

BAB IV

HASIL PERANCANGAN DAN PEMBAHASAN KENDARAAN SEPEDA *TREADMILL HYBRID HELICLE*

Pada bab ini akan membahas hasil perancangan sepeda treadmill hybrid helicle yang meliputi perancangan rangka serta analisis kekuatan rangka secara teoritis, dan perencanaan sistem transmisi beserta komponen-komponen elemen mesin, diantaranya : rantai dan sprocket, poros, bantalan, dan roda gigi.

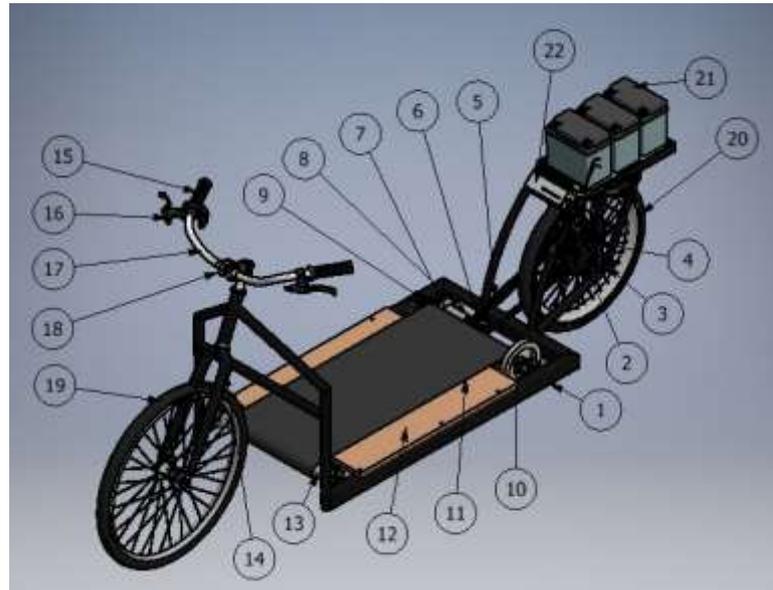
4.1. Pengertian Sepeda *Treadmill Hybrid Helicle*

Sepeda *treadmill hybrid helicle* merupakan alat yang dirancang sebagai media olahraga kardio yang dapat berjalan atau berpindah tempat (*mobile*). Treadmill yang sejatinya merupakan alat olahraga statis dimodifikasi untuk dapat berjalan dengan bantuan dua (2) roda yang digerakkan dari hasil berjalan diatas treadmill dan dibantu dengan motor listrik berjenis BLDC, sehingga membuat olahraga di treadmill lebih menyenangkan. Selain sebagai alat olahraga, sepeda treadmill ini juga dapat dijadikan sebaga alat transportasi alternatif yang ramah lingkungan dan tentunya menyehatkan tubuh.

4.2. Model Rancangan dan Data Spesifikasi Sepeda *Helicle*

Perencanaan kendaraan ini menggunakan motor listrik berjenis *Brushless* DC 350 watt yang telah dirancang seperti ditunjukkan pada gambar 4.1. Spesifikasi rangka kendaraan yang rencana akan dibuat :

- a. Panjang = 1748 mm
- b. Lebar = 559 mm
- c. Tinggi = 690 mm



Keterangan gambar :

- | | |
|---|-----------------------------------|
| 1. <i>Base Frame</i> | 13. <i>Front Treadmill Roller</i> |
| 2. <i>Hub Motor Brushless DC</i> | 14. <i>Fork</i> |
| 3. <i>Poros Input (as roda)</i> | 15. <i>Handle Gas</i> |
| 4. <i>Sproket Besar (rear sproket)</i> | 16. <i>Brake Lever</i> |
| 5. <i>Chain Drive</i> | 17. <i>Handle Bar</i> |
| 6. <i>Freewheel</i> | 18. <i>Stem</i> |
| 7. <i>Poros Counter (Poros yang digerakkan)</i> | 19. <i>Front Wheel</i> |
| 8. <i>Bearing</i> | 20. <i>Rear Wheel</i> |
| 9. <i>Spur Gear</i> | 21. <i>Accu</i> |
| 10. <i>Rear Treadmill Roller</i> | 22. <i>Controller</i> |
| 11. <i>Belt</i> | |
| 12. <i>Board</i> | |

Gambar 4.1 Model rancangan sepeda *treadmill hybrid helicle*

4.3. Desain Rangka

Desain rangka sepeda *treadmill hybrid helicle* berasal dari penggabungan dua jenis rangka yaitu sepeda listrik dan treadmill. Dengan karakteristik pemilihan bahan, rancangan dengan model rangka pada gambar 4.2 merupakan alternatif yang terbaik untuk acuan pembuatan sepeda *treadmill hybrid helicle*. Karena untuk pembuatannya lebih mudah dan satu rangka ini

menjadi satu rangka utama yang akan menopang treadmill, komponen transmisi, dan pengemudi.

Rangka utama pada perancangan ini mempunyai ukuran panjang 1748 mm lebar 559 mm, dan tinggi 690 mm. Jenis material yang digunakan dalam perancangan ini adalah mild – steel dengan ukuran penampang 51 x 38 x 3 mm. Hasil verifikasi material oleh *software autodesk Inventor 2016* ditunjukkan pada tabel 4.1 dan hasil perancangan rangka utama ditunjukkan pada gambar 4.2.

Tabel 4.1. *Material properties Steel Mild* pada Autodesk Inventor

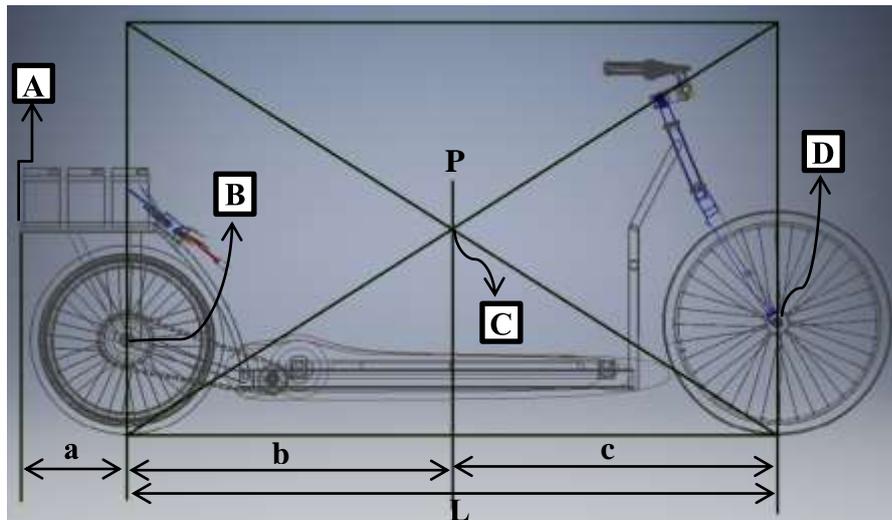
Name	Steel, Mild	
General	Mass Density	3.54303 g/cm ³
	Yield Strength	219.943 Mpa
	Ultimate Tensile Strength	429.998 Mpa
Stress	Young's Modulus	199.948 Gpa
	Poisson's Ratio	0.29 ul
	Shear Modulus	77.4992 GPa



Gambar 4.2 Rangka utama sepeda *treadmill hybrid helicle*

4.4. Perhitungan Rangka

Penentuan tumpuan pada *as* roda depan dan belakang. Untuk menentukan pusat massa dengan cara menentukan titik perpotongan antara tumpuan *as* roda depan dan belakang, seperti yang ditunjukkan pada sketsa gambar 4.3.



Gambar 4.3 Sketsa sepeda *treadmill hybrid helicle*

Diketahui :

L = 1695 mm (jarak poros roda depan dengan poros roda belakang)

a = 262 mm (jarak penampang aki dengan poros roda belakang)

b = 847 mm (jarak poros roda belakang dengan pusat beban)

c = 848 mm (Jarak poros roda depan dengan pusat beban)

Dimana :

$$\begin{aligned} \text{Massa Frame} &= (\text{massa batang rangka}) + (\text{massa treadmill}) \\ &= (27,204 \text{ kg}) + (17,533 \text{ kg}) \\ &= 44,737 \text{ kg} \approx 45 \text{ kg} \end{aligned}$$

$$\text{Massa Pengendara} = 150 \text{ kg}$$

$$\begin{aligned} \text{Massa Accu, 1 accu} &= 3 \text{ kg} \\ &= 3 \times 3 \\ &= 9 \text{ kg} \end{aligned}$$

$$\text{Percepatan gravitasi bumi} = 9,81 \text{ m/s}^2$$

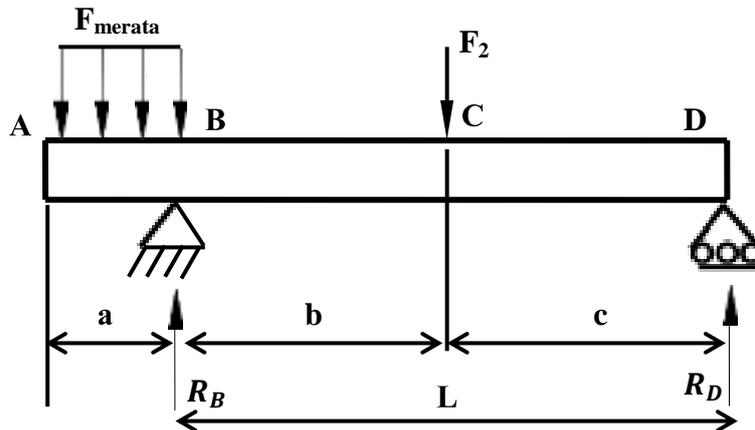
Analisa kesetimbangan rangka sepeda helicle

Diasumsikan :

- Rangka merupakan batang hubung yang lurus
- Beban terpusat dan beban terdistribusi atau merata
- Defleksi pada struktur diabaikan.
- Getaran pada struktur diabaikan.

