

PERANCANGAN *JIB CRANE* KAPASITAS 3,2 TON DENGAN *GEAR BOX* PADA *SLEWING SYSTEM*

M. Yudi M. Sholihin^{1†††††}, Sutarwo¹

¹Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Pancasila, Jakarta

ABSTRAK. PT. XYZ menggunakan *jib crane* dengan motor yang langsung terinstal pada *slewing system* sering memanas pada saat bekerja dan kecepatan gerak *slewing* kurang sesuai yang diharapkan, sehingga perlunya perhitungan ulang untuk *slewing system*. Penelitian ini bertujuan untuk melakukan *redesain jib crane* kapasitas 3,2 ton dengan cara perhitungan ulang pada sistem penggerak putar 360 derajat dapat menempuh waktu 45 detik. Dari perhitungan pada *system slewing* dihasilkan pemilihan motor *drive* Stahl dengan type SF 25228313 yang mempunyai *double speed* dengan daya 0,32 kW pada kecepatan 9,7 rpm dan daya 1,25 kW pada kecepatan 38,8 rpm. Dilakukan penambahan *gear box* dengan rasio 1:9. Rekeyasa susunan roda gigi berturut-turut 18:54 dan 18:54 yang dapat menghasilkan putaran roda 4,2773 rpm. S35C digunakan sebagai material pinion dan poros-poros roda gigi dan material FC-30 digunakan untuk roda gigi besar. Digunakan bantalan gelinding tipe *sealed double row angular contact ball bearing* 3206 A-2RS1, 3207 A-2RS1, dan 3210 A-2RS1 dengan umur pakai 24000 *hour* kehandalan 90 persen. *Jib crane* mempunyai roda penggerak dengan diameter 55 mm dan roda pengikat berdiameter 40 mm yang menggunakan material S45C. Diharapkan dengan *redesain* pada *slewing system*, dapat memberikan inovasi dan membuat desain *jib crane* menjadi lebih baik.

Kata kunci—*crane; gear; pinion; bantalan; poros.*

PENDAHULUAN

Di PT. XYZ yang berlokasi di Balikpapan merupakan suatu perusahaan kontraktor alat-alat berat untuk penggunaan di pertambangan batubara. Pada aktifitas pekerjaannya perusahaan tersebut menggunakan *jib crane* yang digunakan dalam penanganan suku cadang dan penanganan *service*. *Jib crane* menggunakan motor yang langsung terinstal pada roda *slewing system* sering memanas dan berhenti pada saat bekerja dan kecepatan gerak *slewing* kurang sesuai yang diharapkan. Untuk itu perlunya perhitungan ulang untuk *slewing system* sehingga *jib crane* dapat bekerja dengan lebih baik. *Redesain jib crane* kapasitas 3,2 ton dilakukan pada *slewing system* dengan perhitungan daya yang dibutuhkan dan penambahan *gear box*, ini merupakan langkah dan *improvement* yang tepat untuk permasalahan tersebut. Kedepannya diharapkan dengan penelitian ini dapat memberikan inovasi dan membuat desain menjadi lebih baik.

Tujuan dari penelitian ini adalah sebagai berikut:

- Menghitung daya motor yang dapat digunakan agar sistem *slewing* dapat bekerja sesuai rencana.
- Menghitung rasio reduksi *gear box slewing system* berikut dimensi dan material komponen *gear box* agar kecepatan putar sesuai yang direncanakan.
- Menghitung dimensi dan material untuk poros roda pada *slewing system*.

Dalam penelitian ini akan dibahas bagaimana merancang *gear box* dan komponen-komponennya, meliputi perancangan rasio *gear box* agar kecepatan motor dapat tereduksi menjadi kecepatan gerak *slewing* yang diperlukan, perhitungan susunan roda gigi, perhitungan poros roda gigi, perhitungan poros roda pejalan dan pengikat serta perhitungan bantalan gelinding untuk poros roda gigi dan poros roda.

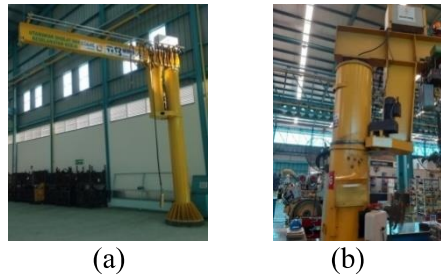
Jurnal dengan judul “Analisa perancangan roda gigi lurus menggunakan mesin konvensional”, disusun oleh Ir. Wisnu P. Marsis, M. Eng dan Didi Agung digunakan sebagai *state of the art* untuk mendukung landasan teori dalam penelitian ini yang berjudul “Perancangan *Jib Crane* Kapasitas 3,2 Ton Dengan *Gear Box* Pada *Slewing System*”.

LANDASAN TEORI

Jib crane adalah alat yang digunakan untuk mengangkat secara vertikal dan berotasi pada sumbu pilar untuk memindahkan material pada ruang gerak terbatas.[1] Crane jenis ini adalah alat pengangkat yang memiliki pilar sebagai struktur utama yang menopang semua bagian mesin dan beam girder sebagai lengan yang dapat dilatasi dan digantung sistem pengangkat berupa hoist.[2]

††††† Corresponding author: yudi_m_s@univpancasila.ac.id

Mekanisme slewing dipasang pada lengan dan *wheel case* yang menopang lengan girder dan roda yang menumpu pada pilar. Mekanisme pemutar dapat bekerja ketika motor pemutar menggerakkan *gear box* yang akan mereduksi putaran motor kemudian diteruskan dan ditransmisi ke roda. Roda akan berputar mengelilingi pipa dengan kecepatan dan torsi tertentu.



Gambar 1. (a) Unit *jib crane* (b) Jib crane dengan motor *slewing* langsung terinstal pada roda *slewing*

Perancangan dirancang pada beban *test load* dalam proses sertifikasi unit dengan beban angkat 125%[3]. Untuk dapat memperoleh daya motor yang dibutuhkan untuk memutar struktur *beam girder*, sistem pengangkat (*hoist*), lengan, dan berat mekanisme penggerak *slewing* itu sendiri maka harus dilakukan perhitungan untuk mengetahui berapa momen tekan terhadap perputaran akibat gaya gesek.[1]

$$M = (Q + G_1 + G_g) \cdot K \cdot \frac{R_s}{R} \cdot \beta' \quad (1)$$

$$N = \frac{M \cdot n_{cr}}{71,620\eta} \quad (hp) \quad (2)$$

Gear box merupakan sebuah bagian mesin yang berfungsi untuk merekayasa putaran dan torsi motor untuk menghasilkan putaran dan torsi yang diperlukan oleh sistem mesin. Komponen-komponen elemen mesin pada *gear box* pada umumnya terdiri atas:

- *Gear* (roda gigi).

Jumlah minimum gigi pada pinion dapat ditentukan dengan persamaan sebagai berikut.[4]

$$T_p = \frac{2 A_w}{G \left[\sqrt{1 + \frac{1}{G} \left(\frac{1}{G} + 2 \right) \sin^2 \phi} - 1 \right]} \quad (3)$$

Besarnya beban lentur yang diizinkan per satuan lebar sisi[5]

$$F'_b = \sigma_{a1} \cdot m \cdot Y \cdot f_v \quad (4)$$

Besarnya beban permukaan yang diizinkan persatuan lebar gigi[5]

$$F'_H = f_v \cdot k_H \cdot d_{01} \cdot \frac{2z_2}{z_2 + z_2} \quad (5)$$

- Poros (*shaft*).

