Eng- Design: First Lectures. 12/10/2020
mon

* always find the solution
* working in teams always when designing

Factor of safety:
(1) deterministic → >1 → no failure (safe).
(2) stochastic → probability $= \frac{\text{Yield strength}}{\text{max stress}} > 1$

take probability.

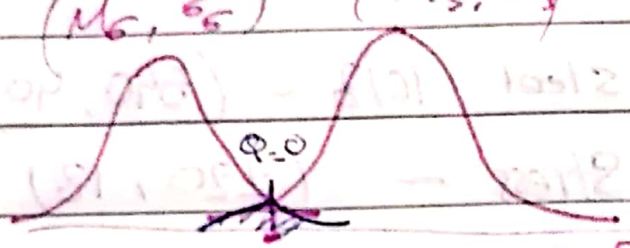
كل appendix موجود آخر الكتاب مهم جداً
ال yield strength للمادة موجود بال tables

Ex: structural member ($\mu_s = 40, 6$) → σ_s
static load ($\mu_\sigma = 30, 8$) → σ_σ

$FOS = \frac{\sigma_Y}{\sigma_{max}} = \frac{40}{30} = 1.33 > 1$ نكمل الحل ←

لو كان اصغر من ١
$P(\text{failure}) = 100\%$
$P(\text{survive}) = 0\%$
وليوقف

Relbility.



fos < 1 failure

fos = 1

→ fos > 1 surlived

$p(\text{failure}) = \text{margin.}$

$\mu_Q = \mu_s - \mu_\sigma \qquad (40-30) = 10$

$\sigma_Q = \sqrt{\sigma_s^2 + \sigma_\sigma^2} \qquad = \sqrt{6^2+8^2} = 10$

$z = \frac{-\mu_Q}{\sigma_Q}$ (to find the stochastic)

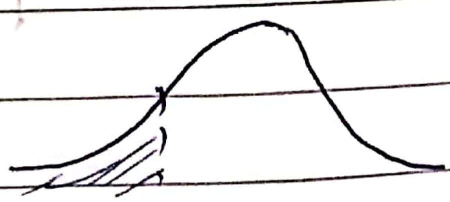
when stress = strength the margin of safety (Q) = 0, and failure may occur.

$$z_0 = \frac{0 - \mu_Q}{\sigma_Q} = \frac{-\mu_Q}{\sigma_Q} = \frac{-10}{10} = -1$$

$Pf(z_0) = 1-R$

$Pf(-1) = 1-R$

$0.1587 = 1-R$ $\qquad$ $R = 84.13\%$



آخر سلايد ⟵

steel 1018 ~ (540, 40) MPa.

Stress ~ (220, 18) KN

$$= \left(\frac{220{,}000}{\frac{\pi}{4} d^2} , \frac{18000}{\frac{\pi}{4} d^2} \right)$$

$R = 0.999$

$Z = -3.09$

$$* \quad \mu_\varphi = 540 - \frac{220\,000}{\frac{\pi}{4} d^2}$$

$$\sigma_\varphi = \sqrt{40^2 + \left(\frac{18000}{\frac{\pi}{4} d^2}\right)^2}$$

$$Z = \frac{-\mu_\varphi}{\sigma_\varphi} \Rightarrow +3.09 = \frac{-\mu_\varphi}{\sigma_\varphi}$$

$$3.09 * \sqrt{40^2 + \frac{18000}{\frac{\pi}{4} d^2}} = 540 - \frac{220000}{\frac{\pi}{4} d2}$$

$d = \ldots$

2nd lecture

اليوم 14-10-2020 wed.

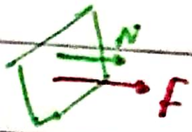
Principle stresses → max stress

Static Load: changes relatively slowely with time

$$\sigma = \frac{F}{A}$$

→ Normal stress = F // normal on surface

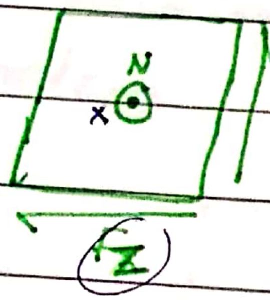
→ shear stress =



كل سطح ممكن يكون عليه

3 component :-

2 shers, 1 Normal



$\tau_{xy} = \frac{F_y}{A}$ shear forces

$F_z \; xz = \frac{F_z}{A}$

Normal direction force

$$\tau_{xy} = \tau_{yx} \,,\ \tau_{yz} = \tau_{zy} \,,\ \tau_{zx} = \tau_{xz}$$

اذا اشي منهم مش متساوي ، رح يلف الـ body حولين الـ axes الي مش موجود مثلاً
$\tau_{xy} \neq \tau_{yx}$ بلف حولين الـ z axes.

موضوع الدرس ______ اليوم ______

كل الحل بحثنا

in static equilibrium.

c.w (+) c.w (−)

موضوع الدرس ______ اليوم ______ التاريخ / /

Representing Stress as a tensor

3 x 3 matrix = stress tensor

triaxial stress state =

$$\begin{array}{cccc} \text{direction} & -x & -y & -z & \text{plane} \\ & \sigma_{xx} & \tau_{xy} & \tau_{xz} & x- \\ & \tau_{yx} & \sigma_{yy} & \tau_{yz} & y- \\ & \tau_{zx} & \tau_{zy} & \sigma_{zz} & z- \end{array}$$

3D

symmetric.

plane stress =

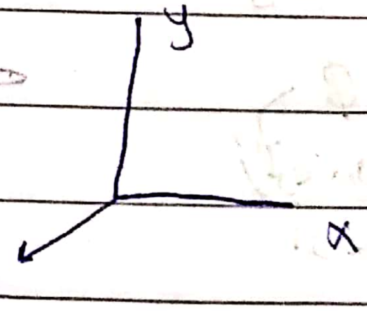
2D وحدة من قيم ال σ بتساوي zero

Biaxial

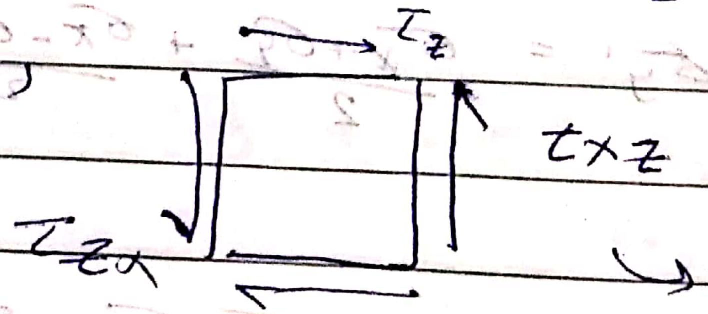
2 x 2 matrix

uniaxial · σ = 2 stress ال

1d = No shear comp.



τ بلف حول ال y =



internal stress : generated by external : stress

ومعرفة بتكون الـ max اللي بيؤثر عليها :

σ_x } external
σ_y

* الفرق انه بعمل بزاوية θ

$$\sigma_{x'} = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} + \frac{\sigma_x - \sigma_y}{2} \cos 2\phi + \tau_{xy} \sin 2\theta$$

$$\sigma_{y'} = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} + \frac{\sigma_x - \sigma_y}{2} \cos 2\phi - \tau_{xy} \sin 2\phi$$

$$\tau_{x'y'} = \frac{\sigma_x - \sigma_y}{2} \sin 2\phi + \tau_{xy} \cos 2\phi$$

$\phi = 0$ on external stress.

