

# PERANCANGAN SEPEDA *TREADMILL* *HYBRID HELICLE* (Rangka Dan Sistem Transmisi)

**Bhakti Prabantara<sup>a</sup>, Dr. Bambang Riyanta, S.T., M.T.<sup>b</sup>, Muh.  
Budi Nur Rahman, S.T., M.Eng<sup>c</sup>**

<sup>a</sup>Mahasiswa Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Muhammadiyah  
Yogyakarta

Jl. Brawijaya, Kasihan, Bantul, D.I. Yogyakarta, Indonesia, 55183  
+6281325927420

[bhaktiprabantara@gmail.com](mailto:bhaktiprabantara@gmail.com)<sup>a</sup>

<sup>b,c</sup>Dosen Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Muhammadiyah Yogyakarta

Jl. Brawijaya, Kasihan, Bantul, D.I. Yogyakarta, Indonesia, 55183  
[bambangriyanta@umy.ac.id](mailto:bambangriyanta@umy.ac.id)<sup>b</sup>, [budinurrahman@umy.ac.id](mailto:budinurrahman@umy.ac.id)<sup>c</sup>

---

---

## Intisari

Sepeda *treadmill hybrid helicle* merupakan sebuah inovasi baru dari kendaraan hemat energi yang dirancang untuk mengatasi permasalahan yang ada di Indonesia seperti pencemaran udara, kemacetan, kesehatan fisik, dan gangguan mental. Sepeda ini diberi nama *healty life bicycle (helicle)*. Perancangan ini mengkombinasi antara sepeda listrik dan *treadmill* alat kesehatan. Perancangan Sepeda *treadmill hybrid helicle* menggunakan software *AutoDesk Inventor 2016 x64 edition*. Perancangan sepeda *treadmill* memiliki beberapa tahapan yaitu (1) studi literatur, (2) perumusan masalah, (3) pembuatan model rangka *dengan Software CAD*, (4) analisa perhitungan statis, (5) pemilihan material, (6) perencanaan sistem transmisi, (7) hasil analisa, dan (8) pembuatan laporan. Perancangan sepeda *treadmill hybrid helicle* ini memiliki spesifikasi antara lain : (1) rangka berdimensi 1748 x 559 x 690 mm, (2) menggunakan daya penggerak motor *brushless DC* 350 W, (3) menggunakan *freewheel* sebagai pembalik arah putaran motor listrik dengan putaran *treadmill*, (4) Sistem transmisi menggunakan rantai, sproket, poros, serta roda gigi. Hasil Analisa yang di dapat pada rangka menggunakan material *mild steel* yaitu rangka mampu menahan beban maksimum sebesar 150 kg dengan tegangan maksimal rangka yaitu sebesar 49,12 N/mm<sup>2</sup>. Motor yang digunakan adalah motor listrik *Brushless DC* dengan tegangan 36 V dengan sistem transmisi yang digunakan adalah poros input menggunakan material baja karbon S45C dengan nilai tegangan geser pada poros 1,585 kg/mm<sup>2</sup>, tegangan lentur pada poros sebesar 3,17 kg/mm<sup>2</sup>, dan diameter poros *input* yang digunakan sebesar 15 mm. Poros *counter* menggunakan material baja yang difinis dingin (S35C-D) dengan nilai tegangan geser 45,15 N/mm<sup>2</sup>, dan diameter poros *counter* yang digunakan sebesar 12 mm. Rantai rol yang digunakan no #50 dengan panjang rantai yang aman digunakan untuk konstruksi sepeda *helicle* adalah sebesar 1137,76 mm. Untuk *sprocket* yang digunakan, *sprocket* belakang jumlah gigi 28 dengan diameter jarak bagi 141,79 mm, *sprocket* depan (*freewheel*) jumlah gigi 15 dengan diameter jarak bagi sebesar 76 mm. Bantalan yang digunakan tipe 6201 zz. Dan roda gigi yang digunakan adalah roda gigi lurus dengan menggunakan material F30C, jumlah gigi 38, diameter 72 mm.

**Kata Kunci** : Sepeda *Treadmill Hybrid Helicle*, Rangka, Sistem Transmisi

---

---

## 1. PENDAHULUAN

Orang lebih memilih menggunakan kendaraan bermotor untuk berpergian kemana saja, seperti sepeda motor, mobil, bus, kereta api, kapal terbang, dan kapal laut dibandingkan dengan sepeda karena dianggap lebih praktis dan tidak melelahkan dalam penggunaannya. Penduduk Indonesia yang kebiasaan berkendara bermotor, menyebabkan berbagai masalah mulai dari pencemaran udara, kemacetan, kesehatan fisik, dan gangguan mental.

Beberapa studi *epidemiologi* menyimpulkan, masalah pencemaran udara serta dampak terhadap kesehatan yang disebabkan oleh terakumulasinya pencemaran udara dari hari ke hari sangat berbahaya. Gangguan kesehatannya misalnya kanker pada paru – paru atau organ tubuh lainnya, penyakit pada saluran tenggorokan yang bersifat akut maupun kronis, dan kondisi yang diakibatkan karena bahan pencemaran terhadap organ lainnya seperti paru-paru, dan penyakit tidak menular (PTM).

Banyak para *engineer* maupun *founder* merancang serta mengembangkan sebuah inovasi baru dari kendaraan hemat energi untuk mengatasi permasalahan diatas. Salah satu nya yaitu *founder* yang berasal dari belanda menciptakan sepeda *treadmill* yang diberi nama *lopifit*, *bruin* (2014). Seperti yang kita ketahui, *treadmill* adalah alat yang digunakan untuk berolahraga dengan tetap berada ditempat yang sama, berjalan atau berlari diatasnya dimodifikasi dengan sepeda konvensional yang bersifat dikayuh sehingga dapat bergerak dan berkeliraran bebas dijalan.

