

PERENCANAAN ALAT BANTU PENGANGKAT DAN PEMINDAH KERTAS GULUNG

Anthony Angwin Lumanto¹⁾, Suwandi Sugondo²⁾

Program Studi Teknik Mesin Universitas Kristen Petra^{1,2)}

Jl. Siwalankerto 121-131, Surabaya 60236. Indonesia^{1,2)}

Phone: 0062-31-8439040, Fax: 0062-31-8417658^{1,2)}

E-mail : m24411045@john.petra.ac.id¹⁾, aeusug@peter.petra.ac.id²⁾

ABSTRAK

Dewasa ini, kebutuhan masyarakat dalam menggunakan kertas semakin lama semakin meningkat, diikuti dengan tidak terkontrolnya perkembangan jumlah populasi penduduk. Tuntutan akan penggunaan kertas secara tidak sadar telah menimbulkan sebuah krisis yang menjadi sorotan dunia, di mana kertas merupakan sarana yang tergolong vital dalam kehidupan manusia. Kebutuhan kertas yang semakin meningkat membuat para pabrik kertas harus menaikkan jumlah produksi agar dapat memenuhi permintaan pesanan. Semakin majunya teknologi membuat para industri berlomba-lomba untuk memenuhi target pasar. Oleh karenanya dibutuhkan alat yang dapat membantu proses produksi agar dapat meningkatkan efisiensi dan kualitas produk. Salah satunya adalah dengan penggunaan Forklift, yang merupakan salah satu terobosan. Alat ini dipercaya mampu membantu industri dalam menyelesaikan masalah permintaan pasar. Dibandingkan dengan cara manual, alat ini mampu membantu dalam meningkatkan efisiensi produksi.

Kata Kunci: Efisiensi, Forklift, Kertas, Kualitas, Produksi.

1. Pendahuluan

Pertengahan abad ke-19 sampai awal abad ke-20, Pennsylvania Railroad pada tahun 1906 memperkenalkan platform bertenaga baterai untuk memindahkan barang di Altoona. Pada perang dunia I banyak perkembangan dikarenakan kekurangan tenaga kerja yang disebabkan oleh perang.

Melanjutkan pengembangan dan perluasan penggunaan dari forklift terus berlanjut sampai tahun 1920 hingga 1930. Perang dunia II memacu penggunaan forklift dalam upaya perang. Pada 1956 Toyota memperkenalkan model alat angkut pertama.

Forklift adalah salah satu material handling yang banyak digunakan di dunia logistik. Banyaknya penggunaan barang dalam jumlah besar dan banyak menyebabkan pengembangan forklift yang semakin efisien dan mudah untuk digunakan. Tujuan utama dari penggunaan forklift adalah untuk transportasi dan mengangkat.

Forklift adalah mesin yang menggunakan dua garpu atau clamp yang dipasang pada mast untuk mengangkat, menurunkan dan memindahkan suatu benda berat dari satu tempat ke tempat lain. Dalam industri mesin forklift sangat dibutuhkan untuk mengangkat, menurunkan dan memindahkan barang-barang industri yang memiliki massa yang berat dan juga sulit untuk dijangkau.

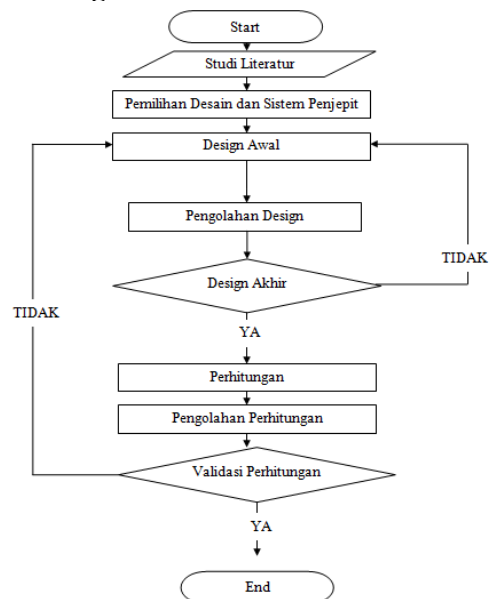
Forklift memiliki karakteristik sistem pengangkat yaitu gabungan dari dua batang rail vertical atau dengan clamp yang bergerak naik/turun pada mast dengan sistem hidrolik yang menggerakannya. Mast dihubungkan ke badan forklift oleh hidrolik silinder yang mampu menggerakkan mast ke depan atau ke belakang.

Pada industri kertas banyaknya penggunaan forklift roll paper clamp untuk mengangkat roll paper yang memiliki

dimensi yang besar. Forklift roll paper clamp ini tidaklah efisien jika digunakan dalam skala yang kecil dikarenakan dimensi dari forklift yang sangat besar dan menggunakan motor pembakaran internal.