نعوض هاي المعادلات عشان الطول τ_{max} ونحسبن كمان على معادلات عشان احصل على الـ X والـ Y .

plane 1

Principle stress = max stress .

$$\sigma_{max,min} = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} \pm \sqrt{\left[\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right]^2 + \tau_{xy}^2}$$

$$\tau_{max} = \sqrt{\left[\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right]^2 + \tau_{xy}^2} = R$$

plane 2

الـ max الـ shear والـ Normal مابلتقوا بنفس الـ plane.

For plane 1 $\Leftarrow$ $\tan \theta_p = \frac{2\tau_{xy}}{\sigma_x - \sigma_y}$ applied

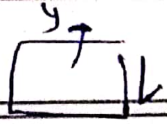
principle

$\theta p = \rightarrow max$

$\theta p \pm 90 \rightarrow min$

والعكس

For plane 2 $\Leftarrow$ $\tan 2\theta_s = -\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2\tau_{xy}}$



اذا كان الـ τ عكس اتجاه الـ y (-)

C.W (-)

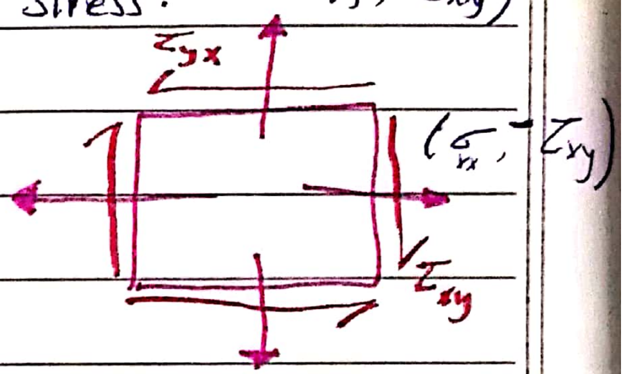
C.C.W (+)

موضوع الدرس ______ اليوم ______ التاريخ / /

Lecture 3 19/10/2020

mohrs circle:

↳ determine the sign convension For shear stress.



$$\sigma_{avg} = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2}$$

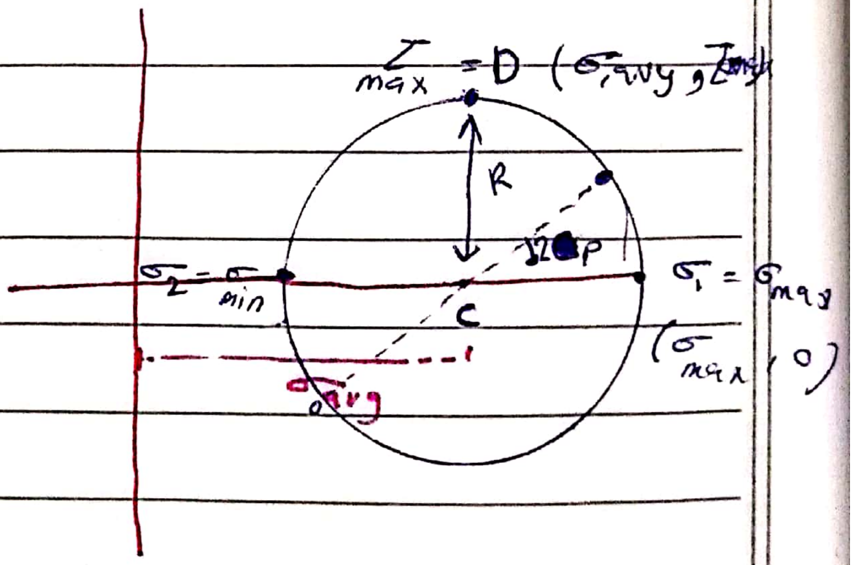
$$R = \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2}$$

on x ⇒ C-W

$2\theta_p$

↳ الفرق الدرجي بمقدارها

عشان اوصل لل principle



$2\theta_s$

↳ الدرجة اللي بلف الـ element بوضعها لـ اوصل

لـ الـ τ_{max}.

التاريخ / / اليوم

$$\theta_s = \theta_p + 45^{\circ}$$

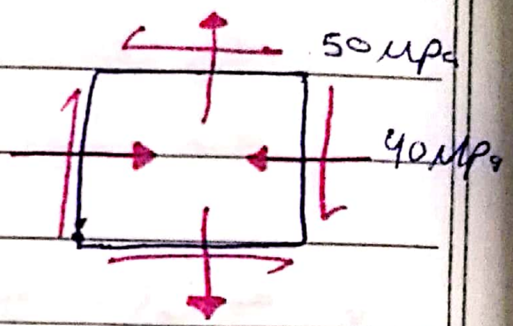
$$\tau_{max} = R$$

$$\sigma', \sigma_{avg} = \frac{\sigma_1 + \sigma_2}{2}$$

موضوع الدرس ______ اليوم ______ التاريخ / /

Lecture 4 26/10/2020

Determine the principle stresses and the maximum in plane shear stress of the element



Point 1: (-40, 50)

Point 2: (70, +50)

Sol: by calculation

or by mohr's circle.

c.c.w (+)

c.w (-)

$$\sigma_{1,2} = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2}$$

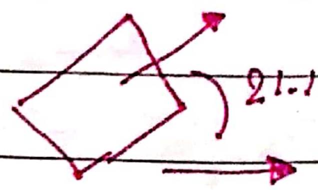
-50

$\sigma_1 = 89.3$ MPa $\sigma_2 = -59.3$ MPa

$$\tan 2\theta_{p_1} = \frac{\tau_{xy}}{(\sigma_x - \sigma_y)/2} = 0.909$$

-50

$\theta_p = 21.1°$



بالتعويض

$\theta_p = \sigma_x = -59.3$

$\theta_p + 90 = \sigma_y = 89.3$ } on principle stresses

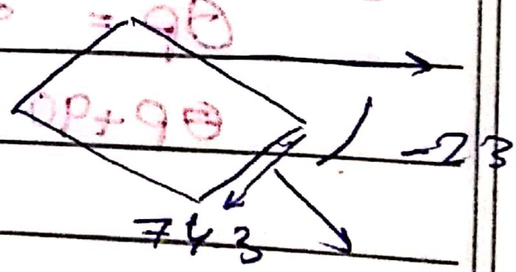
$\tau = 0$

(2) $\tau_{max}| = \sqrt{\left[\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right]^2 + \tau_{xy}^2}$

$= 74.3\ MPa = R$

$\tan 2\theta_s = -\frac{(\sigma_x - \sigma_y)/2}{\tau_{xy}}$

$\theta = -23.9$



Normal $= \sigma_{average}$.

$45^\circ = \theta_s , \theta_p$ الزاوية بين

- General 3D stress (Triaxial stresses). -

شو بنستفيد من ال principle ؟

اي body عليه stress ← لازم ندور على اعلى قيمة

حتى نشوف إذا بتحمل ولا رح يصير فيه Yielding أولا.

in design ⟹ ممنوع اوصل ال yielding ×

وما لازم يصير فيه plastic deform

in manufacturing ⟹ بدي اوصل ال Yield ✓

For this we use yielding certeria :

الهدف منها انه نعرف : ① في Yielding او لا

② نحسب ال FOS

in 3d ⟶ بحسبهم من طريق اقارن ال stress (معادلات) x, y, z

$\sigma_{1,2} =$

$\sigma_{2,3} =$

$\sigma_{1,3} =$

$\tau_{max} = \frac{\sigma_3 - \sigma_1}{2}$

σ_3 اعلى قيمة بسميها

σ_1 اقل " "

σ_2 وبينهم

OR we can solve it by Real Root eqs.

