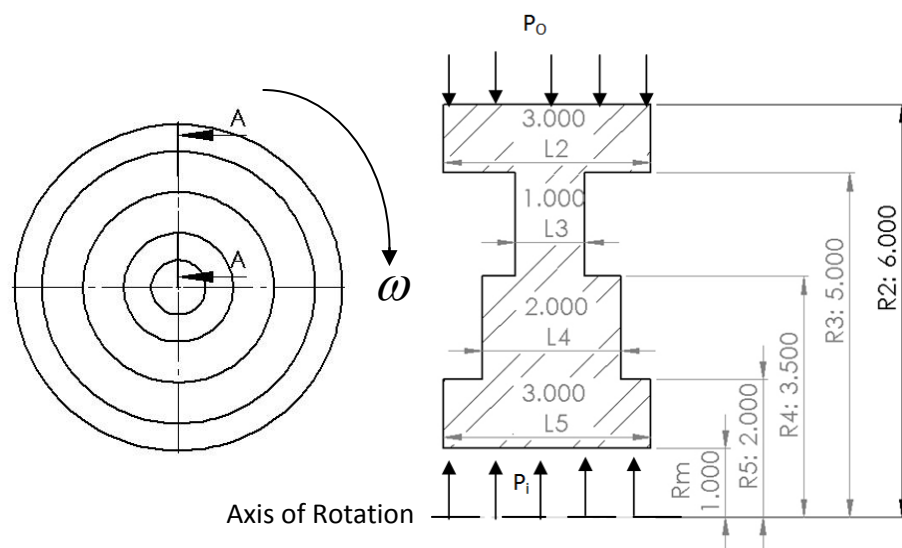


## BAB II DASAR TEORI

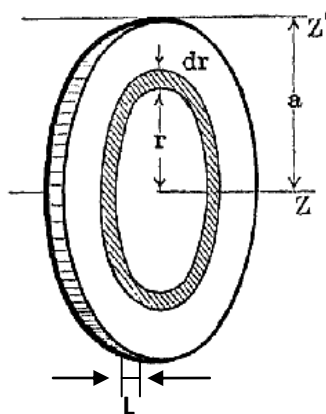
### 2.1 Konsep Dasar *Rotating Disk*

*Rotating disk* adalah istilah lain dari piringan bertingkat yang mempunyai kemampuan untuk berputar. Namun dalam aplikasinya, penggunaan elemen ini dapat dipakai dengan menggunakan poros (dalam hal ini *rotating disk* mempunyai kecepatan putar) ataupun tanpa menggunakan poros. Dalam aplikasi sebenarnya, piringan ini didesain dengan berbagai ketebalan sesuai dengan kebutuhan. Ketebalan itu diukur dari tengah menuju keluar lingkaran. Dalam desain biasanya kita dapat mengasumsikan *rotating disk* sebagai sebuah *flat disk* dengan ketebalan yang konstan.



**Gambar 2.1 A** *Rotating Disk* dengan Variasi Ketebalan

Untuk *rotating disk* yang bertingkat, tentu saja terdapat perbedaan ketebalan di masing-masing tingkatan yang diukur dari titik pusatnya. Oleh karena itu, dalam desain *rotating disk* harus diperhatikan beberapa variabel desainnya. Antara lain : bentuk, diameter, banyaknya segmen atau tingkatan, pemilihan material dan lain-lain.



**Gambar 2.1 B** Rotating *Disk* dengan Ketebalan konstan

$$\begin{aligned}
 \text{Momen inersia dari energy kinetic } T &= \frac{1}{2}mv^2 = \frac{1}{2}\int (r\dot{\theta})^2 dm \\
 &= \frac{1}{2}\left[\int r^2 dm\right]\dot{\theta}^2 = \frac{1}{2}I\omega^2 \\
 I &= \int r^2 dm \qquad (2.1)
 \end{aligned}$$

*Disc of radius R* :  $dm = \rho l \cdot 2\pi \cdot r \cdot dr$

$$\begin{aligned}
 I &= 2\pi l \cdot \rho \int r^3 dr \\
 &= \frac{\rho l \cdot \pi \cdot a^4}{2} \\
 I &= \frac{m \cdot a^2}{2} \qquad (2.2)
 \end{aligned}$$

## 2.2 Aplikasi *Rotating Disk*

### 2.2.1 *Hardisk*

Salah satu aplikasi dari piringan berputar adalah *hardisk*, yang berfungsi untuk media penyimpanan data *digital* dalam komputer kita sehari-hari.