Sepeda *lopifit* banyak dipasarkan sejak tahun 2014 diberbagai negara, sedangkan dipasaran Indonesia belum terjamah dikarenakan harga sepeda tergolong relatif mahal untuk pasar Indonesia seharga Rp 33,5 juta. Dalam mekanismenya, sepeda *lopifit* mengkombinasikan antara berjalan dan bersepeda. *Prototype* ini didesain dengan rangka yang tidak seperti sepeda umumnya dimana untuk bagian *crank*-nya justru tidak ada, digantikan dengan

menggunakan sebuah papan untuk menjalankannya dan ditambahkan sebuah mesin penggerak yaitu motor listrik *brushless* DC yang didesain berada di sebelah kanan sumbu sepeda. Dipandang dari segi efisien dan ergonomi, untuk konsep desain dari mesin penggerak sepeda seperti itu masih kurang efisien dan kurang ergonomi dikarenakan mesin penggerak tidak berada pada sumbu sepeda yang mana dapat mengganggu keseimbangan pada saat mengendarai sepeda dikarenakan ketambahan bobot dari mesin penggerak sehingga sepeda menjadi tidak seimbang, dan tidak efisien.

Bertolak dari hal diatas, maka ada ketertarikan untuk merancang dan mengembangkan sepeda *treadmill* yang lebih efisien, ergonomi serta harga jual relatif murah sehingga dapat terjamah di pasaran Indonesia yang nantinya juga dapat mengatasi dan menjadikan solusi permasalahan diatas.

Oleh karena itu, dalam karya tulis ilmiah ini akan merancang sebuah desain kendaraan *prototype* berupa “Sepeda *Treadmill Hybrid* yang diberi nama *Healthy life bicycle (Helicle)*”. Untuk konsep desain dari *Prototype* ini, rangka didesain menggunakan konsep desain sepeda *lopifit*, namun memodifikasi konsep desain pada bagian sistem transmisi dan mesin penggeraknya supaya lebih efisien dan ergonomi. Mesin penggerak sepeda *treadmill hybrid helicle* didesain berada pada sumbu sepeda supaya bobot mesin pada sepeda tidak mengganggu keseimbangan pada saat mengendarainya dan sepeda menjadi seimbang, efisien dan ringan. Dengan adanya Sepeda *treadmill hybrid helicle* diharapkan kedepannya kendaraan ini dapat membantu manusia khususnya untuk berolahraga, transportasi jarak dekat yang ramah lingkungan, dan dapat dijadikan acuan untuk diproduksi sendiri di Indonesia dengan harga relatif murah tanpa harus mengandalkan dan membeli dari negara lain.

**2. Metode Perancangan  
Alat Perancangan**

Alat – alat yang digunakan perancangan ini, yaitu :

- a. Satu perangkat laptop dengan spesifikasi seperti ditunjukkan pada tabel 1.

Tabel 1. Spesifikasi laptop acer

Operation System	Windows 7 Ultimate
Processor	Intel(R) Core(TM) 2 Duo T7500
CPU	2.2 GHz 800 MHz
Installed Memory (RAM)	2 GB
System Type	64-bit Operating system,
Pen and Touch	No Pen or Touch input is available for this display

**b. Software Perancangan**

Dalam perancangan ini jenis *software* yang digunakan yaitu *Autodesk Inventor 2016 x64 Edition*.



Gambar 1. Software autodesk inventor 2016

**c. Jangka Sorong**

Jangka sorong digunakan untuk mengukur dengan presisi dimensi komponen – komponen yang sudah ada dipasaran diantaranya mesin penggerak, roda, transmisi, dan lain sebagainya.

**d. Meteran**

Meteran digunakan untuk mengukur komponen – komponen yang lebih panjang dari pada kemampuan ukuran maksimal jangka sorong.

**e. Kalkulator**

Dalam proses perancangan Sepeda *Treadmill Hybrid Helicle* dibutuhkan kalkulator untuk menghitung dengan cara manual. Untuk membantu proses perhitungan maka digunakan kalkulator agar mempermudah dalam proses analisa ukuran – ukuran yang diperlukan.

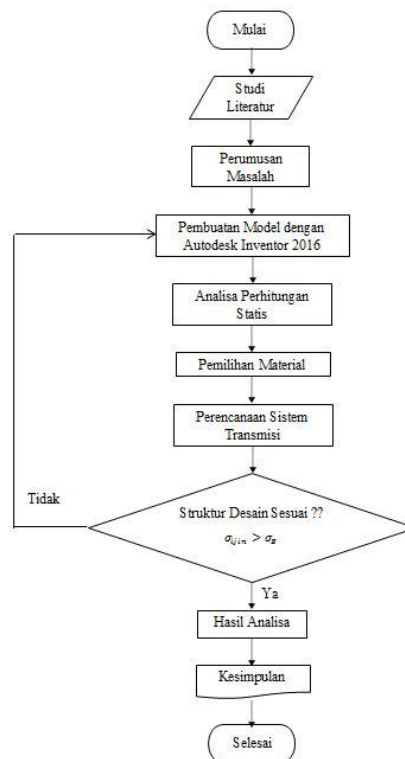
**Bahan Perancangan**

Dalam perancangan ini sangat memerlukan ukuran yang tepat khususnya ukuran komponen – komponen. Agar pada saat proses pembuatan tidak mengalami kesulitan dalam pencarian komponen yang dibutuhkan, maka dalam perancangan ini ukuran komponen disamakan dengan ukuran komponen yang mudah dijumpai di pasaran, diantaranya :

- Satu unit sepeda listrik.
- Satu unit treadmill.

**Diagram alir Perancangan**

Diagram alir dalam perancangan sepeda treadmill hybrid atau yang bernama sepeda helicle bertujuan untuk memudahkan dalam melaksanakan penelitian dan memperjelas tahapan – tahapan dalam perancangan kendaraan tersebut.