التاريخ / /

method 2 :-

$$\sigma^3 - I_1\sigma^2 + I_2\sigma - I_3 = 0$$

$$I_1 = \sigma_x + \sigma_y + \sigma_z$$

$$I_2 = \sigma_x\sigma_y + \sigma_x\sigma_z + \sigma_y\sigma_z - \tau_{xy}^2 - \tau_{xz}^2 - \tau_{yz}^2$$

$$I_3 = \sigma_x\sigma_y\sigma_z + 2\tau_{xy}\tau_{xz}\tau_{yz} - \sigma_x\tau_{yz}^2 - \sigma_y\tau_{xz}^2 - \sigma_z\tau_{xy}^2$$

$I_1, I_2, I_3 \Rightarrow$ stress invarients

اذا ضلت قيمة ال stress ثابتة وغيرت من ال orientation

فقيمتهم ما بتغير .

we calculate them, and then by calculator we obtain the Roots $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$

$$\tau_{max} = \frac{\sigma_3 - \sigma_1}{2}$$

To check :-

بعد م احسب ال Principle stresses ← لعمل خطوة ال Yield certeria.

vonmisses — Tresca

Radius

1) Tresca.

$n=1 \sim \sigma_{yield} \overset{?}{=} 2\tau_{max} = \sigma_e$

$n>1 \sim S_y > 2\tau_{max}$ ∴ → No yielding

مافي yield على plane

$n<1 \sim S_y < 2\tau_{max} \rightarrow$ yield ✓

$$FOS = \frac{\sigma_y}{\sigma_{max}(2\tau_{max})}$$

⇒ هاد القيمة حسب Tresca

2) Von misses :-

بتعرف انا في plane اسمه octahedra plane عليه اعلى stress

$\tau_{octohedral} = \tau_{stress}$

body بال τ_{max} للا الممثل ← $\tau_{oct} = \frac{1}{3}\sqrt{(\sigma_1-\sigma_2)^2+(\sigma_2-\sigma_3)^2+(\sigma_3-\sigma_1)^2} = \sigma_e$

R = ش هو يمثل

$\tau_{oct} \overset{?}{=} \frac{\sqrt{2}}{3} S_y$ ← from tables

no yield $\sim n>1 \sim S_y > \frac{3\tau_{oct}}{\sqrt{2}}$

Yield occur $\sim n<1 \sim S_y <$ "

$n=1 \sim S_y =$ "

Q.4

$$FOS = n = \frac{S_y}{\frac{3\,\tau_{oct}}{\sqrt{2}}}$$

Example :

Determin : max principle stress

max shear stress n

* will the material yield?

$$\sigma = \begin{bmatrix} 20 & 40 & -30 \\ 40 & 30 & 25 \\ -30 & 25 & -10 \end{bmatrix} \text{ Mpa}$$

خطوات الحل :

I_1, I_2, I_3 ←

$\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$ ←

τ_{max} ←

$S_y \Rightarrow$ given

or by tables

ونقارن

Lecture 5 — 28/10/2020 wed.

Internal Forces

shearing force (V) — Bending moment (M)

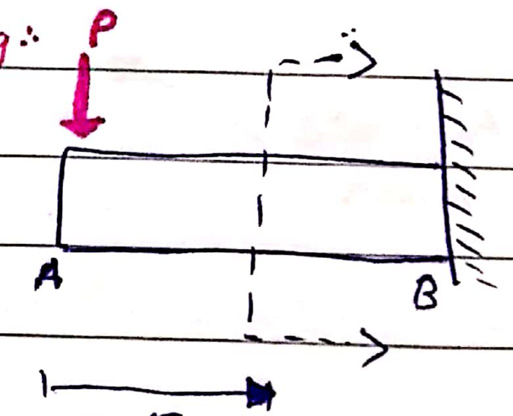
بينتج عنها .

shearing stress (τ) — Normal stress σ

Pure Bending — Non-uniform Bending

One end → fixed

① Non-uniform bending:

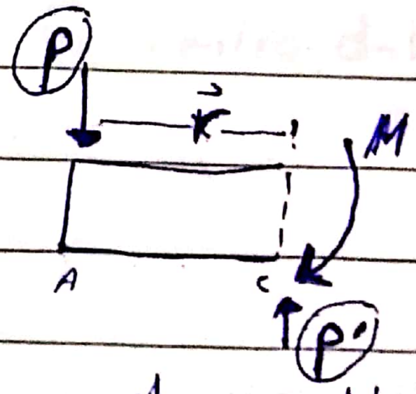


cut (A-B)

$$\vec{M} = \vec{r} \times \vec{P}$$

$\vec{P}$ is shear force

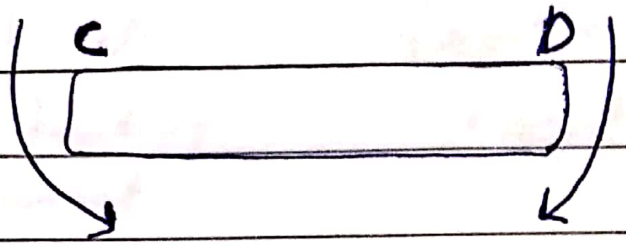
لأنها على الطرف



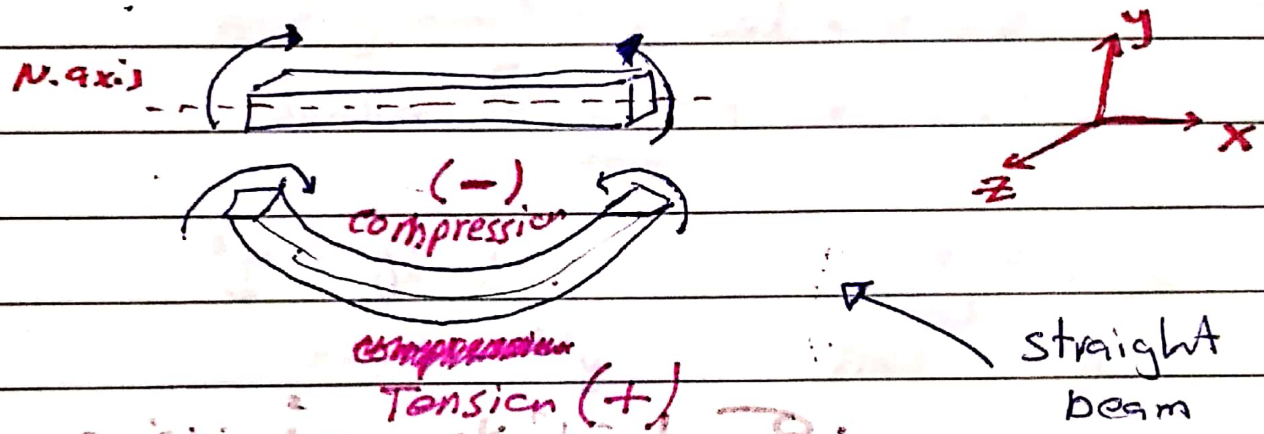
shear force + Bending moment = Non uniform

② pure bending:

non-fixed ends.



* bending moment ال من stresses بيهمني اعرف كيف اطلع *



σ on N.A = 0

Neutral axes مطابق for centroidal axes

* $\sigma_x = \frac{M_z \cdot y}{I_z}$

I_z: moment of inertia M_z: the moment

y: distance between N.A and the point

ال axes اللي بلف حوليه ال moment

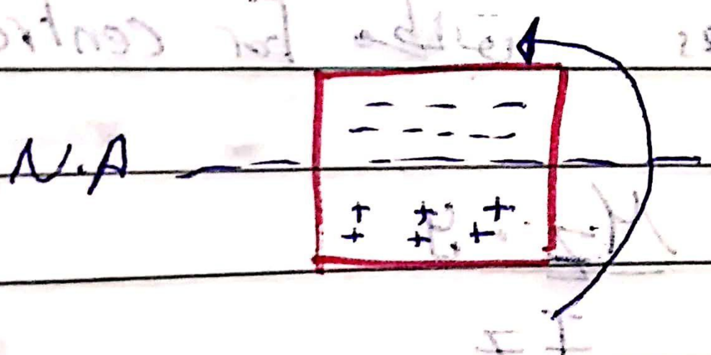
هون بلف حولين Z

عشان أحدد الإشارة لـ σ .

