

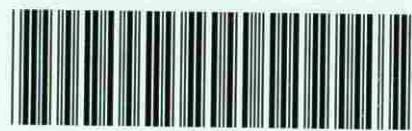


04

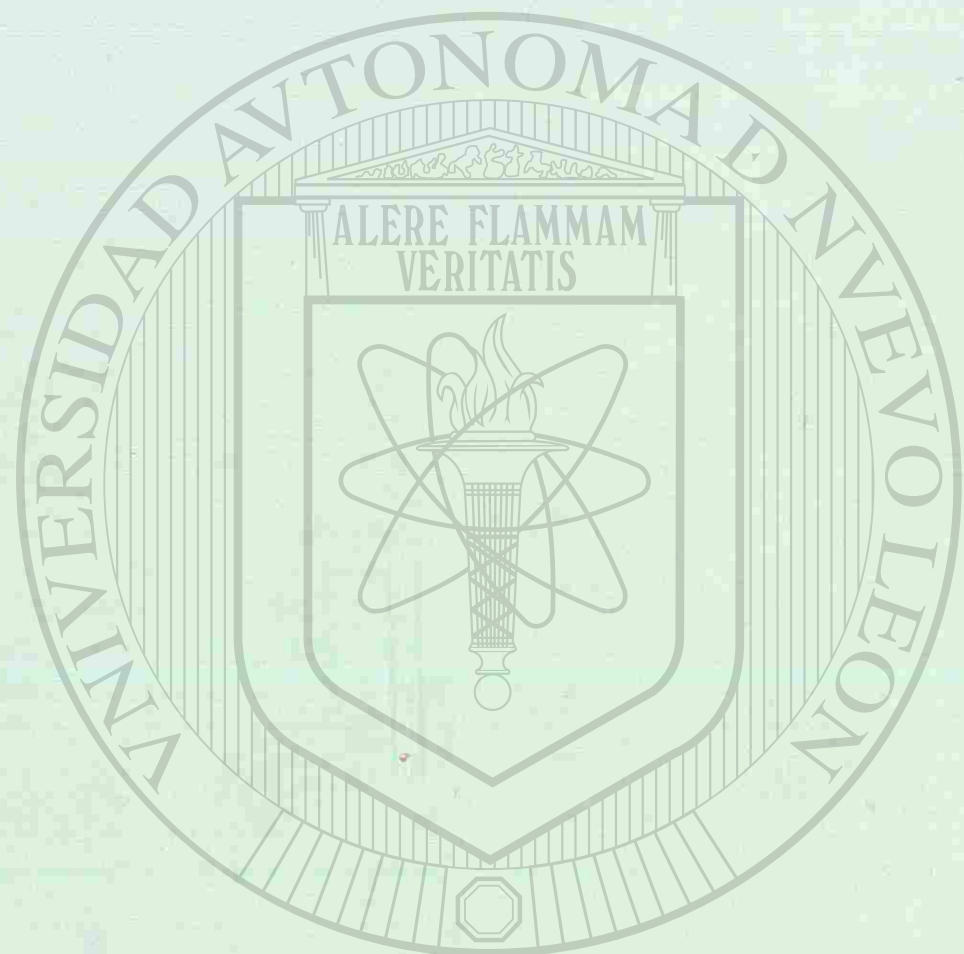
7

TA 40
.8
.R3
1997
c. 2

PROBLEMIARIO MATEMÁTICO
MATEMÁTICA



1020155428



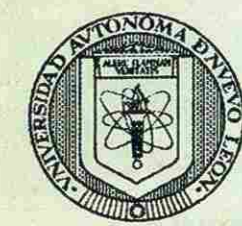
UANL

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN



DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

3

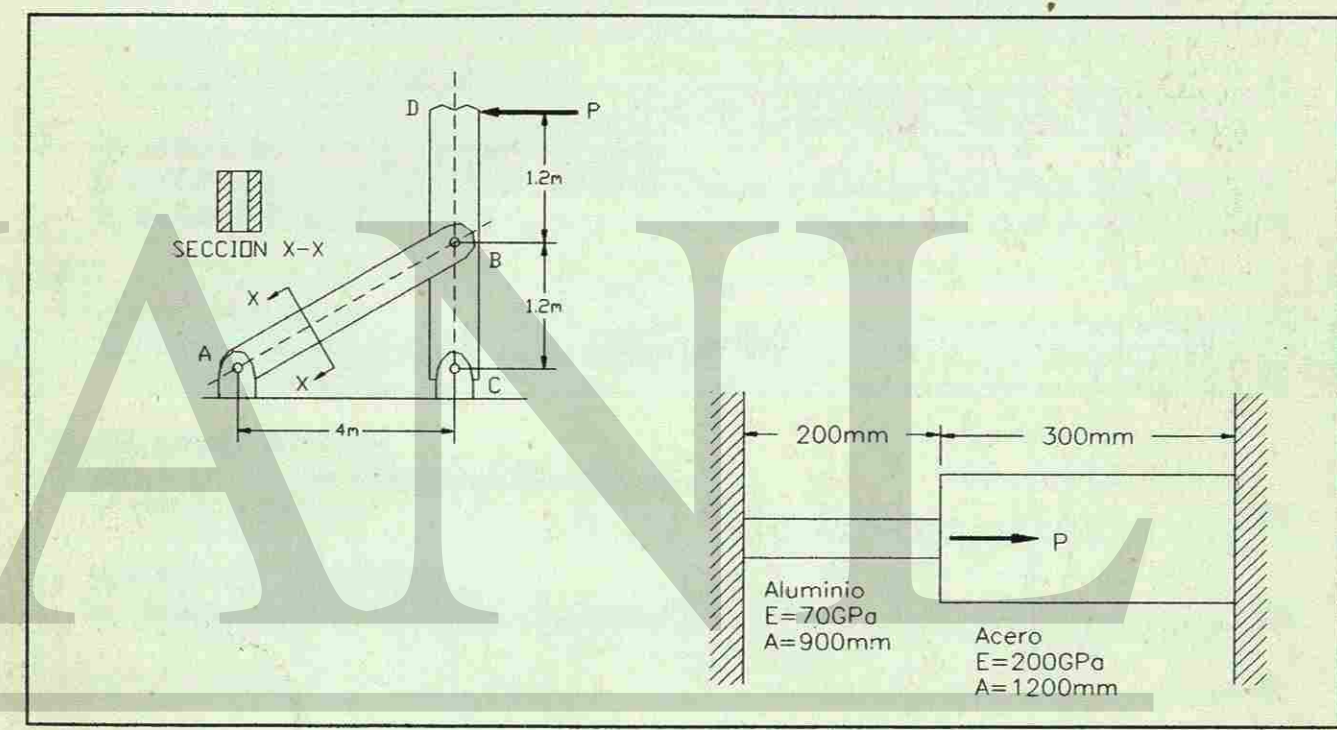
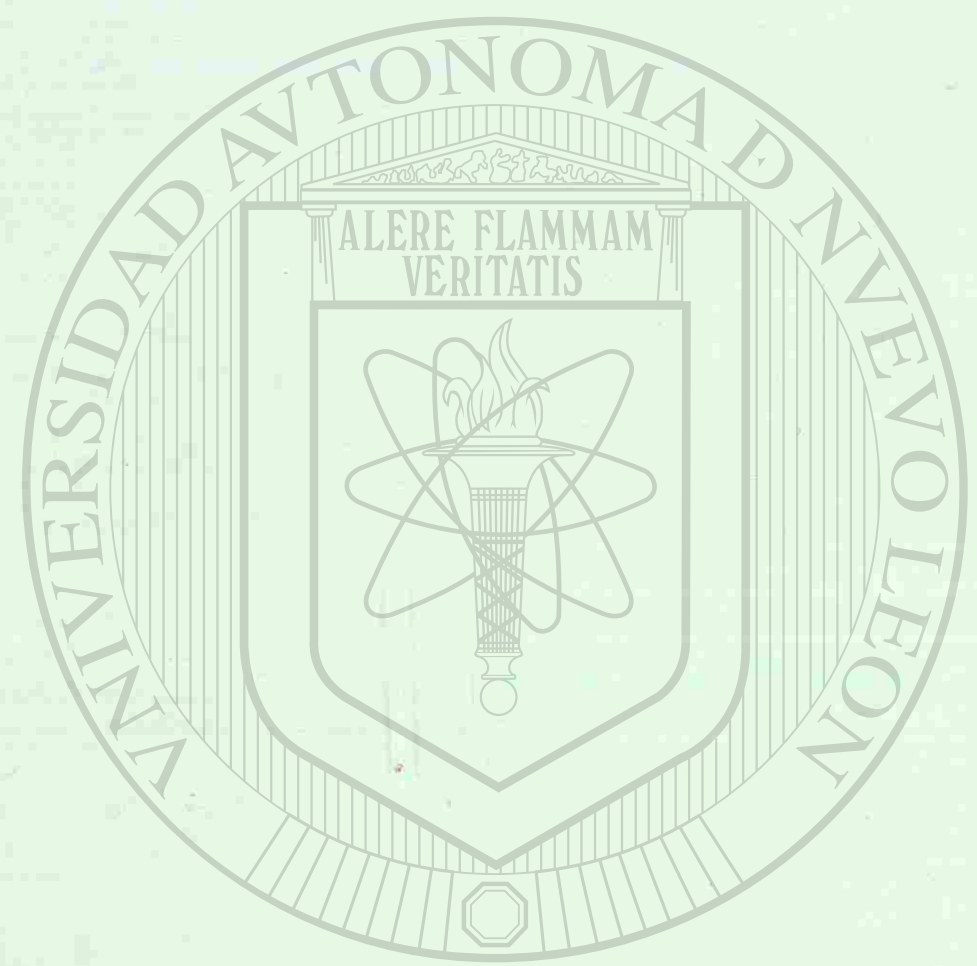