- Benda dalam kondisi diam.
- Beban dinamis diabaikan.

Berikut merupakan uraian pembebanan yang terjadi atau *Free Body Diagram* (FBD) pada rangka sepeda helicle :



Gambar 4.4 Free body diagram (FBD)

1. Gaya

Untuk mencari nilai gaya menggunakan persamaan 3.1, diketahui massa accu 9 kg, massa frame 45 kg, massa pengendara 150 kg, dan percepatan gravitasi $9,81 \text{ m/s}^2$.

$$F = m \cdot g \text{ (N)}$$

- Gaya (F_1)

Untuk mencari nilai gaya (F_{merata}) maka massa yang digunakan massa accu yaitu sebesar 9 kg, dan percepatan gravitasi $9,81 \text{ m/s}^2$:

$$\begin{aligned} F_{merata} &= m \cdot g \\ &= 9 \text{ kg} \cdot 9,81 \text{ m/s}^2 \\ &= 88,29 \text{ N} \end{aligned}$$

- Gaya (F_2)

Untuk mencari nilai gaya (F_2) maka massa yang digunakan massa frame 45 kg, dan massa pengendara 150 kg, dan percepatan gravitasi $9,81 \text{ m/s}^2$:

$$\begin{aligned} F_2 &= m \cdot g \\ &= (\text{massa frame} + \text{massa pengendara}) \cdot 9,81 \text{ m/s}^2 \\ &= (45 + 150) \text{ kg} \cdot 9,81 \text{ m/s}^2 \\ &= 1912,95 \text{ N} \end{aligned}$$

Pada gambar 4.4 dapat dilihat bahwa ada beberapa gaya yang bekerja pada batang yang menopang roda, treadmill, poros, *bearing*, dan roda gigi.

Gaya gaya yang terjadi pada batang :

- Gaya merata pada batang AB atau F_{merata} sebesar 88,29 N.
- Gaya pada titik C atau F_2 sebesar 1912,95 N.
- Jarak AB atau a sebesar 262 mm = 0,262 m
- Jarak BC atau b sebesar 847 mm = 0,847 m
- Jarak CD atau c sebesar 848 mm = 0,848 m
- Jarak BD atau L sebesar 1695 mm = 1,695 m

2. Menghitung Reaksi Tumpuan

Diketaui :

$$F_{merata} = 88,29 \text{ N}$$

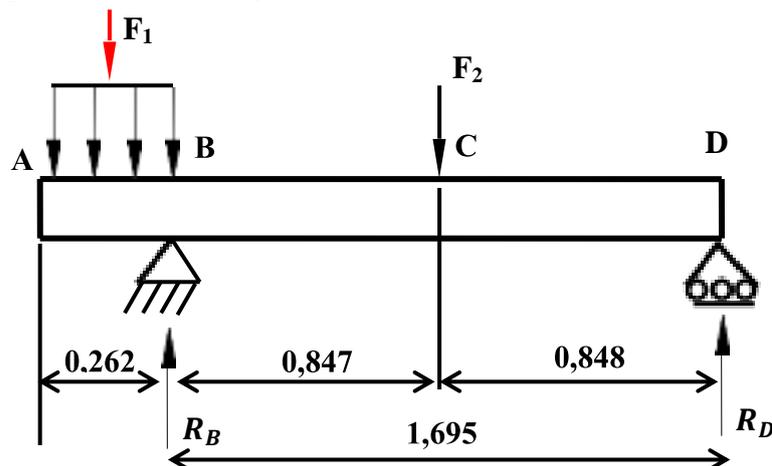
Dikonversi menjadi beban terpusat sebesar F_1 seperti ditunjukkan pada gambar 4.5 untuk memudahkan perhitungannya yaitu :

$$F_1 = 88,29 \text{ N} \cdot 0,262$$

$$F_1 = 23,13 \text{ N}$$

Angka 0,262 adalah panjang beban merata, karena beban merata membebani sepanjang 0,262 meter.

$$F_2 = 1912,95 \text{ N}$$



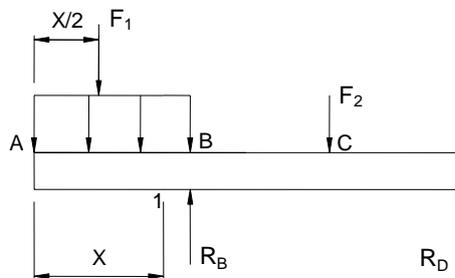
Gambar 4.5 Diagram benda bebas rangka sepeda *helicle*

Menghitung reaksi R_B dan R_D :

$$\begin{aligned} \sum M_B &= 0 \\ (F_2 \cdot 0,847) - (R_D \cdot 1,695) - (F_1 \cdot 0,131) &= 0 \\ (1912,95 \cdot 0,847) - (R_D \cdot 1,695) - (23,13 \cdot 0,131) &= 0 \\ 1620,27 - R_D \cdot 1,695 - 3,03 &= 0 \\ 1620,27 - 3,03 - R_D \cdot 1,695 &= 0 \\ 1617,24 - R_D \cdot 1,695 &= 0 \\ -R_D \cdot 1,695 &= -1617,24 \\ R_D &= \frac{-1617,24}{-1,695} \\ R_D &= 954,12 \text{ N} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \sum F_y &= 0 \\ R_B + R_D - F_1 - F_2 &= 0 \\ R_B + 954,12 - 23,13 - 1912,95 &= 0 \\ R_B - 981,96 &= 0 \\ R_B &= 981,96 \text{ N} \end{aligned}$$

❖ Bagian A – B ($0 \leq x \leq 0,262$)



Tinjauan potongan sejauh X dari A :

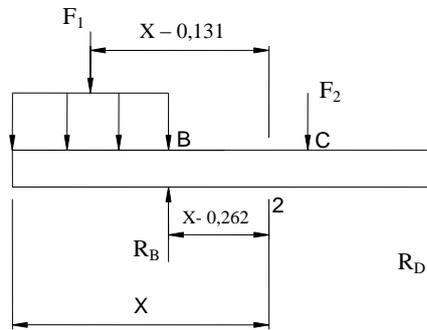
SFD :

$$\begin{aligned} \sum V_{AB} &= -F_1 \\ &= -23,13 \text{ N} \end{aligned}$$

BMD :

$$\begin{aligned} \sum M &= -F_1 \cdot \frac{x}{2} \\ \sum M(0) &= 0 \text{ Nm} \\ \sum M(0,262) &= -3,03 \text{ N m} \end{aligned}$$

❖ Bagian B – C (0,262 < X < 1,109)



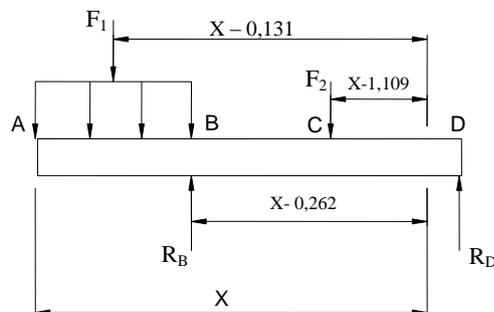
SFD :

$$\begin{aligned}\sum V_{BC} &= - F_1 + R_B \\ &= - 23,13 + 981,96 \\ &= 958,83 \text{ N}\end{aligned}$$

BMD :

$$\begin{aligned}\sum M &= R_B (X - 0,262) - F_1 (X - 0,131) \\ \sum M(0,262) &= - 3,03 \text{ Nm} \\ \sum M(1,109) &= 809,1 \text{ Nm}\end{aligned}$$

❖ Bagian C – D (1,109 < X < 1,957)



