

## Perancangan Dudukan Pelat *Adjustable Holder* sebagai Sarana Penunjang Mesin *Roll* di PT. Boma Bisma Indra Pasuruan

Felicia Zafirah<sup>1\*</sup>, George Endri Kusuma<sup>2</sup>, Fipka Bisono<sup>3</sup>

Teknik Desain dan Manufaktur, Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya, Indonesia<sup>1\*</sup>

Teknik Permesinan Kapal, Teknik Permesinan Kapal, Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya, Indonesia<sup>2</sup>

Teknik Desain dan Manufaktur, Teknik Permesinan Kapal, Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya, Indonesia<sup>3</sup>

Email: f.zafirah19@gmail.com<sup>1</sup>

---

**Abstract** – In the roll bending process, sheet metal is straightened before rolling. With plates of fairly large dimensions, 6m to 8m in length and 1.5m to 2.5m in width, the alignment process is not easy and takes a lot of time. In this study, we designed an adjustable plate holder to overcome this problem. The design method used is Ulrich's method by creating his three design concepts which later select the best design according to selection criteria. The design of this tool used Fusion 360 software to perform a strength analysis to determine the number of stresses obtained for the loads received and functional analysis to determine if this tool is expected by running torque theory. Make sure it works according to the functions provided. Based on the selected design concept, the strength of the adjustable holder plate structure was analysed and the maximum stress value was 9,662 MPa. This adjustable plate holder can shorten the straightening process to 61 seconds. The total budget required to manufacture this tool is Rp 17,918,000.00. In future research, it is expected to take into account the overall loading and fabrication carried out to obtain more specific results.

**Keywords:** Adjustable Holder, Bending Roll, Stress, Ulrich, Time

---

### Nomenclature

Nomenclature menyatakan simbol dan keterangan yang kita tampilkan dalam paper

$\tau_s$	tegangan geser
$\tau_a$	tegangan geser yang diizinkan
$\tau_y / \sigma_y$	yield strength material
$sf$	safety factor
$\sigma_B$	tegangan bending
$I_x$	momen inersia
$M_{max}$	momen maksimum
$W_{req}$	modulus yang harus dimiliki profil
$P$	beban terpusat
$l$	panjang lengan
$w$	beban merata
$B$	lebar luar
$H$	tinggi luar
$B$	lebar dalam
$h$	tinggi dalam

### 1. PENDAHULUAN

*Pressure vessel* merupakan tabung tertutup berbentuk silinder sebagai penampung fluida baik berupa cairan maupun gas. Bagian utama dari *pressure vessel* yaitu dinding (*shell*), kepala bejana (*head*), *manhole*, dan dudukan penyangga (*support*) (Aziz, 2014). Adapun material sebagai bahan dasar pembuatan *pressure vessel* yaitu pelat baja yang telah direncanakan dan dihitung sebelum proses pabrikasi. PT. Boma Bisma Indra Pasuruan merupakan salah satu perusahaan yang memproduksi *pressure vessel* sebagai produk utama dengan berbagai permintaan dimensi dari *customer*. Tentunya pada proses produksi

membutuhkan mesin dengan kekuatan yang dapat menampung beban berton-ton. Salah satunya, dalam memproses bagian *shell pressure vessel*.

PT. Boma Bisma Indra Pasuruan memiliki mesin *bending roll* untuk pembentukan *shell* dan memposisikan lembaran pelat tegak lurus terhadap mesin *bending roll*, namun metode yang digunakan sangat manual yaitu mengangkat lembaran pelat dengan bantuan *crane* dan memposisikan lembaran pelat tegak lurus terhadap mesin *bending roll* dengan mendorong secara manual salah satu sisi lembaran pelat hingga tegak lurus. Hal tersebut memiliki beberapa kekurangan yaitu terdapat kesulitan saat memposisikan lembaran pelat karena beban dan dimensi lembaran pelat yang besar. Selain itu, penggunaan *crane* yang terfokus pada mesin *roll* mengakibatkan pekerjaan lain yang memerlukan bantuan *crane* akan terhambat karena harus mengantri. Hal ini menyebabkan proses *roll* diharuskan untuk mengalah dengan proses yang membutuhkan bantuan *crane* dalam waktu singkat. Sehingga terdapat penghambatan produktivitas pada mesin *roll*, seharusnya dalam sehari dapat menyelesaikan 8 lembaran pelat namun akibat mengantre hanya dapat menyelesaikan 1 lembaran pelat.

