

BAB IV

ANALISA PERHITUNGAN PADA KOMPONEN PESAWAT ANGKAT CRANE MENARA

4.1. Perhitungan Tali Baja

Dalam perencanaan tali baja ini memiliki maksimum beban muatan yang diangkat adalah 6 ton. Karena pada pengangkat dipengaruhi oleh beberapa factor, seperti *overload*, keadaan dinamis dalam operasi dan perubahan udara yang tidak terduga, maka diperkirakan penambahan beban 10% dari beban semula sehingga berat muatan yang diangkat menjadi :

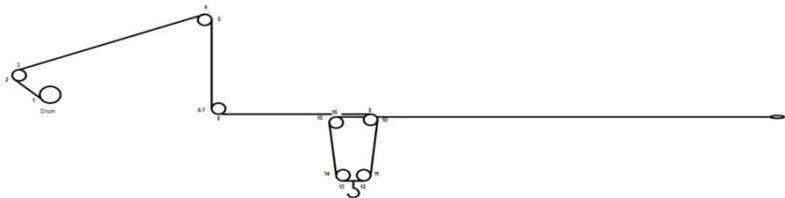
$$Q_0 = 6.000 + (10\% \times 6.000) = 6.600$$

Kapasitas angkat total pesawat adalah :

$$Q = Q_0 + q$$

Dimana : q = berat spreder = 300kg (hasil survey)

$$\text{Maka : } Q = 6.600 + 300 = 6.900 \text{ kg}$$



Gambar 4.1 Diagram lengkungan tali baja mekanisme *hoist*

Dari gambar 4.1 dapat dilihat diagram lengkungan tali pada mekanisme gerak hoist dapat ditentukan tegangan tali maksimum baja yang terjadi. Sistem pengangkat yang direncanakan ini terdiri dari 7 buah puli yang menyangga, sehingga :

$$Q = S_1 + S_2 + S_3 + S_4 + S_5 + S_6 + S_7$$

Tegangan tarik maksimum pada tali dari sistem puli beban di dapat rumus :

$$S = \frac{Q}{n \cdot \eta \cdot \eta_1} \dots\dots\dots (Rudenko, N ; 1996 hal 41)$$

Dimana :

n = Jumlah puli yang menyangga (suspense) = 7

η = Efisiensi puli = 0,905

η_1 = Efisiensi yang disebabkan kerugian tali akibat kekakuannya ketika menggulung pada drum yang diasumsikan 0,98.

maka :

$$S = \frac{6.900}{7 \cdot 0,905 \cdot 0,98} = 1111,42 \text{ kg}$$

Kekuatan putus tali sebenarnya (P) dapat dicari dengan rumus:

$$S = \frac{P}{K} \dots\dots\dots (Rudenko, N ; 1996 hal 40)$$

Atau : $P = S \cdot K$

Dimana :

S = Kekuatan putus tali

K = Faktor keamanan dengan jenis mekanisme dan kondisi operasinya = 5,5

Dari hasil kekuatan putus (P), maka pada perencanaan ini dipilih tali baja menurut *United Rope Works Standart*, Rotterdam Holland yaitu 6 x 37 + 1 *Fiber core*. Jenis ini dipilih dengan pertimbangan bahwa semakin banyak kawat baja yang digunakan konstruksi tali maka akan lebih aman dari tegangan putus tali dan dapat menahan beban putus tali maka :

$$P = 1111,42 \cdot 5,5 = 6112,81 \text{ kg}$$

Dari hasil kekuatan putus tali (P) dipilihlah tali baja 6 x 37 + 1 fibre core dengan :

$$\text{Diameter tali } (d) = 20 \text{ mm}$$

$$\text{Berat tali } (W) = 1,48 \text{ kg/m}$$

$$\text{Beban patah } (P_b) = 21.180 \text{ kg}$$

$$\text{Tegangan patah } (\sigma_b) = 165 \text{ kg/mm}^2 \text{ (Lampiran 2)}$$

Jenis tali ini dipilih dengan pertimbangan bahwa semakin banyak kawat baja yang digunakan konstruksi tali maka akan lebih aman dari tegangan putus tali dan dapat menahan beban putus tali.

