

BAB II

DASAR TEORI

2.1 Tebu

Tebu adalah tanaman yang ditanam untuk bahan baku gula dan vetsin. Tanaman ini hanya dapat tumbuh di daerah beriklim tropis. Tanaman ini termasuk jenis rumput-rumputan. Umur tanaman sejak ditanam sampai bisa dipanen mencapai kurang lebih 1 tahun. Di Indonesia tebu banyak dibudidayakan di pulau Jawa dan Sumatra .

Untuk pembuatan gula, batang tebu yang sudah dipanen diperas dengan mesin pemeras (mesin *press*) di pabrik gula. Sesudah itu, nira atau air perasan tebu tersebut disaring, dimasak, dan diputihkan sehingga menjadi gula pasir yang kita kenal. Dari proses pembuatan tebu tersebut akan dihasilkan gula 5%, ampas tebu 90% dan sisanya berupa tetes (*molasse*) dan air.

Daun tebu yang kering adalah biomassa yang mempunyai nilai kalori cukup tinggi. Ibu-ibu di pedesaan sering memakai *dadhok* itu sebagai bahan bakar untuk memasak; selain menghemat minyak tanah yang makin mahal, bahan bakar ini juga cepat panas.

Dalam konversi energi pabrik gula, daun tebu dan juga ampas batang tebu digunakan untuk bahan bakar *boiler*, yang uapnya digunakan untuk proses produksi dan pembangkit listrik. Di beberapa daerah air perasan tebu sering dijadikan minuman segar pelepas lelah, air perasan tebu cukup baik bagi kesehatan tubuh karena dapat menambah glukosa.

Sebelum kedatangan Belanda ke Indonesia tanaman tebu sudah dikenal oleh masyarakat di Nusantara, hal ini karena menurut beberapa ahli, bahwa tanaman tebu berasal dari daerah Papua Nugini, diperkirakan ditemukan sekitar 8.000 tahun yang lalu, dan setelah itu tanaman ini menyebar ke seluruh nusantara.

Tanaman rumput ini dianggap istimewa, karena memiliki rasa yang manis, sehingga tidak menunggu lama sampai pamornya mulai menyebar ke banyak tempat lain di dunia.

Hanya saja, tanaman tebu mulai dibudidayakan secara luas di Indonesia saat masa penjajahan Bangsa Belanda. Pada Waktu itu Belanda memberlakukan sistem kerja paksa (*culture stelsel*) di Indonesia, yaitu sejak tahun 1835 sampai 1940. Tujuan dari sistem ini yaitu untuk mengisi kekosongan kas Belanda, dengan cara memaksa menanam daerah jajahannya dengan komoditi yang laku dipasaran dunia.

Pada masa itu tebu masih di anggap sebagai komoditi yang berharga mahal di pasaran Eropa. Karena itu tebu bersama kopi, vanili dan teh, adalah tanaman wajib yang harus di tanam di Indonesia dan harus dikerjakan oleh orang Indonesia, yang hasilnya juga wajib diserahkan kepada Belanda.

Pada masa itu kebanyakan hasil produksi gula kita, digunakan sebagai komoditi ekspor untuk memenuhi pasar Eropa. Karena itu, untuk memenuhi kebutuhan bahan baku gula, maka banyak sawah di banyak daerah yang sebelumnya ditanami padi, kemudian dialihkan untuk ditanami tebu. Sejak saat itulah, maka tanaman tebu menjadi sangat akrab dengan masyarakat Indonesia, terutama untuk daerah Jawa Tengah dan Jawa Timur, hal ini karena di sanalah pusat dari budidaya tebu dan produksi gula. Hanya saja untuk saat ini luas areal penanaman tebu sudah sangat jauh menurun jika dibandingkan dengan pada saat awal pertama kali diberlakukannya sistem tanam paksa oleh Belanda. Penyusutan ini memang sudah terjadi sejak perang kemerdekaan Indonesia, pada saat itu banyak lahan yang terbengkalai, banyak pabrik gula yang dirubah menjadi pabrik senjata. Kemudian saat kita sudah merdeka, banyak lahan penanaman tebu yang diubah untuk menanam komoditi yang lain, bahkan ada juga yang dialih fungsikan menjadi bangunan.

Karena semua hal tersebut maka tidak heran jika luas areal penanaman tebu terus menyusut, karena penyusutan lahan tebu, maka banyak pabrik gula yang tidak mendapat bahan baku produksi, sehingga semakin banyak lagi pabrik yang harus tutup, dengan semua kondisi ini maka secara langsung juga berimbas pada penurunan hasil produksi gula Nasional kita.

2.2 Mesin Pemeras Tebu

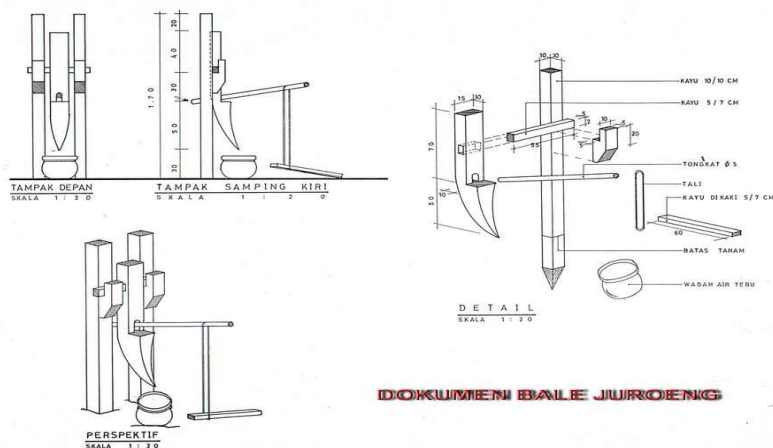
Dari beberapa penelitian , bahwa fungsi dan kegunaan mesin pemeras tebu adalah Sebagai alat pengambil sari pati dimana alat ini dengan ukuran yang cukup menghemat tempat dan mudah dibawa. Karena ukurannya tidak memakan tempat maka alat ini cocok untuk digunakan berjualan dimana tempat contohnya dipinggir jalan. Pembuatan alat mesin penggiling tebu ini difokuskan mencari bentuk seefisien mungkin. Bahan utama yang digunakan terdiri daribahan uji. Mesin tebu dibagi menjadi 2 type sebagai berikut :

2.2.1 Mesin Pemas Tebu Tradisional

Salah satu contoh mesin pemas tebu dengan cara tradisional yang digunakan masyarakat di Aceh untuk pemas tebu. Alat tradisional sederhana ini untuk pemas tebu dalam jumlah terbatas dan digerakkan oleh manusia.

Prinsip kerja Mesin pemas tebu dengan cara tradisional sangat mudah, Setiap manusia dapat menggunakannya dapat dilakukan 1-2 orang. Tebu – tebu terlebih dahulu dipersiapkan jika kita akan pemas air dari tebu tersebut, setelah dibersihkan dan dipotong sesuai ukuran, biasanya panjang tebu 1 meter, kemudian tebu tersebut dijemur kurang lebih selama 2 jam agar tidak rapuh. Ambil 1 batang tebu setelah melalui proses penjemuran pegang salah satu sisinya, kemudian ujung tebu sisi lain diletakkan dalam bidang datar alat tersebut dan tongkat pengungkit diangkat keatas, selanjutnya tekan tongkat pengungkit untuk menekan tebu perlahan – lahan sambil menggeser tebu pada bagian – bagian yang belum di tekan, lakukan berulang – ulang sampai seluruh sisi tebu telah di tekan, Pada saat proses pemasan tersebut air tebu akan turun mengalir melalui bidang kerucut alat tersebut menuju kebawah ke tempat penampungan yang telah di sediakan, dan kaki kita turut membantu mempercepat proses pemasan batang tebu yaitu dengan cara member tambahan tongkat pengungkit di kaki dihubungkan dengan tali pada tongkat pengungkit pada tangan.

Setelah tebu yang kite peras menjadi pipih, kedua ujung tebu dilipat menjadi 2 bagian, kemudian sisi ujung yang tidak menyatu di tekan kuat – kuat pada bidang datar dengan tongkat pengungkit, masukkan kayu ukuran kecil pada sisi lipatan tebu kemudian putar tebu dengan memelintirkannya sampai benar – benar airnya terperas habis.



Gambar 2.1 Pemas tebu tradisional

2.2.2 Proses Alat Peras Tebu 2 roll

Dalam perasan tebu diperlukan mesin peras tebu guna memper cepat proses pemerassannya. Kapasitas mesin yang ditentukan oleh kebutuhan industry atau berdasarkan konsumen.

Proses operasional mesin cukup mudah yaitu dengan meletak kan tebu pada poros as yang telah diulir. Mesin peras tebu mampu memeras tebu dalam jumlah yang banyak sesuai dengan keinginan penggunanya.

Mesin ini juga dapat memeras tebu dengan kecepatan tinggi sesuai dengan motor yang digunakan, kapasitas tebu yang diperas lebihbanyak dari pada perasan tebu yang hanya menggunakan mekanik dua roll. Peras tebu menggunakan dua roll dalam pengolahan tebu yang masih menggunakan penggerak mesin sistem mekanik duaroll merupakan salah satu mesin yang dirancang untuk mempermudah proses peras tebu. Mesin ini memiliki kelebihan yaitu mesin ini menggunakan motor penggerak dan menghasilkan hasil produksi yang lebih baik bila di dibandingkan dengan alatperas tebu yang menggunakan tenaga manusia atau manual

Mesin pemerass tebu ini menggunakan Roll yang saling berpapasan yang tujuannya untuk melakukan penekan terhadap batang tebu, roll yang saling berpapasan ini berputar saling berlawanan arah guna melakukan penekanan terhadap batang tebu untuk proses penekanan dan pemerasan. Untuk hasil yang lebih optimal digunakan pengatur jarak celah roll (Clearance) yang berfungsi untuk mengantisipasi besar kecilnya diameter tebu yang digiling. Nira adalah bagian tebu yang berupa cairan, untuk memisahkan nira dari batang tebu harus merusak sel-sel batang tebu dengan sedemikian rupa hingga nira keluar atau terpisah dengan bagian tebu lainnya. Salah satunya adalah dengan cara melakukan penekanan terhadap batang tebu tersebut.