Penelitian ini merancang dudukan plat *adjustable holder* sebagai penunjang mesin *roll*, dengan menyesuaikan ketinggian dari mesin *roll* yang ditanam pada PT. Boma Bisma Indra Pasuruan. Hal ini bertujuan untuk mempermudah pekerja dalam menempatkan material agar tegak lurus dengan mesin *roll*, serta merancang dudukan

plat yang kuat terhadap beban lembaran pelat. Selain itu juga dapat meningkatkan produktivitas dari mesin *roll* dengan meminimalisir penggunaan *crane*. Dudukan plat *adjustable holder* mempunyai mekanisme sama dengan *conveyor* dilengkapi dengan *adjustable holder* sebagai pencekam lembaran pelat dan terdapat motor sebagai penggerak.

Dudukan plat *adjustable holder* sebagai solusi dari permasalahan yang telah dijelaskan, diharapkan dapat menumpu beban statis dengan beban lembaran pelat maksimum dan dapat menunjang proses *roll bending* dengan lebar lembaran pelat yang bervariasi.

## 2. METODOLOGI.

### 2.1 Pressure Vessel

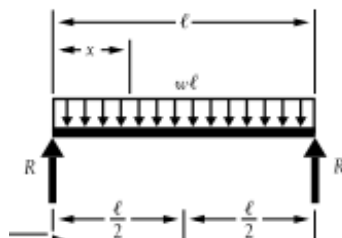
*Pressure vessel* adalah suatu wadah yang digunakan untuk penyimpanan atau laluan fluida baik gas maupun cairan yang bertekanan. Tekanan tersebut bisa lebih besar dari tekanan udara luar *pressure vessel* atau lebih kecil dari tekanan udara luar *pressure vessel*.

### 2.2 Baja ASTM A36

Baja ASTM A36 adalah baja yang paling banyak digunakan dalam industri maritim. Baja ASTM A36 merupakan jenis baja karbon rendah (*mild steel*) karena mengandung karbon antara 0,1% - 0,3%. Baja A36 dipilih karena memiliki sifat kekuatan yang baik dan bisa dirubah bentuk serta memiliki sifat las yang baik (Baihaqi et al., 2020). Selain itu baja ASTM A36 harganya juga lebih murah. Konstruksi bangunan sering dibangun dengan baja A36 karena kekuatan dan ketangguhannya yang tinggi, baja ASTM A36 juga digunakan di bidang otomotif, konstruksi, alat berat dan industri minyak dan gas.

### 2.3 Beban Merata

Sebuah beban dinyatakan sebagai beban merata karena area kontak terjadi di sepanjang permukaan batang.



Gambar 1. Beban Merata

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

### 2.4 Momen Inersia Penampang IWF

Penampang IWF merupakan penampang berbentuk seperti huruf I.

$$I_x = \frac{BH^3 - bh^3}{12} \quad (2)$$

### 2.5 Momen Inersia Penampang UNP

Penampang UNP merupakan penampang berbentuk seperti huruf C.

$$I_x = \frac{BH^3 - bh^3}{12} \quad (3)$$

### 2.6 Modulus Rencana

Modulus adalah rangka yang digunakan untuk mengukur objek atau ketahanan bahan untuk mengalami deformasi elastis ketika gaya diterapkan pada benda.

$$W_{\text{req}} = \frac{M_{\max}}{\sigma_{ijin}} \quad (4)$$

### 2.7 Tegangan Geser

Tegangan geser merupakan hubungan gaya yang menyinggung permukaan benda per luas penampang tempat gaya bereaksi. Gaya yang terjadi memiliki arah sejajar dengan permukaan, sehingga permukaan benda akan bergeser dan timbul tegangan geser.

