

3. TINJAUAN PUSTAKA

3.1. Poros.

Pada sebuah elemen mesin pembebanan yang mungkin terjadi adalah berupa:

- Beban tarik dan atau beban tekan



Gambar 3.1. Gaya tekan dan gaya tarik yang bekerja pada poros

Tegangan yang terjadi adalah berupa tegangan normal () yang terjadi karena beban axial dan dapat dirumuskan sebagai berikut:

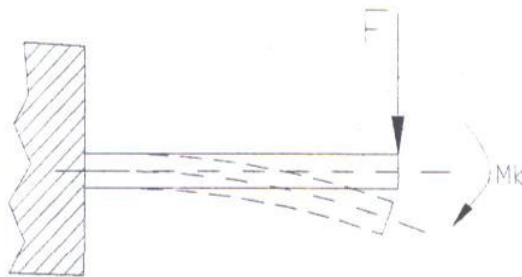
$$\sigma = F / A$$

Dimana :

F = Besarnya gaya yang bekerja (N)

A = Luas penampang tekan benda (m²)

- Momen tekuk (bending)



Gambar 3.2. : Gaya yang menyebabkan momen bending pada poros

Momen tekuk dapat terjadi oleh karena adanya pembebanan pada suatu benda dalam arah melintang (tegak lurus sumbu axial). Tegangan yang terjadi adalah tegangan normal (σ) yang besarnya dapat dirumuskan sebagai berikut:

$$\sigma = Mb / Wb$$

dimana :

σ = besarnya tegangan normal yang diterima oleh benda (N/m²)

Mb = momen tekuk yang bekerja pada benda (Nm)

W_b = Besarnya tahanan momen tekuk yang besarnya tergantung dari bentuk penampang benda (m^2).

- Momen puntir

Momen puntir terjadi karena adanya torsi yang bekerja pada suatu benda. Tegangan yang terjadi adalah berupa tegangan geser () yang besarnya dapat dirumuskan sebagai berikut:

$$= M_t / W_t$$

dimana:

= besarnya tegangan geser yang diterima oleh benda (Nm)

M_t = Momen puntir yang bekerja pada benda (N/m)

W_t = Besarnya tahanan momen puntir yang besarnya tergantung dari bentuk penampang benda (m^2).

- Beban geser

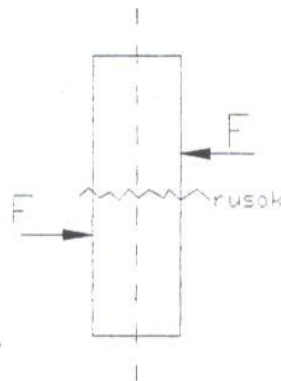
Beban dengan arah tegak lurus terhadap sumbu axial seperti pada gambar 3.3 dapat menimbulkan tegangan geser () yang besarnya adalah:

$$= F / A$$

dimana:

F = besarnya gaya yang bekerja (N)

A = Luas penampang geser benda (m^2)



Gambar 3.3. : Gaya yang menyebabkan tegangan geser pada poros

- Beban tekuk dan beban geser

Pada umumnya, beban yang bekerja pada suatu elemen mesin bukan hanya beban puntir atau beban tekuk saja, namun seringkali pada sebuah elemen bekerja beberapa macam tegangan yang berbeda-beda seperti tegangan tarik, tegangan tekan, dan tegangan geser atau yang lainnya. Jika pada kondisi seperti ini, maka perlu dicari suatu tegangan persamaan (kombinasi) agar dapat dibandingkan dengan data tegangan material dari elemen tersebut.