Berdasarkan metode tersebut pada mesin pemerass tebu ini digunakan roll yang saling berpasangan guna melakukan penekan terhadap batang tebu. Dengan memanfaatkan putaran yang di teruskan oleh sistem transmisi ke roll, maka akan memberikan penekan secara continue terhadap batang tebu. Roll-roll yang saling berpasangan ini berputar saling berlawanan arah guna malakukan pencekaman dan gaya tarik terhadap batang tebu untuk masuk diantara roll dan mengalami proses penekanan dan pemerasan. Untuk memberikan lebih optimal digunakan pengatur jarak celah roll (Clearence) yang berfungsi untuk mengantisipasi besar kecilnya diameter tebu yang di giling.

Tebu yang telah dicacah masuk melalui pressure feeder (roll pengumpan) dan ditekan menuju bukaan roll depan. Cacahan tebu yang sudah masuk celah roll depan mendapat tekanan yang disebabkan roll gilingan atas dan roll gilingan depan. Tekanan ini menyebabkan terjadinya pemerahan sehingga nira tebu keluar. Ampas hasil pemerahan pertama dilewatkan ampas plat dan masuk ke pemerahan kedua yang diakibatkan penekanan antara roll gilingan atas dengan roll gilingan belakang. Dari bukaan belakang, ampas tebu keluar supaya tidak terbawa roll atas dan roll belakang maka dipasang skraper plat yang berfungsi untuk membersihkan ampas tebu. Nira jatuh ke dalam bak penampung nira dan ampasnya jatuh ke yang membawanya ke unit gilingan selanjutnya sampai pada gilingan akhir.

Tetapi mesin ini juga memiliki beberapa kekurangan yaitu :

1. Hasil produksi yang kotor, karena dalam mesin ini tidak mempunyai saringan
2. Mesin ini tidak memiliki bak penampung yang berguna untuk menampung sari tebu yang telah di peras.
3. Mesin ini juga tidak memiliki kran air yang berfungsi untuk mengeluarkan sari tebu yang terdapat pada bak penampung
4. Tingkat keselamatan dalam mesin ini tidak dapat terjamin karena mesin ini belum menggunakan landasan tebu.

2.3 Daya

Daya adalah hasil kali antara gaya dengan kecepatan. Jadi untuk pemindahan (transmisi) dari sejumlah daya yang di tentukan, gaya dan tegangan dalam berbagai penghubung dari sebuah mekanisme dapat dikurangi dengan mencari kecepatan pada pengolahannya. Gesekan dan kerusakan pada bagian mesin tergantung juga pada kecepatan, maka dibutuhkan penentuan dalam sebuah mekanisme jika analisa tentang percepatan harus di lakukan.

$$N = F.V \text{ (HP)} \dots\dots\dots(2.1)$$

Jadi, daya N (HP) adalah kecepatan V (m/s) yang diberi gaya F(N). Besaran daya merupakan dasar yang bermanfaat untuk menentukan jenis motor atau yang dibutuhkan untuk melakukan sejumlah kerja tertentu dalam waktu tertentu.

$$n1 = \frac{n1.Z1}{Z2} \dots\dots\dots(2.2)$$

Dimana :

n_1 = Putaran motor (Rpm)

Z_1 = Jumlah sproket1

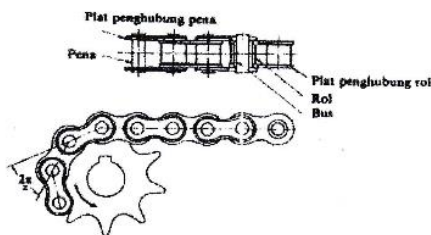
Z_2 = Jumlah sproket2

2.4 Rantai

Rantai dapat diterapkan dalam keadaan yang sangat bermacam-macam. Rantai sangat cocok untuk jarak sumbu besar antara poros roda dan kalau poros roda tidak boleh berputar satu sama lain (misalnya transmisi antara poros engkol dan poros bubungan motor listrik). Rantai tidak dapat slip; karena itu rantai tidak memerlukan tegangan awal, sehingga poros dan blok bantalan tidak mengalami beban ekstra. Namun kadang-kadang diterapkan roda-pandu yang membuat rantai kaku dengan gaya kecil dan mencegah berputarnya poros roda satu sama lain. Transmisi tidak memerlukan banyak tempat. Pelumasan rantai dan perlindungan terhadap debu dan sebagainya harus diusahakan karena memasang sebuah lemari-rantai.

2.4.1 Rantai Rol

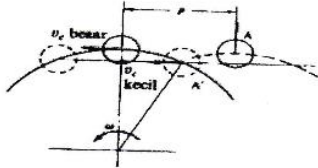
Rantai transmisi daya biasanya dipergunakan dimana poros lebih besar dari pada transmisi roda gigi, tetapi lebih pendek dari pada dalam transmisi sabuk. Rantai mengait pada gigi sprocket dan meneruskan daya tanpa slip, sehingga menjamin perbandingan putaran yang tetap.



Gambar 2.2 Rantai rol

Rantai sebagai transmisi mempunyai keuntungan-keuntungan seperti : mampu meneruskan daya besar karena kekuatannya yang besar, tidak memerlukan tegangan awal, keausan kecil pada bantalan, dan mudah memasangnya. Karena keuntungan-keuntungan tersebut, rantai mempunyai pemakaian yang luas seperti roda gigi dan di pihak lain transmisi rantai mempunyai beberapa kekurangan yaitu : variasi kecepatan yang tidak dapat dihindari karena lintasan busur pada sprocket yang mengait mata rantai, suara dan getaran karena tumbukan antara rantai dan dasar kaki

gigi sprocket dan perpanjangan rantai karena keausan pena dan bus yang diakibatkan oleh gesekan dengan sprocket. Karena kekurangan-kekurangan ini maka rantai tak dapat dipakai untuk kecepatan tinggi, sampai ditemukan dan dikembangkannya rantai gigi.



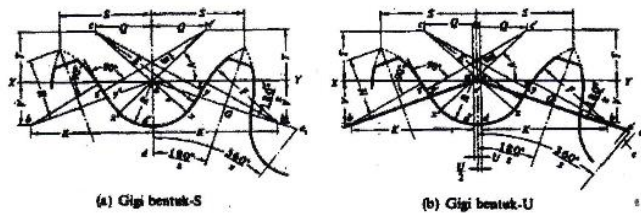
Gambar 2.3 Rantai rol

Ukuran dan kekuatannya distandarkan. Dengan kemajuan teknologi yang terjadi akhir-akhir ini kekuatan rantai semakin meningkat. Kurva batas kelelahan dari plat mata rantai macam yang baru lebih tinggi daripada macam yang lama. Hasil penelitian terakhir menunjukkan bahwa suatu daerah yang dibatasi oleh dua kurva, yaitu kurva batas ketahanan terhadap tumbukan antara rol dan bus, dan kurva batas las (giling) karena kurang pelumasan antara pena dan bus adalah sangat penting untuk menentukan kapasitas rantai. Kurva kapasitas baru yang diperoleh berbentuk seperti tenda, sehingga disebut “kurva tenda”. Kurva tersebut yang merupakan diagram pemilihan rantai rol. Untuk memudahkan pemilihan, kurva tenda tersebut diberi nama menurut nomer rantai dan jumlah gigi sprocket, dengan putaran (Rpm) sprocket sebagai sumbu mendatar dan kapasitas transmisi sebagai sumbu tegak.



Gambar 2.4 Ukuran Rantai rol

Sproket rantai dibuat dari baja karbon untuk ukuran kecil, dan besi cor atau baja cor untuk ukuran besar. Untuk perhitungan kekuatannya belum ada cara yang tetap seperti pada roda gigi. Adapun bentuknya telah di standarkan. Dalam gambar 2.4, ditunjukkan dua macam bentuk gigi, dimana bentuk S adalah yang banyak dipakai.



Gambar 2.5 Bentuk Roda gigi pada rantai

Tata cara pemilihan rantai dapat diuraikan menurut gambar 2.5. Daya yang akan ditransmisikan (HP), putaran poros penggerak dan yang digerakkan (rpm), dan jarak sumbu poros kira-kira (mm), diuraikan lebih dahulu. Daya yang ditransmisikan perlu dikoreksi menurut mesin yang akan digerakkan dan penggerak mulanya.

Ukuran atau dimensi rantai yang umum digunakan dapat dilihat dalam table (halaman Lampiran). Sproket rantai dibuat dari baja karbon untuk ukuran kecil, data besi cor atau baja cor untuk ukuran besar. Untuk perhitungan kekuatannya belum ada cara yang tetap seperti pada roda gigi.