Solusi dari permasalahan ini yaitu dibutuhkan forklift roll paper clamp handpallet untuk mengatasi permasalahan tersebut. Dengan mesin ini diharapkan industri kertas menengah/kecil dapat secara efisien mengangkat roll paper seperti forklift pada umumnya tetapi dengan biaya yang relatif lebih murah.

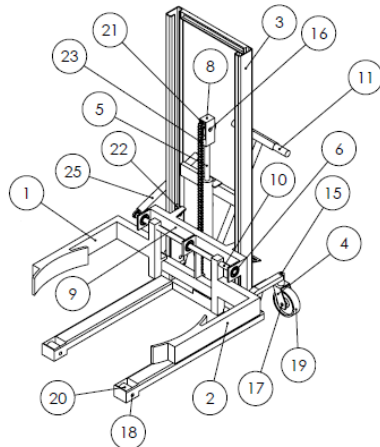
2. Metodologi



Gambar 1. Diagram Perancangan Tugas Akhir

3. Hasil dan Pembahasan

Berikut desain *forklift rollpaper clamp* dan Material yang digunakan.



Gambar 2. Full Assembly Forklift

25	1	TUAS TANGAN	AISI 302	-	-
24	1	PEGAS	AISI 1020	-	-
23	1	RANTAI	-	-	ISO 10A-1
22	4	RODA PENGANGKAT	ASTM A-36	-	-
21	1	RODA KAITAN ATAS	ASTM A-36	-	-
20	2	RODA DEPAN	ASTM A-36	-	-
19	2	RODA BELAKANG	ASTM A-36	-	-
18	2	POROS RODA DEPAN	AISI 1022	-	-
17	2	POROS RODA BELAKANG	AISI 1022	-	-
16	1	POROS PULLEY	AISI 1022	-	-
15	2	POROS PESAHAN RODA BELAKANG	AISI 1022	-	-
14	1	POROS PEGANGAN FORKLIFT	AISI 1022	-	-
13	1	POROS KAKI HIDROLIK	AISI 1022	-	-
12	4	POROS CARRIAGE	AISI 1022	-	-
11	1	BATANG PENDORONG	AISI 302	-	-
10	1	POROS LENGAN	AISI 1060	-	-
9	1	RANGKA PENAHAN POROS	Mild Steel 1090	-	-
8	1	KAITAN ATAS	AISI 1020	-	-
7	1	TUAS KAKI	AISI 302	-	-
6	1	BALL BEARING	-	-	FBJ Japan ; UC304
5	1	HIDROLIK	-	-	TEKIRO TH053T
4	1	RANGKA RODA BELAKANG	Carbon Steel 1006	-	-
3	1	RANGKA	AISI 1020	-	-
2	1	LENGAN KIRI	AISI 1060	-	-
1	1	LENGAN KANAN	AISI 1060	-	-
NO	JML	NAMA	BAHAN	NORMALISASI	KETERANGAN
SKALA : 1:20		DIGAMBAR : ANTHONY LUMANTO		KET :	
SATUAN : mm		NRP : 24411045			
TANGGAL : 29-06-15		DIPERIKSA : De-Ing. Sewardi Sugendo			
FT. INDUSTRI		FORKLIFT ROLL PAPER CLAMP		NO. 1 A4	

Gambar 3. Material Forklift

3.1 Data Kertas Gulung

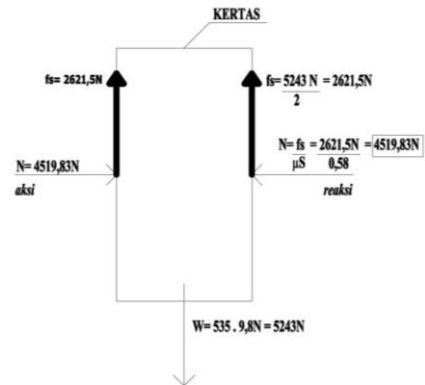
Length= 14530 m
 Width= 810 mm
 Diameter= 1020 mm
 Weight= 535 kg
 Core= 3"

3.2 Perhitungan Koefisien Gesek

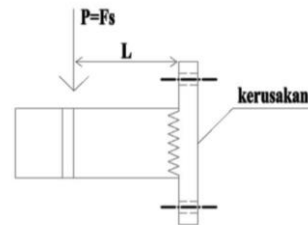
$$\mu_s = \frac{f_s}{N} \text{ didapatkan nilai } \mu_s = 0,58.$$

3.3 Perhitungan Lengan Penjepit Perhitungan Lengan Penjepit Kanan

Perhitungan Kekuatan Lengan Penjepit Kanan



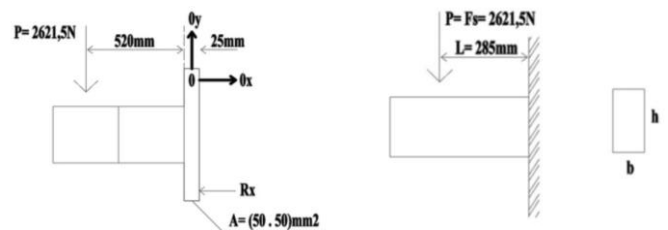
Gambar 4. Free body diagram kertas gulung



