

RANCANG BANGUN SISTEM TRANSMISI RODA GIGI MIRING PADA ALAT PEMUTAR PENEGANG RANTAI TANK AMX-13

Ally Ramadhani¹, R Djoko Andrijono², Tuharno³

Abstraksi

Rancang bangun sistem transmisi roda gigi miring pada alat pemutar penegang rantai Tank AMX-13 merupakan pengembangan dari peralatan pemeliharaan dan perawatan ranpur Tank AMX-13. Cara kerja alat pemutar penegang rantai Tank AMX-13 kondisi saat ini masih manual, sehingga memerlukan banyak tenaga manusia dan waktu dalam proses penyetelan rantai Tank. Rancang bangun pada sistem transmisi roda gigi miring pada alat pemutar penegang rantai Tank AMX-13 tersebut, meliputi: roda gigi miring, poros transmisi, bantalan, pasak, kopling dan baut pengikat. Hasil penelitian rancang bangun roda gigi miring dapat mentransmisikan momen torsi dari torsi awal 14 kg-m menjadi 0,572 kg-m dan menghasilkan efisiensi transmisi 96,14%. Kesimpulan penelitian rancang bangun sistem transmisi roda gigi miring dapat menurunkan torsi dari 14 kg-m menjadi 0,572 kg-m dan bahan yang digunakan pada setiap komponen dapat dioperasikan dan memenuhi syarat untuk diaplikasikan pada alat pemutar penegang rantai Tank AMX-13.

Kata Kunci : Roda Gigi Miring, Poros Transmisi

Abstract

Design of tilt gear transmission system on AMX-13 Tank Tube roller is the development of maintenance equipment and maintenance of AMX-13 Tank combat vehicle. The current working system of Tank AMX-13 chain holder is still manual, requiring a lot of manpower and time for tank chain tuning process. Design of tilt gear transmission system on Tank AMX-13 chain holder includes tilt gears, transmission shafts, bearings, pegs, couplings and bolts. The results of tilt gear design can transmit torque moment from the initial torque of 14 kg-m to 0,572 kg-m and produce a transmission efficiency of 96.14%. The conclusion of this design study of tilt gear transmission system is the ability to reduce the torque from 14 kg-m to 0,572 kg-m and the materials used on each component can be operated and qualified to be applied to AMX Tank-13 chain holder.

Keywords : Helical Gear, Shaft

PENDAHULUAN

Tank merupakan kendaraan tempur yang bergerak menggunakan roda rantai, khususnya kendaraan tempur Tank AMX-13.



Gambar 1. **Kendaraan Tempur Tank AMX-13** (Bengpuspal, Bandung)

Fungsi dari roda rantai adalah dapat menggerakkan kendaraan dengan baik di medan yang terjal, akan tetapi apabila kekencangan rantai tidak sesuai standar ketentuan akan mengurangi fungsi dari rantai tersebut. Kekencangan rantai tank dapat diatur melalui *tension* rantai menggunakan alat pemutar penegang rantai. Perancangan alat pemutar penegang rantai tank dimaksudkan untuk menambahkan alat yang ada di Satuan pemakai kendaraan tempur Tank AMX-13

¹ Mahasiswa Jurusan Mesin Fakultas Teknik Universitas Merdeka Malang

² Dosen Jurusan Teknik Mesin Universitas Merdeka Malang

³ Dosen Jurusan Teknik Otoranpur Poltekad Malang

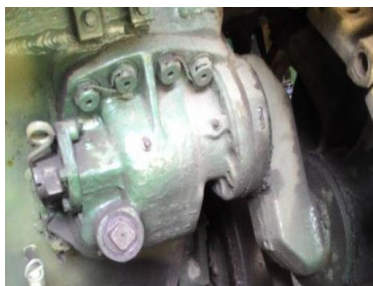
yang masih sangat sederhana, yaitu hanya menggunakan kunci engkol. Transmisi merupakan komponen utama pada alat penegang rantai Tank AMX-13. Roda gigi yang berfungsi sebagai transmisi daya dan putaran menggunakan roda gigi miring, sedangkan susunan roda gigi terdiri dari 3 tingkat. Dengan adanya sistem transmisi roda gigi miring diharapkan tenaga personil dalam proses pengencangan rantai tank lebih kecil.

KAJIAN PUSTAKA

Rancang bangun sistem transmisi roda gigi miring pada alat pemutar penegang rantai Tank AMX-13 ini membahas tentang perencanaan sistem transmisi roda gigi miring dengan tujuan untuk meningkatkan torsi, sehingga dapat memudahkan dalam proses pemutaran baut *tension* rantai Tank AMX-13.

Tension Rantai Tank AMX-13.

Tension rantai merupakan komponen dari kendaraan tempur tank yang berfungsi untuk mengatur kekencangan rantai tank sesuai ukuran standar operasional kendaraan tempur tersebut.



Gambar 2. **Tension Rantai Tank AMX-13** (Dokumentasi Bengpuspal, Bandung)

Torsi maksimal pada *tension* rantai sebesar 14 kg.m dan putaran yang direncanakan yaitu 64 rpm. Proses pengukuran tersebut dilaksanakan menggunakan alat ukur kunci *moment* dan *tachometer*. Untuk mengawali proses perencanaan alat, maka perlu adanya perhitungan gaya dan daya yang dibutuhkan untuk memutar baut *tension* tanpa menggunakan transmisi.

1. Gaya yang dibutuhkan (F)

$$F = \frac{T}{r_{baut}}$$

di mana :

T : torsi *tension* rantai (N.mm).

r_{baut} : jari-jari baut *tension* rantai (mm).

2. Daya yang dibutuhkan untuk memutar baut *Tension* (P_d)

$$P_d = \frac{T \left(\frac{2 \times \pi \times n}{60} \right)}{102}$$

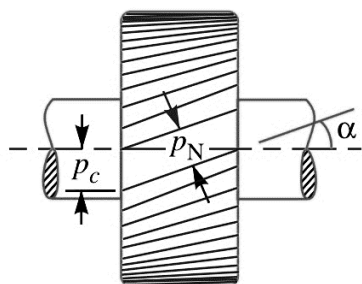
dimana :

n : putaran rencana (rpm).

Roda Gigi Miring (*Helical Gear*)

Roda gigi miring memiliki sudut kemiringan. Dua buah roda gigi miring dapat digunakan untuk menghubungkan dua poros yang tersusun paralel atau sejajar dari dua gigi yang bersinggungan. Sudut kemiringan setiap roda gigi sama, tetapi arah kemiringan roda gigi satu dengan lainnya berlawanan arah. Persinggungan gigi secara bertahap dan

perpindahan beban secara rotasi dari satu gigi ke gigi lain mengakibatkan roda gigi miring memiliki kemampuan untuk memindahkan beban yang besar dengan putaran tinggi.