**Gambar 2.2** *Hardisk*

### **2.2.2 Rem Cakram**

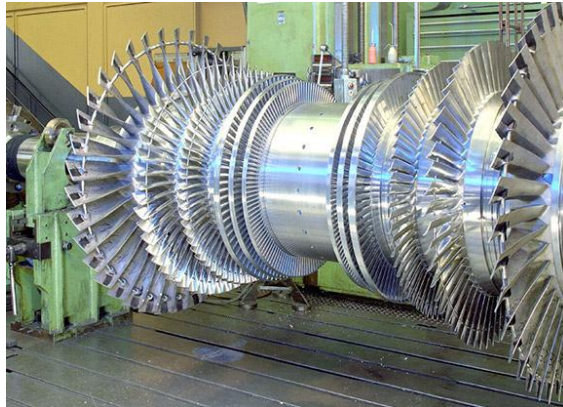
Penggunaan piringan berputar ini juga dimanfaatkan untuk sarana menghentikan laju kendaraan bermotor. Hal ini bisa dilihat pada rem cakram. Karena penggunaan rem cakram ini pada kendaraan bermotor lebih efektif dari pada rem teromol.



**Gambar 2.3** Rem Cakram

### **2.2.3 Turbin**

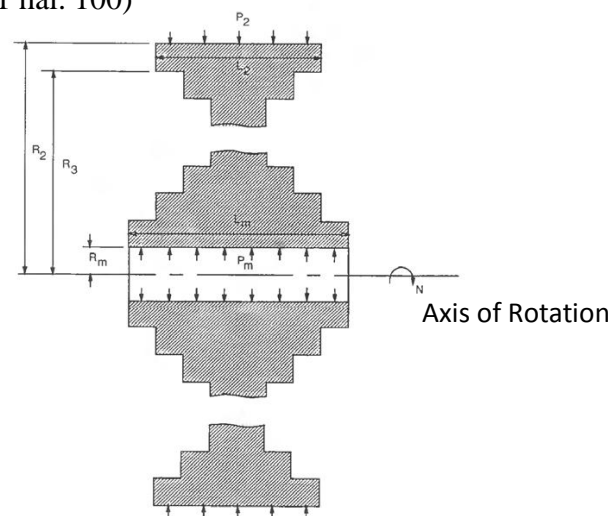
Turbin berfungsi untuk menghasilkan energi yang diperoleh dari aliran suatu fluida yang diubah menjadi energi gerak. Didalam turbin ini menggunakan elemen yang berbentuk *rotating disk* yang digunakan pada kedudukan sudu atau *blade*.



**Gambar 2.4** Turbin

#### 2.2.4 *Press Fitted with Central Hole*

Merupakan *rotating disk* dengan bagian tengah yang berlubang. Lubang poros ini dinotasikan dengan harga  $R_m$ . Harga  $R_m$  ini ditentukan sebagai ukuran radius dari poros. Aplikasi dari *rotating disk* tipe ini banyak digunakan pada turbin uap dan gas. (Reff.1 hal. 100)

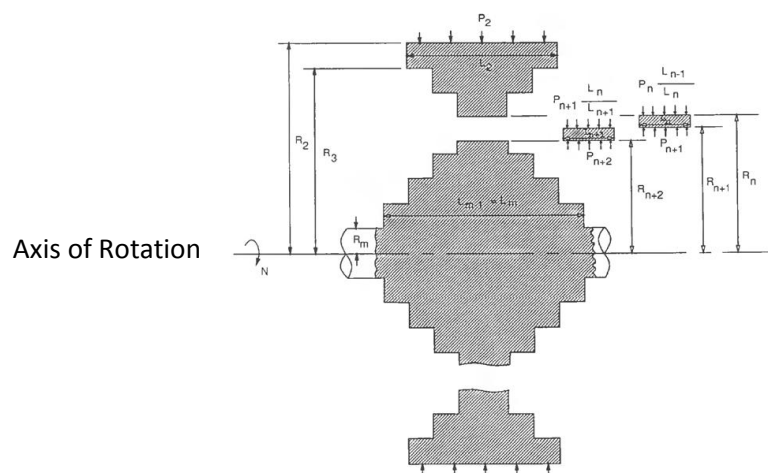


**Gambar 2.5** *Rotating disk* dengan bagian tengah yang berlubang [1]

Pemasangan antara piringan dengan poros dilakukan dengan cara sambungan susut. Poros penggerak dipasang setelah jari-jari dalam piringan dipanaskan yang kemudian didinginkan, maka antara kedua bagian terjadi tekanan kontak yang disebut tekanan sambungan susut.

### 2.2.5 Disk with Integral shaft

Merupakan *rotating disk* dengan *integral* poros atau poros menjadi satu dengan piringan. Pada saat proses pembuatan piringan misalkan dengan cara pengecoran poros dan piringan dibuat menjadi satu. *Rotating disk* tipe ini dipakai pada rotor pada kondisi temperatur tinggi dan mempunyai diameter yang relatif kecil. (Reff. 1 hal. 105)