UNIVERSIDAD AUTONOMA DE NUEVO LEON
FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA Y ELECTRICA



DEPARTAMENTO DE MECANICA DE MATERIALES.

PROBLEMARIO
MECANICA DE MATERIALES I



UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN

NOMBRE: _____ MATRICULA: _____

CATEDRATICO: _____ HORA: _____ SALON: _____

DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

ELABORADO POR: M.C. DANIEL RAMIREZ VILLARREAL.
REVISADO POR: ACADEMIA DE MECANICA DE MATERIALES.

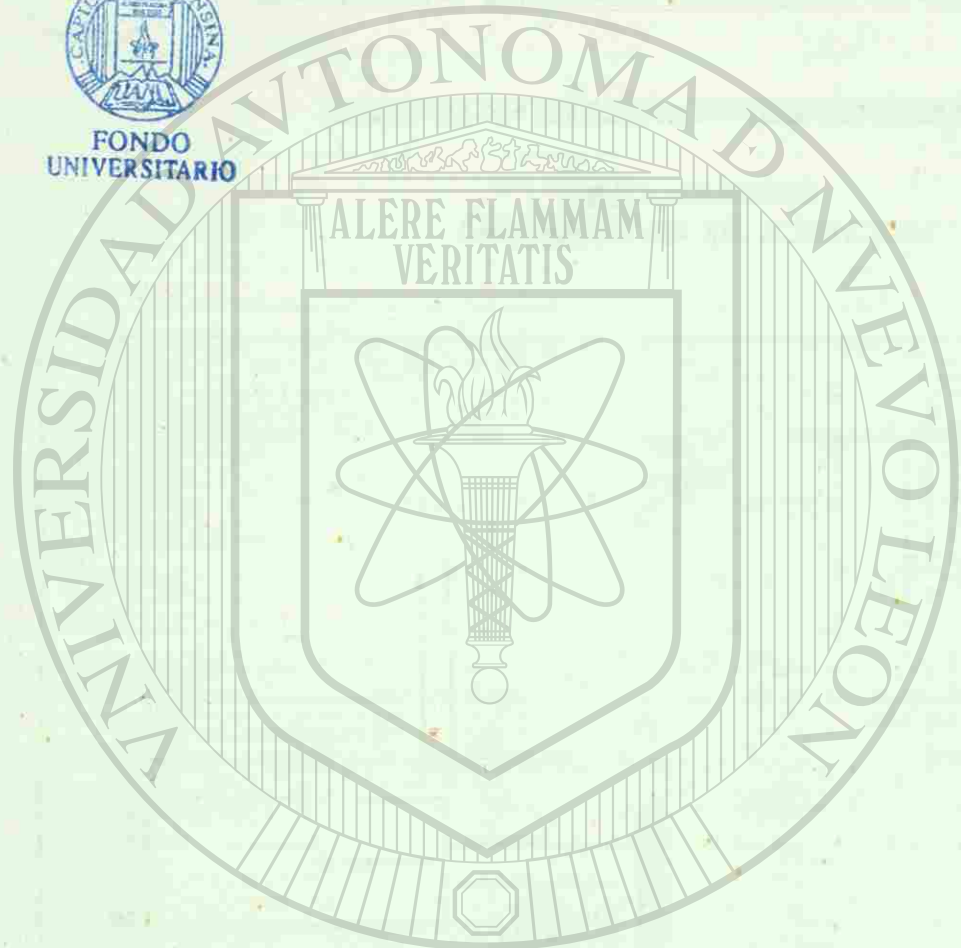
30 DE MAYO DE 1997.

TA404
.8
.R3
1997
c.2

982822



FONDO
UNIVERSITARIO



UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN

DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

U.A.N.L.

F.I.M.E.

1491

INDICE.