Gambar 2. Diagram alir perancangan

**Tahapan Penelitian**

Tahapan penelitian diawali dengan studi literature. Perumusan masalah, pembuatan model dengan software CAD, analisa perhitungan statis, pemilihan material, dilanjutkan dengan

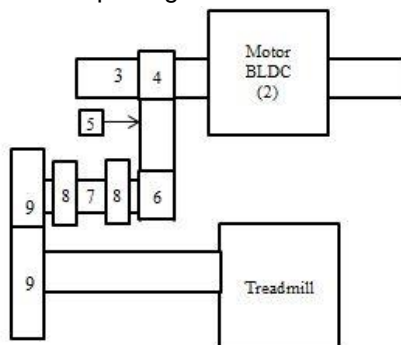
perencanaan sistem transmisi, hasil analisa, dan pembuatan laporan.



Gambar 3. Diagram alir perencanaan sistem transmisi

**Perencanaan Sistem Transmisi**

Transmisi yang direncanakan diilustrasikan pada gambar 4 berikut.



Gambar 4. Perencanaan sistem transmisi  
 Keterangan Gambar :

1. Motor Brushless DC (BLDC) [2]
2. Poros input (as roda) [3]
3. Sproket [4] dan rantai [5]
4. Freewheel [6]
5. Poros counter [7]
6. Bantalan [8]
7. Roda gigi [9]

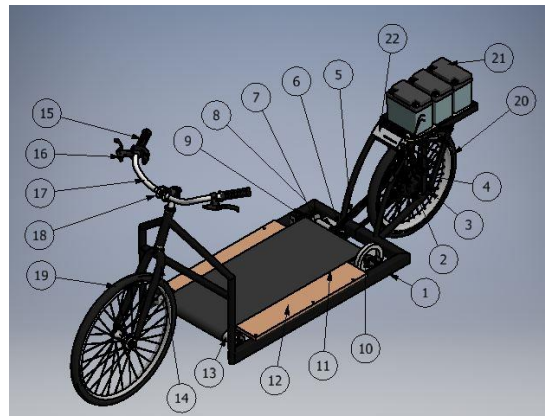
Dalam perencanaan dan perancangan sepeda ini diperlukan beberapa analisa pada bagian rangka, poros, rantai, sproket, bantalan, serta roda gigi.

**3. HASIL DAN PEMBAHASAN**

**3.1. 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 5. Spesifikasi rangka kendaraan yang rencana akan dibuat :

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



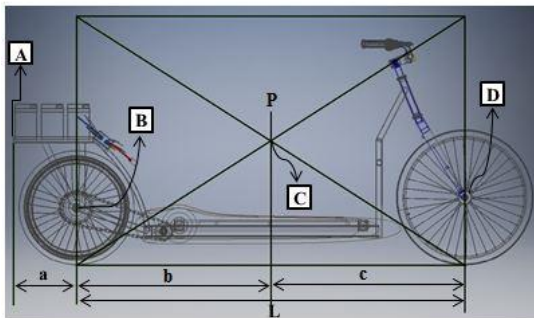
Gambar 5. Model rancangan sepeda treadmill hybrid helicle

Keterangan gambar :

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

**3.2. 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 6.



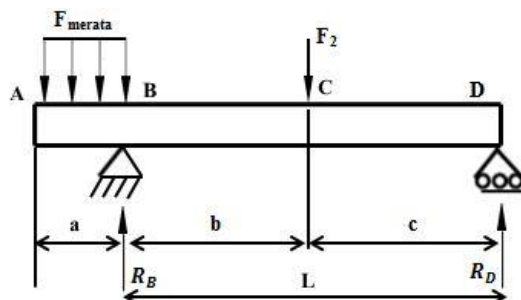
Gambar 6. Sketsa sepeda *treadmill hybrid helicle*

Dengan diketahui jarak poros roda depan dengan poros roda belakang (L) sebesar 1695 mm, jarak penampang aki dengan poros roda belakang (a) sebesar 262 mm, jarak poros roda belakang dengan pusat beban (b) sebesar 847 mm, dan Jarak poros roda depan dengan pusat beban (c) sebesar 848 mm. Dimana massa frame sebesar 45 kg, massa pengendara sebesar 150 kg, massa accu sebesar 9 kg, dan percepatan gravitasi bumi yaitu 9,81 m/s<sup>2</sup>. 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 7. *Free Body Diagram* (FBD)

### 3.2.1. Gaya

Untuk mencari nilai gaya dapat dirumuskan :

$$F = m \cdot g \text{ (N)} \dots \dots \dots (1)$$

Dimana F adalah gaya (N), m adalah massa (kg), dan g adalah percepatan gravitasi (9,81 m/s<sup>2</sup>).

Mencari nilai gaya ( $F_{merata}$ ) dapat menggunakan persamaan 1, dimana massa yang digunakan massa accu yaitu sebesar 9 kg, dan percepatan gravitasi 9,81 m/s<sup>2</sup> :

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

Untuk mencari nilai gaya ( $F_2$ ) dapat menggunakan persamaan 1, dimana massa yang digunakan massa frame 45 kg, dan massa pengendara 150 kg, dan percepatan gravitasi 9,81 m/s<sup>2</sup>:

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

Pada gambar 7 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.

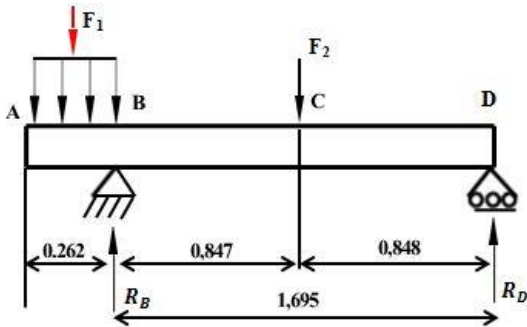
### 3.2.2. Menghitung Reaksi Tumpuan

Dimana diketahui untuk  $F_{merata} = 88,29 \text{ N}$  Dikonversi menjadi beban terpusat sebesar  $F_1$  seperti ditunjukkan pada gambar 8 untuk memudahkan perhitungan reaksinya yaitu :