Gambar 5. Free body diagram lengan penjepit

Pada perencanaan lengan penjepit ini, besar b ditentukan terlebih dahulu untuk menghitung besar h yang diizinkan agar lengan penjepit tidak rusak.

$$h \geq 14,89 \text{ mm}$$



Gambar 6. Free body diagram lengan penjepit

Berikut ini perhitungan momen pada lengan kanan untuk mendapatkan nilai R_x , O_x , dan O_y :

$$\begin{aligned} \Sigma M_0 &= 0 \\ R_x &= 4608,77 \text{ N} \\ \Sigma F_x &= 0 \\ O_x &= R_x \\ O_x &= 4608,77 \text{ N} \\ \Sigma F_y &= 0 \\ O_y &= P \\ O_y &= 2621,5 \text{ N} \end{aligned}$$

$$R_o = \sqrt{Ox^2 + Oy^2}$$

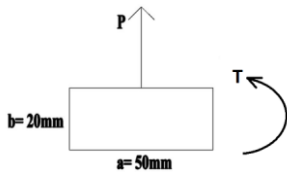
$$R_o = 5302,17 \text{ N}$$

Karena luas penampang berbentuk persegi, maka:

$$a \geq 4,43 \text{ mm}$$

Pada perencanaan lengan penjepit ini, besar b ditentukan terlebih dahulu untuk menghitung besar h yang diizinkan agar lengan penjepit tidak rusak.

$$h \geq 20,6 \text{ mm}$$



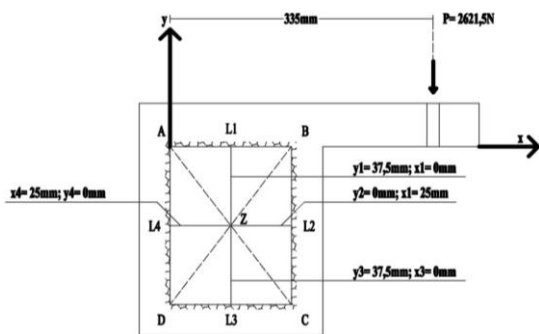
Gambar 7. Beban pada penahan lengan penjepit

$$S_{syp} c_1 a b^2 \geq N (PL + c_1 bP)$$

Pada perhitungan penahan lengan penjepit ini, besar b ditentukan terlebih dahulu untuk menghitung besar a yang diizinkan agar penahan lengan penjepit tidak rusak.

$$a \geq 26,2 \text{ mm}$$

Perhitungan Kerusakan Lengan Penjepit Kiri



Gambar 8. Las-lasan

Gaya Geser Langsung:

$$P_L = \frac{2621,5 \text{ N}}{L_1 + L_2 + L_3 + L_4} = \frac{2621,5}{250 \text{ mm}} = 10,486 \text{ N/mm}$$

$$I_x = 210937,5 \text{ mm}^3$$

$$I_y = I_{yAB} + I_{yBC} + I_{yCD} + I_{yDA}$$

$$I_{total} = I_x + I_y = 325520,83 \text{ mm}^3$$

Tegangan akibat momen

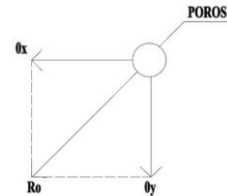
$$\tau' = \frac{2621,5 \cdot 570 \text{ mm} \cdot 37,5 \text{ mm}}{325520,83 \text{ mm}^3} = 172,14 \text{ N/mm}$$

$$\tau'_{total} = \sqrt{172,14^2 + 10,486^2} = 172,46 \text{ N/mm}$$

Tinggi kaki las yang dibutuhkan agar las-lasan tidak rusak

$$a = \frac{\tau'_{total}}{0,707 |\tau'_{max}|} = \frac{172,46 \frac{\text{N}}{\text{mm}}}{0,707 \cdot 34,47 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}} = 7,08 \text{ mm}$$

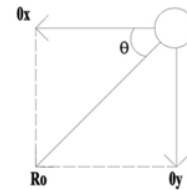
4.5. Perhitungan Kekuatan Poros



Gambar 9. Free body diagram poros

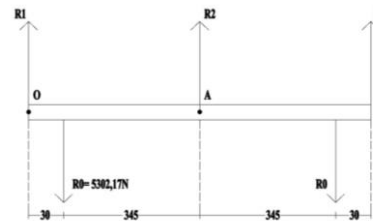
Karena terdapat ulir pada poros dan $D_{luar} > 3 \text{ mm}$, maka $D_1 = 0,8D_{luar}$, maka:

$$D \geq 6,7 \text{ mm}$$



Gambar 10. Free body diagram poros

$$\tan \theta = \frac{O_y}{O_x} = \frac{2621,5 \text{ N}}{4608,77 \text{ N}} = 29,63^\circ$$