Ada 3 macam teori yang dapat dipakai untuk menentukan tegangan kombinasi pada suatu elemen:

1. NH (Maximum Normal Stress Theory)

Ciri-ciri:

- Kerusakan langsung putus, tegangan persamaan dibandingkan dengan tegangan patah bahan.
- Penggunaan material yang rapuh dan getas.

$$\sigma_v = \frac{\sigma_b}{2} + \sqrt{\left[\frac{\sigma_b}{2}\right]^2 + \tau^2}$$

dimana :

= Tegangan geser yang dialami oleh benda (N)

b = Tegangan normal yang dialami oleh benda (N/m)

v = Tegangan kombinasi (N/m)

2. SH (Maximum Shearing Stress Theory)

Ciri-ciri:

- a. Kerusakan yang timbul pada elemen berupa perubahan bentuk atau deformasi, tegangan persamaan dibandingkan dengan tegangan-tegangan yang diperkenankan seperti perubahan bentuk plastis atau perubahan bentuk elastis.
- b. Penggunaannya pada material yang memiliki sifat plastisitas untuk torsi dan bending.

$$\sigma_v = \sqrt{\sigma_b^2 + 4\tau^2}$$

3. GEH (Maximum Energy of Distortion Theory)

Ciri-ciri:

- a. Penggunaannya sama dengan kondisi-kondisi pada Maximum Shearing Stress Theory (SH)

$$\sigma_v = \sqrt{\sigma_b^2 + 4\tau^2}$$

- b. Ketiga teori tersebut dapat digunakan untuk menghitung beban statis, pada beban berfluktuasi, NH tidak berlaku.
- c. Angka keamanan harus mencakup semua kemungkinan ketidak pastian dalam perhitungan kekuatan material, seperti data-data mekanis material, dalam dimensi material (toleransi) dan kondisi kerja elemen tersebut.
- d. Angka keamanan untuk elemen yang menerima beban statis agar tidak berubah bentuk berkisar antara 1,2 hingga 2, untuk ketahanan terhadap patah karena beban statis besarnya terletak antara 2 hingga 4, untuk beban berfluktuasi angka keamanan berkisar antara 2 hingga 3, dan angka keamanan suatu elemen agar memiliki ketahanan terhadap ketidakstabilan biasanya diambil 3 hingga 5.
- e. Tegangan maksimum yang diijinkan adalah sama dengan besarnya kekuatan yang dimiliki oleh suatu material dibagi dengan angka keamanan (N).

$$|\sigma_s| = \frac{\sigma_s}{N} \quad s = S_{yp} \text{ (tensile strength)}$$

$$\tau = \frac{\tau}{N} = S_{syp} \quad 0,58 S_{yp}$$

- f. Sehingga untuk semua persamaan diatas berlaku:

$$| | \text{ dan } | |$$

3.2.Pasak / Key

Pasak atau key adalah elemen mesin yang berfungsi untuk meneruskan gaya atau daya dari satu elemen mesin ke elemen mesin yang lainnya, seperti dari poros ke pulley atau roda gigi. Kebanyakan key dibuat dari sebuah material yang kekuatannya lebih rendah dibanding dengan kekuatang material yang disambung sehingga key akan lebih dahulu rusak dari pada poros atau napf-nya. Ini disebabkan oleh karena pada umumnya harga pasak yang lebih murah serta lebih mudah dalam proses pengantiannya.

Dimensi key ditentukan oleh diameter poros, termasuk disini lebar dan tinggi key, sedang panjang key harus dihitung, panjang pasak tidak boleh terlalu

panjang jika dibanding dengan diameter poros, yaitu 0,75 sampai 1,5 kali dari diameter poros.

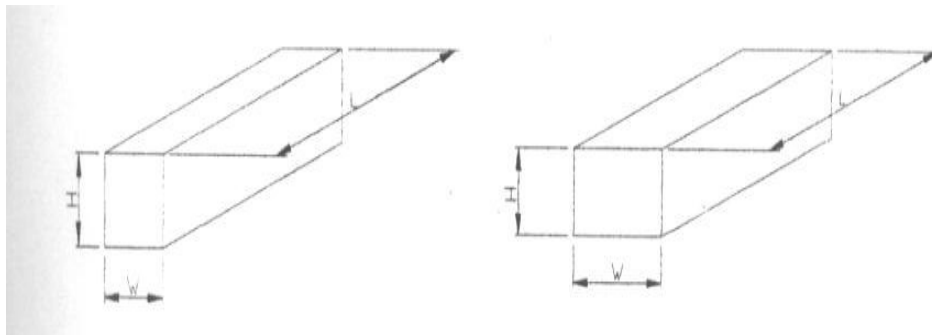
Faktor keamanan pada key berkisar antara 1,5 sampai 4,5. Faktor keamanan 1,5 digunakan untuk beban biasa, untuk beban kejut kecil maka menggunakan faktor keamanan 2,5 sedang untuk beban kejut yang besar maka menggunakan faktor keamana 4,5.

