

Analisa Alat Pengerol Pelat Pada Laboratorium Teknologi Mekanik Jurusan Teknik Mesin UHO.

Mardalil.

¹Mahasiswa Teknik S-1 Mesin, Fakultas Teknik Universitas Halu Oleo
Email: jurnal.enthalpy.uho@gmail.com

Abstrak

Tujuan penelitian ini adalah untuk mengetahui pengaruh momen yang bekerja terhadap besar gaya tekan pengerolan yang terjadi pada mesin modifikasi pengerol pelat, untuk mengetahui pengaruh momen putar motor listrik terhadap tegangan geser dan tegangan lentur yang terjadi pada komponen-komponen modifikasi mesin pengerol pelat, untuk mengetahui apakah pemilihan bahan dan penentuan ukuran atau dimensi pada modifikasi mesin pengerol pelat ini adalah aman untuk digunakan. Metode pada penelitian ini adalah metode kajian kepustakaan (*library research methodology*) yaitu dengan menganalisa data-data primer komponen alat pengerol pelat untuk mendapatkan nilai-nilai tegangan yang terjadi pada komponen-komponen alat modifikasi tersebut. Hasil analisa menunjukkan bahwa momen putar pada poros pengerol menyebabkan terjadinya gaya tekan dimana momen putar yang bekerja adalah sebesar 84.87 Nm dan gaya tekan yang terjadi adalah 3214.94 N. Momen putar dari motor listrik menyebabkan terjadinya tegangan puntir pada poros 1,2,3 dan 4 sebesar 0.082 kg/mm², 0.336 kg/mm², 0.082 kg/mm², dan 5.65 kg/mm² dan tegangan lentur pada roda gigi 1,2 dan 3 sebesar 8.147 kg/mm², 6.484 kg/mm², dan 6.484 kg/mm². Pemilihan bahan dan ukuran pada poros 1,2 dan 3 adalah sudah aman terhadap beban torsi dan baik untuk digunakan, akan tetapi untuk poros 4, jika menggunakan bahan yang sama dengan poros 1,2 dan 3 maka pemilihan diameter perlu diperbesar lagi agar aman terhadap tegangan punter. Pemilihan bahan dan ukuran untuk roda gigi yaitu pinion dan gear sudah aman terhadap lenturan dan baik.

Katakunci: alat pengerol, momen putar

Abstract

The purpose of this study was to determine the influence of the moments that work against stress in a rolling that occurs in the engine modifications pengerol plate, to determine the influence of torque electric motor to shear stress and bending stress that occurs in the components of engine modifications roller plate, to determine whether the selection of materials and determination of size or dimensions of the plate roller engine modifications are safe to use. Method in this study is a literature study (library research metology) is to analyze primary data tool components pengerol plate to get the voltage values that occur in coponent-component tools such modifications. From the analysis shows that the torque on the shaft roller cause compressive force where working torque of 84.87 Nm and is a compressive force occurs is 3214.94 N. rotary moment of the electric motor causes a torsional stress on the shaft 1,2,3 and 4 amounting to 0082 kg / mm2, 0336 kg / mm2, 0082 kg / mm2 and 5.65 kg / mm2 and the bending stress on the gears 1,2 and 3 of 8147 kg / mm2, 6484 kg / mm2, and 6484 kg / mm2. The selection of materials and sizes on the axis 1,2 and 3 are already secured against torque loads and good to use, but to the shaft 4, if make use of the same material with the axis 1,2 and 3, the election was again enlarged diameter need to be safe against voltage punter. Selection of material and size of the gear and the pinion gear is already secure against bending and well.

Keywords: roller tool, torque

Pendahuluan

Latar belakang

Dalam berbagai bidang kehidupan, manusia senantiasa berusaha untuk mempermudah kehidupan dan pekerjaannya untuk mendapatkan target yang diinginkan dengan mengeluarkan usaha yang seminimal

mungkin. Demikian halnya pula dalam dunia keteknikan, manusia selalu terdorong untuk membuat alat atau mesin yang dapat menunjang pekerjaannya tersebut dengan mengeluarkan waktu dan tenaga yang seminimal mungkin untuk mencapai target produksi. Sejalan dengan hal tersebut, khususnya dalam usaha proses produksi, telah dikenal pula alat atau mesin

pengerol pelat yang telah banyak digunakan dalam dunia industri dan perbengkelan untuk membuat profil lengkung dan atau profil lingkaran sesuai dengan aplikasi produk yang diinginkan. Dalam hal ini, pada Laboratorium Teknologi Mekanik telah terdapat mesin pengerol pelat dengan sistim manual dimana cara pengoperasiannya masih mengandalkan sumber tenaga manusia dalam memutar batang rol penekan untuk member efek lengkung pada pelat yang akan dirubah dibentuknya. Untuk memperbaiki *Jurusan Teknik* kinerja mesin pengerol pelat ini, **Koten & Fuji (2015)**, telah memodifikasi sistem kerja manual alat ini menjadi sistem elektrik yang mana sumber tenaga penggerak rol penekan telah dapat digerakkan secara elektrik oleh motor listrik yang kemudian direduksi dan ditransmisikan putarannya dengan menambah alat-alat penunjang seperti *reducer*, bantalan, dan transmisi rantai sehingga waktu yang dibutuhkan untuk mengerol pelat sesuai bentuk yang diinginkan dapat dipercepat empat hingga lima kali dibandingkan sebelum alat ini dimodifikasi. Untuk itu, penulis ingin menganalisa tentang mekanika kekuatan material dari alat atau mesin yang telah dimodifikasi ini untuk memastikan bahwa mesin ini memiliki batas kekuatan yang dapat diterima dan aman untuk digunakan dalam proses pengerolan pelat pada unit Laboratorium Teknologi Mekanik di Fakultas Teknik Universitas Halu Oleo (UHO). Sehingga dalam hal ini, penulis memilih judul:” *Analisa Alat Pengerol Pelat pada Laboratorium Teknologi Mekanik Mesin UHO*”.