بشوف وين موقع النقطة الي بحسبلها stress

head (-)

tail (+)



بحدد اسم σ احسب العامودي على ال cross section

* bending moment → curvature.

(positive) لأعلى
positive bending moment

(negative) لأسفل
negative bending moment

* Right-hand-rule. (slide 5). lecture 5

الأصابع ← بتلفوا مع ال bending moment

الإبهام ← direction for bending moment

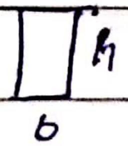
لأسفل
negative M_y

لأعلى
positive M_y

$$\sigma = \frac{Mc}{I} \qquad c = y_{max}.$$

$$\frac{I}{c} = \text{section modulus}$$

$$I_{\text{rectangular}} \Rightarrow \frac{bh^3}{12}$$



$$I_{\text{circle}} = \frac{\pi d^4}{64}$$

h always perpendicular to the axes.

b // axes.

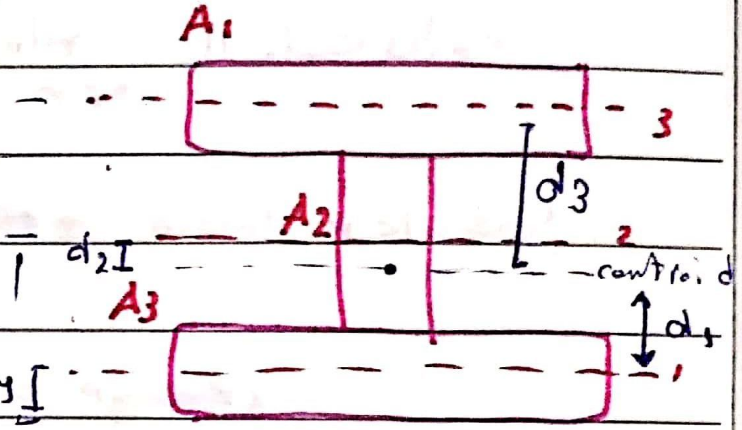
موضوع الدرس ____ اليوم ____ التاريخ / /

* عشان أحدد ال N.A لمجسم :

① نحدد ال y لكل جزء

② نحسب ال areas

③



(centroid) $\bar{y} = \frac{A_1 y_1 + A_2 y_2 + A_3 y_3}{A_1 + A_2 + A_3}$

* parallel axes thm. : to calculate I *

① calculate I For each part ② Area of the part * d^2 ③ $I + Ad^2$

1

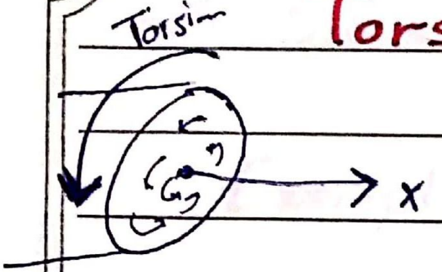
2

3

موضوع الدرس ________ اليوم ________ التاريخ / /

Torsion

Torsion :-



دوران حول ال perpendicular axes .

يعني أحدد اشارة + معادلة ال τ_{stress}

$$\tau = \frac{T \cdot r}{J}$$

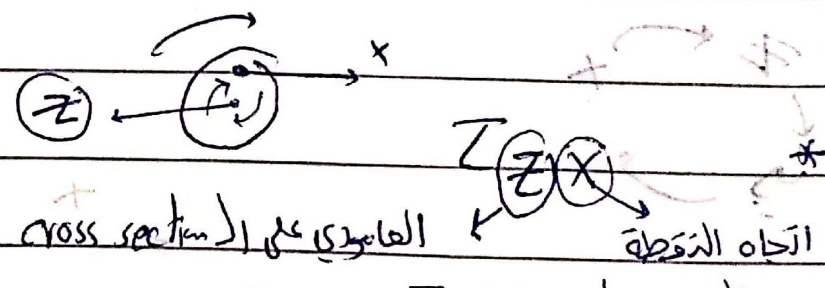
J ~ from appendix

* كيف احدد الاشارة (+ or −) .

الاصابع ← بتلف مع ال Torsion

والابهام ← direction ← اذا طالع لبرا (+) Tension

اذا لجوا Compression (−)



اللي بيلا احسبلها τ .

C.W (+)

C.C.W (−)

Lecture #6 4-11-2020

Thin walled pressure vessel.

$\sigma_t = \frac{P r_i}{t}$ (hoop stress) $\sigma_L = \frac{P r_i}{2t}$ (Longitudinal).

$\tau_{max} = \frac{\sigma_r - \sigma_t}{2} = \frac{\sigma_t}{2}$

example:

$MN/m^2 \Rightarrow MPa$.

a) σ_t , σ_L

b) اذا كان في Limit = Mpa 120

كم بكون فيه الـ pressure؟

(i)

ratio $= \frac{r_i}{t} = \frac{200}{20} = 10$ $r_i/t \geq 10$

thicknes very ...

radius لا النسبة لا

$\sigma_t = \frac{P r_i}{t} = \frac{4.5 * 200}{20} = 45$ MPa

$\sigma_L = \frac{P r_i}{2t} = 22.5$ MPa.

$\sigma_L = \frac{1}{2} \sigma_t$

σ_R negligible compared to σ_t

موضوع الدرس ____ اليوم ____ التاريخ / /

$P = 4.5\, MPa$

$\sigma_t = 45\, MPa$

$\sigma_L = 22.5\, MPa$

$P = ?$

critical stress
لي اعلى قيمة

$\sigma_t = 120\, MPa$

$P_0 \quad \sigma_{t} = \frac{P_0 * 200}{2 t_0} = 120$

$P = 12\, MPa.$

Curved beam in bending

center الـ
of curvature.

$c.A \neq N.A$

بيكون مسافة اسمها extensity

4 radius

r_o

r_n

$r_c = R$

r_i

$R - r_n = e$

C_o = distance from r_o to N.A.

C_i = " " r_i to N.A.

$$\sigma = \frac{My}{A\,e(r_n - y)}$$

Area for cross section

e: externsity

inner / outer => critical stresses happen on it

C_i / C_o

± $Y = C$

+ − or + حسب وللازم احدد الاشارة

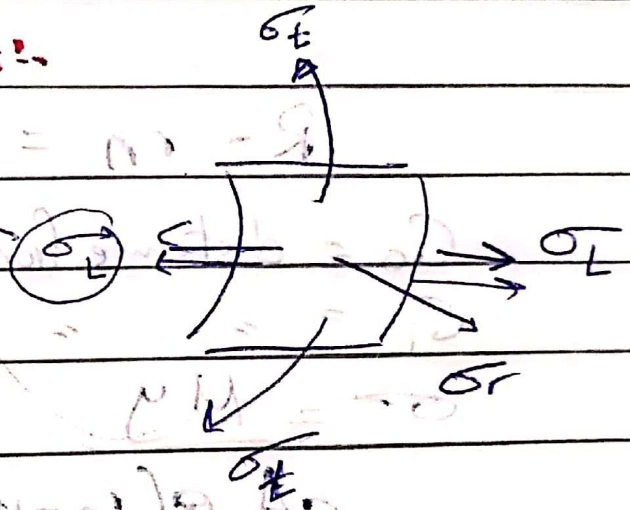
وين tension وين comp

+ وللازم احدد اشارة الـ moment

كيف اطلع r_n من اشكال مختلفة

$$r_n = \frac{\sum A}{\sum \int dA/r}$$ $\boxed{\text{by tables}}$

Thick walled vessels:-



σ_L → zero بتكون open ends اذا كان

بس اذا كان مغلق الطرفين

بتكون الها قيمة

σ_r → باتجاه ال Radius.