Tegangan maksimum tali baja yang diizinkan di dapat rumus :

$$S_{izin} = \frac{P_b}{K} \dots\dots\dots(Rudenko,N ; 1996 hal 40)$$

maka :

$$S_{izin} = \frac{21.180}{5,5} = 3850,9 \text{ kg}$$

Tegangan tali yang dibebani pada bagian yang melengkung karena tarikan dan lenturan di dapat rumus :

$$\sigma_{\Sigma} = \frac{\sigma_b}{K} \dots\dots\dots (Rudenko,N ; 1996 hal 39)$$

maka :

$$\sigma_{\Sigma} = \frac{165}{5,5} = 30 \text{ kg/mm}^2$$

Luas penampang tali baja dapat dihitung dengan rumus :

$$F = \frac{S}{\frac{\sigma_b}{K} - \frac{d}{D_{min}}(36000)} \dots\dots\dots (Rudenko,N ; 1996 hal 39)$$

Dengan perbandingan diameter drum dan diameter tali baja $\left(\frac{D_{min}}{d}\right)$ untuk jumlah lengkungan (NB) = 16, seperti terlihat pada gambar 4.1. Maka luas penampang dari tali baja adalah :

$$F = \frac{1111,42}{\frac{21180}{5,5} - \frac{1}{88} \times 36.000} = 0,382 \text{ cm}^2$$

Tegangan tarik pada tali baja dapat dihitung dengan rumus :

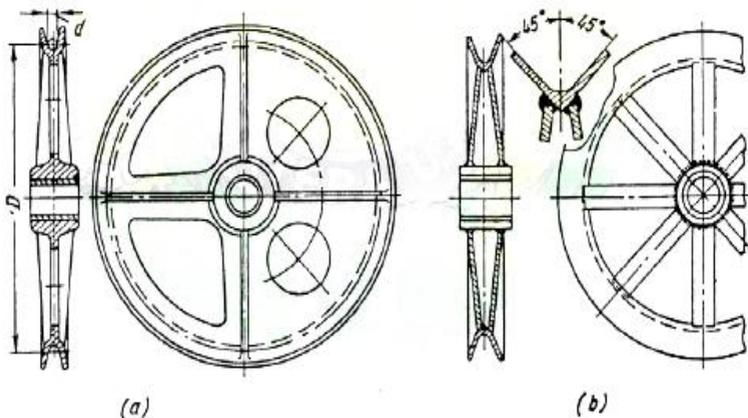
$$\sigma_t = \frac{S}{F_{222}} \dots\dots\dots(\text{Rudenko,N ; 1996 hal 83})$$

Maka :

$$\sigma_t = \frac{1111,42}{0,382} = 2909,4 \text{ kg/cm}^2 = 29,094 \text{ kg/mm}^2$$

4.2. Perhitungan Pulley

Dengan perhitungan secara interpolasi diperoleh ukuran-ukuran dari puli yang ditabalkan pada Tabel 4.2 dibawah dengan diameter tali 20 mm.



mbar 4.2 Puli

Ga

Tabel 4.1: Faktor kondisi pengoprasian e_1 dan factor kondisi tali e_2

TIPE ALAT PENGANGKAT	Digerakkan oleh:	Kondisi pengoprasian	Faktor K	Faktor e_1
1. Lokomotif caterpillar-mounted, traktor dan truk yang mempunyai crane pilar (termasuk excavator yang dioperasikan sebagai crane dan pengangkat mekanik pada daerah konstruksi dan pekerjaan berkala.	Tangan	Ringan	4	16
	Daya	Ringan	5	16
	Daya	Medium	5,5	18
	Daya	Berat dan sangat berat	6	20
2. Semuaipelain dari crane dan pengangkat mekanis	Tangan	Ringan	4,5	18
	Daya	Ringan	5	20
3. Derek yang dioperasikan dengan tangan, dengan kapasitas beban terangkat diatas 1 ton yang digandang pada berbagai peralatan otomotif (mobil, truk, dan sebagainya).	Daya	Medium	5,5	25
	-	Berat dan sangat berat	6	30
4. Pengangkat dengan trolly	-	-	4	12
5. Penjepit mekanis (kecuali untuk puli pada grabs) untuk pengangkat mekanis pada no.1	-	-	5,5	20
	-	-	5	20
6. Idem untuk pengangkat mekanik pada no.2	-	-	5	30