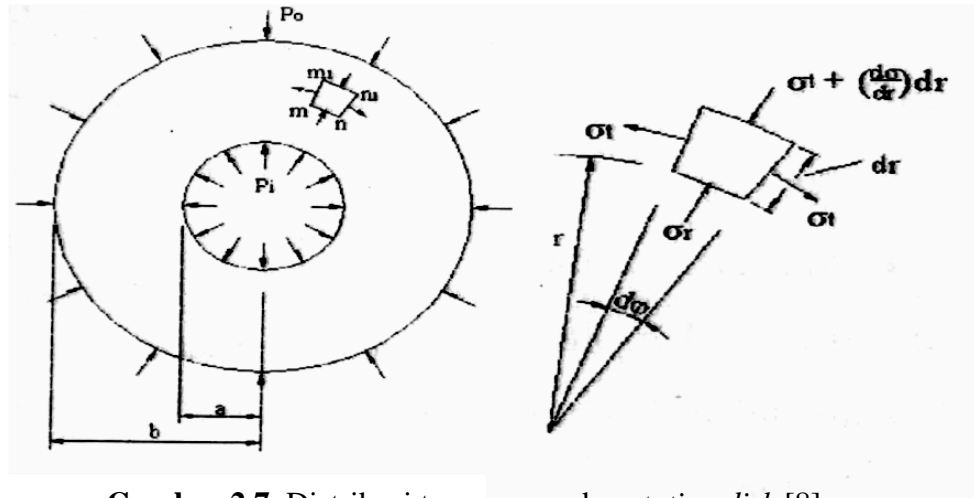


**Gambar 2.6** *Rotating disk* dengan integral poros [1]

## 2.3 Tegangan Pada *Rotating disk*

### 2.3.1 Konsep Tegangan *rotating disk*

Persamaan distribusi tegangan untuk *rotating disk* dapat diselesaikan dengan pemecahan persoalan umum pada silinder dinding tebal. Sebuah silinder dengan tebal seragam mengalami aksi tekanan dalam ( $P_i$ ) dan tekanan luar ( $P_o$ ) yang seragam, maka deformasi yang dihasilkan adalah simetris terhadap sumbu dan tidak berubah sepanjang ketebalannya. Demikian pula dengan besar tegangan tangensial dan radial yang terjadi merupakan fungsi dari radiusnya ( $r$ ) dan tidak berubah terhadap sudut ( $\theta$ ) yang dibentuk dari sumbunya.



**Gambar 2.7** Distribusi tegangan pada *rotating disk* [8]

Pada gambar 2.7 diatas, tidak ada tegangan geser pada sisi elemen  $mm_1n_1$ . Misal  $\sigma_t$  menyatakan tegangan tangensial pada sisi elemen  $mm_1$  dan  $nn_1$  sedangkan  $\sigma_r$  adalah tegangan radial normal pada sisi  $mn$ . Tegangan radial pada sisi  $m_1n_1$  berubah terhadap  $r$ , sehingga tegangan radial normal pada sisi ini menjadi :

$$\sigma_r + \frac{d\sigma_r}{dr} dr \quad (2.3)$$

Dan bila silinder tersebut diputar pada sumbunya, gaya inersia menyebabkan tegangan menjadi sangat besar pada kecepatan tinggi. Dan gaya inersia pada elemen  $mm_1n_1$  adalah :

$$\frac{\gamma \omega^2 r^2}{g} dr d\theta \quad (2.4)$$

Kemudian dengan menjumlahkan gaya-gaya pada elemen tersebut pada sudut  $d\theta$  memberikan persamaan keseimbangan berikut:

$$\sigma_r r d\theta + \sigma_t dr d\theta - \left( \sigma_r + \frac{d\sigma_r}{dr} dr \right) (r + dr) d\theta - \frac{\gamma \omega^2 r^2}{g} dr d\theta = 0 \quad (2.5)$$

Dan jika dengan mengabaikan nilai yang terkecil dari orde yang lebih tinggi, maka akan didapat:

$$\sigma_t - \sigma_r - r \frac{d\sigma_r}{dr} - \frac{\gamma \omega^2 r^2}{g} = 0 \quad (2.6)$$

Deformasi silinder simetris terhadap sumbunya dan perpindahan radial akan konstan sepanjang keliling tetapi berubah terhadap radiusnya, sehingga perpindahan hanya merupakan fungsi dari radiusnya.

Jika dalam kondisi  $P_o = 0$  dan hanya terdapat tekanan *internal* ( $P_i$ ) persamaan untuk  $\sigma_t$  dan  $\sigma_r$  adalah :

$$\sigma_r = \frac{a^2 P_i}{b^2 - a^2} \left( 1 - \frac{b^2}{r^2} \right) \quad (2.7a)$$

$$\sigma_t = \frac{a^2 P_i}{b^2 - a^2} \left( 1 + \frac{b^2}{r^2} \right)$$

Melihat persamaan diatas bahwa nilai  $\sigma_r$  selalu kondisi tekan dan  $\sigma_t$  tarik. Dan jika sebaliknya  $P_i = 0$  dan hanya terdapat tekanan *eksternal* ( $P_o$ ) maka persamaan untuk  $\sigma_t$  dan  $\sigma_r$  adalah :