$$F_1 = 88,29 \text{ N} \cdot 0,262 = 23,13 \text{ N}$$

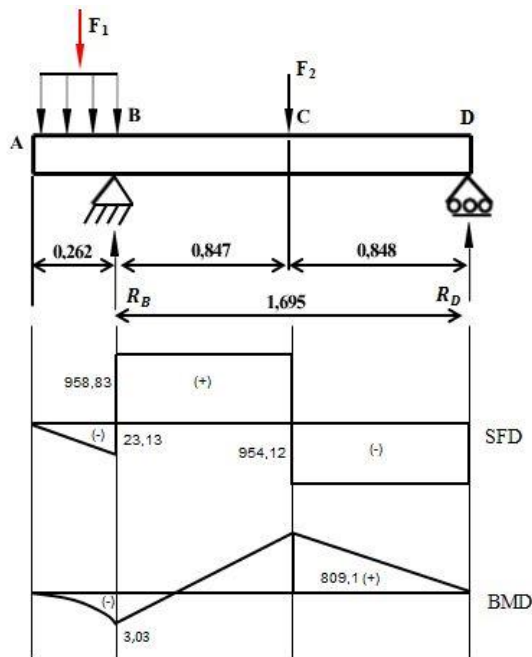
Angka 0,262 adalah panjang beban merata, karena beban merata membebani sepanjang 0,262 meter.

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



Gambar 8. Diagram benda bebas rangka sepeda helicle

Dari hasil perhitungan gambar 8 diagram benda bebas rangka sepeda helicle dapat digambarkan SFD dan BMD Sebagai berikut:



Gambar 9. SFD dan BMD Sepeda Helicle

Berdasarkan perhitungan dan gambar 9 Momen maksimal pada rangka ( $M_{max}$ ) terjadi pada titik C sebesar 809,1 Nm dan gaya vertical (V) maksimal sebesar 958,83 N.

### 3.2.3. Perhitungan Kekuatan Rangka

Material yang ingin dipakai untuk pembuatan rangka sepeda helicle ini adalah mild steel, hasil verifikasi material oleh software autodesk Inventor 2016 dimana yield strength dari material mild steel

tersebut sebesar 219,943 Mpa, yang berdimensi yaitu 51 x 38 x 3 mm.

#### 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 dapat dirumuskan pada persamaan berikut :

$$\sigma_{ijin} = \frac{\sigma_{max}}{S_f} \dots\dots\dots (2)$$

Dimana  $\sigma_{ijin}$  adalah tegangan ijin ( $N/mm^2$ ),  $\sigma_{max}$  adalah tegangan luluh material ( $N/mm^2$ ), dan  $S_f$  adalah angka keamanan.

$$\sigma_{ijin} = \frac{219,943 \text{ N/mm}^2}{3} = 73,31 \text{ N/mm}^2$$

#### 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 dirumuskan :

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

Dimana I adalah momen inersia ( $mm^4$ ), b adalah lebar material (mm), dan h adalah tinggi material (mm).

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

#### 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)  $M_{max} = 809100 \text{ Nmm}$ . Untuk menghitung tegangan maksimum yang terjadi pada rangka sebagai berikut :

$$\sigma_{max} = \frac{M_{max} \cdot Y}{I} \dots\dots\dots (4)$$

Dimana  $\sigma_{max}$  adalah tegangan normal (Mpa),  $M_{max}$  adalah momen lentur pada penampang (Nmm), Y adalah jarak sumbu netral ke tegangan normal (mm), dan I adalah momen inersia ( $mm^4$ ).

$$\sigma_{max} = \frac{809100 \text{ Nmm} \cdot 25,5 \text{ mm}}{420061,5 \text{ mm}^4} = 49,12 \text{ N/mm}^2$$

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

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

**3.2.4. Regangan**

Berdasarkan persamaan untuk menghitung regangan suatu rancangan dirumuskan :

$$\varepsilon = \frac{\sigma}{E} \dots\dots\dots(5)$$

Dimana  $\varepsilon$  adalah regangan normal,  $E$  adalah modulus elastisitas bahan (N/mm<sup>2</sup>), dan  $\sigma$  adalah tegangan normal (N/mm<sup>2</sup>).

$$\varepsilon = \frac{49,12 \text{ N/mm}^2}{199948 \text{ N/mm}^2} = 2,46 \times 10^{-4}$$

**3.2.5. Safety Factor Rancangan**

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

$$Sf = \frac{Yield\ Stress}{Calculated\ Stress} \dots\dots\dots(6)$$

Dimana  $Sf$  adalah angka keamanan, dan *Calculated Stress* adalah tegangan maksimal pada rangka.

$$Sf = \frac{219,943 \text{ N/mm}^2}{49,12 \text{ N/mm}^2} = 4,48 \approx 5$$

Dari hasil perhitungan faktor keamanan, rancangan dikatakan aman apabila faktor keamanan yang didapat  $>$  faktor keamanan ijin material. Adapun faktor keamanan hasil perhitungan sebesar 5  $>$  faktor keamanan ijin material sebesar 3, maka rancangan dikatakan aman.

**3.3. Motor BLDC**

Untuk motor yang akan digunakan pada perancangan sepeda helicle ini spesifikasinya tertera pada tabel 2 berikut :

Tabel 2 Spesifikasi Motor

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

**3.4. Perencanaan Poros**

Poros merupakan salah satu elemen yang berfungsi sebagai penerus putaran dari motor penggerak menuju ke elemen yang digerakkan.

**3.4.1. Poros Input (as roda)**

Poros input yang merupakan sumber dari putaran dan daya pada perencanaan sistem transmisi seperti ditunjukkan pada gambar 4. Daya Rencana

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 yaitu  $f_c$  sebesar 1,2, dan P adalah daya sebesar 0,35 kW. Maka menghitung daya rencana dapat dirumuskan berikut :

$$P_d = P \cdot f_c \dots\dots\dots(7)$$

Dimana  $P_d$  adalah daya rencana (kW), P adalah daya (watt), dan  $f_c$  adalah faktor koreksi yang ditransmisikan (1,2)

$$P_d = 0,42 \text{ kW}$$

**Momen Puntir (T)**

Setelah diperoleh daya yang direncanakan untuk poros yaitu sebesar 0,42 kW, dan putaran poros sebesar 390 r.p.m, maka menghitung momen puntir yang direncanakan pada poros dapat dirumuskan pada persamaan berikut :

$$T_3 = 9,74 \times 10^5 \frac{P_d}{n} \dots\dots\dots(8)$$

Dimana  $T_3$  adalah momen puntir (kg.mm),  $P_d$  adalah daya rencana (kW), dan  $n$  adalah putaran poros (rpm).

