

BAB III

PERHITUNGAN PERANCANGAN

3.1 DATA INFORMASI AWAL RANCANGAN

Spesifikasi awal yang ditetapkan oleh owner

- Kapasitas yang diinginkan : 1500 ton per jam

Lokasi dan temperatur

- Lokasi : Outdoor
- Temperatur : $23^{\circ}\text{C} - 37^{\circ}\text{C}$
- Jarak *stockpile* ke pelabuhan : 200 m

Spesifikasi material angkut (*lihat tabel 2-3, hal 10*)

- Nama : Coal, anthracite, sized
- Massa jenis : $0,96\text{ t/m}^3$
- Sudut repose : 35°
- Sudut surcharge : 20°
- Inklinasi maksimum : 16°

3.2 KECEPATAN BELT

Diketahui :	Lebar Belt	:	1200 mm
	A (area cross-section)	:	$0,16821\text{ m}^2$ (<i>Lihat tabel 2-5, hal 12</i>)
	Angle of Surcharge	:	20°
	Through Angle	:	35°
	Q (kapasitas)	:	1500 t/h
	γ (densitas)	:	$0,96\text{ t/m}^3$

$$Q = 60 \cdot A \cdot v \cdot \gamma$$

$$v = \frac{Q}{A \cdot \gamma \cdot 60} = \frac{1500}{0,16 \cdot 0,96 \cdot 60} = 154,82\text{ m/min} \approx 2,58\text{ m/s}$$

Dibandingkan dengan tabel 2-6 (hal.13) diketahui $v_{\text{max}} = 240\text{ m/min}$, maka desain aman karena $154,82 < 240\text{ m/min}$

3.3 BERAT MATERIAL DAN BELT

3.3.1 Berat Material (W_m)

$$W_m = \frac{1000 \times Q}{60 \times v} = \frac{1000 \times 1500}{60 \times 154,82}$$

$$W_m = 161,48 \text{ kg/m} = 108,5 \text{ lb/ft}$$

3.3.2 Berat Belt (W_b)

$$W_b = (W + 1,2) \times \frac{\text{Lebar belt}}{1000} = (22 + 1,2) \times \frac{1200}{1000}$$

$$W_b = 27,84 \text{ kg/m} = 18,7 \text{ lb/ft}$$

3.4 PEMILIHAN IDLER

Berdasarkan bab 2.11, pemilihan idler untuk lebar belt 1200 mm, adalah :

3.4.1 Carrying Idler

$$d = 139,8 \text{ mm} \quad (\text{tabel 2-18, hal 31})$$

$$S_i = 1,2 \text{ m} \quad (\text{tabel 2-14, hal 30})$$

$$W_1 = \frac{1000 \times Q}{60 \times v} \times \frac{2}{3} \times S_i = \frac{1000 \times 1500}{60 \times 154,82} \times \frac{2}{3} \times 1,2 = 127,6 \text{ kg}$$

$$W_2 = W_b \times \frac{1}{3} \times S_i = 31,44 \times \frac{1}{3} \times 1,2 = 12,576 \text{ kg}$$

$$W_3 = 6,6 \times 3 = 19,8 \text{ kg} \quad (\text{tabel 2-16})$$

$$W_C = \frac{W_1 + W_2 + W_3}{2} = \frac{127,6 + 12,576 + 19,8}{2} = 79,988 \text{ kg}$$

$$n = \frac{1000 \cdot v}{\pi \cdot d} = \frac{1000 \times 154,82}{3,14 \times 139,8} = 356,86 \text{ rpm}$$

Bearing dipilih No 6205 dengan $C = 1120 \text{ kg}$ (tabel 2-15, hal 30)

$$\begin{aligned} L_{ah} &= 500 \cdot a_1 \cdot a_2 \cdot a_3 \cdot (33,3/n) \cdot (C/W_C)^3 \\ &= 500 \cdot 1 \cdot 3 \cdot 1 \cdot (33,3/356,73) \cdot (1120/79,988)^3 \\ &= 384392,95 \text{ h} \end{aligned}$$

Conveyor beroperasi 16 jam / hari dan 1 tahun = 355 hari

$$\text{Umur bearing} = L_{ah} / (16 \cdot 355) = 67,67 \text{ tahun}$$

3.4.2 Return Idler

$$d = 139,8 \text{ mm} \quad (\text{tabel 2-18, hal 31})$$

$$S_i = 3 \text{ m} \quad (\text{tabel 2-14, hal 30})$$

$$W_3 = 16,1 \text{ kg} \quad (\text{tabel 2-10})$$

$$W_R = \frac{(W_b \times S_i) + W_3}{2} = \frac{(31,44 \times 3) + 16,1}{2} = 55,21$$

Bearing dipilih No 6205 dengan $C = 1120 \text{ kg}$ (tabel 2-15)

$$L_{ah} = 500 \cdot 1 \cdot 3 \cdot 1 \cdot (33,3 / 356,73) \cdot (1120 / 55,21)^3$$