1. TENSION SIMPLE .	
A) ESFUERZOS DE TENSION Y COMPRESION	1
B) ESFUERZO CORTANTE.....	4
C) CONCENTRACION DE ESFUERZOS PARA CARGA AXIAL.....	7
D) ESFUERZO DE CONTACTO Y APLASTAMIENTO.....	9
2. DEFORMACION SIMPLE .	
A) APLICACION DE LA LEY DE HOOKE.....	11
B) ELEMENTOS ESTATICAMENTE INDETERMINADOS.....	12
3. TORSION.	
A) TORSION EN SECCION CIRCULAR.....	13
4. PROPIEDADES DE UNA SUPERFICIE PLANA.	
A) CENTRO DE GRAVEDAD O CENTROIDES.....	16
B) MOMENTOS DE INERCIA.....	19
5. CARGAS DE FLEXION.	
A) DIAGRAMAS DE CORTANTE, MOMENTO FLECTOR Y CURVA ELASTICA.....	20
6. ESFUERZOS EN VIGAS.	
A) CALCULAR LOS ESFUERZOS DE FLEXION Y CORTANTE MAXIMO.....	23
7. ESFUERZOS COMBINADOS.	
A) COMBINACION AXIAL-FLEXION, FLEXION-TORSION.....	25
8. FORMULARIO.	28

REALIZADO POR: M.C. DANIEL RAMIREZ VILLARREAL

COLABORADORES: ING. FLORENCIO CUELLAR SALAZAR.
ING. MARIO JAIME BORJAS GARCIA.
ING. HECTOR CAVAZOS TREVIÑO.

AUXILIARES DE EDICION: JUAN MARIO TORRES ALVARADO.
ANA CECILIA SANDOVAL MARTINEZ.
CLAUDIA J. RUIZ CABALLERO

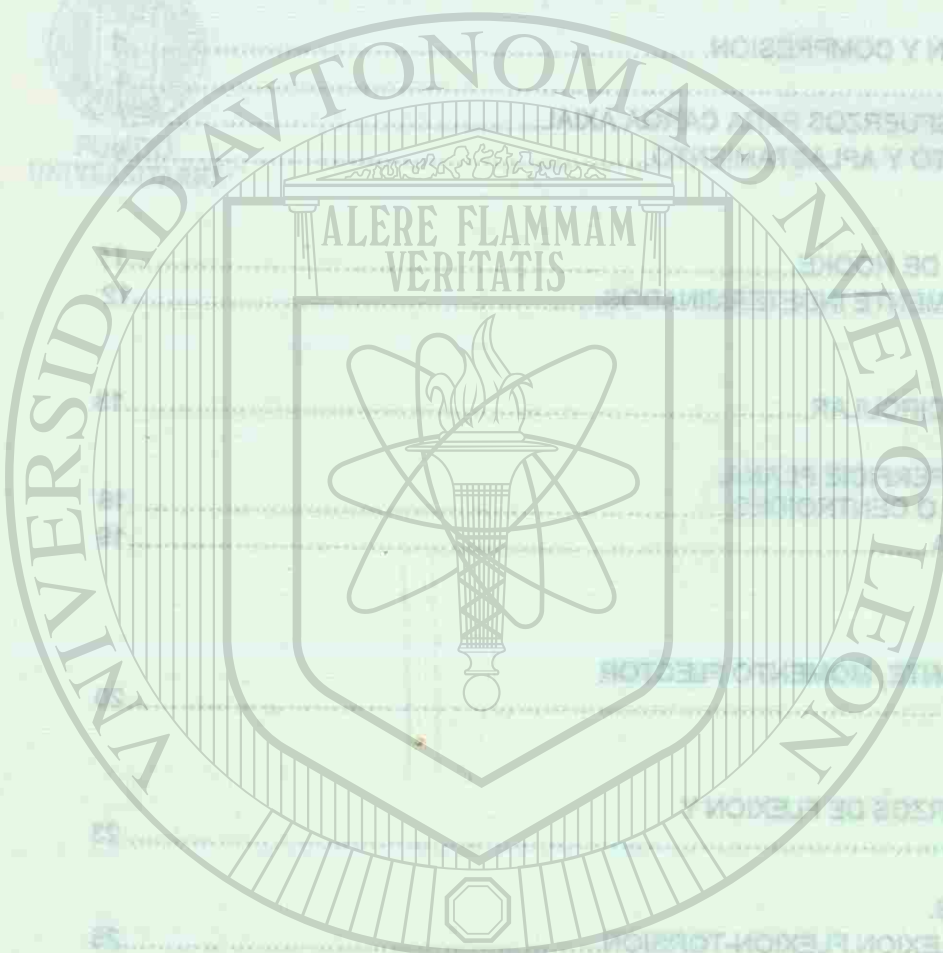
REVISADO POR: ACADEMIA DE MECANICA DE MATERIALES.

FECHA: 30 DE MAYO DE 1997.

MECANICA DE MATERIALES.

4. EDICION.

1997



INDICE

1. TENSION SIMPLE

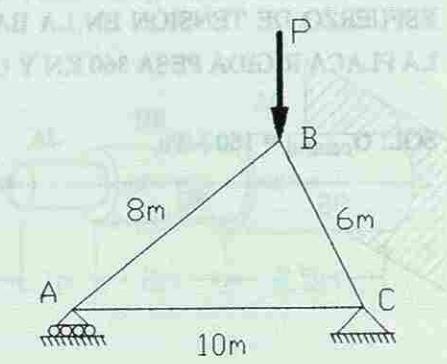
- A) ESFUERZOS DE TENSION Y COMPRESION
- B) ESFUERZO CORTANTE
- C) CONCENTRACION DE ESFUERZOS
- D) ESFUERZO DE CONTACTO Y APLICACION DE LA LEY DE HOOKE
- 2. DEFORMACION SIMPLE
- A) APLICACION DE LA LEY DE HOOKE
- B) ELEMENTOS ESTATICAMENTE DETERMINADOS
- 3. TORSION
- A) TORSION EN SECCION CIRCULAR
- 4. PROPIEDADES DE UNA BARRA DE TORSION
- A) CENTRO DE GRAVIDAD O CENTROIDES
- B) MOMENTOS DE INERCIA
- 5. CARGAS DE FLESION
- A) DIAGRAMAS DE CORTANTE Y MOMENTO FLECTOR Y CURVA ELASTICA
- B) ESFUERZOS EN VIDAS
- A) ANALISIS DE LOS ESFUERZOS DE FLESION CORTANTE
- 6. ESFUERZOS COMBINADOS
- A) COMBINACION ADAL FLESION-TORSION

1.- TENSION SIMPLE.

A) ESFUERZOS DE TENSION Y COMPRESION:

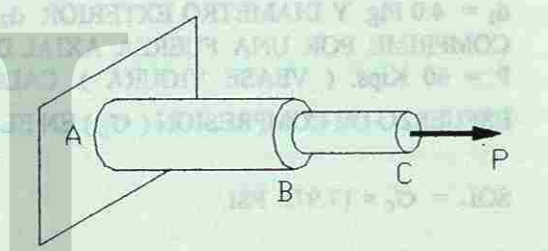
1.- TODAS LAS BARRAS DE ESTRUCTURA ARTICULADA DE LA FIGURA TIENEN UNA SECCION DE $30 \times 60 \text{ mm}^2$. DETERMINA LA MAXIMA CARGA P QUE PUEDA APLICARSE SIN QUE LOS ESFUERZOS EXCEDAN A LOS DADOS A CONTINUACION: 100 MN/m^2 EN TENSION Y 170 MN/m^2 EN COMPRESION. $E = 200 \text{ GPa}$.