Dimensi-dimensi dan gaya-gaya yang mendukung perhitungan pada sprocket antara lain :

1. Angka transmisi u :

$$U = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_1}{d_2} = \frac{m \cdot z_1}{m \cdot z_2} = \frac{z_1}{z_2} = \frac{1}{i}$$

2. Addendum (h) tinggi kepala

$$h = m$$

3. Dedendum (h^1) adalah tinggi kaki

$$H = h + h^1$$

4. Gaya tangensial (F_t)

$$F_t = \frac{2M_1}{d_p} \dots \dots \dots (2.3)$$

5. Gaya radial (F_r)

$$F_r = F_t \tan \alpha \dots \dots \dots (2.4)$$

6. Gaya resultan (F_R)

$$F_R = \sqrt{F_t^2 + F_r^2} \dots \dots \dots (2.5)$$

7. Gaya normal F_n

$$F_n = \frac{2M_1}{d_p \cos \alpha} \dots \dots \dots (2.6)$$

- Dimana :
- Ft = Gaya tangensial (kg)
 - Fr = Gaya radial (kg)
 - FR = Gaya resultan (kg)
 - Mt = Momen torsi (kg.mm)
 - dp = Diameter jarak bagi (mm)
 - a = Suduk kontak

Jarak sumbu poros pada dasarnya dapat dibuat sependek mungkin sampai gigi kedua sprocket hamper bersentuhan. Tetapi jarak yang ideal adalah antara 30 sampai 50 kali jarak bagi rantai. Untuk beban yang berfluktuasi, jarak tersebut harus dikurangi sampai lebih kecil dari pada 20 kali jarak bagi rantai.

Setelah jumlah gigi sprocket dan jarak sumbu poros ditentukan, panjang rantai yang diperlukan dapat dihitung dengan rumus dibawah ini :

$$L_p = \frac{z_1 + z_2}{2} + 2C_p + \left[\left(\frac{z_2 - z_1}{6,28} \right)^2 \right] \dots\dots\dots(2.7)$$

- Dimana :
- Lp = Panjang rantai, dinyatakan dalam jumlah mata rantai
 - Z₁ = Jumlah gigi sproket kecil
 - Z₂ = Jumlah gigi sprocket besar
 - C = Jarak sumbu poros, dinyatakan dalam jumlah mata rantai

Jika jumlah mata rantai dan jumlah gigi kedua sprocket sudah lebih dahulu ditentukan, maka jarak sumbu poros dapat dihitung dengan rumus-rumus dibawah ini :

$$C_p = \frac{1}{4} \left\{ \left(L - \frac{z_1 + z_2}{2} \right) + \sqrt{\left(L - \frac{z_1 + z_2}{2} \right)^2 - \frac{2}{9,86} (z_1 - z_2)^2} \right\} \dots\dots(2.8)$$

$$C = C_p \cdot P$$

Kecepatan rantai dapat dihitung dari rumus :

$$V = \frac{p \cdot z_1 \cdot n_1}{1000 \times 60} \dots\dots\dots(2.9)$$

- Dimana :
- V = Kecepatan rantai (m/s)
 - P = Jarak bagi rantai (mm)
 - z₁ = Jumlah gigi sprocket kecil, dalam hal reduksi putaran.

Beban yang bekerja pada satu rantai dapat dihitung seperti pada sabuk dengan rumus

$$F = \frac{1,34 \cdot N}{v} (\text{kg}) \dots\dots\dots(2.10)$$

Dimana : N = Daya motor (Hp)
 V = Kecepatan rantai (m/s)

2.5 Roda Gigi

Roda gigi berfungsi untuk memindahkan gerak seperti halnya pully penggerak. Tetapi disini gerak yang dipindahkan dari sumber penggerak putaran dengan kecepatan poros yang tetap. Perpindahan dengan roda gigi untuk menghindari gesekan atau slip yang terjadi sehingga kecepatan yang diinginkan tercapai dengan baik dan stabil. Kestabilan kecepatan ditentukan dengan ketepatan ukuran gigi yang sama. Juga untuk menghindari terjadinya bunyi pada waktu perputaran yang serempak dari roda gigi tersebut, besarnya perputaran yang dipindahkan dari suatu gigi ke gigi yang lain pada masing-masing roda gigi tergantung dari diameter roda gigi masing-masing dan juga banyaknya gigi pada tiap roda gigi. Jika dua buah gigi yang berlainan saling menangkap, maka kecepatan putaran akan tidak sama.

Secara umum roda gigi berfungsi sebagai :

- Pemindah gerakan atau putar
Searah :

Roda gigi sumber gerak ke roda gigi penerima gerak diberikan roda perantara diantara keduanya, berarti roda perantara berfungsi untuk membalikkan arah gerak sumber.

Berlawanan arah

Jika pemindahan gerak putaran dari roda yang satu ke roda yang lain dilakukan tanpa dilakukan penggunaan roda

- Pengatur kecepatan gerak.

Untuk memperlambat atau mempercepat putaran atas dasar perbedaan banyaknya gigi dari masing-masing roda gigi tersebut. Sesuai dengan kedudukan yang diambil oleh poros terhadap yang lain, jenis roda gigi yang digunakan adalah :

Poros saling menyilang (roda gigi sekrup menerus (worm), dan roda gigi ulir).

2.5.1 Dimensi roda gigi penggerak

Untuk perencanaan sebuah roda gigi diperlukan suatu ketelitian sehingga diperoleh hasil yang baik, akurat, tahan lama, dan tingkan keausannya rendah. Untuk itu diperlukan suatu data-data mesin penggerak mengenai daya dan putaran maksimum serta putaran keluaran yang diinginkan. Dengan keadaan diatas dapat juga diartikan sebagai perbandingan poros input dan output. Persamaan yang dapat ditulis dari pernyataan diatas adalah :

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{Nt_2}{Nt_1} = \frac{d_2}{d_1} = \frac{Mt_2}{Mt_1} \dots\dots\dots(2.11)$$

- Dimana :
- i = Angka transmisi
 - n = Kecepatan keliling (rpm)
 - Nt = Jumlah gigi
 - d = Diameter pith circle (inch, mm, cm)

Dengan persamaan tersebut diatas maka kita dapat memperoleh dimensi roda gigi yang direncanakan :

1. Putaran (n)

$$i \frac{n_2}{n_1} \dots\dots\dots(2.12)$$

- Dimana :
- n1 = Putaran input (rpm)
 - n2 = Putaran Output (rpm)

2. Diameter

$$i \frac{Nt_2}{Nt_1}$$

- Dimana :
- d1 = Diatas poros input (in)
 - d2 = Diameter poros output (in)

- Diameter base (dasar)

$$db = d \cdot \cos\theta$$

- Diameter luar (out)

$$Do = d + 2a$$

- Dimana : a = Addendum

3. Jumlah gigi (Nt)

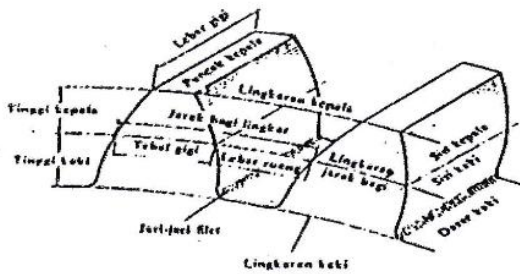
$$i \frac{Nt_2}{Nt_1}$$

- Dimana :
- Nt1 = Jumlah gigi pinion
 - Nt2 = Jumlah gigi gear

4. Momen punter (Mt)

$$i \frac{Mt_2}{Mt_1}$$

- Dimana :
- Mt1 = Momen punter poros input (lb.in)
 - Mt2 = Momen punter poros output (lb.in)



Gambar 2.6 bagian – bagian sepasang roda gigi

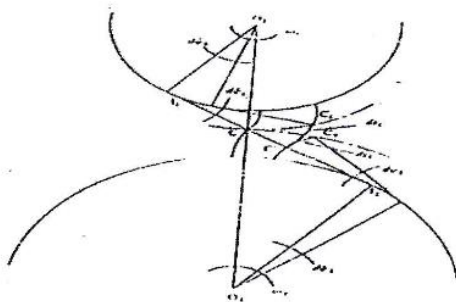
2.5.2 Gaya-gaya yang bekerja pada spur gear

Pada sepasang roda gigi yang berpasangan dan bersentuhan pada pitch point timbul gaya normal F_n . Masing-masing roda gigi mempunyai gaya normal yang sama besar tetapi berlawanan arah.

Gaya normal F_n dapat diuraikan menjadi komponen gaya, yaitu gaya tangensial (F_t) dan gaya radial (F_r) dan besarnya adalah :

$$F_t = F_n \cdot \cos\theta$$

$$F_r = F_t \cdot \tan\theta$$



Gambar 2.7 Gaya – gaya yang bekerja pada sepasang roda gigi

Gaya radial disebut juga pemindah, sebab gaya ini cenderung untuk memisahkan (kontak) antara dua roda gigi.

Dalam perencanaan, gaya tangensial dianggap konstan selama kontak antara dua gigi, torsi yang ditimbulkan akibat gaya normal yang dihitung dari pusat roda gigi adalah :

$$M_t = F_t \cdot \frac{d_1}{2} \dots \dots \dots (2.13)$$

Kecepatan pitch line :

$$V_p = \frac{\pi \cdot d \cdot n}{12} \dots \dots \dots (2.14)$$

Bila harga ini dimasukkan ke dalam rumus sebelumnya, maka

$$N = \frac{M_t \cdot n}{6300}$$
$$N = \frac{f_t \cdot (d/2) \cdot (12V_p)}{6300 \cdot d} \dots \dots \dots (2.15)$$

$$F_t = \frac{N \cdot 3300}{V_p} \dots \dots \dots (2.16)$$

- Dimana :
- Ft = Gaya tangensial (lb)
 - Fr = Gaya radial (lb)
 - Fn = Gaya normal (lb)
 - N = Daya mesin (HP)
 - Vp = Kecepatan pitch (Ft/menit)
 - D = Diameter Pitch (in)
 - N = Putaran (rpm)
 - O = Sudut kontak

2.5.3 Kekuatan gigi pada roda gigi lurus

Untuk menganalisa kekuatan gigi pada roda gigi lurus banyak digunakan metode-metode. Salah satu metode yang mudah adalah memakai persamaan Lewis dengan analisa dan modifikasi dengan metode AGMA.