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

**Tegangan geser yang diijinkan ( $\tau_a$ )**

Bahan yang digunakan dalam perencanaan ini adalah material yang umum untuk konstruksi mesin, yaitu baja karbon S45C. Diperoleh kekuatan tarik yang diijinkan sebesar  $\sigma_b = 58 \text{ kg/mm}^2$ , dimana nilai  $Sf_1 = 6,0$ , dan  $Sf_2 = 2,0$ . Besarnya tegangan geser yang diijinkan ( $\tau_a$ ) pada poros dapat dirumuskan dengan persamaan :

$$\tau_a = \frac{\sigma_B}{Sf_1 \cdot Sf_2} \dots\dots\dots(9)$$

Dimana  $\tau_a$  adalah tegangan geser yang

dijijinkan ( $\text{kg/mm}^2$ ),  $\sigma_B$  adalah kekuatan tarik tergantung jenis bahan ( $\text{kg/mm}^2$ ),  $Sf_1$  adalah faktor keamanan tergantung dari jenis bahan, dan  $Sf_2$  adalah faktor keamanan tergantung dari bentuk poros.

Sehingga diperoleh :

$$\tau_a = \frac{58 \text{ kg/mm}^2}{6,0 \cdot 2,0} = 4,83 \text{ kg/mm}^2$$

**Diameter Poros**

Setelah diperoleh tegangan geser yang diijijinkan untuk poros yaitu  $4,83 \text{ kg/mm}^2$ , dengan  $T_3 = 1048,92 \text{ kg. mm}$ ,  $K_t = 1,5$ , dan  $C_b = 1,2$ . Maka untuk menghitung diameter poros yang direncanakan dapat dirumuskan pada persamaan berikut:

$$d_s = \left[ \left( \frac{5,1}{\tau_a} \right) K_t C_b T \right]^{\frac{1}{3}} \dots\dots\dots(10)$$

Dimana  $d_s$  adalah diameter poros (mm),  $\tau_a$  adalah tegangan geser yang diijijinkan ( $\text{kg/mm}^2$ ),  $K_t$  adalah faktor koreksi momen puntir,  $C_b$  adalah faktor koreksi beban lentur, dan  $T$  adalah momen puntir ( $\text{kgmm}$ ).

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

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

**Pemeriksaan Kekuatan Poros**

Poros yang dirancang harus dianalisis pengujian kekuatannya. Pemeriksaan dapat dilakukan dengan memeriksa tegangan geser yang terjadi pada poros. Jika tegangan geser yang actual atau timbul ( $\tau$ ) lebih kecil dari tegangan geser yang diizinkan ( $\tau_a$ ), maka perancangan dapat dinyatakan dengan kondisi aman digunakan. Sehingga besar tegangan geser yang timbul pada poros adalah :

$$\tau = \frac{5,1 T}{d_s^3} \dots\dots\dots(11)$$

Dimana  $\tau$  adalah tegangan geser ( $\text{kg/mm}^2$ ),  $T$  adalah momen puntir ( $\text{kgmm}$ ),  $d_s^3$  adalah diameter poros (mm).

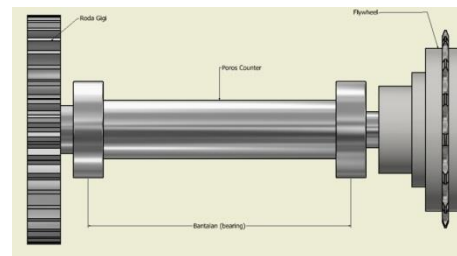
$$\tau_3 = \frac{5,1 \cdot 1048,92 \text{ kg mm}}{15^3 \text{ mm}} = 1,585 \text{ kg/mm}^2$$

Dari hasil perhitungan memberikan bahwa tegangan geser yang diijijinkan 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.

**3.4.2. 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 10 berikut.



Gambar 10. Perencanaan poros counter

Jika  $P_d$  adalah Harga daya rencana sebesar  $0,42 \text{ kW}$ ,  $n_3$  adalah Putaran poros input sebesar  $208,556 \text{ r.p.m.}$  dan Perbandingan giginya adalah  $0,39$ , maka didapat putaran poros counter dengan dirumuskan pada persamaan berikut :

$$u = \frac{n_2}{n_7} \dots\dots\dots(12)$$

Dimana  $u$  adalah perbandingan putaraan atau perbandingan gigi,  $n_2$  adalah putaran poros input (rpm),  $n_7$  adalah putaran poros counter (rpm).

$$n_7 = \frac{209,67 \text{ r.p.m.}}{0,39} = 534,78 \text{ r.p.m.}$$

**Momen Puntir (T) :**

Setelah diketahui putaran dari poros counter maka untuk mencari momen puntir terhadap poros counter dapat digunakan persamaan 8, dimana daya rencana  $P_d$  sebesar  $0,42 \text{ kW}$ , dan putaran poros counter sebesar  $534,78 \text{ r.p.m.}$  :

$$T_7 = 764,95 \text{ kg.mm} = 7649,5 \text{ Nmm}$$

**Tegangan geser yang diijijinkan ( $\tau_a$ )**

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 ( $\sigma_B$ ) sebesar  $600 \text{ N/mm}^2$ , Besarnya tegangan yang diijijinkan ( $\tau_a$ ) pada poros dapat diperoleh dengan persamaan 9 :



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

**Diameter Poros**

Setelah diperoleh tegangan geser yang diijinkan untuk poros ( $\tau_a$ ) yaitu 50 N/mm<sup>2</sup>, dengan  $K_t = 2$ ,  $K_m = 2$ ,  $M = 58,31 \text{ Nmm}$ , dan  $T_7 = 7649,5 \text{ Nmm}$ . Maka mencari diameter poros yang direncanakan dapat dirumuskan pada persamaan berikut :

$$d_s \geq \left[ \frac{5,1}{\tau_a} \sqrt{(K_m M)^2 + (K_t T)^2} \right]^{\frac{1}{3}} \dots\dots\dots(13)$$