SOL: $P_{\text{max}} = 375 \text{ KN}$.



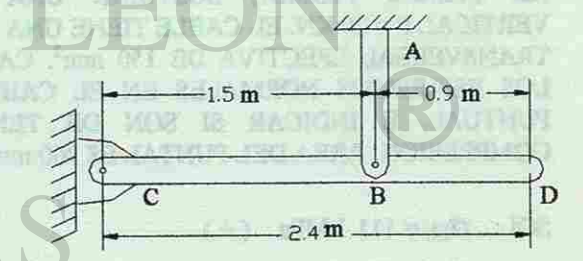
2.- UNA BARRA ABC QUE TIENE DOS SECCIONES TRANSVERSALES DE AREAS DIFERENTES ESTA CARGADO POR UNA FUERZA AXIAL $P = 100 \text{ Kips}$. (VEASE LA FIGURA). AMBAS PARTES DE LA BARRA TIENEN SECCION TRANSVERSAL CIRCULAR. LOS DIAMETROS DE LAS PORCIONES AB Y BC DE LA BARRA SON 4 Y 2.5 PIG. RESPECTIVAMENTE. CALCULAR LOS ESFUERZOS NORMALES σ_{ab} Y σ_{bc} EN CADA PORCION DE LA BARRA.

SOL: $\sigma_{ab} = 7.958 \text{ Psi}$
 $\sigma_{bc} = 20.372 \text{ Psi}$



3.- UNA BARRA HORIZONTAL CBD QUE TIENE UNA LONGITUD DE 2.4m, SE SOSTIENE Y CARGA COMO SE MUESTRA EN LA FIGURA. EL MIEMBRO VERTICAL AB TIENE UN AREA DE SECCION TRANSVERSAL DE 500 mm^2 . DETERMINAR LA MAGNITUD DE LA CARGA P TAL QUE PRODUZCA UN ESFUERZO NORMAL IGUAL A 40 MPa EN EL MIEMBRO AB.

SOL: $P = 12.5 \text{ KN}$

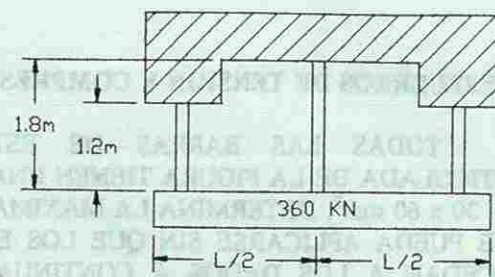


UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN

DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

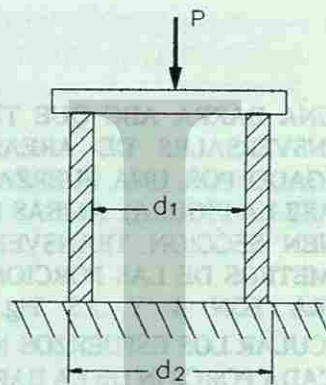
4.- CADA BARRA VERTICAL DE LA FIGURA ESTA HECHA DE ACERO Y TIENE UN AREA DE SECCION TRANSVERSAL DE 1,000 mm². DETERMINAR EL ESFUERZO DE TENSION EN LA BARRA CENTRAL SI LA PLACA RIGIDA PESA 360 KN Y $\sigma_{ext} = 100$ MPa.

SOL: $\sigma_{central} = 160$ MPa.



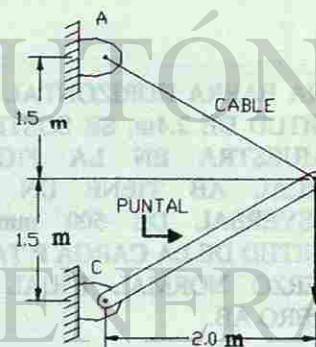
5.- UN TUBO HUECO DE DIAMETRO INTERIOR $d_1 = 4.0$ Plg. Y DIAMETRO EXTERIOR $d_2 = 4.5$ Plg. SE COMPRIME POR UNA FUERZA AXIAL DE $P = 60$ Kips. (VEASE VIGURA). CALCULAR: EL ESFUERZO DE COMPRESION (σ_c) EN EL TUBO.

SOL. = $\sigma_c = 17.975$ PSI.



6.- UN CONJUNTO DE BARRA BC PUNTUAL Y CABLE AB (VEASE FIGURA) SOSTIENE UNA CARGA VERTICAL $P = 20$ KN. EL CABLE TIENE UNA SECCION TRANSVERSAL EFECTIVA DE 150 mm². CALCULAR: LOS ESFUERZOS NORMALES EN EL CABLE Y EL PUNTAL, E INDICAR SI SON DE TENSION O COMPRESION. AREA DEL PUNTAL ES 200 mm².

SOL: $\sigma_{ab} = 111.1$ MPa (+)
 $\sigma_{bc} = 83.3$ MPa (-)

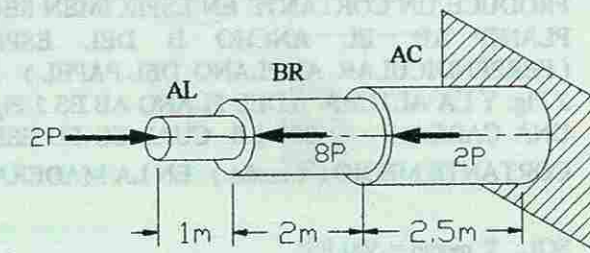


7.- UN TUBO DE ACERO SE ENCUENTRA RIGIDAMENTE SUJETO POR UN PERNO DE ALUMINIO Y POR OTRO DE BRONCE, TAL COMO SE MUESTRA EN LA FIGURA. LAS CARGAS AXIALES SE APLICAN EN LOS PUNTOS INDICADOS. CALCULE: EL MAXIMO VALOR DE P QUE NO EXCEDA UN ESFUERZO DE 80 MPa. EN EL ALUMINIO, DE 150 MPa. EN EL ACERO; Y DE 100 MPa. EN EL BRONCE.

DATOS:

$E_{Al} = 70$ GPa $E_{Br} = 83$ GPa $E_{Ac} = 200$ GPa
 $A_{Al} = 200$ mm² $A_{Br} = 400$ mm² $A_{Ac} = 500$ mm²

SOL: $P_{max} = 6,666$ N.



B) ESFUERZO CORTANTE

1.- UN BLOQUE DE MADERA SE PRUEBA EN CORTANTE DIRECTO MEDIANTE EL ESPECIMEN DE PRUEBA MOSTRADO EN LA FIGURA. LA CARGA P PRODUCE UN CORTANTE EN ESPECIMEN SEGUN EL PLANO AB. EL ANCHO B DEL ESPECIMEN (PERPENDICULAR AL PLANO DEL PAPEL) ES DE 2 Plg. Y LA ALTURA h DEL PLANO AB ES 2 Plg. PARA UNA CARGA $P = 2\ 000$ LB. CUAL ES EL ESFUERZO CORTANTE MEDIO (τ_{medio}) EN LA MADERA?