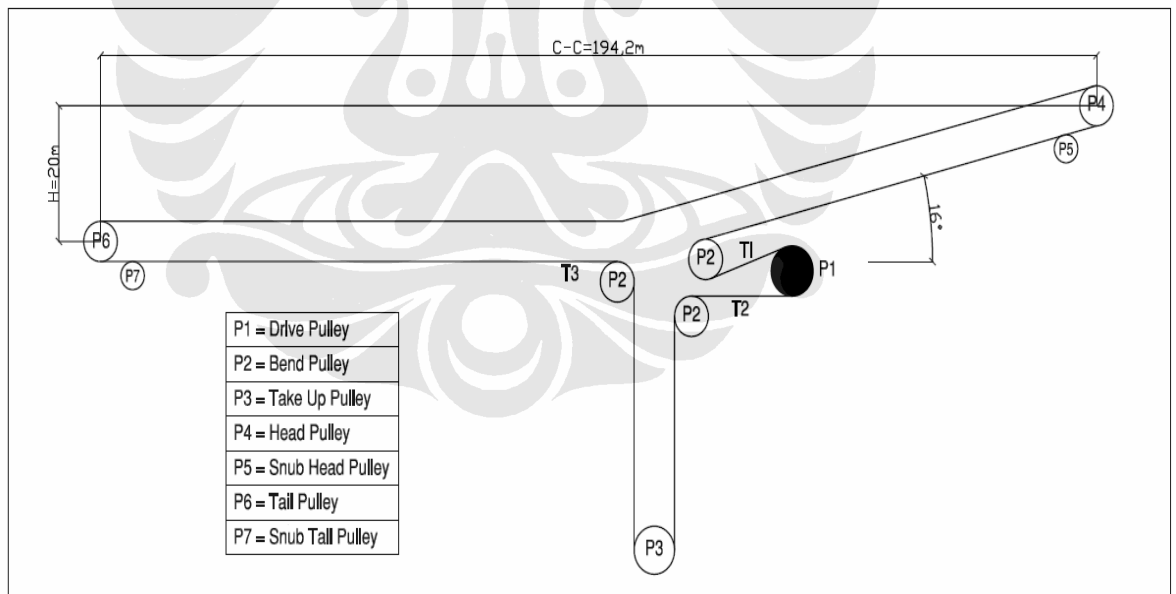
$$= 1168952 \text{ h}$$

Conveyor beroperasi 16 jam / hari dan 1 tahun = 355 hari

$$\text{Umur bearing} = L_{ah} / (16 \cdot 355) = 205,8 \text{ tahun}$$

3.5 PERHITUNGAN TEGANGAN DAN DAYA BELT

Profil perancangan konveyor Barge Loading seperti ditunjukkan pada gambar 3-1 dibawah ini.



Gbr. 3-1 Profil Perancangan Conveyor Barge Loading

3.5.1 Data Yang Diketahui

$$B = \text{Lebar belt} = 1200 \text{ mm} = 48 \text{ in}$$

$$W_b = \text{Berat belt} = 27,84 \text{ kg/m} = 18,7 \text{ lbs/ft}$$

W_m	=	Berat material	=	161,48 kg/m	=	108,5 lbs/ft
S_i	=	Jarak antar idler untuk carrying run	=	1,2 m = 3,94 ft		
		Jarak antar idler untuk return run	=	3 m = 9,84 ft		
L	=	Panjang conveyor	=	200,336 m	=	657,27 ft
H	=	Ketinggian vertical	=	20 m	=	65,62 ft
δ	=	Sudut kemiringan	=	16°		
v	=	Kecepatan conveyor	=	154,82 m/min	=	507,94 fpm
Q	=	Kapasitas conveyor	=	1500 tph		
θ	=	Wrap drive pulley	=	209,57°		
C_w	=	Faktor wrap untuk lagged pulley	=	0,38 (tabel 2-11)		

3.5.2 Faktor K_t (faktor koreksi temperature lingkungan)

$$T = 23^\circ\text{C} - 37^\circ\text{C} = 44,78^\circ\text{F} - 52,56^\circ\text{F}$$

$$K_t = 1 \text{ (lihat bab 2.8.2, gbr 2-6, hal 14)}$$

3.5.3 Faktor K_x (faktor gesekan idler)

$$\text{Diameter roller} = 139,8 \text{ mm} = 5,5 \text{ inch}$$

$$\text{Dengan interpolasi, } \frac{5,5 - 5}{6 - 5} = \frac{A_1 - 1,8}{1,5 - 1,8} \rightarrow A_1 = 1,65$$

$$K_x = 0,00068 \times (W_b + W_m) + A_i / S_i = [0,00068 \times (21,13 + 107,18)] + (1,65 / 3,94) = 0,506 \text{ lbs/ft}$$

3.5.4 Faktor K_y (faktor perhitungan gaya belt dan beban flexure pada idler)

$$\text{Untuk } L = 657,27 \text{ ft}$$

$$W = W_b + W_m = 18,7 + 108,5 = 127,2 \text{ lbs/ft}$$

Berdasarkan tabel 2-7 hal 15, K_y terletak antar 600 ft dan 800 ft

Untuk 600 ft $W_b + W_m$ terletak antar 100 dan 150 lbs/ft

$$\text{Dengan interpolasi} = \frac{128,31 - 100}{150 - 100} = \frac{K_y - 0,032}{0,035 - 0,032} \rightarrow K_y = 0,0336986$$

Untuk 800 ft $W_b + W_m$ terletak antar 100 dan 150 lbs/ft

$$\text{Dengan interpolasi} = \frac{128,31 - 100}{150 - 100} = \frac{K_y - 0,031}{0,034 - 0,031} \rightarrow K_y = 0,0326986$$

Jadi interpolasi terakhir untuk $L = 657,27$ ft didapat

$$\frac{657,27 - 600}{800 - 600} = \frac{K_y - 0,0336986}{0,0326986 - 0,0336986} \rightarrow K_y = 0,03341225$$

$$K_y = 0,0334$$

3.5.5 Tegangan efektif

$$T_e = T_x + T_{yc} + T_{yr} + T_{ym} + T_m + T_p + T_{am} + T_{ac} \text{ (lbs)}$$

