

4. PERANCANGAN KOMPONEN – KOMPONEN ALAT BANTU PENGANGKAT BAN MOBIL

4.1 Menentukan Berat Maksimum Ban Mobil

Berdasarkan data diatas pada bagian 1.1. halaman 1, terdapat tiga kategori penyusunan ban mobil secara vertikal. Kategori pertama adalah tumpukan ban mobil yang berukuran kecil (ring 12” sampai 14”) maksimal disusun sepuluh tumpukan. Untuk kategori kedua, tumpukan ban mobil yang berukuran sedang (ring 15” sampai 17”) maksimal disusun delapan tumpukan. Sedangkan kategori ketiga, tumpukan ban mobil yang berukuran besar (ring 18” sampai 20”) maksimal disusun lima tumpukan.

Data dari hasil pengukuran yang didapat dari menimbang massa ban mobil sudah diketahui sebelumnya pada bagian 1.5. halaman 5, yaitu untuk massa ban mobil ukuran kecil (m_k) sebesar 12,1 kg, kemudian untuk massa ban mobil ukuran sedang (m_s) sebesar 28,3 kg, sedangkan untuk massa ban mobil ukuran besar (m_b) sebesar 55 kg.

Dalam perencanaan ini ditentukan tinggi efektif untuk menumpuk ban mobil (t_{ef}) adalah 2 m. Data tebal maksimal setiap ukuran ban mobil telah diketahui diatas pada bagian 1.5. halaman 5. Tebal maksimal ban mobil ukuran kecil (t_k) adalah 21 cm. Tebal maksimal ban mobil ukuran sedang (t_s) adalah 21 cm. Sedangkan tebal maksimal ban mobil ukuran besar (t_b) adalah 29 cm. Percepatan gravitasi pada gudang ban mobil (g) adalah 10 m/s^2 .

Menghitung jumlah tumpukan ban mobil ukuran kecil yang bisa disusun dalam satu bidang (n_k):

$$\begin{aligned} n_k &= \frac{t_{ef}}{t_k} \dots\dots\dots (1) \\ &= \frac{2}{0,21} \\ &= 9,524 \\ &= 9 \text{ tumpukan} \end{aligned}$$

Menghitung jumlah tumpukan ban mobil ukuran sedang yang bisa disusun dalam satu bidang (n_s):

$$\begin{aligned} n_s &= \frac{t_{ef}}{t_s} \\ &= \frac{2}{0,21} \\ &= 9,524 \\ &= 9 \text{ tumpukan} \end{aligned}$$

Karena jumlah tumpukan maksimal untuk ban mobil ukuran sedang adalah 8 sehingga $n_s = 8$ tumpukan.

Menghitung jumlah tumpukan ban mobil ukuran besar yang bisa disusun dalam satu bidang (n_b):

$$\begin{aligned} n_b &= \frac{t_{ef}}{t_b} \\ &= \frac{2}{0,29} \\ &= 6,897 \\ &= 6 \text{ tumpukan} \end{aligned}$$

Karena jumlah tumpukan maksimal untuk ban mobil ukuran besar adalah 5 sehingga $n_b = 5$ tumpukan.

Untuk menghitung berat maksimal ban mobil digunakan faktor beban kejut sebesar 1,2. [13] Menghitung berat maksimal ban mobil ukuran kecil (W_k):

$$\begin{aligned} W_k &= 1,2 \times m_k \times n_k \times g \dots\dots\dots (2) \\ &= 1,2 \times 12,1 \times 9 \times 10 \\ &= 1306,8 \text{ N} \end{aligned}$$

Menghitung berat maksimal ban mobil ukuran sedang (W_s):

$$\begin{aligned} W_s &= 1,2 \times m_s \times n_s \times g \\ &= 1,2 \times 28,3 \times 8 \times 10 \\ &= 2716,8 \text{ N} \end{aligned}$$

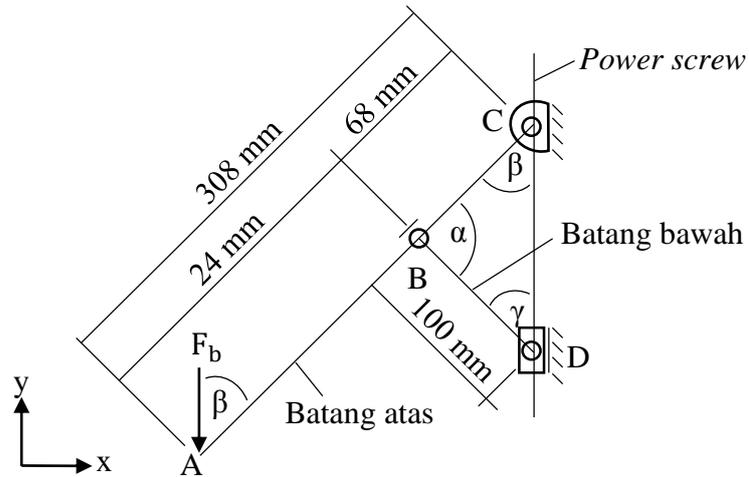
Menghitung berat maksimal ban mobil ukuran besar (W_b):

$$\begin{aligned}W_b &= 1,2 \times m_b \times n_b \times g \\ &= 1,2 \times 55 \times 5 \times 10 \\ &= 3300 \text{ N}\end{aligned}$$