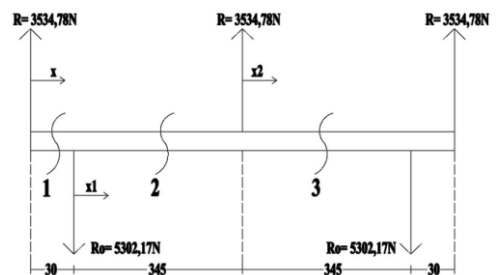
Gambar 11. Free body diagram poros

$$\Sigma F_y = 0$$

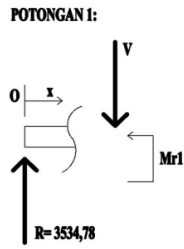
$$R_2 + 2R_1 = 10604,34 \text{ N}$$

$$R_1 + 2R_1 = 10604,34 \text{ N}$$

$$R_1 = 3534,78 \text{ N}$$

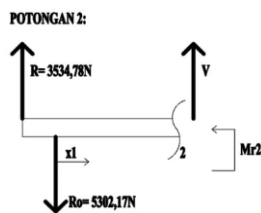


Gambar 12. Diagram potongan gaya



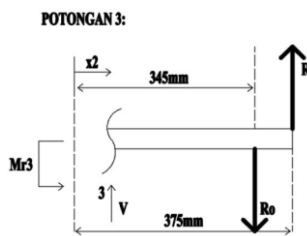
Gambar 13. Diagram potongan gaya 1

$$\begin{aligned} \Sigma M &= 0 \\ R \cdot x - Mr_1 &= 0 \\ Mr_1 &= R \cdot x \\ x = 0 &\rightarrow Mr_1 = 0 \\ x = 30 \cdot 10^{-3} &\rightarrow Mr_1 = 3534,78 \text{ N} \cdot 30 \cdot 10^{-3} \text{ m} = 106,04 \text{ Nm} \end{aligned}$$



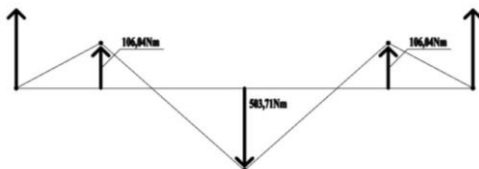
Gambar 14. Diagram potongan gaya 2

$$\begin{aligned} \Sigma M &= 0 \\ R(x_1 + 30 \cdot 10^{-3}) - R_0(x_1) - Mr_2 &= 0 \\ Mr_2 &= R(x_1 + 30 \cdot 10^{-3}) - R_0 x_1 \\ x_1 = 0 &\rightarrow Mr_2 = 106,04 \text{ Nm} \\ x_1 = 345 \cdot 10^{-3} \text{ m} &\rightarrow Mr_2 = -503,71 \text{ Nm} \end{aligned}$$



Gambar 15. Diagram potongan gaya 3

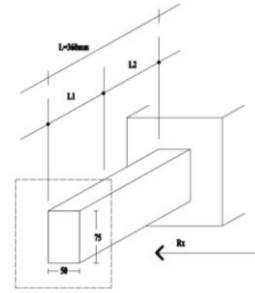
$$\begin{aligned} \Sigma M &= 0 \\ R(375 \cdot 10^{-3} - x_2) - R_0(345 \cdot 10^{-3} - x_2) + Mr_3 &= 0 \\ Mr_3 &= R_0(345 \cdot 10^{-3} - x_2) - R(375 \cdot 10^{-3} - x_2) \\ x_2 = 0 &\rightarrow Mr_3 = 503,71 \text{ Nm} \\ x_2 = 345 \cdot 10^{-3} &\rightarrow Mr_3 = -106,04 \text{ Nm} \end{aligned}$$



Gambar 16. Diagram momen tekuk

$$d \geq 23,33 \text{ mm}$$

4.6. Perhitungan Kekuatan Penahan Lengan

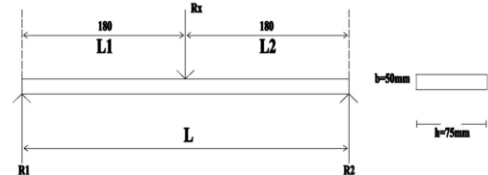


Gambar 17. Analisa gaya pada penahan lengan

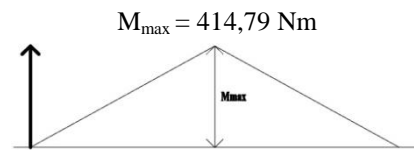
Dalam perhitungan penahan lengan, besar h ditentukan terlebih dahulu untuk menghitung besar b yang diizinkan agar penahan lengan tidak rusak.