Tahanan akibat gesekan pada idler (lbs)

$$T_x = L \times K_x \times K_t$$

$$T_x = 657,27 \times 0,506 \times 1$$

$$T_x = 332,58 \text{ lbs}$$

Tahanan belt flexure pada carrying idler (lbs)

$$T_{yc} = L \times K_y \times W_b \times K_t$$

$$T_{yc} = 657,27 \times 0,0334 \times 18,7 \times 1$$

$$T_{yc} = 410,52 \text{ lbs}$$

Tahanan belt flexure pada return idler (lbs)

$$T_{yr} = L \times 0,015 \times W_b \times K_t$$

$$T_{yr} = 657,27 \times 0,015 \times 18,7 \times 1$$

$$T_{yr} = 184,36 \text{ lbs}$$

Tahanan material flexure (lbs)

$$T_{ym} = L \times K_y \times W_m$$

$$T_{ym} = 657,27 \times 0,0334 \times 108,5$$

$$T_{ym} = 2381,88 \text{ lbs}$$

Tahanan material lift (+) atau lower (-) (lbs)

$$T_m = \pm H \times W_m$$

$$T_m = \pm 65,62 \times 108,5$$

$$T_m = \pm 7119,77 \text{ lbs}$$

Tahanan pulley (lbs)

$$T_p = ((4 \times 200) + (5 \times 150)) \times 0,445$$

$$T_p = (800 + 750) \times 0,445$$

$$T_p = 689,75 \text{ lbs}$$

Tahanan dari aksesoris (lbs)

$$T_{ac} = T_{bc} + T_{pc}$$

Tahanan plows

$$T_{bc} = 5 \times B$$

$$T_{bc} = 5 \times 48 = 240 \text{ lbs}$$

Tahanan dari peralatan belt-cleaning/scraper

$$T_{pc} = n \times 3 \times B$$

$$T_{pc} = 5 \times 3 \times 48 = 720 \text{ lbs}$$

$$T_{ac} = 240 + 720 = 960 \text{ lbs}$$

$$\text{Maka, } T_e = 332,58 + 410,52 + 184,36 + 2381,88 + 7119,77 + 689,75 + 960 \text{ (lbs)}$$

$$T_e = 12078,78 \text{ lbs}$$

3.5.6 Perhitungan daya motor

Daya yang dibutuhkan belt conveyor yang memiliki tegangan efektif, T_e pada drive pulley adalah :

$$P = \frac{T_e \times v}{33000} \text{ (hp)}$$

$$P = \frac{12078,78 \times 507,94}{33000} \text{ (hp)}$$

$$P = 185,92 \text{ (hp)}$$

$$P = 141,68 \text{ (kW)}$$

3.5.7 Pemilihan pulley konveyor

Pemilihan pulley dilakukan berdasarkan belt tension pada pulley.

Tegangan yang terjadi pada pulley tersebut antara lain :

$$T_e = 12078,78 \text{ lbs dan } Belt \text{ width} = 1200 \text{ mm}$$

Drive pulley = \varnothing 600 mm, dengan diameter bearing \varnothing 125 mm

Tail pulley = \varnothing 506 mm, dengan diameter bearing \varnothing 110 mm

Head pulley = \varnothing 506 mm, dengan diameter bearing \varnothing 110 mm

Snub tail pulley = \varnothing 318 mm, dengan diameter bearing \varnothing 75 mm

Snub head pulley = \varnothing 406 mm, dengan diameter bearing \varnothing 90 mm

Tensioner pulley = \varnothing 506 mm, dengan diameter bearing \varnothing 110 mm

Bend pulley = \varnothing 406 mm, dengan diameter bearing \varnothing 90 mm

Take up pulley = \varnothing 506 mm, dengan diameter bearing \varnothing 110 mm

(Referensi pulley tabel 2-12 untuk drive pulley dan tabel 2-13 untuk non drive pulley)

3.5.8 Pemilihan Motor Konveyor

Data yang perlu diketahui :

$$P = \text{Daya conveyor} = 141,68 \text{ KW}$$

$$n_1 = \text{Jumlah revolusi pada drive pulley} = 87 \text{ rpm}$$

$$i = \text{Gear ratio pada reduce gear} = 15,23$$

$$n_2 = \text{Jumlah revolusi motor dari reduce gear} = n_1 \times i \\ = 87 \times 15,23 = 1325,01 \text{ rpm}$$

$$T_e = \text{Torsi untuk motor dari reduce gear} = T_e / i \\ = 12078,78 / 15,23 \\ = 819,6 \text{ Nm}$$

Motor dipilih : ELEKTRIM MOTOR 200 kW

Type : METRIC FOOTMOUNTED MOTORS IM B3

Frame : sg 315M4C 4P 380V 50 HZ

1483 RPM Weight : 1000 kg

3.5.9 Pemilihan Reduction Gear

Data yang perlu diketahui :

$$P = \text{Daya conveyor} = 141,68 \text{ KW}$$

$$v = \text{Kecepatan belt} = 154,82 \text{ m/min}$$

$$D = \text{Diameter drive pulley} = 600 \text{ mm}$$

$$n_1 = \text{Jumlah revolusi pada drive pulley} = \frac{1000 \times v}{\pi \times D} = \frac{1000 \times 165,13}{\pi \times 600} \\ = 87 \text{ rpm}$$

$$T = \text{Torsi pada drive pulley} = T_e \times \frac{1}{2}D/1000 \\ = 12078,78 \text{ lbs} \times (\frac{1}{2} \times 600)/1000 \\ = 1272,93 \text{ kg.m} = 12483 \text{ Nm}$$