Kerusakan pada roda gigi pada umumnya disebabkan oleh besarnya beban yang sebenarnya pada gigi, melebihi kekuatan gigi (dalam hal ini patahnya gigi karena gaya bending, atau keausan yang terjadi pada permukaan gigi)

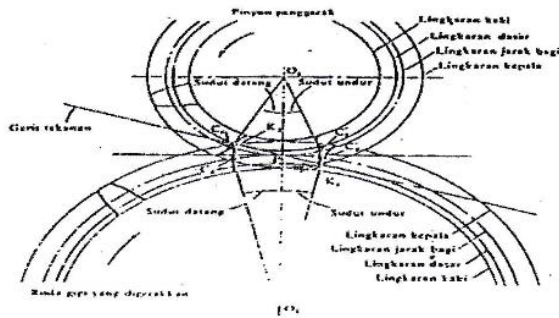
Faktor-faktor yang menyebabkan atau mempengaruhi kekuatan gigi hingga pada akar gigi pada roda gigi lurus adalah :

1. Beban / material dari roda gigi
2. Lebar gigi
3. Konsentrasi tegangan yang terjadi pada bagian kaki gigi

Sehingga persamaan tersebut di dapat :

$$F_b = \frac{S \cdot b \cdot Y}{K_t \cdot P} \dots \dots \dots (2.17)$$

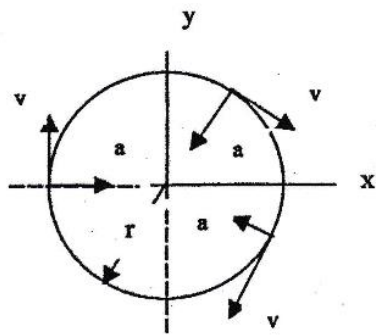
- Dimana :
- Fs = Gaya bending (lb)
 - S = Kekuatan dari bahan/material
 - B = Lebar gigi (in)
 - Y = Faktor Lewis berdasarkan jumlah gigi roda gigi
 - Kt = Konsentrasi tegangan = 1,5
 - P = Diameter Pitch



Gambar 2.8 Konsentrasi tegangan pada gigi dari roda lurus

2.5 Perencanaan Silinder Penggiling

Pada silinder penggiling bergerak rotasi yaitu gerak dari suatu benda yang bergerak dengan kecepatan tetap dan melintasinya berbentuk suatu lingkaran. Pada gambar dibawah ini, menggambarkan suatu partikel yang melakukan gerak rotasi dengan titik pusat 0, jari-jari r, percepatan a dan kecepatan partikel v.



Gambar 2.9 Gerak rotasi

Kecepatan sudut (kecepatan angler) didefinisikan sebagai banyaknya putaran perwaktu (detik)

$$\omega = \frac{2 \cdot \pi \cdot n}{60} \text{ (rad.s)} \dots \dots \dots (2.18)$$

Maka besar kecepatan v adalah

$$v = \omega \cdot r \text{ (m/s)} \dots \dots \dots (2.19)$$

Gaya tebu pada saat masuk ke silinder pengupas (F)

- Dimana :
- m = Masa tebu (kg)
 - G = Gaya grafitasi 9.81 m/det^2

Menentukan daya motor :

$$N = F.v \text{ (Watt)} \dots \dots \dots (2.20)$$

Sedangkan besar percepatan (a) adalah

$$a = v^2 = \frac{\omega^2 \cdot r}{r} \text{ (m/s)} \dots \dots \dots (2.21)$$

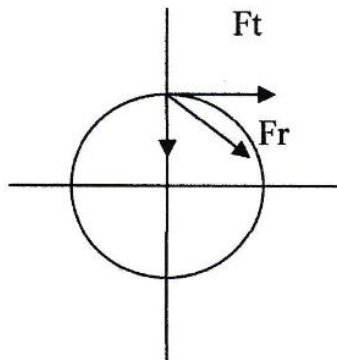
Dimana : V = Besar kecepatan (m/s)

A = Besar percepatan (m/s)

ω = Besar kecepatan sudut (rad/s)

r = Jari-jari lingkaran (m)

Gambar berikut menunjukkan silinder penggiling yang berputar terhadap sumbu tetap 0 dan gaya-gaya yang bekerja pada silinder penggiling tersebut.



Gambar 2.10 Gerak rotasi silinder dan Gaya – gaya yang terjadi

Dimana : ω = Kecepatan sudut (rad/s)

F_r = Gaya radial (N)

F_t = Gaya tangensial (N)

FR = Resultan gaya (N)

Untuk mencari besar gaya tangensial yang terjadi harus diketahui terlebih dahulu berapa besar momen torsi yang terjadi, yaitu :

$$Ml = 71620 \frac{N}{n} \text{ (kgf cm)} \dots \dots \dots (2.22)$$

Dimana : N = Besar gaya yang digunakan (HP)

n = besar putaran (rpm)

Maka besar gaya tangensial (F_t) dan besar gaya normal (F_n) adalah :

$$F_t = 2 \cdot \frac{M_t}{d} \dots \dots \dots (2.23)$$

$$F_r = \frac{m \cdot v^2}{r} \dots \dots \dots (2.24)$$

Sedangkan besar resultan gaya yang bekerja pada silinder penggiling adalah :

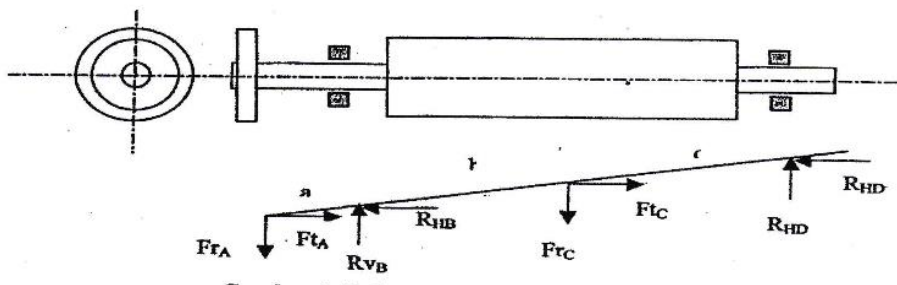
$$F_R = \sqrt{F_t^2 + F_r^2} \dots \dots \dots (2.25)$$

2.6 Poros (Shaft)

Poros merupakan salah satu bagian yang terpenting bagi setiap mesin. Poros adalah elemen mesin yang berputar yang digunakan untuk mentransmisikan daya dari sumber penggerak ke bagian yang digerakkan.

Beban yang terjadi pada poros antara lain beban punter, beban lentur dan beban kombinasi punter dan lentur, karena poros meneruskan daya melalui rantai sehingga pada permukaan.

Poros akan terjadi tegangan geser akibat momen punter dan tegangan tarik karena momen lentur.



Gambar 2.11 Gaya yang terjadi pada poros

Pada gambar diatas sebuah poros yang berputar dikarenakan gaya-gaya dengan reaksi A dan B.

2.6.1 Dimensi poros

Besar reaksi arah horizontal adalah :

$$\Sigma F_y = 0$$

$$\Sigma M = 0$$

$$F_{tA} \cdot (a + b + c) - R_{HB} \cdot (b + c) + F_{tC} \cdot (c) = 0 \dots \dots \dots (2.26)$$

$$R_{HB} = \frac{F_{tA}(a+b+c)+F_{tc}(c)}{(b+c)} \dots\dots\dots(2.27)$$

$$R_{HD} = (F_{tA} + F_{tc}) - R_{HB} \dots\dots\dots(2.28)$$

Besar arah reaksi vertical adalah :

$$\Sigma_{FX} = 0$$

$$\Sigma_M = 0$$

$$Fr_A (a+b+c) + R_{VB}(b+c) - R_{VC} \cdot(c)=0$$

$$R_{VB} = \frac{Fr_A(a+b+c)-R_{VB} \cdot(b+c)+Fr_c \cdot(c)}{(c+d)} \dots\dots\dots(2.29)$$

$$R_{VD} = (F_{rA} + F_{rc}) - R_{VB} \dots\dots\dots(2.30)$$

Besar gaya resultan pada bantalan adalah :

Untuk bantalan B, $F_{RB} = \sqrt{R_{VB}^2 + R_{HB}^2} \dots\dots\dots(2.31)$

Untuk bantalan D, $F_{RD} = \sqrt{R_{VD}^2 + R_{HD}^2} \dots\dots\dots(2.32)$

Besar momen lentur pada tiap titik pada arah horizontal adalah :

$$M_{HB} = R_{HB} \cdot (a) \dots\dots\dots(2.33)$$

$$M_{HC} = R_{HD} \cdot (c) \dots\dots\dots(2.34)$$

Sedang besar momen lentur pada titik pada arah vertical adalah :

$$M_{VB} = R_{VB} \cdot (a) \dots\dots\dots(2.35)$$

$$M_{MC} = R_{VD} \cdot (c) \dots\dots\dots(2.36)$$

Sehingga momen lentur gabungan pada tiap titik B,C adalah :

$$MB = \sqrt{M_{HB}^2 + M_{VB}^2} \dots\dots\dots(2.37)$$

$$MC = \sqrt{M_{HC}^2 + M_{VC}^2} \dots\dots\dots(2.38)$$

Dari perhitungan diatas , maka digambarkan bidang momen dan bidang gaya sehingga dapat diketahuipada posisi mana momen lengkung terbesar .