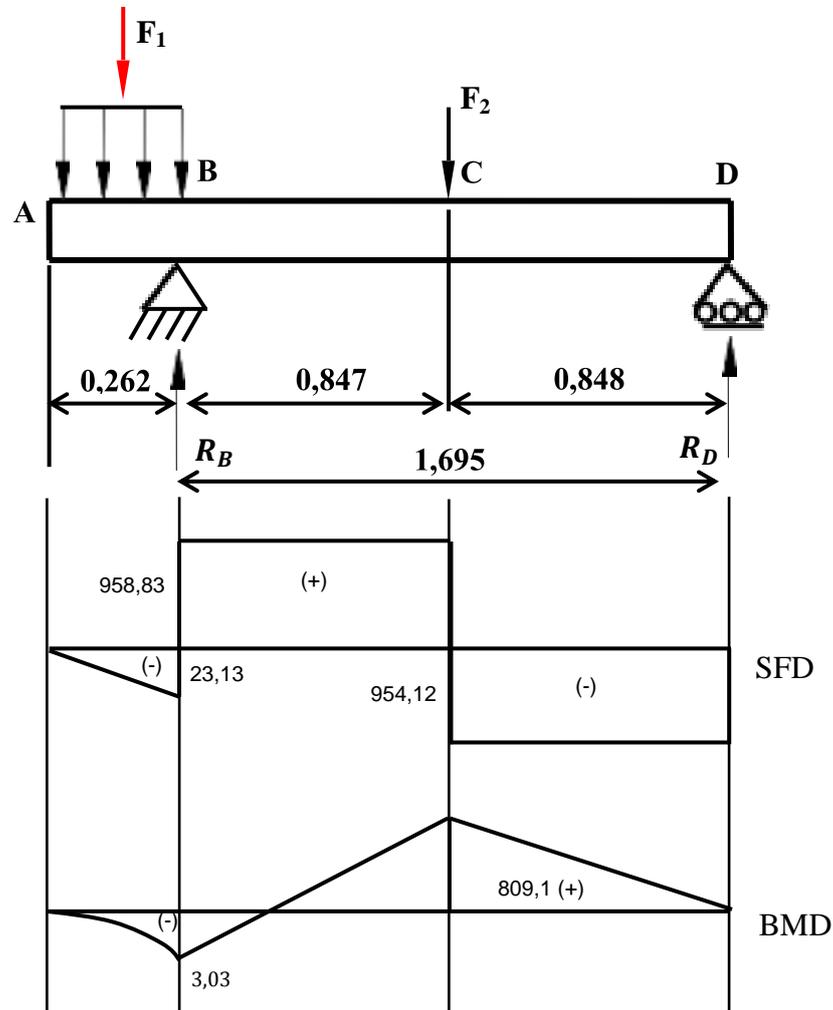
SFD :

$$\begin{aligned}\sum V_{CD} &= - F_1 + R_B - F_2 \\ \sum V_{CD} &= - 23,13 + 981,96 - 1912,95 \\ \sum V_{CD} &= - 954,12 \text{ N}\end{aligned}$$

BMD :

$$\begin{aligned}\sum M &= R_B (X - 0,262) - F_1 (X - 0,131) - F_2 (X - 1,109) \\ \sum M (1,109) &= 809,1 \text{ Nm} \\ \sum M (1,957) &= 0 \text{ Nm}\end{aligned}$$

Dari semua nilai yang diperoleh dari perhitungan dapat digambarkan SFD dan BMD sebagai berikut :



Gambar 4.6 SFD dan BMD sepeda *helicle*

Berdasarkan perhitungan dan gambar 4.6 Momen maksimal pada rangka (M_{max}) terjadi pada titik C sebesar 809,1 Nm dan gaya vertical (V) maksimal sebesar 958,83 N.

3. Perhitungan Kekuatan Rangka

Material yang ingin dipakai untuk pembuatan rangka sepeda *helicle* ini dapat dilihat pada tabel 4.1. hasil verifikasi material oleh *software autodesk Inventor 2016* dimana *yield strength* dari material mild steel tersebut sebesar 219,943 Mpa dengan menentukan faktor keamanan material tersebut dapat dilihat pada tabel 4.2 dibawah ini :

Tabel 4.2 Faktor Keamanan (Ziyad, 2017)

Jenis Maaterial	Jenis Pembebanan			
	Statis	Dinamis		
		Berulang	Bergantian	Kejut
Material Yang Rapuh	4	6	10	15
Material Yang Lunak	5	6	9	15
Baja Kenyal (Mild Steel)	3	5	8	13
Baja Tuang	3	5	8	15
Timah	6	8	12	18

Material yang dipakai pada rangka sepeda helicle ini yaitu *mild steel* dengan yield strength sebesar 219,943 Mpa dimensi yaitu 51 mm x 38 mm x 3 mm.

a. Tegangan Ijin Material *Mild Steel*

Adapun tegangan ijin material mild steel dengan faktor keamanan jenis pembebanan statis yaitu sebesar ($S_f = 3$). Untuk menghitung tegangan ijin material digunakan persamaan 3.2 berikut :

$$\sigma_{ijin} = \frac{\sigma_{max}}{S_f}$$

$$\sigma_{ijin} = \frac{219,943 \text{ N/mm}^2}{3}$$

$$\sigma_{ijin} = 73,31 \text{ N/mm}^2$$

b. Kekuatan Material

Material yang dipakai pada rangka sepeda helicle yaitu besi hollow berdimensi sebesar 51 mm x 38 mm x 3 mm. Untuk menghitung besarnya momen inersia pada suatu material tersebut dapat menggunakan rumus pada tabel 3.2 :

$$I = \frac{1}{12} (b) (h)^3$$

$$I = \frac{1}{12} (38) (51)^3 = 420061,5 \text{ mm}^4$$

c. Tegangan Maksimal

Dalam perhitungan kekuatan rangka, perhitungan berdasarkan momen terbesar yang diterima oleh rangka. Momen terbesar terjadi pada titik C sebesar $M_{max} = 809,1 \text{ Nm}$ dikonversikan (ke Nmm) $M_{max} = 809100 \text{ Nmm}$. Berdasarkan persamaan 3.3 untuk menghitung tegangan maksimum yang terjadi pada rangka sebagai berikut :

$$\begin{aligned}\sigma_{max} &= \frac{M_{max} \cdot Y}{I} \\ \sigma_{max} &= \frac{809100 \text{ Nmm} \cdot 25,5 \text{ mm}}{420061,5 \text{ mm}^4} \\ \sigma_{max} &= 49,12 \text{ N/mm}^2\end{aligned}$$

Jadi, σ_{max} rangka sepeda helicle sebesar $49,12 \text{ N/mm}^2$

Dari hasil perhitungan tegangan maksimum, rancangan dikatakan aman apabila σ_{max} pada rangka $< \sigma_{ijin}$ Material. Adapun tegangan maksimum hasil perhitungan yaitu σ_{max} pada rangka sebesar $49,12 \text{ N/mm}^2$ sedangkan σ_{ijin} material sebesar $73,31 \text{ N/mm}^2$, maka rancangan dikatakan aman.

d. Regangan

Berdasarkan persamaan 3.4 untuk menghitung regangan suatu rancangan digunakan persamaan :

$$\begin{aligned}\varepsilon &= \frac{\sigma}{E} \\ \varepsilon &= \frac{49,12 \text{ N/mm}^2}{199948 \text{ N/mm}^2} \\ \varepsilon &= 2,46 \times 10^{-4}\end{aligned}$$

e. Safety Factor Rancangan

Suatu rancangan Rangka dikatakan aman apabila faktor keamanan yang didapat lebih besar dari faktor keamanan ijin material. Berdasarkan persamaan 3.5 untuk menghitung *safety factor* suatu rancangan digunakan persamaan :

$$\begin{aligned}Sf &= \frac{\text{Yield Stress}}{\text{Calculated Stress}} \\ Sf &= \frac{219,943 \text{ N/mm}^2}{49,12 \text{ N/mm}^2} = 4,48\end{aligned}$$

Dari hasil perhitungan faktor keamanan, rancangan dikatakan aman apabila faktor keamanan yang didapat lebih besar dari faktor keamanan ijin material. Adapun faktor keamanan hasil perhitungan sebesar 4,48 dibulatkan menjadi 5 lebih besar dari faktor keamanan ijin material sebesar 3, maka rancangan dikatakan aman.

4.5. Motor BLDC

Untuk motor yang akan digunakan pada perancangan sepeda helicle ini spesifikasinya tertera pada tabel 4.3 berikut :

Tabel 4.3 Spesifikasi Motor

Tegangan	36 V
Daya	350 W
Berat	2.5 Kg
Max Speed	390 r.p.m

4.6. Perencanaan Poros

Poros merupakan salah satu komponen elemen mesin, namun yang akan dibahas disini adalah poros input yang merupakan sumber dari putaran dan daya pada perencanaan sistem transmisi seperti ditunjukkan pada gambar 4.7.

A. Poros Input (as roda)

1. Daya Rencana

Diketahui :

Daya motor BLDC (P) = 0,35 kW (dapat dilihat pada tabel 4.3).

Putaran (n_2) = 390 r.p.m.