Dari ketiga perhitungan diatas, berat ban mobil terbesar adalah ban mobil ukuran besar, yaitu (W_b) sebesar 3300 N.

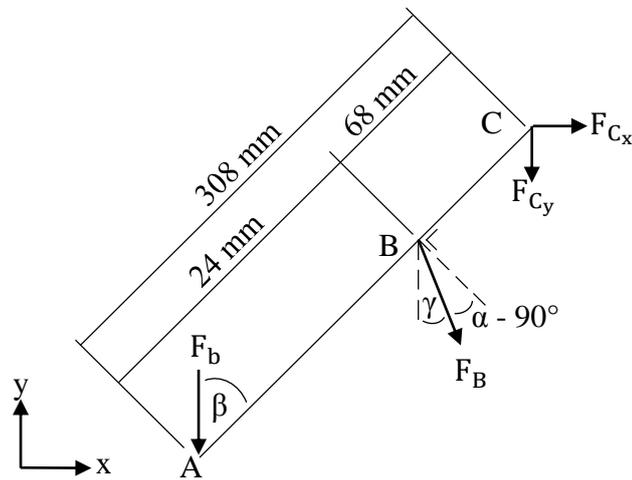
4.2. Rancangan Gripper

Gripper memiliki beberapa komponen, yaitu batang atas (A-C), batang bawah (B-D), pin (B, C dan D) dan *power screw*. *Gripper* dapat bergerak membuka dan menutup sesuai dengan kebutuhan untuk mengambil tumpukan ban mobil. *Gripper* bergerak membuka maksimum ketika mengambil ban mobil dengan ukuran yang paling besar. *Gripper* bergerak menutup maksimum ketika mengambil ban mobil dengan ukuran yang paling kecil. Perhitungan yang akan dilakukan menggunakan kondisi ketika *gripper* membuka maksimum karena *gripper* menahan berat ban mobil terbesar (W_b) pada posisi tersebut. Pada posisi membuka maksimum, batang atas membentuk sudut β sebesar $42,14^\circ$ terhadap *power screw*. Sedangkan batang bawah membentuk sudut γ sebesar $28,22^\circ$ terhadap *power screw*. Pada posisi yang sama, batang atas membentuk sudut α sebesar $109,63^\circ$ terhadap batang bawah. Arah gaya berat ban mobil terbesar (W_b) selalu ke arah vertikal ke bawah sehingga membentuk sudut β terhadap batang atas. Berat *gripper* diabaikan dalam perhitungan ini karena perbandingan antara berat *gripper* dan beban yang terjadi terlalu besar sehingga hanya beban yang terjadi pada *gripper* yang digunakan dalam perhitungan di bagian 4.2.



Gambar 4.1. Penyederhanaan gripper.

4.2.1. Menghitung Gaya Reaksi Pin



Gambar 4.2. Diagram bodi bebas batang atas.

Seperti ditunjukkan pada Gambar 3.3. gripper memiliki tiga batang atas sehingga setiap batang atas menahan sepertiga dari berat ban mobil terbesar (W_b). W_b telah dihitung sebelumnya pada bagian 4.1. halaman 20, yaitu sebesar 3300 N.

Menghitung gaya yang ditahan oleh satu batang atas (F_b):

$$\begin{aligned}
 F_b &= \frac{1}{3} \times W_b \\
 &= \frac{1}{3} \times 3300 \\
 &= 1100 \text{ N}
 \end{aligned}$$

Untuk mencari gaya reaksi pada pin B (F_B) dan C (F_C) dilakukan dengan cara menghitung momen yang ada di titik C (M_C) = 0. Selain itu juga menghitung

gaya yang ada di sumbu $x = 0$ dan di sumbu $y = 0$. Asumsi pin dipasang dengan baik sehingga $F_{B_x} = F_{C_x}$ dan momen yang searah jarum jam bernilai positif.