Konstruksi Tali	Faktor e_2
Biasanya 6 x 19 – 114 + 1 poros	
Posisi berpotongan.....	1,00
Posisi sejajar.....	0,90
Compound 6 x 19 – 114 + 1 poros	
a). Warrington	
Posisi berpotongan.....	0,90
Posisi sejajar.....	0,85
b). Seale	
Posisi berpotongan.....	0,95
Posisi sejajar.....	0,85
Biasanya 6 x 37 – 222 + 1 poros	
Posisi berpotongan.....	1,00
Posisi sejajar.....	0,90

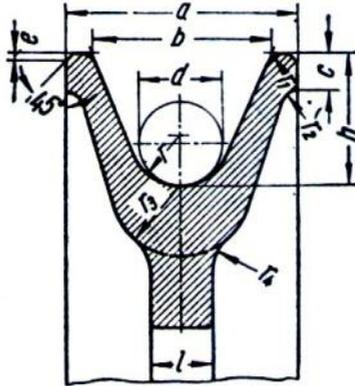
Diameter drum puli minimum untuk pemakaian tali baja yang diizinkan diperoleh dengan rumus :

$$D \geq e_1 \cdot e_2 \cdot d \dots\dots\dots(\text{Rudenko, N ; 1999 Hal 41})$$

d = diameter tali baja (mm) = 20

e_1 = Faktor yang tergantung pada tipe alat pengangkat dan kondisi = 25

e_2 = Faktor yang tergantung pada konstruksi tali = 0,9



Gambar 4.3 Dimensi Puli

Maka :

$$D \geq 25 \cdot 0,9 \cdot 20$$

$$D \geq 450 \text{ mm}$$

Tabel 4.2 Dimensi puli

Diameter tali	a	b	c	e	h	l	t	r1	r2	r3	r4
4.8	22	15	5	0.5	12.5	8	4.0	2.5	2.0	8	6
6.2	22	15	5	0.5	12.5	8	4.0	2.5	2.0	8	6
8.7	28	6	6	1.0	15.0	8	5.0	3.0	2.5	9	6
11.0	40	30	7	1.0	25.0	10	8.5	4.0	3.0	12	8
13.0	40	30	7	1.0	25.0	10	8.5	4.0	3.0	12	8
15.0	40	30	7	1.0	25.0	10	8.5	4.0	3.0	12	8
19.5	55	40	10	1.5	30.0	15	12.0	5.0	5.0	17	10
24.0	65	50	10	1.5	37.0	18	14.5	5.0	5.0	20	15
28.0	80	60	12	2.0	45.0	20	17.0	6.0	7.0	25	15
34.5	90	70	15	2.0	55.0	22	20.0	7.0	8.0	28	20
39.0	110	85	18	2.9	65.0	22	25.0	9.0	10.0	40	30

Sumber : Rudenko,N 1994 “Mesin Pemindah bahan” Jakarta ; Airlangga

Bushing roda puli yang mengalami tekanan dapat dicari dengan rumus :

$$d_g = \frac{Q}{p \cdot l} \dots\dots\dots(Rudenko,N ; 1999 Hal 72)$$

Dimana :

p = Tekanan bidang pada poros/gandar roda puli (kg/mm²)

Q = Beban (kg/mm²)

L = Panjang bushing (mm)

d_g = Diameter gandar roda puli (mm)

Harga tekanan yang tergantung pada kecepatan keliling permukaan lubang roda puli ini tidak boleh melebihi nilai yang tercantum didalam Tabel 4.3.

Tabel 4.3 Tekanan Bidang yang di izinkan

V (m/s)	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0	1,1	1,2	1,3
P (kg/cm ²)	75	70	66	62	60	57	55	54	53	52	51	50	49

Sumber : Rudenko,N 1994 “Mesin Pemindah Bahan” Jakarta : Erlangga

Kita mengambil kecepatan keliling $uv= 0,3 \text{ m/s}$ maka tekanan bidang poros sebesar $P = 66 \text{ kg/cm}^2$.