Poros (*shaft*) merupakan elemen mesin yang digunakan untuk mengirimkan daya dari satu tempat ke tempat lain. Daya dikirim ke poros oleh beberapa gaya tangensial dan torsi yang dihasilkan (atau momen puntir) yang diatur dalam poros memungkinkan daya untuk ditransfer ke berbagai mesin yang dihubungkan ke poros.[6]

- Poros dengan beban puntir. $d_s = \left[\frac{5,1}{\tau_a} \cdot K_t \cdot C_b \cdot T \right]^{1/3} \quad (6)$

- Poros dengan beban lentur murni.

$$\frac{M}{z} = \frac{\sigma_b}{y} \text{ dimana momenn inersia pada poros profil lingkaran } z = \frac{\pi}{32} \cdot d^3 \quad (7)$$

- Poros dengan beban puntir dan lentur.

$$\text{Momen puntir maksimal pada senter } M = \frac{W \cdot L}{4} \quad (8)$$

$$\text{Untuk momen puntira yang setara } T_s = \sqrt{M^2 + T^2} \quad (9)$$

$$\text{Dimana } T_s = \frac{\pi}{16} \cdot \tau \cdot d^3 \quad (10)$$

- Bantalan gelinding.

Bantalan adalah elemen mesin yang menumpu poros berbeban, sehingga putaran dan gerakan bolak-baliknya dapat berlangsung secara halus, aman dan panjang umur. Nilai perkiraan (atau layanan) masa pakai bola atau bantalan rol didasarkan pada persamaan fundamental.[4]

$$L = \left(\frac{C}{W}\right)^k \cdot 10^6 \text{ dengan, } C = W \left(\frac{L}{10^6}\right)^{1/k} \quad (11)$$

Hubungan antara umur nominal dengan umur kerja dalam jam (L_H)

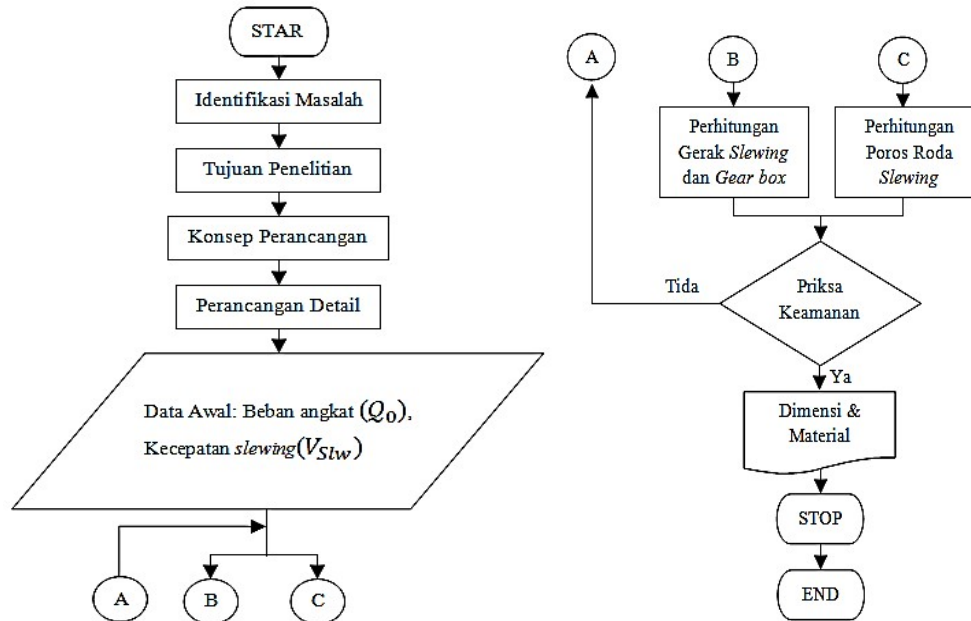
$$L = 60N \cdot L_H \quad (12)$$

Menurut Wiebull, hubungan antara umur bantalan dan kehandalan.[4]

$$\frac{L}{L_{90}} = \left[\frac{\log_e(1/R)}{\log_e(1/R_{90})} \right]^{\frac{1}{b}} \quad (13)$$

METODE PENELITIAN

Flowchart Penelitian



Gambar 2. Flowchart Penelitian

Mengumpulkan teori dan jurnal yang berhubungan dengan *jib crane*, demi memahami karakteristik komponen *jib crane* yang baik, agar kinerja *jib crane* dapat optimal. Tujuan yang ingin dicapai dari penelitian ini meliputi perancangan, dan menganalisa komponen pada *gear box jib crane*. Data awal dalam rangka perancangan *Jib Crane* guna perhitungan dan data yang diperlukan sehingga dapat digunakan sebagaimana mestinya. Selanjutnya dapat dilakukan perhitungan-perhitungan. Hingga diperoleh dimensi dan jenis material yang aman untuk digunakan

HASIL DAN PEMBAHASAN

a. Data Perancangan

Kapasitas angkat (Q_0) = 3200 kg

Bobot untuk *Test load* (Q) = 125% · Q_0 = 125% · 32000 = 4000 kg

Bobot struktur yang di putar (G_1) = 2500 kg

Berat penyeimbang (G_g) = 0 kg

Kecepatan putar = 45s untuk 1 · putaran = 1,3 rpm

Gerak putar crane = 360°

b. Daya Motor Pada Slewing System

Momen tahanan terhadap perputaran akibat gaya gesek.

$$M = (Q + G_1 + G_g) \cdot K \cdot \frac{R_g}{R} \cdot \beta' = (4000 + 2500 + 0) \cdot 0,05 \cdot \frac{0,3208}{0,01} \cdot 1,3 = 13553,8 \text{ kg} \cdot \text{m}$$

Kemudian untuk daya motor penggerak yang dibutuhkan dapat diperoleh sebagai berikut:

$$N = \frac{M \cdot n_{cr}}{71,620\eta} = \frac{13553,8 \cdot 1,3}{71620 \cdot 0,85} = 0,2894 \text{ Hp} = 0,215806 \text{ Kw}$$

Berdasarkan perhitungan di atas maka dipilih motor *drive* Stahl dengan type SF 25228313 mempunyai *double speed* dengan daya 0,32 kW pada kecepatan 9,7 rpm dan 1,25 kW pada kecepatan 38,8 rpm.

c. Perancangan Gear Box

Perhitungan ini bertujuan untuk mengkalkulasi berapa reduksi yang diperlukan untuk mencapai kecepatan putar yang diinginkan yaitu $1,3 \text{ rpm}$ dimana diinginkan untuk satu kali putaran memerlukan waktu 45s.