Daya yang besar mungkin diperlukan pada saat start, dengan demikian sering kali diperlukan faktor koreksi pada daya rata – rata yang diperlukan dengan menggunakan faktor koreksi pada perencanaan.

Maka faktor koreksi yang dipilih sebesar,

$f_c = 1,2$ (lihat pada lampiran)

Maka daya rencana P_d sebagai patokan seperti yang diberikan pada persamaan 3.21 adalah :

$$\begin{aligned} P_d &= P \cdot f_c \\ P_d &= 0,35 \text{ kW} \cdot 1,2 \\ P_d &= 0,42 \text{ kW} \end{aligned}$$

2. Momen Puntir (T)

Setelah diperoleh daya yang direncanakan untuk poros, maka menghitung Momen puntir yang direncanakan pada poros digunakan persamaan 3.7 :

$$\begin{aligned} T_3 &= 9,74 \times 10^5 \frac{P_d}{n_2} \\ T_3 &= 9,74 \times 10^5 \times \frac{0,42 \text{ kW}}{390 \text{ rpm}} \\ T_3 &= 1048,92 \text{ kg.mm} \end{aligned}$$

3. Tegangan geser yang diijinkan (τ_a)

Bahan yang digunakan dalam perencanaan ini adalah material yang umum untuk konstruksi mesin, yaitu baja karbon S45C. Dilhat dari tabel lampiran 2 diperoleh kekuatan tarik yang diijinkan sebesar $\sigma_b = 58 \text{ kg/mm}^2$, Besarnya tegangan geser yang diijinkan (τ_a) pada poros dapat diperoleh dengan persamaan 3.8 :

$$\tau_a = \frac{\sigma_B}{Sf_1 \cdot Sf_2}$$

Dimana :

$$\begin{aligned} \sigma_B &= 58 \text{ kg/mm}^2 \\ Sf_1 &= 6,0 \text{ (faktor keamanan untuk kelelahan puntir)} \\ Sf_2 &= 2,0 \text{ (faktor keamanan untuk pembebanan dan konsentrasi} \\ &\quad \text{tegangan)} \end{aligned}$$

Sehingga diperoleh :

$$\begin{aligned} \tau_a &= \frac{\sigma_B}{Sf_1 \cdot Sf_2} \\ \tau_a &= \frac{58 \text{ kg/mm}^2}{6,0 \cdot 2,0} = 4,83 \text{ kg/mm}^2 \end{aligned}$$

4. Diameter Poros

Setelah diperoleh tegangan geser yang diijinkan untuk poros, maka untuk menghitung diameter poros yang direncanakan digunakan persamaan 3.9.

Dimana :

$$K_t = 1,5 - 3,0, \text{ maka diambil untuk harga } K_t = 1,5$$

$$C_b = 1,2 - 2,3, \text{ maka diambil untuk harga } C_b = 1,2$$

$$d_s = \left[\left(\frac{5,1}{\tau_a} \right) K_t C_b T \right]^{\frac{1}{3}}$$

$$d_{s3} = \left[\left(\frac{5,1}{4,83} \right) 1,5 \cdot 1,2 \cdot 1048,92 \right]^{\frac{1}{3}}$$

$$d_{s3} = 12,58 \text{ mm} \rightarrow 15 \text{ mm}$$

Diameter dari hasil perhitungan diambil 15 mm karena berdasarkan harga diameter poros pada tabel diameter poros yang ada dipasaran, dapat dilihat pada lampiran.

Selanjutnya dapat dicari perhitungan parameter poros lainnya :

5. Panjang Alur

Untuk mencari panjang alur dapat menggunakan persamaan 3.10

$$l_{alur} = (0,75 - 1,5) d_s$$

Dimana :

$$d_{s3} = 15 \text{ mm, maka :}$$

$$l_{alur3} = (0,75 - 1,5) d_s$$

$$l_{alur3} = (1,5) \times 15 \text{ mm} = 22,5 \text{ mm}$$

6. Lebar Alur

Perlu diperhatikan untuk lebar alur pada umumnya 25 – 35 % dari diameter poros. Jika diambil 35 % dari diameter poros, maka digunakan persamaan 3.11 :

Diketahui :

$$d_{s3} = 15 \text{ mm}$$

$$b = 35\% (d_s)$$

$$b_3 = 35\% \times 15 \text{ mm}$$

$$b_3 = 5,25 \text{ mm}$$

7. Tinggi alur

Mencari tinggi alur yang direncanakan dapat menggunakan persamaan 3.12, maka :

$$h = \frac{(d_1 - d_s)}{4}$$

$$h_3 = \frac{(25 - d_{s2})}{4}$$

$$h_3 = \frac{(25 - 15)}{4}$$

$$h_3 = 2,5 \text{ mm}$$

8. Tegangan Geser Pada Poros

Setelah diperoleh diperoleh diameter poros yang direncanakan, maka perlu dikoreksi tegangan geser pada poros, apakah tegangan geser yang terjadi tidak melebihi tegangan ijin. Besarnya tegangan yang terjadi dapat dihitung dengan menggunakan persamaan 3.13 :

$$\tau = \frac{5,1 T}{d_s^3}$$

$$\tau_3 = \frac{5,1 T_2}{d_{s3}^3}$$

$$\tau_3 = \frac{5,1 \cdot 1048,92 \text{ kg mm}}{15^3 \text{ mm}}$$

$$\tau_3 = 1,585 \text{ kg/mm}^2$$

9. Tegangan Lentur

Untuk menghitung tegangan lentur pada poros dapat menggunakan persamaan 3.14.

Diketahui :

$$T_3 = 1048,92 \text{ kg.mm}$$

$$d_{s3} = 15 \text{ mm}$$

$$\sigma_a = \frac{10,2 \times T}{d_s^3}$$

$$\sigma_3 = \frac{10,2 \times 1048,92}{15^3}$$

$$\sigma_3 = 3,17 \text{ kg/mm}^2$$

❖ Pemeriksaan Kekuatan Poros

a. Terhadap Tegangan Geser

$$\text{Syarat aman : } \tau_a > \tau$$

Dari hasil perhitungan memberikan bahwa tegangan geser yang diijinkan lebih besar dari tegangan geser yang direncanakan.

Maka, kekuatan poros :

$$4,83 \text{ kg/mm}^2 > 1,585 \text{ kg/mm}^2$$

∴ Poros Input (as roda) dinyatakan aman terhadap tegangan geser.

b. Terhadap Tegangan Lentur

$$\text{Syarat aman : } \sigma_a > \sigma$$

Dari tabel 3.5 jika bahan yang dipilih adalah kelas 1 memberikan bahwa tegangan lentur yang diijinkan lebih besar dari tegangan lentur yang direncanakan.

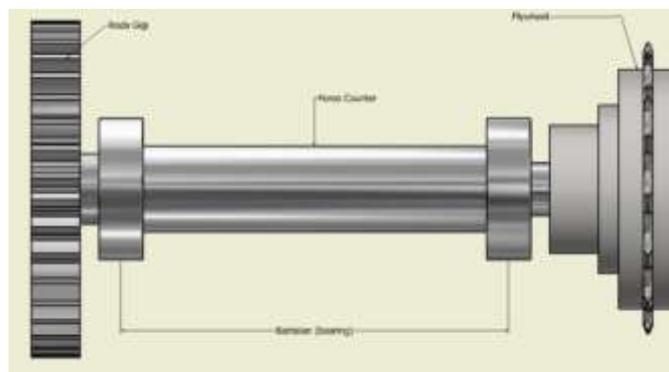
Maka, kekuatan poros :

$$\begin{aligned} \sigma_a &> \sigma \\ 10,0 \text{ kg/mm}^2 &> 3,17 \text{ kg/mm}^2 \end{aligned}$$

∴ Poros Input (as roda) dinyatakan aman terhadap tegangan lentur.

B. Poros Counter

Poros Counter merupakan salah satu poros pada sistem transmisi yang berfungsi untuk memindahkan tenaga putar dari poros input ke roda gigi. Seperti ditunjukkan pada gambar 4.7 perencanaan poros counter berikut.



