement* struktur 1
Sumber: Dokumen pribadi, 2021

Dari nilai tersebut disimpulkan bahwa material dianggap kuat karena nilai tegangan simulasi harus lebih kecil dari tegangan izin yaitu sebesar 166.667 N/mm².

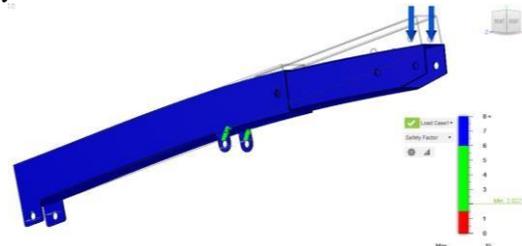
$$\sigma_{izin} \geq \sigma_{FEM}$$

$$166.667 \text{ N/mm}^2 \geq 131.3 \text{ N/mm}^2$$

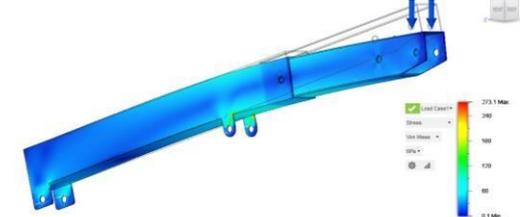
Jadi syarat $\sigma_{izin} \geq \sigma_{FEM}$ dapat dipenuhi

2.3.2 Analisis Kekuatan Struktur Lengan 2

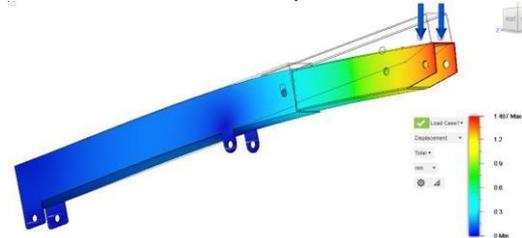
Hasil simulasi pada lengan struktur 2 menggunakan material ASTM A871-65 dihasilkan nilai *Actual Minimum Safety Factor* yaitu 2.022, *Stress Von Mises Maximum* yaitu 273.1 Mpa, dan *Displacement Total Maximum* yaitu 1.487 mm.



Gambar 7. Hasil *safety factor* struktur 2
Sumber: Dokumen pribadi, 2021



Gambar 8. Hasil *von mises* struktur 2
Sumber: Dokumen pribadi, 2021



Gambar 9. Hasil *displacement* struktur 2
Sumber: Dokumen pribadi, 2021

Dari nilai tersebut disimpulkan bahwa material dianggap kuat karena nilai tegangan simulasi harus lebih kecil dari tegangan izin yaitu sebesar 298.667 N/mm².

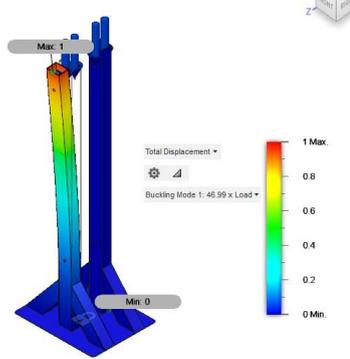
$$\sigma_{izin} \geq \sigma_{FEM}$$

$$298.667 \text{ N/mm}^2 \geq 273.1 \text{ N/mm}^2$$

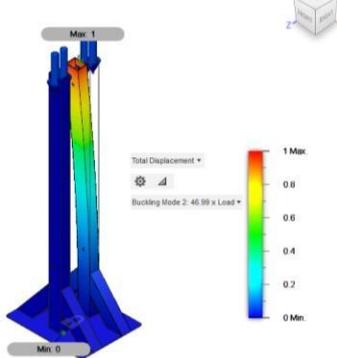
Jadi syarat $\sigma_{izin} \geq \sigma_{FEM}$ dapat dipenuhi

2.3.3 Analisis Kekuatan Struktur Penopang

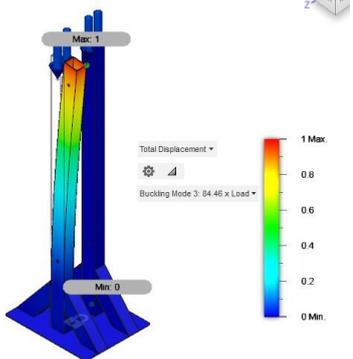
Hasil simulasi analisis struktur penopang pada *software* Autodesk Fusion 360 (*Education License*) menggunakan material ASTM A871-65 yaitu mengalami deformasi dengan visualisasi dari gambar 10 atau *buckling mode 1* pada 46.99 kali beban. Dengan kata lain, penopang mengalami deformasi jika beban yang diaplikasikan dikalikan sebanyak 46.99.