Perbandingan panjang bushing dengan diameter gandar untuk roda puli kerja adalah :

$$\frac{l}{d_g} = 1,5-1,8 \text{ diambil } 1,65$$

$$\text{Atau : } l = 1,65 \cdot d_g$$

$$\text{: } d_g = Q/(p \cdot l)$$

Maka :

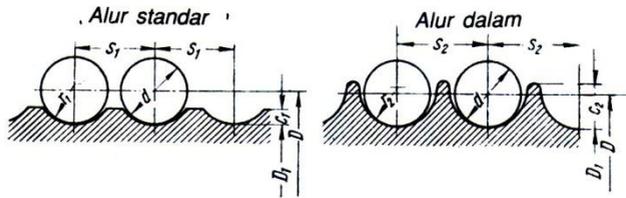
$$d_g = \frac{6.900}{66 \cdot (1,65 d_g)} = 5,68 \text{ cm} = 56,88 \text{ mm}$$

maka :

$$l = 1,65 \cdot 56,88 = 93,852 \text{ mm}$$

4.3. Perhitungan Drum

Dengan diketahuinya diameter tali $d = 20 \text{ mm}$, maka didapat ukuran drum. Dengan menyesuaikan pada tabel 4.4 akan didapat dimensi alur.



Gambar 4.4 Dimensi Alur Drum

Tabel 4.4 Nilai D_{min} sebagai fungsi jumlah lengkungan (Redunko,N ; 1996)

Jumlah lengkungan	$\frac{D_{min}}{d}$						
1	16	5	26.5	9	32	13	36
2	20	6	28	10	33	14	37
3	23	7	30	11	34	15	37.5
4	25	8	31	12	35	16	38

$$d = 20 \text{ (mm)}$$

$$r_1 = 11,0 \text{ (mm)}$$

$$s_2 = 26,0 \text{ (mm)}$$

$$c_2 = 13,0 \text{ (mm)}$$

$$r_2 = 2,0 \text{ (mm)}$$

Untuk mencari diameter minimum untuk puli dan drum dengan diameter tali dapat dihitung dengan rumus :

$$\frac{D_{min}}{d} = 38$$

$$D_{min} = 38 \cdot d = 38 \cdot 20 = 760\text{mm}$$

Jumlah lilitan (z) pada drum untuk satu tali adalah :

$$z = \frac{H \cdot i}{\pi \cdot D} + 2 \dots\dots\dots(\text{Redunko,N ; 1996 , Hal 74})$$

H = Tinggi angkat muatan, angka 2 ditambahkan untuk lilitan yang menahan muatan = 200 m

i = Perbandingan dari pulley sistem = 2

D = Diameter drum sama dengan diameter pulley = 760

maka :

$$z = \frac{200 \cdot 2}{3,14 \cdot 0,76} + 2 = 18 \text{ lilitan}$$

Panjang alur spiral (*helical gloves*) dihitung dengan rumus :

$$l = z \cdot s \dots\dots\dots(\text{Redunko,N ; 1996 , Hal 75})$$

Tabel 4.5 Dimensi alur drum

Dia- meter Tali D	r ₁	Standar		Dalam			Dia- Meter Tali D	r ₁	Standar		Dalam		
		s ₁	c ₁	s ₂	c ₂	r ₂			s ₁	c ₁	s ₂	c ₂	r ₂
4,8	3,5	7	2	9	4,5	1,0	19,5	11,5	22	5	27	13,5	2,0
6,2	4,0	8	2	11	5,5	1,5	24,0	13,5	27	6	31	16,0	2,5
8,7	5,0	11	3	13	6,5	1,5	28,0	15,5	31	8	36	18,0	2,5
11,0	7,0	13	3	17	8,5	1,5	34,5	19,0	38	10	41	22,0	3,0
13,0	8,0	15	4	19	9,5	1,5	39,0	21,0	42	12	50	24,5	3,5
15,0	9,0	17	5	22	11,0	2,0							

Dengan perhitungan secara interpolasi diperoleh s dari drum dengan diameter tali 20mm, jadi s₂ = 30mm.

maka :

$$l = 202 \cdot 30 = 6.060 \text{ mm}$$

Panjang drum (L) seluruhnya dapat dicari dengan persamaan :

$$L = \left[\frac{H \cdot i}{\pi \cdot D} + 7 \right] S \dots\dots\dots(\text{Rudenko,N ; 1996 , Hal 75})$$

maka :

$$L = \left[\frac{200 \cdot 2}{3,14 \cdot 76} + 7 \right] 26 = 225,5 \text{ mm}$$

Tebal dinding drum (ω) dapat ditentukan dengan rumus :

$$\Omega = 0,02 D + (0,6 \text{ s/d } 1.0 \text{ cm}); \text{ diambil } 0,8 \text{ cm } \dots\dots\dots$$