GBMAX = momen lentur terbesar

Sedangkan untuk mencari besar momen torsi Mt Yng Terjadi pada poros adalah :

$$Mt = 71620 \frac{N}{n} \text{ (kgf cm)} \dots\dots\dots(2.39)$$

Dimana : N = daya motor (HP)
n = besar putaran (rpm)

Besarnya diameter poros adalah :

$$d_{min} = \sqrt[3]{\frac{16.FK.\sqrt{MB^2+MT^2}}{\pi |\sigma t|}} \text{ (mm)} \dots\dots\dots(2.40)$$

Dimana : FK = Faktor keamanan
 Σt = Tegangan tarik ijin bahan (kg/mm²)

Besar tegangan geser yang terjadi (τ_s) adalah :

$$\tau_s = \frac{16}{\pi.d^3} \sqrt{MB^2 + Mt^2} \dots\dots\dots(2.41)$$

Syarat aman : $\tau_s \leq |\tau|_s$

$$\tau_s = \frac{\sigma t}{N1.Kt} \dots\dots\dots(2.42)$$

Dimana :

Besar defleksi atau lenturan yang terjadi pada poros dapat dicari dengan :

$$\varphi = 584 \frac{Mt.I}{G.ds^4} < 0,25 \dots\dots\dots(2.43)$$

Dimana : φ = besar sudut defleksi yang terjadi (°)

Mt = Momen torsi (kg.mm)

I = panjang poros (cm)

G = Modulus elastisitas (kgf/mm)

D = diameter poros (mm)

Syarat besar sudut defleksi adalah $\varphi = 0,25^0 - 2,5^0$ per meter dan harga modulus elastisitas $G = 8,3 \cdot 10^3$ kgf/mm untuk baja

Besar lenturan pada poros (γ) adalah :

$$\gamma = 3.32.10^4 \cdot \frac{F.I_1^2.I_2^2}{d^4.I} < 0,3 - 0,35 \dots\dots\dots(2.44)$$

- Dimana :
- F = gaya yang bekerja pada poros (N)
 - I₁ = jarak dari bantalan ke titik beban 1 (mm)
 - I₂ = jarak dari bantalan ke titik beban 2 (mm)
 - d : diameter poros (mm)
 - I : panjang poros (mm)

Berat poros (W) dapat dicari dengan :

$$W = \frac{\pi .d^2 .I .\rho}{4.g} \dots\dots\dots(2.45)$$

Dimana : ρ = massa jenis bahan poros (kg/cm²)

Poros dapat diklarifikasi sebagai berikut :

a. Poros transmisi

Poros ini tidak hanya dipakai sebagai pendukung dari elemen mesin yang diputar, tetapi juga menerima beban dan meneruskan momen torsi terhadap beban punter dan beban bending .

b. Poros spindle

Poros ini relative pendek dan hanya menerima beban bending murni walaupun sebenarnya beban bending murni dan beban punter juga ada namun relative kecil dibanding dengan beban bendingnya .Deformasi yang terjadi lebih kecil dan bentuk serta ukurannya haruslah dengan ketelitian khusus .

c. Poros gandar

Poros ini tidak menerima beban bending ,pemasangannya secara tetap pada pendukungnya ,sebagian ada yang ikut berputar bersama- sama dengan elemen mesin yang lain yang terpasang padanya . Dalam hal ini poros hanya menerima beban lentur atau beban punter yang diterimanya .

2.6.2 Hal – hal penting dalam perencanaan poros

Hal – hal yang perlu diperhatikan di dalam merencanakan sebuah poros adalah :

➤ **Kekuatan poros**

Suatu proses transmisi dapat mengalami beban punter atau lentur atau gabungan antara punter dan lentur. Juga ada poros yang mendapat beban tarik atau tekan seperti poros baling – baling kapal dan turbin .Kelelahan ,pengaruh konsentrasi tegangan bila diameter poros diperkecil atau poros bertangga ,mempunyai alur pasak yang harus diperhatikan .Sebuah poros harus direncanakan hingga cukup kuat untuk menahan beban – beban diatas.

➤ **Kekakuan poros**

Meskipun sebuah poros mempunyai kekuatan yang cukup tetapi jika lenturan atau defleksi puntirnya terlalu besar akan mengakibatkan ketidakteelitian ,atau menimbulkan getaran dan suara .Karena itu kekakuan poros harus diperhatikan dan disesuaikan dengan jenis mesin yang akan dilayani oleh poros tersebut .

➤ **Putaran kritis**

Bila putaran suatu mesin dinaikkan maka pada suatu harga putaran tertentu dapat terjadi getaran yang luar biasa besarnya .Putaran ini disebut dengan putaran kritis .Hal ini dapat terjadi pada turbin ,motor torak ,motor listrik dll .Jika mungkin poros harus direncanakan sedemikian rupa hingga putaran kerjanya lebih rendah dari putaran kritisnya .

➤ **Korosi**

Bahan – bahan tahan korosi harus dipilih untuk propeller dan pompa bila terjadi kontak dengan media yang korosif .Demikian pula untuk poros yang terancam kavitasi dan poros mesin yang sering berhenti lama .

2.6.3 Bahan poros

Secara umum untuk poros dengan diameter 3-3 ½ in digunakan bahan yang dibuat dengan pengerjaan dingin ,baja karbon .Dan bila yang dibutuhkan untuk mampu menahan beban kejut ,kekerasan dan tegangan yang besar maka dipakai bahan baja paduan ,yang dapat dilihat pada tabel bahan (missal ASME 1374;3140;4150;4340;5145;8650) yang biasa dikenal sebagai bahan komersial .Bila

diperlukan pengerasan permukaan dipakai bahan dengan baja yang dikarbusing (misal : ASME 1020,1117,2315,4320,4820,8620,atau G 4102,G 4130 G 4104,G4105 dalam table dan sebagainya).Karena sangat tahan terhadap korosi dan poros ini dipakai untuk meneruskan putaran tinggi dan beban berat .Sekalipun demikian pemakaian baja paduan khusus tidak selalu dianjurkan jika alasannya hanya karena putaran tinggi dan beban berat .Dalam hal ini demikikan secara tepat untuk memperoleh kekuatan yang diperlukan .Sedangkan untuk poros – poros yang bentuknya sulit seperti poros engkol ,besi cor roduler atau cor lainnya banyak dipakai .

2.6.4 Perencanaan poros

Momen punter terjadi pada poros input adalah

$$Mt = 71620 \frac{N}{n} \text{ (kg.cm) } \dots\dots\dots(2.46)$$

- Dimana :
- Mt = Momen torsi yang terjadi (kg.cm)
 - N = Daya mesin (Dp)
 - n = Putaran poros (rpm)

$$Mtd = Mt \times V \dots\dots\dots(2.47)$$

- Dimana :
- Mtd = Momen torsi desain (N.m)
 - Mt = Momen torsi (N.m)
 - V = Overload factor

2.6.5 Poros dengan beban punter

Sebuah poros yang mendapat pembebanan utama berupa momen punter seperti pada poros motor dengan kopling .Jika diketahui poros yang akan direncanakan tidak mendapat beban lain kecuali torsi ,maka diameter poros tersebut dapat lebih kecil dari yang dibayangkan .Meskipun demikian ,jika diperkirakan akan terjadi pembebanan berupa lenturan ,tarikan atau tekanan ,misalnya jika sebuah sabuk,rantai atau roda gigi dipasangkan pada poros motor,maka kemungkinan adanya pembebanan tambahan perlu dipertimbangkan .Bila momen punter tersebut dibebankan pada suatu diameter poros d_s , maka tegangan geser yang terjadi adalah :

$$\tau = \frac{Mt}{(\pi d_s^3 / 16)} = \frac{5,1 Mt}{d_s^3} \dots\dots\dots(2.48)$$

Sedangkan untuk diameter poros dapat dicari

$$d = \left[\frac{5,1}{\tau_a} \cdot Mt \right]^{1/3} \dots\dots\dots(2.49)$$

- Dimana :
- Mt : Momen punter (kg.mm)
 - τ : Tegangan geser (kg/mm²)
 - N : Putaran mesin (rpm)
 - P : beban yang bekerja (Kg)
 - L : Jarak jari jari dari plat
 - d_s : diameter poros (mm)

Tegangan geser yang di iijinkan τ_a dihitung atas dasar batas kelelahan punter yang besarnya diambil 40% dari batas kelelahan tarik yang besarnya kira – kira 45% dar kekuatan tarik σ_B .Jadi batas kelelahan punter adalah 18% dari kekuatan tarik σ_B ,sesuai dengan standart ASME .Untuk harga 18% ini factor keamanan yang diambil sebesar $1/0,18 = 5,6$.Harga ini diambil untuk beban SF dengan kekuatan yang dijamin ,dan 6,0 untuk bahan S-C dengan pengaruh masa dan baja paduan .Faktor ini dinyatakan dengan Sf1 .