$$\Sigma M_C = 0 \dots\dots\dots (3)$$

$$-F_b \times \sin \beta \times 0,308 - F_B \times \cos(\alpha - 90^\circ) \times 0,068 = 0$$

$$-1100 \times \sin 42,14 \times 0,308 - F_B \times \cos(109,63 - 90^\circ) \times 0,068 = 0$$

$$-227,316 - F_B \times \cos 19,63^\circ \times 0,068 = 0$$

$$-0,064F_B = 227,316$$

$$F_B = -3551,813 \text{ N}$$

$$\Sigma F_x = 0 \dots\dots\dots (4)$$

$$F_B \times \sin \gamma + F_{C_x} = 0$$

$$-3551,813 \times \sin 28,22^\circ + F_{C_x} = 0$$

$$-1679,505 + F_{C_x} = 0$$

$$F_{C_x} = 1679,505 \text{ N}$$

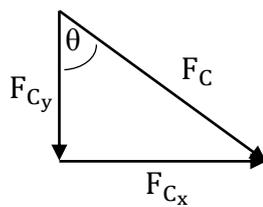
$$\Sigma F_y = 0$$

$$-F_b - F_B \times \cos \gamma - F_{C_y} = 0$$

$$-1100 - (-3551,813) \times \cos 28,22^\circ - F_{C_y} = 0$$

$$-1100 + 3129,639 - F_{C_y} = 0$$

$$F_{C_y} = 2029,639 \text{ N}$$



Gambar 4.3. Diagram gaya F_C .

$$\theta = \text{arctan} \left(\frac{F_{C_x}}{F_{C_y}} \right) \dots\dots\dots (5)$$

$$= \text{arctan} \left(\frac{1679,505}{2029,639} \right)$$

$$= \text{arctan } 0,827$$

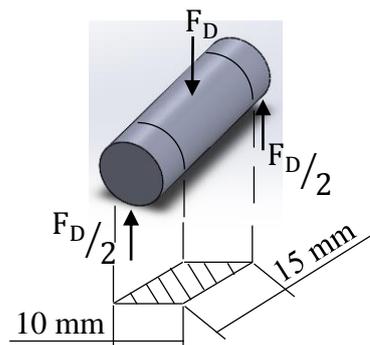
$$= 39,591^\circ$$

$$\begin{aligned}
 F_C &= \frac{F_{Cy}}{\cos \chi} \\
 &= \frac{2029,639}{\cos 39,591^\circ} \\
 &= 2633,797 \text{ N}
 \end{aligned}$$

Batang bawah (B-D) merupakan batang tekan sehingga gaya reaksi pin D (F_D) sama dengan gaya reaksi pin B (F_B) tetapi arah gaya reaksi pin D (F_D) berlawanan dengan gaya reaksi pin B (F_B). Gaya reaksi pin B (F_B) dan pin D (F_D) adalah yang terbesar, yaitu 3551,813 N.

4.2.2. Menghitung Tegangan yang Terjadi pada Pin

Sesuai acuan pada buku *Strength of Materials For Polytechnic* pin pada gripper mendapat *bearing stress* dan *shearing stress* akibat dari batang atas dan batang bawah.[14] Bahan yang digunakan untuk membuat pin adalah baja ASTM-A36. Sesuai acuan pada buku *Mechanics of Materials Fifth Edition* bagian *Appendix H Table H-3 Mechanical Properties* diketahui *yield strength* baja ASTM-A36 (σ_{A36}) sebesar 250 MPa.[15] Menurut Joseph P. Vidosic dalam buku *Machine Design Theory and Practice (1975, p.10)*, “ $N = 1.5 - 2$ for well – known materials, under reasonably constant enviromental conditions, subjected to loads and stresses that can be determined readily”.[16] Angka keamanan pin (N_p) adalah 2.



Gambar 4.4. *Bearing stress* pin.

Menghitung luas *bearing stress* pin (A_{b_p}):

$$\begin{aligned}
 A_{b_p} &= 0,01 \times 0,015 \dots\dots\dots (6) \\
 &= 0,00015 \text{ m}^2
 \end{aligned}$$

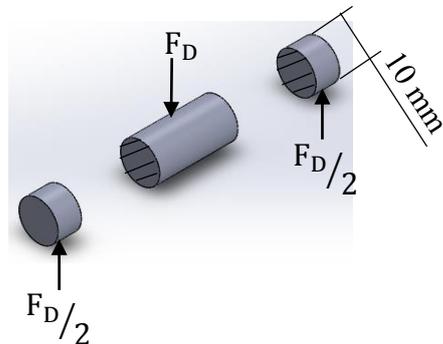
Bearing stress pada pin sangat bergantung pada besarnya gaya yang ada di titik D (F_D). Besar F_D telah dihitung sebelumnya pada bagian 4.2.1. halaman 23, yaitu sebesar 3551,813 N. Menghitung *bearing stress* yang terjadi pada pin (σ_{b_p}):

$$\begin{aligned} \sigma_{b_p} &= \frac{F_D}{A_{b_p}} \dots\dots\dots (7) \\ &= \frac{3551,813}{0,00015} \\ &= 23678753,33 \text{ Pa} \\ &= 23,679 \text{ MPa} \end{aligned}$$