Literatur Terdahulu

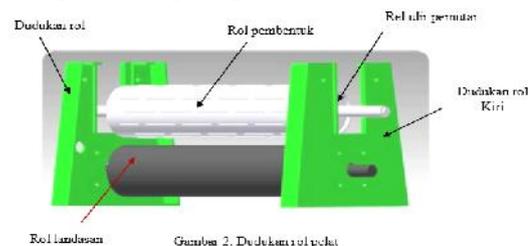
Dalam dunia keteknikan, mesin pengerol pelat telah banyak dibahas dalam berbagai jurnal teknik mesin dan juga oleh beberapa pabrikan yang memproduksi mesin pengerol pelat ini. Sebagaimana yang telah dilakukan oleh **Wibowo (2011)**, yang mendesain pembuatan rangka pada mesin rol pelat penggerak elektrik. Tujuan dari pembuatan rangka mesin rol ini adalah untuk membuat sebuah rangka yang kuat yang mampu menahan beban dari komponen-komponen mesin dan mampu menahan gaya-gaya yang ditimbulkan pada saat mesin beroperasi sehingga dapat mendukung proses kerja dari mesin rol tersebut. Memiliki empat komponen dasar utama, yaitu: 1) rangka atas yang memiliki fungsi sebagai penopang roll, 2) Rangka bawah yang memiliki fungsi sebagai penopang motor penggerak, 3) Kaki-kaki rangka yang memiliki fungsi sebagai penopang dari seluruh komponen mesin, 4) Dudukan *reducer* yang memiliki fungsi sebagai tempat pemasangan *reducer*. Konstruksi rangka yang akan dibuat tersebut dapat dilihat dari gambar berikut ini.



Gambar 1. Rangka Mesin Pengerol Pelat

Hasil pada proyek akhir tersebut, bahwa mesin pengerol pelat telah diuji kemampuannya dan mampu menahan getaran dan rangka tidak bergeser pada saat mesin beroperasi, dan rangka mampu menahan gaya-gaya yang diberikan oleh komponen-komponen mesin lainnya.

Seiring dengan hal tersebut diatas, **Risantoro (2012)**, melakukan penelitian tentang proses pembuatan dudukan rol pada mesin rol pelat penggerak elektrik. Dalam proyek akhir ini, tujuan yang ingin dicapai adalah membuat dudukan pada mesin rol penggerak elektrik yang mampu mengerol pelat aluminium hingga ketebalan 1 mm. Dudukan rol ini sebenarnya merupakan komponen dari mesin rol penggerak elektrik yang berfungsi sebagai tempat poros rol pembentuk dan poros rol landasan. Dudukan rol ini memiliki ukuran yang berbentuk trapezium dengan ukuran sisi yang sejajar (310 x 230) mm² dan tinggi 305 mm serta lebar 45 mm. Dalam hal ini bahan yang digunakan adalah baja karbon dengan tebal 5 mm. Bentuk dari dudukan rol ini dapat dilihat pada gambar berikut.



Gambar 2. Dudukan rol pelat

Dudukan rol ini terdiri dari dua bagian, yaitu bagian kanan dan kiri pelat dudukan rol yang memiliki bentuk dan ukuran yang identik. Hasil yang diperoleh pada penelitian tersebut adalah pembuatan dudukan rol yang memiliki ukuran tinggi 305 mm dan lebar 45 mm dan pada saat dilakukan uji kerja dengan putaran motor listrik 1500 rpm, dudukan rol ini awalnya mengalami goyangan yang disebabkan sambungan las pada dudukan rol bagian bawah kurang kuat dan setelah sambungan las tersebut diperkuat, maka dudukan rol dapat berfungsi dengan baik.

Selain itu, **Rohim & Yunus (2015)** membuat rancang bangun mesin pengerol plat bergelombang yang bertujuan untuk membantu industry UKM yang menggunakan plat bergelombang sebagai bahan utama untuk membuat cetakan roti dan juga sebagai pisau untuk pengiris acar yang juga menggunakan plat bergelombang. Pada desain mesin ini, dibuat mesin pengerol dengan panjang 850 mm dan lebar 600 mm serta tinggi 104 mm. Motor listrik yang digunakan adalah kapasitas 1 PK dengan roda gigi pengerol berdiameter 75 mm dengan jumlah gigi 23 buah. Kapasitas plat yang dapat di rol dengan alat ini adalah dengan ketebalan 0.5 mm dan lebar plat 300 mm serta panjang plat yang dapat dibuat sesuai dengan kebutuhan. Untuk menurunkan kecepatan putaran motor listrik, digunakan *speed reducer* atau *gear box* dengan perbandingan reduksi 50:1 yang menghasilkan putaran

akhir pada roda gigi pengrol 21 RPM dimana ketebalan plat rangka rol dipilih 9 mm.