Gambar 4.7 Perencanaan poros counter

1. Dari perhitungan sebelumnya diperoleh data yaitu :

$$\begin{aligned}\text{Harga daya rencana } (P_d) &= 0,42 \text{ kW} \\ \text{Putaran } (n_3) &= 208,556 \text{ r.p.m.} \\ \text{Perbandingan gigi} &= 0,39\end{aligned}$$

Maka didapat putaran poros counter dengan menggunakan persamaan 3.36 :

$$\begin{aligned}u &= \frac{n_a}{n_b} \\ u &= \frac{n_3}{n_7} \\ 0,39 &= \frac{208,566 \text{ r.p.m.}}{n_7} \\ n_7 &= \frac{209,67 \text{ r.p.m.}}{0,39} = 534,78 \text{ r.p.m.}\end{aligned}$$

2. Momen Puntir (T) :

Setelah diperoleh daya yang direncanakan untuk poros, maka menghitung Momen puntir yang direncanakan pada poros counter digunakan persamaan 3.7 :

$$\begin{aligned}T_7 &= 9,74 \times 10^5 \frac{P_d}{n_7} \\ T_7 &= 9,74 \times 10^5 \frac{0,42 \text{ kW}}{534,78 \text{ rpm}} \\ T_7 &= 764,95 \text{ kg.mm} = 7649,5 \text{ Nmm}\end{aligned}$$

3. Tegangan geser yang diijinkan (τ_a)

- Bahan poros counter yang direncanakan baja yang difinis dingin (S35C-D). Baja ditemper pada kulit luarnya agar tahan keausan dan kelelahan puntir, dengan kekuatan tarik (σ_B) sebesar = 600 N/mm², Besarnya tegangan yang diijinkan (τ_a) pada poros dapat diperoleh dengan persamaan 3.8 :

$$\tau_a = \frac{\sigma_B}{Sf_1 \cdot Sf_2}$$

Dimana :

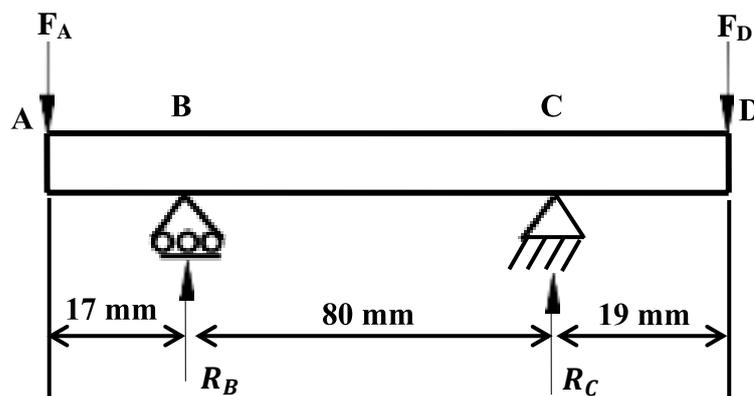
$$\begin{aligned}\sigma_B &= 600 \text{ N/mm}^2 \\ Sf_1 &= 6,0 \text{ (faktor keamanan untuk kelelahan puntir)}\end{aligned}$$

$Sf_2 = 2,0$ (faktor keamanan untuk pembebanan dan konsentrasi tegangan)

Sehingga diperoleh :

$$\begin{aligned}\tau_a &= \frac{\sigma_B}{Sf_1 \cdot Sf_2} \\ &= \frac{600 \text{ N/mm}^2}{6,0 \cdot 2,0} \\ \tau_a &= 50 \text{ N/mm}^2\end{aligned}$$

Berdasarkan gambar 4.7 perencanaan poros counter yang direncanakan, reaksi – reaksi yang terjadi pada poros counter (poros yang di gerakkan) dapat digambarkan diagram benda bebasnya sebagai berikut :



Gambar 4.8 Diagram benda bebas poros counter

Diketahui :

$$\begin{aligned}\text{Massa}_{\text{roda gigi}} &= 0,35 \text{ kg} \\ \text{Massa}_{\text{sproketkecil}} &= 0,265 \text{ kg} \\ \text{Percepatan gravitasi} &= 9,81 \text{ m/s}^2\end{aligned}$$

Maka gaya yang terjadi, dapat menggunakan persamaan 3.1:

$$\begin{aligned}F_A &= \text{Massa}_{\text{roda gigi}} \times \text{percepatanan gravitasi} \\ F_A &= 0,35 \text{ kg} \times 9,81 \text{ m/s}^2 \\ F_A &= 3,43 \text{ N} \\ F_D &= \text{Massa}_{\text{sproketkecil}} \times \text{percepatanan gravitasi} \\ F_D &= 0,265 \text{ kg} \times 9,81 \\ F_D &= 2,59 \text{ N}\end{aligned}$$

Menghitung reaksi R_B dan R_D :

$$\sum M_B = 0$$

$$(F_A \cdot 17) + (R_C \cdot 80) - (F_D \cdot 99) = 0$$

$$(3,43 \cdot 17) + (R_C \cdot 80) - (2,59 \cdot 99) = 0$$

$$(58,31) + (R_C \cdot 80) - (256,41) = 0$$

$$(R_C \cdot 80) = 256,41 - 58,31$$

$$(R_C \cdot 80) = 198,1$$

$$R_C = 2,48 \text{ N}$$

$$\sum F = 0$$

$$F_A - R_B - R_C + F_D = 0$$

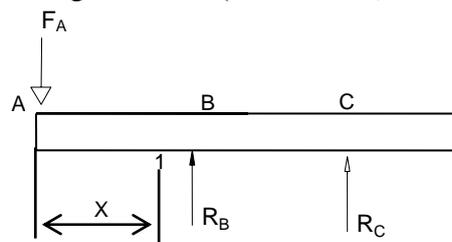
$$3,43 - R_B - 2,48 + 2,59 = 0$$

$$- R_B = - 3,54$$

$$R_B = 3,54 \text{ N}$$

Shearing Force Diagram (SFD) dan Bending Moment Diagram (BMD)

❖ Bagian A – B ($0 \leq x \leq 17$)



Tinjauan potongan sejauh X dari A :

SFD :

$$\sum V_{AB} = - F_A$$

$$= - 3,43 \text{ N}$$

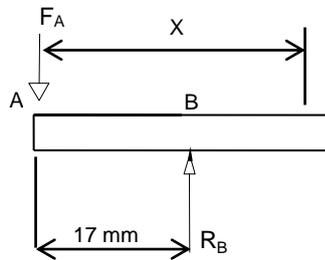
BMD :

$$\sum M = - F_A \cdot x$$

$$\sum M(0) = 0 \text{ Nmm}$$

$$\sum M(17) = - 58,31 \text{ Nmm}$$

❖ Bagian B – C ($17 \leq x \leq 97$)



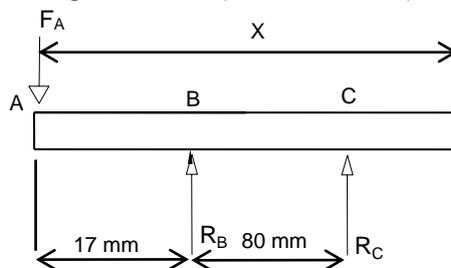
SFD :

$$\begin{aligned} \sum V_{BC} &= - F_A + R_B \\ &= - 3,43 \text{ N} + 3,54 \\ &= 0,11 \text{ N} \end{aligned}$$

BMD :

$$\begin{aligned} \sum M &= - F_A \cdot x + R_B (x - 17) \\ \sum M(17) &= - 58,31 \text{ Nmm} \\ \sum M(97) &= - 49,51 \text{ Nmm} \end{aligned}$$

❖ Bagian C – D ($97 \leq x \leq 116$)



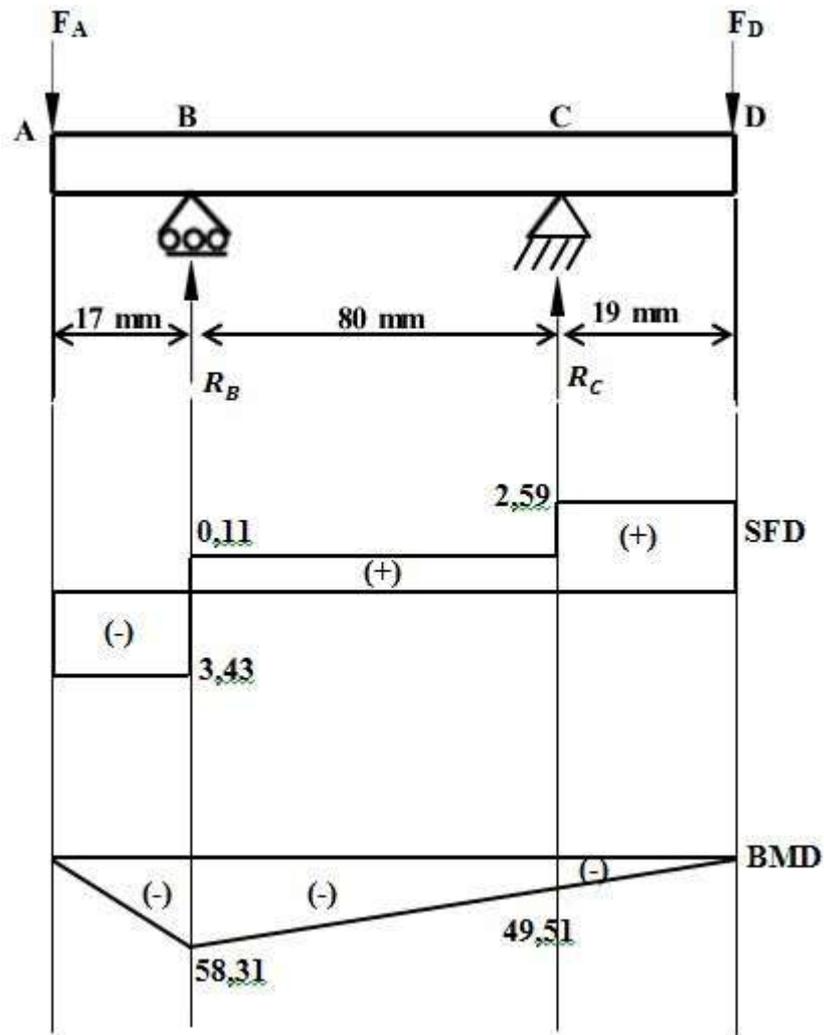
SFD :

$$\begin{aligned} \sum V_{CD} &= - F_A + R_B + R_C \\ &= - 3,43 \text{ N} + 3,54 + 2,48 \\ &= 2,59 \text{ N} \end{aligned}$$