$$\tau_s = \frac{P}{A} \quad (5)$$

$$\tau_{ijin} = \frac{\tau_y}{s_f} \quad (6)$$

### 2.8 Tegangan Bending

Tegangan *bending* adalah tegangan yang muncul akibat *bending* momen atau momen lentur dikarenakan adanya gaya atau beban yang bekerja pada komponen dan memiliki jarak serta tegak lurus dengan arah tumpuan.

$$\sigma_b = \frac{My}{I} \quad (7)$$

$$\sigma_{ijin} = \frac{\sigma_y}{s_f} \quad (8)$$

### 2.9 Deformasi

Deformasi merupakan perubahan ukuran dan bentuk dari suatu benda yang diakibatkan oleh tegangan atau regangan pengaruh dari gaya yang dialami benda tersebut. Deformasi pada benda juga dapat terjadi akibat pengaruh dari lingkungan sekitar (temperatur).

$$\text{Deformasi yang diizinkan} = L / 200 \quad (9)$$

$$\Delta = \frac{Pl^3}{48EIx} \quad (10)$$

## 3. HASIL DAN PEMBAHASAN

### 3.1 Analisis Tegangan Bending

Struktur rangka panjang yang dianalisis menggunakan material *steel* ASTM A36 memiliki spesifikasi sebagai berikut.

<i>Depth of section (H)</i>	=	180	mm
<i>Flange width (B)</i>	=	100	mm
<i>Thickness web (b')</i>	=	6	mm

*Thickness flange*  
 $(h')$  = 10 mm  
 $I_x$  = 1670000 mm<sup>4</sup>  
 $P$  = 14115.36 N  
 $L$  = 5 mm  
 Contoh perhitungan tegangan *bending* sebagai berikut.  
 $y$  =  $H/2$   
 = 180/2  
 = 90  
 $M_{total}$  =  $(P \times L)/4$   
 = 21173054.22 Nmm  
 Tegangan *Bending* =  $(M \times y)/I$   
 = 114.106 Mpa  
 $\sigma_y$  *steel* ASTM A36 = 250 MPa  
 $S_f$  = 1.5  
 $\sigma_{ijin}$  *bending* ASTM A36 =  $\sigma_y/s_f$   
 = 166.666666  
 = 7 MPa

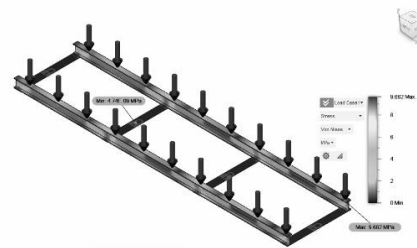
Berikutnya analisis struktur rangka Panjang dilakukan menggunakan *software* Autodesk Fusion 360 dan didapatkan hasil sebagai berikut.

Tabel 1: Hasil Analisis *Bending* dan Deformasi Struktur Rangka Panjang

Struktur rangka panjang	Software		Tegangan Izin		Ket.
	Defor mas i (mm )	Ben ding (MPa)	Defor masi (mm)	Ben ding (MPa)	
Konsep Desain 1	0.0448	18.8	20	166.667	Aman
Konsep Desain 2	0.0443	16.47	20	166.667	Aman
Konsep Desain 3	0.0446	18.68	20	166.667	Aman

### 3.2 Analisis Stress Konsep Desain 1

Struktur yang dianalisis menggunakan material *steel* ASTM A36 memiliki nilai  $\sigma_{ijin}$  *bending* ASTM A36 sebesar 166.67 MPa. Proses analisis *stress* konsep desain 1 didapatkan nilai maksimum *stress* pada struktur yaitu 9.662 MPa dan nilai minimum *stress* yaitu 4.74 E-9 MPa.

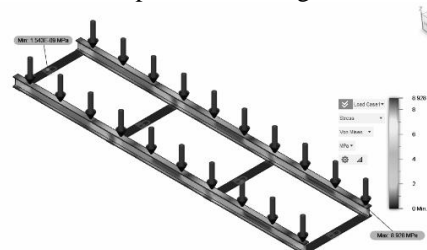


Gambar 2. Hasil Analisis Stress Konsep Desain 1

Data hasil analisis diatas dapat disimpulkan bahwa nilai *stress* pada komponen struktur memenuhi syarat karena 9.662 MPa < 166.67 MPa, maka konsep desain 1 dikatakan aman.