\dots\dots\dots(\text{Redunko,N ; 1996 , Hal 75})

maka :

$$\Omega = 0,02 \cdot 76 + 0,6$$

$$\Omega = 2,12 \text{ cm} = 21,2 \text{ mm}$$

Tegangan tekan (σ_t) pada permukaan dinding drum adalah :

$$\sigma_t = \frac{S}{\omega \cdot s} \dots\dots\dots(\text{Redunko,N ; 1996 , Hal 75})$$

maka :

$$\sigma_t = \frac{1111,42}{2,1 \cdot 3} = 176,4 \text{ kg/cm}^2$$

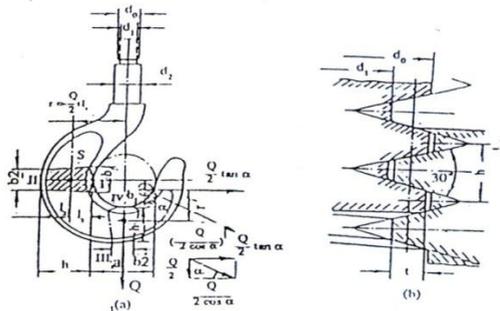
Jadi, bahan drum dipilihlah dari besi cor dengan kekuatan tekan maksimum bahan 1000 kg/cm^2 . \dots\dots\dots

\dots\dots\dots(\text{Redunko,N ; 1996 , Hal 75})

Dari hasil perhitungan diatas diperoleh tegangan izin lebih besar dari tegangan tekan $\sigma_{ti} > \sigma_t$, maka drum aman untuk digunakan.

4.4. Kait (*Hook*)

Direncanakan kait yang dipakai adalah kait jenis tunggal seperti terlihat dibawah ini :



Gambar 4.5 Kait Jenis Tunggal

Kekuatan kait diperiksa pada daerah tangkai kait dan pemeriksaan dilakukan pada penampang yang paling berbahaya yaitu kekuatan tarik diameter inti ulir. Direncanakan bahan kait dari : baja karbon JIS.G.4051 dengan lambang S30C. Tegangan tarik (S_u) = 4800 (kg/cm²).

Untuk menjaga beban kejut dari bahan dalam pengoprasian dan menambah nilai aman, maka faktor keamanan diambil antara 8-10 (untuk bahan dari baja karbon difinis biasa).

Tegangan tarik yang diijinkan dapat dihitung dengan rumus :

$$|\sigma_t| = \frac{S_u}{N} \dots\dots\dots(Rudenko,N ; 1996 , Hal 86)$$

maka :

$$\begin{aligned}
 |\sigma| &= \frac{S_u}{N} \\
 &= \frac{4800}{5} \\
 &= 960 \text{ (Kg/cm}^2\text{)}
 \end{aligned}$$

Tegangan tarik yang terjadi pada diameter inti ulir :

$$\sigma_t = \frac{Q}{A} \leq |\sigma_t|$$

$$|\sigma_t| = \frac{Q}{\frac{\pi \cdot d_1^2}{4}}$$

$$d_1 \geq \sqrt{\frac{4Q}{\pi \cdot |\sigma_t|}}$$

Dimana :

Q = Beban Total

D = Diameter inti total

maka :

$$d_1 \geq \sqrt{\frac{4 \cdot 6900}{3,14 \cdot 960}}$$

$$d_1 \geq 6,7\text{cm}$$

4.5. Perencanaan Motor Penggerak

Dalam perencanaan ini, tenaga penggerak yang digunakan untuk mengangkat berasal dari daya motor listrik

dengan memakai sebuah elektromotor. Pada kecepatan angkat yang konstan ($V = \text{const}$, gerakan yang seragam), besarnya daya (N) yang dihasilkan oleh elektromotor dapat dihitung dengan rumus :

Untuk mencari besarnya daya (N) yang dihasilkan oleh elektromotor dapat dihitung dengan rumus :

$$N = \frac{Q \cdot V}{75 \cdot \eta} \dots\dots\dots(\text{Redunko,N ; 1996 Hal 234})$$

Dimana :

Q = Kapasitas angkat muatan = 6900kg

η = Efisiensi mekanisme pengangkat, diasumsikan 0,8 dengan 3 pasangan roda gigi bergerak. ..(Redunko,N ; 1996 , Hal 299)