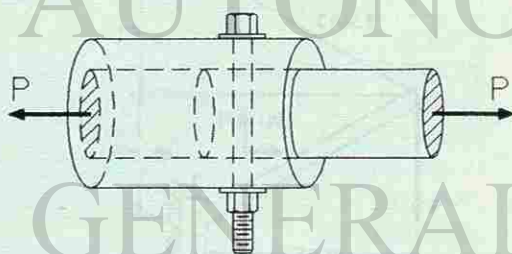
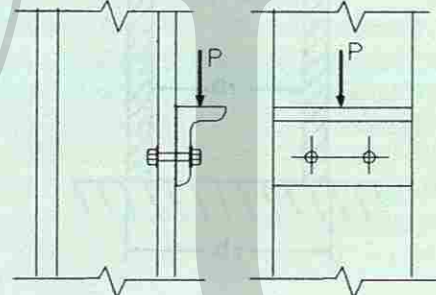
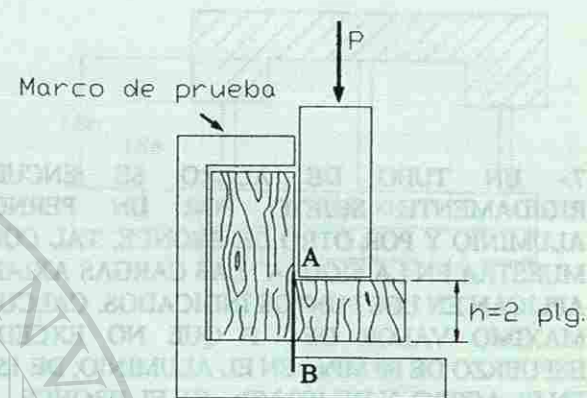
SOL: $\tau_{\text{medio}} = 500$ PSI.

2.- UNA MENSULA DE PERFIL ESTRUCTURAL ESTA FIJADA A UNA COLUMNA MEDIANTE DOS TORNILLOS DE 19 mm DE DIAMETRO COMO SE MUESTRA EN LA FIGURA. LA MENSULA SOSTIENE UNA CARGA $P = 40$ KN. CALCULAR EL ESFUERZO CORTANTE MEDIO (τ_{medio}) EN LOS TORNILLOS, CUANDO SE DESPRECIA LA FRICCION ENTRE LA MENSULA Y LA COLUMNA.

SOL: $\tau_{\text{medio}} = 70.53$ MPa. C / TORNILLO

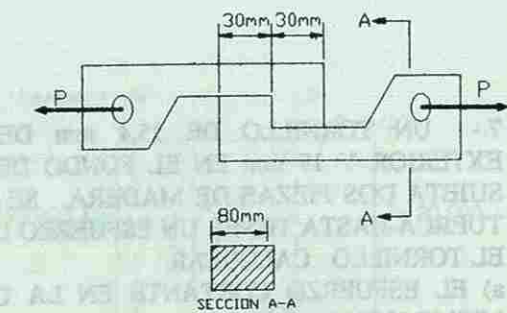
3.- UNA BARRA CIRCULAR MACIZA DE ALUMINIO AJUSTA HOLGADAMENTE DENTRO DE UN TUBO DE COBRE (VEASE LA FIGURA). LA BARRA Y EL TUBO ESTAN UNIDOS MEDIANTE UN TORNILLO DE 0.25 plg. DE DIAMETRO. CALCULAR EL ESFUERZO CORTANTE MEDIO τ_{medio} EN EL TORNILLO SI LAS BARRAS SE CARGAN POR FUERZAS $P = 600$ LB.

SOL: $\tau_{\text{medio}} = 6\ 112$ Psi.



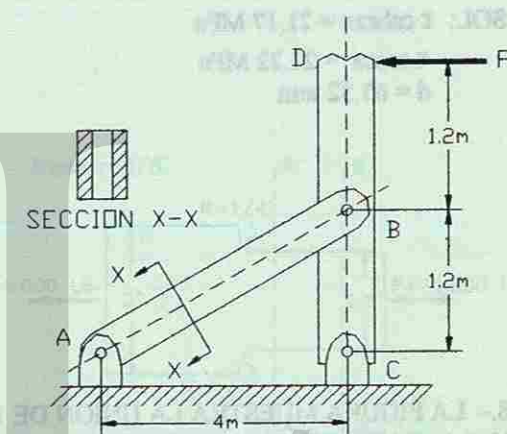
4.- DOS PIEZAS DE METAL SE UNEN COMO SE MUESTRA EN LA FIGURA, Y SE TENSIONAN CON FUERZAS P . SI EL ESFUERZO CORTANTE ULTIMO PARA EL MATERIAL ES 50 MPa. QUE FUERZA P SE REQUIERE PARA FRACTURAR A CORTANTE LAS PIEZAS?

SOL: $P = 120$ KN.



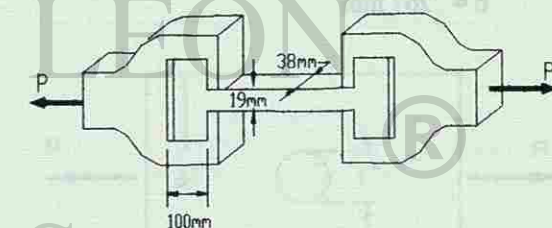
5.- UN BASTIDOR ESTA HECHO CON UN TUBO VERTICAL CD DE 2.4m Y UN BRAZO AB CONSTITUIDO POR DOS BARRAS PLANAS (VEASE FIGURA). EL BASTIDOR SE SOSTIENE MEDIANTE CONEXIONES ATORNILLADAS EN LOS PUNTOS A Y C SEPARADOS 4 m. EL BRAZO SE FIJA AL TUBO EN EL PUNTO B, QUE ESTA A 1.2m POR ENCIMA DEL PUNTO C, MEDIANTE UN TORNILLO DE 20 mm DE DIAMETRO. SI EN EL PUNTO D ACTUA UNA CARGA HORIZONTAL $P = 20$ KN, DETERMINAR EL ESFUERZO CORTANTE MEDIO EN EL TORNILLO B.

SOL: $\tau_{\text{medio}} = 71.18$ MPa.



6.- SE ANALIZA UNA MUESTRA DE MADERA EN FORMA DE PROBETA Y EL MAYOR ESFUERZO DE TENSION QUE PUEDE RESISTIR ES DE 750 MPa. CUAL SERA LA MAXIMA CARGA P QUE SE LE PUEDE APLICAR Y CUAL ES EL ESFUERZO CORTANTE MAXIMO EN LAS CABEZAS ?