Dimana  $d_s$  adalah diameter poros (mm),  $K_m$  adalah faktor koreksi momen lentur,  $M$  adalah momen lentur yang terjadi pada poros (kgmm),  $K_t$  adalah faktor koreksi momen puntir, dan  $T$  adalah momen puntir (kgmm).

$$d_{s7} \geq 11,59 \rightarrow 12 \text{ mm}$$

**Tegangan yang terjadi pada poros**

Setelah didapatkan diameter poros counter sebesar 12 mm, untuk  $k_m$  dipilih sebesar 2,  $k_t$  dipilih sebesar 2, dan momen yang terjadi pada poros berdasarkan perhitungan didapat sebesar 58,31 Nmm, dan momen puntir pada poros sebesar 7649,5 Nmm. Maka untuk mencari tegangan yang terjadi pada poros dapat dirumuskan pada persamaan berikut :

$$\tau_{max} = \left( \frac{5,1}{d_s^3} \right) \sqrt{(K_m M)^2 + (K_t T)^2} \dots\dots\dots(14)$$

Dimana  $\tau_{max}$  adalah tegangan geser maksimal pada poros (kg/mm<sup>2</sup>),  $d_s$  adalah diameter poros (mm),  $K_m$  adalah faktor koreksi momen lentur,  $M$  adalah momen lentur (kgmm),  $K_t$  adalah faktor koreksi momen puntir,  $T_7$  adalah momen puntir (kgmm).

$$\tau_{max} = 45,15 \text{ N/mm}^2$$

∴ 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 N/mm<sup>2</sup> ≤ 50 N/mm<sup>2</sup>. Ukuran ini dipilih karena menyesuaikan besarnya bantalan yang ada dipasaran.

**3.5. Perencanaan Rantai**

Berdasarkan perhitungan yang telah dilakukan, maka rantai rol dipilih no #50 sebagai rantai yang akan dipakai. Maka persyaratan menurut rantai rol nomor #50.

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

$$C_p = \frac{C}{p} \dots\dots\dots(15)$$

Dimana  $C_p$  adalah jumlah mata rantai,  $C$  adalah panjang antara sumbu poros (mm), dan  $p$  adalah jarak bagi rantai.

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

Diperoleh panjang rantai dalam jumlah mata rantai,

$$L_p = \frac{z_1 + z_2}{2} + 2 x C_p + \frac{[(z_2 - z_1)/6,28]^2}{C_p} \dots\dots(16)$$

Dimana  $L_p$  adalah panjang rantai,  $z_1$  adalah jumlah gigi sproket kecil,  $z_2$  adalah jumlah gigi sproket besar, dan  $C_p$  adalah jarak sumbu poros dinyatakan dalam jumlah mata rantai.

$$L_p = 71,67 \text{ mata rantai}$$

**Panjang rantai dalam satuan SI L (mm)**

$$L = L_p x p \dots\dots\dots(17)$$

Dimana  $L$  adalah panjang rantai (mm)

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

**Jumlah gigi sprocket**

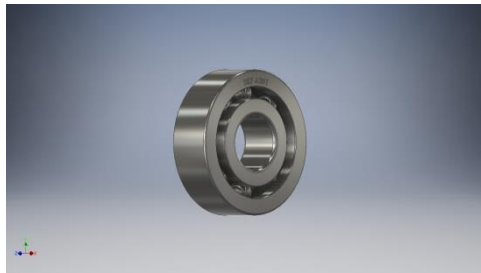
- Sproket besar : 28
- Sproket kecil ( *freewheel* ) : 15

**3.6. 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.

**3.7. Perencanaan Bantalan**

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 seperti ditunjukkan pada gambar 11 berikut.



Gambar 11. Perencanaan bantalan

Bantalan yang digunakan adalah bantalan radial. Dikarenakan tidak terjadi beban aksial, untuk  $F_a = 0$ , dan beban radial ( $F_r$ ) = 195 kg .

Maka untuk mencari beban ekuivalen bantalan dapat dirumuskan pada persamaan berikut :

$$P_r = X \cdot V \cdot F_r + Y \cdot F_a \dots\dots\dots (18)$$

Dimana  $P_r$  adalah beban ekuivalen dinamis (kg),  $X$  adalah faktor beban radial yaitu dipilih sebesar 1,  $V$  adalah faktor putaran dipilih sebesar 1,  $F_r$  adalah beban radial (kg),  $Y$  adalah faktor beban aksial, dan  $F_a$  adalah beban aksial (kg).

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

Untuk Faktor kecepatan putaran bantalan dapat dirumuskan pada persamaan berikut dimana diketahui putaran poros counter sebesar: 534,78 rpm.

$$f_{n8} = \left[ \frac{33,3}{n_7} \right]^{\frac{1}{3}} \dots\dots\dots (19)$$

$$f_{n8} = 0,396 \text{ rpm}$$

Mencari faktor umur bantalan dapat dirumuskan pada persamaan berikut :

$$f_h = f_n \frac{c}{p} \dots\dots\dots (20)$$

Dimana  $f_h$  adalah faktor umur,  $f_n$  adalah faktor kecepatan putaran bantalan (rpm),  $c$  adalah beban normal spesifik (kg), dan  $p$  adalah beban ekuivalen (kg).

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

Dan mencari umur nominal bantalan dapat dirumuskan pada persamaan berikut :

$$L_h = 500 f_h^3 \dots\dots\dots (21)$$

Dimana  $L_h$  adalah faktor nominal (jam), dan  $f_h$  adalah faktor umur.

$$L_{h8} = 641,226 \text{ jam} = 0,07 \text{ tahun}$$

### 3.8. Perencanaan Roda Gigi

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

Daya yang akan direncanakan ( $P_d$ ) = 0,42 kW, Putaran poros penggerak (poros input)  $n_2 = 208,556$  rpm, Putaran roda gigi yang digerakkan (putaran poros counter)  $n_3$  sebesar 534,78 rpm, dan Jumlah gigi pada sprocket kecil (*freewheel*) ( $z_1$ ) sebanyak 15.