$\frac{r_i}{t} < 10$ — thick

$\frac{r_i}{t} > 10$ — thin

موضوع الدرس ______ اليوم ______ التاريخ / /

For thick walled pressure vessels:

عند نقطة معينة جوا الـ vessels.

Principle stress

$\tau_{max} = 0$

$$\sigma_r = \frac{P_i r_i^2 - P_o r_o^2 + r_i^2 r_o^2 (P_o - P_i)/r^2}{(r_o^2 - r_i^2)}$$

$r_i = \min$

$r_o = \max$

$$\sigma_t = \frac{P_i r_i^2 - P_o r_o^2 - r_i^2 r_o^2 (P_o - P_i)/r^2}{r_o^2 - r_i^2}$$

$r_i = \max$

$r_o = \min$

زودنا بالـ minus.

for closed ends

$$\sigma_L = \frac{P_i r_i^2 - P_o r_o^2}{r_o^2 - r_i^2}$$

constant بكل الـ vessel

$$\tau_{max} = \frac{1}{2}(\sigma_t - \sigma_r).$$

$c_i = r_n - r_i$

$= 231 - 200$

$c_o = 280 - 230$

σ_B = inner −

σ_A = outer +

دس دايما = بعتبر ال c_o سالبة

لازم اطلع r_n و r_c عشان اطلع e

calculater stress

* estimate: approximate :

Alternative calculation بستخدم الطريقة هاي

$r_c = r_n$

$\boxed{\text{3-131 / سؤال}}$ +

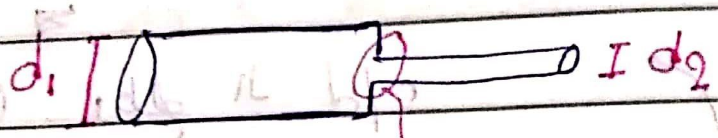
$$e = \frac{1}{r_c \cdot A} \Rightarrow \sigma = \frac{My \cdot r_c}{I \cdot r}$$

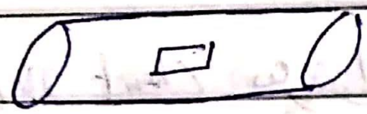
Subject ____ الموضوع

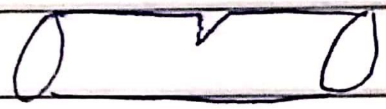
Date: / / التاريخ: / /

Lecture 7 11/11/2020.

stress concentration Factor







* $\sigma_{calculated} < \sigma_{actual} \Rightarrow$ stress concentrated

* $K_t \Rightarrow$ stress concentration Factor.

$\sigma_{max} = \sigma_{act} = K \sigma_{calc}$

↓

from charts

Appendix - Tables A-15

P 1026

الموضوع Subject

التاريخ: / / Date: / /

كيف نطلع Kt ؟

١) بنشوف الـ chart اللي بيمثل الـ problem بتاعي

٢) نطلع الـ r/d

٣) " الـ w/d

وبنشوف تقاطعهم

مطلوبش بالـ chart بيتوا .

$$K_t = \frac{\sigma_{max}}{\sigma_{avg}}$$

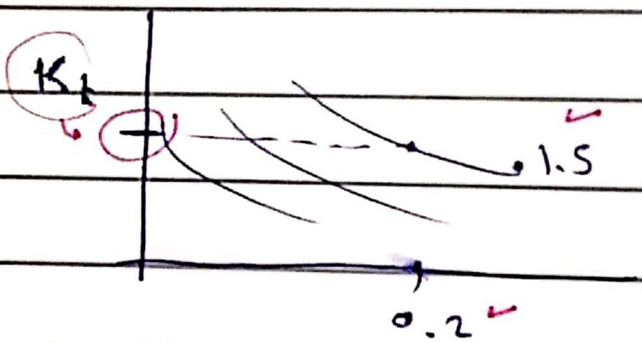
example :

$d_1 = 120$ mm

$d_2 = 80$ mm

shoulder + Bending → figure A-15-9

$\frac{r}{d} = \frac{16}{80} = 0.2$ $\frac{D}{d} = \frac{120}{80} = 1.5$



بالتقريب

$K_t = 1.45$

$\sigma_{max} = \sigma_{actual}$

$\sigma_{max} = K_t * \sigma_{avg}$

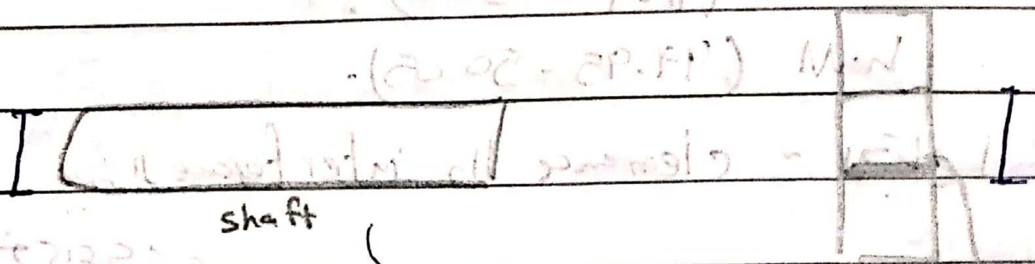
applied stress not principle ← $\sigma_1 = \sigma_{avg} = \frac{M * y}{I} * K_t$

$\tau_{max} = \frac{\sigma_1 - \sigma_2}{2} = \frac{\sigma_1}{2}$

موضوع الدرس ________ اليوم ________ التاريخ / /

(3-18) press and shrink fits — 14-11-2020

Saturday

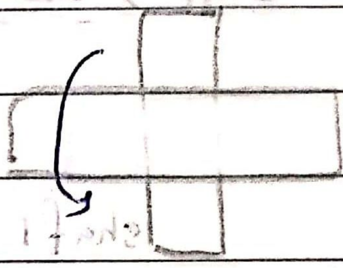
d_o  D=

shaft

(Hub) gear or pully

بركبهم عبعض حتى يصير بينهم fit.

← لما ال shaft يلف للازم ال Hub تلف



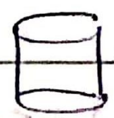
معه ما يصير فيه بينهم clearance

if do = 50 then D = 50 maybe error ±50

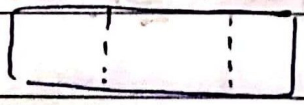
↙ ممكن يصير بينهم interferance.

Types of fit: slide 25.

(1)

shaft → 

shaft (30.08 - 50.10)
min max

hall ← 

hall (50.0 - 50.05)
min max

dia shaft > hall ~~stuck~~ ⇐ عشان ادخلهم ببعض للزم

الحل press لل shaft (Interference).

موضوع الدرس

(2) shaft (49.9 - 50.0).
hall (49.95 - 50.05).

بين ال interferance وال clearence - يحتاج ل press

شوي عنيفة

ملبياته او ممكن ال shaft يلف بال hall ولكن
اذا عرضناه ل force عالية بصير عنا slipping
(Transition).