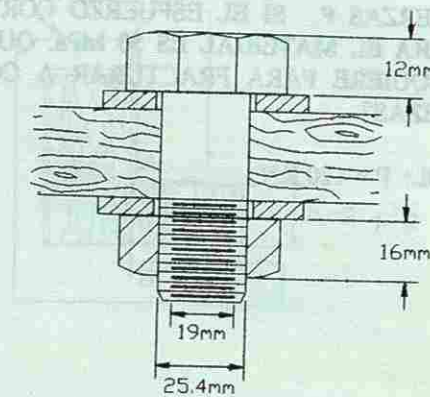
SOL: $\tau_{\text{medio B}} = 71.25$ MPa
 $P_{\text{maxima}} = 541,500$ N.



7.- UN TORNILLO DE 25.4 mm DE DIAMETRO EXTERIOR Y 19 mm EN EL FONDO DE LA ROSCA, SUJETA DOS PIEZAS DE MADERA. SE APRIETA LA TUERCA HASTA TENER UN ESFUERZO DE 40 MPa EN EL TORNILLO. CALCULAR:

- a) EL ESFUERZO CORTANTE EN LA CABEZA DEL MISMO Y EN LA ROSCA.
- b) DETERMINE EL DIAMETRO EXTERIOR DE LAS ARANDELAS SI EL INTERIOR ES DE 28 mm Y EL ESFUERZO DE CONTACTO ES EN LA MADERA DE 8 MPa.

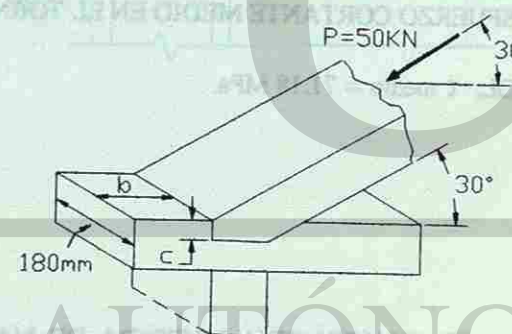
SOL: $\tau_{\text{cabeza}} = 21.17 \text{ MPa}$
 $\tau_{\text{rosca}} = 21.22 \text{ MPa}$
 $d = 63.32 \text{ mm}$



8.- LA FIGURA MUESTRA LA UNION DE UN TIRANTE Y LA BASE DE UNA ARMADURA DE MADERA. DESPRECIANDO EL ROZAMIENTO DETERMINE:

- a) LA DIMENSION "b" SI EL ESFUERZO CORTANTE ADMISIBLE ES DE 900 MPa
- b) CALCULE TAMBIEN LA DIMENSION "c" SI EL ESFUERZO DE CONTACTO NO DEBE EXEDER DE 9 MPa.

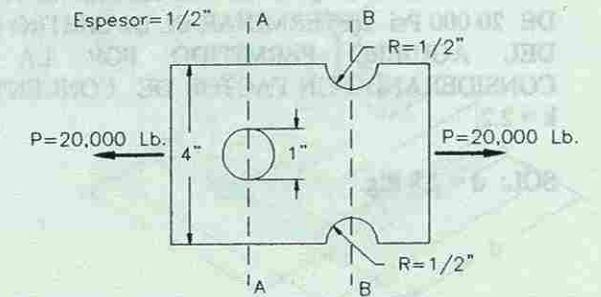
SOL: $c = 27 \text{ mm}$
 $b = 267 \text{ mm}$



C) CONCENTRACION DE ESFUERZOS PARA CARGA AXIAL

1.- CALCULAR EL ESFUERZO MAXIMO EN LAS SECCIONES INDICADAS:

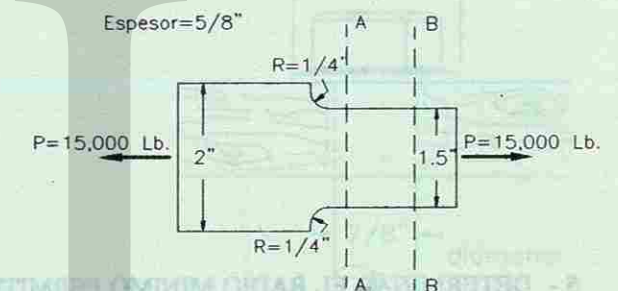
SOL: $\sigma_{\text{agujero}} = 31\,733.3 \text{ Psi}$
 $\sigma_{\text{ranura}} = 28\,400 \text{ Psi}$



2.- CALCULAR EL ESFUERZO MAXIMO EN LAS SECCIONES INDICADAS:

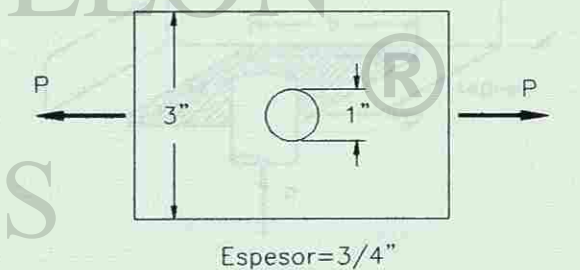
SOL: $\sigma_{BB} = 16\,000 \text{ Psi}$
 $\sigma_{AA} = 27\,200 \text{ Psi}$

NOTA: LA SECCION A-A ESTA SITUADA EN LA RAIZ DEL RADIO DE CURVATURA.



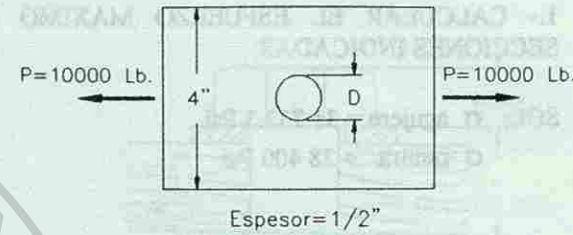
3.- DETERMINAR LA CARGA MAXIMA QUE PUEDE APLICARSE CUANDO EL ESFUERZO EN CUALQUIER PUNTO DEBE SER DE 20 000 Psi.

SOL: $P = 13\,333.3 \text{ Lb}$



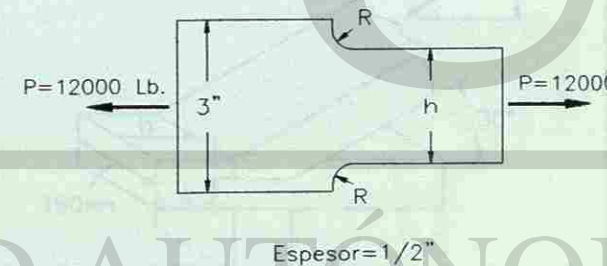
4.- SUPONIENDO QUE EL ESFUERZO MAXIMO SEA DE 20 000 Psi. DETERMINAR EL DIAMETRO MAXIMO DEL AGUJERO PERMITIDO POR LA PLACA. CONSIDERANDO UN FACTOR DE CONCENTRACION $k = 2.2$

SOL: $d = 1.8$ Plg.



5.- DETERMINAR EL RADIO MINIMO PERMITIDO DE LA PLACA MOSTRADA. SI EL ESFUERZO MAXIMO NO DEBE DE EXEDER DE 24 000 Psi.

SOL: $R = 0.36$ Plg.