Gambar 10. Hasil *buckling mode 1* penopang
Sumber: Dokumen pribadi, 2021



Gambar 11. Hasil *buckling mode 2* penopang
Sumber: Dokumen pribadi, 2021



Gambar 12. Hasil *buckling mode 3* penopang
Sumber: Dokumen pribadi, 2021

Syarat tidak terjadi *buckling* yaitu ketiga *mode* memiliki faktor beban *buckling* lebih dari satu (*buckling load factor* > 1).

Buckling mode 1 : 46.99×Load, *buckling load factor* > 1

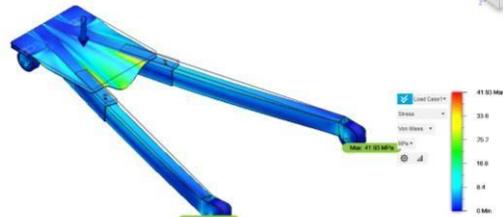
Buckling mode 2 : 46.99×Load, *buckling load factor* > 1

Buckling mode 3 : 84.46×Load, *buckling load factor* > 1

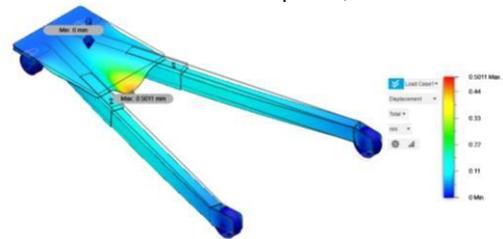
Buckling load factor dari ketiga bentuk tersebut lebih dari satu yang artinya meskipun terjadi perpindahan desain penopang pada simulasi, *buckling* tidak akan terjadi. Sehingga, dapat disimpulkan bahwa penopang aman untuk digunakan.

2.3.4 Analisis Kekuatan Struktur Kaki

Hasil simulasi pada kaki menggunakan material ASTM A871-65 dihasilkan nilai *Stress Von Mises Maximum* yaitu 41.93 Mpa, dan *Displacement Total Maximum* yaitu 0.5011 mm.



Gambar 13. Hasil *von mises* kaki
Sumber: Dokumen pribadi, 2021



Gambar 14. Hasil *displacement* kaki
Sumber: Dokumen pribadi, 2021

Nilai tegangan simulasi harus lebih kecil dari tegangan izin yaitu sebesar 298.667 N/mm².

$$\sigma_{izin} \geq \sigma_{FEM}$$

$$298.667 \text{ N/mm}^2 \geq 41.93 \text{ N/mm}^2$$

Jadi syarat $\sigma_{izin} \geq \sigma_{FEM}$ dapat dipenuhi

2.4 Perbandingan Struktur Rancangan 1 dan Struktur Rancangan 2

Berikut merupakan hasil dari perhitungan perbandingan struktur rancangan 1, 2, dan produk referensi.

Tabel 4. Perbandingan struktur rancangan 1 dan struktur rancangan 2

No.	Pembandingan	Rancangan 1	Rancangan 2	Referensi
1.	Material	ASTM A36	ASTM A871-65	<i>Alloy Steel</i>
2.	Estimasi Harga	60×80×5 @216.172/batang 50×70×5 @203.828/batang Total estimasi struktur lengan = Rp420.000	60×80×2.5 @333.213/batang 55×75×2.5 @271.787/batang Total estimasi struktur lengan = Rp575.000	70×90×2.5 @710.000/batang 65×85×2.5 @480.000/batang Total estimasi struktur lengan = Rp1.190.000
3.	Berat Struktur	11.054 kg	5.939 kg	10.655 kg
4.	Ukuran Struktur	Luas Lengan 1 = 1300mm ²	Luas Lengan 1 = 675mm ²	Luas Lengan 1 = 775mm ²