Gambar 3. Roda Gigi Miring
(R.S. Khurmi, 2005)

Lebar permukaan roda gigi miring, dalam persinggungan antar gigi pada roda gigi miring posisi permukaan kemiringan berada pada posisi sama dengan bidang aksial.

1. Perhitungan roda gigi miring.

a. Rasio roda gigi (i)

$$i = \frac{Z_2}{Z_1}$$

dimana :

Z_1 : jumlah gigi 1

Z_2 : jumlah gigi 2

b. Putaran yang dihasilkan pada tiap roda gigi (n)

$$n = \frac{1 \times n_{in}}{i}$$

dimana :

n_{in} : putaran masuk (rpm)

i : rasio roda gigi

c. Torsi roda gigi (T)

$$T = 9,47 \times 10^5 \frac{P_d}{n}$$

dimana :

P_d : daya (kw)

d. Daya rencana untuk modul (P)

$$P = \frac{T \left(\frac{2 \times \pi \times n}{60} \right)}{102}$$

2. Dimensi roda gigi miring

a. Diameter pitch (D_t)

$$D_{t1} = \frac{Z_1 \times m \text{ (mm)}}{\cos \alpha}$$

dimana :

m : modul roda gigi (mm).

α : sudut kemiringan alur gigi.

b. Diameter kepala (D_k)

$$D_{k1} = m \text{ (mm)} \left(\frac{Z_1}{\cos \alpha} + 2 \right)$$

c. Diameter kaki (D_f)

$$D_{f1} = m \text{ (mm)} \left(\frac{Z_1}{\cos \alpha} - 2 \frac{1}{3} \right)$$

d. Lebar permukaan gigi (b)

$$b = \frac{1,15 \times \pi \times m \text{ (mm)}}{\tan \alpha}$$

e. Tinggi gigi (h)

$$h = 2,166 \times m \text{ (mm)}$$

f. Tebal gigi (t)

$$t = \frac{\pi \times m \text{ (mm)}}{2}$$

g. Jarak sumbu poros roda gigi (a)

$$a = \frac{m(mm)}{\cos \alpha} \left(\frac{Z_1 + Z_2}{2} \right)$$

3. Kekuatan roda gigi miring

a. Kecepatan keliling (v)

$$v = \frac{\pi \times D_t \times n_{in}}{1000}$$

b. Beban yang diterima roda gigi miring

1) Beban tangensial (W_T)

$$W_T = \frac{2 \times T}{D_t}$$

2) Beban axial (W_A)

$$W_A = W_T \times \tan \alpha$$

3) Faktor kecepatan roda gigi (C_V)

Kecepatan keliling = 0,04 m/s.

$$C_V = \frac{3}{3 + v}$$

c. Tegangan lentur (σ_b)

$$\sigma_b = \frac{W_T}{b \times m \times Y \times C_V}$$

dimana :

b : lebar gigi (mm)

Y : faktor bentuk gigi

4. Efisiensi roda gigi

a. Efisiensi transmisi 1 (η_1)

$$\eta_1 = 1 - \frac{1}{6} \left[\frac{Z_1 + Z_2}{Z_1 \times Z_2} + \frac{Z_3 + Z_4}{Z_3 \times Z_4} \right]$$

b. Efisiensi transmisi 2 (η_2)

$$\eta_2 = 1 - \frac{1}{6} \left[\frac{Z_1 + Z_2}{Z_1 \times Z_2} + \frac{Z_2 + Z_3}{Z_2 \times Z_3} \right]$$

c. Efisiensi transmisi (η_{max})

$$\eta_{max} = \eta_1 \times \eta_2 \times \eta_{bantalan}$$

d. Efisiensi total (η_{tot})

$$\eta_{tot} = \frac{\eta_1 + \eta_2 + \eta_{bantalan}}{3}$$

Poros Transmisi

Poros (*shaft*) merupakan elemen mesin yang digunakan untuk mentransmisikan daya dari satu elemen ke elemen mesin lain. Daya pada poros dihasilkan oleh gaya tangensial dan momen torsi yang dihasilkan akan ditransmisikan ke elemen lain yang berhubungan dengan poros tersebut.

1. Ukuran standar poros transmisi

(R.S. Khurmi, 2005)

a. 25 mm sampai dengan 60 mm.

b. 60 mm sampai dengan 110 mm.

c. 110 mm sampai dengan 150 mm.

d. 140 mm sampai dengan 500 mm.

2. Tegangan pada poros.

a. Tegangan puntir.

b. Tegangan lentur.

c. Tegangan kombinasi (tegangan lentur dan tegangan geser).

3. Perhitungan beban poros transmisi

a. Torsi pada poros transmisi (T)

$$T = \frac{(P \times 1.341) \times 4500}{2 \times \pi \times n}$$

dimana :

P : daya (kw)

n : putaran poros transmisi (rpm)

b. Beban pada poros transmisi

1) Beban tangensial roda gigi (W_{tC})

$$W_{tC} = \frac{T}{r_C}$$

dimana :

r_C : jari-jari roda gigi (mm).

2) Beban total roda gigi (W_{totC})

$$W_{totC} = W_{tC} + W_C$$

dimana :

W_C : berat roda gigi (kg).

3) Momen *bending equivalen* (M_e)

$$M_e = \frac{1}{2} \times \left[K_m \times M_C + \sqrt{(K_m \times M_C)^2 + (K_t \times T)^2} \right]$$

di mana :

K_m : faktor koreksi momen lentur

K_t : faktor koreksi momen puntir

M_C : momen bending poros transmisi dari roda gigi (kg.mm)

4) Momen puntir *equivalen* (T_e)

$$T_e = \sqrt{(K_m \times M_C)^2 + (K_t \times T)^2}$$

c. Diameter poros roda gigi (D)

$$D = \sqrt[3]{\frac{T_e \times 16}{\pi \times f_s}}$$

d. Diameter poros bagian bantalan (d)

$$d = D \text{ (mm)} - (r_{fillet} \times 2)$$

dimana :

r_{fillet} : jari-jari *fillet* (mm)

e. Faktor konsentrasi tegangan pada poros bertingkat dan konsentrasi tegangan alur pasak.