BMD :

$$\begin{aligned} \sum M &= - F_A \cdot x + R_B (x - 17) + R_C (x - 97) \\ \sum M(97) &= - 49,51 \text{ Nmm} \\ \sum M(116) &= 0 \text{ Nmm} \end{aligned}$$

Dari semua nilai yang diperoleh dari perhitungan dapat digambarkan SFD dan BMD sebagai berikut :



Gambar 4.9 SFD dan BMD poros counter

❖ Momen yang terjadi pada poros

1. $M_A = 0 \text{ Nmm}$
2. $M_B = 58,31 \text{ Nmm}$
3. $M_C = 49,51 \text{ Nmm}$
4. $M_D = 0 \text{ Nmm}$

4. Diameter Poros

Menghitung diameter poros yang direncanakan digunakan persamaan 3.17.

Dimana :

$$K_t = 1,5 - 3,0, \text{ maka diambil untuk harga } K_t = 2$$

$$K_M = 2$$

$$\tau_a = 50 \text{ N/mm}^2$$

$$M = 58,31 \text{ Nmm}$$

$$T_7 = 7649,5 \text{ Nmm}$$

$$\begin{aligned} d_{s7} &\geq \left[\frac{5,1}{\tau_a} \sqrt{(K_m M)^2 + (K_T T)^2} \right]^{\frac{1}{3}} \\ &\geq \left[\frac{5,1}{50} \sqrt{(2 \times 58,31)^2 + (2 \times 7649,5)^2} \right]^{\frac{1}{3}} \\ d_{s7} &\geq 11,59 \rightarrow 12 \text{ mm} \end{aligned}$$

5. Tegangan yang terjadi pada poros

Untuk mencari tegangan yang terjadi pada poros dapat menggunakan persamaan 3.18.

$$\tau_{max} = \left(\frac{5,1}{d_s^3} \right) \sqrt{(K_m M)^2 + (K_T T)^2}$$

Dimana :

$$d_{s7} = 12 \text{ mm}$$

$$K_t = 2$$

$$K_M = 2$$

$$M = 58,31 \text{ Nmm}$$

$$T_7 = 7649,5 \text{ Nmm}$$

Maka,

$$\begin{aligned} \tau_{hitung} &= \left(\frac{5,1}{d_{s7}^3} \right) \sqrt{(K_m M)^2 + (K_T T)^2} \\ \tau_{hitung} &= \left(\frac{5,1}{12^3} \right) \sqrt{(2 \times 58,31)^2 + (2 \times 7649,5)^2} \\ \tau_{hitung} &= 45,15 \text{ N/mm}^2 \end{aligned}$$

∴ Poros counter (poros yang digerakkan) dengan diameter 12 mm aman untuk digunakan. Hal ini dikarenakan $\tau_{hitung} \leq \tau_a$ (aman), yaitu nilainya sebesar $45,15 \text{ N/mm}^2 \leq 50 \text{ N/mm}^2$. Ukuran ini dipilih karena menyesuaikan besarnya bantalan yang ada dipasaran seperti ditunjukkan di tabel diameter pada lampiran.

4.7. Perencanaan Rantai

Menurut gambar 2.28 diagram pemilihan rantai rol berdasarkan jumlah putaran sprocket kecil terhadap daya yang ditransmisikan dengan satu rangkaian, dipilih untuk sementara no rantai #50 (dapat dilihat pada lampiran ukuran umum rantai).

- ❖ Pitch , $p = 15,875 \text{ mm}$
- ❖ Diameter roller, $d = 10,16$
- ❖ Lebar minimum rol, $W = 9,53 \text{ mm}$
- ❖ Kekuatan tarik rata-rata = 3200 kg
- ❖ Harga z_6 sproket kecil (*freewheel*) direncanakan sebesar 15, yang sedikit lebih besar daripada $z_{1min} = 13$, dipilih.

4.7.1. Dimater Jarak Bagi dan Diameter Naf :

1. Perencanaan jumlah gigi sprocket besar

Untuk mencari jumlah gigi sprocket besar yang direncanakan dapat menggunakan persamaan 3.35.

Dimana :

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{390}{208,566} = 1,86$$

Dan harga z_6 sproket kecil (*freewheel*) direncanakan sebesar 15, yang sedikit lebih besar daripada z_{1min} Sebesar 13, dipilih.

Maka, untuk mencari jumlah gigi pada rear sproket.

$$z_4 = z_6 \times i$$

$$z_4 = 15 \times 1,86 = 27,9 \approx 28 \text{ (direncanakan)}$$

2. Diameter jarak bagi sprocket

- a. Diameter jarak bagi sprocket kecil (*Freewheel*) (d_p) dihitung menggunakan persamaan 3.17:

Diketahui :

Jumlah gigi sprocket kecil (*Freewheel*) (z_6) : 15

$$\begin{aligned}d_p &= p/\sin(180^\circ/z_6) \\ &= 15,875/\sin(180^\circ/15) \\ &= 76 \text{ mm}\end{aligned}$$

- b. Diameter jarak bagi sprocket besar (D_p) menggunakan persamaan 3.18:

Diketahui :

Jumlah gigi sproket besar (rear sproket) (z_4) : 28

$$\begin{aligned}D_p &= p/\sin(180^\circ/z_4) \\ &= 15,875/\sin(180^\circ/28) \\ &= 141,79 \text{ mm}\end{aligned}$$

3. Diameter naf maksimum sprocket

- a. Diameter naf maksimum sprocket kecil (*freewheel*) dihitung menggunakan persamaan 3.21 :

$$\begin{aligned}d_{Bmax} &= p\{\cot(180^\circ/z_6) - 1\} - 0,76 \\ d_{Bmax} &= 15,875\{\cot(180^\circ/15) - 1\} - 0,76 \\ d_{Bmax} &= 15,875\{4,7046 - 1\} - 0,76 \\ d_{Bmax} &= 58 \text{ mm}\end{aligned}$$

- b. Diameter naf maksimum sprocket besar dihitung menggunakan persamaan 3.22 :

$$\begin{aligned}D_{Bmax} &= p\{\cot(180^\circ/z_4) - 1\} - 0,76 \\ D_{Bmax} &= 15,875\{\cot(180^\circ/28) - 1\} - 0,76 \\ D_{Bmax} &= 15,875\{8,8733 - 1\} - 0,76 \\ D_{Bmax} &= 124,23 \text{ mm} \approx 124 \text{ mm}\end{aligned}$$

4.7.2. Pemeriksaan Diameter Poros dan Diameter Naf

Diameter naf harus diperiksa untuk menghindari momen lentur yang berlebihan dan naf tidak eksentris, dimana diameter poros sudah didapat berdasarkan hasil perhitungan perencanaan poros.

1. Diameter poros dan Diameter naf depan/kecil (*Freewheel*)

Diketahui :

Untuk poros sprocket kecil (d_{s7}) = 12 mm dengan diameter naf maksimum sprocket kecil (d_{Bmax}) = 58 mm sebaiknya diperkecil dihitung menggunakan persamaan 3.25. :

$$\frac{5}{3} x d_s + 12 \leq d_{bmax}$$

$$\frac{5}{3} x d_{s7} + 12 \leq d_{bmax}$$

$$\frac{5}{3} x 12 + 12 \leq 58$$

$$32 \leq 58 ; \text{Baik dan aman}$$

∴ Diameter poros sprocket kecil (d_{s7}) = 12 mm

Diamter naf sprocket kecil (d_{Bmax}) = 32 mm

2. Diameter poros dan Diameter naf belakang/besar

Diketahui :

Untuk poros sprocket besar (d_{s3}) = 15 mm dengan diameter naf maksimum sprocket besar (D_{Bmax}) = 124 mm sebaiknya diperkecil dihitung menggunakan persamaan 3.26 :

$$\frac{5}{3} x d_s + 10 \leq D_{bmax}$$

$$\frac{5}{3} x d_{s3} + 10 \leq D_{bmax}$$

$$\frac{5}{3} x 15 + 10 \leq 124$$

$$35 \leq 124 ; \text{Baik dan aman}$$

∴ Diameter poros sprocket besar (d_{s3}) = 15 mm

Diamter naf sprocket besar (d_{Bmax}) = 35 mm

4.7.3. Kecepatan Rantai

Untuk mencari kecepatan rantai dapat menggunakan persamaan 3.29.