Menghitung *bearing stress* baja ASTM-A36 yang diijinkan ($\sigma_{ab_{A36}}$):

$$\begin{aligned} \sigma_{ab_{A36}} &= \frac{\sigma_{A36}}{N_p} \dots\dots\dots (8) \\ &= \frac{250}{2} \\ &= 125 \text{ MPa} \end{aligned}$$

Berdasarkan perhitungan di atas didapatkan $\sigma_{b_p} < \sigma_{ab_{A36}}$ sehingga pin dikatakan aman.



Gambar 4.5. *Shearing stress* pin.

Menghitung luas *shearing stress* pin (A_{s_p}):

$$\begin{aligned} A_{s_p} &= 2 \times \frac{\pi}{4} \times 0,01^2 \dots\dots\dots (9) \\ &= 0,000157 \text{ m}^2 \end{aligned}$$

Shearing stress pada pin sangat bergantung pada besarnya gaya yang ada di titik D (F_D). Besar F_D telah dihitung sebelumnya pada bagian 4.2.1. halaman 23, yaitu sebesar 3551,813 N. Menghitung *shearing stress* yang terjadi pada pin (τ_p):

$$\begin{aligned}\tau_p &= \frac{F_D}{A_{sp}} \\ &= \frac{3551,813}{0,000157} \\ &= 22623012,74 \text{ Pa} \\ &= 22,623 \text{ MPa}\end{aligned}$$

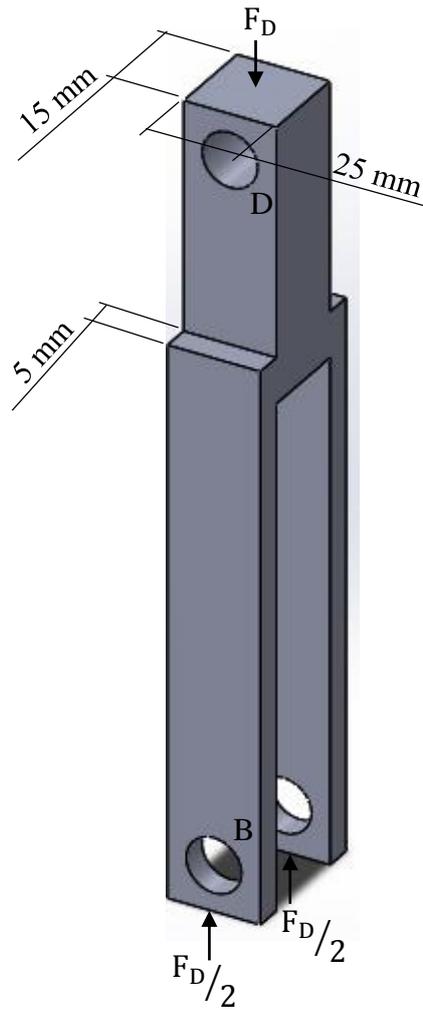
Menghitung *shearing stress* baja yang diijinkan (τ_{aA36}):

$$\begin{aligned}\tau_{aA36} &= \frac{0,57 \times \sigma_{A36}}{N_p} \dots\dots\dots (10) \\ &= \frac{0,57 \times 250}{2} \\ &= 71,25 \text{ MPa}\end{aligned}$$

Berdasarkan perhitungan di atas didapatkan $\tau_p < \tau_{aA36}$ sehingga pin dikatakan aman.

4.2.3. Menghitung Tegangan yang Terjadi pada Batang Bawah

Sesuai acuan pada buku *Strength of Materials For Polytechnic* batang bawah pada *gripper* mendapat *tension stress*, *bearing stress* dan *shearing stress* akibat dari batang atas dan batang bawah.[14] Dalam hal ini tegangan tersebut tidak dihitung karena biasanya pin selalu menerima gaya yang paling besar sehingga pin selalu rusak terlebih dahulu. Pin selalu didesain rusak terlebih dahulu karena biaya untuk mengganti pin lebih murah daripada batang bawah. Alasan lain adalah batang bawah merupakan batang tekan sehingga permukaan yang menahan tegangan akibat pin sangat besar. Maka dari itu perhitungan yang akan dilakukan adalah menghitung tegangan yang terjadi pada batang bawah akibat dari gaya di titik B dan D. Diantara kedua titik tersebut luas penampang yang paling kecil yang akan dihitung karena memiliki kemungkinan untuk terjadinya kerusakan. Bahan yang digunakan untuk membuat batang bawah adalah baja ASTM-A36. Sesuai acuan pada buku *Mechanics of Materials Fifth Edition* bagian *Appendix H Table H-3 Mechanical Properties* diketahui *yield strength* baja ASTM-A36 (σ_{A36}) sebesar 250 MPa.[15] Menurut Joseph P. Vidosic dalam buku *Machine Design Theory and Practice (1975, p.10)*, “*N = 1.5 – 2 for well – known materials, under reasonably constant enviromental conditions, subjected to loads and stresses that can be determined readily*”.[16] Angka keamanan batang bawah (N_{bb}) adalah 2.