V = Kecepatan angkat muatan, $V = 17 \text{ m/min} = 0,28 \text{ m/det}$

Dengan perhitungan diatas maka dipilihlah elektromotor dengan daya motor ternilai, $N_{\text{rated}} = 75 \text{ HP}$ putaran ($n_{\text{rated}} = 1000\text{rpm}$ disesuaikan dengan standart, jumlah kutub 6 buah, momen girasi rotor ($GD_{\text{rot}} = 4,08 \text{ kg.m}^2$).

maka :

$$N = \frac{6.900 \cdot 0,28}{75 \cdot 0,8} = 33 \text{ HP}$$

Momen tahanan statik pada poros motor (M) adalah :

$$M_{\text{st}} = 71.620 \times \frac{N}{n} \dots\dots\dots(\text{Redunko,N ; 1996 , Hal 234})$$

Bahan proses penggerak dipilih S30C dengan kekuatan tarik bahan $\sigma_t = 5500 \text{ kg/cm}^2$.

maka :

$$M_{st} = 71.620 \times \frac{63}{1000} = 4.512 \text{ kg.cm} = 45,12 \text{ kg.m}$$

Tegangan tarik yang diizinkan adalah :

$$\sigma_{ti} = \frac{\sigma t}{K}$$

Dimana :

K = faktor keamanan, diambil K=8

maka :

$$\sigma_{ti} = \frac{5500}{8} = 687,5 \text{ kg/cm}^2$$

Tegangan puntir yang diizinkan adalah :

$$\sigma_p = 0,7 \sigma_{ti}$$

$$\sigma_p = 0,7 (687,5) = 481,25 \text{ kg/cm}^2$$

Diameter poros penggerak dapat dicari dengan rumus :

$$d_p = \geq \sqrt[3]{\frac{M_{rated}}{0,2 \cdot \sigma_p}}$$

Maka :

$$D_p = \geq \sqrt[3]{\frac{5371,5}{0,2 \cdot (481,25)}} = 38,1 \text{ mm}$$

Diameter poros penggerak d_p diambil sebesar 40mm, maka momen girasi kopling dapat dicari dengan rumus :

$$GD^2_{\text{coupl}} = 4 \cdot g \cdot l \dots\dots\dots(\text{Redunko,N ; 1996 , Hal 289})$$

maka :

$$GD^2_{\text{coupl}} = 4 (9,81)(0,0001) = 0,039 \text{ kg.m}^2$$

Momen girasi rotor dan kopling pada poros motor adalah :

$$GD^2 = GD^2_{\text{rot}} + GD^2_{\text{coupl}}$$

$$GD^2 = 4,08 + 0,003 = 4,083 \text{ kg.m}^2$$

Momen gaya dinamis (M_{dyn}) ketika start, diperoleh dengan rumus :

$$M_{dyn} = \frac{\delta GD^2 n}{375 t_s} + \frac{0,975 Q V^2}{n t_s \eta} \dots\dots\dots(\text{Redunko,N ; 1996 , Hal 293})$$

$$M_{dyn} = \frac{(1,15)(4,08)(1000)}{375 (3,25)} + \frac{0,975(6.900)(0,28)^2}{(1000)(3,25)(0,8)}$$

$$= 4,04 \text{ kg.m}$$

Momen gaya yang diperlukan pada saat start adalah :

$$M_{mot} = M_{st} + M_{dyn} \dots\dots\dots(\text{Redunko,N ; 1996 , Hal 296})$$

Maka :

$$M_{mot} = 45,12 + 4,04 = 49,16 \text{ kg.m}$$

Momen gaya ternilai motor adalah :

$$M_{rated} = 71.620 \times \frac{N_{rated}}{n}$$

Maka :

$$M_{rated} = 71.620 \times \frac{75}{1000} = 5.371,5 \text{ kg.cm} = 53,71 \text{ kg.m}$$

Pemeriksaan motor terhadap beban lebih motor selama start ($M_{maks} = m_{mot}$) adalah

$$\frac{M_{max}}{M_{rated}} < 2,5 \dots\dots\dots(\text{Redunko,N ; 1996 , Hal 296})$$

$$\frac{M_{max}}{M_{rated}} = \frac{49,16}{53,71} = 0,85$$

Harga 0,85 berada jauh dibawah batas aman yang diizinkan 2,5 maka motor aman untuk digunakan.