Langkah perhitungan untuk mengetahui rasio yang dibutuhkan adalah sebagai berikut:

- Mengetahui jumlah putaran roda untuk satu kali mengelilingi pilar dengan cara perbandingan antara keliling bantalan lintasan dengan keliling diameter roda, perhitungannya adalah sebagai berikut:

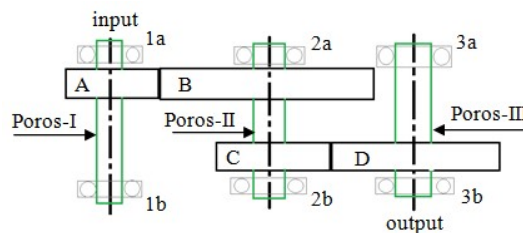
$$\frac{\text{keliling bantalan lintasan}}{\text{keliling diameter roda}} = \frac{2 \cdot \pi \cdot r_b}{2 \cdot \pi \cdot r_r} = \frac{2 \cdot \pi \cdot 320,8}{2 \cdot \pi \cdot 100} = 3,208 \text{ putaran roda}$$

- Mengetahui kecepatan roda untuk mencapai kecepatan *slewing* yang diinginkan, dimana telah diketahui bahwa untuk satu kali putaran *slewing* direncanakan menempuh waktu 45 s sehingga kecepatan yang harus dimiliki adalah $1,3 \text{ rpm}$. Selain itu telah diketahui bersama bahwa untuk satu kali putaran *slewing*, roda harus berputar sebanyak 3,208 putaran, maka kecepatan roda terhadap kecepatan *slewing* yang ingin dicapai adalah $3,208 \cdot 1,3 \text{ rpm} = 4,2773 \text{ rpm}$

- Untuk mengetahui rasio gear bok yang akan dirancang maka dapat diperoleh dengan perbandingan kecepatan roda terhadap kecepatan motor yang sudah. Gear bok akan dirancang hingga mampu bekerja dalam kecepatan cepatnya maka perbandingan rasionya adalah sebagai berikut:

$$\text{Rasio} = \frac{\text{kecepatan roda}}{\text{kecepatan motor}} = \frac{4,2773 \text{ rpm}}{38,8 \text{ rpm}} = \frac{1}{9,0711} = \frac{1}{9}$$

d. Perancangan komponen Gear Box



Gambar 3. Susunan roda gigi pada gear box

- Perancangan susuna roda gigi A-B
Dengan daya transmisi pinion (P) = 0,216 kW = 216 W. Kecepatan putar motor (N_p) = 38,8 rpm. Rasio roda gigi terhadap pinion (G) = 3. Jarak antar *center* (L) = 75 mm (direncanakan). Sudut tekan roda gigi (ϕ) = 20° (direncanakan).

Jumlah minimum gigi pada pinion

$$T_p = \frac{2 A_w}{G \left[\sqrt{1 + \frac{1}{G} \left(\frac{1}{G} + 2 \right) \sin^2 \phi} - 1 \right]} = \frac{2 \cdot 1}{3 \left[\sqrt{1 + \frac{1}{3} \left(\frac{1}{3} + 2 \right) (\sin 20^\circ)^2} - 1 \right]} = \frac{2}{0,1335} = 14,98 = 15$$

Diketahui bahwa $L = 75 = \frac{D_G}{2} + \frac{D_P}{2} = \frac{3D_P}{2} + \frac{D_P}{2} = 2D_P$. Maka $75 = 2D_P$ atau $D_P = \frac{75}{2} = 37,5$

kemudian dapat diketahui bahwa $m = D_P/T_p$. Dimana D_P adalah Diameter pinion rencana = 37,5 mm, sehingga $m = D_P/T_p = 37,5/15 = 2,5$, diambil $m = 2,5$.

Jumlah gigi untuk pinion $T_p = D_P/m = 37,5/2,5 = 15$ diambil 18 (menyesuaikan dimensi poros pada perhitungan selanjutnya).

Jumlah roda gigi besar $T_G = G \cdot T_p = 3 \cdot 18 = 54$.

Tebal gigi (b) = $10m = 10 \cdot 2,5 = 25 \text{ mm}$

Tabel 1. Ukuran susunan roda gigi A-B

Diameter lingkaran jarak bagi	$d_{b1} = z_1 \cdot m$ $d_{b2} = z_2 \cdot m$	$d_{b1} = 18 \cdot 2,5 = 45 \text{ mm}$ $d_{b2} = 54 \cdot 2,5 = 135 \text{ mm}$
Jarak sumbu poros	$a_0 = \frac{z_1 + z_2}{2} \cdot m$	$a_0 = \frac{18+54}{2} \cdot 2,5 = 90 \text{ mm}$
Diameter lingkaran kepala	$d_{k1} = (z_1 + 2)m$ $d_{k2} = (z_2 + 2)m$	$d_{k1} = (18 + 2)2,5 = 50 \text{ mm}$ $d_{k2} = (54 + 2)2,5 = 140 \text{ mm}$
Diameter lingkaran dasar	$d_{g1} = z_1 m \cos \phi$ $d_{g2} = z_2 m \cos \phi$	$d_{g1} = 18 \cdot 2,5 \cos 20^\circ = 42,2861 \text{ mm}$ $d_{g2} = 54 \cdot 2,5 \cos 20^\circ = 126,8585 \text{ mm}$
Jarak bagi	$t_0 = \pi m$	$t_0 = \pi \cdot 2,5 = 7,8539 \text{ mm}$
Jarak bagi normal	$t_g = \pi m \cos \phi$	$t_g = \pi \cdot 2,5 \cos 20^\circ = 7,3803 \text{ mm}$
Tinggi gigi	$H = 2m + C_k (C_k = 0,25m)$	$H = 2 \cdot 2,5 + (0,25 \cdot 2,5) = 5,625 \text{ mm}$
Diameter kaki	$d_{f1} = (z_1 - 2)m - 2 \cdot C_k$ $d_{f2} = (z_2 - 2)m - 2 \cdot C_k$	$d_{f1} = (18 - 2)2,5 - 2 \cdot 0,25 = 39,5 \text{ mm}$ $d_{f2} = (54 - 2)2,5 - 2 \cdot 0,25 = 129,5 \text{ mm}$

Material pinion S35C dengan kekuatan tarik: $\sigma_{B1} = 52 \text{ kg/mm}^2$ dan tegangan lentur yang diizinkan, S35C: $\sigma_{a1} = 26 \text{ kg/mm}^2$. Material roda gigi besar FC30 dengan kekuatan tarik: $\sigma_{B2} = 30 \text{ kg/mm}^2$ dan tegangan lentur yang diizinkan, FC30: $\sigma_{a2} = 15 \text{ kg/mm}^2$. Faktor tegangan kontak diambil antara baja dengan kekerasan ($200 H_B$) dengan besi cor, maka $k_H = 0,079 \text{ kg/mm}^2$

Berdasarkan tabel faktor bentuk gigi $Y_1 = 0,308$ dan $Y_2 = \frac{(54-50)}{(60-50)} (0,421 - 0,408) + 0,408 = 0,413$

Kecepatan keliling $v_1 = \frac{\pi d_{b1} n_1}{60 \cdot 1000} = \frac{\pi \cdot 45 \cdot 38,8}{60 \cdot 1000} = 0,0914 \text{ m/s}$ dan $v_2 = \frac{\pi d_{b2} n_2}{60 \cdot 1000} = \frac{\pi \cdot 135 \cdot 38,8}{60 \cdot 1000} = 0,2746 \text{ m/s}$

Faktor dinamis roda gigi untuk kategori kecepatan rendah ($< 0,5 \text{ m/s}$)

$f_{v1} = \frac{3}{3+v_1} = \frac{3}{3+0,0914} = 0,9704$ dan $f_{v2} = \frac{3}{3+v_2} = \frac{3}{3+0,2746} = 0,9161$

Beban lentur yang diizinkan per satuan lebar

$F'_{a1} = \sigma_{a1} \cdot m \cdot Y_1 \cdot f_{v1} = 26 \cdot 2,5 \cdot 0,308 \cdot 0,9704 = 19,4274 \text{ kg/mm}^2$

$F'_{b2} = \sigma_{a2} \cdot m \cdot Y_2 \cdot f_{v2} = 15 \cdot 2,5 \cdot 0,413 \cdot 0,9161 = 14,1880 \text{ kg/mm}^2$