Reducer Gear dipilih : **FLENDER** type : **K.188-AM315LZ4**

$$i = 15,23 \quad M_{a \text{ max}} = 19589 \text{ Nm}$$

$$P = 200 \text{ KW} \quad W = 1836 \text{ kg}$$

3.5.10 Pemilihan Fluid Coupling

Data yang perlu diketahui :

$$P_e = \text{Daya motor konveyor yang digunakan} = 200 \text{ KW}$$

$$n_1 = \text{Jumlah revolusi motor} = 1483 \text{ rpm}$$

$$\text{Moment Inersia Motor} = 3,25 \text{ kg.m}^2$$

Fluid coupling dipilih : **WEST CAR, ROTOFLUID COUPLING ALFA**
K-2N-LRV-7 Weight : 104,3 kg

3.7 PERHITUNGAN KEKUATAN PIN PADA RANTAI

3.7.1 PERHITUNGAN GAYA (*TENSION FORCE*)

Desain sistem transmisi rantai dinyatakan aman bila gaya yang bekerja ditinjau dari pembebanan lebih kecil atau minimal sama dengan gaya (*tension*) maksimum yang diijinkan dihasilkan oleh *electric motor*.

$$T < F$$

Dimana :

T : Gaya (*tension*) yang bekerja pada rantai ditinjau dari pembebanan

F : Gaya (*tension*) yang bekerja pada rantai *effect* dari *electric motor*

3.7.1.1 Gaya (*tension*) yang bekerja pada rantai ditinjau dari pembebanan

- *Tension* teoritis yang bekerja pada rantai *reclame feeder* adalah:

$$T = \left\{ (W + \omega_2 \times L) \times \frac{H \times f_1 + V}{L} + 1.1 \times \omega_c (H \times f_1 - V) \right\} \times \frac{g}{1000}$$

T : *Tension* teoritis (N)

Q : Kapasitas (T/H)

W : Massa total (kg)

ω_2 : Massa material pada posisi menanjak, vertical per unit panjang (kg/m)

ω_c : Massa (berat) komponen-komponen yang beroperasi per unit panjang. Rantai, pin, flight bar, bushing, roller (kg/m)

S : Kecepatan (m/s)

η : Efisiensi mekanis transmisi

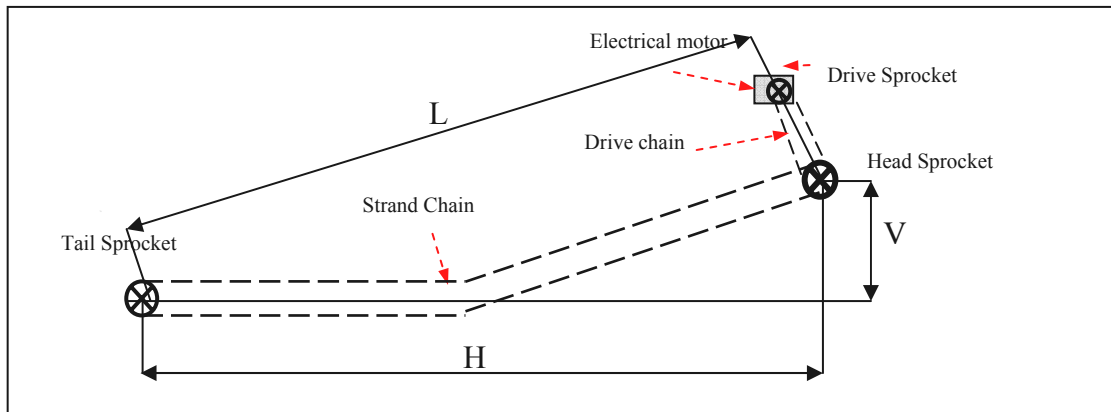
g : Gravitasi (m/s²)

kW: Daya motor (kW)

L : Panjang konveyor rantai

H : Jarak horizontal titik pusat tail sprocket ke titik pusat head sprocket (m)

V : Jarak vertical titik pusat tail sprocket ke pusat head sprocket (m)



• Dimensi, Panjang x Lebar x Tinggi : 10261 x 3000 x 3583

Q : 1500 (T/H) = 60000 (kg/min)

W : 524 + 138 + 2031.6 + 944 = 3637 (kg)

Head units = 524 kg

Tail units = 138 kg

Flight bar = 54.098 x 37 = 2031.59 kg

Rantai = 944 kg

ω_2 : 500 (kg/m)

$$\omega_2 = \frac{Q}{S}$$

$$\omega_2 = \frac{60000 \frac{\text{kg}}{\text{min}}}{120 \frac{\text{m}}{\text{min}}}$$

$$\omega_2 = 500 \frac{\text{kg}}{\text{m}}$$

ω_c : 384.2 (kg/m)

$$\omega_c = \frac{W}{L}$$

$$\omega_c = \frac{3637 \text{ kg}}{9.462 \text{ m}}$$

$$\omega_c = 384.2 \frac{\text{kg}}{\text{m}}$$

S : 2 (m/s) = 120 (m/min)

g : 9.81 (m/s²)

kW : 90 (kW)