		Luas Lengan 2 = 1100mm ²	Luas Lengan 2 = 625mm ²	Luas Lengan 2 = 725mm ²
		Total = 2400mm ²	Total = 1300mm ²	Total = 1500mm ²
5.	Tegangan Izin	166.667 N/mm ² ≥ 131.3 N/mm ²	298.667 N/mm ² ≥ 273.1 N/mm ²	413.615 N/mm ² ≥ 324.1 N/mm ²

Sumber: Hasil perhitungan, 2021

Tabel 5. Matriks penilaian struktur rancangan

Matriks Penilaian Struktur Rancangan							
Variabel Pembeding	Bobot	Struktur Rancangan 1		Struktur Rancangan 2		Referensi	
		Rate	Skor Bobot	Rate	Skor Bobot	Rate	Skor Bobot
Estimasi Harga	10%	4	0.4	3	0.3	1	0.1
Berat Struktur	20%	3	0.6	5	1.0	3	0.6
Ukuran Struktur	20%	3	0.6	5	1.0	4	0.8
Tegangan Izin	30%	3	0.9	5	1.5	1	0.3
Nilai Absolut		13	2.5	18	3.8	9	1.8
Nilai Relatif (%)		32.5%	30.86%	45%	46.91%	22.5%	22.22%

Catatan: Nilai rate 1-5 (nilai 1 paling rendah, nilai 5 paling tinggi)

Sumber: Hasil perhitungan, 2021

Berdasarkan keterangan dari tabel 5, setiap struktur rancangan memiliki skor yang dapat menentukan pemilihan struktur rancangan yang akan dibuat sesuai dengan variabel pembandingan, penjelasan dari pemberian *rate* adalah sebagai berikut:

1. Estimasi Harga

Struktur rancangan 1 dan 2 mendapatkan hasil yang berbeda. Rancangan 1 membutuhkan pengeluaran yang lebih sedikit jika dibandingkan dengan rancangan 2. Namun estimasi harga yang dikeluarkan perbedaannya tidak terlalu jauh selisih Rp155.000.

2. Berat Struktur

Struktur rancangan 1 mendapatkan skor 3 dan struktur rancangan 2 mendapatkan skor 5. Pada struktur rancangan 1 berat struktur jauh lebih berat jika dibandingkan dengan berat struktur rancangan 2. Perbedaannya sekitar 53.73% atau berat struktur rancangan 1 dua kalinya berat struktur rancangan 2.

3. Ukuran Struktur

Struktur rancangan 1 mendapatkan skor 3 dan struktur rancangan 2 mendapatkan skor 5. Pada struktur rancangan 1 ukuran struktur jauh lebih besar jika dibandingkan dengan ukuran struktur rancangan 2. Perbedaannya sekitar 54.17% atau ukuran struktur rancangan 1 dua kalinya berat struktur rancangan 2.

4. Tegangan Izin

Struktur rancangan 1 mendapatkan skor 3 dan struktur rancangan 2 mendapatkan skor 5. Pada struktur rancangan 1 tegangan maksimum

simulasi rancangan 1 agak jauh sedikit dibawah tegangan izinnya jika dibandingkan dengan struktur rancangan 2. Tegangan maksimum simulasi rancangan 1 21.22% selisih bedanya dengan tegangan izinnya sedangkan tegangan izin simulasi rancangan 2 selisih bedanya 8.56%. Sehingga hasil simulasi tegangan maksimum yang lebih mendekati mendekati/berada sedikit di bawah tegangan izinnya adalah rancangan 2.

Struktur rancangan yang terpilih adalah rancangan 2 yang mendapatkan nilai relatif untuk *rate* sebesar 45% dan untuk skor bobot 46.91%.