$$b \geq 0,51 \text{ mm}$$

Tegangan Bending (Tekuk)



Gambar 18. Free body diagram penahan lengan



Gambar 19. Diagram momen tekuk

Dalam perhitungan penahan lengan, besar h ditentukan terlebih dahulu untuk menghitung besar b yang diizinkan agar penahan lengan tidak rusak.

$$b \geq 12,7 \text{ mm}$$

4.7. Perhitungan Kekuatan Ulir

Ulir Luar (Baut) atau Poros

$$F = N = 4519,83 \text{ N}$$

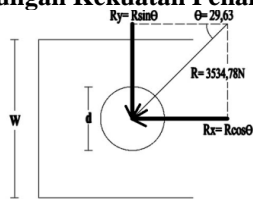
Ulir baut yang digunakan adalah M30, maka pitch = 3,5, maka:

$$\begin{aligned} d_1 &= d - 1,22687 P \\ d &\geq 4,44 \text{ mm} \end{aligned}$$

Ulir Dalam (Mur) atau Lengan

$$D \geq 0,16 \text{ mm}$$

4.8. Perhitungan Kekuatan Penahan Poros



Gambar 20. Analisa gaya penahan poros

$$\begin{aligned} \Sigma M_o &= 0 \\ R_B &= 5325,41 \text{ N} \\ \Sigma F_y &= 0 \\ F_p &= 5243 \text{ N} \\ \Sigma F_x &= 0 \\ R_A &= -6861,62 \text{ N} \end{aligned}$$

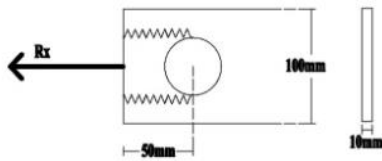
Teegangan geser yang terjadi pada poros:

$$d \geq 8,55 \text{ mm}$$

Tegangan Tarik

Dalam perhitungan penahan poros, dihitung tebal yang diizinkan agar penahan poros tidak rusak:

$$t \geq 0,5 \text{ mm}$$

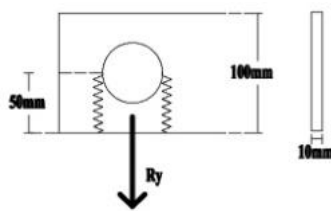


Gambar 21. Analisa gaya penahan poros

Tegangan Geser

Dalam perhitungan penahan poros, dihitung tebal yang diizinkan agar penahan poros tidak rusak:

$$t \geq 0,26 \text{ mm}$$



Gambar 22. Analisa gaya penahan poros

Tegangan Geser

Dalam perhitungan penahan poros, dihitung tebal yang diizinkan agar penahan poros tidak rusak:

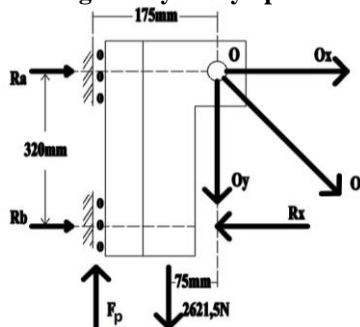
$$t \geq 0,15 \text{ mm}$$

Bearing Stress

Dalam perhitungan penahan poros, dihitung tebal yang diizinkan agar penahan poros tidak rusak:

$$t \geq 0,25 \text{ mm}$$

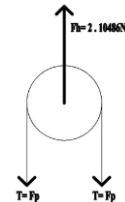
4.9. Perhitungan Gaya-Gaya pada Carriage



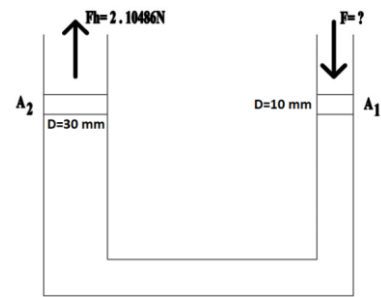
Gambar 23. Free body diagram carriage

4.10. Perhitungan Hidrolik

Desain yang digunakan merupakan katrol yang memanfaatkan keuntungan kecepatan, maka besar gaya yang diperlukan untuk mengangkat adalah:

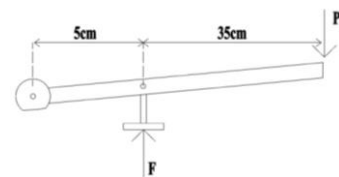


Gambar 24. Analisa gaya pada pulley



Gambar 25. Analisa gaya hidrolik

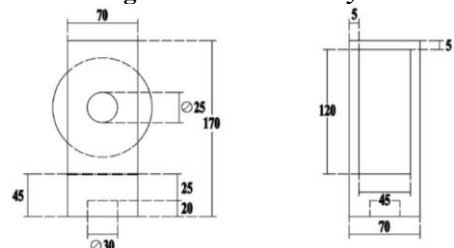
$$F = 2330,22 \text{ N}$$



Gambar 26. Analisa gaya lengan hidrolik

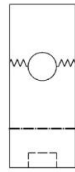
$$P = 291,28 \text{ N} = 29,72 \text{ kg}$$