L : 9.462 (m)

H : 9.346 (m)

V : 1.42 (m)

Maka,

$$T = \left\{ (W + \omega_2 \times L) \times \frac{H \times f_1 + V}{L} + 1.1 \times \omega_c (H \times f_1 - V) \right\} \times \frac{g}{1000}$$

$$T = \left\{ \left(3637 \text{ kg} + 500 \frac{\text{kg}}{\text{m}} \times 9.462 \text{ m} \right) \times \frac{9.346 \text{ m} \times 0.14 + 1.42 \text{ m}}{9.462 \text{ m}} + 1.1 \times 384.2 \frac{\text{kg}}{\text{m}} (9.346 \text{ m} \times 0.14 - 1.42 \text{ m}) \right\} \times \frac{9.81}{1000}$$

$$T = \left\{ (39144.3 \text{ kg}) \times 1.388 + (-42.9 \text{ kg}) \right\} \times \frac{9.81}{1000}$$

$$T = 5325.8 \frac{\text{kgm}}{\text{s}^2}$$

- *Tension substantial* yang terjadi pada *reclaime feeder* adalah:

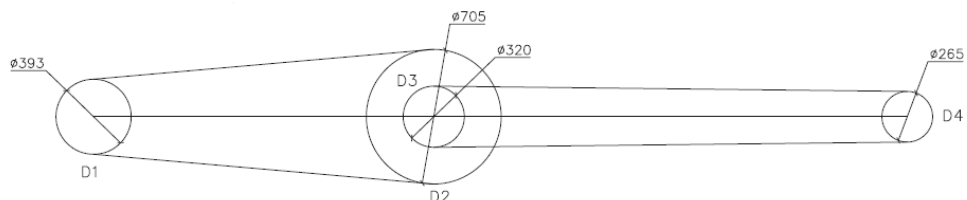
$$T_a = T \times K$$

Untuk speed 2,0 m/s atau 120 m/min setara dengan 393 ft/min, maka nilai K, *speed factor* yang dipilih, berdasarkan tabel adalah 3.2

$$\text{Sehingga } T_a = 5325.8 \times 3.2 = 170425.5 \text{ kg}$$

3.7.1.2 Gaya (*tension*) yang bekerja pada *chain scrapper* berdasarkan daya dari motor yang digunakan

Torsi yang dihasilkan electric motor:



Diketahui :

$$P = 90 \text{ kW}$$

$$N = 1500 \text{ rpm}$$

$$Z = 1 : 10$$

$$D_1 = 393 \text{ mm}$$

$$D_2 = 705 \text{ mm}$$

$$D_3 = 320 \text{ mm}$$

$$D_4 = 265 \text{ mm}$$

Dimana :

P = Daya motor keluaran dari *electric motor* (kW)

N = kecepatan putar (rpm)

Z = rasio reduksi *gearbox*

D_1 = Diameter drive sprocket (driver)

D_2 = Diameter drive sprocket (driven)

D_3 = Diameter head sprocket

D_4 = Diameter tail sprocket

Torsi yang terjadi pada masing-masing sprocket adalah sebagai berikut:

- Torsi pada *driver* (penggerak) = T_1

$$T_{mean} = \frac{P \times 60000}{2\pi N}$$

$$T_{mean} = \frac{90 \times 60000}{2 \times 3.14 \times 150}$$

$$T_{mean} = 5732,5 \text{ Nm}$$

$$T_{max} = 1.25 \times T_{mean}$$

$$T_{max} = 1.25 \times 5732.5 = 7165.625 \text{ Nm}$$

- Torsi pada *driven* (yang digerakkan)

$$T_2 = \frac{D_2}{D_1} T_{max}$$

$$T_2 = \frac{705}{393} 7165.625 \text{ Nm}$$

$$T_2 = 12854.4 \text{ Nm}$$

- Torsi pada *head*

Torsi yang terjadi pada *head* sama dengan yang terjadi pada *driven sprocket*. $T_3 = 12854.4 \text{ Nm}$

Gaya maksimum yang diijinkan adalah:

$$\sum P = 0 \text{ -- Hukum Newton II, maka } P_3 = P_4$$

$$T_3 = P \times \frac{D}{2}$$

$$P_3 = \frac{2T_3}{D_3}$$

$$P_3 = \frac{2 \times 12854.4 Nm}{0.32 m} = 80339.8 N$$

Beban yang boleh terjadi pada *chain scrapper* adalah sebesar:

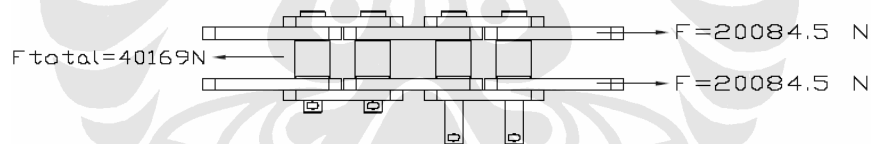
$$P_3 = \frac{80339.8}{9.81} = 8189.6 kG$$

$$P_3 = 8.2 \text{ Ton}$$

Chain scrapper terbagi atas 2 bagian, kanan dan kiri, maka gaya yang bekerja diasumsikan terbagi dua, yaitu:

$$P_3 = \frac{80339.8 N}{2} = 40169 N$$

40,169 kN atau equivalent dengan 4,1 Ton untuk masing-masing rantai.