Komponen-komponen yang ada pada perencanaan mesin pengrol ini adalah : 1) rangka rol mesin, 2) *sprocket* penggerak rol bawah, 3) rangka meja mesin, 4) motor listrik, 5) rantai, 6) sprocket utama, 7) pengatur rol, 8) poros penghubung, 9) rol penekuk, 10) tombol *ON/OFF*, 11) *speed reducer*. Adapun gambar hasil dari perencanaan mesin pengrol plat bergelombang ini dapat dilihat pada gambar berikut ini.



Gambar 3. Mesin Pengrol Plat Bergelombang

Selain itu, **Harsono & Yunus (2015)** meneliti tentang kinerja mesin pengrol plat bergelombang yang dibuat untuk penunjang efisiensi kerja usaha kecil dan menengah dengan ukuran dimensi panjang 550 mm, lebar 400 mm, dan tinggi 1200 mm. Menggunakan motor listrik dengan putaran 1400 RPM dan *gear box* dengan rasio reduksi 50:1. Pada penelitian ini dilakukan variasi terhadap diameter pengrol plat untuk mengamati kinerja mesin ini.

Teori Dasar

Pengerolan pelat

Pengerolan dapat dipahami sebagai proses pembentukan dengan cara menjepit pelat diantara dua rol dimana dalam hal ini terdapat rol penekan dan rol utama yang saling berputar berlawanan arah sehingga dapat menjepit dan menggerakkan pelat. Dalam hal gerakan, pelat bergerak linear melewati rol pembentuk dimana rol pembentuk ini berada dibawah garis gerakan pelat sehingga pelat tertekan dan mengalami pembengkokkan. Pada saat pelat yang dimasukkan melewati rol pembentuk dengan kondisi pembengkokan yang sama, maka radius yang terbentuk akan sama sehingga menghasilkan jari-jari lingkaran pengerolan yang sama dan merata. Untuk pengerjaan pengerolan itu sendiri dapat dilakukan secara manual yaitu dengan memutar poros *spindle* dengan tangan operator dan secara elektrik dimana usaha untuk memutar rol penekan dilakukan secara elektrik oleh daya dari motor listrik.

Motor Listrik

Motor listrik dalam analisa perencanaan ini berfungsi sebagai sumber tenaga penggerak yang akan menyuplai putaran dan daya sesuai dengan besar power yang dibutuhkan untuk usaha penekanan dan pengerolan pelat. Dalam kaitannya dengan mesin modifikasi pengrol pelat ini, motor listrik yang digunakan adalah dari jenis Motor Listrik AC yang memiliki sumber arus listrik bolak-balik. Dalam merencanakan atau memilih kapasitas motor listrik perlu dilakukan perhitungan daya yang dibutuhkan untuk melakukan usaha pengerolan pelat tersebut. Secara umum daya motor yang dipilih berdasarkan persamaan sebagai berikut (Sularso, 1991) :

$$P_d = f_c P \text{ (kW)}$$

Dimana:

P_d = daya desain yang dibutuhkan (HP atau kW)

f_c = Faktor koreksi beban (lihat tabel)

P = Daya nominal perhitungan (HP atau kW)

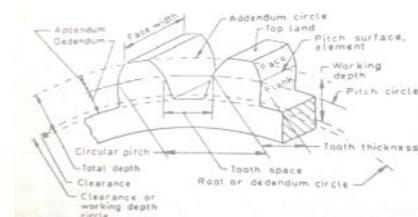
Reducer (Gear Box)

Reducer dalam analisa perhitungan ini merupakan komponen penurun kecepatan putaran poros yang mana putaran tinggi yang keluar dari poros motor listrik diturunkan hingga nilai tertentu pada putaran poros dua roda gigi yang berpasangan. Selanjutnya putaran dari roda gigi ini diteruskan ke rol penekan pelat secara merata. *Reducer* memiliki beberapa perbandingan transmisi seperti 5:1, 10:1, 15:1, dan lain-lain sesuai dengan spesifikasi yang dikeluarkan oleh pabrik gear box. Prinsip utama reducer ini adalah menurunkan putaran poros dan menaikkan nilai torsi (momen puntir) pada poros tertentu keluarannya.

Roda Gigi (Gears)

Roda gigi dalam hal ini digunakan untuk mentransmisikan torsi atau putaran yang diinginkan dari satu poros ke poros yang lainnya. Roda gigi memiliki keunggulan dalam pemakaiannya yaitu tahan lama dan efisiensi yang sangat tinggi yaitu berkisar hingga 98% dibandingkan dengan transmisi daya lainnya seperti transmisi sabuk dan rantai. Roda gigi memiliki berbagai macam jenis atau bentuk, yaitu: roda gigi lurus, roda gigi heliks, roda gigi kerucut, dan roda gigi cacing.

Secara umum, bentuk dari profil gigi dan bagian-bagiannya dapat dilihat dari gambar berikut ini.