Berdasarkan hasil perhitungan dan analisa maka didapatkan hasil :

- ✓ Bahan yang digunakan untuk pembuatan roda gigi lurus adalah F30C. Dengan ukuran  $\varnothing 72 \times 12$  mm untuk Z 38.
- ✓ Sudut tekan  $20^\circ$ , perbandingan putaran ( $u$ ) = 0,38 , rasio transmisi atau *angular velocity* ( $i$ ) = 2,53 , roda gigi ini adalah roda gigi reduksi ( $u < 1$  dan  $i > 1$ )
- ✓ Roda gigi z 38 dengan kecepatan linier ( $v$ ) = 2,02 m/s, beban lentur yang diijinkan  $F'_b = 5,657$  kg/mm, faktor dinamis  $F_v = 0,598$ , tegangan lentur yang diijinkan  $\sigma_{a1} = 13$  (kg/mm<sup>2</sup>), Faktor tegangan kontak yang diizinkan  $k = 0,094$ .

Bagian – bagian utama roda gigi lurus :

- $D_k$  : 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 3 berikut :

Tabel 3. Perencanaan roda gigi Z 38

No	Nama	Simbol	Perhitungan (rumus)	Hasil (mm)
A	Modul	m		1,9
B	Jumlah gigi	z <sub>p</sub>		38
C	Diameter tusuk	D <sub>t</sub>	$D_t = Z \times m$ $= 38 \times 1,9$ $= 72,2$	72
D	Tinggi kepala gigi	h <sub>k</sub>	$h_k = 1 \times m$ $= 1 \times 1,9 = 1,9$	2
E	Tinggi kaki gigi	h <sub>f</sub>	$h_f = 1,2 \times m$ $= 1,2 \times 1,9$ $h_f = 2,3$	2
F	Diameter kaki gigi	D <sub>f</sub>	$D_f = D_t - 2 \times h_f$ $= 72,2 - 2 \times 2$ $D_f = 68,2$	68
G	Diameter kepala gigi	D <sub>k</sub>	$D_k = D_t + 2 \times h_k$ $= 72,2 + 2 \times 2$ $= 76,2$	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 <sub>z</sub>	$N_z = \frac{40}{z}$ $N_z = 40/38 = 1,05$	1,05

#### 4. Kesimpulan

Dari hasil analisa dan pembahasan Perancangan sepeda treadmill hybrid helicle, maka dapat diambil kesimpulan sebagai berikut :

1. Pada perancangan rangka sepeda treadmill hybrid helicle dengan ukuran panjang 1748 mm, lebar 559 mm, tinggi 690 mm menggunakan material mild steel telah memenuhi kriteria aman dengan beban 150 kg. hal ini ditunjukkan dengan hasil analisa dan perhitungan statik dengan hasil tegangan maksimum yang dihasilkan pada beban 150 kg masih dibawah tegangan ijin material yaitu  $(49,12 \text{ N/mm}^2 < 73,31 \text{ N/mm}^2)$ . Dan untuk nilai safety factor telah memenuhi kriteria aman juga, hal ini ditunjukkan dengan hasil perhitungan faktor keamanan pada beban 150 kg lebih besar dari faktor keamanan ijin material yaitu  $(5 > 3)$ .
2. Setelah dilakukan pemeriksaan terhadap perencanaan transmisi yang akan digunakan, dari hasil pemeriksaan yang dilakukan terhadap perencanaan transmisi ternyata komponen elemen – elemen mesin seperti poros, sproket dan rantai, freewheel, bantalan, dan roda gigi cukup aman dan cocok untuk dipakai

pada sistem transmisi sepeda treadmill hybrid helicle. Berikut hasil numerik yang didapat dari hasil analisa dan pembahasan.

#### a. Poros Input :

Bahan poros yang digunakan adalah S45C, dengan tegangan geser yang diijinkan ( $\tau_a$ ) :  $4,83 \text{ kg/mm}^2$ , tegangan geser pada poros ( $\tau$ ) sebesar  $1,585 \text{ kg/mm}^2$ , tegangan lentur pada poros ( $\sigma$ ) sebesar  $3,17 \text{ kg/mm}^2$ , dan diameter poros yang digunakan sebesar 15 mm.

#### b. Poros Counter

Bahan poros yang digunakan adalah S35C-D, tegangan geser yang diijinkan ( $\tau_a$ ) :  $50 \text{ N/mm}^2$ , tegangan geser pada poros ( $\tau_{hitung}$ ) sebesar  $45,15 \text{ N/mm}^2$ , dan diameter poros yang digunakan sebesar 12 mm.

#### c. Rantai

Rantai rol yang dipilih no #50 sebagai rantai yang akan dipakai. Dengan pitch 15,875, diameter rol 10,16, lebar minimum rol 9,53, kekuatan tarik rata-rata 3200 kg dengan panjang antar sumbu poros sprocket depan dengan sprocket belakang 397 mm, dan panjang rantai yang aman yang digunakan untuk konstruksi sepeda helicle adalah sebesar 1137,76 mm.

#### d. Sproket

Jumlah gigi sproket

- Sproket besar : 28
- Sproket kecil ( *freewheel* ) : 15
- Diameter jarak bagi sproket kecil (*Freewheel*) : 76 mm
- Diameter jarak bagi sproket besar ( $D_p$ ) : 141,79 mm
- Diameter naf maksimum sproket kecil (*freewheel*) ( $d_{Bmax}$ ) : 58 mm
- Diameter naf maksimum sproket besar ( $D_{Bmax}$ ) : 124 mm

#### e. Bantalan

Bantalan yang digunakan untuk menumpu poros counter adalah bantalan radial bola sudut dengan tipe 6201 ZZ berbahan SF40.