Macam-macam dari key yaitu:

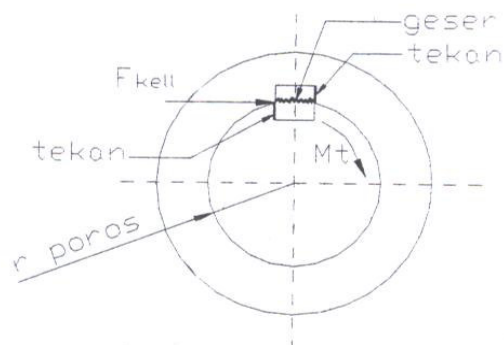
1. Key bujur sangkar (square key)
2. Key pipih (flat Key)
3. Key tirus.

3.2.1. Key segi empat (key bujur sangkar dan key pipih)

Pada square key maka $H = W$ sedangkan pada flat key $H < W$, dapat dilihat pada gambar 3.4.



Gambar 3.4. Penampang dari square key



Gambar 3.5. Gaya yang bekerja pada key

Gaya keliling pada pasak dapat menimbulkan gaya geser (lihat pada gambar 3.5) yang dapat dihitung dengan cara:

$$\tau = \frac{F}{A} \quad A = W \times L$$

$$\tau = \frac{F}{W.L}$$

$$\tau = \frac{Mt}{W.L.r} \leq \tau$$

Kerusakan karena beban tekan

$$c = F / A_c \quad A_c = 0,5 \cdot H \cdot L$$

$$c = F / (0,5 \cdot H \cdot L)$$

$$c = Mt / (0,5 \cdot H \cdot L \cdot r)$$

Material key dapat juga dibuat dengan menggunakan material yang sama dengan material poros, namun harus dengan faktor koreksi (e) yang besarnya:

$$e = 1 - 1,2 \cdot w - 1,1 \cdot h$$

dimana :

$$w = W / d$$

$$h = 0,5 \cdot H / d$$

panjang minimum untuk menghindari kerusakan karena tegangan geser:

$$L = \frac{e \cdot \pi \cdot d^3}{16 \cdot r \cdot W}$$

Dimana:

L = Panjang key minimum (mm)

d = Diameter poros (mm)

r = Jari-jari poros (mm)

W = Lebar key (mm)

H = Tinggi key (mm)

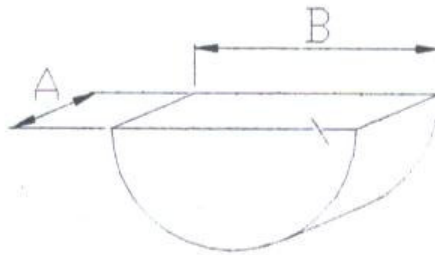
F = Gaya keliling (N)

A = Luas penampang key (mm²)

Panjang minimum untuk menghindari kerusakan karena tegangan kompresi:

$$L = \frac{e \cdot \pi \cdot d^3 \cdot 0,58}{8 \cdot r \cdot H}$$

3.2.2. Key setengah lingkaran



Gambar 3.6. key setengah lingkaran

Key ini digunakan pada poros yang tidak terlalu besar, yang berarti pula fungsinya tidak untuk mentransmisikan daya yang terlalu besar.

Keuntungan :

- Dapat menyesuaikan dengan lubang alur pada hup saat dipasang.
- Karena lubang alur key cukup dalam maka key setengah lingkaran tidak mudah berputar.
- Dapat digunakan dengan baik pada poros tirus.

Kerugian :

- Terjadi karena alur yang terlalu dalam akan mengurangi kekuatan material cukup besar dibanding key yang lain. Untuk menghindari kelemahan yang diakibatkan alur yang cukup dalam dapat diatasi dengan memberi beberapa key setengah lingkaran yang jari-jarinya lebih kecil sehingga alur tidak terlalu dalam.