Gambar 5. Profil Gigi dan Bagian-Bagiannya

Perhitungan Roda Gigi

Untuk memperoleh bagian-bagian roda gigi yang baik dalam pemakaiannya, maka bagian profil roda gigi perlu di rencanakan secara baik dan aman dimana persamaan-persamaan yang dapat digunakan bisa dilihat sebagai berikut (Sularso, 1991) :

- Diameter Lingkaran Jarak Bagi (d_o) :

$$d_o = \frac{z_o \cdot Mn}{\cos \beta}$$

- Diameter Lingkaran Kepala (d_k):

$$d_k = (z + 2)M$$

Dimana : z = jumlah gigi dan M = modul gigi

- Adendum atau Tinggi Kepala (h_k) :

$$h_k = 0.8 M \sim 1M$$

- Dedendum atau Tinggi Kaki (h_f) :

$$h_f = 1M \sim 1.25$$

- Tinggi Gigi (H)

$$H = 2M + C_k$$

$$\text{Atau } H = 2M + 0.25M$$

- Lebar Gigi (t) :

$$b = 10M \text{ (mm)}$$

$$= 10 \sim 16 M$$

- Jarak Gigi (t) :

$$t = \pi \cdot M$$

- Kecepatan keliling Roda gigi, v

$$v = \frac{\pi \cdot n \cdot d}{60 \cdot (1000)} \text{ (m/s)}$$

- Gaya tangensial, F_t (Newton)

$$F_t = \frac{102 \cdot P_d}{v}$$

Dimana : P_d = daya desain

- Tegangan Kontak (F_t/b) :

Tegangan permukaan yang terjadi dinyatakan dengan F_t/b (kg/mm)

Dimana: F_t = Gaya tangensial roda gigi (kg)

$$b = \text{lebar profil gigi (mm)}$$

Tegangan Permukaan yang diizinkan dinyatakan dengan F'_H (kg/mm)

$$F'_H = f_v \cdot k_H \cdot d_o \cdot \frac{2Z_2}{Z_1 + Z_2}$$

Dimana :

f_v = factor dinamis

$$= \frac{3}{3+v} \text{ (untuk kecepatan rendah)}$$

d_o = diameter lingkaran jarak bagi roda gigi

k_H = factor tegangan kontak, sesuai bahan & nilai kekerasan Brinnel (H_B)

$$= 0.130 \text{ (untuk pinion baja (350) & roda gigi (250))}$$

Lalu dicek harga F_t/b , jika $F_t/b < F'_H$ maka ukuran roda gigi tersebut aman terhadap tegangan permukaan.

- Tegangan Lentur (σ_b) :

$$\sigma_b = \frac{F_t}{b \cdot M \cdot Y \cdot f_v}$$

Poros

Poros pada alat atau mesin pengerol pelat ini adalah sangat penting dimana poros berfungsi untuk meneruskan putaran momen dari motor listrik dan menghubungkannya dengan *reducer* untuk penurunan putaran. Pada poros itu sendiri, tujuan utamanya adalah mentransmisikan daya dari satu bagian ke bagian yang lain dimana daya yang ditransmisikan ke berbagai elemen yang berhubungan dengan poros yaitu seperti puli (*pulley*), pasak (*spie*), roal gigi (*gears*), dan lain-lain. Pembebanan pada poros ini dapat dianggap merupakan pembebanan akibat momen torsi atau momen putar saja yaitu yang berasal dari motor listrik. Jika daya diberikan dalam daya kuda (PS), maka harus ikalikan dengan 0.735 untuk mendapatkan daya dalam kW. Jika momen puntir (disebut juga sebagai momen rencana) adalah T (Sularso, 1991:7), maka:

$$P_d = \frac{\left(\frac{T}{1000}\right) \left(\frac{2\pi n_1}{60}\right)}{102}$$

Dimana: T = torsi (kg.mm)

P_d = daya desain

Sehingga,

$$T = 9,74 \times 10^5 \frac{P_d}{n_1} \text{ (kg.mm)}$$

Bila momen rencana T (kg.mm) dibebankan pada suatu diameter poros d_s (mm), maka tegangan geser (kg/mm²) yang terjadi adalah:

$$\tau = \frac{T}{\left(\frac{\pi d_s^3}{16}\right)} = \frac{5.1 \cdot T}{d_s^3}$$

Dimana : d_s = diameter desain poros

Sehingga,

$$d_s = \left[\frac{5.1 T}{\tau}\right]^{1/3}$$

Lalu diameter desain poros (d_s) tersebut dibandingkan dengan diameter poros (d) yang telah digunakan, jika $d_s > d$ maka poros aman untuk digunakan pada alat pengerol pelat.

Perhitungan Gaya Tekan Pengerolan

Perhitungan gaya tekan pengerolan diperoleh dengan menerapkan persamaan tegangan lentur pada profil dan bahan pelat yang digunakan sebagaimana yang terlihat pada gambar x berikut:

Tegangan lentur diperoleh dengan menggunakan persamaan (Popov, 1984: 138) :

$$\sigma_b = \frac{M}{I/c}$$

Dimana: M = momen lentur

I/c = modulus penampang (Z)

Adapun momen lentur yang terjadi (M) dapat diperoleh dengan menggunakan persamaan:

$$M = \frac{P \cdot L}{4}$$

Dimana: P = gaya penekanan pada roll (N)

L = panjang bentangan pelat (m)

Sedangkan modulus penampang (Z) untuk profil pelat yang digunakan dapat diperoleh dari persamaan:

$$Z = I/c$$

Dimana:

I = momen inersia penampang (m⁴)

c = jarak permukaan penampang bawah ke sumbu normal penampang (m) = $\frac{h}{2}$

Dimana : h = tebal pelat

Sehingga dengan digabungkan persamaan-persamaan yang ada maka diperoleh tegangan lentur yang terjadi sebesar:

$$\sigma_b = \frac{P \cdot L \cdot h}{8I}$$

Adapun besarnya gaya penekanan pada pelat dapat diperoleh sebagai berikut:

$$P = \frac{\sigma_b 8I}{L \cdot h}$$

Dimana, untuk pelat yang mengalami deformasi plastis, maka tegangan lentur yang terjadi adalah hingga mencapai batas tegangan luluh bahan tersebut (σ_y). Sehingga pada kondisi ini berlaku: $\sigma_b = \sigma_y$.

Untuk menjalankan / mengeluarkan pelat dari roll tersebut maka diperlukan gaya dorong (F) pada pelat yang mampu melawan gaya gesekan (F_g). Besarnya gaya gesekan ini yaitu:

$$F_g = \mu \cdot P$$

Dimana:

μ = koefisien gesek antara roll dengan pelat

P = gaya tekan pada pelat (N)

Adapun besarnya gaya dorong yang dibutuhkan untuk mengeluarkan pelat dari roll diperoleh dari persamaan:

$$F > F_g \text{ atau dapat ditulis pula } F > \mu \cdot P$$

Besarnya momen putar pada pelat pengerol yang terjadi agar dapat mengerol pelat adalah :

$$M = F \cdot \left(\frac{D}{2}\right)$$

Dimana :

D = diameter lingkaran pipa pengerol (mm)

Sehingga besarnya daya dorong pelat yang minimal dibutuhkan (N_d) adalah sebesar:

$$N_d = F \cdot v$$

Dimana: N_d = daya dorong (watt)

V = kecepatan putar pelat roll (m/s)

Sehingga agar dapat diperoleh besar gaya penekanan pelat yang dan daya dorong pelat yang dibutuhkan maka diperlukan motor listrik (penggerak) yang memiliki daya lebih besar dari daya dorong pelat (N_d).

Metodologi Penelitian

Tempat, Alat, dan Bahan Penelitian

Penelitian ini akan dilaksanakan pada bulan Januari 2016 hingga selesai dan akan bertempat di Laboratorium Teknologi Mekanik Jurusan Teknik Mesin Fakultas Teknik Universitas Halu Oleo di Kendari. Selain itu, tempat pengolahan data-data penelitian dapat dilakukan pula di Perpustakaan Fakultas Teknik UHO dan ruangan kerja lain yang bersifat fleksibel.

Alat yang digunakan dalam penelitian ini adalah:

1. Mistar baja
2. Rol meter
3. Kamera *mobile phone*

Bahan yang digunakan dalam penelitian ini adalah:

Bahan pada penelitian ini adalah alat atau mesin modifikasi pengerol pelat yang terdapat pada Laboratorium Teknologi Mekanik UHO.

Prosedur Penelitian

Adapun langkah pelaksanaan pada penelitian ini adalah sebagai berikut :

1. Observasi lapangan
2. Melakukan pengecekan alat masih berfungsi atau tidak
3. Mengoperasikan alat
4. Mengambil data elemen-elemen mesin pengerol pelat
5. Mengolah data yang ada

Hasil dan Pembahasan

Perhitungan Gaya Tekan Pengerolan

Besarnya gaya penekanan pada pelat dapat diperoleh :

$$P = \frac{(241 \times 10^6)(8)(6.67 \times 10^{-10})}{(0.2)(2 \times 10^{-3})}$$

$$= 3214.94 \text{ Newton}$$

- ❖ Gaya dorong (F) yang dibutuhkan untuk mengeluarkan pelat dari roll diperoleh : $F \geq (0.6)(3214.94) \geq 1928.96 \text{ N}$

Jadi gaya dorong minimal yang dibutuhkan adalah $F = 1928.96 \text{ Newton}$.

- ❖ Besarnya momen putar yang bekerja untuk melakukan pengerolan pelat adalah :

$$M = 1928.96 \cdot (8.8 \times 10^{-2}) / 2 = 84.87 \text{ Nm}$$

- ❖ Besarnya daya dorong pelat yang minimal yang dibutuhkan (N_d) adalah:

$$N_d = 1928.96 \times (0.146)$$

$$= 281.62 \text{ Watts} = 0.281 \text{ kW}$$

$$= (0.281/0.735) \text{ HP} = 0.382 \text{ HP}$$

Karena daya motor listrik yang dipilih adalah $\frac{3}{4}$ HP atau 0.75 HP dan daya motor lebih besar dari 0,382 HP,

maka pemilihan motor listrik tersebut dapat menggerakkan pemutar roll dengan baik dan bisa digunakan pada alat pengeroll pelat ini.

Perhitungan Kekuatan Motor Listrik

Adapun perhitungan kekuatan motor listrik yang dapat dihasilkan dari mesin pelengkung pelat ini adalah:

$$P_d = (1.2)(0.280) \\ = 0.337 \text{ kW}$$

Harga daya nominal beban sebesar 0.337 kW ini harus mampu disediakan oleh motor listrik agar mesin ini dapat bekerja dengan baik. Pada penelitian ini, kapasitas motor listrik yang digunakan adalah $\frac{3}{4}$ HP atau 0.551 kW sehingga daya motor listrik ini mampu untuk menggerakkan mesin rol pelengkung pelat dengan baik.