3.7.2 PERHITUNGAN TEGANGAN PADA PIN RANTAI

Berdasarkan konstruksi dan gaya-gaya yang bekerja, terjadi adanya tegangan geser (*shear stress*) dan *bearing stress* pada rantai (*chain scrapper*). Besarnya tegangan yang terjadi akan mempengaruhi kekuatan dari pin pada rantai.

3.7.2.1 SHEAR STRESS

Tegangan geser didefinisikan sebagai intensitas gaya geser (*shearing force*) yang bekerja pada satu titik pada permukaan suatu bidang. Huruf tau (τ), dalam abjad Yunani, digunakan untuk menandakan tegangan geser.

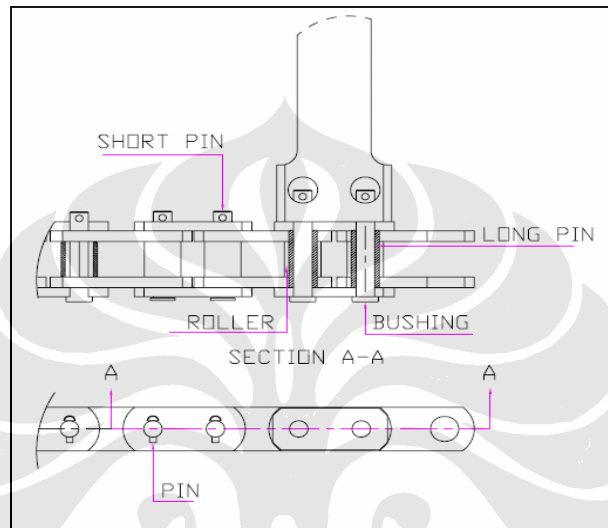
$$\tau_{nom} = \frac{P}{A}, \text{ dimana}$$

τ_{nom} = Tegangan geser nominal (Nm)

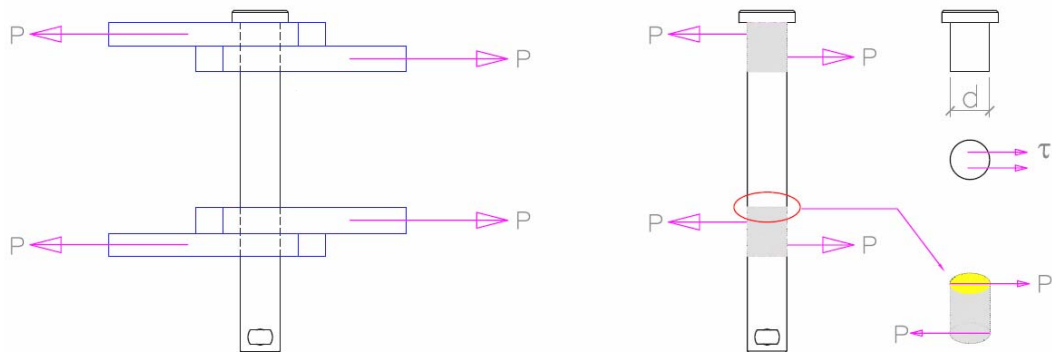
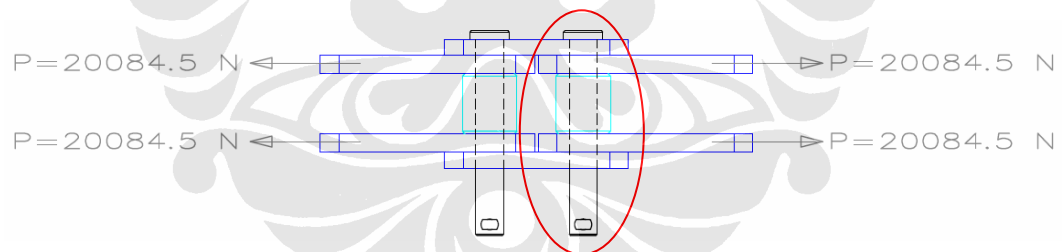
F = Gaya geser (*Shearing force*) (N)

A = Luas area penampang (m^2)

D = Diameter (m)



Schematic rantai *reclame feeder*



$$\tau = \frac{P}{A}$$

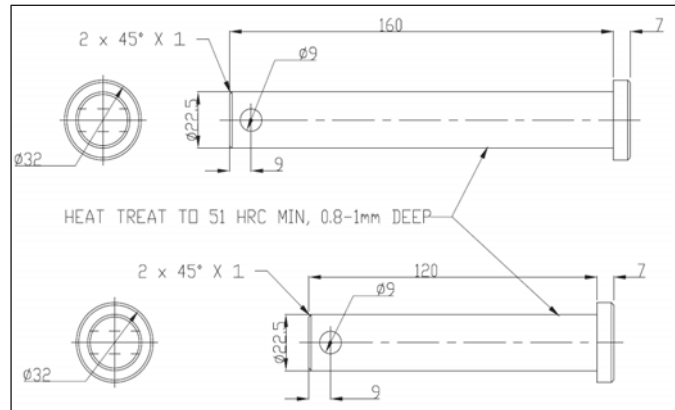
$$\tau = \frac{20084.5}{\frac{\pi}{4} D^2}$$

$$\tau = \frac{20084.5 N}{\frac{\pi}{4} (22.5 \text{ mm})^2}$$

$$\tau = \frac{20084.5 N}{\frac{\pi}{4} 506.25 \text{ mm}^2}$$

$$\tau = \frac{20084.5 N}{397.6 \text{ mm}^2}$$

$$\tau = 50.5 \frac{N}{\text{mm}^2}$$



Dimensi Pin pada rantai reclaim feeder

3.7.2.2 BEARING STRESS

Tegangan yang terjadi antara dua tubuh/part yang saling kontak, bergantung pada area kontak dan gaya kontak. Salah satu indikator dari *bearing stress* adalah intensitas gaya yang dibagi dengan luas terproyeksikan dari kontak mengukur normal kepada kontak kekuatan.