Kerusakan pada key setengah lingkaran sama dengan key bujur sangkar atau pipih, yaitu rusak karena geser atau rusak karena tekanan. Pada key ini ada ketentuan yang menyatakan lebar key = A , panjang key = B , bagian yang masuk kedalam hub = $0,5 \cdot A$, sehingga luasan yang menanggung beban kompresi ditentukan = $0,5 \cdot A \cdot B$.

3.3. *Bearing* / Bantalan

Bantalan adalah elemen yang menumpu 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 dengan baik. Jika bantalan tidak berfungsi dengan baik maka kemampuan elemen mesin lainnya akan menurun.

Bantalan dapat diklasifikasikan sebagai berikut:

1. Atas dasar gerakan bantalan terhadap poros
 - a. Bantalan luncur
Pada bantalan ini terjadi gesekan luncur antara poros dan bantalan karena permukaan poros ditumpu oleh permukaan bantalan dengan perantaraan lapisan pelumas.
 - b. Bantalan gelinding
Pada bantalan ini terjadi gesekan gelinding antara bagian yang berputar dengan yang diam melalui elemen gelinding seperti bola (peluru), rol atau rol jarum, dan rol bulat. Gaya yang bekerja pada bantalan ini adalah gaya arah aksial, gaya arah radial atau dapat berupa gaya kombinasi antara gaya arah aksial dan gaya arah radial.
2. Atas dasar arah beban terhadap poros
 - a. Bantalan radial
Arah beban yang ditumpu bantalan ini adalah tegak lurus sumbu poros.
 - b. Bantalan aksial
Arah beban bantalan ini sejajar dengan sumbu poros.
 - c. Bantalan gelinding khusus
Bantalan ini dapat menumpu beban yang arahnya sejajar sekaligus tegak lurus sumbu poros.

Perbandingan antara bantalan luncur dan bantalan gelinding

Bantalan luncur mampu menumpu poros berputaran tinggi dengan beban besar. Bantalan ini sederhana konstruksinya dan dapat dibuat serta dipasang dengan mudah, karena gesekannya besar pada waktu mulai berjalan, bantalan luncur memerlukan momen awal yang besar. Pelumasan pada bantalan ini tidak begitu sederhana. Panas yang timbul dari gesekan yang besar, terutama pada beban besar, memerlukan pendinginan khusus. Sekalipun demikian, karena

adanya lapisan pelumas, bantalan ini dapat meredam tumbukan dan getaran sehingga hampir tidak bersuara. Tingkat ketelitian yang diperlukan tidak setinggi bantalan gelinding sehingga dapat lebih murah.

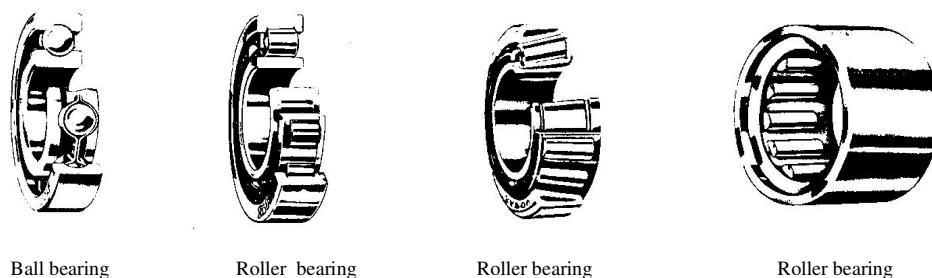
Bantalan gelinding pada umumnya lebih cocok untuk beban kecil dari pada bantalan luncur, tergantung pada bentuk elemen gelindingnya. Putaran pada bantalan ini dibatasi oleh gaya sentrifugal yang timbul pada elemen gelinding tersebut. Karena konstruksinya yang sulit dan ketelitannya yang tinggi, maka bantalan gelinding hanya dapat dibuat oleh pabrik-pabrik tertentu saja. Keunggulan bantalan gelinding adalah pada gesekannya yang sangat rendah. Pelumasannya pun sangat sederhana, bahkan pada macam yang memakai seal sendiri tidak perlu pelumasan lagi. Temperatur kerja maksimum bantalan gelinding adalah sekitar 120°C.