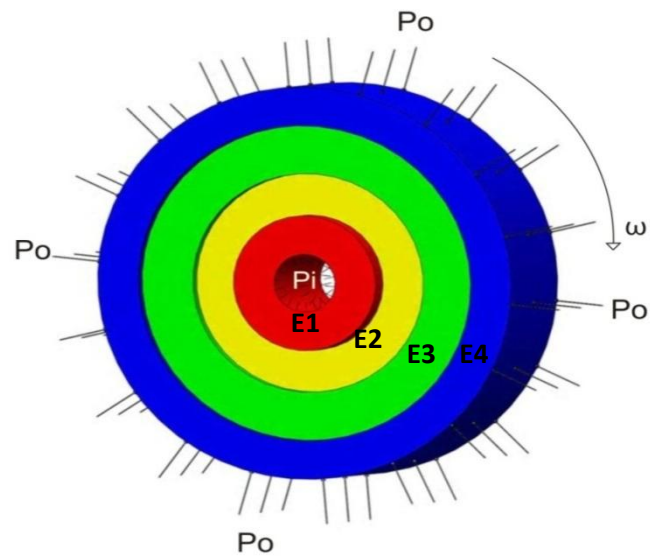
$$\sigma_r = - \frac{b^2 P_o}{b^2 - a^2} \left( 1 - \frac{b^2}{r^2} \right) \quad (2.7b)$$

$$\sigma_t = - \frac{b^2 P_o}{b^2 - a^2} \left( 1 + \frac{b^2}{r^2} \right)$$

Dalam hal ini  $\sigma_r$  dan  $\sigma_t$  keduanya merupakan tegangan tekan dan nilai  $\sigma_t$  selalu lebih besar dari pada  $\sigma_r$ . (Reff. 8 hal. 236-240)

### 2.3.2 Tegangan pada Pada Piringan Berotasi dengan variabel ketebalan

Berbeda dengan perhitungan tegangan pada piringan berputar dengan ketebalan konstan, perhitungan tegangan pada piringan berputar dengan ketebalan yang bervariasi pada tiap tingkatnya akan saling mempengaruhi tingkat berikutnya.

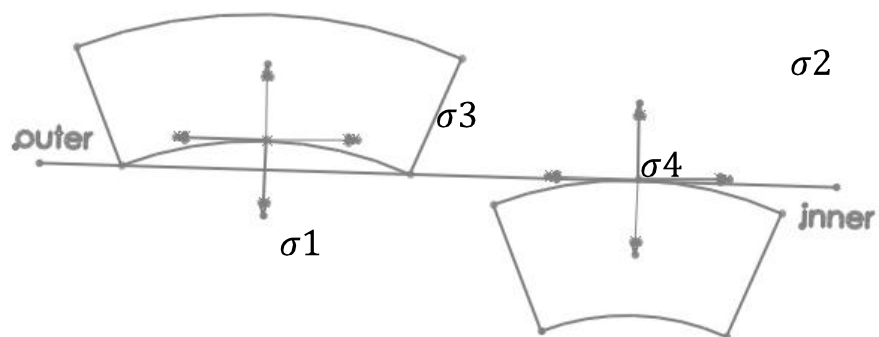


**Gambar 2.8** Distribusi Tekanan Pada *Disk* karena  $P_o$  dan  $P_i$  dan  $\omega$

Perhitungan distribusi tegangan tiap tingkat dihitung dengan menggunakan teknik numerik. Pada *disk* diatas, tegangan akan dipengaruhi oleh :

- a. Tekanan pada sisi luar dan dalam *disk*.
- b. Perputaran dari *disk* itu sendiri.

Bila *disk* diatas dipotong akan terlihat seperti gambar dibawah ini :



**Gambar 2.9** Distribusi Tegangan pada *interface rotating disk* [1]



Tegangan yang terdapat pada gambar 2.9 diatas adalah  $\sigma_1$   $\sigma_2$   $\sigma_3$   $\sigma_4$  dimana  $\sigma_1$  dan  $\sigma_2$  adalah tegangan radial yang dialami *disk* tersebut pada setiap segmen, sedangkan  $\sigma_3$  merupakan tegangan tangensial yang dialami pada sisi outer dan  $\sigma_4$  merupakan tegangan tangensial pada sisi inner.

Sehingga untuk mencari nilai tegangan pada setiap tingkat dapat dirumuskan sebagai berikut :

c. Tegangan tangensial disisi luar akibat adanya tekanan :

$$(\sigma_t)_{(n+1)_o} = \frac{\left[1 + \left(\frac{R_n}{R_{n+1}}\right)^2\right] P_{n+1} - 2\left(\frac{R_n}{R_{n+1}}\right)^2 P_n \left(\frac{L_{n-1}}{L_n}\right)}{\left(\frac{R_n}{R_{n+1}}\right)^2 - 1} \quad (2.8)$$

d. Tegangan tangensial disisi dalam akibat adanya tekanan :

$$(\sigma_t)_{(n+1)_i} = \frac{2P_{n+2} - \left[1 + \left(\frac{R_n}{R_{n+2}}\right)^2\right] P_n + \left(\frac{L_n}{L_{n+1}}\right)}{\left(\frac{R_n}{R_{n+2}}\right)^2 - 1} \quad (2.9)$$

e. Tegangan tangensial disisi dalam akibat adanya putaran :