Dimana :

a. Sproket besar (*Rear sproket*)

Diketahui :

$$\text{Putaran } (n_3) = 208,566 \text{ rpm}$$

$$\text{Jumlah gigi sprocket besar } (z_4) = 28$$

$$\text{Pith, } (p) = 15,875$$

Maka :

$$v = \frac{(p \times z_4 \times n_3)}{1000 \times 60}$$

$$v = \frac{(15,875 \times 28 \times 208,566)}{1000 \times 60} = 1,55 \text{ m/s}$$

b. Sproket kecil (*Freewheel*)

Diketahui :

$$\text{Putaran } (n_7) = 534,78 \text{ rpm}$$

$$\text{Jumlah gigi sprocket kecil } (z_6) = 15$$

$$\text{Pith, } (p) = 15,875$$

Maka :

$$v = \frac{(p \times z_6 \times n_7)}{1000 \times 60}$$

$$v = \frac{(15,875 \times 15 \times 534,78)}{1000 \times 60} = 2,12 \text{ m/s}$$

4.7.3.1. Daerah Kecepatan Rantai

Daerah kecepatan dalam perencanaan rantai rol jangan melebihi dari kecepatan yang diijinkan, karena dapat menyebabkan suara yang berisik, terjadi slip dan membahayakan keselamatan.

Untuk daerah kecepatan yang diijinkan :

$$V_{\text{ijin}} = (2 - 10) \text{ m/s,}$$

Maka syarat kecepatan rantai rol terjadi :

$$\text{Kecepatan rantai } (v) \leq 10 \text{ m/s}$$

Berdasarkan hasil perhitungan kecepatan rantai pada masing-masing sprocket yaitu :

a. Sproket besar

Didapatkan harga kecepatan rantainya sebesar 2,89 m/s

Syarat aman :

Kecepatan rantai (v) ≤ 10 m/s, maka :

$$1,55 \text{ m/s} \leq 10 \text{ m/s} ;$$

\therefore kecepatan memenuhi syarat sehingga rantai rol yang direncanakan baik dan aman

b. Sproket kecil (*Freewheel*)

Didapatkan harga kecepatan rantainya sebesar 3,97 m/s

Syarat aman :

Kecepatan rantai (v) ≤ 10 m/s, maka :

$$2,12 \text{ m/s} \leq 10 \text{ m/s} ;$$

\therefore kecepatan memenuhi syarat sehingga rantai rol yang direncanakan baik dan aman

4.7.4. Ukuran Rantai Rol yang Direncanakan

Diketahui panjang antara sumbu poros sprocket depan dan belakang diukur $C = 397$ mm, maka jarak dan jumlah satuan mata rantai (C_p) menggunakan persamaan 3.28.

$$C = C_p \times p$$

$$C_p = \frac{C}{p}$$

$$C_p = \frac{397}{15,875}$$

$$C_p = 25 \text{ mata rantai}$$

Diperoleh panjang rantai dalam jumlah mata rantai, menggunakan persamaan 3.25.

$$L_p = \frac{z_6 + z_4}{2} + 2C_p + \frac{[(z_4 - z_6)/6,28]^2}{C_p}$$

Dimana :

$$z_6 = 15$$

$$z_4 = 28$$

$$C_p = 25$$

Maka,

$$L_p = \frac{15 + 28}{2} + 2 \times 25 + \frac{[(28 - 15)/6,28]^2}{25}$$

$$L_p = 21,5 + 50 + 0,17 = 71,67 \text{ mata rantai}$$

Panjang rantai dalam satuan SI L (mm), dapat menggunakan persamaan 3.26.

$$L = L_p \times p$$

$$L = 71,67 \times 15,875 = 1137,76 \text{ mm}$$

4.7.5. **Beban Tarik Rantai Rata-rata (F_{Brol})**

Merupakan beban yang akan ditarik oleh rantai. Dapat menggunakan persamaan 3.30.

a. Sproket besar

Diketahui :

$$Pd = 0,42$$

$$V = 1,55$$

Maka,

$$F_{spr} = \frac{102 Pd}{v_{spr}}$$

$$F_{spr} = \frac{102 \times 0,42}{1,55} = 27,64 \text{ kg}$$

b. Sproket kecil (*freewheel*)

Diketahui :

$$Pd = 0,42$$

$$V = 2,12$$

Maka,

$$F_{spr} = \frac{102 Pd}{v_{spr}}$$

$$F_{spr} = \frac{102 \times 0,42}{2,12} = 20,21 \text{ kg}$$

4.7.6. **Faktor Keamanan (SF_{rol})**

Faktor keamanan diperoleh dari perbandingan antara batas kekuatan tarik rata – rata (F_B) dari pemilihan nomor rantai sementara terhadap pembebanan yang akan diterima rantai rol rencana (F_{Brol}) .

Dimana :

$SF \geq 6$ untuk satu rangkaian.

Batas kekuatan tarik rata – rata (F_B) #50 = 3200 kg (lampiran ukuran rantai)

Maka,

a. Sproket Besar

$$Sf = \frac{F_B}{F_{Bro1}}$$

$$Sf = \frac{3200}{27,64} = 115,77$$

∴ 115,77 ≥ 6, baik

b. Sproket kecil (*freewheel*)

$$Sf = \frac{F_B}{F_{Bro1}}$$

$$Sf = \frac{3200}{20,21}$$

$$Sf = 158,34$$

∴ 158,34 ≥ 6, baik

4.7.7. Penentuan Nomor Rantai Sebenarnya

Berdasarkan perhitungan yang telah dilakukan, maka rantai rol dipilih no #50 sebagai rantai yang akan dipakai. Maka persyaratan menurut rantai rol nomor #50 data – datanya dapat dilihat pada lampiran.

Diketahui panjang antara sumbu poros sprocket depan dan belakang diukur C = 397 mm,

$$C = C_p \times p$$

$$C_p = \frac{C}{p}$$

$$C_p = \frac{397}{15,875} = 25 \text{ mata rantai}$$

Diperoleh panjang rantai dalam jumlah mata rantai,

$$L_p = \frac{15 + 28}{2} + 2 \times 25 + \frac{[(28 - 15)/6,28]^2}{25}$$

$$L_p = 21,5 + 50 + 0,17 = 71,67 \text{ mata rantai}$$

Panjang rantai dalam satuan SI L (mm)

$$L = L_p \times p$$

$$L = 71,67 \times 15,875 = 1137,76 \text{ mm}$$

Jumlah gigi sprocket

- Sproket besar (*rear sproket*) : 28

- Sproket kecil (*freewheel*) : 15

4.8. Perencanaan Freewheel

Berdasarkan hasil perhitungan rantai dan sprocket, maka pada perencanaan freewheel disini, perancangan freewheel yang digunakan adalah dengan hasil data perhitungan poros, rantai dan sprocket, seperti ditunjukkan pada gambar 4.10. Dalam penggunaannya, jenis freewheel ini sangat berpengaruh untuk mereduksi gerakan atau memutus gerakan terutama pada sistem transmisi bagian poros yang digerakkan atau yang disebut poros counter.



Gambar 4.10 Freewheel

4.9. Perencanaan Bantalan

Pada gambar 3.4, perencanaan bantalan pada sistem transmisi sepeda helicle terdapat pada poros counter. Berdasarkan hasil perhitungan diameter poros counter, jenis bantalan yang digunakan yaitu : Tipe bantalan gelinding bola yang direncanakan pada perencanaan sistem transmisi sepeda helicle adalah 6201 ZZ dengan spesifikasi dapat dilihat pada lampiran :

$D = 32 \text{ mm}$ (diameter luar bearing) $r = 1$ (harga toleransi)

$d = 12 \text{ mm}$ (diameter dalam bearing)

$B = 10 \text{ mm}$ (ketebalan bearing)

$C = 535 \text{ kg}$ (kapasitas nominal dinamis spesifik)

$C_0 = 305 \text{ kg}$ (kapasitas nominal statis spesifik)

Dimana beban radial yaitu beban pengendara dan beban rangka

Diketahui :

Beban pengendara = 150 kg

Beban rangka = 45 kg

Jadi beban radial (F_r) = 195 kg

1. Beban ekivalen dinamis

Bantalan yang digunakan adalah bantalan radial. Dikarenakan tidak terjadi beban aksial, untuk $F_a = 0$. Untuk besarnya faktor – faktor X, V dan Y dapat dilihat pada lampiran.