1) Konsentrasi tegangan poros bertingkat (β)

$$\frac{r_{fillet}}{d} \text{ dan } \frac{D}{d}$$

2) Konsentrasi tegangan poros dengan alur pasak (α)

$$\frac{r_{fillet}}{D}$$

f. Bahan poros transmisi

1) Tegangan geser yang terjadi (τ)

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

2) Tegangan geser maksimum (τ_{max})

$$\tau_{max} = \frac{5,1}{D^3} \times T_e$$

3) Tegangan geser yang diizinkan (τ_a)

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

dimana :

Sf_1 : faktor keamanan poros (6)

Sf_2 : faktor keamanan alur pasak (1,3-3)

σ_B : kekuatan tarik poros (kg/mm²)

4. Putaran kritis poros (N_c)

$$N_c = 52700 \frac{D^2}{l_1 \times l_2} \sqrt{\frac{l}{W}}$$

dimana :

l_1, l_2 : jarak dari titik pembebanan (mm)

l : jarak antara bantalan penumpu (mm)

W : beban pada poros transmisi (kg)

5. Defleksi puntiran pada poros (θ)

$$\theta = 584 \frac{T \times l}{G \times D^4}$$

dimana :

G : modulus geser (8,3x10³ kg/mm²)

6. Lenturan (Defleksi) pada poros (y)

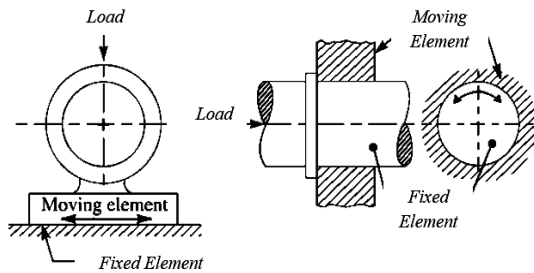
$$y = 3,23 \times 10^{-4} \frac{F \times l_1^2 \times l_2^2}{D^4 \times l}$$

dimana :

F : beban (kg)

Bantalan

Bantalan merupakan elemen mesin yang berfungsi untuk menahan poros yang mendapat beban sehingga putaran atau gerakan bolak balik dapat berlangsung secara halus, aman dan umur pakai panjang. Bantalan yang digunakan adalah bantalan bola.



Gambar 4. **Bantalan Bola**
(R.S. Khurmi, 2005)

1. Bantalan pada poros transmisi

a. Beban ekivalen dinamis bantalan (P_r)

$$P_r = (X \times V \times F_r) + (Y \times F_a)$$

dimana:

X : faktor baris bantalan.

V : faktor beban putar bantalan.

F_r : beban radial (kg).

Y : faktor beban aksial.

F_a : beban aksial (kg).

b. Faktor kecepatan bantalan (f_n)

$$f_n = \left(\frac{33,3}{n} \right)^{1/3}$$

dimana:

n : putaran poros (rpm).

c. Faktor umur bantalan (f_h)

$$f_h = f_n \frac{C}{P_r}$$

dimana :

C : beban nominal dinamis spesifik (kg)

d. Umur nominal bantalan (L_h)

$$L_h = 500 \times f_h^3$$

e. Diameter bola gelinding (D_w)

$$D_w = q_1 (D - d)$$

dimana :

q_1 : faktor bantalan bola satu baris (0,216 s/d 0,33)

f. Jumlah bola gelinding bantalan (Z_b)

$$Z_b = q_2 \left(\frac{D + d}{D_w} \right)$$

dimana :

q_2 : faktor untuk bantalan bola satu baris (0,99 → 0,89)

2. Pelumasan bantalan

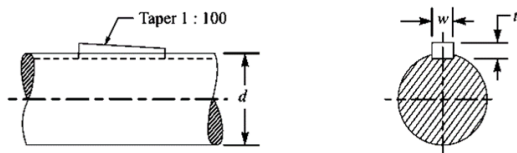
Pada bantalan pelumas yang digunakan adalah pelumas gemuk. Untuk harga batas d.n. dapat dilihat pada sumber (Sularso, 1976)

$$Umur\ Pelumas = \frac{\text{harga d.n}}{\text{harga sesungguhnya}} \times 100\ h$$

Pasak

Pasak adalah suatu elemen mesin yang dipakai untuk menetapkan bagian-bagian mesin seperti roda gigi, sproket, puli, kopling, dll. Pada poros, momen

diteruskan dari poros ke *naf* atau dari *naf* ke poros. Pasak yang digunakan pada perancangan ini menggunakan pasak benam. Alur pasak dibuat sejajar dengan poros.



Gambar 5. **Pasak Benam**
(R.S. Khurmi, 2005)

1. Gaya tangensial permukaan poros (F_t)

$$F_t = \left(\frac{T}{\frac{D}{2}} \right)$$

2. Tegangan geser ijin pasak (τ_{ka})

$$\tau_{ka} = \frac{\sigma_B}{Sf_1 \times Sf_2}$$

dimana :

σ_b : kekuatan tarik bahan pasak
(kg/mm^2)

Sf_1 : 6 (umum)

Sf_2 : direncanakan beban impak ringan

3. Dari tegangan geser ijin, panjang pasak yang dibutuhkan dapat diperoleh :

$$l = \frac{F_t}{b \times \tau_k}$$

dimana :

b : lebar pasak (mm).

τ_k : tegangan geser pasak (kg/mm^2).

4. Tekanan permukaan ijin poros $P_a = 8 \text{ kg/mm}^2$, sehingga panjang pasak yang sesungguhnya sebagai berikut :

$$l_k = \frac{F_t}{t_1 \text{ atau } t_2 \times P_a}$$

5. Tekanan permukaan pasak (p)

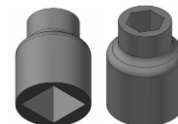
$$p = \frac{F_t}{l \times t_1 \text{ atau } t_2}$$

6. Tegangan geser pada pasak (τ_k)

$$\tau_k = \frac{F_t}{b \times l}$$

Kopling

Kopling merupakan elemen mesin yang menghubungkan antara poros yang digerakkan dengan poros penggerak, dalam putaran yang sama untuk meneruskan daya. Kopling yang digunakan yaitu kopling tidak tetap. Dalam penulisan skripsi ini kopling yang digunakan yaitu aplikasi dari kopling cakar.



Gambar 6. **Kopling Cakar**

1. Ukuran kopling cakar

- a. Diameter dalam cakar (D_1)

$$D_1 = (1,2 \times d_s) + 10 \text{ mm}$$

dimana :

d_s : diameter poros transmisi (mm).