Selanjutnya perlu ditinjau apakah poros tersebut akan diberi alur pasak atau dibuat bertangga ,karena pengaruh konsentrasi tegangan cukup besar .Pengaruh kekerasan permukaan juga harus diperhatikan .Untuk memasukkan pengaruh – pengaruh ini dalam perhitungan perlu diambil factor yang dinyatakan sebagai Sf2 dengan harga terbesar 1,3 sampai 3,0

Dari hal diatas maka besarnya dapat dihitung dengan :

$$\tau_a = \sigma_b (Sf_1 \times Sf_2) \dots\dots\dots(2.50)$$

Dimana :Sf₁= Faktor keamanan untuk bahan SF = 5,6 dan S-C= 6

Sf₂= Faktor yang mempengaruhi bahan (1,3-3)

Kemudian keadaan momen punter itu sendiri juga harus ditinjau.Faktor koreksi yang dianjurkan oleh ASME juga dipakai disini.Faktor ini dinyatakan dengan K_t, dipilih 1,0 jika beban dikenakan secara halus ,1,0 – 1,5 jika

terjadi sedikit kejutan atau tumbukan ,dan 1,5 – 2,0 jika beban dikenakan dengan kejutan atau tumbukan besar .

Meskipun dalam perkiraan sementara ditetapkan bahwa beban hanya terdiri atas momen punter saja ,perlu ditinjau pula apakah ada kemungkinan pemakaian dengan beban lentur dimasa mendatang .Jika memang diperkirakan akan terjadi perlu dipertimbangkan pemakaian factor C_b yang harganya antara 1,2 – 2,3 .(Jika diperkirakan tidak akan terjadi pembebanan lentur maka C_b diambil = 1,0)

Dari persamaan diatas maka diperoleh rumus untuk menghitung diameter poros (d_s) sebagai berikut :

$$\left[\frac{5,1}{T_a} K_t C_b M_t q \right]^{1/3} \dots\dots\dots(2.51)$$

Dimana : K_t = Faktor koreksi (1)

C_b = Faktor pembebanan lentur (1,2)

2.7 Pasak

Pasak adalah suatu elemen mesin yang dipakai untuk menetapkan bagian – bagoian mesin seperti roda gigi ,sprocket ,pulli,kopling ,dll .Pada poros diteruskan ke naf atau dari naf ke poros .

Ukuran dan bentuk standar pasak diberikan pada table 2.1 .Untuk pasak umumnya dipilih bahan yang mempunyai kekuatan tarik lebih dari $60\text{kg/mm}^3 = 588,6 \text{ N/mm}^2$,lebih kuat daripada porosnya .Kadang – kadang sengaja dipilih bahan yang lebih lemah untuk pasak ,sehingga pasak akan lebih dahulu rusak daripada poros atau naf nya .Ini disebabkan harga pasak yang murah serta mudah menggantinya .

Jika momen rencana dari poros adalah T (N/mm) dan diameter poros adalah d_3 (mm) maka gaya tangensial F_t (N) pada permukaan poros adalah :

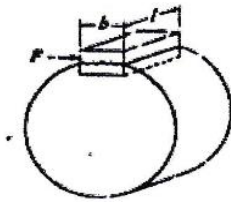
$$F_t = \frac{T}{(d_s/2)} \dots\dots\dots(2.52)$$

Tegangan geser T_a (N/mm²) yang ditimbulkan adalah

$$T_a = \frac{F}{bl} \dots\dots\dots(2.53)$$

Dari tegangan geser yang di izinkan [T_a] (N/mm²), panjang pasak L_1 (mm) yang diperlukan dapat diperoleh

$$[T_a] \geq \frac{F}{bL_1} \dots\dots\dots(2.54)$$



Gambar 2.12 Gaya geser pada pasak

Harga [T_a] adalah harga yang diperoleh dengan membagi kekuatan tarik σ_B dengan factor keamanan $Sf_{k1} \times Sf_{k2}$. Harga Sf_{k1} umumnya diambil 6, dan Sf_{k2} dipilih antara 1 – 1,5 jika beban dikenakan secara perlahan – lahan antara 1,5 – 3 jika dikenakan dengan tumbukan ringan dan antara 2 – 5 jika dikenakan secara tiba – tiba dan dengan tumbukan berat .

Gaya keliling $F(N)$ yang sama seperti tersebut di atas dikenakan pada luas permukaan samping pasak . Kedalaman alur pasak pada poros dinyatakan dengan t_1 dan kedalaman alur pasak pada naf dengan t_2 . Tekanan permukaan ρ (kg/mm^2) adalah

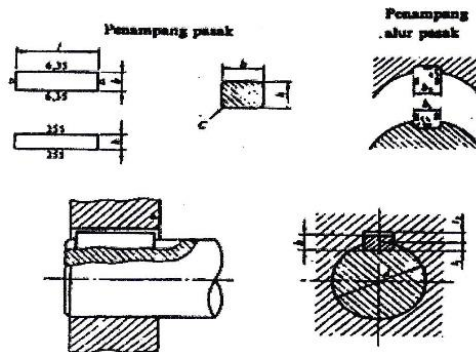
$$\rho = \frac{F}{l.(t_1 \text{ atau } t_2)} \dots\dots\dots(2.55)$$

Dari harga tekanan permukaan yang diizinkan ρ_a (kg) panjang pasak yang diperlukan dapat dihitung dari

$$\rho_a \geq \frac{F}{l.(t_1 \text{ atau } t_2)} \dots\dots\dots(2.56)$$

Harga ρ_a adalah sebesar $8kg/mm^2$ untuk poros dengan diameter kecil, $10kg/mm^2 = 98,1N/mm^2$ untuk poros dengan diameter besar , dan setengah dari harga – harga diatas untuk poros berputaran tinggi .

Perlu diperhatikan bahwa lebar pasak sebaiknya antara 25 – 35 % dari diameter poros , dan panjang pasak jangan terlalu panjang dengan diameter poros (antara 0,75 sampai 1,5 d_s) . Karena lebarnya tinggi pasak pun distandartkan, maka beban yang ditimbulkan oleh gaya F yang besar hendaknya diatasi dengan menyesuaikan panjang pasak . Namun demikian , pasak yang terlalu panjang tidak dapat menahan tekanan yang merata pada permukaannya . Jika terdapat pembatasan pada ukuran naf atau poros , dapat dipakai ukuran yang tidak standart atau diameter poros perlu dikoreksi .

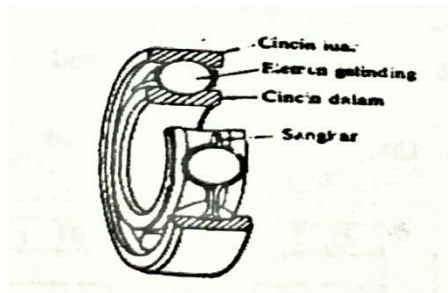


Gambar 2.13 Alur pasak

2.8 Bantalan

Bantalan adalah elemen mesin yang menumpuk poros berbeban sehingga putaran atau gerakan bolak – baliknya dapat berlangsung secara halus ,aman,dan panjang umur .Bantalan harus cukup kokoh untuk memungkinkan poros serta elemen mesin lainnya bekerja lebih baik .Jika bantalan tidak berfungsi dengan baik,maka prestasi seluruh system akan menurun atau tidak bekerja secara semestinya .

Bantalan yang dipakai pada pembuatan mesin penggiling tebu ini adalah bantalan gelinding atau bantalan rolling ,yang disebut juga sebagai bantalan anti gesekan.Bantalan ini operasinya mendukung beban berputar dengan menggelinding melebihi elemen – elemen gelindingnya dan gesekan yang terjadi sangat kecil sekali .



Gambar 2.14 Bantalan yang dipakai pada mesin penggiling tebu

2.8.1 Perhitungan beban ekuivalen (P)

$$P = XF_r + YF_a \dots\dots\dots(2.57)$$

Dimana : P = beban Ekuivalen dinamis P(N)
Fr = beban radial (N)
Fa = beban aksial (N)

Harga-harga X,Y terdapat pada table 2.3

Factor kecepatan

$$F_n = \left(\frac{33,3}{n}\right)^{1/3} \dots\dots\dots(2.58)$$

Factor umur

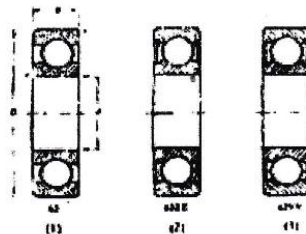
$$F_h = f_n \frac{c}{p} \dots\dots\dots(2.59)$$

Umur nominal L_h adalah

$$L_h = 500 f_h^3 \dots\dots\dots(2.60)$$

Dimana : C = beban nominal dinamis spesifik (kg)
P = bebam ekuivalen dinamis (kg)

Ca/Fo		5	10	15	20	25
Fa/VF _t ≤ e	X	1				
	Y	0				
Fa/VF _t > Ee	X	0.56				
	Y	1.26	1.49	1.64	1.76	1.85
e		0.35	0.29	0.27	0.25	0.24



Tabel 2.15 Perhitungan beban ekuivalen

2.9 PEGAS

Pegas banyak dipakai untuk berbagai konstruksi mesin harus mampu memberikan gaya, melunakkan tumbukan, menyerap dan menyimpan energy agar dapat mengurangi getaran. Pegas merupakan elemen elastis. Dimana pegas tersebut dapat terdeformasi pada waktu pembebanan dengan menyimpan energy, bila beban dilepaskan akan kembali seperti sebelum terbebani.

2.9.1 Fungsi pegas

➤ Menyimpan energy

Pegas yang berfungsi utama untuk menyimpan energi, sebagai contoh penggerak dari jam, drum penggulung alat mainan, sebagai pengarah balik dari katub dan barang pengendali.

➤ Melunakkan kejutan

Pegas yang berfungsi untuk melunakkan tumbukan antara lain sebagai pegas roda, gandar, dan pegas kejut pada kendaraan bermotor.