Bentuk dari elemen gerinding yang terdapat pada *bearing* dapat berupa bola (*ball bearing*) maupun silinder (*roller bearing*)

Pada *bearing* gaya-gaya yang bekerja kebanyakan ada dua macam yaitu gaya radial dan gaya axial dan dapat pula merupakan paduan dari kedua jenis gaya tersebut.

Bearing lajur tunggal yaitu *bearing* yang mempunyai 1 lajur bola. Sedangkan *bearing* dua lajur yaitu *bearing* yang mempunyai 2 lajur bola.

Ada dua macam beban ekuivalen yaitu beban ekuivalen statis dan beban ekuivalen dinamis. Beban ekuivalen statis yaitu beban yang menyebabkan deformasi permanen pada bagian dimana elemen gerinding dan cincin melakukan kontak. Beban ekuivalen dinamis yaitu beban yang digunakan untuk menentukan umur *bearing* pada putaran yang direncanakan



Gambar 3.7. Jenis-jenis *bearing*



Gambar 3.8. Solid bearing



Gambar 3.9. Plain bearing (bushing)

Untuk menentukan sebuah *bearing* yang akan digunakan harus diketahui atau dihitung:

- Diameter dalam yaitu yang berhubungan dengan diameter poros.
- Diameter luar yaitu yang berhubungan dengan rumah *bearing* (*bearing case*)
- Tebal *bearing* yang berhubungan juga dengan *bearing case*
- Beban yang bekerja pada *bearing* yaitu:
 - Beban statik
 - Beban dinamik
- Putaran yang berhubungan dengan umur *bearing*.

Adapun rumus – rumus yang digunakan dalam menentukan bearing yaitu:

➤ Beban ekuivalen statis:

$$P_o = X_o \cdot F_r + Y_o \cdot F_a$$

Dimana :

P_o = Beban ekuivalen statis

X_o = faktor beban arah radial (lampiran 3)

Y_o = faktor beban arah axial (lampiran 3)

F_r = beban radial (N)

F_a = beban axial (N)

➤ Beban ekuivalen dinamis:

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

Dimana

P = Beban ekuivalen dinamis (N)

X = faktor beban arah radial (lampiran 3)

$V = 1$ jika cincin dalam yang berputar

$V = 1,2$ jika cincin luar yang berputar.

Y = Faktor beban arah axial (lampiran 3)

Untuk mengetahui harga beban yang diperoleh harus dikalikan dengan faktor beban yang tergantung pada:

$$P_w = P \cdot F_w$$

$F_w = 1,1 - 1,3$ jika untuk pemakaian normal

$F_w = 1,2 - 1,5$ jika untuk beban dengan tumbukan.

Untuk menentukan umur dari bearing maka kita dapat menggunakan rumus:

Yang dimaksud dengan umur bearing adalah kemampuan bearing melalui putaran dalam satuan *cycle*

$$L_h = 10^6 \cdot (C / P)^b \text{ cycle / putaran}$$

$$L_h = (10^6 / 60 \cdot n) \cdot (C / P)^b \text{ jam}$$

Dimana:

$S_o = 1 - 1,1$ untuk pemakaian normal

$S_o = 1,5 - 2,0$ untuk pemakaian rotasi ataupun tarik

C = kapasitas dinamis putaran

b = beban ekuivalen

$b = 3$ jika untuk *ball bearing*

$b = 10 / 3$ jika untuk *roller bearing*

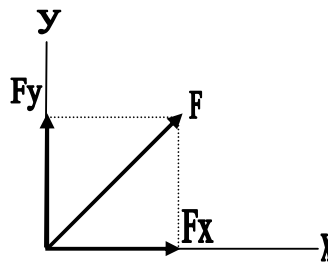
n = putaran (rpm)