### 3.3 Analisis Stress Konsep Desain 2

Struktur yang dianalisis menggunakan material *steel* ASTM A36 memiliki nilai  $\sigma_{ijin}$  *bending* ASTM A36 sebesar 166.67 MPa. Proses analisis *stress* konsep desain 2 didapatkan nilai maksimum *stress* pada struktur yaitu 8.928 MPa dan nilai minimum *stress* yaitu 1.543 E-9 MPa. Hasil tersebut dapat dilihat sebagai berikut.

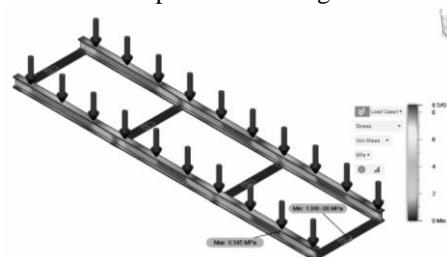


Gambar 3. Hasil Analisis Stress Konsep Desain 2

Data hasil analisis pada Gambar 4.22 tersebut dapat disimpulkan bahwa nilai *stress* pada komponen struktur memenuhi syarat karena 8.928 MPa < 166.67 MPa, maka konsep desain 2 dikatakan aman.

### 3.4 Analisis Stress Konsep Desain 3

Struktur yang dianalisis menggunakan material *steel* ASTM A36 memiliki nilai  $\sigma_{ijin}$  *bending* ASTM A36 sebesar 166.67 MPa. Proses analisis *stress* konsep desain 3 didapatkan nilai maksimum *stress* pada struktur yaitu 8.545 MPa dan nilai minimum *stress* yaitu 1.04 E-8 MPa. Hasil tersebut dapat dilihat sebagai berikut.



Gambar 4. Hasil Analisis Stress Konsep Desain 3

Data hasil analisis pada Gambar 4.25 tersebut dapat disimpulkan bahwa nilai *stress* pada komponen struktur memenuhi syarat karena 8.545

MPa < 166.67 MPa, maka konsep desain 3 dikatakan aman.

Tabel 2: Hasil Analisis *Stress* Struktur Utama

Analisis Von Mises Stress struktur utama	Software (MPa)	Tegangan Izin (MPa)	Keterangan
Konsep Desain 1	9.662	166.667	Aman
Konsep Desain 2	8.928	166.667	Aman
Konsep Desain 3	8.545	166.667	Aman

### 3.5 Pemilihan Konsep

Tahapan ini memilih salah satu dari ketiga konsep desain yang terbaik dengan kriteria penilaian sebagai berikut:

1. Kekuatan
2. Waktu
3. Dimensi
4. Biaya

#### 3.5.1 Kekuatan

Kriteria kekuatan pada konsep desain yang akan dipilih, merupakan konsep desain yang dapat menumpu beban pelat pada struktur utama. Hasil yang didapat telah dibahas pada sub bab analisis desain dan kekuatan, yaitu ketiga konsep desain merupakan desain yang aman saat mendapat beban dari lembaran pelat yang melintas.

Tabel 3: Hasil Kriteria Kekuatan

Desain Konsep	Kekuatan (MPa)		
	Tegangan maksimum	Tegangan izin	Selisih
Desain Konsep 1	9.662	166.667	157
Desain Konsep 2	8.928	166.667	157.74
Desain Konsep 3	8.545	166.667	158.12

#### 3.5.2 Waktu

Kriteria waktu pada pemilihan konsep desain dimaksudkan agar konsep desain yang terpilih memiliki estimasi waktu lembaran pelat melintas yang minimum.

Perancangan ini menggunakan motor dengan 1800 rpm, putaran tersebut akan direduksi menyesuaikan putaran dari motor mesin *bending roll* yang akan dibantu oleh mesin dudukan plat *adjustable holder* yaitu 2.5 rpm dengan diameter roll 330 mm. Sehingga untuk roll pada dudukan *adjustable holder* dengan diameter 63.5 mm, putaran yang dibutuhkan adalah 12.9 rpm agar sesuai dengan putaran roll pada mesin *bending*

roll. Hasil dari transmisi putaran motor yaitu 12.3 rpm.