➤ Pendistribusian gaya

Pegas yang berfungsi untuk mendistribusikan gaya, antara lain pada pemebana roda dari kendaraan dan landasan mesin dan sebagainya.

➤ Elemen ayun

Pegas yang berfungsi untuk elemen ayun, yaitu sebagai pegas pemberat, dan penyekatan ayunan serta sebagai pembalik untuk penghentian dari ayunan

➤ Pembatas gaya

Pegas yang berfungsi untuk pembatasan gaya pada mesin pres

➤ Pengukur

Pegas yang berfungsi sebagai pengukur seperti pada timbangan.

Macam-macam pegas

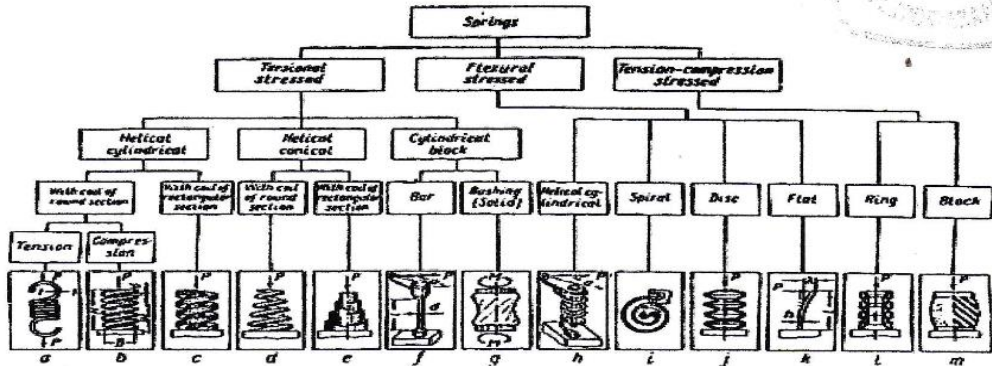
Pegas dapat digolongkan atas dasar jenis beban yang dapat diterima seperti diperlihatkan pada gambar 1. Sebagai berikut.

- a. Pegas tekan
- b. Pegas Tarik
- c. Pegas puntir

Menurut coraknya dapat dibedakan

- a. Pegas ulir (termasuk a, b dan c)
- b. Pegas volute
- c. Pegas daun
- d. Pegas piring

- e. Pegas cincin
- f. Pegas batang punter



Gambar 2.16 Macam – macam pegas

2.9.2 Bahan pegas

Pegas dapat dibuat dari bahan seperti pada tabel 2.5 menurut pemakaiannya. Bahan baja dengan penampang lingkaran adalah paling banyak dipakai. Disini akan dikemukakan 5 macam baja dan beberapa jenis logam bukan besi.

Pegas untuk pemakaian umum dengan diameter kawat sampai 9.2 (mm) biasanya dibuat dari kawat tarik keras yang dibentuk dingin, atau kawat yang ditemper dengan minyak. Untuk diameter kawat yang lebih besar dari 9.2 (mm) dibuat dari batang rol yang dibentuk panas. Pada pegas yang terbuat dari kawat tarik keras, tidak dilakukan perlakuan panas setelah dibentuk menjadi pegas.

Diantara kawat tarik keras yang bermutu tinggi adalah kawat untuk alat music atau kawat piano (SWP). Kawat baja keras (SW) dengan mutu lebih rendah daripada kawat music dipakai untuk tegangan rendah atau beban statis. Harganya jauh lebih rendah daripada kawat music. Harga-harga modulus geser bahan ini diberikan dalam table 2.6

Kawat yang distemper dalam minyak diberikan perlakuan panas pada waktu proses pembuatan kawat berlangsung untuk memperoleh sifat fisik yang ditentukan. Pegas dari bahan jenis ini agak mahal harganya.

Baja yang paling umum dipakai untuk pegas yang dibentuk dengan panas adalah baja pegas (SUP) karena pembentukannya dilakukan pada temperature tinggi, maka perlu diberi perlakuan panas setelah dibentuk.

Bahan tahan karat (SUS) dipakai untuk keadaan lingkungan yang korosi terdapat dalam ukuran diameter kecil dan harganya sangat mahal. Perunggu posfor (PBN) merupakan bahan anti magnit dan mempunyai daya konduksi listrik yang besar.

2.9.3 Pegas Dengan Beban Statis dan Dinamis

Dalam perencanaan pegas yang pertama harus diketahui adalah beban pegas dan keadaan lain yang berhubungan dengan pemakaiannya adalah :

1. Berapa besar lendutan yang diijinkan
2. Berapa besar energy yang akan diserap
3. Apakah kekerasan pegas akan dibuat tetap atau bertambah dengan membesarnya beban
4. Berapa besar ruangan yang dapat disediakan
5. Bagaimana jenis beban ; berat, sedang atau ringan dapat kejutan atau tidak dan lain-lain.
6. Bagaimana lingkungan kerjanya.

Jenis dan bahan pegas dapat dipilih berdasarkan factor-faktor diatas.

Sebagai contoh pegas tekan dalam gambar 2.9 bila gaya resultan dan reaksi P bekerja pada sumbu pegas tekan, maka elemen dari pegas akan bekerja momen torsi PR dimana R adalah rata-rata dari gulungan pegas. Beban P ini tidak menimbulkan momen bending. Dengan demikian lendutan dari pegas ulir yang terjadi pada beban P adalah :

$$\delta = \frac{LPR^2}{GJ} \dots\dots\dots(2.61)$$

- Dimana :
- δ = Lendutan
 - L = Panjang efektif kawat
 - R = Jari-jari rata-rata gulungan pegas

Panjang efektif kawat adalah fungsi dari jari-jari rata-rata dari gulungan pegas R dan jumlah ulir yang aktif Na.

$$L = 2\pi R N_a \dots\dots\dots(2.62)$$

Substitusi persamaan 2.22 dan harga momen inersia pola untuk kawat pejal ke dalam persamaan 2.24 maka lendutan yang terjadi pada pegas ulir tekan :

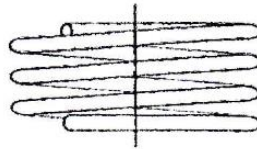
$$\delta = \frac{64 N_a P R^2}{G D^4} \dots\dots\dots(2.63)$$

Konstanta pegas

$$K = \frac{p}{\delta} = \frac{64 N_a P R^2}{G D^4} \dots\dots\dots(2.64)$$

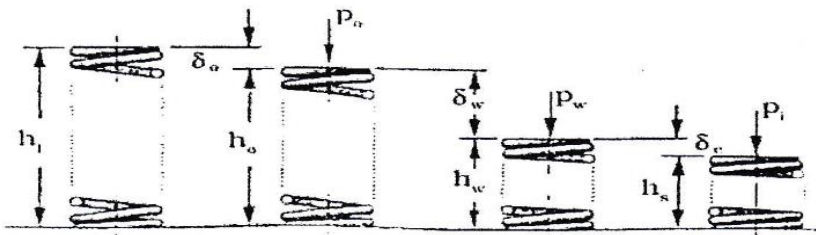
Jumlah gulungan total N_t dibedakan antara lain

1. Bila ujung – ujung pegas dibuat rata gambar 2.17
 $N_t = N_a + 2 \dots\dots\dots(2.65)$
2. Bila ujung pegas tidak rata seperti gambar 2.18
 $N_t = N_a + 1,5 \dots\dots\dots(2.66)$



Gambar 2.17 Pegas dengan ujung tidak rata

Gambar 2.18 menunjukkan lendutan kerja pada pegas ulir tekan. Bila pada pegas ulir bekerja beban P_w , maka lendutan kerja yang terjadi δ_w , dan apabila beban terus dikerjakan maka pegas akan terus terjadi lendutan sampai gulungan pegas menempel satu dengan yang lainnya. Lendutan ini disebut lendutan pejal dan tingginya disebut tinggi pejal. Pada tinggi pegas ini, pejal tidak akan berfungsi lagi sebagai pegas.



Gambar 2.18 Lendutan kerja dan pegas pada pegas ulir

Lendutan pejal δs

$$\delta s = hf - hs \dots\dots\dots(2.67)$$

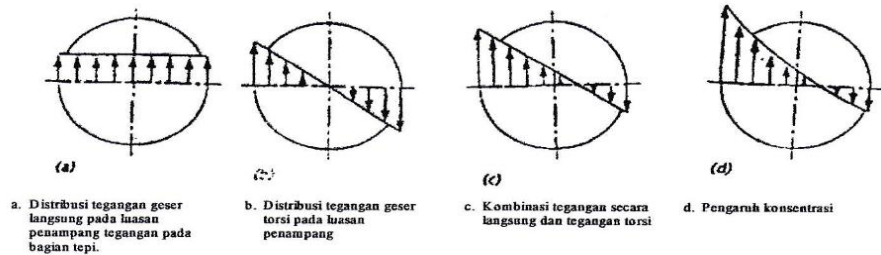
Batasan yang ditetapkan r c didefinisikan dengan

$$r c = \frac{\delta s - \delta w}{\delta w} \dots\dots\dots(2.68)$$

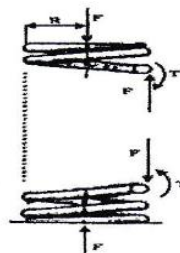
Batasan yang ditetapkan adalag 0,2 (20 %) yang baik untuk aplikasi.