3.4. Gaya dan Torsi

3.4.1. Penguraian gaya.

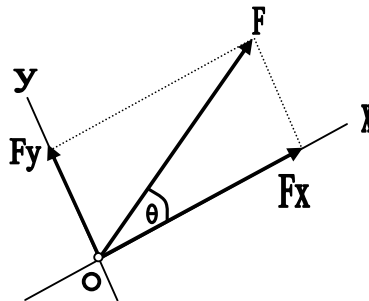
Dalam banyak persoalan cara menguraikan gaya dalam dua komponen tegak lurus akan mempermudah penyelesaiannya. Pada gambar 3.10, gaya F diuraikan dalam komponen F_x yang searah dengan sumbu x dan F_y yang searah dengan sumbu y . Jajaran genjang yang digambarkan untuk memperoleh kedua

komponen tersebut berbentuk empat persegi panjang, F_x dan F_y disebut komponen tegak lurus.



Gambar 3.10. komponen Tegak Lurus

Sumbu – sumbu x dan y biasanya dipilih horisontal dan vertikal, seperti tampak pada gambar 3.11, meskipun dapat pula dipilih setiap arah tegak lurus yang lain, seperti pada gambar 3.11.



Gambar 3.11. Arah Tegak Lurus Yang Lain

Dengan menuliskan F sebagai harga suatu gaya F , sudut antara F dan sumbu x dan F_x serta F_y menyatakan harga komponen F_x dan F_y , diperoleh:

$$F_x = F \cos$$

$$F_y = F \sin$$

Bila suatu gaya F ditentukan oleh komponen tegak lurus F_x dan F_y (gambar 3.11), sudut yang menentukan arah gaya dapat diperoleh dengan menuliskan:

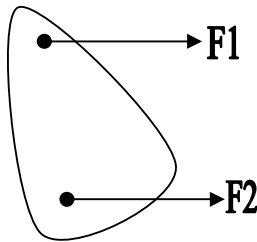
$$\tan = F_y / F_x$$

Besarnya gaya F dapat diperoleh dengan dalil pythagoras yang menuliskan:

$$F = \sqrt{F_x^2 + F_y^2}$$

3.4.2. Torsi

Besar dan efek yang ditimbulkan oleh suatu gaya pada suatu benda bergantung pada letak garis kerja gaya itu. Jadi gaya F1 pada gambar 3.12 akan menimbulkan rotasi kearah yang berlawanan dengan arah putaran jarum jam, sedangkan F2 akan menghasilkan rotasi searah putaran jarum jam.



Gambar 3.12. Efek Gaya

Garis kerja suatu gaya dapat diperinci dengan menentukan jarak tegak lurus antara sebuah titik patokan (reference point) dengan garis kerja tersebut. Oleh karena itu yang paling penting adalah memilih titik pusat koordinat, yaitu titik dimana sumbu memotong bidang gaya-gaya itu. Jarak tegak lurus dari titik ini ke garis kerja suatu gaya disebut lengan gaya atau lengan momen dari gaya itu terhadap sumbu. Hasil kali besar suatu gaya dengan lengan gaya disebut momen gaya itu terhadap sumbu, atau juga disebut gaya putar (torsi). Jadi besarnya torsi dapat dituliskan:

$$T = F \cdot d$$

Dimana : T = Torsi (Nm)

F = Gaya (N)

d = Jarak (m)

3.5. Steel wire rope

Tali baja digunakan secara luas pada mesin-mesin pengangkut sebagai perabot pengangkat. Keuntungan dari *steel wire rope* atau tali baja adalah ringan, tahan beban hantakan, tidak terlalu bising pada putaran yang tinggi, dibandingkan dengan rantai maka *steel wire rope* atau tali baja ini lebih murah, tetapi harga dari drum relative lebih mahal dari pada sprocket.

Pada umumnya *steel wire rope* dibuat dengan proses pengerjaan dingin yaitu dengan cara proses tarik, sehingga menyebabkan *steel wire rope* ini memiliki tegangan patah antara 130-200 kg/mm².

Ada beberapa jenis dari *steel wire rope* yaitu: *cross or regular lay ropes*, *parallel or lang lay ropes*, *composite or reverse laid ropes*, dan *warrington compound ropes*.