- b. Diameter luar cakar (D_2)

$$D_2 = (2 \times d_s) + 25 \text{ mm}$$

- c. Tinggi cakar (h)

$$h = (0,5 \times d_s) + 8 \text{ mm}$$

d. Jari-jari rata-rata (r_m)

$$r_m = \frac{(D_1 + D_2)}{4}$$

2. Gaya tengensial kopling cakar (F_t)

$$F_t = \frac{T}{r_m}$$

3. Tegangan geser pada cakar (τ)

$$\tau = \left(\frac{8}{\pi}\right) \frac{F_t}{(D_2^2 - D_1^2)}$$

4. Momen tahanan lentur (Z)

$$Z = \frac{1}{6} \times \frac{(D_2 - D_1)}{2} \times \left[\frac{\pi(D_1 - D_2)}{4 \times n} \right]^2$$

5. Tegangan lentur (σ_b)

$$\sigma_b = \frac{F_t \times h}{n \times Z}$$

dimana :

Z : momen tahanan lentur (mm^3).

6. Tegangan geser maksimum (τ_{max})

$$\tau_{max} = \frac{\left(\sqrt{\sigma_b^2 + 4 \times \tau^2}\right)}{2}$$

7. Tegangan geser ijin (τ_a)

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

dimana :

σ_B : kekuatan tarik bahan (kg/mm^2).

Sf_1 : faktor keamanan kopling (6).

Sf_2 : faktor keamanan kopling tumbukan ringan (1-1,5), tumbukan besar (2-5).

Baut

Baut merupakan komponen pengikat yang sangat penting, untuk mencegah

kecelakaan atau kerusakan pada mesin/alat.

Untuk menentukan ukuran baut berbagai faktor harus diperhatikan seperti perhitungan gaya yang bekerja pada baut.

1. Diameter luar baut pengikat (d)

$$d \geq \sqrt{\frac{2 \times W}{\sigma_a}}$$

dimana :

W : beban pada baut (kg).

σ_a : tegangan geser ijin (kg/mm^2),
6 kg/mm^2 (di-finish dingin),
4,8 kg/mm^2 (di-finish biasa)

2. Diameter inti baut pengikat (d_1)

$$d_1 \geq \sqrt{\frac{4 \times W}{\pi \times \sigma_a}}$$

3. Tekanan kontak permukaan ulir (q)

$$q = \frac{W}{(\pi/4)(B^2 - d^2)}$$

4. Jumlah ulir baut (z)

$$z = \frac{W}{q \times \pi \times d_2 \times H_1}$$

5. Tegangan geser akar ulir baut (τ_b)

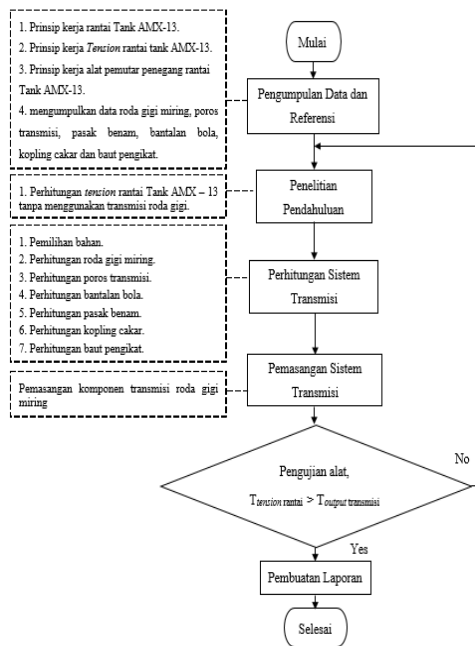
$$\tau_b = \frac{W}{\pi \times d_1 \times k \times p \times z}$$

6. Tegangan geser ijin baut pengikat (τ_a)

Bahan baut menggunakan baja karbon S30C, tegangan geser ijin bahan baut pengikat :

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

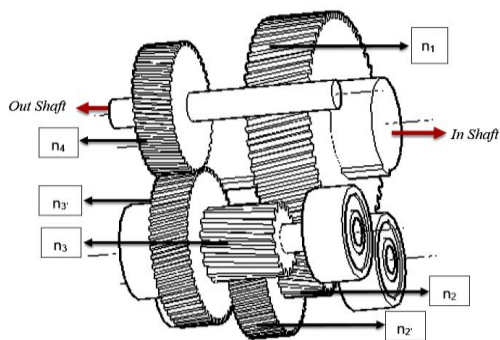
METODOLOGI PENELITIAN



Gambar 7. Diagram Alir Penelitian

Bahan dan Alat

1. *Tension* rantai Tank AMX-13
2. Rangkaian transmisi roda gigi miring



Gambar 8. Perencanaan Roda Gigi Miring

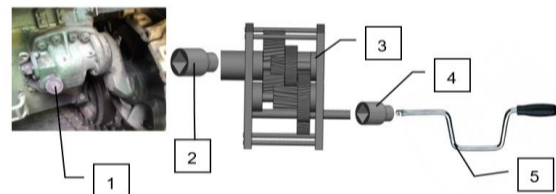
Keterangan Gambar 8:

- a. Jumlah gigi (Z) direncanakan :

- 1) n_1 : 53 gigi
- 2) n_2 : 15 gigi
- 3) $n_{2'}$: 49 gigi
- 4) n_3 : 17 gigi
- 5) $n_{3'}$: 49 gigi

- 6) n_4 : 20 gigi

- b. Sudut miring α : 20°
- c. *In shaft* : torsi masuk
- d. *Out Sshaft* : torsi keluar
3. Konsep desain alat



Gambar 9. Perencanaan Sistem Transmisi

Keterangan gambar 9 :

- a. *Tension* rantai Tank AMX-13
- b. Kopling masuk
- c. Poros transmisi
- d. Kopling keluar
- e. Kunci engkol

Prinsip kerja alat pemutar penegang rantai Tank AMX-13 sebagai berikut :

- a. menggunakan kunci alat pemutar penegang rantai Tank diputar engkol.
- b. Dalam kotak transmisi roda gigi miring, akan terjadi reduksi putaran dan torsi.
- c. Hasil dari reduksi putaran transmisi disalurkan melalui kopling menuju baut *tension* pengencang rantai Tank AMX-13.

HASIL DAN PEMBAHASAN

Merancang sistem transmisi roda gigi miring pada alat penegang rantai Tank AMX-13 mempertimbangkan dimensi komponen penunjang pada transmisi

tersebut meliputi poros transmisi, bantalan, pasak, kopling dan baut pengikat.

Perhitungan Tension Rantai Tank AMX-13 Tanpa Transmisi Roda Gigi

Torsi yang dibutuhkan untuk memutar baut *tension* rantai sebesar 14 kg.m dan putaran yang direncanakan 64 rpm (pengukuran di lapangan menggunakan kunci moment dan *Tachometer*).