$$(\sigma_v)_{(n+1)_i} = \frac{\gamma 10^4}{4g} \left[ (3 + \nu) \left(\frac{R_{n+2}}{R_2}\right)^2 + (1 - \nu) \left(\frac{R_{n+1}}{R_2}\right)^2 \right] V^2 \quad (2.10)$$

f. Tegangan tangensial disisi luar akibat adanya putaran :

$$\begin{aligned} (\sigma_v)_{(n+1)_o} &= \frac{\gamma 10^4}{4g} \left[ (3 + \nu) \left(\frac{R_n}{R_{n+1}}\right)^2 + (1 - \nu) \right] \omega^2 R_{n+1}^2 \quad (2.11) \\ &= \frac{\gamma 10^4}{4g} \left[ (3 + \nu) \left(\frac{R_n}{R_2}\right)^2 + (1 - \nu) \left(\frac{R_{n+1}}{R_2}\right)^2 \right] V^2 \end{aligned}$$

Hubungan kesinambungan di perbatasan antara kedua cincin dipenuhi oleh persamaan regangan dikedua sisi antar segmen. Kondisi ini dapat dinyatakan sebagai berikut:

$$\begin{aligned}
& (\sigma_t)_{(n+1)_o} + (\sigma_v)_{(n+1)_o} + vP_{n+1} \\
(2.12) \quad & = (\sigma_t)_{(n+1)_i} + (\sigma_v)_{(n+1)_i} + vP_{n+1} \frac{L_n}{L_{n+1}}
\end{aligned}$$

Substitusi persamaan 2.8 sampai 2.11 dan menyusun kembali berdasarkan persamaan 2.12 untuk mencari nilai tekanan yang terdapat pada setiap segmen pada piringan. Diperoleh rumus :

$$P_{n+2} = K_n V^2 - Q_n P_n + U_n P_{n+1} \quad (2.13)$$

Dimana nilai  $K_n$ ,  $Q_n$ , dan  $U_n$  didapat berikut ini :

$$A_n = \left\{ \frac{(3+v)\gamma 10^4}{4g} \right\} \left\{ \left( \frac{R_n}{R_2} \right)^2 - \left( \frac{R_{n+2}}{R_2} \right)^2 \right\}$$

$$B_n = \frac{2 \left( \frac{R_n}{R_{n+1}} \right)^2}{\left( \frac{R_n}{R_{n+1}} \right)^2 - 1}$$

$$C_n = \frac{2}{\left( \frac{R_{n+1}}{R_{n+2}} \right)^2 - 1}$$

$$D_n = \frac{(1-v) + (1+v) \left( \frac{R_n}{R_{n+1}} \right)^2}{\left( \frac{R_n}{R_{n+1}} \right)^2 - 1} + \left( \frac{L_n}{L_{n+1}} \right) \frac{(1+v) + (1-v) \left( \frac{R_{n+1}}{R_{n+2}} \right)^2}{\left( \frac{R_{n+1}}{R_{n+2}} \right)^2 - 1}$$

$$K_n = \frac{A_n}{B_n}$$

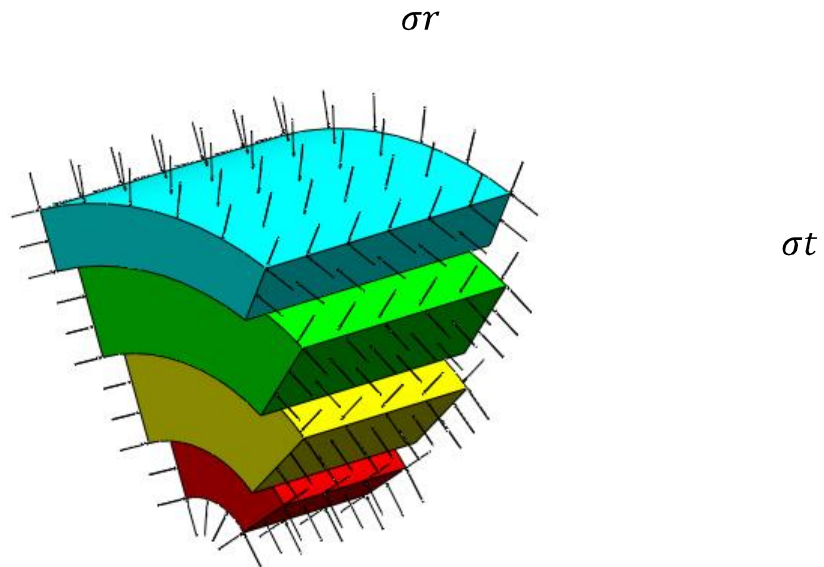
$$Q_n = \frac{B_n}{C_n} \left( \frac{L_{n-1}}{L_n} \right)$$

$$U_n = \frac{D_n}{C_n}$$

Dengan substitusi  $n = 2$  sampai  $n = m - 2$  ( atau  $n = X =$  jumlah total segmen ). Persamaan 2.13 memberikan persamaan simultan dimana solusi tekanan yang diketahui  $P_2$ ,  $P_m$  memberikan distribusi tekanan radial pada *disk*. Solusi

persamaan ini didapatkan dengan mengamsusikan nilai  $P_3$  dan kemudian menghitung nilai  $P_m$  yang sesuai sebanyak dua kali.