Beban permukaan yang diizinkan persatuan satuan lebar gigi

$F'_{H1} = f_{v1} \cdot k_H \cdot d_{b1} \cdot \frac{2z_2}{z_2+z_2} = 0,9704 \cdot 0,079 \cdot 45 \cdot \frac{2 \cdot 54}{54+18} = 5,1746 \text{ kg/mm}^2$

$F'_{H2} = f_{v2} \cdot k_H \cdot d_{b2} \cdot \frac{2z_2}{z_2+z_2} = 0,9161 \cdot 0,079 \cdot 135 \cdot \frac{2 \cdot 54}{54+18} = 14,6553 \text{ kg/mm}^2$

Torsi yang bekerja pada pinion $T = \frac{P \cdot 60}{2\pi N_p} = \frac{216 \cdot 60}{2 \cdot \pi \cdot 38,8} = 53,161 \text{ N} \cdot \text{m}$

Beban tangensial yang terjadi $W_T = \frac{T}{D_p/2} = \frac{53,161}{0,045/2} = 2362,71 \text{ N}$

Beban normal pada roda gigi besar $W_N = \frac{W_T}{\cos \phi} = \frac{2362,71}{\cos 20^\circ} = 2514,3434 \text{ N}$

Beban pada bantalan roda gigi $W_R = W_N \cdot \sin \phi = 2514,3434 \cdot \sin 20^\circ = 859,9561 \text{ N} = 0,8599 \text{ kN}$

Pengecekan kesesuaian $\frac{b}{m} = \frac{25}{2,5} = 10 \text{ OK (6-10)}$ dan $\frac{d}{b} = \frac{45}{25} = 1,8 > 1,5$

- Perancangan poros untuk susunan roda gigi A-B

Material poros adalah S35C-D JIS G 3213 perlakuan panas tanpa dilunakan dengan Kekuatan tarik (σ_B) = 72 kg/mm^2 , Faktor keamanan (Sf_1) = 6 dan $Sf_2 = 2$, Tegangan lentur ijin (τ_a) = $72/(6 \times 2) = 6 \text{ kg/mm}^2$.

Momen puntir pada poros pinion

$$T_1 = 9,74 \cdot 10^5 \cdot \frac{P_d}{n_1} = 9,74 \cdot 10^5 \cdot \frac{0,216}{38,8} = 5422,268 \text{ kg} \cdot \text{mm}$$

Momen puntir pada poros roda gigi besar

$$T_2 = 9,74 \cdot 10^5 \cdot \frac{P_d}{n_2} = 9,74 \cdot 10^5 \cdot \frac{0,216}{38,8/3} = 16266,8041 \text{ kg} \cdot \text{mm}$$

Diameter minimum untuk poros pinion A

$$d_{s1} = \left[\frac{5,1}{\tau_a} \cdot K_t \cdot C_b \cdot T_1 \right]^{\frac{1}{3}} = \left[\frac{5,1}{6} \cdot 1,5 \cdot 2 \cdot 5422,268 \right]^{\frac{1}{3}} = 24,0016 \text{ mm} = 30 \text{ mm}$$

Diameter minimum untuk poros roda gigi besar B

$$d_{s2} = \left[\frac{5,1}{\tau_a} \cdot K_t \cdot C_b \cdot T_2 \right]^{\frac{1}{3}} = \left[\frac{5,1}{6} \cdot 1,5 \cdot 2 \cdot 16266,8041 \right]^{\frac{1}{3}} = 34,6163 \text{ mm} = 35 \text{ mm}$$

- Perancangan susunan roda gigi C-D

Daya transmisi pinion (P) = 0,216 kW = 216 W. Kecepatan putar (N_p) = 38,8/3 = 12,93 rpm. Rasio roda gigi terhadap pinion (G) = 3. Jarak antar center (L) = 80 mm (direncanakan). Sudut tekan roda gigi (ϕ) = 20° (direncanakan).

Jumlah minimum gigi pada pinion

$$T_p = \frac{2 A_w}{G \left[\sqrt{1 + \frac{1}{G} \left(\frac{1}{G} + 2 \right) \sin^2 \phi} - 1 \right]} = \frac{2 \cdot 1}{3 \left[\sqrt{1 + \frac{1}{3} \left(\frac{1}{3} + 2 \right) (\sin 20^\circ)^2} - 1 \right]} = \frac{2}{0,1335} = 14,98 = 15$$

Diketahui bahwa $L = 80 = \frac{D_G}{2} + \frac{D_P}{2} = \frac{3D_P}{2} + \frac{D_P}{2} = 2D_P$. Maka $80 = 2D_P$ atau $D_P = \frac{80}{2} = 40$

kemudian dapat diketahui bahwa $m = D_P/T_P$. Dimana D_P adalah Diameter pinion rencana = 40 mm, sehingga $m = D_P/T_P = 40/15 = 2,6$, diambil $m = 3$. Jumlah gigi untuk pinion $T_P = D_P/m = 40/3 = 13,3$ diambil 18 (menyesuaikan dimensi poros pada perhitungan selanjutnya). Jumlah roda gigi besar $T_G = G \cdot T_P = 3 \cdot 18 = 54$. Tebal gigi (b) = $6m = 6 \cdot 3 = 24 \text{ mm} = 25 \text{ mm}$

Tabel 2. Ukuran susunan roda gigi C-D

Diameter lingkaran jarak bagi	$d_{b1} = z_1 \cdot m$ $d_{b2} = z_2 \cdot m$	$d_{01} = 18 \cdot 3 = 54 \text{ mm}$ $d_{02} = 54 \cdot 3 = 162 \text{ mm}$
Jarak sumbu poros	$a_0 = \frac{z_1 + z_2}{2} \cdot m$	$a_0 = \frac{18+54}{2} \cdot 3 = 108 \text{ mm}$
Diameter lingkaran kepala	$d_{k1} = (z_1 + 2)m$ $d_{k2} = (z_2 + 2)m$	$d_{k1} = (18 + 2)3 = 60 \text{ mm}$ $d_{k2} = (54 + 2)3 = 168 \text{ mm}$
Diameter lingkaran dasar	$d_{g1} = z_1 m \cos \phi$ $d_{g2} = z_2 m \cos \phi$	$d_{g1} = 18 \cdot 3 \cos 20^\circ = 50,7434 \text{ mm}$ $d_{g2} = 54 \cdot 3 \cos 20^\circ = 152,2302 \text{ mm}$
Jarak bagi	$t_0 = \pi m$	$t_0 = \pi \cdot 3 = 9,4247 \text{ mm}$
Jarak bagi normal	$t_g = \pi m \cos \phi$	$t_g = \pi \cdot 3 \cos 20^\circ = 8,8563 \text{ mm}$
Tinggi gigi	$H = 2m + C_k (C_k = 0,25m)$	$H = 2 \cdot 3 + (0,25 \cdot 3) = 6,75 \text{ mm}$
Diameter kaki	$d_{f1} = (z_1 - 2)m - 2 \cdot C_k$ $d_{f2} = (z_2 - 2)m - 2 \cdot C_k$	$d_{f1} = (18 - 2)3 - 2 \cdot 0,25 = 47,5 \text{ mm}$ $d_{f2} = (54 - 2)3 - 2 \cdot 0,25 = 155,5 \text{ mm}$