1. Gaya yang dibutuhkan (*F*)

$$F = \frac{T}{r_{baut}} = 9806,64 \text{ N}$$

2. Daya yang dibutuhkan untuk memutar baut *tension* (*P*)

$$P_d = \frac{T \left(\frac{2 \times \pi \times n}{60} \right)}{102} = 0,937 \text{ kw}$$

Perhitungan Roda Gigi Miring

Roda gigi miring yang direncanakan yaitu roda gigi 1, 2, 2', 3, 3' dan 4, di mana hasil perhitungannya sebagai berikut.

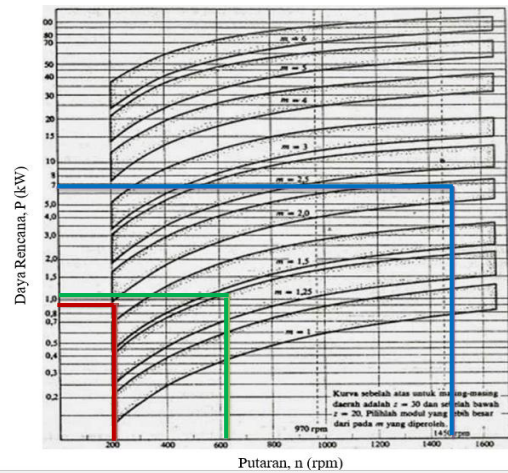
Tabel 1. *Gear Ratio*, Putaran dan Momen Torsi Roda Gigi Miring

| No | Roda Gigi | Perbandingan Rasio <i>i</i> | Putaran | | Torsi | |
|----|---------------|-----------------------------|----------------------------|------------------------------|-----------------------------|-------------------------------|
| | | | <i>n_m</i> (rpm) | <i>n_{out}</i> (rpm) | <i>T_m</i> (kg.m) | <i>T_{out}</i> (kg.m) |
| 1 | 1 terhadap 2 | 0,283 | 64,00 | 226,13 | 14,00 | 4,036 |
| 2 | 2 terhadap 2' | 3,267 | 226,13 | 226,13 | 4,036 | 4,036 |
| 3 | 2' terhadap 3 | 0,347 | 226,13 | 651,80 | 4,036 | 1,400 |
| 4 | 3 terhadap 3' | 2,882 | 651,80 | 651,80 | 1,400 | 1,400 |
| 5 | 3' terhadap 4 | 0,408 | 651,80 | 1596,90 | 1,400 | 0,572 |

Tabel 2. Modul Roda Gigi

| No. | Roda Gigi | Putaran <i>n</i> (rpm) | Daya <i>P</i> (kW) | Modul Roda Gigi <i>m</i> (mm) |
|-----|---------------|------------------------|--------------------|-------------------------------|
| 1 | 1 terhadap 2 | 226,133 | 0,92 | 2 |
| 2 | 2' terhadap 3 | 651,796 | 1,08 | 1,25 |
| 3 | 3' terhadap 4 | 1596,9 | 6,46 | 2 |

Modul roda gigi ditentukan berdasarkan diagram pemilihan modul roda gigi :



Gambar 10. Diagram Pemilihan Modul Roda Gigi

Keterangan :

- a. — : modul roda gigi 1 dan 2
- e. — : modul roda gigi 2' dan 3
- f. — : modul roda gigi 3' dan 4

Tabel 3 : Dimensi Roda Roda Gigi Miring

| No | Roda Gigi | Diameter Pitch Dt (mm) | Diameter Kepala Dk (mm) | Diameter Kaki Df (mm) | Lebar Gigi b (mm) | Tinggi Gigi h (mm) | Tebal Gigi t (mm) | Jarak Sumbu Poros a (mm) |
|----|-----------|------------------------|-------------------------|-----------------------|-------------------|--------------------|-------------------|--------------------------|
| 1 | 1 | 112,803 | 116,803 | 111,470 | 19,842 | 4,332 | 3,140 | 72,364 |
| 2 | 2 | 31,925 | 35,925 | 30,592 | 19,842 | 4,332 | 3,140 | |
| 3 | 2' | 91,253 | 94,753 | 90,087 | 17,362 | 3,791 | 2,748 | 61,456 |
| 4 | 3 | 31,659 | 35,159 | 30,493 | 17,362 | 3,791 | 2,748 | |
| 5 | 3' | 65,181 | 67,681 | 64,348 | 12,401 | 2,708 | 1,963 | 45,893 |
| 6 | 4 | 26,604 | 29,104 | 25,771 | 12,401 | 2,708 | 1,963 | |

Tabel 4 : Kekuatan dan Bahan Roda Gigi Miring

| No | Roda Gigi | Kec Keliling V (m/s) | Beban Tangensial Roda Gigi <i>W_T</i> (kg) | Beban Axial Roda Gigi <i>W_A</i> (kg) | Faktor Kec. Keliling | Tegangan Lentur Roda Gigi (kg/mm ²) | Bahan Roda Gigi |
|----|-----------|----------------------|--|---|----------------------|---|-----------------|
| 1 | 1 | 0,04 | 248,22 | 90,34 | 0,99 | 7,76 | FC 20 |
| 2 | 2 | 0,04 | 25,28 | 9,20 | 0,99 | 1,12 | FC 15 |
| 3 | 2' | 0,11 | 88,45 | 32,19 | 0,97 | 4,31 | FC 15 |
| 4 | 3 | 0,11 | 8,85 | 3,22 | 0,97 | 0,58 | FC 15 |
| 5 | 3' | 0,22 | 42,96 | 15,64 | 0,93 | 3,04 | FC 15 |
| 6 | 4 | 0,22 | 4,30 | 1,56 | 0,93 | 0,39 | FC 15 |

Efisiensi transmisi roda gigi miring sebagai berikut :

1. Efisiensi transmisi 1 (η_1)

$$\eta_1 = 1 - \frac{1}{6} \left[\frac{Z_1 + Z_2}{Z_1 \times Z_2} + \frac{Z_3 + Z_4}{Z_3 \times Z_4} \right] = 97,4\%$$

2. Efisiensi transmisi 2 (η_2)

$$\eta_2 = 1 - \frac{1}{6} \left[\frac{Z_1 + Z_2}{Z_1 \times Z_2} + \frac{Z_2 + Z_3}{Z_2 \times Z_3} \right] = 97,25\%$$

3. Efisiensi transmisi maksimal (η_{max})

$$\eta_{max} = \eta_1 \times \eta_2 \times \eta_{bantalan} = 93,77\%$$

4. Efisiensi total (η_{tot})

$$\eta_{tot} = \frac{\eta_1 + \eta_2 + \eta_{bantalan}}{3} = 96,14\%$$

Perhitungan Poros Transmisi

Poros transmisi yang digunakan berjumlah 4 buah poros transmisi. Berikut hasil dari perhitungan poros transmisi.