$$X = 1 \text{ untuk } F_a/V F_r \leq e$$

$$V = 1 \text{ (beban putar pada cincin dalam)}$$

$$Y = 0 \text{ untuk } F_a/V F_r \leq e$$

Maka beban ekivalen bantalan dapat dihitung menggunakan persamaan 3.31 :

$$P_r = X \cdot V \cdot F_r + Y \cdot F_a$$

$$P_r = (1.195) + (0.0)$$

$$P_r = 195 \text{ kg}$$

2. Faktor kecepatan putaran bantalan

Untuk mencari faktor kecepatan putaran bantalan dapat menggunakan persamaan 3.32 :

- Poros counter (poros yang digerakkan)

Diketahui :

$$n_7 = 534,78 \text{ rpm}$$

$$f_{n8} = \left[\frac{33,3}{n_7} \right]^{\frac{1}{3}}$$

$$f_{n8} = \left[\frac{33,3}{534,78} \right]^{\frac{1}{3}} = 0,396 \text{ rpm}$$

3. Faktor umur bantalan

Mencari faktor umur bantalan dapat menggunakan persamaan 3.33:

- Poros counter (poros yang digerakkan)

$$f_{h8} = f_{n8} \frac{c}{p}$$

$$f_{h8} = 0,396 \frac{535}{195} = 1,08646$$

4. Umur nominal bantalan

Untuk mencari umur nominal bantalan dapat menggunakan persamaan 3.34 :

$$L_{h8} = 500 f_{h8}^3$$

$$L_{h8} = 500 \cdot (1,08646)^3$$

$$L_{h8} = 641,226 \text{ jam}$$

$$L_{h8} = 0,07 \text{ tahun}$$

4.10. Perencanaan roda gigi

Pada perencanaan elemen mesin roda gigi ini akan digunakan roda gigi berjenis roda gigi lurus.

Data – data untuk perencanaan roda gigi didapatkan berdasarkan perhitungan elemen-elemen mesin lainnya yaitu poros.

$$\text{Daya yang akan direncanakan (Pd)} = 0,42 \text{ kW}$$

$$\text{Putaran poros penggerak (poros input) } n_3 = 208,556 \text{ rpm}$$

Putaran roda gigi yang digerakkan (putaran poros counter) n_7 sebesar 534,78 rpm.

Jumlah gigi pada sprocket kecil (*freewheel*) (z_6) sebanyak 15.

a. Perhitungan jumlah gigi pada roda gigi yang direncanakan (z_9)

Berdasarkan rumus perbandingan putaran, maka untuk mencari jumlah gigi pada roda gigi yang direncanakan dapat menggunakan persamaan perbandingan putaran tersebut, yaitu :

$$u = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_1}{z_2}$$

Maka,

$$\frac{n_3}{n_7} = \frac{z_6}{z_9}$$

$$\frac{208,556}{534,78} = \frac{15}{z_9}$$

$$z_9 = \frac{534,78 \times 15}{208,556} = 38,4 \approx 38$$

b. Mencari diameter roda gigi yang direncanakan (d_9)

Untuk mencari diameter roda gigi yang direncanakan dapat menggunakan persamaan 3.36.

$$d_9 = z_9 \times m$$

$$d_9 = 38 \times 1,9$$

$$d_9 = 72,2 \text{ mm}$$

c. Perbandingan putaran (u)

$$u = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_1}{d_2} = \frac{m z_1}{m z_2} = \frac{z_1}{z_2} = \frac{1}{i}$$
$$= \frac{n_3}{n_7} = \frac{208,556}{534,78} = 0,38$$

d. Perbandingan roda gigi pada poros counter dengan sprocket kecil yang digerakkan dapat menggunakan persamaan 3.37 :

$$i = \frac{z_9}{z_6}$$
$$i = \frac{38}{15} = 2,53$$

Perbandingan putaran dengan perbandingan roda gigi didapatkan $u < 1$ dan $i > 1$, sehingga dapat dikatakan bahwa roda gigi tersebut digunakan untuk reduksi. ($0,38 < 1$ dan $2,53 > 1$)

e. Kecepatan keliling (tanpa pembebanan)

Untuk mencari kecepatan keliling pada roda gigi yang direncanakan dapat menggunakan persamaan 3.38.

$$v = \frac{\pi \times d_1 \times n_1}{60 \times 1000}$$

Dimana :

Diameter roda gigi yang direncanakan (d_9) = 72,2 mm

Untuk putaran diambil pada putaran poros counter (n_7) dikarenakan roda gigi yang direncanakan terletak pada poros counter, nilai putarannya yaitu sebesar 534,78 rpm.

Maka kecepatan keliling roda gigi yang direncanakan yaitu :

$$v = \frac{\pi \times d_9 \times n_7}{60 \times 1000}$$
$$v = \frac{\pi \times 72,2 \times 534,78}{60 \times 1000} = 2.02 \text{ m/s}$$

f. Bahan roda gigi besar F30C.

- Kekuatan tarik $\sigma_{B1} = 26 \text{ (kg/mm}^2\text{)}$
 - Tegangan lentur $\sigma_{a1} = 13 \text{ (kg/mm}^2\text{)}$
 - Kekerasan permukaan $H_{B1} = 215$ (rata-rata)
- Faktor – faktor untuk meneruskan beban lentur yang diizinkan persatuan sisi F'_b (kg/mm) :

- Besarnya beban lentur yang diizinkan F'_b (kg/mm) :

$Y = 0,383$ (lihat pada tabel faktor bentuk gigi di lampiran) $\rightarrow z_9 = 38$

$m = 1,9$

$$F_v = \frac{3}{3+v} = \frac{3}{3+2,02} = 0,598$$

Maka berdasarkan persamaan 3.39 didapatkan besarnya beban lentur yang diizinkan :

$$F'_b = \sigma_b m Y f_v$$

$$F'_b = 13 \times 1,9 \times 0,383 \times 0,598$$

$$F'_b = 5,657 \text{ kg/mm}$$

- Faktor tegangan kontak pada bahan roda gigi yang diambil menurut kekerasan (H_B) bahan roda gigi dapat dilihat pada tabel faktor tegangan kontak pada bahan roda gigi di lampiran. Maka untuk nilai KH diambil sebesar 0,079 kg/mm².

- Faktor tegangan kontak yang diizinkan (k)

Untuk mencari nilai faktor tegangan kontak yang diizinkan dapat menggunakan persamaan 3.40.

$$k = 2 \times F_v \times K_H$$

$$k = 2 \times 0,598 \times 0,079$$

$$k = 0,094$$

Setelah diketahui jumlah gigi yang direncanakan, selanjutnya untuk menyempurnakan proses perancangan ke pembuatan roda gigi lurus, maka diperlukan hasil perhitungan dimensi – dimensi lain untuk mempermudah melanjutkan ke proses pembuatan roda gigi.

Dalam pembuatan roda gigi lurus harus mengetahui terlebih dahulu dimensi bagian – bagian utama pada roda gigi lurus tersebut. Setelah mengetahui bagian – bagian utama dari roda gigi lurus, kemudian akan mampu melakukan perhitungan bagian – bagian utama roda gigi lurus. Dari perhitungan bagian – bagian utama roda gigi lurus selanjutnya ke proses pembuatan roda gigi lurus.

Bagian – bagian utama roda gigi lurus ditunjukkan seperti pada gambar

3.5.

- D_k : Diameter kepala gigi
- D_t : Diameter tusuk gigi
- D_f : Diameter kaki gigi
- h : Tinggi gigi
- h_k : Tinggi kepala gigi
- h_f : Tinggi kaki gigi
- b : Tebal gigi
- z : Jumlah gigi
- m : Modul pisau
- N_C : Pembagian perputaran roda gigi

Adapun data – data dimensi lainnya bagian utama perencanaan roda gigi lurus serta hasil perhitungannya roda gigi lurus dengan jumlah gigi 38 ditunjukkan pada tabel 4.4 berikut.

Tabel 4.4. Perencanaan roda gigi 38

No	Nama	Simbol	Perhitungan (rumus)	Hasil (mm)
A	Modul	m		1,9
B	Jumlah gigi	z_9		38
C	Diameter tusuk	D_t	$D_t = Z \times m$ $= 38 \times 1,9$ $= 72,2$	72
D	Tinggi kepala gigi	h_k	$h_k = 1 \times m$ $= 1 \times 1,9 = 1,9$	2
E	Tinggi kaki gigi	h_f	$h_f = 1,2 \times m$ $= 1,2 \times 1,9$ $h_f = 2,3$	2
F	Diameter kaki gigi	D_f	$D_f = D_t - 2 \times h_f$ $= 72,2 - 2 \times 2$ $D_f = 68,2$	68
G	Diameter kepala gigi	D_k	$D_k = D_t + 2 \times h_k$ $= 72,2 + 2 \times 2$ $= 76,2$	76
H	Tinggi gigi	h	$h = h_k + h_f$ $h = 1,9 + 2,3 = 4,2$	4
I	Tebal gigi	b	$b = 6 \times m$ $b = 6 \times 1,9$ $b = 11,4$	11
J	Pembagian perputaran gigi	N_c	$N_c = \frac{40}{z}$ $N_c = 40/38 = 1,05$	1,05