Material pinion S35C dengan kekuatan tarik: $\sigma_{B1} = 52 \text{ kg/mm}^2$ dan tegangan lentur yang diizinkan, S35C: $\sigma_{a1} = 26 \text{ kg/mm}^2$. Material roda gigi besar FC30 dengan kekuatan tarik: $\sigma_{B2} = 30 \text{ kg/mm}^2$ dan tegangan lentur yang diizinkan, FC30: $\sigma_{a2} = 15 \text{ kg/mm}^2$. Faktor tegangan kontak diambil antara baja dengan kekerasan (200 H_B) dengan besi cor, maka $k_H = 0,079 \text{ kg/mm}^2$

Berdasarkan tabel faktor bentuk gigi $Y_1 = 0,308$ dan $Y_2 = \frac{(54-50)}{(60-50)} (0,421 - 0,408) + 0,408 = 0,413$

Kecepatan keliling pinion-C $v_1 = \frac{\pi d_{b1} n_1}{60 \cdot 1000} = \frac{\pi \cdot 54 \cdot 12,93}{60 \cdot 1000} = 0,0365 \text{ m/s}$

Kecepatan keliling roda gigi bear-D $v_2 = \frac{\pi d_{b2} n_1}{60 \cdot 1000} = \frac{\pi \cdot 162 \cdot 12,93}{60 \cdot 1000} = 0,1096 \text{ m/s}$

Faktor dinamis roda gigi untuk kategori kecepatan rendah ($< 0,5 \text{ m/s}$)

$$f_{v1} = \frac{3}{3+v_1} = \frac{3}{3+0,0365} = 0,9879 \text{ dan } f_{v2} = \frac{3}{3+v_2} = \frac{3}{3+0,1096} = 0,9647$$

Beban lentur yang diizinkan per satuan lebar

$$F'_{b1} = \sigma_{a1} \cdot m \cdot Y_1 \cdot f_{v1} = 26 \cdot 3 \cdot 0,308 \cdot 0,9879 = 23,7333 \text{ kg/mm}^2$$

$$F'_{b2} = \sigma_{a2} \cdot m \cdot Y_2 \cdot f_{v2} = 15 \cdot 3 \cdot 0,413 \cdot 0,9647 = 17,9289 \text{ kg/mm}^2$$

Beban permukaan yang diizinkan persatuan satuan lebar gigi

$$F'_{H1} = f_{v1} \cdot k_H \cdot d_{b1} \cdot \frac{2z_2}{z_2+z_2} = 0,9704 \cdot 0,079 \cdot 45 \cdot \frac{2 \cdot 54}{54+18} = 5,1746 \text{ kg/mm}^2$$

$$F'_{H2} = f_{v2} \cdot k_H \cdot d_{b2} \cdot \frac{2z_2}{z_2+z_2} = 0,9161 \cdot 0,079 \cdot 135 \cdot \frac{2 \cdot 54}{54+18} = 14,6553 \text{ kg/mm}^2$$

$$\text{Torsi yang bekerja pada pinion } T = \frac{P \cdot 60}{2\pi N_p} = \frac{216 \cdot 60}{2 \cdot \pi \cdot 12,93} = 159,5242 \text{ N} - \text{m}$$

$$\text{Beban tangensial yang terjadi } W_T = \frac{T}{D_p/2} = \frac{199,1837}{0,054/2} = 5908,3037 \text{ N}$$

$$\text{Beban normal pada roda gigi besar } W_N = \frac{W_T}{\cos \phi} = \frac{5908,3037}{\cos 20^\circ} = 6287,4854 \text{ N}$$

$$\text{Beban pada bantalan roda gigi } W_R = W_N \cdot \sin \phi = 6287,4854 \cdot \sin 22,5^\circ = 2150,4466 \text{ N} = 2,15 \text{ kN}$$

$$\text{Pengecekan kesesuaian } \frac{b}{m} = \frac{25}{3} = 8,3 \text{ OK (6-10) dan } \frac{d}{b} = \frac{54}{25} = 2,16 > 1,5$$

- Perancangan poros untuk susunan roda gigi C-D

Material poros adalah S35C-D JIS G 3213 perlakuan panas tanpa dilunakan dengan Kekuatan tarik (σ_B) = 72 kg/mm², Faktor keamanan (Sf_1) = 6 dan $Sf_2 = 2$, Tegangan lentur ijin (τ_a) = 72/(6 × 2) = 6 kg/mm².

Momen puntir pada poros pinion

$$T_1 = 9,74 \cdot 10^5 \cdot \frac{P_d}{n_1} = 9,74 \cdot 10^5 \times \frac{0,216}{38,8/3} = 16266,8081 \text{ kg} \cdot \text{mm}$$

Momen puntir pada poros roda gigi besar

$$T_2 = 9,74 \cdot 10^5 \cdot \frac{P_d}{n_2} = 9,74 \cdot 10^5 \cdot \frac{0,216}{(38,8/3)/3} = 48800,4123 \text{ kg} \cdot \text{mm}$$

Diameter poros untuk pinion dan roda gigi besar

Dengan K_t = Faktor koreksi dikenakan secara halus = 1,5 dan C_b = Faktor perkiraan beban lentur = 2

Diameter minimum untuk poros pinion C

$$d_{s1} = \left[\frac{5,1}{\tau_a} \cdot K_t \cdot C_b \cdot T_1 \right]^{\frac{1}{3}} = \left[\frac{5,1}{6} \cdot 1,5 \cdot 2 \cdot 16266,8041 \right]^{\frac{1}{3}} = 34,6163 \text{ mm} = 35 \text{ mm}$$

Diameter minimum untuk poros roda gigi besar D

$$d_{s2} = \left[\frac{5,1}{\tau_a} \cdot K_t \cdot C_b \cdot T_2 \right]^{\frac{1}{3}} = \left[\frac{5,1}{6} \cdot 1,5 \cdot 2 \cdot 48800,4123 \right]^{\frac{1}{3}} = 49,92 \text{ mm} = 50 \text{ mm}$$

e. Perancangan bantalan gelinding poros roda gigi

Telah diketahui dimensi susunan roda gigi A-B dan susunan roda gigi C-D beserta porosnya. Kemudian sekarang adalah perhitungan untuk bantalan poros untuk susunan roda gigi tersebut. Berikut adalah perhitungannya:

- Bantalan gelinding untuk poros-I

Kecepatan poros (N) = 38,8 rpm

Beban radial roda gigi-A terhadap bantalan (W) = 0,8599 kN

Jarak roda gigi A ke bantalan 1a (a) = 42,5 mm (dirancang)

Jarak roda gigi A ke bantalan 1b (b) = 77,5 mm (dirancang)

Jarak bantalan 1a ke bantalan 1b (l) = 120 mm (dirancang)

Umur pakai (L_H) = 24000 hour (dirancang)

Reliability (kehandalan) (R_1) = 99% (dirancang)

Reliability (kehandalan) (R_2) = 90% (dirancang)

Pertimbangan penyesuaian masa pakai terhadap kondisi operasi dan material bernilai 0,9 dan 0,85

$$\text{Beban radial pada bantalan-1a } W_a = W \cdot \frac{b}{l} = 0,8599 \cdot \frac{77,5}{120} = 0,5553 \text{ kN}$$

$$\text{Beban radial pada bantalan-1b } W_b = W - W_a = 0,8599 - 0,5778 = 0,3046 \text{ kN}$$

$$\text{Umur bantalan untuk kehandalan 99\% } L_{99} = 60N \cdot L_H = 60 \cdot 38,8 \cdot 24000 = 55,872 \cdot 10^6 \text{ rev}$$