Tabel 5. Perhitungan Poros Transmisi

| Jenis Perhitungan | Satuan | Poros 1 | Poros 2 | Poros 3 | Poros 4 |
|---------------------------------------|------------------------------------|----------|---------|---------|-----------|
| Torsi Poros | T (kg.mm) | 13804,41 | 4570,81 | 1585,79 | 3885,19 |
| Beban Total Roda Gigi | W_{tot} (kg) | 240,17 | 355,89 | 141,42 | 268,78 |
| Momen Bending Maksimum | M (kg.mm) | 6001,55 | 4393,56 | 2227,07 | 329258,33 |
| Momen Bending Ekuivalen | M_e (kg.mm) | 21048,28 | 9440,14 | 2480,52 | 9792,73 |
| Momen Puntir Ekuivalen | T_e (kg.mm) | 30093,47 | 6340,00 | 5467,93 | 10178,09 |
| Diameter Poros | D (mm) | 30 | 18 | 17 | 20 |
| Diameter Poros Bantalan | d (mm) | 25 | 15 | 15 | 20 |
| Tegangan Geser Maksimum | τ_{max} (kg/mm ²) | 5,68 | 6,01 | 6,01 | 6,01 |
| Tegangan Geser Ijin | τ_a (kg/mm ²) | 6,66 | 6,66 | 6,66 | 6,66 |
| Bahan Poros Transmisi | - | SNCM25 | SNCM25 | SNCM25 | SNCM25 |
| Konsentrasi Tegangan Poros Bertingkat | β | 1,37 | 1,37 | 1,37 | - |
| Konsentrasi Tegangan Alur Pasak | α | 3 | 2,8 | 2,9 | - |

Tabel 6. Perhitungan Putaran Kritis Poros

| No. | Poros | Diameter Poros D (mm) | Panjang | | | Panjang Poros l (mm) | Berat Roda Gigi W (kg) | Putaran Poros n (Rpm) | Putaran Kritis Nc (Rpm) |
|-----|-------|-----------------------|---------------------|---------------------|---------------------|----------------------|------------------------|-----------------------|-------------------------|
| | | | l ₁ (mm) | l ₂ (mm) | l ₃ (mm) | | | | |
| 1 | 1 | 30 | 60 | 25 | - | 85 | 3,8 | 64 | 93467268 |
| 2 | 2 | 18 | 35 | 25 | 25 | 85 | 2,5 | 226,13 | 1777898882 |
| 3 | 3 | 17 | 15 | 19 | 46 | 80 | 2,8 | 651,80 | 4743453083 |
| 4 | 4 | 20 | 5 | 35 | - | 40 | 1,8 | 1596,90 | 14196010 |

Tabel 7. Perhitungan Defleksi Puntiran Poros

| No. | Poros | Torsi Poros T (kg.mm) | Panjang Poros l (mm) | Modulus Geser G (kg/mm ²) | Diameter Poros D (mm) | Defleksi Puntiran Θ (°) |
|-----|-------|-----------------------|----------------------|---------------------------------------|-----------------------|--------------------------------|
| 1 | 1 | 13804,412 | 85 | $8,3 \times 10^3$ | 30 | 0,102 |
| 2 | 2 | 4570,807 | 85 | $8,3 \times 10^3$ | 18 | 0,260 |
| 3 | 3 | 1585,790 | 80 | $8,3 \times 10^3$ | 17 | 0,107 |
| 4 | 4 | 3885,186 | 40 | $8,3 \times 10^3$ | 20 | 0,068 |

Tabel 8. Perhitungan Lenturan Poros

| No. | Poros | Beban Poros F (kg) | Panjang | | | Panjang Poros l (mm) | Diameter Poros D (mm) | Lenturan Poros y (mm) |
|-----|-------|--------------------|---------------------|---------------------|---------------------|----------------------|-----------------------|-----------------------|
| | | | l ₁ (mm) | l ₂ (mm) | l ₃ (mm) | | | |
| 1 | 1 | 3,8 | 60 | 25 | - | 85 | 30 | 0,000040 |
| 2 | 2 | 2,5 | 35 | 25 | 25 | 85 | 18 | 0,043304 |
| 3 | 3 | 2,8 | 15 | 19 | 46 | 80 | 17 | 0,023264 |
| 4 | 4 | 1,8 | 5 | 35 | - | 40 | 20 | 0,000003 |

Perhitungan Bantalan Bola

Bantalan yang digunakan adalah bantalan gelinding jenis bola tunggal (*single row ball bearing*). Beban dinamis yang diterima poros transmisi sebagai berikut :

1. Poros 1 (W_1) : 7,5 kg
2. Poros 2 (W_2) : 6,2 kg
3. Poros 3 (W_3) : 5 kg
4. Poros 4 (W_4) : 4,6 kg

Beban dinamis poros transmisi diambil dari pengambilan data.

Tabel 9. Perhitungan Bantalan

| No | Bantalan | Diameter Poros Bantalan d (mm) | Beban Ekuivalen Dinamis Pr (kg) | Faktor Kec. Bantalan Fn | Faktor Umur Bantalan Fh |
|----|----------|--------------------------------|---------------------------------|-------------------------|-------------------------|
| 1 | Poros 1 | 25 | 134,496 | 0,804 | 4,724 |
| 2 | Poros 2 | 15 | 199,298 | 0,528 | 3,974 |
| 3 | Poros 3 | 15 | 79,193 | 0,371 | 4,217 |
| 4 | Poros 4 | 20 | 150,518 | 0,275 | 3,657 |

| No | Bantalan | Umur Nominal Bantalan Lh (Jam) | Umur Nominal Bantalan Lh (Tahun) | No. Bantalan |
|----|----------|--------------------------------|----------------------------------|--------------|
| 1 | Poros 1 | 52721,638 | 6,102 | 05VV |
| 2 | Poros 2 | 31391,601 | 3,633 | 02VV |
| 3 | Poros 3 | 37494,069 | 4,340 | 02VV |
| 4 | Poros 4 | 24460,215 | 2,831 | 04VV |