(3) shaft (49.90 - 49.95)
hall (50.00 - 50.05)

min shaft < min hall

ال hub مابلف مع ال shaft لانو في مسافة - بسيطة.
(clearance).

* أنا بري احسن نوع وهو ال interference

موضوع الدرس ______ اليوم ______ التاريخ / /

عشان احسب قيمة الـ interferance :

$$\delta_{min} = \underset{shaft}{d_{min}} - \underset{hall}{D_{max}}$$

رح استفيد منهم بالمسائل

$$\delta_{max} = d_{max} - D_{min}$$

مش انا بضغطهم ببعض، ففي presure بتولد من كل وحدة على التانية
normal stress bt them.

P = Pressure between the hub and the shaft

interferance

$$P = \frac{\delta E}{R}\left[\frac{(r_o^2 - R^2)(R^2 - r_i^2)}{2R^2(r_o^2 - r_i^2)}\right]$$

if the material for hub and shaft the same.

E : modulus of elasticity
for steel $E = 200$ GPa.

R : outer Radius for [redacted] shaft.

r_i : if the shaft is hollow, for solid $r_i = 0$

r_o : outer Radius for hub.

Scanned with CamScanner

$$P \times \mu = \sigma_{friction}$$

معامل الاحتكاك

$$\sigma_{friction} \times A = \text{frictional force } (f_f).$$

$$\delta_{min} \rightarrow P_{min}$$

$$\delta_{max} \rightarrow P_{max}$$

Example !:

* shafts

solid → $r_i = 0$

$R = 0.5$ in

* Tolerances for Diameter not Radius *

$d = 1$ inch $\quad d_{max} = 1 + 0.023$

$d_{min} = 1 + 0.018$

* Gear hub

$R = 0.5$ $\quad D_{max} = 1 + 0.008$

$r_o = 1$ $\quad D_{min} = 1 + 0$

$$\delta_{max} = (1+0.023) - 1. = 0.023 \text{ inch.}$$

$$P = \frac{0.023 * 300}{0.5}\left[\frac{(1^2-0.5^2)(0.5^2-0)}{2(0.5)^2(1^2)}\right.$$

$$= 5.175.$$

$$F = \underbrace{2\pi R}_{\text{المساحة المحيطة}} * P * \underbrace{f}_{(0.15<f<0.2)} * \underbrace{L}_{\text{عرض ال shaft}}$$

mwb √

⇒ Torque :.

$$T = F * R$$

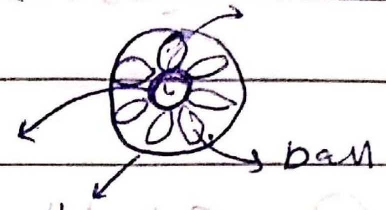
التاريخ / /

Ch 11 16-11-2020

Rolling Contact Bearing. monday

(الفتحة اللي بالنص) ~~[illegible]~~ bore

Ball Bearing



الهدف

عشان ما تنتقل الحركة من * inner to outer

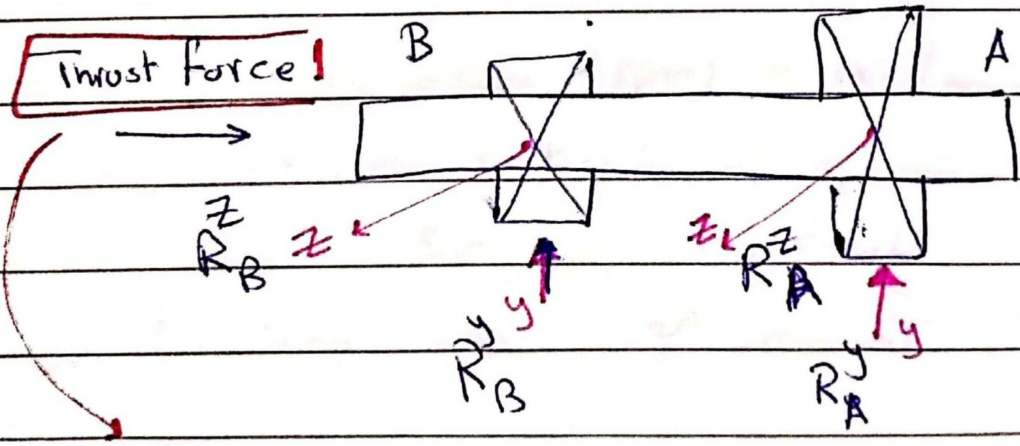
حتى ينثبت الـ shaft

بتنتقل الحركة لل balls وبتدحرج.

* الـ shaft بيكون جوا الـ bore

وبحرك الـ inner ring

balls ⇒ support + avoid friction



← Radial بتحمل الـ Reactions فقط.

الـ force باتجاه (central) محور الـ shaft. : Ball Bearing بتتحمل قيم صغيرة منها.

اذا قيم اكبر بستخدم الـ Tapered roller bearing.

② Tapered roller bearing

مثل ال balls بس بيكون شكلها مخروطي.

* بتتحمل ال Thrust force

③ Cylindrical bearings slide 5

* بتتحمل radios Load اعلى من ال ball

* عشان اعمل selection لازم ال ch اللازم

اختاره D Bore + $D_{outside}$.

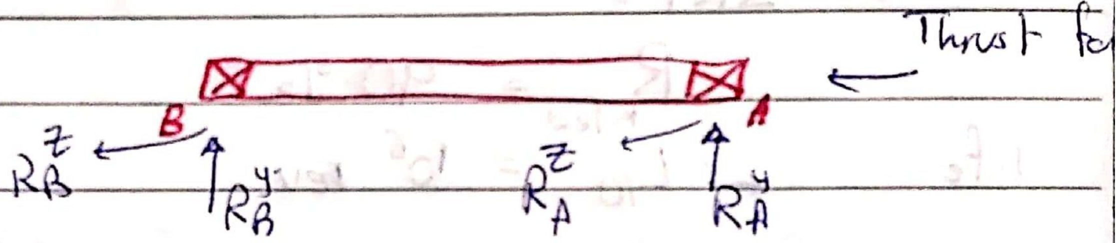
موضوع الدرس ______ اليوم ______ التاريخ / /

in this chapter we will make selection :-

عشو نطلع الحمل؟ ① Bearing Load :-

radial , thrust or both

the general case



② Bearing Life and reliability.

الي جاي من الكتالوج ⇐ R_{rated} for skf = 90%

$R_{desired}$ = مطلوب مني

③ Bearing speed (rpm) = rev/min

④ space limitation

المسافة بين ال Bearings

⑤ Accuracy : ازاي تختار

* Bearing Life . (تفصيل اكثر)