Tabel 4: Hasil Kriteria Waktu

Desain Konsep	Waktu (detik)
Desain Konsep 1	61
Desain Konsep 2	61
Desain Konsep 3	64

#### 3.5.3 Dimensi

Dimensi pada kriteria pemilihan konsep dimaksudkan agar konsep desain yang terpilih memiliki dimensi lintasan lembaran pelat yang dapat dilintasi oleh lebar lembaran pelat 1500 mm – 2500 mm.

Tabel 5: Hasil Kriteria Dimensi

Desain Konsep	Dimensi (mm)		
	Min. lebar pelat	Min.	Max.
Desain Konsep 1	1500	1390	110
Desain Konsep 2	1500	1401	99
Desain Konsep 3	1500	1390	110

#### 3.5.4 Biaya

Estimasi biaya pada suatu konsep desain dengan mengakumulasikan seluruh komponen sehingga didapatkan total biaya yang terjangkau.

Tabel 6: Hasil Kriteria Biaya

Desain Konsep	Biaya (Rp)
Desain Konsep 1	17,918,000.00
Desain Konsep 2	23,489,813.08
Desain Konsep 3	19,433,155.00

Setelah melakukan ulasan dari beberapa konsep diatas, terdapat kriteria penilaian hasil dan akan dilanjutkan dalam matrik penilaian untuk memberikan penilaian dan kesimpulan konsep yang terpilih. Berikut merupakan ulasan dan tabel matrik penilaian konsep. Pembobotan pada tabel tersebut ditentukan sesuai dengan konsep desain yang dibuat dan hasil survey kepada pekerja di perusahaan yang bersangkutan.

Tabel 7: Ulasan Matrik Penilaian Konsep

Kriteria Seleksi	Bobot (%)	Keterangan
Kekuatan	25%	Porsi 25% diberikan karena kekuatan dari suatu alat merupakan hal yang berhubungan saat alat beroperasi.

Waktu	25%	Porsi 25% diberikan karena tujuan dari pembuatan alat ini yaitu meminimalisir waktu.
Dimensi	12.5%	Porsi 12.5% diberikan karena dimensi lebar pelat yang dapat di proses oleh alat ini melebihi batas yang dibutuhkan perusahaan.
Biaya	37.5%	Porsi 37.5% diberikan karena dalam pembuatan produk biaya merupakan hal utama yang perlu diperhatikan, dengan harapan biaya seminimal mungkin dan fungsi yang maksimal.

Tabel 8: Matrik Penilaian Konsep

Kriteria seleksi		Kekuatan	Waktu	Dimensi	Biaya
Bobot		25%	25%	12.5%	37.5%
Konsep 1	Rate	4	5	2	2
	Skor	1	1.25	0.25	0.75
Konsep 2	Rate	5	5	1	1
	Skor	1.25	1.25	0.125	0.375
Konsep 3	Rate	5	4	2	1
	Skor	1.25	1	0.25	0.375

Berdasarkan hasil matrik penilaian konsep pada tabel diatas, dapat disimpulkan bahwa konsep yang terpilih adalah konsep 1 karena memiliki nilai relatif untuk *rate* adalah 26.5% dan untuk skor bobot 27.1%. Nilai 26.5% didapat dari  $\frac{\text{rate total nilai pada konsep 1}}{\sum \text{rate total nilai konsep 1,2,3}} * 100\%$ . Nilai 27.1% didapat dari  $\frac{\text{skor total nilai pada konsep 1}}{\sum \text{skor total nilai konsep 1,2,3}} * 100\%$ .