Mempertimbangkan faktor penyesuaian usia untuk kondisi operasi dan material masing-masing 0,9 dan 0,85 dengan nilai $b = 1,17$, dipertimbangkan sebagai berikut:

$$\frac{L_{99}}{L_{90}} = \left[\frac{\log_e(1/R)}{\log_e(1/R_{90})} \right]^{\frac{1}{b}} \cdot 0,9 \cdot 0,85 = \left[\frac{\log_e(1/0,99)}{\log_e(1/0,9)} \right]^{1,17} \cdot 0,9 \cdot 0,85 = 0,1026$$

$$L_{90} = L_{99}/0,1026 = 55,872 \cdot 10^6 / 0,1026 = 544,5614 \cdot 10^6 \text{ rev}$$

$$\text{Dinamic load untuk bantalan gelinding 1a } C_a = W_a \left[\frac{L_{90}}{10^6} \right]^{1/k} = 0,5553 \left[\frac{544,5614 \cdot 10^6}{10^6} \right]^{1/3} = 4,5346 \text{ kN}$$

$$\text{Dinamic load untuk bantalan gelinding 1b } C_b = W_b \left[\frac{L_{90}}{10^6} \right]^{1/k} = 0,3046 \left[\frac{544,5614 \cdot 10^6}{10^6} \right]^{1/3} = 2,4873 \text{ kN}$$

Berdasarkan perhitungan maka diambil bearing untuk diameter poros-I 30 mm dengan tipe *sealed double row angular contact ball bearing* 3206 A-2RS1 dengan *Dinamic load* sebesar 30 kN. OK

- Bantalan gelinding untuk poros-II

$$\text{Kecepatan poros } (N) = 38,8 \cdot 18/54 = 12,93 \text{ rpm}$$

$$\text{Beban radial roda gigi-B terhadap bantalan } (W_1) = 0,8599 \text{ kN}$$

$$\text{Beban radial roda gigi-C terhadap bantalan } (W_2) = 2,15 \text{ kN}$$

$$\text{Jarak roda gigi B ke bantalan 2a } (a_1) = 42,5 \text{ mm (dirancang)}$$

$$\text{Jarak roda gigi C ke bantalan 2a } (a_2) = 77,5 \text{ mm (dirancang)}$$

$$\text{Jarak roda gigi B ke bantalan 2b } (b_1) = 77,5 \text{ mm (dirancang)}$$

$$\text{Jarak roda gigi C ke bantalan 2b } (b_2) = 42,5 \text{ mm (dirancang)}$$

$$\text{Jarak bantalan 2a ke bantalan 2b } (l) = 120 \text{ mm (dirancang)}$$

$$\text{Umur pakai } (L_H) = 24000 \text{ hour (dirancang)}$$

Reliability (kehandalan) (R_1) = 99% (dirancang)

Reliability (kehandalan) (R_2) = 90% (dirancang)

Pertimbangan penyesuaian masa pakai terhadap kondisi operasi dan material bernilai 0,9 dan 0,85

Beban radial pada bantalan-2a

$$W_a = \left(W_1 \cdot \frac{b_1}{l} \right) + \left(W_2 \cdot \frac{b_2}{l} \right) = \left(0,8599 \cdot \frac{77,5}{120} \right) + \left(2,15 \cdot \frac{42,5}{120} \right) = 1,3168 \text{ kN}$$

$$\text{Beban radial pada bantalan-2b } W_b = (W_1 + W_2) - W_a = (0,8599 + 2,15) - 1,3168 = 1,6931 \text{ kN}$$

$$\text{Umur bantalan untuk kehandalan 99\% } L_{99} = 60N \cdot L_H = 60 \cdot 12,93 \cdot 24000 = 18,6192 \times 10^6 \text{ rev}$$

Mempertimbangkan faktor penyesuaian usia untuk kondisi operasi dan material masing-masing 0,9 dan 0,85 dengan nilai $b = 1,17$, dipertimbangkan sebagai berikut:

$$\frac{L_{99}}{L_{90}} = \left[\frac{\log_e(1/R)}{\log_e(1/R_{90})} \right]^{\frac{1}{b}} \cdot 0,9 \cdot 0,85 = \left[\frac{\log_e(1/0,99)}{\log_e(1/0,9)} \right]^{1,17} \cdot 0,9 \cdot 0,85 = 0,1026$$

$$L_{90} = L_{99}/0,1026 = 18,6192 \cdot 10^6 / 0,1026 = 181,4736 \cdot 10^6 \text{ rev}$$

$$\text{Dinamic load untuk bantalan gelinding-2a } C_a = W_a \left[\frac{L_{90}}{10^6} \right]^{1/k} = 1,3168 \left[\frac{181,4736 \cdot 10^6}{10^6} \right]^{1/3} = 7,4551 \text{ kN}$$

$$\text{Dinamic load untuk bantalan gelinding-2b } C_b = W_b \left[\frac{L_{90}}{10^6} \right]^{1/k} = 1,6931 \left[\frac{181,4736 \cdot 10^6}{10^6} \right]^{1/3} = 9,5856 \text{ kN}$$

Berdasarkan perhitungan maka diambil bearing untuk diameter poros 35 mm dengan tipe *sealed double row angular contact ball bearing* 3207 A-2RS1 dengan *Dinamic load* sebesar 40 kN. OK

- Bantalan gelinding untuk poros-III

$$\text{Kecepatan poros } (N) = 38,8 \cdot 18/54 \cdot 18/54 = 4,31 \text{ rpm}$$

Beban radial roda gigi-A terhadap bantalan (W) = 2,15 kN

Jarak roda gigi D ke bantalan 3a (a) = 77,5 mm (dirancang)

Jarak roda gigi D ke bantalan 3b (b) = 42,5 mm (dirancang)

Jarak bantalan 3a ke bantalan 3b (l) = 120 mm (dirancang)

Umur pakai (L_H) = 24000 hour (dirancang)

Reliability (kehandalan) (R_1) = 99% (dirancang)

Reliability (kehandalan) (R_2) = 90% (dirancang)

Pertimbangan penyesuaian masa pakai terhadap kondisi operasi dan material bernilai 0,9 dan 0,85

Beban radial pada bantalan-3a $W_a = W \cdot \frac{b}{l} = 2,15 \cdot \frac{42,5}{120} = 0,7614$ kN

Beban radial pada bantalan-3b $W_b = W - W_a = 2,15 - 0,7614 = 1,3886$ kN

Umur bantalan untuk kehandalan 99% $L_{99} = 60 \cdot 4,31 \cdot 24000 = 6,2064 \times 10^6$ rev

Mempertimbangkan faktor penyesuaian usia untuk kondisi operasi dan material masing-masing 0,9 dan 0,85 dengan nilai $b = 1,17$, dipertimbangkan sebagai berikut:

$$\frac{L_{99}}{L_{90}} = \left[\frac{\log_e(1/R)}{\log_e(1/R_{90})} \right]^{\frac{1}{b}} \cdot 0,9 \cdot 0,85 = \left[\frac{\log_e(1/0,99)}{\log_e(1/0,9)} \right]^{\frac{1}{1,17}} \cdot 0,9 \cdot 0,85 = 0,1026$$

$$L_{90} = L_{99} / 0,1026 = 6,2064 \cdot 10^6 / 0,1026 = 60,4912 \cdot 10^6 \text{ rev}$$

$$\text{Dinamic load untuk bantalan gelinding-3a } C_a = W_a \left[\frac{L_{90}}{10^6} \right]^{1/k} = 0,7614 \left[\frac{60,4912 \cdot 10^6}{10^6} \right]^{1/3} = 2,9888 \text{ kN}$$

$$\text{Dinamic load untuk bantalan gelinding-3b } C_b = W_b \left[\frac{L_{90}}{10^6} \right]^{1/k} = 1,3886 \left[\frac{60,4912 \cdot 10^6}{10^6} \right]^{1/3} = 5,4509 \text{ kN}$$