شركة SKF رح نعتمدها للـ ball bearing + cylindrical

شركة Timken رح نعتمدها للـ Tapperd

* SKF:

$$R_{rated} = 90\%$$

life ← $L_{10} = 10^6$ rev

$$C_{10} = F_{rated} = \text{Load}$$

المستخدم للتجربة

* Timken

$$R_{rated} = 90\%$$

الحل :- نماذج الاسئلة :. ←

القانون بنستخدم $90\% = R_{rated} = R_{desired}$ ⓐ

$$F_d L_d^{1/a} = C_{10} L_{10}$$

$a = 3$ for Ball

$10/3$ for cylindrical or tapperd

موضوع الدرس ______ اليوم ______ التاريخ / /

تحويل :

$$L_{10} = 10^6 \text{ rev}$$

$$L_{10} = \dots \text{ h}$$

hours $\longrightarrow$ rev

Rated $\quad L_R^h * n_R * 60 = L_R^{\text{revolution}}$

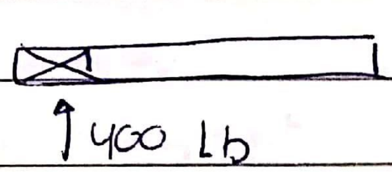
desired $\quad L_d^h * n_d * 60 = L_d^{rev}$

example :: slide 19

$$L_d = 5000 \text{ hr}$$

$$N_d = 1725 \text{ rpm}$$

معطاه السؤال على الحالة الاولى $\leftarrow$ $R_d = R_R = 90\%$ for SKF



$$F_d * L_d^{1/a} = C_{10} L_{10}^{1/a}$$

$$C_{10} = f_D \left(\frac{L_D \, n_D \, 60}{L_R \, n_R \, 60} \right) \begin{matrix} \to \text{rev} \\ \to \text{rev} \end{matrix}$$

$$400 \left(\frac{5000 * 1725 * 60}{10^6} \right)^{1/3} = 3211 \text{ lb}$$

Table bound $\to$ KN بالكتاب $\quad$ 14.3 KN

اول Appendix

بدور على اقرب اشي الها ونختار الاكبر

موضوع الدرس ______ اليوم ______ التاريخ / /

$$R_d \neq R_R$$

we cant use the same eq.

من برا الشيت ولكن بنستخدمه * weibull distribution

$$C_{10} = a_f F_D \left[\frac{X_D}{X_0 + (\theta - X_0)(\ln 1/R_D)^{1/b}} \right]^{1/a}$$

(11-6) general case

application factor given ✓

if $R < 90$ or $R > 90$.

$$C_{10} = F_D \left[\frac{X_D}{X_0 + (\theta - X_0)(1 - R_D)^{1/b}} \right]^{1/a} \Rightarrow R \geq 90$$

a_f

⇒ $X_D = \dfrac{L_D}{L_R}$ ← given in Q. ← ball bearing $= 10^6$

⇒ X_0, $\theta - X_0$, b ⇒ weibull parameter given or given in book.

example :

$R_d = 99\% \neq 90\%$ case 2

$LD = 5000$ hr

$ND = 1725$ rpm

$F = 400$ lb.

$$XD = \frac{LD}{L_{10}} = \frac{5000 * 1725 * 60}{10^6}$$ (rev)

$=$

$FR = C_{10}$

$D_{bore} = 35$ mm $D_o = 72$ mm

كل ما زادت ال R بزيد حجم ال bearing.

ال shaft اقل اشي لازم يكون فيه 2 bearing

عشان يكون ثابت

$$R_{system} = R_A \times R_B$$

اذا اعطاني ال R_{system} وحكالي انهم 2 bearing والهم نفس ال R

وطلب ال R لازم اخد جذر ال ~~R_{system}~~

for one bearing

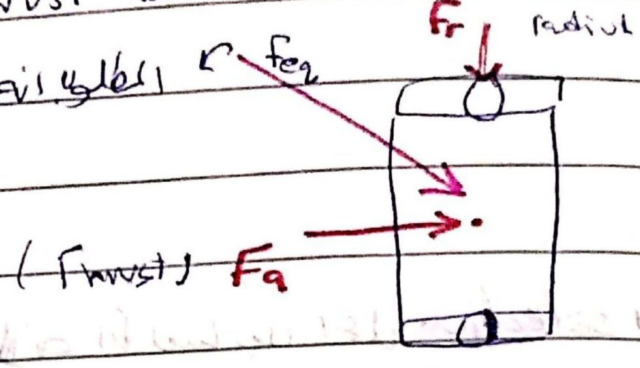
$$R_A = \sqrt{R_{system}}$$

- 24/11/2020

if we have Thrust force + Radiul force

$F_{radiul} = F_{eq}$ المطلوب انو تطلع

وبعدين بنعمل نفس ال procedure



$$F_{eq} = X_i V F_r + Y_i F_a$$

V ⇝ if outer ring rotating = 1.2
if inner ring rotating = 1

اذا ما حكى بالسؤال فبنفترض $\boxed{V=1}$

F_r : radiul force ⇒ given
F_a : Thrust force ⇒ given

X_i / Y_i ⇒ from tables
i = 1 ⇒ $Y_1 = 0$ → Thrust مالو تأثير
or
i = 2 ⇒ $X_2 = \cancel{0.56}$

1. First I need to determine $\frac{F_a}{C_o}$
2. ~~omp~~ check the value

$\frac{F_a}{V F_r} \le e$ or $> e$?

* لانه انا لحسابين اعمل selection لل bearing

غا نعرف C_o

if C_o (Not given)

* assump that $i = 2$

$Y_2 = 1.63$

so, $X_2 = 0.56$

نعوض في معادلة الـ F_e

نعين نطلع C_{10}

$$C_{10} = a_f F_{eq} \left[\frac{X_D}{X_o + (\theta - X_o) \ln(1/R_d)^{1/b}} \right]^{1/a}$$

ومنها نجيب C_o

$\frac{F_a}{C_o}$ ونرجع اطبق على الجداول

e

checking $i=1$ or $i=2$

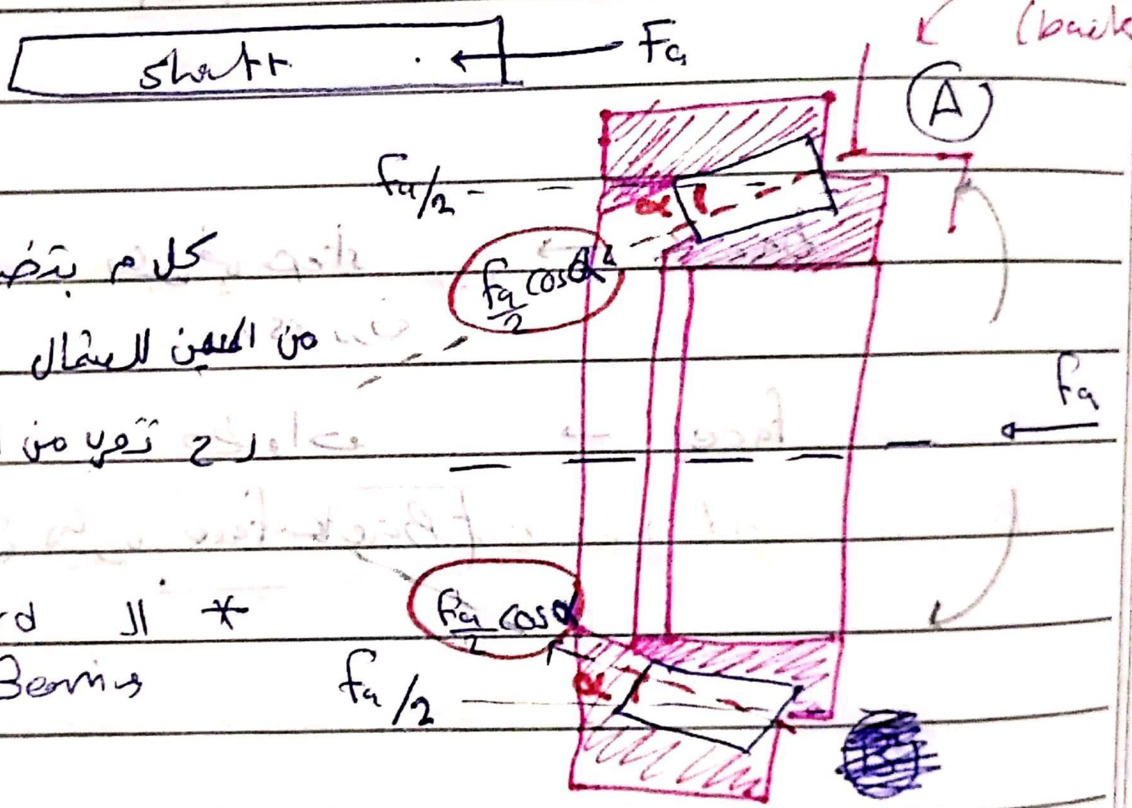
Y_i , X_i then again to the F_{eq} equation

ونظل الحسبة نعمل م نطلع ال bearing نفسها مرتين ورا بعض ideal

Tapered Roller Bearings :- 25/11/2020

* الهدف منها انها تقاوم ال Trust force و

* ال Thrust force دائما تكون مع ال center for the shaft.