- Beban ekuivalen dinamis : 193 kg
- Faktor kecepatan putaran bantalan :

- 0,396 rpm
- Faktor umur bantalan : 1,0977
- Umur nominal bantalan : 661,33 jam  
 $\approx 0,07$  tahun.
- f. Roda gigi
  - Bahan yang digunakan untuk pembuatan roda gigi lurus adalah F30C. Dengan ukuran  $\varnothing 72 \times 12$ mm untuk Z 38.
  - Sudut tekan  $20^\circ$ , perbandingan putaran ( $u$ ) = 0,38 , rasio transmisi atau *angular velocity* ( $i$ ) = 2,53 , roda gigi ini adalah roda gigi reduksi ( $u < 1$  dan  $i > 1$ )
  - Roda gigi z 38 dengan kecepatan linier ( $v$ ) = 2,02 m/s, beban lentur yang diijinkan  $F'_b = 5,657$  kg/mm, faktor dinamis  $F_v = 0,598$ , tegangan lentur yang diijinkan  $\sigma_{a1}$  sebesar 13 (kg/mm<sup>2</sup>), Faktor tegangan kontak yang diizinkan k sebesar 0,094.

#### Saran

Saran dari penelitian ini:

1. Perancangan selanjutnya lebih detail lagi dalam perancangan body pada *prototype*.
2. Perlu adanya penelitian lebih lanjut mengenai sistem *engine prototype* dan sistem transmisi pada perencanaan rear sproket, freewheel, dan bantalan agar menghasilkan *efisiensi* yang optimal dengan menggunakan variasi kecepatan putaran (rpm) dan variasi ukuran elemen-elemen mesinnya.
3. Perlu lebih ditingkatkan kembali pada sektor bobot dan *Ergonomics* kendaraan.

#### Daftar Pustaka

Adha, Ismail, 2018. "Perancangan dan Analisa Simulasi Pembebanan Chassis Sepeda Wisata untuk Dua Penumpang menggunakan Software Autodesk Inventor 2017", Jurnal Ilmiah Mahasiswa Teknik Mesin, Vol.3 No.3, Jurusan Teknik Mesin, Universitas Halu Oleo. Kendari.

Bruin. B. "Sepeda Treadmill (Lopifit)," <https://www.liputan6.com/lifestyle/read/2676220/15> Desember 2016, Diakses pada 14 Oktober 2018 jam 03.00 AM.

Gamma, W.N. "Perancangan *Motorcycle Lift* Sebagai Alat Bantu Mekanik pada Pengerjaan Servis Motor", Skripsi Program Sarjana Strata-1 Teknik, Universitas Sebelas Maret, 2010.

Garnet, M. Garnet., 2008, *Ergonomics of Direct-Drive Recumbent Bicycle*, Ottawa:ON, Canada.

Harsokusoemo Darmawan. *Pengantar Perancangan Teknik* , Jakarta : Direktorat Jendral. Pendidikan Tinggi, 1999.

Histeel, 2015. "Profil Baja Siku". <http://histeel.co.id/profil-baja/siku/siku-50-x-50-polos>, Diakses Pada 14 Oktober 2018 jam 03.00 AM.

<http://digilib.its.ac.id/public/ITS-Undergraduate-11046-Paper.pdf>

Khurmi R.S, dan Gupta J.K, 2005. "A *Textbook Of Machine Design*". New Delhi: S. Chand & Company LTD.

Kirtish Bondre, Sanket Beradpatil, S. J. Thorat. (2016) "Design and Fabrication Of Treadmill Bicycle" International Journal of Innovative Research in Science, Engineering and Technology, Vol. 5, Issue 6, June 2016.

Kocabiyik, Elif. , 2004, *Engineering Concepts in Industrial Product Design With A Case Study of Bicycle Design*, Izmir Institute of Technology, Turki.

Kraige L.G, Meriam J.L, 1996," *Mekanika Teknik Statika*", Vol. I, Erlangga, Jakarta.

Kurniawan, Endar Aditria. (2010). *Electric Motorcycle*, Laporan Akhir Universitas Gajah Mada, Yogyakarta.

- Libratama, 2018. "Mengenal Pipa Baja Dalam Industri".  
<http://libratama.com/mengenal-pipa-baja-dalam-industri/>, Diakses Pada 14 Oktober 2018 jam 03.00 AM.
- Muhammad, Ziyad, 2017. "Rancang Bangun Konstruksi Rangka dan Bak Penampung Alat Penyapu Jalan", Tugas Akhir Program Sarjana Diploma IV, Politeknik Negeri Padang.
- Onogawa K, 2007, Environment Sustainable Transport For Asian Cities, UNCRD, Minister of the Environment Government of Japan, Japan.
- P.Beer, Ferdinand & Johnston Jr, E Russell. (1990). Penerjemah The Houw Liong, H. Nainggolan. *Statika Mekanika Untuk Insinyur*. Jakarta. Erlangga.
- Popov, E.P. 1991. *Mekanika Teknik*. Jakarta : Erlangga.
- Pratama, 2017. "Pembuatan Pipa Vertikultur Hidroponik"  
<http://eprints.polsri.ac.id/4161/3/bab%20II.pdf>, Diakses pada 15 Oktober 2018 jam 04.00 AM.
- Setyono, B., Mrihrenaningtyas dan Hamid, A., 2016, Perancangan Dan Analisis Kekuatan Frame Sepeda Hibrid "Trisona" Menggunakan Software Autodesk Inventor, *Jurnal IPTEK*, Vol. 20 No. 2.
- Sodiq, Fajar dan Tristiyono, Bambang. 2015, *Desain Sepeda Listrik Untuk Ibu Rumah Tangga Sebagai Sarana Transportasi Sehari-Hari Yang Dapat Diproduksi UKM Lokal*, Jurnal Sains Dan Seni ITS Vol. 4, No.2, 2337-3520.
- Sularso, Kiyokatsu Suga, 2004, "Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin", Cetakan kesebelas, Pradya Paramita, Jakarta.
- Waguespack, Curtis. 2013. *Mastering Autodesk Inventor 2013 and Autodesk Inventor LT 2013*, Sybex.