Perhitungan Kekuatan Poros Transmisi

Untuk menghitung besar kekuatan poros transmisi yang aman dibutuhkan agar dapat menahan beban akibat proses pelengkungan pelat, maka data inputnya diperoleh dari nilai daya desain yang dibutuhkan untuk melengkungkan pelat aluminium.

Besar torsi maksimum (T) yang dapat dihasilkan oleh motor listrik tersebut adalah:

$$T = 9.74 (10^5) \left(\frac{0.337}{1400} \right) \\ = 234.45 \text{ kg.mm}$$

Maka agar mesin pelengkung ini dapat bekerja dengan baik, maka torsi yang dibutuhkan untuk melengkungkan pelat haruslah sama dengan atau lebih kecil dari nilai torsi tersebut.

Untuk Poros I :

Poros I merupakan poros transmisi yang terdapat setelah motor listrik, dimana diameter poros minimum yang dibutuhkan adalah :

$$d_s = \left[\frac{5.1 (234.45)}{3.43} \right]^{1/3} = 7.03 \text{ mm}$$

Karena diameter poros yang digunakan adalah $d_1 = 24.37$ mm dan diameter minimum yang dibutuhkan adalah $d_s = 7.03$ mm, maka diameter dan bahan poros yang diasumsikan dari baja karbon yang paling terendah, yaitu S30C pada mesin pengerol pelat ini adalah aman terhadap beban torsi yang terjadi dan bisa untuk digunakan.

Untuk Poros II :

Antara poros I dan poros II terdapat sambungan universal (universal joint) yang memungkinkan transmisi putaran lebih fleksibel, dimana sambungan universal ini lebih efektif jika terdapat misalignment antara kedua sumbu poros yang disambung. Dengan mengasumsi bahwa efisiensi sambungan universal ini adalah 0.95, maka torsi pada poros II akan menjadi sebesar:

$$T_2 = \eta (T_1) \\ = 0.95 (234.45 \text{ kg.mm}) \\ = 222.72 \text{ kg.mm}$$

Sehingga diperoleh besar diameter poros II minimum sebesar:

$$d_s = \left[\frac{5.1 (222.72)}{3.43} \right]^{1/3} = 6.91 \text{ mm}$$

Karena nilai $d_s = 6.91$ mm adalah lebih kecil dari nilai diameter poros II yang digunakan yaitu $d_2 = 15$ mm. Maka, pemilihan bahan poros yang diasumsikan dari baja karbon yang paling terendah, yaitu S30C dan diameter poros II adalah aman terhadap beban torsi yang terjadi dan bisa untuk digunakan.

Untuk Poros III:

Poros III terletak sesudah transmisi gearbox. Poros ini mengalami kenaikan torsi dibandingkan dengan torsi pada poros II karena adanya perbandingan penurunan putaran dengan rasio $i = 30:1$. Maka besar torsi pada poros III dapat diperoleh sebesar:

$$T_3 = 9.74 \times 10^5 \times \frac{0.337}{46.67} = 7033.16 \text{ kg.mm}$$

Dengan mengasumsi bahan poros III adalah baja karbon S30C dengan kekuatan geser yang diizinkan bahan sebesar 3.43 kg/mm^2 . Maka besar diameter minimum yang dibutuhkan adalah sebesar:

$$d_s = \left[\frac{5.1 (7033.16)}{3.43} \right]^{1/3} = 21.86 \text{ mm}$$

Diameter poros III yang digunakan pada alat mesin melengkung pelat berdiameter $d_3 = 22.00$ mm, sehingga jika menggunakan bahan yang diasumsikan, yaitu baja karbon S30C yang sama dengan poros I dan poros II, maka diameter 21.86 mm ini sudah cukup kuat untuk menahan beban torsi pada proses pelengkungan pelat.

Poros IV :

$$T_4 = 0.95 (7033.16 \text{ kg.mm}) = 6681.50 \text{ kg.mm}$$

Maka besar diameter minimum poros IV yang dibutuhkan adalah:

$$d_s = \left[\frac{5.1 (6681.50)}{3.43} \right]^{1/3} = 21.49 \text{ mm}$$

Karena diameter poros IV yang digunakan berdiameter $d_4 = 18.20$ mm, dan diameter minimum yang dibutuhkan sebesar 21.49 mm dan jika poros ini menggunakan bahan yang sama dengan poros I, II dan III maka, diameter ini tidak aman untuk menahan pembebanan pengerolan pelat. Sebaiknya diameter poros IV ini juga dipilih dengan berdiameter $d = 22$ cm.