Gambar 4.6. Gaya yang terjadi pada batang bawah.

Menghitung luas penampang batang bawah di ujung D (A_{bbD}):

$$\begin{aligned} A_{bbD} &= 0,015 \times 0,025 \\ &= 0,000375 \text{ m}^2 \end{aligned}$$

Menghitung luas penampang batang bawah di ujung B (A_{bbB}):

$$\begin{aligned} A_{bbB} &= 2 \times 0,025 \times 0,005 \\ &= 0,00025 \text{ m}^2 \end{aligned}$$

Luas penampang batang bawah terkecil dari kedua perhitungan diatas adalah luas penampang batang bawah di ujung B (A_{bbB}), yaitu $0,00025 \text{ m}^2$. Batang Bawah merupakan batang tekan karena mendapat gaya tekan dari gaya yang ada di titik B (F_B) dan D (F_D). Besar F_D telah dihitung sebelumnya pada bagian 4.2.1.

halaman 23, yaitu sebesar 3551,813 N. Menghitung tegangan yang terjadi pada batang bawah (σ_{bb}):

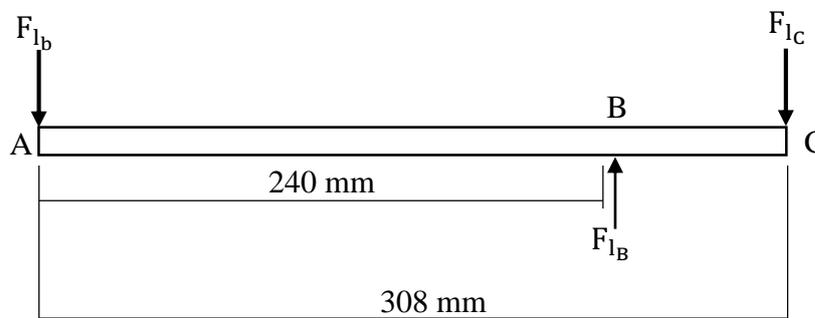
$$\begin{aligned}\sigma_{bb} &= \frac{F_D}{A_{bbB}} \\ &= \frac{3551,813}{0,00025} \\ &= 14207252 \text{ Pa} \\ &= 14,207 \text{ MPa}\end{aligned}$$

Menghitung *tension stress* baja ASTM-A36 yang diijinkan (σ_{atA36}):

$$\begin{aligned}\sigma_{atA36} &= \frac{\sigma_{A36}}{N_{bb}} \\ &= \frac{250}{2} \\ &= 125 \text{ MPa}\end{aligned}$$

Berdasarkan perhitungan di atas didapatkan $\sigma_{bb} < \sigma_{atA36}$ sehingga batang bawah dikatakan aman.

4.2.4. Menghitung Gaya – gaya Lintang pada Batang Atas



Gambar 4.7. Pembebanan pada batang atas.

Gaya lintang yang ada di titik A, B dan C pada batang atas berturut – turut dipengaruhi oleh F_b , F_B dan F_C . Besar F_b telah dihitung sebelumnya pada bagian 4.2.1. halaman 21, yaitu sebesar 1100 N. Besar F_B telah dihitung sebelumnya pada bagian 4.2.1. halaman 22, yaitu sebesar 3551,813 N. Sedangkan besar F_C telah dihitung sebelumnya pada bagian 4.2.1. halaman 23, yaitu sebesar 2633,797 N.