#### 4. KESIMPULAN

Hasil dari penelitian yang telah dilakukan dapat disimpulkan sebagai berikut:

1. Kekuatan struktur pada dudukan plat *adjustable holder* mendapat beban 14115.37 N sehingga maksimum *stress* yang didapat adalah 9.662 MPa.
2. Desain dudukan plat *adjustable holder* dengan lebar lembaran pelat yang dapat melintas dudukan plat *adjustable holder* yaitu 1390 mm hingga 2630 mm, dapat mempersingkat waktu pelurusan lembaran pelat saat akan diproses *bending roll*, waktu pengaturan posisi awal lembaran pelat secara manual dibutuhkan rata-rata 4 menit 25 detik. Namun dengan

menggunakan dudukan plat *adjustable holder*, waktu untuk pengaturan posisi awal lembaran pelat yaitu 1 menit 1 detik.

3. Estimasi biaya kebutuhan material komponen yang dikeluarkan untuk membuat dudukan plat *adjustable holder* sebesar Rp 17,918,000.00.

#### 5. UCAPAN TERIMA KASIH

Dengan segala kerendahan hati, penulis menyadari bahwa dalam menyelesaikan Tugas Akhir ini tidak terlepas dari peran berbagai pihak yang telah banyak memberikan bantuan, bimbingan, dorongan, dan do'a. Oleh karena itu, penulis ingin mengucapkan terima kasih yang sangat besar khususnya kepada:

1. Mama dan papa saya, serta seluruh keluarga besar yang selalu mencurahkan perhatian, semangat, do'a. dan dukungan untuk berjuang dalam penyelesaian Tugas Akhir ini.
2. Bapak Ir. Eko Julianto, M.Sc., MRINA. selaku Direktur Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya
3. Bapak George Endri Kusuma, S.T., M.Sc.Eng. selaku Ketua Jurusan Teknik Permesinan Kapal dan selaku dosen pembimbing 1 yang selalu memberikan masukan dan memudahkan jalannya penulis dalam melancarkan jalannya penelitian.
4. Bapak Pranowo Sidi, S.T., M.T. selaku Koordinator Program Studi Teknik Desain dan Manufaktur.
5. Bapak Rizal Indrawan, S.ST., M.T. selaku Koordinator Tugas Akhir Program Studi Teknik Desain dan Manufaktur.
6. Bapak Fipka Bisono, S.ST., M.T. selaku Dosen Pembimbing 2 yang telah berkenan meluangkan waktu untuk memberikan bimbingan, saran, dan ilmu kepada penulis dalam menyelesaikan Tugas Akhir ini.
7. Iis Nafisa dan Sovia Rahmania Warda yang telah membantu dan memberi dukungan dalam mengerjakan Tugas Akhir.
8. Seluruh teman-teman Teknik Desain dan Manufaktur Angkatan 2018.

#### 6. PUSTAKA

- [1] Sutowo, C. & Hantawan (2011). Perancangan pressure vessel kapasitas 0 , 017 m3 tekanan 1 MPa untuk menampung air kondensasi Boge Screw Compressor. *Sintek*, 5(2), 14–26.
- [2] Baihaqi, R. A., Pratikno, H., & Hadiwidodo, Y. S. (2020). Analisis Sour Corrosion pada Baja ASTM A36 Akibat Pengaruh Asam Sulfat dengan Variasi Temperatur dan Waktu Perendaman di Lingkungan Laut. *Jurnal Teknik ITS*.
- [3] Council, A. W. (2007). **Beam Design Formulas with Shear and Moment**

**Diagram.** In *American Forest & Paper Association, Inc.*

- [4] Saputra, F., Afifuddin, M., & Abdullah. (2018). Perilaku Balok Profil Kanal (C) Konfigurasi (I) Ferro Foam Concrete dengan Variasi Tinggi Profil Akibat Beban Lentur. **ISSN 2088-9321, 1, 823–830.**
- [5] Fiddin, S. S., Asmara, I. P. S., & Hamzah, F. (2021). *Perancangan Tempat Tidur Tingkat Lipat pada Ruang Akomodasi ABK pada Kapal Feri Ro-ro 1100 GT.* **International Standard of Serial Number, 2654-8631.**
- [6] Popov, E. P. (1984). *Mechanics of Materials* (Z. A. Tanisari (Ed); 2<sup>nd</sup> Ed). Erlangga.
- [7] Timoshenko, S. (1940). *Strength of Material.* Part 1 Elementary Theory and Problems.