4.11. Perhitungan Kekuatan Pulley



Gambar 27. Frame Pulley

Frame Pulley

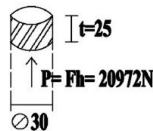


Gambar 28. Analisa kerusakan *Frame Pulley*

Pada perhitungan *frame pulley*, dihitung besar diameter lubang poros (d) yang diizinkan agar *frame pulley* tidak rusak yang disebabkan oleh tegangan tarik:

$$d \leq 61,46 \text{ mm}$$

Tanda kurang dari pada perhitungan ini menunjukkan bahwa semakin kecil diameter lubang pada *frame* maka tegangan yang terjadi akan semakin kecil (semakin aman). Hal ini dapat terjadi karena ketika diameter lubang semakin kecil maka luas penampang yang menanggung beban semakin besar.



Gambar 29. Kerusakan *Frame Pulley*

Pada perhitungan *frame pulley*, dihitung besarnya diameter lubang batang hidrolik yang diizinkan agar *frame pulley* tidak rusak.

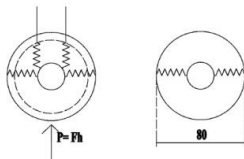
$$D \geq 1,87 \text{ mm}$$

Poros

Berikut tegangan geser yang terjadi pada poros *pulley*:

$$d \geq 13,69 \text{ mm}$$

Pulley

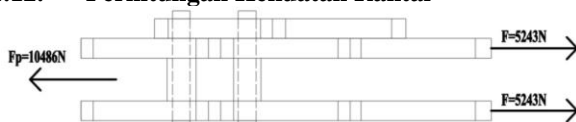


Gambar 30. Kerusakan *pulley*

Pada perhitungan *pulley*, dihitung besarnya tebal (t) *pulley* yang diizinkan agar *pulley* tidak rusak:

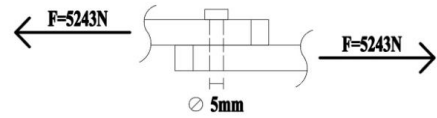
$$t \geq 1,8 \text{ mm}$$

4.12. Perhitungan Kekuatan Rantai



Gambar 31. Analisa gaya pada rantai

Pin



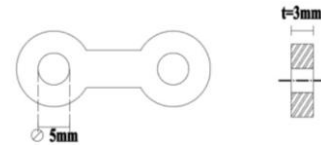
Gambar 32. Analisa gaya pada rantai

Berikut tegangan geser yang terjadi pada pin rantai:

$$\tau = \frac{F}{A} = \frac{5243 \text{ N}}{\frac{\pi}{4} (5\text{mm})^2} = 267,02 \text{ MPa} \leq \frac{S_{syp}}{N} \text{ (Aman)}$$

Plat

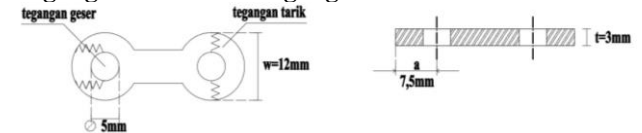
Bearing Stress



Gambar 33. Analisa kerusakan pada rantai

$$\sigma = \frac{P}{A} = \frac{P}{td} = \frac{5243 \text{ N}}{3 \text{ mm} \cdot 5 \text{ mm}} = 349,53 \text{ MPa} \leq \frac{S_{yp}}{N} \text{ (Aman)}$$

Tegangan Tarik dan Tegangan Geser



Gambar 34. Analisa kerusakan pada rantai

Tegangan Tarik

$$\sigma = \frac{P}{A} = \frac{P}{(w-d)t} = \frac{5243 \text{ N}}{7 \text{ mm} \cdot 3 \text{ mm}} = 249,67 \text{ MPa} \leq \frac{S_{yp}}{N} \text{ (Aman)}$$

Tegangan Geser

$$\tau = \frac{P}{A} = \frac{P}{2at} = \frac{5243 \text{ N}}{2 \cdot 7,5 \text{ mm} \cdot 3 \text{ mm}} = 116,51 \text{ MPa} \leq \frac{S_{syp}}{N} \text{ (Aman)}$$