Perhitungan Kekuatan Roda Gigi

➤ Module roda gigi

Untuk Pinion

$$\text{Diperoleh dari persamaan : } d_{k1} = (z + 2)M_1 \\ 60 \text{ mm} = (18+2) M_1$$

$$\text{Sehingga diperoleh : } M_1 = 60 \text{ mm}/20 \\ = 3 \text{ mm}$$

Untuk Gear

$$\text{Diperoleh dari persamaan : } d_{k2} = (z + 2)M_2 \\ 120 \text{ mm} = (36+2) M_2$$

$$\text{Sehingga diperoleh : } M_2 = 120 \text{ mm}/ 38$$

$$= 3.157 \text{ mm}$$

$$= 3 \text{ mm (dipilih agar sama dengan } M_1)$$

➤ Diameter Lingkaran Jarak Bagi

Untuk Pinion

Diperoleh dari persamaan : $d_1 = Z_1 \cdot M_1$

Sehingga $d_1 = 18 \cdot 3 \text{ mm} = 54 \text{ mm}$

Untuk Gear

Diperoleh dari persamaan : $d_2 = Z_2 \cdot M_2$

Sehingga, $d_2 = 36 \cdot 3 \text{ mm}$

$$= 108 \text{ mm}$$

Demikian pula, $d_3 = Z_3 \cdot M_3$

$$= 36 \cdot (3 \text{ mm}) = 108 \text{ mm}$$

➤ Tinggi Kepala Roda Gigi (addendum)

Kisaran untuk harga addendum ini adalah : $h_k = (0.8 M \sim 1M)$ dan tinggi kepala untuk masing-masing roda gigi adalah sebagai berikut:

Untuk Pinion

Diperoleh, $h_{k1} = 0.9M$ (dipilih)

$$= 0.9 (3\text{mm}) = 2.7 \text{ mm}$$

Untuk Gear

Untuk gear ini terdiri dari dua buah roda gigi yang sama besar ukurannya, sehingga diperoleh: $h_{k2} = 0.9M$ (dipilih)

$$= 0.9 (3\text{mm}) = 2.7 \text{ mm}$$

Demikian pula, $h_{k3} = 0.9 M$

$$= 2.7 \text{ mm}$$

➤ Tinggi Kaki Roda Gigi (dedendum)

Kisaran untuk harga dedendum ini adalah : $h_f = (1M \sim 1.25M)$ dan tinggi kaki untuk masing-masing roda gigi adalah sebagai berikut.

Untuk Pinion

Diperoleh, $h_{f1} = 1.1 M$ (dipilih)

$$= 1.1 (3\text{mm}) = 3.3 \text{ mm}$$

Untuk Gear

Untuk gear ini terdiri dari dua buah roda gigi yang sama bahan dan ukurannya, sehingga diperoleh:

$H_{f2} = 1.1 M$ (dipilih)

$$= 1.1 (3\text{mm}) = 3.3 \text{ mm}$$

$H_{f3} = 1.1 M$

$$= 3.3 \text{ mm}$$

➤ Kecepatan Keliling Roda Gigi, v

Kecepatan keliling roda gigi 1

$$V_1 = \frac{\pi \times 54 \times 46.67}{60(1000)} = 0.13188 \text{ m/s}$$

Kecepatan keliling roda gigi 2

$$V_2 = \frac{\pi \times 108 \times 23.33}{60(1000)} = 0.13186 \text{ m/s}$$

➤ Gaya Tangensial, Ft

Gaya Tangensial Roda Gigi 1, F_{t1}

$$P_d = (1.2)(0.280) = 0.337 \text{ kW}$$

$$F_{t1} = \frac{102 \times 0.337}{0.131}$$

$$= 262.39 \text{ Kg} = 262.39 (10 \text{ m/s}^2) = 2623.9 \text{ N}$$

Gaya Tangensial Roda Gigi 2, F_{t2}

$$F_{t2} = (0.5)F_{t1} = (0.5) 2623.9 \text{ N}$$

$$= 1311.95 \text{ N}$$

Gaya Tangensial Roda Gigi 3, F_{t3}

$$F_{t3} = (0.5) F_{t1} = (0.5) 2623.9 \text{ N}$$

$$= 1311.95 \text{ N}$$

➤ Tegangan Permukaan, Ft/b

Tegangan Permukaan Roda Gigi 1 dan Roda Gigi 2, Ft/b

Tegangan permukaan yang terjadi :

$$Ft/b = 131.195 \text{ kg} / 18.19 \text{ mm}$$

$$= 7.21 \text{ kg/mm}$$

Tegangan Permukaan yang diizinkan, F'_H (kg/mm)

$$F'_H = (0.958) \cdot (0.130) \cdot (54) \cdot \left(\frac{2 \times 36}{18+36} \right)$$

$$= 8.96 \text{ kg/mm}$$

Cek harga Ft/b, karena Ft/b F'_H maka ukuran roda gigi tersebut aman.

Tegangan Permukaan Roda Gigi 1 dan Roda Gigi 3, Ft/b

Tegangan permukaan yang terjadi :

$$Ft/b = 131.195 \text{ kg} / 18.19 \text{ mm} = 7.21 \text{ kg/mm}$$

Tegangan permukaan yang diizinkan :

$$F'_H = (0.958) \cdot (0.130) \cdot (54) \cdot \left(\frac{2 \times 36}{18 + 36} \right)$$

$$= 8.96 \text{ kg/mm}$$

Cek harga Ft/b, karena Ft/b F'_H maka ukuran dan bahan roda gigi tersebut aman terhadap tegangan permukaan yang terjadi.