Berdasarkan perhitungan maka diambil bearing untuk diameter poros 50 mm dengan tipe *sealed double row angular contact ball bearing* 3210 A-2RS1 dengan *Dinamic load* sebesar 51 kN. OK

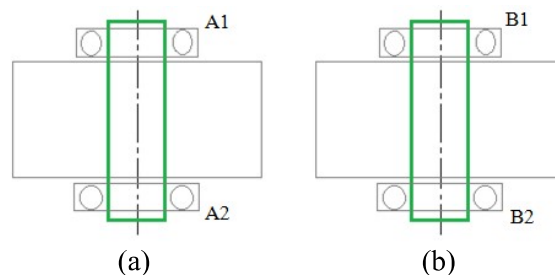
f. Perancangan Poros Roda Dan Bantalan Poros Roda

Pada perancangan ini, *jib crane* akan memiliki dua roda dimana masing-masing poros roda akan menerima beban lentur sama rata namun untuk roda yang berhubungan langsung dengan sistem slewing akan menerima beban puntur.

Bobot muatan (Q) = 4000 kg

Bobot struktur yang di putar (G_1) = 330 + 974,856 = 1304,856 = 1350 kg

Maka $W = (Q + G_1)/2 = (4000 + 1350)/2 = 2675$ kg



Gambar 4. (a) Poros roda pengikut; (b) Poros roda pejalan

- Poros roda pengikut

Pada roda 1 dirancang hanya menerima beban lentur murni dengan jarak bantalan radial (j) = 150 mm dengan material S45C memiliki $\sigma_B = 58$ kg/mm². Perhitungannya adalah sebagai berikut:

$$\text{Section modulud } Z = \frac{\pi}{32} \cdot d^3 = 0,0982d^3$$

$$\text{Momen bending yang terjadi } M = \frac{W \cdot j}{4} = \frac{2675 \cdot 150}{4} = 100312,5 \text{ kg} \cdot \text{mm}$$

$$\text{Tegangan bending yang terjadi } 58 = \frac{M}{Z} = \frac{100312,5}{0,0982d^3}$$

$$\text{Maka } d = \sqrt[3]{\frac{1021512,22}{58}} = 26,0178 \text{ mm} = 30 \text{ mm} = 40 \text{ mm}$$

- Bantalan poros roda pengikut

$$\text{Kecepatan poros } (N) = 38,8 \cdot 18/54 \cdot 18/54 = 4,31 \text{ rpm}$$

$$\text{Beban radial roda terhadap bantalan } (W) = 2675 \text{ kg} = 26,2328 \text{ kN}$$

$$\text{Jarak roda ke bantalan A1 } (a) = 75 \text{ mm (dirancang)}$$

$$\text{Jarak roda ke bantalan A2 } (b) = 75 \text{ mm (dirancang)}$$

$$\text{Jarak bantalan A1 ke bantalan A2 } (l) = 150 \text{ mm (dirancang)}$$

$$\text{Umur pakai } (L_H) = 24000 \text{ hour (dirancang)}$$

$$\text{Reliability (kehandalan) } (R_1) = 99\% \text{ (dirancang)}$$

$$\text{Reliability (kehandalan) } (R_2) = 90\% \text{ (dirancang)}$$

Pertimbangan penyesuaian masa pakai terhadap kondisi operasi dan material bernilai 0,9 dan 0,85

$$\text{Beban radial pada bantalan-A1 dan A2 } W_a = W_b = W \cdot \frac{b}{l} = 26,2328 \times \frac{75}{150} = 13,1164 \text{ kN}$$

$$\text{Umur bantalan untuk kehandalan 99\% } L_{99} = 60 \cdot 4,31 \cdot 24000 = 6,2064 \times 10^6 \text{ rev}$$

Mempertimbangkan faktor penyesuaian usia untuk kondisi operasi dan material masing-masing 0,9 dan 0,85 dengan nilai $b = 1,17$, dipertimbangkan sebagai berikut:

$$\frac{L_{99}}{L_{90}} = \left[\frac{\log_e(1/R)}{\log_e(1/R_{90})} \right]^{\frac{1}{b}} \cdot 0,9 \cdot 0,85 = \left[\frac{\log_e(1/0,99)}{\log_e(1/0,9)} \right]^{1,17} \cdot 0,9 \cdot 0,85 = 0,1026$$

$$L_{90} = L_{99}/0,1026 = 6,2064 \cdot 10^6 / 0,1026 = 60,4912 \cdot 10^6 \text{ rev}$$

Dinamic load untuk bantalan gelinding-A1 dan A2

$$C_a = W_a \left[\frac{L_{90}}{10^6} \right]^{1/k} = 13,1164 \left[\frac{60,4912 \cdot 10^6}{10^6} \right]^{1/3} = 51,4887 \text{ kN}$$

Berdasarkan perhitungan untuk bearing tipe *sealed double row angular contact ball bearing* dengan minimum *Dinamic load* 51,4887 kN terdapat bada bearing dengan diameter *iner* 40 mm maka dari perhitungan sebelumnya diameter poros 30 mm harus menyesuaikan diameter *iner* bearing sehingga diambil untuk diameter poros 30 mm menjadi 40 mm dengan tipe *sealed double row angular contact ball bearing* 3308 A-2RS1 dengan *Dinamic load* sebesar 64 kN. OK

- Poros roda pejalan

Pada roda pejalan dirancang hanya menerima beban lentur dan beban puntir dikarenakan pada poros roda tersebut akan dipasang sistem penggerak putar sehingga poros roda juga menerima beban puntir dengan jarak bantalan radial (j) = 150 mm dengan material S45C memiliki $\sigma_B = 58 \text{ kg/mm}^2$, Kekuatan tarik ijin (σ_a) = $\frac{\sigma_B}{sf} = \frac{58}{6} = 9,6 \text{ kg/mm}^2$, Tegangan geser ijin (τ_a) diambil sebesar $(0,5 - 0,75)\sigma_a = 0,5 \cdot 9,6 = 4,83 \text{ kg/mm}^2$. Daya yang ditranmisi (P) = 0,216 kW. Putaran *input* (n_1) = 4,31 rpm. Diameter roda (D) = 200 mm = 0,2 m Perhitungannya adalah sebagai berikut:

$$\text{Momen puntir pada poros tranmisi } T = \frac{P \cdot 60}{2\pi N} = \frac{0,216 \cdot 60}{2\pi \cdot 4,31} = 0,4785 \text{ kg} \cdot \text{m}$$

$$\text{Momen puntir maksimal pada senter roda } M = \frac{W \cdot L}{4} = \frac{2675 \cdot 0,15}{4} = 100,3125 \text{ kg} \cdot \text{m}$$

Momen puntira yang setara

$$T_e = \sqrt{M^2 + T^2} = \sqrt{121,875^2 + 0,4785^2} = 121,8759 \text{ kg} \cdot \text{m} = 121,8759 \times 10^3 \text{ kg} \cdot \text{mm}$$

$$\text{Diketahui juga bahwa } T_e = \frac{\pi}{16} \cdot \tau \cdot d^3 \quad (5)$$

$$\text{Maka } 121,8764 \cdot 10^3 = \frac{\pi}{16} \cdot 4,83 \cdot d^3$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{121,8759 \cdot 10^3}{\frac{\pi}{16} \cdot 4,83}} = 50,4638 \text{ mm} = 55 \text{ mm}$$