4.13. Perhitungan Kekuatan *Frame*

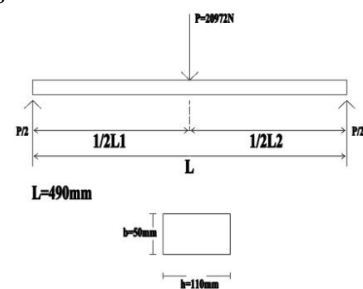
$$\Sigma M_A = R_A L_1 - R_B L_2$$

$$M_b = 4265761,375 \text{ Nmm}$$

Pada perhitungan *frame*, dihitung besarnya B yang diizinkan agar *frame* tidak rusak sesuai dengan gambar diatas:

$$B \geq 38,66 \text{ mm}$$

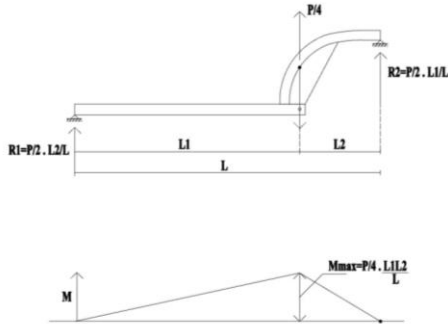
Perhitungan Kekuatan Kaki



Gambar 35. Analisa gaya pada *frame*

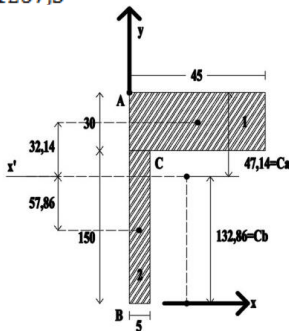
Pada perhitungan kekuatan *frame* ini, besar h ditentukan terlebih dahulu untuk menghitung besar b yang diizinkan agar *frame* tidak rusak.

$$b \geq 23,89 \text{ mm}$$



Gambar 36. Analisa gaya pada *frame*

$$M_{max} = \frac{20972,972,5 \cdot 265}{4 \cdot 1237,5} \text{ Nmm} = 1091867,99 \text{ Nmm}$$



Gambar 37. Analisa momen inersia luasan

$$\bar{x} = \frac{\sum A_i x_i}{\sum A_i} = \frac{(150 \cdot 5 \cdot 2,5) + (30 \cdot 45 \cdot 22,5)}{(150 \cdot 5) + (30 \cdot 45)} = 15,36 \text{ mm}$$

$$\bar{y} = \frac{\sum A_i y_i}{\sum A_i} = \frac{(150 \cdot 5 \cdot 75) + (30 \cdot 45 \cdot 165)}{(150 \cdot 5) + (30 \cdot 45)} = 132,86 \text{ mm}$$

$$I_{x'} = 5412857,16 \text{ mm}^4$$

$$\sigma_A = \frac{M c_A}{I} = 9,51 \text{ Mpa}$$

$$\sigma_b = -26,8 \text{ Mpa}$$

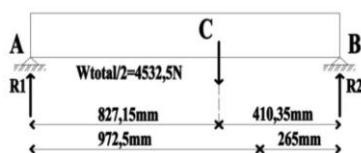
Dari perhitungan yang dilakukan dapat diketahui bahwa tegangan maksimum yang terjadi masih lebih kecil dari S_{yp} yang diizinkan.

Perhitungan Titik Berat dan Massa Forklift

Dari *software* Solidworks didapat:

$$\text{Volume} = 50479389,31 \text{ cubic millimeters}$$

$$W_{total} = W_{total \text{ frame}} + W_{kertas} = 9065 \text{ N}$$



Gambar 38. Analisa reaksi gaya berat

$$\sum F_y = 0$$

$$R_1 + R_2 = 4532,5 \text{ N}$$

$$\sum M_A = 0$$

$$4532,5 \text{ N} \cdot 827,15 \text{ mm} - R_2 \cdot 1237,5 \text{ mm} = 0$$

$$R_2 = 3029,54 \text{ N}$$

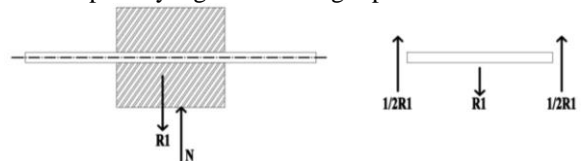
$$R_1 = 1502,96 \text{ N}$$

4.14 Perhitungan Kekuatan Roda

Perhitungan Kekuatan Roda Depan

Poros

Pada perhitungan poros, dihitung besarnya diameter poros yang diizinkan agar poros tidak rusak:



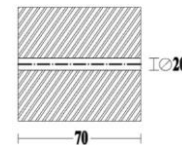
Gambar 39. Analisa gaya pada poros

Berikut tegangan geser yang terjadi pada poros:

$$d \geq 3,11 \text{ mm}$$

Roda

Pada perhitungan roda, dihitung besarnya diameter poros roda yang diizinkan agar roda tidak rusak:



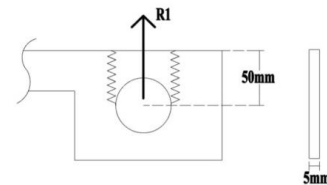
Gambar 40. Roda depan

Berikut *bearing stress* yang terjadi pada roda:

$$d \geq 0,1 \text{ mm}$$

Frame

Pada perhitungan *frame*, dihitung besarnya tebal (t) *frame* yang diizinkan agar *frame* tidak rusak:



Gambar 41. Analisa kerusakan *frame*

Berikut tegangan geser yang terjadi pada *frame*:

$$t \geq 0,05 \text{ mm}$$

Bearing Stress

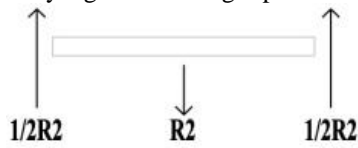
$$t \geq 0,31 \text{ mm}$$

Perhitungan Kekuatan Roda Belakang

Poros

Pada perhitungan poros, dihitung besarnya

diameter poros yang diizinkan agar poros tidak rusak:



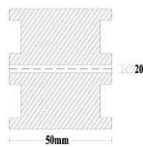
Gambar 42. Analisa gaya pada poros

Berikut tegangan geser yang terjadi pada poros:

$$d \geq 4,41 \text{ mm}$$

Roda

Pada perhitungan roda, dihitung besarnya diameter poros roda yang diizinkan agar roda tidak rusak:



Gambar 43. Roda belakang

Berikut bearing stress yang terjadi pada roda:

$$d \geq 0,29 \text{ mm}$$

4.15 Perhitungan Kekuatan Tuas

Roda gigi (*Ratchet*)

Roda gigi yang digunakan:

$$Z = 30$$

$$M = 1 \text{ mm}$$

$$dp = m.z = 30 \text{ mm}$$

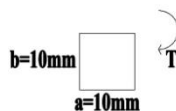
$$rp = \frac{dp}{2} = 15 \text{ mm}$$

$$F_t = \frac{z}{rp} = \frac{27,12 \text{ Nm}}{15 \cdot 10^{-3} \text{ m}} = 1808 \text{ N}$$

$$\sigma_b = \frac{F_t}{b \cdot y_p} = \frac{1808 \text{ N}}{5 \text{ mm} \cdot 0,101 \cdot \pi \text{ mm}} = 1139,61 \text{ MPa} \leq \frac{S_{yp}}{N} \text{ (Aman)}$$

Sambungan Poros (Kotak)

Pada perhitungan sambungan poros, dihitung besarnya a dan b yang diizinkan agar sambungan poros tidak rusak:

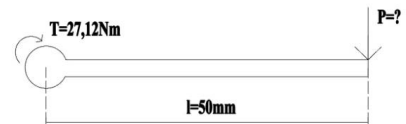


Gambar 44. Sambungan poros

Berikut tegangan geser yang terjadi pada sambungan poros:

Karena penampang berbentuk persegi, maka:

$$a \geq 0,53 \text{ mm}$$



Gambar 45. Analisa gaya pada tuas

$$P = \frac{T}{L} = \frac{27,12 \text{ Nm}}{50 \cdot 10^{-2} \text{ m}} = 54,24 \text{ N} = 5,53 \text{ kg}$$

Analisa Tuas

Pada perhitungan tuas, dihitung diameter tuas yang diizinkan agar tuas tidak rusak:



Gambar 46. Analisa gaya pada tuas
Berikut tegangan tekuk yang terjadi pada tuas:

$$d \geq 1,17 \text{ mm}$$

4. Kesimpulan

Dalam perencanaan alat bantu pengangkat dan pemindah kertas gulung ini telah dilakukan analisa dan perhitungan kerusakan dari tiap - tiap komponen yang mungkin terjadi ketika alat ini dioperasikan. Dari perhitungan-perhitungan yang telah dilakukan, dapat diketahui bahwa komponen-komponen pada alat ini aman atau tidak rusak ketika alat ini dioperasikan dengan dimensi, material, serta faktor keamanan yang telah ditentukan.

5. Daftar Pustaka

1. Beer, Ferdinand P., et al. *Mechanics of Materials*, Sixth Edition. McGraw-Hill Companies, Inc., 2012.
2. Callister, William D. *Materials Science and Engineering*, Seventh Edition. John Wiley & Sons, Inc., 2007.
3. Beer, Ferdinand P. and Johnston, E. Russell. *Vector Mechanics for Engineers STATICS*, Fourth Edition. McGraw-Hill Companies, Inc., 1984.
4. Sato, G. Takeshi dan Hartanto, N. Sugiarto. *Menggambar Mesin menurut Standar ISO*, Cetakan Keempat. Jakarta: Pradnya Paramita, 1989.
5. Deutschman, Aaron D., Michels, Walter J., and Wilson, Charles E. *Machine Design Theory and Practice*. Macmillan Publishing Co., Inc., 1975.
6. Sugondo, S. *Elemen Mesin*. Surabaya: Universitas Kristen Petra, 2011.
7. "Diktat Elemen Mesin II Teknik Mesin". Yefrichan Files Wordpress. 7 April 2014.