➤ Tegangan Lentur, σ_b

Tegangan lentur yang terjadi menurut persamaan Lewis pada roda gigi adalah sebagai berikut:

Tegangan Lentur yang terjadi pada roda gigi 1, σ_{b1}

$$\sigma_{b1} = \frac{131.195}{18.19 \times 3 \times 0.308 \times 0.958} = 8.147 \text{ kg/mm}^2$$

Karena $\sigma_{b1} \leq \sigma_{b \text{ izin}}$ atau $8.147 \text{ kg/mm}^2 \leq 26 \frac{\text{kg}}{\text{mm}^2}$ maka ukuran dan bahan roda gigi 1 aman terhadap tegangan lentur yang terjadi.

Tegangan Lentur yang terjadi pada roda gigi 2, σ_{b2}

$$\sigma_{b2} = \frac{131.195}{18.19 \times 3 \times 0.387 \times 0.958}$$

$$= 6.484 \text{ kg/mm}^2$$

Karena $\sigma_{b2} \leq \sigma_{b \text{ izin}}$ atau $6.484 \text{ kg/mm}^2 \leq 21 \frac{\text{kg}}{\text{mm}^2}$ maka ukuran dan bahan roda gigi 2 aman terhadap lenturan.

Tegangan Lentur yang terjadi pada roda gigi 3, σ_{b3}

$$\sigma_{b3} = \frac{131.195}{18.19 \times 3 \times 0.387 \times 0.958}$$

$$= 6.484 \text{ kg/mm}^2$$

Karena $\sigma_{b1} \leq \sigma_{b \text{ izin}}$ atau $6.484 \text{ kg/mm}^2 \leq 21 \frac{\text{kg}}{\text{mm}^2}$ maka ukuran dan bahan roda gigi 3 aman terhadap lenturan.

Penutup

Kesimpulan

Adapun kesimpulan yang diperoleh pada tugas akhir ini adalah sebagai berikut:

1. Momen putar pada poros pengerol menyebabkan terjadinya gaya tekan pada poros penekan yang diteruskan ke pelat yang akan dirol dimana untuk mengerol pelat setebal 2mm, momen putar yang bekerja adalah 173.60 N.m dan gaya tekan yang terjadi adalah 3214.94 Newton.
2. Momen putar yang bekerja pada motor listrik menyebabkan terjadinya tegangan geser dan tegangan lentur pada komponen-komponen mesin modifikasi pengerol pelat dimana pada poros 1,2,3, dan 4 terjadi tegangan puntir yang besarnya berturut-turut: 0.082 kg/mm^2 , 0.336 kg/mm^2 , 0.082 kg/mm^2 , dan 5.65 kg/mm^2 . Sedangkan pada roda gigi terjadi tegangan permukaan dan tegangan lentur yang besarnya masing-masing untuk roda gigi 1, roda gigi 2, dan roda gigi 3 adalah berturut-turut: 8.147 kg/mm^2 , 6.484 kg/mm^2 , dan 6.484 kg/mm^2 yang kesemuanya masih dalam batasan yang aman.
3. Pemilihan bahan dan ukuran untuk poros 1, poros 2, poros 3 adalah sudah aman terhadap beban torsi dan baik untuk digunakan, akan tetapi untuk poros 4, jika menggunakan bahan sama dengan poros 1, 2, dan 3, maka pemilihan diameter poros 4 perlu diperbesar lagi agar aman terhadap tegangan puntir. Sedangkan pemilihan bahan dan ukuran untuk roda gigi yaitu pinion dan gear sudah aman terhadap lenturan dan baik dimana tegangan permukaan dan tegangan lentur yang terjadi akibat pengerolan masih berada dalam batasan yang aman.

Daftar Pustaka

- Dahlan D**, 2012, “*Elemen Mesin*”, Citra Harta Prima Jakarta, Jakarta.
- Harsono T.S.R. & Yunus**, 2015, “*Kinerja Mesin Pengerol Plat Bergelombang*”, Universitas Negeri Surabaya.
- Javadi M & Tajdari M**, 2006, “*Eksperimental Investigation of the Friction Coefficient between Aluminium and Steel*”, Vol. 24, No. 2/I, Material Sciences-Poland.
- Khurmi R.S & Gupta J.K**, 1982, “*A Text Book Of Machine Design*”, Eurasia Publishing House (Pvt) LTD, New Delhi.
- Koten T.R.. & Fuji L.**, 2015, “*Pembuatan Alat Mesin Pengerol Plat*”, Tugas Akhir, Jurusan D-III Teknik Mesin, Universitas Halu Oleo, Kendari.

Popov P. Egor, 1984, “*Mekanika Teknik*”, Edisi Kedua, Penerbit Erlangga, Jakarta.

Risantoro S., 2012, “*Pembuatan Dudukan Rol Pada Mesin Rol Pelat Penggerak Elektrik*”, Proyek Akhir, Program Studi Teknik Mesin, Universitas Negeri Yogya.

Rohim .M. & Yunus, 2015, “*Rancang Bangun Mesin Pengerol Plat Bergelombang*”, JRM, Volume 02 Nomor 02, p.52-56.

Sularso & Suga K, 1991, “*Dasar Perencanaan Dan Pemilihan Elemen Mesin*”, PT. Prandya Paramita, Jakarta

Wibowo Y. April, 2011, “*Proses Pembuatan Rangka Pada Mesin Roll Pelat Penggerak Elektrik*”, Proyek Akhir, Program Studi Teknik Mesin, Universitas Negeri Yogya.