4.6. Perhitungan Gaya-gaya Pada Batang Boom Akibat Beban Berat Boom

$$\Sigma M_A = 0 ;$$

$$G_g + G - TB_1 \sin \alpha + G_B - TB_2 \sin \beta = 0$$

$$(600)(5,62)+(13.500)(16,6)-TB_1 \sin 28,79(12,74)+(6000)(27,5)-TB_2 \sin \beta(40,75)=0$$

$$3372+224.100-8,37TB_1+165.000-6,93TB_2=0$$

$$8,37TB_1 + 6,93TB_2 = 392.472 \dots\dots\dots \text{Pers 1}$$

Gaya yang terjadi terhadap sumbu y :

$$\Sigma F_y = 0$$

$$- F_{Ay} + G_E + G - TB_1 \sin \alpha + G_B - TB_2 \sin \beta = 0$$

$$- F_{Ay} + 600 + 13.500 - TB_1 \sin 28,79 + 6000 - TB_2 \sin 9,74 = 0$$

$$- F_{Ay} + 20.100 - 0,48TB_1 - 0,17TB_2 = 0$$

$$F_{Ay} + - 0,48TB_1 - 0,17TB_2 + 20.100$$

Gaya yang terjadi terhadap sumbu x :

$$\Sigma F_x = 0$$

$$- TB_1 \cos \alpha - TB_2 \cos \beta = 0$$

$$- TB_1 \cos 28,79 - TB_2$$

$$- 0,88 TB_1 - 0,98 TB_2 = 0 \dots\dots\dots \text{Pers 2}$$

Disubstitusikan persamaan 2 ke persamaan 1 maka :

$$8,37 \cdot (2,057TB_2) + 5,53TB_2 = 900000$$

$$11,087TB_2 + 5,53TB_2 = 900000$$

$$TB_2 = 54161 \text{ kg}$$

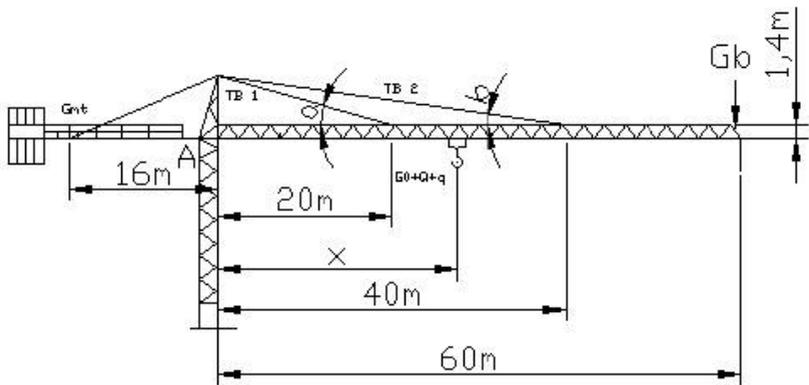
$$TB_1 = 2,057 \cdot (54161,4) = 111409,99 \text{ kg}$$

Momen gaya terhadap beban sendiri yaitu :

$$M_A = 20 \cdot TB_1 \sin \alpha + 40 \cdot TB_2 \sin \beta - 60 \cdot (G_B)$$

$$M_A = 20 \cdot (111409,99) \sin 15,64 + 40 \cdot (54161,4) \cdot \sin 7,96 - 60(6815,06)$$

$$M_A = 491816,19 \text{ kg.m}$$



Gambar 4.6 Pembebanan boom maksimum yang diijinkan

Jarak beban maksimum yang diperbolehkan dalam lengan tower crane sewaktu pengangkatan yaitu :

$$\Sigma M_{Ay} = 0$$

$$0 = 20 \cdot TB_1 \sin \alpha + 40 \cdot TB_2 \sin \beta - 60 \cdot (G_B) - X(G_0 + Q + q)$$

$$0 = 20 \cdot (111309,99) \sin 15,64 + 40 \cdot (54161,4) \sin 7,96 - 60 \cdot (6815,06) - X(15000)$$

$$491913,97 = X \cdot 15000$$

$$X = 32,79 = 32 \text{ meter}$$

Jika beban maksimum yang boleh diangkat pada jarak 32 meter, apabila melebihi dari jarak yang ditentukan maka lengan akan mengalami patah.