Tabel 6. Variabel pembandingan struktur rancangan

Variabel Pembandingan	Bobot %	Keterangan
Estimasi Harga	10%	Porsi 10% diberikan karena rancangan yang dibuat diharapkan memiliki biaya bahan baku yang murah.
Berat Struktur	20%	Porsi 20% diberikan karena rancangan yang dibuat memiliki berat yang ringan.
Ukuran Struktur	20%	Porsi 20% diberikan karena rancangan yang dibuat memiliki ukuran / luas yang lebih kecil.
Tegangan Izin	30%	Porsi 30% diberikan karena rancangan yang dibuat memiliki struktur yang kuat. Pada hasil simulasi tegangan maksimum pada rancangan 2 mendekati / berada sedikit di bawah tegangan izinnya.

Sumber: Hasil pengamatan, 2021

2.5 Pemilihan Komponen

2.5.1 Pemilihan Kait Pengangkat

Berdasarkan perencanaan maksimal daya angkat adalah 250 kg, maka dipilih kait dari BLT-*Catalogue* yang mendekati nilai maksimal daya angkat. Kait yang dipilih adalah kait yang dapat berputar (*swivel hook*) menggunakan bantalan bola dengan jepit pengaman.

2.5.2 Sistem Hidrolik

Menentukan panjang langkah hidrolik dapat diketahui dari perhitungan diagram benda bebas.

-Panjang hidrolik minimal (posisi 45°) yang direncanakan. $R_{min} = 709.917$ mm.

-Panjang hidrolik maksimal (posisi 105°) $R_{max} = 1140.659$ mm.

Dari panjang maksimal dan panjang minimal hidrolik didapat panjang langkah (stroke), yaitu: $Stroke = R_{max} - R_{min} = 430.741$ mm

Menentukan kapasitas beban maksimal silinder hidrolik dapat diketahui dari perhitungan diagram benda bebas lengan 105° posisi 2. $F_B = F_{Hidrolik} = 566.751$ kg.

Maka dengan itu diperoleh kapasitas beban maksimal yang didapat dari $F_{Hidrolik}$ adalah 566.751 kg.

Pemilihan hidrolik ini berdasarkan pada perhitungan kapasitas beban maksimal hidrolik

yaitu 566.751 kg dan stroke (panjang langkah) hidrolik yang dibutuhkan 430.741 mm. Hasil beban dan stroke tersebut dipilih hidrolik jenis long ram jack tipe D-51010 dengan kapasitas 3 ton (3000 kg) dan stroke 431.8 mm dari *US Jack Catalog*.

2.5.3 Perhitungan Pin

a. Perhitungan Pin Penghubung Batang Lengan dan Batang Penopang

- Pemilihan bahan:

Alloy steel (37C15): $\sigma_y = 620.422 \text{ N/mm}^2$

- safety factor = 3

- tegangan yang diijinkan

$$\sigma_t = \frac{\sigma_y}{sf} = \frac{620.422 \text{ N/mm}^2}{3} = 206.807 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma = \frac{sf}{\sigma_y} = \frac{3 \cdot 620.422 \text{ N/mm}^2}{206.807} = 206.807 \text{ N/mm}^2$$

$$\tau = \frac{c}{sf} \cdot \frac{\sigma_y}{3} = \frac{103.404 \text{ N/mm}^2}{3} = 103.404 \text{ N/mm}^2$$

b. Perhitungan Pin Penghubung Kait dan Lengan

- Pemilihan bahan:

Alloy steel (37C15): $\sigma_y = 620.422 \text{ N/mm}^2$

- safety factor = 3

- tegangan yang diijinkan

$$\sigma_t = \frac{\sigma_y}{sf} = \frac{620.422 \text{ N/mm}^2}{3} = 206.807 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma = \frac{sf}{\sigma_y} = \frac{3 \cdot 620.422 \text{ N/mm}^2}{206.807} = 206.807 \text{ N/mm}^2$$

$$\tau = \frac{c}{sf} \cdot \frac{\sigma_y}{3} = \frac{103.404 \text{ N/mm}^2}{3} = 103.404 \text{ N/mm}^2$$

2.5.4 Pemilihan Roda Depan dan Belakang

-Beban maksimal yang diterima roda belakang hidrolik crane.