Tabel 10. Perhitungan Diameter dan Jumlah Bola Gelinding

| no | Bantalan | Diameter Dalam Bantalan d (mm) | Diameter Luar Bantalan D (mm) | Diameter Bola D _w (mm) | Jumlah Bola Z _b |
|----|----------|-----------------------------------|----------------------------------|--------------------------------------|-------------------------------|
| 1 | Poros 1 | 25 | 47 | 4,752 | 13 |
| 2 | Poros 2 | 15 | 28 | 2,808 | 14 |
| 3 | Poros 3 | 15 | 28 | 2,808 | 14 |
| 4 | Poros 4 | 20 | 42 | 4,752 | 11 |

Pelumasannya diambil harga (*d.n*) untuk pelumasan bantalan alur dalam (pelumasan gemuk) adalah 200.000 (Sularso, 1978). Sehingga umur dari pelumasan bantalan adalah :

Tabel 11. Pelumasan Bantalan

| No | Bantalan | Diameter Poros d (mm) | Putaran poros n (rpm) | Umur Pelumasan (jam) | Umur Pelumasan (Bulan) |
|----|----------|--------------------------|--------------------------|-------------------------|---------------------------|
| 1 | Poros 1 | 25 | 64,00 | 12500,00 | 17,361 |
| 2 | poros 2 | 15 | 226,13 | 8888,89 | 12,346 |
| 3 | Poros 3 | 15 | 651,80 | 7843,14 | 10,893 |
| 4 | Poros 4 | 20 | 1596,90 | 7017,54 | 9,747 |

Perhitungan Pasak Benam

Pasak yang digunakan pada perencanaan sistem transmisi adalah pasak benam. Syarat perencanaan pasak yaitu : $T_{ka} \geq T_a$.

Tabel 12. Ukuran Pasak Benam

| No. | Pasak | D (mm) | b (mm) | h (mm) | Alur Pasak | | r ₁ (mm) | r ₂ (mm) | C (mm) |
|-----|---------|--------|--------|--------|---------------------|---------------------|---------------------|---------------------|--------|
| | | | | | t ₁ (mm) | t ₂ (mm) | | | |
| 1 | Poros 1 | 30 | 8 | 7 | 4 | 3,3 | 0,16 | 0,25 | 0,25 |
| 2 | Poros 2 | 18 | 6 | 6 | 3,5 | 2,8 | 0,16 | 0,25 | 0,25 |
| 3 | Poros 3 | 17 | 5 | 5 | 3 | 2,3 | 0,16 | 0,25 | 0,25 |
| 4 | Poros 4 | 20 | 6 | 6 | 3,5 | 2,8 | 0,16 | 0,25 | 0,25 |

Tabel 13. Perhitungan Pasak Benam

| No. | Pasak | F _t (kg) | τ _{ka} (kg/mm ²) | l (mm) | l _k (mm) | τ _t (kg/mm ²) | p (kg/mm ²) | Bahan Pasak |
|-----|---------|---------------------|---------------------------------------|--------|---------------------|--------------------------------------|-------------------------|-------------|
| 1 | Poros 1 | 920,29 | 5,83 | 19,72 | 28,00 | 4,11 | 8,22 | SNCM 8 |
| 2 | Poros 2 | 521,57 | 5,00 | 17,39 | 18,00 | 4,83 | 8,28 | SNCM 22 |
| 3 | Poros 3 | 190,10 | 5,83 | 6,52 | 8,00 | 4,75 | 7,92 | SNCM 8 |
| 4 | Poros 4 | 378,62 | 5,83 | 10,82 | 12,00 | 5,26 | 9,01 | SNCM 8 |

Perhitungan Kopling Cakar

Kopling cakar terdapat pada poros transmisi 1. Hasil pengambilan data :

Diameter poros transmisi : 30 mm

Torsi poros transmisi : 13804,41 kg.mm

Bahan poros transmisi : SNCM25

(τ_B = 120 kg/mm²)

Bahan kopling cakar : FC 20

(τ_B = 20 kg/mm²)

1. Ukuran kopling cakar

a. Diameter dalam cakar (D₁)

$$D_1 = (1,2 \times d_s) + 10 \text{ mm} = 46 \text{ mm}$$

b. Diameter luar cakar (D₂)

$$D_2 = (2 \times d_s) + 25 \text{ mm} = 85 \text{ mm}$$

c. Tinggi cakar (h)

$$h = (0,5 \times d_s) + 8 \text{ mm} = 23 \text{ mm}$$

d. Jari-jari rata-rata (r_m)

$$r_m = \frac{(D_1 + D_2)}{4} = 32,75 \text{ mm} = 33 \text{ mm}$$

2. Gaya tengensial kopling cakar (F_t)

$$F_t = \frac{T}{r_m} = 418,316 \text{ kg}$$

3. Tegangan geser pada cakar (τ)

$$\tau = \left(\frac{8}{\pi}\right) \frac{F_t}{(D_2^2 - D_1^2)} = 0,209 \text{ kg / mm}^2$$

4. Momen tahanan lentur (Z)

$$Z = \frac{1}{6} \times \frac{(D_2 - D_1)}{2} \times \left[\frac{\pi(D_1 - D_2)}{4 \times n} \right]^2 = 2148,054 \text{ mm}^3$$

5. Tegangan lentur (σ_b)

$$\sigma_b = \frac{F_t \times h}{n \times Z} = 1,119 \text{ kg / mm}^2$$

6. Tegangan geser maksimum (τ_{max})

$$\tau_{max} = \frac{\left(\sqrt{\sigma_b^2 + 4 \times \tau^2}\right)}{2} = 0,597 \text{ kg/mm}^2$$

7. Tegangan geser ijin (τ_a)

$$\tau_a = \frac{\sigma_B}{Sf_1 \times Sf_2} = 1,67 \text{ kg/mm}^2$$

maka : $\tau_{max} < \tau_a = 0,597 \text{ kg/mm}^2 < 1,67 \text{ kg/mm}^2$, (memenuhi syarat standar JIS).

Perhitungan Baut

Gaya yang di terima baut pengikat transmisi sebesar 16,9 kg.

1. Diameter luar baut pengikat (d)

$$d \geq \sqrt{\frac{2 \times W}{\sigma_a}} \geq 2,91 \text{ mm}$$

2. Diameter inti baut pengikat (d_1)

$$d_1 \geq \sqrt{\frac{4 \times W \times f_c}{\pi \times \sigma_a}} \geq 2,32 \text{ mm}$$

Maka baut yang digunakan adalah baut dengan ukuran M 3 x 0,5 dengan $d = 3,00 \text{ mm}$ dan $d_1 = 2,35 \text{ mm}$. (Sularso, 1978).