Menghitung gaya lintang yang ditahan oleh satu batang atas (F_{I_b}):

$$F_{I_b} = F_b \times \sin \beta$$

$$= 1100 \times \sin 42,14^\circ$$

$$= 738,039 \text{ N}$$

Menghitung gaya lintang pin B terhadap batang atas (F_{lB}):

$$F_{lB} = F_B \times \cos(\alpha - 90^\circ)$$

$$= 3551,813 \times \cos(109,63^\circ - 90^\circ)$$

$$= 3551,813 \times \cos 19,63^\circ$$

$$= 3345,388 \text{ N}$$

Menghitung gaya lintang pin C terhadap batang atas (F_{lC}):

$$F_{lC} = F_C \times \sin(\theta + \beta)$$

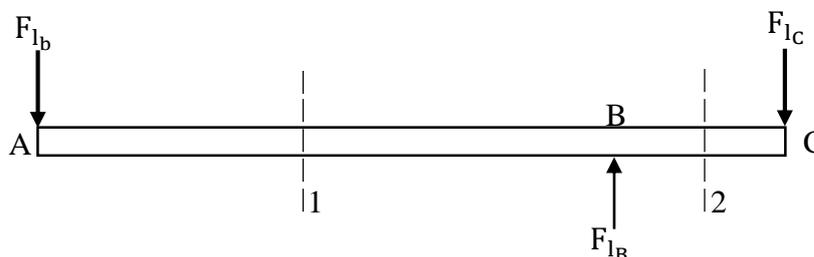
$$= 2633,797 \times \sin(39,591^\circ + 42,14^\circ)$$

$$= 2633,797 \times \sin 81,731^\circ$$

$$= 2606,415 \text{ N}$$

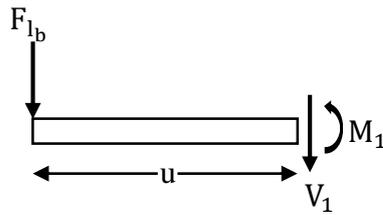
4.2.5. Menghitung Gaya – gaya Dalam pada Batang Atas

Sesuai acuan pada buku *Mekanika Untuk Insinyur Statika* menganalisa gaya – gaya dalam pada batang atas sangat dibutuhkan untuk mengetahui gaya lintang dan momen terbesar.[17] Gaya lintang dan momen terbesar ini digunakan untuk menghitung gaya yang terjadi pada batang atas sehingga didapatkan hasil apakah desain batang atas aman atau tidak saat diberi pembebanan seperti pada Gambar 4.7. Besar F_{l_b} , F_{l_B} dan F_{l_C} berturut – turut telah dihitung sebelumnya pada bagian 4.2.4. halaman 28, yaitu sebesar 738,039 N, 3345,388 N dan 2606,415 N.



Gambar 4.8. Gaya aksi – reaksi pada batang atas.

Potongan 1



Gambar 4.9. Gaya aksi – reaksi pada batang atas potongan 1.

Menghitung gaya aksi – reaksi pada batang atas potongan 1 dengan asumsi momen yang searah jarum jam bernilai positif:

$$\Sigma F_{y1} = 0$$

$$-F_{1b} - V_1 = 0$$

$$-738,039 - V_1 = 0$$

$$V_1 = -738,039 \text{ N}$$

$$\Sigma M_1 = 0$$

$$-F_{1b} \times u - M_1 = 0$$

$$-738,039u - M_1 = 0$$

$$M_1 = -738,039u \text{ Nm}$$

Pernyataan yang didapat untuk M_1 berlaku di wilayah $0 < u < 0,24 \text{ m}$, yaitu $-177,129 < M_1 < 0 \text{ Nm}$.

Potongan 2



Gambar 4.10. Gaya aksi – reaksi pada batang atas potongan 2.

Menghitung gaya aksi – reaksi pada batang atas potongan 2 dengan asumsi momen yang searah jarum jam bernilai positif:

$$\Sigma F_{y2} = 0$$

$$-F_{1b} + F_{1B} - V_2 = 0$$

$$-738,039 + 3345,388 - V_2 = 0$$

$$2607,349 - V_2 = 0$$

$$V_2 = 2607,349 \text{ N}$$

$$\Sigma M_2 = 0$$

$$-F_{1b} \times u + F_{1B} \times (u - 0,24) - M_2 = 0$$

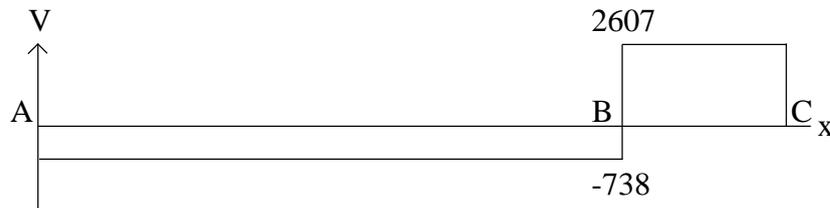
$$-738,039u + 3345,388 \times (u - 0,24) - M_2 = 0$$

$$-738,039u + 3345,388u - 802,893 - M_2 = 0$$

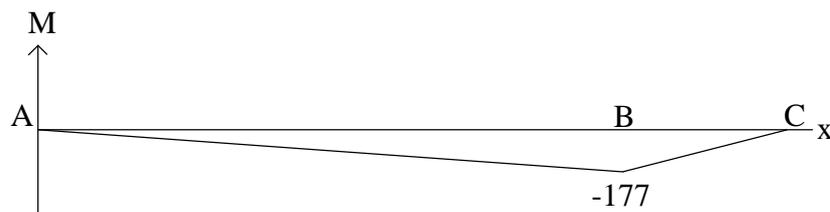
$$2607,349u - 802,893 - M_2 = 0$$

$$M_2 = 2607,349u - 802,893 \text{ Nm}$$

Pernyataan yang didapat untuk M_2 berlaku di wilayah $0,24 < u < 0,308 \text{ m}$, yaitu $-177,129 < M_2 < 0,17 \text{ Nm}$.