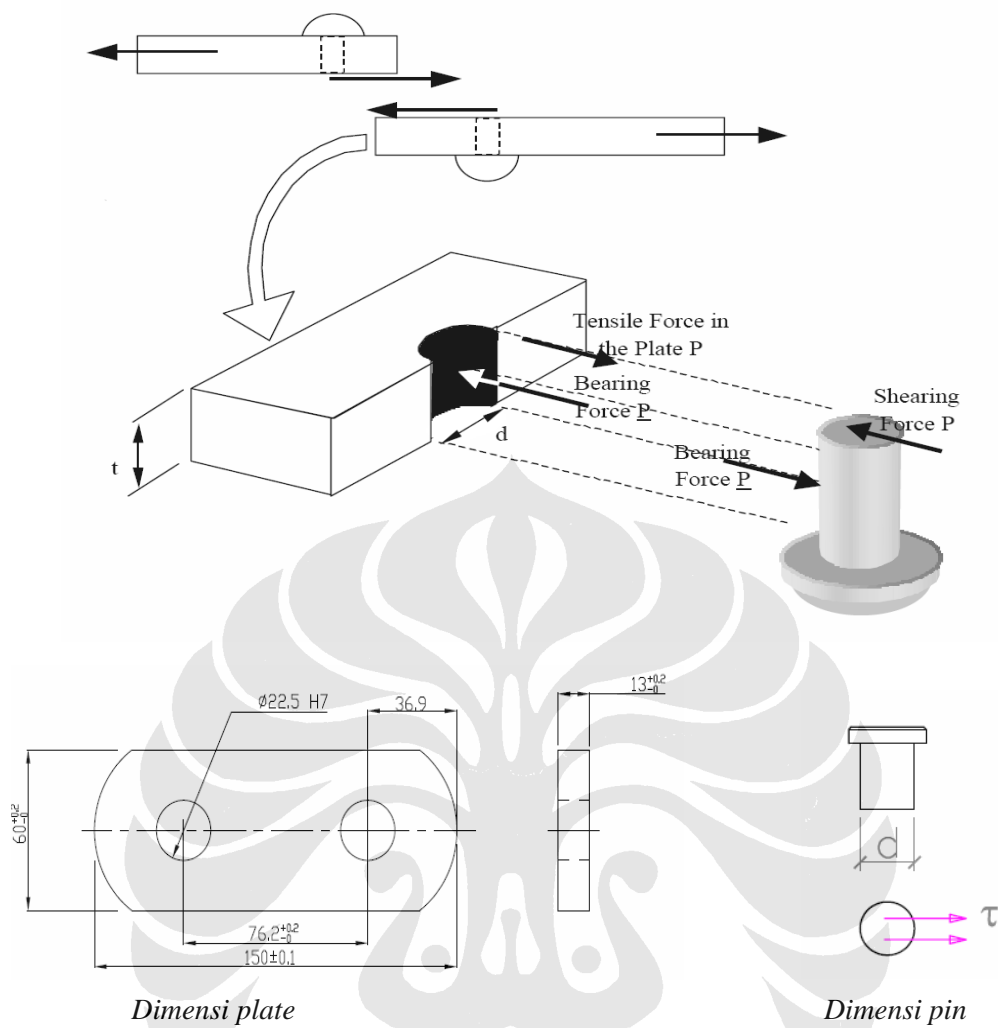
$$\text{Bearing stress yang terjadi} = \sigma_b = \frac{P}{A}$$

P = *Bearing force*

A = *Luas cross section*

$A = t \times d$

Dimana; t adalah tebal plat dan d adalah diameter *hole*



$P = 22084.5 \text{ N}$, $t = 13 \text{ mm}$ dan $d = 22.5 \text{ mm}$, maka *bearing stress* yang terjadi adalah :

$$\sigma_b = \frac{P}{A} = \frac{P}{t \cdot d}$$

$$\sigma_b = \frac{20084.5 \text{ N}}{(13 \text{ mm} \times 22.5 \text{ mm})}$$

$$\sigma_b = \frac{20084.5 \text{ N}}{(13 \text{ mm} \times 22.5 \text{ mm})}$$

$$\sigma_b = \frac{20084.5 \text{ N}}{3802.5 \text{ mm}^2}$$

$$\sigma_b = 5.28 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

3.7.2.3 BENDING STRESS

$$\sigma_{bending} = \frac{M \cdot y}{I}$$

$$\sigma_{bending} = \frac{M}{Z}$$

Dimana :

$\sigma_{bending}$ = Tegangan bending (N/mm²)

M = Momen bending (N/mm)