3. Tekanan kontak permukaan ulir (q)

$$q = \frac{W}{(\pi/4)(B^2 - d^2)} = 1,345 \text{ kg/mm}^2$$

4. Jumlah ulir baut (z)

$$z = \frac{W}{q \times \pi \times d_2 \times H_1} = 4,716 = 5$$

5. Tegangan geser akar ulir baut (τ_b)

$$\tau_b = \frac{W}{\pi \times d_1 \times k \times p \times z} = 0,921 \text{ kg/mm}^2$$

6. Tegangan geser ijin baut pengikat (τ_a)

Bahan baut menggunakan baja karbon S30C, tegangan geser ijin bahan baut pengikat transmisi sebagai berikut :

$$\tau_a = \frac{\sigma_B}{Sf_1 \times Sf_2} = 2,667 \text{ kg/mm}^2$$

maka : $\tau_b < \tau_a = 0,921 \text{ kg/mm}^2 < 2,667 \text{ kg/mm}^2$, (memenuhi syarat).

Pembahasan

Tension rantai Tank AMX-13 membutuhkan torsi sebesar 14 kg.m untuk dapat memutar baut *tension* rantai tersebut. Dalam perhitungan, gaya yang dibutuhkan untuk memutar baut *tension* tanpa menggunakan alat yaitu 9806,64 N, sedangkan untuk dayanya sebesar 0,937 kw. Roda gigi miring merupakan elemen mesin yang memiliki peranan penting khususnya pada sistem transmisi pada alat pemutar penegang rantai Tank AMX-13. Penentuan jenis transmisi roda gigi miring atas dasar pemindahan momen atau putaran berlangsung secara halus dan efisiensi transmisi sebesar 96,14%. Roda gigi miring agar mampu menurunkan torsi yang dibutuhkan dari 14 kg.m menjadi 0,572 kg.m, dibutuhkan elemen mesin lain yaitu poros transmisi. Poros transmisi yang dibutuhkan sebanyak 4 buah. Poros transmisi berfungsi untuk mentransmisikan putaran. Bahan poros transmisi menggunakan baja khrom nikel molibden (JIS G 4105) dengan lambang material

SNM25 ($\sigma_b = 120 \text{ kg/mm}^2$), bahan poros transmisi umumnya lebih keras di banding bahan roda gigi. Diameter poros transmisi pada masing-masing poros di sesuaikan dengan beban yang di terima masing-masing poros transmisi. Pada poros transmisi pertama memiliki diameter sebesar 30 mm, hal ini dikarenakan beban yang di terima poros transmisi meliputi momen puntir ekuivalen sebesar 30093,472 kg.mm. Poros transmisi memiliki diameter poros untuk roda gigi dan diameter poros untuk bantalan. poros transmisi dapat berputar dengan adanya elemen mesin lain yaitu bantalan sebagai tumpuan poros transmisi. Bantalan pada sistem transmisi merupakan elemen mesin yang menumpu poros transmisi berbeban, sehingga putaran poros transmisi dapat berlangsung secara halus dan aman. Bantalan yang di gunakan yaitu bantalan gelinding jenis bola tunggal (*single row ball bearing*). Pemilihan bantalan berdasarkan diameter poros tempat bantalan pada poros transmisi, sehingga didapatkan nomor bantalan 05VV dengan diameter poros tempat bantalan 25 mm untuk poros 1, 02VV dengan diameter poros tempat bantalan 15 mm untuk poros 2 dan 3, serta 04VV dengan diameter poros tempat bantalan 20 mm untuk poros 4. Ukuran atau dimensi pasak benam di dasarkan dari diameter poros transmisi,

sehingga di dapatkan ukuran pasak benam yang paling besar terdapat pada pasak poros 1 yaitu lebar 8 mm dan tinggi 7 mm, hal ini dikarenakan diameter poros pertama sebesar 30 mm. Bahan pasak pada poros (n_1, n_3, n_4) menggunakan bahan pasak SNMC 8, ($\sigma_b = 105 \text{ kg/mm}^2$). Sedangkan pada poros n_2 menggunakan bahan pasak SNMC 22 ($\sigma_b = 90 \text{ kg/mm}^2$). Bahan pasak tersebut memiliki kekuatan tarik lebih rendah dari bahan poros transmisi, hal tersebut dirancang agar pasak akan lebih dahulu rusak dari pada poros, dikarenakan harga pasak lebih murah serta mudah untuk menggantinya. Kopling yang digunakan termasuk dalam jenis kopling tidak tetap yaitu kopling cakar sehingga putaran tidak terjadi slip. Penentuan dimensi kopling cakar berdasarkan dari diameter poros transmisi, sama seperti pada pembahasan bantalan dan pasak. Kopling cakar pada poros pertama yang memiliki diameter poros 30 mm, sehingga di dapatkan diameter dalam cakar sebesar 46 mm, diameter dalam cakar 85 mm dan tinggi cakar 23 mm. Bahan kopling cakar menggunakan besi cor FC 20 ($\sigma_b = 20 \text{ kg/mm}^2$).

Beban yang di terima baut pengikat sebesar 16,9 kg, sehingga ukuran baut yaitu M 3 x 0,5 dengan diameter luar (d) = 3 mm, diameter inti (d_i) = 2,35 mm. Bahan yang digunakan pada baut

menggunakan baja karbon S30C ($\sigma_b = 48 \text{ kg/mm}^2$) dan ($\tau_a = 2,667 \text{ kg/mm}^2$). Pemilihan bahan dengan dimensi yang direncanakan sudah mampu mengikat seluruh komponen transmisi dan menahan gaya yang diterima oleh baut pengikat.

SIMPULAN

Rancang bangun sistem transmisi pada alat pemutar penegang rantai Tank AMX-13 dapat menurunkan torsi yang dibutuhkan dari 14 kg.m menjadi 0,572 kg.m. Bahan yang digunakan pada setiap komponen dapat di operasionalkan dan memenuhi syarat. Sehingga perencanaan sistem transmisi roda gigi miring ini dapat memudahkan personil pada saat proses memutar baut *tension* rantai Tank AMX-13

DAFTAR PUSTAKA

- Deutschman, D.A., 1975, *Machine Design. Theory and Practice*, New York: Macmillan Publishing Co. Inc.
- G. Niemann. H. Winter, 1992, **Elemen Mesin**, Erlangga, Jakarta
- R.S. Khurmi & J.K. Gupta, 2005, *Atext Book Of Machine Design*, Eurasia Publising
- Sularso, MSME, 1978, **Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin**, PT Pradnya Paramita, Jakarta