Gambar 4.11. Grafik gaya lintang batang atas terhadap sumbu y (N).



Gambar 4.12. Grafik momen batang atas (Nm).

Berdasarkan Gambar 4.11. dan Gambar 4.12. gaya lintang terbesar pada batang atas adalah 2607,349 N sedangkan momen terbesar pada batang atas adalah 177,129 Nm.

4.2.6. Menghitung Tegangan yang Terjadi pada Batang Atas

Batang atas menggunakan bahan baja ASTM-A36. Sesuai acuan pada buku *Mechanics of Materials Fifth Edition* bagian *Appendix H Table H-3 Mechanical Properties* diketahui *yield strength* baja ASTM-A36 (σ_{A36}) sebesar 250 MPa.[15] Menurut Joseph P. Vidosic dalam buku *Machine Design Theory and Practice* (1975, p.10), “*N = 1.5 – 2 for well – known materials, under reasonably constant enviromental conditions, subjected to loads and stresses that can be determined readily*”.[16] Angka keamanan batang atas (N_{ba}) adalah 2. Momen terbesar yang terjadi pada batang atas telah dihitung pada bagian 4.2.5. halaman 30, yaitu sebesar 177,129 Nm.

Menghitung tegangan yang terjadi pada batang atas ($\sigma_{f_{ba}}$):

$$\begin{aligned}\sigma_{f_{ba}} &= \frac{M \times Y}{I_x} \dots\dots\dots (11) \\ &= \frac{177,129 \times \frac{0,025}{2}}{\frac{0,015 \times 0,025^3}{12}} \\ &= 113362560 \text{ Pa} \\ &= 113,363 \text{ MPa}\end{aligned}$$

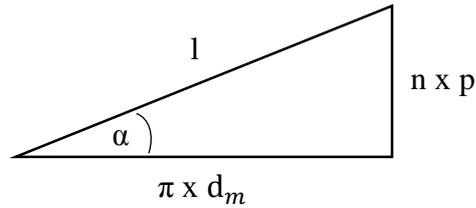
Menghitung *tension stress* baja ASTM-A36 yang diijinkan ($\sigma_{at_{A36}}$):

$$\begin{aligned}\sigma_{at_{A36}} &= \frac{\sigma_{A36}}{N_{ba}} \\ &= \frac{250}{2} \\ &= 125 \text{ MPa}\end{aligned}$$

Berdasarkan perhitungan diatas didapatkan $\sigma_{f_{ba}} < \sigma_{at_{A36}}$ sehingga batang atas dikatakan aman.

4.2.7. Menghitung Jumlah Ulir Minimal yang Dibutuhkan pada Rumah Power Screw

Ulir rumah *power screw* dirancang memiliki diameter rata – rata (d_m) sebesar 12 mm. Ulir rumah *power screw* memiliki pitch (p) sebesar 4 mm dan menggunakan ulir tunggal sehingga $n = 1$. Rumah *power screw* memiliki tebal ulir (t_u) sebesar 2 mm. *Power screw* dibebani oleh ban mobil (W_b) yang telah dihitung sebelumnya pada bagian 4.1. halaman 20, yaitu sebesar 3300 N.



Gambar 4.13. Segitiga ulir rumah *power screw*. [16]

Sumber: *Machine Design Theory and Practice* (1975, p. 757)

Menghitung sudut ulir rumah *power screw* (α):

$$\begin{aligned} \alpha &= \arctan\left(\frac{n \times p}{\pi \times d_m}\right) \quad [16] \\ &= \arctan\left(\frac{1 \times 0,004}{\pi \times 0,012}\right) \\ &= \arctan 0,106 \\ &= 6,051^\circ \end{aligned}$$

Menghitung panjang satu ulir rumah *power screw* (l_{1u}):

$$\begin{aligned} l_{1u} &= \frac{n \times p \times \sin 90^\circ}{\sin 6,051^\circ} \\ &= \frac{1 \times 0,004 \times 1}{0,105} \\ &= 0,0381 \text{ m} \\ &= 38,1 \text{ mm} \end{aligned}$$