كل ما بتضغط F_a على ال shaft

من اليمين للشمال ، القوى اللي حللناها

رح تقرب من المنتصف أكثر.

* ال Tapperd Bearing لازم يكونوا

زوج (2)

A + B

واحدة واحدة

سلايد 6

موضوع الدرس

زي الربعة الساقعة A ⇒ بتقدم من بعض

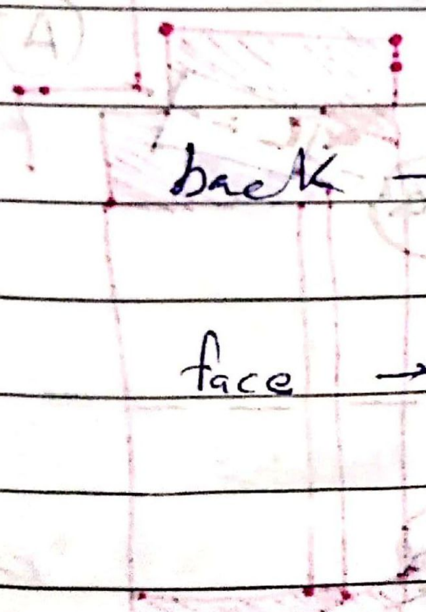
عكسها B ⇒ بتبعد من بعض

لازم يكونوا pair

* monunting

back - back ⇒ direct (سلايد ٩)

face - face ⇒ indirect



back → بتبقى step زي درجة

face → خط واحد

* ممنوع يكونوا Back-face

For Tapperd 8
↳ Temken company

equivelant force

$$C_{10} = F_D \left(\frac{X_0}{X_0 + (\theta - X_0)(1-R_D)^{1/b}} \right)^{1/a}$$

$\Rightarrow L_{10} = 90 \times 10^{-6}$ rev

$\Rightarrow X_0 = 0$

$\theta = 4.48$

$b = 3/2$

$a = 10/3$

$\Rightarrow X_D = \frac{L_D}{L_{10}}$

~~Bering~~B / bearing A اخد وين اللازم ①

خطوات الحل :-

B او A لازم احدد على $F_i = \frac{0.47 \; F_r}{K}$ ①

لازم تكون المعطى

$K = 1.5$ (always by assumptions)

F_i = induced force

F_r = radial force on B or A

حسب على شو انا بحسب

case 1

external trust (given in problem).

if ⇒ $F_{iA} \leq (f_{iB} + F_{ae})$

then ⇒

$$Fe_A = 0.4 F_{rA} + K_A \left(\frac{0.47 F_{rB}}{K_B} + F_{ae} \right)$$

$$Fe_B = F_{rB}$$

Fe_A : F equivelnt on A

F_{rA} : radiul force on A

$K_A , K_B = 1.5$

F_{rB} : radiul force on B

F_{ae} : external Thrust force

⁎ بحسب Fe_A و Fe_B ولوخذ الأكبر وبعوضها بمعادلة C_{10} .

case 2

if ⇒ $F_{iA} \geq (F_{iB} + F_{ae})$

then

$$Fe_B = 0.4 F_{rB} + K_B \left(\frac{0.47 F_{rA}}{K_A} - F_{ae} \right)$$

$$Fe_A = F_{rA}$$

ولوخذ الأكبر منهم

example!.

tangintial force = 3980 N
separating force = 1170 N
thrust force = 1690 N

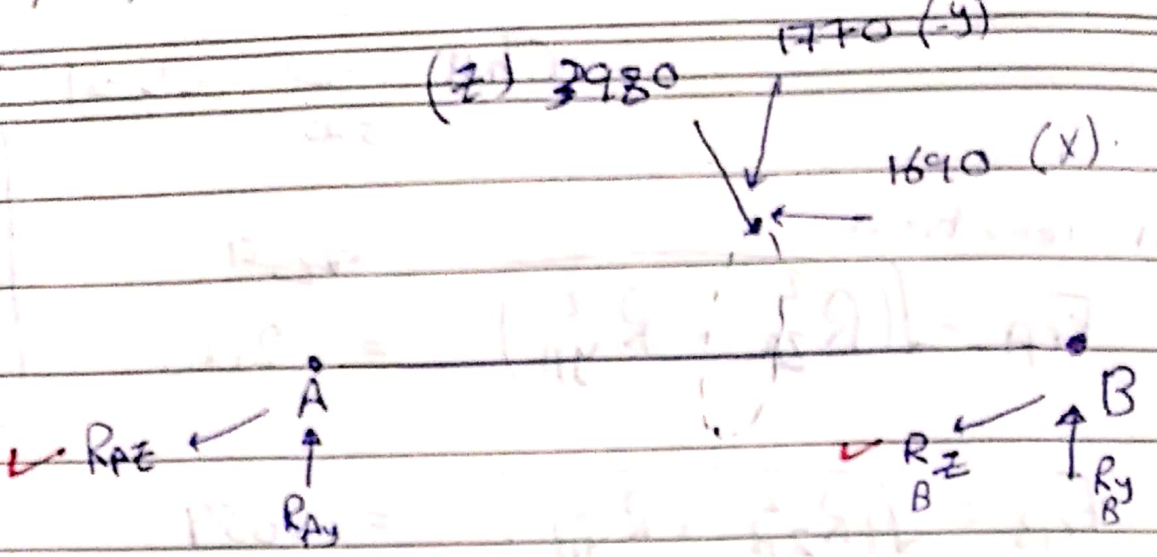
pitch Dia = 200 mm
shafts speed = 800 rpm
↳ mount - direct

effective spread = 150mm   المسافة بين ال
2 bearings

L_D = 5000 hr
a_f = 1

Reliability of set = for two bearings = 0.99

select suitable single-row tapered-roller Timken bearings.



$\Sigma M_B^y = 0$

$3980(50) = R_{Az}(150)$

$* \quad R_A^z = 1327$

to find $R_B^z \Rightarrow$

$\Sigma f_z = 0$

$R_A^z + R_B^z = 3980$

$R_B^z = 3980 - 1327 = 2653.$

$\Rightarrow \Sigma M_B^z = 0$

$R_A^y(150) = 1770(50) + 1690(100)$

$R_A^y = 1717$

$\Sigma F_y = 0$

$1717 + R_B^y = 1770 \qquad R_B^y = 53.3$

* اذا كان الفرق بين الـ Table والـ calculated

اقل من 0

stop / fine / ...ts

موضوع الدرس ____ اليوم ____ التاريخ

11.15

10th edition الجداول ص Ch11

575

573
575
586
587

الحصلة

⇒ Radial reactions :

$$F_{rA} = \sqrt{(R_{ZA}^2 + R_{yA}^2)} = 2170$$

$$F_{rB} = \sqrt{(R_{ZB}^2 + R_{yB}^2)} = 2659$$

نكمل الحل بالسلايدات .