Tegangan radial maupun tegangan tangensial pada tingkat ke-n dari *disk* dapat dilihat pada gambar berikut :



**Gambar 2.10** Tegangan Tangensial dan Radial

Tegangan radial  $(\sigma_r)_{n+1}$  pada radius  $R_{n+1}$  Pada permukaan antara 2 segmen diambil nilai rata-rata dari tekanan pada kedua sisi pada tiap batas segmen.

$$(\sigma_r)_{n+1} = -\frac{1}{2} \left[ 1 + \left( \frac{L_n}{L_{n+1}} \right) \right] P_{n+1} \quad (2.14)$$

Sama halnya dengan mencari Tegangan Tangensial  $(\sigma_t)_{n+1}$  pada radius  $R_{n+1}$  juga diambil sebagai rata-rata dari tegangan tangensial pada kedua sisi batas segmen. Dengan substitusi dan menyusun kembali dengan persamaan tegangan tangensial maka didapat :

$$(\sigma_t)_{n+1} = -B_n \left( \frac{L_{n+1}}{L_n} \right) P_n + \left[ E_n + \frac{B_n}{2} - \frac{v}{2} \left( \frac{L_n}{L_{n+1}} \right) \right] P_{n+1} + F_n V^2 \quad (2.15)$$

Dimana :

$$E_n = \frac{1}{\left(\left(\frac{R_n}{R_{n+1}}\right)^2 - 1\right)}$$

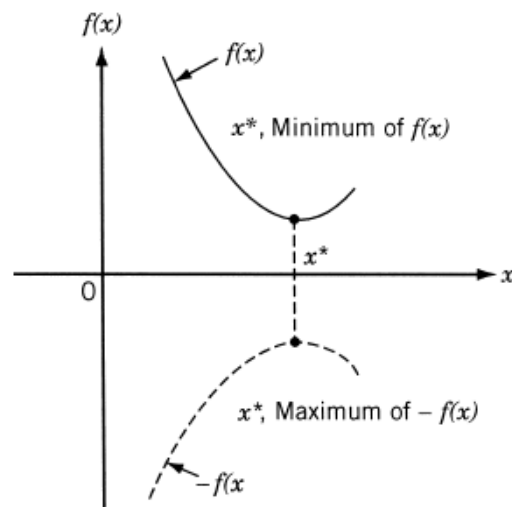
$$F_n = \left[ \left(\frac{(3 + \nu)\gamma 10^4}{4g}\right) \left(\frac{R_n}{R_2}\right)^2 + \left(\frac{(1-\nu)\gamma 10^4}{4g}\right) \left(\frac{R_{n+1}}{R_2}\right)^2 \right]$$

Persamaan 2.14 dan 2.15 digunakan untuk menghitung tegangan dari  $n = 2$  sampai  $n = m-1$  ( atau  $n = x + 1$  ). Semua tegangan dianggap positif ketika tarik dan negatif ketika tekan. (Reff. 1 hal. 101-103)

#### 2.4 Teori Optimasi *Rotating Disk*

Optimasi merupakan suatu usaha untuk mendapatkan hasil yang terbaik pada kondisi batasan tertentu. Dalam desain, konstruksi dan perawatan *system engineering*, para *engineer* harus mampu menguasai banyak teknologi dan melakukan keputusan pada beberapa tahap. Tujuan terpenting dari semua keputusan tersebut adalah untuk meminimalkan usaha atau memaksimalkan keuntungan yang diinginkan.

Ini dapat dilihat dari gambar 2.11 jika sebuah titik  $x^*$  merupakan nilai minimum dari fungsi  $f(x)$ , maka dari titik yang sama juga bersesuaian dengan nilai maksimum dari fungsi  $-f(x)$ . Maka optimasi dapat diartikan sebagai minimum fungsi karena harga maksimum suatu fungsi dapat dicari dengan memberi harga negatif pada fungsi minimum. Tidak ada suatu metode yang tersedia untuk memecahkan optimasi secara efisien. Metode pencarian nilai optimum juga dikenal sebagai teknik program matematik yang berguna untuk mencari nilai maksimum atau minimum fungsi dari beberapa variabel yang dibatasi oleh *constrains*.(Reff. 3 hal. 1)



**Gambar 2.11** Fungsi minimum dari  $f(x)$  sama dengan fungsi maksimum  $-f(x)$  [3]

dalam optimasi atau masalah program matematis dapat dinyatakan sebagai berikut :

mencari  $X = \begin{Bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ \cdot \\ \cdot \\ x_n \end{Bmatrix}$  untuk meminimalkan atau memaksimalkan  $f(X)$

subjek untuk *constrains* :

$$g_j ( X ) \leq 0, j = 1, 2, \dots, m$$

dan

$$I_j ( X ) = 0, j = 1, 2, \dots, p$$

dimana :