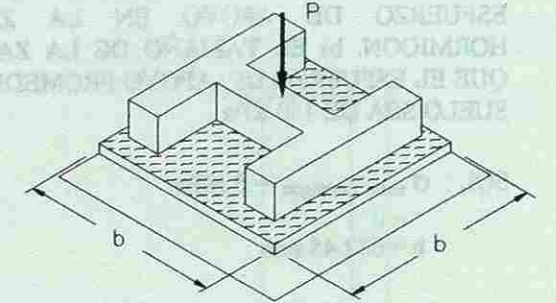


NOTA: SE TUVO QUE CONSIDERAR UN VALOR DE $h = 2$ Plg.

D) ESFUERZO DE CONTACTO Y APLASTAMIENTO

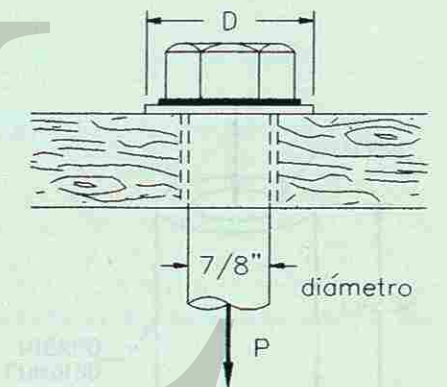
1.- LA CARGA AXIAL $P = 300$ Kips SOPORTADA POR UNA COLUMNA $W = 10 \times 49$ ES DISTRIBUIDA A UNA ZAPATA DE HORMIGON POR MEDIO DE UNA PLACA CUADRADA. HALLAR EL TAMAÑO DE LA PLACA DE BASE PARA QUE EL ESFUERZO DE APOYO DEL HORMIGON SEA DE 750 Psi.

SOL: $b = 20$ in



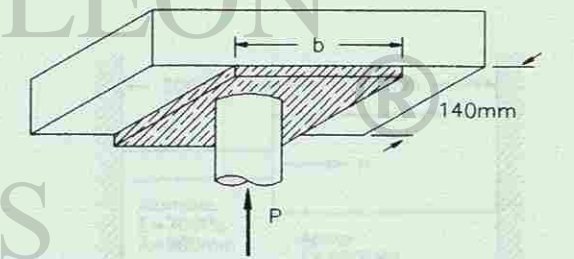
2.- LA CARGA P APLICADA A UNA VARILLA DE ACERO ES DISTRIBUIDA A UN SOPORTE DE MADERA POR MEDIO DE UNA ARANDELA CUYO DIAMETRO INTERIOR ES DE 1.0 PLG Y EL EXTERIOR "D". SABIENDO QUE EL ESFUERZO NORMAL AXIAL EN LA VARILLA ES DE 8 Kips Y QUE EL ESFUERZO DE APOYO PROMEDIO ENTRE LA ARANDELA Y LA MADERA NO DEBE PASAR DE 850 Psi, DETERMINAR EL DIAMETRO DE LA ARANDELA "D".

SOL: $D = 2.864$ in

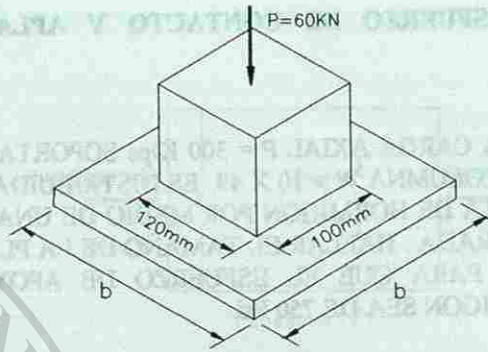


3.- LA FUERZA AXIAL EN LA COLUMNA QUE SOPORTA LA VIGA DE MADERA MOSTRADA ES $P = 100$ KN. DETERMINAR EL TAMAÑO DE LA PLACA DE APOYO PARA EL CUAL EL ESFUERZO PROMEDIO DE LA MADERA SEA DE 4 MPa.

SOL: $b = 178.57$ mm



4.- UNA CARGA AXIAL DE 60 KN ES APLICADA A UN POSTE CORTO DE MADERA, SOPORTADO POR UNA ZAPATA DE HORMIGON, QUE REPOSA EN SUELO NO PERTURBADO. HALLAR: a) EL MAXIMO ESFUERZO DE APOYO EN LA ZAPATA DE HORMIGON. b) EL TAMAÑO DE LA ZAPATA PARA QUE EL ESFUERZO DE APOYO PROMEDIO SOBRE EL SUELO SEA DE 150 KPa.



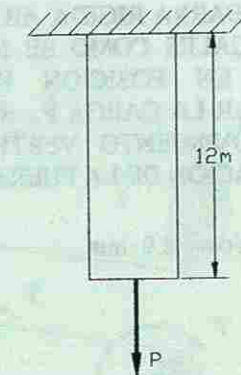
SOL: $\sigma_{\text{max. hormigon}} = 5 \text{ MPa}$

$b = 632.45 \text{ mm}$

2.- DEFORMACION SIMPLE.

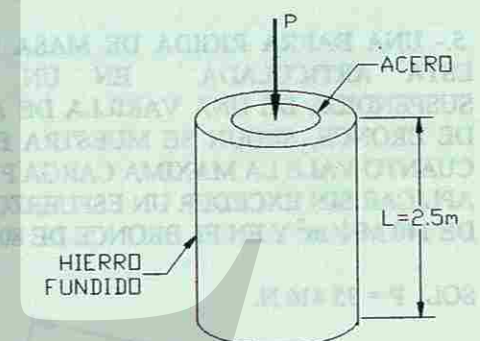
A) APLICACION DE LA LEY DE HOOKE

1.- UN ALAMBRE DE ACERO DE 12 m DE LONGITUD QUE CUELGA VERTICALMENTE SOPORTA UNA CARGA DE 2 200 NW. DETERMINAR EL DIAMETRO NECESARIO, DESPRECIANDO EL PESO DEL ALAMBRE, SI EL ESFUERZO NO DEBE DE EXCEDER DE 140 MPa Y EL ALARGAMIENTO DEBE DE SER INFERIOR A 4 mm. SUPONGASE, $E = 200 \text{ GPa}$.