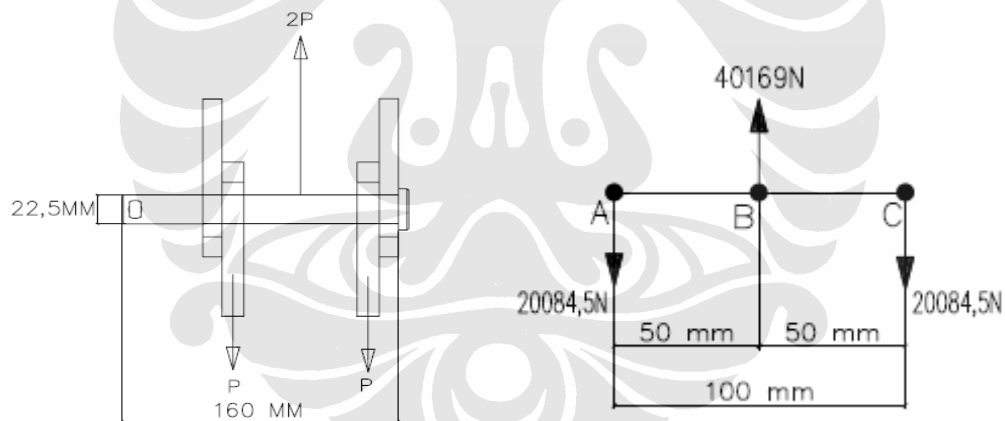
P = Gaya geser (N)

L = Jarak (mm)

d = Diameter pin (mm)

I = Momen inersia (mm⁴)

Z = Section Modulus (mm³)



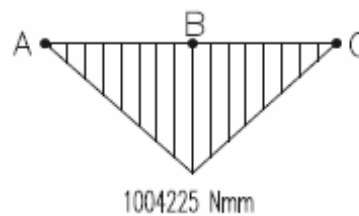
$$\sum M_B = 0$$

$$\frac{1}{2} R_A \times l = \frac{1}{2} R_A \times l$$

$$M_B = \frac{1}{2} \times P \times L$$

$$M_B = \frac{1}{2} \times 20084,5 \text{ N} \times 100 \text{ mm}$$

$$M_B = 1004225 \text{ Nmm}$$

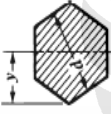
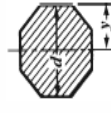
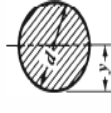

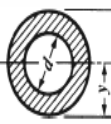


Bending Momen Diagram

$$\begin{aligned} Z &= \frac{\pi \cdot d^3}{32} \\ Z &= \frac{\pi(22.5\text{mm})^3}{32} \\ Z &= \frac{\pi \times 11390,625\text{mm}^3}{32} \\ Z &= 1118,27 \text{ mm}^3 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \sigma_{\text{bending}} &= \frac{M}{Z} \\ \sigma_{\text{bending}} &= \frac{1004225 \text{ Nmm}}{1118,27 \text{ mm}^3} \\ \sigma_{\text{bending}} &= 898 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \end{aligned}$$

Moments of Inertia, Section Moduli, and Radii of Gyration (Continued)

Section	Area of Section, A	Distance from Neutral Axis to Extreme Fiber, y	Moment of Inertia, I	Section Modulus, Z = I/y	Radius of Gyration, k = $\sqrt{I/A}$
	$\frac{3d^2 \tan 30^\circ}{2}$ = 0.866d ²	$\frac{d}{2 \cos 30^\circ} = 0.577d$	$\frac{A}{12} \left[\frac{d^2 (1 + 2 \cos^2 30^\circ)}{4 \cos^2 30^\circ} \right]$ = 0.06d ⁴	$\frac{A}{6.9} \left[\frac{d(1 + 2 \cos^2 30^\circ)}{4 \cos^2 30^\circ} \right]$ = 0.104d ³	$\sqrt{\frac{d^2 (1 + 2 \cos^2 30^\circ)}{48 \cos^2 30^\circ}}$ = 0.264d
	$2d^2 \tan 22\frac{1}{2}^\circ = 0.828d^2$	$\frac{d}{2}$	$\frac{A}{12} \left[\frac{d^2 (1 + 2 \cos^2 22\frac{1}{2}^\circ)}{4 \cos^2 22\frac{1}{2}^\circ} \right]$ = 0.055d ⁴	$\frac{A}{6} \left[\frac{d(1 + 2 \cos^2 22\frac{1}{2}^\circ)}{4 \cos^2 22\frac{1}{2}^\circ} \right]$ = 0.109d ³	$\sqrt{\frac{d^2 (1 + 2 \cos^2 22\frac{1}{2}^\circ)}{48 \cos^2 22\frac{1}{2}^\circ}}$ = 0.257d
Circular, Elliptical, and Circular Arc Sections					
	$\frac{\pi d^2}{4} = 0.7854d^2$	$\frac{d}{2}$	$\frac{\pi d^4}{64} = 0.049d^4$	$\frac{\pi d^3}{32} = 0.098d^3$	$\frac{d}{4}$
	$\frac{\pi d^2}{8} = 0.393d^2$	$\frac{(3\pi - 4)d}{6\pi}$ = 0.288d	$\frac{(9\pi^2 - 64)d^4}{1152\pi}$ = 0.007d ⁴	$\frac{(9\pi^2 - 64)d^3}{192(3\pi - 4)}$ = 0.024d ³	$\frac{\sqrt{(9\pi^2 - 64)d^2}}{12\pi}$ = 0.132d
	$\frac{\pi(D^2 - d^2)}{4}$ = 0.7854(D ² - d ²)	$\frac{D}{2}$	$\frac{\pi(D^4 - d^4)}{64}$ = 0.049(D ⁴ - d ⁴)	$\frac{\pi(D^4 - d^4)}{32D}$ = 0.098 $\frac{D^4 - d^4}{D}$	$\frac{\sqrt{D^2 + d^2}}{4}$

Tabel. Momen inersia dan section modulus