- Bantalan poros roda pejalan

$$\text{Kecepatan poros } (N) = 38,8 \cdot 18/54 \cdot 18/54 = 4,31 \text{ rpm}$$

Beban radial roda terhadap bantalan (W) = 2675 kg = 26,2328 kN

Jarak roda ke bantalan B1 (a) = 75 mm (dirancang)

Jarak roda ke bantalan B2 (b) = 75 mm (dirancang)

Jarak bantalan B1 ke bantalan B2 (l) = 150 mm (dirancang)

Umur pakai (L_H) = 24000 hour (dirancang)

Reliability (kehandalan) (R_1) = 99% (dirancang)

Reliability (kehandalan) (R_2) = 90% (dirancang)

Pertimbangan penyesuaian masa pakai terhadap kondisi operasi dan material bernilai 0,9 dan 0,85

Beban radial pada bantalan-B1 dan B2 $W_a = W_b = W \cdot \frac{b}{l} = 26,2328 \cdot \frac{75}{150} = 13,1164 \text{ kN}$

Umur bantalan untuk kehandalan 99% $L_{99} = 60 \cdot 4,31 \cdot 24000 = 6,2064 \times 10^6 \text{ rev}$

Mempertimbangkan faktor penyesuaian usia untuk kondisi operasi dan material masing-masing 0,9 dan 0,85 dengan nilai $b = 1,17$, dipertimbangkan sebagai berikut:

$$\frac{L_{99}}{L_{90}} = \left[\frac{\log_e(1/R)}{\log_e(1/R_{90})} \right]^{\frac{1}{b}} \cdot 0,9 \cdot 0,85 = \left[\frac{\log_e(1/0,99)}{\log_e(1/0,9)} \right]^{1,17} \cdot 0,9 \cdot 0,85 = 0,1026$$

$$L_{90} = L_{99} / 0,1026 = 6,2064 \cdot 10^6 / 0,1026 = 60,4912 \cdot 10^6 \text{ rev}$$

Dinamic load untuk bantalan gelinding-B1 dan B2

$$C_a = W_a \left[\frac{L_{90}}{10^6} \right]^{1/k} = 13,1164 \left[\frac{60,4912 \cdot 10^6}{10^6} \right]^{1/3} = 51,4887 \text{ kN}$$

Berdasarkan perhitungan untuk bearing maka diambil bearing untuk diameter poros 55 mm dengan tipe *sealed double row angular contact ball bearing* 3311 A-2RS1 dengan *Dinamic load* sebesar 112 kN. OK

g. Pembahasan

Pada perancangan ini diawali dengan adanya permasalahan spesifikasi motor dan kecepatan gerak *slewing* yang tidak sesuai. Kemudian dilakukan langkah *Redesain* untuk *slewing system* dengan langkah perhitungan daya yang dibutuhkan dan penambahan komponen *gear box* pada *slewing system*. Berdasarkan data perancangan yang sudah diperoleh, selanjutnya dapat dilakukan perhitungan-perhitungan yang diawali dengan perhitungan daya motor yang diperlukan untuk memutar unit. Dari perhitungan diperoleh daya yang diperlukan sebesar **0,215806 Kw** sehingga dipilih motor *drive* Stahl dengan tipe SF 25228313 mempunyai *double speed* dengan daya 0,32 kW pada kecepatan 9,7 rpm dan 1,25 kW pada kecepatan 38,8 rpm.

Setelah diketahui spesifikasi motor yang digunakan selanjutnya dilakukan perhitungan untuk merencanakan *gear box*. *Gear box* akan mereduksi kecepatan putaran dan torsi motor sebagai *input gear box* sehingga menghasilkan kecepatan putaran dan torsi *output gear box* yang diperlukan sistem. Dirancang *gear box* terdiri atas komponen utama yang terdiri dari pinion, roda gigi besar, poros dan bantalan gelinding. Dari perhitungan diperoleh reduksi *gear box* memiliki rasio 1:9. Rekanan susunan roda gigi berturut-turut 18:54 dan 18:54 yang dapat menghasilkan putaran *output* 4,2773 rpm. S35C digunakan sebagai material pinion dan poros-poros roda gigi dan material FC-30 digunakan untuk roda gigi besar. Dari perhitungan susunan roda gigi didapat beban pada bantalan roda gigi sebagai acuan perhitungan untuk menentukan spesifikasi bantalan gelinding yang akan digunakan.

Kemudian setelah diperoleh kecepatan dan torsi *output* dari *gear box* selanjutnya dapat dihitung untuk menentukan dimensi dan material poros roda. Poros roda penggerak didesain dapat menerima beban lentur dan beban puntir, sementara untuk poros roda pengikut dirancang hanya dapat menerima beban lentur. Diperoleh material poros roda penggerak dengan diameter 55 mm dan poros roda pengikut berdiameter 40 mm menggunakan material S45C.

KESIMPULAN

- Pada *slewing system* membutuhkan daya motor sebesar **0,215806 Kw**. Maka pada perancangan ini dipilih motor *drive* Stahl dengan tipe SF 25228313 mempunyai *double speed* dengan daya 0,32 kW pada kecepatan 9,7 rpm dan 1,25 kW pada kecepatan 38,8 rpm.

- b) *Gear box* memiliki rasio 1:9 dengan rekayasa susunan roda gigi berturut-turut 18:54 dan 18:54 yang dapat menghasilkan putaran roda 4,2773 rpm. Diameter poros roda gigi A, B, C dan D berturut-turut adalah 30 mm, 35 mm, 35 mm dan 50 mm. S35C digunakan sebagai material pinion dan poros-poros roda gigi dan material FC-30 digunakan untuk roda gigi besar. Bantalan gelinding yang digunakan adalah tipe *sealed double row angular contact ball bearing* 3206 A-2RS1, 3207 A-2RS1, 3210 A-2RS1 dengan umur pakai direncanakan 24000 *hour* dan kehandalan 90%.
- c) Poros roda pengikut memiliki diameter 40 mm, material yang digunakan S45C yang menumpu pada bantalan gelinding tipe *sealed double row angular contact ball bearing* 3308 A-2RS1. Poros roda pejalan memiliki diameter 55 mm, material yang digunakan S45C yang menumpu pada bantalan gelinding tipe *sealed double row angular contact ball bearing* 3311 A-2RS1 dengan umur pakai direncanakan 24000 *hour* dan kehandalan 90%.

DAFTAR PUSTAKA

- [1] N. Rudenko, *Mesin Pengangkat*. Jakarta: Pradnya Paramita, 1996.
- [2] M. A. Syamsir, *Pesawat-Pesawat Pengangkat*. Jakarta: CV. Rajawali Pers, 1990.
- [3] M. Dhanoosha and V. G. Reddy, "Detail Design and Analysis of A Free Standing I Beam Jib Crane," *Int. Res. J. Eng. Technol.*, vol. 3, no. 12, pp. 193–203, 2016.
- [4] J. K. Gupta and R. S. Khurmi, *Machine Design*. New Delhi: Eurasia Publishing House, 2005.
- [5] W. P. Marsis and D. Agung, "Analisa Perancangan Roda Gigi Lurus Menggunakan Mesin Konvensional," *J. MESIN Teknol.*, vol. 7, no. 2, pp. 056–067, Dec. 2013.
- [6] Sularso dan K. Suga, *Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Masin*. Jakarta: Pradnya Paramita, 2004.