F_{Ey} maksimal (keluaran 1 lengan 45°) = 115.986 kg. Beban yang diterima masing-masing roda belakang: $P = \frac{115.986}{2} = 57.993 \text{ kg}$.

-Beban maksimal yang diterima roda depan hidrolik crane.

F_{Gy} maksimal (keluaran 2 lengan 90°) = 218.826 kg. Beban yang diterima masing-masing roda depan: $P = \frac{218.826}{2} = 109.413 \text{ kg}$.

Berdasarkan beban maksimal yang diterima roda depan dan belakang maka dipilih roda dari katalog TENTE.

-Roda depan (*wheel*; UEP 125×40×Ø8).

-Roda belakang (*swivel caster*; 3471ITP100P63) EAN 4031582304787.

2.6 Rincian Biaya Manufaktur

Biaya Manufaktur adalah jumlah biaya yang dikeluarkan pada proses perancangan dan pembuatan alat hidrolik crane, yang diakumulasi dari biaya bahan baku dan biaya pembuatan.

Biaya total = Biaya bahan baku + Biaya pembuatan
= Rp1.531.300 + Rp460.700
= Rp1.992.000

Jadi dapat disimpulkan estimasi biaya total dari proses perancangan dan pembuatan alat hidrolik crane adalah Rp1.992.000.

3. KESIMPULAN

a. Hasil perancangan dari perhitungan struktur *hydraulic crane* kapasitas 250 kg yang sesuai dengan kondisi laboratorium yaitu berupa desain dan pemodelan *detail drawing* untuk mempermudah dalam proses pembuatannya.

b. Kekuatan struktur pada bagian lengan, penopang, dan kaki semuanya aman dan kuat dengan material yang terpilih yaitu ASTM A871-65. Hasil tegangan perhitungan struktur dan analisis pada software semuanya di bawah tegangan izin material.

c. Parameter dan spesifikasi dari alat ini, antara lain:

-Dimensi dari alat ini 1526 mm × 867 mm × 1580 mm, berat alat 70 kg, dan kapasitas angkat 250 kg.

-Lengan crane teleskopik = 840 – 1100 mm.

-Lengan crane bergerak naik turun menggunakan dongkrak hidrolik (*hydraulic long ram jack*) tipe D-51010 dari US Jack, dengan kapasitas angkat 3 ton dan panjang langkah 430.741 mm.

-Kait yang digunakan adalah jenis kait yang dapat berputar (*swivel hook*) menggunakan bantalan bola, dilengkapi jepit pengaman dengan batas beban kerja 350 kg. Pemilihan kait ini dari katalog *Brierley Lifting Tackle*.

-Roda untuk menggerakkan alat ini dipilih dari TENTE. Untuk roda depan (*wheel*; UEP 125×40-Ø8). Sedangkan untuk roda belakang (*swivel caster*; 3471ITP100P63) EAN 4031582304787.

d. Biaya total yang dibutuhkan untuk membuat hidrolik crane adalah Rp1.992.000. Dengan rincian biaya bahan baku sebesar Rp1.531.300 ditambah biaya pembuatan sebesar Rp460.700.

PUSTAKA

- [1] Beer, F.P., Johnston, Jr., E. R. (1996). *Mekanika untuk Insinyur: Statika*, Edisi keempat, Terjemahan The Houw Liong, Nainggolan, H. **Penerbit Erlangga, Jakarta.**
- [2] Gere, J.M. dan Timoshenko, S.P. (1972). *Mekanika Bahan*, Edisi keempat. **Erlangga, Jakarta.**
- [3] Mulyadi, Sentosa. (2011). *Analisa Tegangan-Regangan Produk Tongkat Lansia dengan Menggunakan Metode Elemen Hingga*. **Jurnal ROTOR**. Vol. 4, No.1.
- [4] Popov, E. P. (1989). *Mekanika Teknik*, Edisi kedua, Terjemahan Tanisan, Z. A. **Penerbit Erlangga, Jakarta.**
- [5] Sularso. (1983). *Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin*. **Jakarta: Pradnya Paramita.**
- [6] Ulrich, K.T. dan S.D. Eppinger. (2001). *Perancangan dan Pengembangan Produk*. **Salemba Teknika, Jakarta.**