$X$  : *vector design*

$F(X)$  : *Objective function*

$g_j$  : *the inequality constraint*

$I_j$  : *the equality constraint*

## 2.4.1 Elemen Optimasi

### 2.4.1.1. Design vector

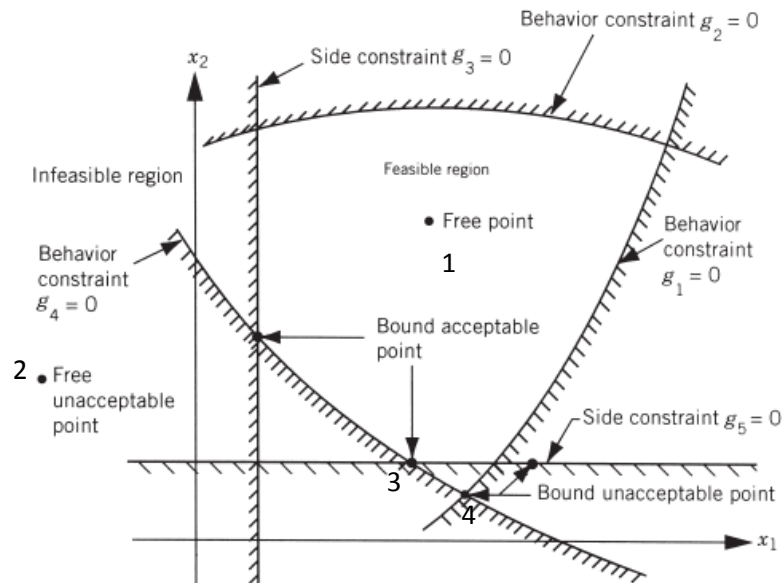
Setiap Sistem atau komponen permesinan dapat di definisikan sebagai gabungan dari beberapa nilai variabel selama proses desain. Biasanya, gabungan tersebut mempunyai nilai tetap sejak awal dan ini biasa disebut *preassigned parameters*. Semua gabungan yang dianggap sebagai variabel disebut dengan *design* atau *decision variables* misal  $x_i$ ,  $i = 1, 2, \dots, n$ . Variabel desain secara kolektif direpresentasikan sebagai vektor desain  $X = \{x_1, x_2, \dots, x_n\}^T$ .

### 2.4.1.2. Design Constraints

Dalam kenyataannya *variable design* tidak dapat dipilih secara sembarangan karena itu harus sesuai dengan spesifikasi dari fungsi dan persyaratan lainnya. Batasan yang harus dipenuhi untuk menghasilkan desain yang dapat diterima disebut *design constraints*. Pembatas yang membatasi sistem kinerja disebut *behaviour* atau *functional constraints*. Sedangkan pembatas yang membatasi fisik dalam *design variable* disebut *geometric* atau *side constraints*.

### 2.4.1.3. Constrains Surface

Untuk ilustrasi, penyelesaian masalah optimasi dengan hanya batas ketidaksmaan  $g_j(X) \leq 0$ . Kumpulan nilai  $X$  yang memenuhi persamaan  $g_j(X) = 0$ , membentuk sebuah *hypersurface* dalam ruang *design* dan disebut *constraints surface*. Permukaan pembatas dapat dibagi menjadi 2 daerah :  $g_j(X) < 0$  dan  $g_j(X) > 0$ , maka titik yang terletak pada *hypersurface* yang memenuhi pembatas  $g_j(X)$  kritis, sedangkan titik terletak di daerah dimana  $g_j(X) > 0$  adalah tidak layak dan jika titik terletak dalam daerah  $g_j(X) < 0$  adalah layak. Kumpulan dari permukaan batas  $g_j(X) = 0$ ,  $j = 1, 2, \dots, m$ , yang memisahkan daerah layak disebut *composite constraints surface*. Suatu titik desain yang terletak di satu atau lebih dari satu permukaan batas disebut titik pembatas.



**Gambar 2.12.** batas permukaan dalam ruang dua dimensi *design space* [3]

Melihat pada gambar 2.12 diatas dapat kita identifikasi beberapa titik poin menjadi 4 tipe (Reff. 3 hal. 6-8) :

1. Bebas dan titik layak
2. Bebas dan titik tidak layak
3. Pada batas dan titik layak
4. Pada batas dan titik tidak layak

#### 2.4.1.4. *Objective Function*

Sebuah desain konvensional bertujuan untuk menemukan sebuah desain yang dapat diterima atau layak yang memenuhi persyaratan fungsional dari masalah. Secara umum, akan ada lebih dari satu desain yang dapat diterima dan tujuan dari optimasi adalah untuk memilih yang terbaik dari desain yang telah ada. Dengan demikian kriteria yang harus dipilih untuk membandingkan alternatif desain yang berbeda dapat diterima dan untuk memilih yang terbaik. Kriteria yang berkaitan dengan desain dioptimalkan, ketika dinyatakan sebagai fungsi dari variabel desain, dikenal sebagai kriteria atau manfaat atau fungsi obyektif (*objective function*).