Tegangan Geser

Diagram benda bebas dalam gambar 2.20 menunjukkan dua komponen tegangan yang bekerja pada penampang dari gulungan pegas, yaitu tegangan geser torsi yang terjadi akibat momen torsi dan tegangan geser akibat gaya F. dua tegangan tersebut terdistribusi pada penampang seperti dalam gambar 2.21.a dan 2.21.c



Gambar 2.19 Gaya dan momen torsi pada pegas



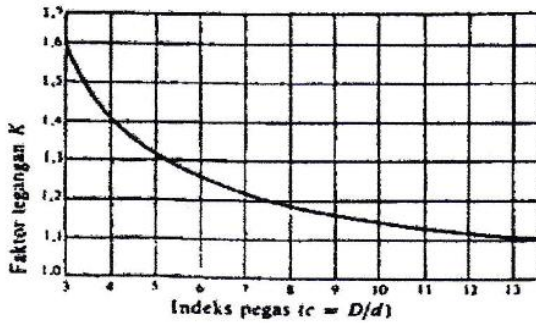
Gambar 2.20 Distribusi tegangan pada penanaman kawat pegas ulir tekan

Dua tegangan yang bekerja langsung menyebabkan tegangan geser maksimum pada serat sebelah dalam dari luasan pemampang kawat, seperti yang ditunjukkan pada gambar 2.20.c

$$\tau_{\max} = \frac{Mt.r}{J} + \frac{F}{A} = \frac{F\left(\frac{d}{2}\right)\left(\frac{D}{2}\right)}{\pi D^2/32} + \frac{F}{\pi D^2/4} = \frac{8Fd}{\pi D^3} + \frac{4F}{\pi D^2} \dots\dots\dots(2.69)$$

Indeks pegas C adalah perbandingan antara diameter rata-rata gulungan dengan diameter kawat.

$$C = \frac{D}{d} \dots\dots\dots(2.70)$$



Gambar 2.21 Hubungan factor tegangan K dengan indeks pegas C

Harga C terletak antara 4 sampai 12. Pada C < 4 untuk pegas yang sukar pembuatannya dan pada C > 12 pegas tersebut mudah bengkok dan dengan mudah terilit jika dipergunakan pada bagian terbesar.

Substitusi persamaan 2.69 ke dalam persamaan 2.71 sehingga didapat

$$\begin{aligned} \tau_{\max} &= \frac{8FC}{\pi D^3} + \frac{4F}{\pi D^2} = \frac{8FC+4F}{\pi D^2} \\ &= \frac{8FC}{\pi D^2} + \left[1 + \frac{1}{2C}\right] = \frac{8Fd}{\pi D^3} + \left[1 + \frac{0,5}{C}\right] \\ \tau_{\max} &= \frac{K_s 8FC}{\pi D^3} \text{ dimana } K_s = \left[1 + \frac{0,5}{C}\right] \dots\dots\dots(2.71) \end{aligned}$$

Dimana : K_s = faktor geser langsung

Wahl menentukan factor konsentrasi tegangan dan didefinisikan factor K_w, dimana termasuk kedua tegangan geser langsung dan konsentrasi tegangan seperti dalam gambar 2.21d

$$K_w = \frac{4C-1}{4C-4} + \frac{0.615}{c} \dots\dots\dots(2.72)$$

Harga K_w dapat dicari dengan gambar 2.14

Tegangan maksimum yang terjadi pada pegas ulir adalah :

$$\begin{aligned} \tau_{\max} &= K_w \frac{8Fd}{\pi D^3} \\ &= \frac{8Fd}{\pi D^3} \left[\frac{4c-1}{4c-4} + \frac{0.615}{c} \right] \dots\dots\dots(2.73) \end{aligned}$$

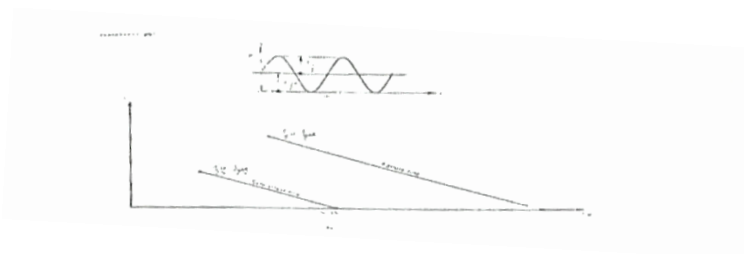
Jika factor Wahl K_w termasuk kedua pengaruh tersebut, kita dapat memisahkan keduanya ke dalam factor lengkungan K_c (curvature factor) dan factor geser langsung, sehingga digunakan.

$$K_w = K_s \cdot K_c : K_c = \frac{K_w}{K_s} \dots\dots\dots (2.74)$$

Bila pegas bekerja gaya statis, maka kriteria kegagalan yang digunakan adalah kriteria luluh.

Bila diketahui batas ketahanan untuk tegangan geser bolak balik dan tegangan geser luluh, maka kriteria Soderberg dapat digunakan langsung berdasarkan tegangan geser. Bila batas ketahanan dari kawat pegas adalah satu arah geser, maka yang digunakan adalah prosedur modified Soderberg seperti yang ditunjukkan dalam gambar 2.23.b

Pengujian satu arah geser adalah sebagai dasar merubah-rubah tegangan geser terus menerus dari nol ke harga maksimum $\tau \frac{1}{8}$ seperti dalam gambar 2.22.a



Gambar 2.22 Uji lelah : satu arah geser

Dari gambar 2.22.a. terlihat bahwa Tegangan geser rata-rata

$$\tau_m = \frac{\tau_{se+0}^1}{2} = \frac{\tau_{se}^1}{2} \dots\dots\dots(2.75)$$

Dimana $\tau_{min} = 0$

Daerah batas tegangan

$$\tau_r = \tau_{max} - \tau_{min} = \tau_{se}^1 \dots\dots\dots(2.76)$$

Tegangan bolak – balik

$$\tau_r = \frac{\tau_{max} - \tau_{min}}{2} = \frac{\tau_{se}^1}{2} \dots\dots\dots(2.77)$$

Jadi tegangan geser rata-rata sama dengan harga tegangan bolak-balik

$$\tau_m = \tau_a = \frac{\tau_{se}^1}{2} \dots\dots\dots(2.78)$$

Dari beberapa kasus τ_{se}^1 dapat sebagai dasar untuk pembebanan geser pada 1×10^6 atau 1×10^6 cycle.

Dari gambar 2.23b. menunjukkan titik $(1/2 \tau_{se}^1, 1/2 \tau_{se}^1)$ dan $(\tau_{syp}, 0)$ sebagai titik kegagalan yang diplotkan pada modified Soderberg. Garis antara titik kegagalan dapat digunakan untuk memperkirakan kegagalan karena kombinasi dari tegangan geser rata-rata τ_m dan bolak-bali τ_{se}^1 . Sedangkan baris aman digambarkan antara titik $(1/2 \tau_{se}^1 / N, 1/2 \tau_{se}^1 / N)$ dan $(\tau_{syp}/N, 0)$

Garis tegang aman didefinisikan dengan.

$$\tau_a = \frac{[\frac{1}{2} \tau_{se}^1 (\tau_{syp}/N - \tau_m)]}{\tau_{syp} - 12 \tau_{se}^1} \dots\dots\dots(2.79)$$

Persamaan 2.79 berguna bila perbandingan antara beban bolak-balik dengan beban rata-rata diketahui. Sedangkan untuk menentukan tegangan kawat D adalah

$$\tau_a = \frac{\tau_{sy}/N}{\frac{(\tau_a/\tau_m)(2 \tau_{syp} - \tau_{se}^1)}{\tau_{se}^1} + 1} \dots\dots\dots(2.80)$$

Factor keamanan didapat dengan persamaan

$$N = \frac{\tau_{syp} \tau_{se}^1}{\tau_a (2 \tau_{syp} - \tau_{se}^1) + \tau_m \tau_{se}^1} \dots\dots\dots(2.81)$$

Persamaan berguna bila perbandingan antara beban bolak-balik dengan beban rata-rata diketahui. Sedangkan untuk menentukan diameter kawat D adalah

$$D^3 = \frac{8Fm.d}{\pi T_m} \left[\frac{4C-1}{4c-4} + \frac{0.615}{C} \right] \dots\dots\dots(2.82)$$

- Dimana :
- D = diameter kawat pegas (in)
 - Fm = beban rata-rata (lb)
 - d = diameter gulungan pegas (in)
 - T_m = tegangan geser rata-rata (psi)
 - T_{syp} = tegangan geser luluh (psi)
 - T_m = tegangan geser maksimum (psi)

Frekuensi Pribadi Pegas

Pegas yang mendapat beban berulang dengan frekuensi tinggi seperti pada pegas katup akan mengalami getaran dengan amplitude yang besar jika frekuensi beban tersebut mendekati frekuensi pribadi pegas. Hal ini mengakibatkan patahnya pegas dalam waktu singkat. Untuk menghindari hal ini, frekuensi pribadi tingkat pertama dari pegas tidak boleh kurang dari 5,5 kali frekuensi pembebanan frekuensi pribadi pegas.

$$F_n = \sqrt{\frac{k.g}{wi}} \quad f_n = \frac{a70D}{\pi d^2 N a} \sqrt{\frac{G}{J} \left[\frac{cycle}{detik} \right]} \dots\dots\dots(2.83)$$

- Dimana :
- A = konstanta yang besar = 1/2 jika kedua ujung pegas tetap dan 1/4 jika satu ujung bebas dan ujung yang lain tetap
 - d = diameter lilitan rata-rata (mm)
 - D = diameter kawat pegas (mm)
 - Na = jumlah lilitan aktif
 - G = modulus geser (kg/mm²)
 - J = berat jenis pegas 7,85 x 10⁻⁶(kg/mm³)
-