Menghitung luas ulir minimal rumah *power screw* ($A_{u_{\min}}$):

$$\begin{aligned} A_{u_{\min}} &= \frac{W_b}{\tau_{aA36}} \\ &= \frac{3300}{71250000} \\ &= 0,000046316 \text{ m}^2 \\ &= 46,316 \text{ mm}^2 \end{aligned}$$

Menghitung panjang ulir minimal rumah *power screw* ($l_{u_{\min}}$):

$$\begin{aligned} l_{u_{\min}} &= \frac{A_{u_{\min}}}{t_u} \\ &= \frac{46,316}{2} \\ &= 23,158 \text{ mm} \end{aligned}$$

Panjang ulir minimal rumah *power screw* adalah 23,158 mm sedangkan panjang satu ulir adalah 38,1 mm sehingga rumah *power screw* minimal harus memiliki 0,608 ulir agar dapat menahan beban W_b . Rumah *power screw* yang dirancang memiliki enam buah ulir sehingga ulir rumah *power screw* aman ketika menahan beban ban mobil yang diangkat.

4.2.8. Menghitung Berat Gripper

Bahan yang digunakan untuk membuat *gripper* adalah baja ASTM-A36. Berdasarkan perhitungan menggunakan program *solidworks* massa *gripper* (m_{gr}) adalah 4877,94 gram. *Gripper* digerakan oleh *gearmotor*. *Gearmotor* yang digunakan dipilih pada katalog *Omega Motori Helical Geared Motor* yang terdapat pada lampiran halaman 89, yaitu dengan spesifikasi 1 *phase*, tenaga 0,25 kW dan kecepatan sudut (ω_m) 406 rpm.[18] Massa *gearmotor* (m_{gm}) adalah 10 kg dan gravitasi pada gudang ban mobil (g) 10 m/s² sehingga berat *gripper* total adalah:

$$\begin{aligned} W_{gr} &= \frac{m_{gr}}{1000} \times g + m_{gm} \times g \\ &= \frac{4877,94}{1000} \times 10 + 10 \times 10 \\ &= 48,779 + 100 \\ &= 148,779 \text{ N} \end{aligned}$$

4.2.9. Menghitung Waktu yang Dibutuhkan Gripper untuk Membuka dan Menutup

Gearmotor yang digunakan pada *gripper* memiliki kecepatan sudut (ω_m) sebesar 406 rpm. *Power screw* pada *gripper* didesain mempunyai ulir (n_u) sebanyak 37 buah. Ketika *power screw* berputar satu kali maka *power screw* bergerak sebanyak 4 mm sehingga waktu yang dibutuhkan *power screw* untuk bergerak dari posisi minimal ke posisi maksimal (t_{ps}) dapat dihitung dengan rumus seperti dibawah ini:

$$\begin{aligned} t_{ps} &= \frac{n_u}{\omega_m} \times 60 \dots\dots\dots (12) \\ &= \frac{37}{406} \times 60 \\ &= 5,468 \text{ detik} \end{aligned}$$

4.3. Pemilihan Hoist

Massa efektif yang akan diangkat oleh *hoist* (m_{ef}) didapatkan dengan cara menjumlahkan berat maksimal ban mobil terbesar dan berat *gripper* lalu dibagi dengan gravitasi. W_b telah dihitung sebelumnya pada bagian 4.1. halaman 20, yaitu sebesar 3300 N dan W_{gr} juga telah dihitung sebelumnya pada bagian 4.2.8. halaman 33, yaitu sebesar 148,779 N. Gravitasi (g) yang ada pada gudang ban mobil adalah 10 m/s^2 sehingga untuk menghitung massa efektif yang akan diangkat oleh *hoist* dapat dihitung dengan rumus dibawah ini:

$$\begin{aligned}
 m_{ef} &= \frac{W_b + W_{gr}}{g} \\
 &= \frac{3300 + 148,779}{10} \\
 &= \frac{3448,779}{10} \\
 &= 344,8779 \text{ kg} \\
 &= 0,345 \text{ ton}
 \end{aligned}$$

Berdasarkan perhitungan di atas, *hoist* yang digunakan harus dapat mengangkat beban sebesar 0,345 ton. *Hoist* yang dipilih di katalog *Wipro Professional Tools* yang ada di lampiran halaman 91 adalah *hoist* berkapasitas 0,5 ton dengan tipe PA500A.[19] *Hoist* digerakan oleh tenaga listrik dan menggunakan seling. *Hoist* digerakan oleh sebuah *electric trolley*. *Electric trolley* yang digunakan dipilih pada katalog *Wipro Professional Tools* yang terdapat pada lampiran halaman 92 adalah *electric hoist* dengan tipe TD 1.0T.[19]