Beberapa desain obyektif dapat diselesaikan dalam masalah ini. Beberapa diantaranya :

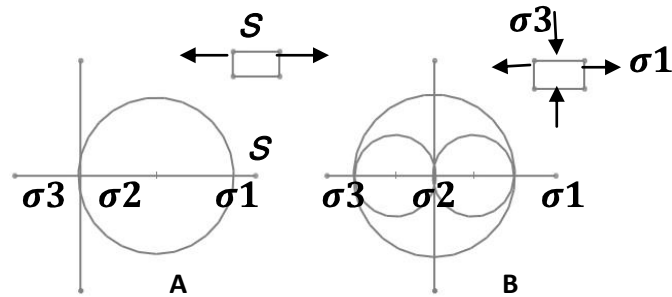
1. Meminimalkan tegangan tangensial maksimum.
2. Meminimalkan tegangan rata-rata.
3. Meminimalkan selisih antara tegangan tangensial maksimum dan minimum.
4. Meminimalkan volume *disk*, tegangan tangensial maksimum dan tegangan tangensial rata-rata dengan faktor pembebanan berbeda.
5. Meminimalkan tegangan *von misses*.
6. Meminimalkan tegangan geser maksimum.
7. Memaksimalkan tegangan inersia.
8. Memaksimalkan selisih rasio inersia dan rasio tegangan tangensial rata-rata dengan faktor pembebanan berbeda.

Pemilihan salah satu kriteria atau obyektif lain yang sesuai tergantung dengan kebutuhan desainer dan permasalahan yang dicari. Pengaruh jumlah parameter pada *disk* juga harus dipelajari.

#### **A. Tegangan Geser Maksimum sebagai *Objective function***

Pada tugas akhir kali ini, saya mencoba mengoptimalkan bentuk suatu *rotating disk* dengan mengacu pada suatu kriteria kegagalan. Salah satu kriteria kegagalan yang menjadi acuan saya adalah *shear stress* maksimum. Teori ini menyatakan bahwa kegagalan akan terjadi ketika tegangan geser maksimum pada setiap elemen mesin sama dengan tegangan geser maksimum dari bahan atau material yang digunakan.





**Gambar 2.13** Lingkaran Mohr

Pada gambar 2.13A memperlihatkan lingkaran Mohr ketika tegangan normal utama disusun  $\sigma_1 > \sigma_2 > \sigma_3$  dan tegangan geser maksimum menjadi:

$$\tau_{max} = \frac{\sigma_1}{2} = \frac{S}{2} \quad (2.16)$$

Sedangkan pada gambar 2.13B memperlihatkan lingkaran Mohr untuk puntiran murni. Tegangan geser maksimum yaitu :

$$\tau_{max} = \frac{\sigma_1 - \sigma_3}{2} \quad (2.17)$$

$$\begin{aligned} \tau_{max} &= \left[ \left( \frac{\sigma_x - \sigma_y}{2} \right)^2 + \tau_{xy} \right]^{1/2} & \tau_{xy} &= 0 \\ &= \frac{\sigma_x - \sigma_y}{2} & &= \frac{\sigma_t - \sigma_r}{2} \end{aligned}$$

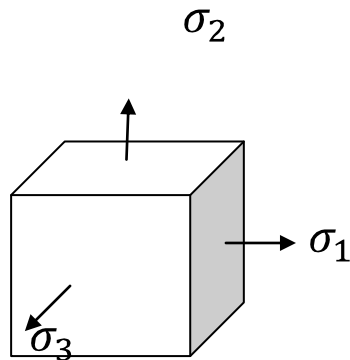
Dengan melihat kondisi diatas maka teori tegangan geser maksimum meramalkan bahwa kegagalan akan terjadi bilamana:

$$\tau_{max} = \frac{S_y}{2} \quad \text{atau} \quad \sigma_1 - \sigma_3 = S_y \quad (2.18)$$

Dimana  $S_y$  adalah kekuatan luluh

## B. Tegangan Von-Misses sebagai *objective function*

Selain mengacu pada kriteria kegagalan *shear stress* maksimum pada kesempatan tugas akhir ini juga mengacu pada kriteria *distorsi energi* atau *Von-Misses*. Pada teori ini menyebutkan bahwa suatu bahan mengalami kondisi kritis ketika energi yang dibutuhkan untuk terjadi distorsi pada elemen material berada pada nilai kritis.



**Gambar 2.14** Elemen Tegangan Triaxial

Jika suatu tegangan dimana  $\sigma_1 > \sigma_2 > \sigma_3$ . Persamaan umum Tegangan *von-missesnya* :

$$\sigma_e = \sqrt{\left[ \frac{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_1 - \sigma_3)^2}{2} \right]} \quad (2.19)$$

Sehingga luluh akan terjadi ketika :

$$\sigma_e = S_y \quad (2.20)$$

Bila  $\sigma_3 = 0$ , maka tegangan adalah 2 sumbu (*Plane stress*) persamaan tegangan *von misses* menjadi :

$$\sigma_e = \sqrt{\sigma_1^2 - \sigma_1\sigma_2 + \sigma_2^2} \quad (2.21)$$