Cross or regular lay ropes adalah tali baja yang memiliki arah pintalan kawat-kawat berlawanan dengan arah pintalan tali. *Paralel or lang lay ropes* adalah tali baja yang arah pinalannya sama dengan arah pintalan tali. *Composite or reverse laid ropes* adalah tali baja yang memiliki pinalan-pinalan antara kawat-kawat yang berdekatan saling berlawanan. *Warirington compound ropes* adalah tali baja yang terbuat dari kawat-kawat baja yang memiliki diameter tidak sama.

Umur dari *steel wire rope* sangat tergantung dari jumlah bengkokan atau tekukan pada drum, kemampuan terhadap beban berfluktuasi, perbandingan antara diameter pulley terkecil terhadap diameter tali serta perbandingan diameter *pulley* terkecil terhadap diameter kawat.

Yang dimaksud dengan bengkokan atau tekukan pada drum adalah perubahan tali dari keadaan lurus menjadi bengkok atau sebaliknya apabila tali baja tersebut melingkar pada *pulley*.

Setiap bengkokan yang mengakibatkan adanya perubahan arah dari putaran searah jarum jam menjadi berlawanan arah jarum jam maka jumlah bengkokannya dihitung = 2, jumlah tekukan dihitung terhadap titik pada *pulley* dimana tali masuk dan keluar, bila tekukan satu arah disebut *single band*, sedangkan untuk tekukan yang berlawanan arah disebut *double band*.

Apabila *pulley* pada saat beroperasi tidak berubah tempat maka jumlah band pada *pulley* tersebut tidak diperhitungkan bearti untuk system *pulley* yang simetri jumlah band dihitung hanya setengahnya.

Untuk jumlah band yang besar maka perbandingan diameter *pulley* dengan diameter tali juga harus besar adapun persamaannya yaitu:

$$d = 1,5 \cdot \delta \cdot \sqrt{i}$$

$$D_{min} / d = D_{min} / (1,5 \cdot \delta \cdot \sqrt{i})$$

Dimana :

- d = diameter tali
 Dmin = diameter *pulley* minimum
 δ = diameter kawat
 i = jumlah kawat dalam tali

Tegangan tarik yang bekerja pada tali, diposisi yang bengkok adalah tari dan tekuk yang besarnya:

$$\sigma = \sigma_B / N = (S / A) + (\delta \cdot E' / D_{\min})$$

dimana: $E' = 3.E / 8$

- σ = Tegangan patah
 S = Gaya tarik pada tali
 A = Luas penampang tali
 N = Angka keamanan yang biasanya digunakan untuk tali baja yaitu 10
 E' = modulus elastisitas terkoreksi
 E = modulus elastisitas tali baja yang besarnya 2100000 kg/cm²

Jumlah kawat dalam tali biasanya standard yaitu 114, 222, 342 dan 366 buah kawat. Untuk jumlah 114, 222 dan 366 kawat biasanya dibagi atas 6 pintalan, untuk jumlah kawat 342 jumlah pintalan biasanya 18 buah dengan masing-masing pintalan berisi 19 kawat.

Tarikan maksimum pada tali dari sistim *pulley* dapat dihitung sebagai berikut:

$$S = Q / (n \cdot \eta_1 \cdot \eta_2)$$

Dimana:

- Q = berat beban yang diangkat (kg)
 n = jumlah tali yang menahan *pulley*.
 η_1 = efisiensi *pulley*
 η_2 = efisiensi sebagai akibat kekakuan tali yang tergantung pada drum atau *pulley*.

Diameter *pulley* minimum dapat dihitung:

$$D_{\min} = e_1 \cdot e_2 \cdot d$$

d = diameter tali

e_1 = faktor yang tergantung pada tipe dari mesin pengangkat, serta kondisi pelayanan (lampiran 6)

e_2 = faktor yang tergantung pada konstruksi tali (lampiran 7)

Untuk menghitung diameter drum yang dipakai, dapat juga menggunakan rumus:

$$D_{\min} = 25 \cdot d$$