SOL: $d \geq 6.48 \text{ mm}$

2.- UNA BARRA DE ACERO DE 60 mm DE DIAMETRO Y 2.5 m DE LONGITUD SE ENVUELVE CON UN CASCARON DE HIERRO FUNDIDO DE 5 mm DE ESPESOR. CALCULAR LA FUERZA DE COMPRESION QUE ES PRECISO APLICAR PARA PRODUCIR UN ACORTAMIENTO DE 1 mm EN LA LONGITUD DE 2.5 m DE LA BARRA COMPUESTA. PARA EL ACERO $E = 200 \text{ GPa}$ Y PARA EL HIERRO FUNDIDO $E = 100 \text{ GPa}$

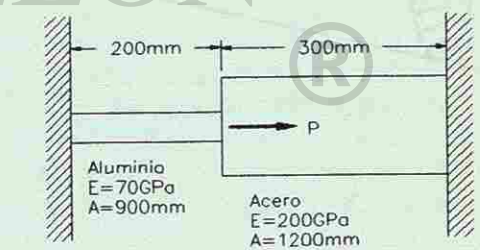


SOL: $P = 191.636 \text{ NW}$

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN

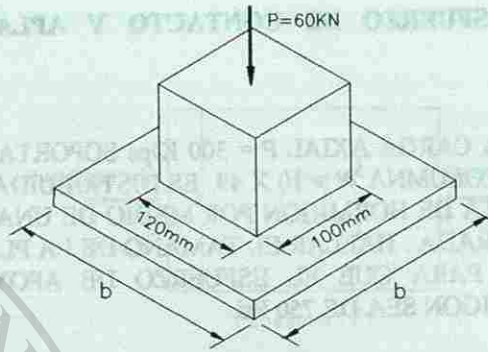
DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

3.- LA BARRA REPRESENTADA EN LA FIGURA ESTA FIRMEMENTE EMPOTRADA EN SUS EXTREMOS. DETERMINAR LOS ESFUERZOS EN CADA MATERIAL CUANDO SE APLICA LA FUERZA AXIAL $P = 300 \text{ KN}$



SOL: $\sigma_{\text{al}} = 94.04 \text{ MPa}$
 $\sigma_{\text{ac}} = 179.46 \text{ MPa}$

4.- UNA CARGA AXIAL DE 60 KN ES APLICADA A UN POSTE CORTO DE MADERA, SOPORTADO POR UNA ZAPATA DE HORMIGON, QUE REPOSA EN SUELO NO PERTURBADO. HALLAR: a) EL MAXIMO ESFUERZO DE APOYO EN LA ZAPATA DE HORMIGON. b) EL TAMAÑO DE LA ZAPATA PARA QUE EL ESFUERZO DE APOYO PROMEDIO SOBRE EL SUELO SEA DE 150 KPa.



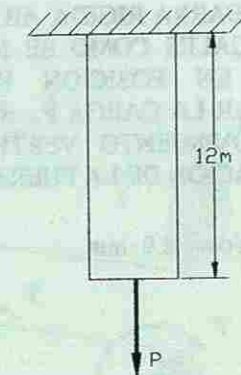
SOL: $\sigma_{\text{max. hormigon}} = 5 \text{ MPa}$

$b = 632.45 \text{ mm}$

2.- DEFORMACION SIMPLE.

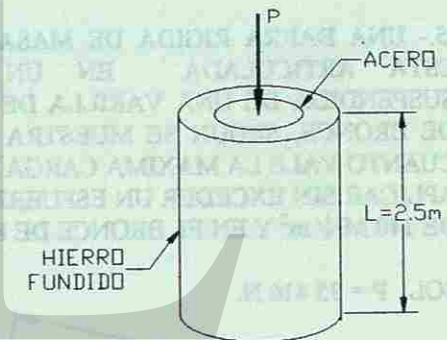
A) APLICACION DE LA LEY DE HOOKE

1.- UN ALAMBRE DE ACERO DE 12 m DE LONGITUD QUE CUELGA VERTICALMENTE SOPORTA UNA CARGA DE 2 200 NW. DETERMINAR EL DIAMETRO NECESARIO, DESPRECIANDO EL PESO DEL ALAMBRE, SI EL ESFUERZO NO DEBE DE EXCEDER DE 140 MPa Y EL ALARGAMIENTO DEBE DE SER INFERIOR A 4 mm. SUPONGASE, $E = 200 \text{ GPa}$.



SOL: $d \geq 6.48 \text{ mm}$

2.- UNA BARRA DE ACERO DE 60 mm DE DIAMETRO Y 2.5 m DE LONGITUD SE ENVUELVE CON UN CASCARON DE HIERRO FUNDIDO DE 5 mm DE ESPESOR. CALCULAR LA FUERZA DE COMPRESION QUE ES PRECISO APLICAR PARA PRODUCIR UN ACORTAMIENTO DE 1 mm EN LA LONGITUD DE 2.5 m DE LA BARRA COMPUESTA. PARA EL ACERO $E = 200 \text{ GPa}$ Y PARA EL HIERRO FUNDIDO $E = 100 \text{ GPa}$

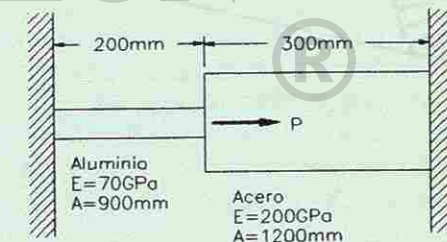


SOL: $P = 191.636 \text{ NW}$

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN

DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

3.- LA BARRA REPRESENTADA EN LA FIGURA ESTA FIRMEMENTE EMPOTRADA EN SUS EXTREMOS. DETERMINAR LOS ESFUERZOS EN CADA MATERIAL CUANDO SE APLICA LA FUERZA AXIAL $P = 300 \text{ KN}$



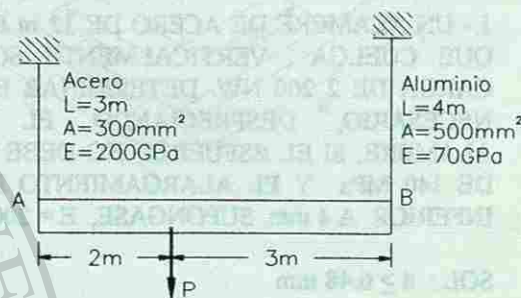
SOL: $\sigma_{\text{al}} = 94.04 \text{ MPa}$

$\sigma_{\text{ac}} = 179.46 \text{ MPa}$

B) ELEMENTO ESTATICAMENTE INDETERMINADOS.

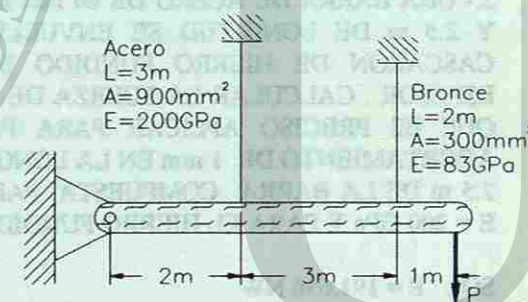
4.- LA BARRA RIGIDA AB, SUJETA A DOS VARILLAS VERTICALES COMO SE MUESTRA EN LA FIGURA, ESTA EN POSICION HORIZONTAL ANTES DE APLICAR LA CARGA P. SI $P = 80 \text{ KN}$, DETERMINE EL MOVIMIENTO VERTICAL DEL PUNTO C, DE APLICACION DE LA FUERZA.

SOL: $Y_c = 2.9 \text{ mm}$



5.- UNA BARRA RIGIDA DE MASA DESPRECIABLE ESTA ARTICULADA EN UN EXTREMO Y SUSPENDIDA DE UNA VARILLA DE ACERO Y UNA DE BRONCE, SEGUN SE MUESTRA EN LA FIGURA. CUANTO VALE LA MAXIMA CARGA P QUE SE PUEDE APLICAR SIN EXCEDER UN ESFUERZO EN EL ACERO DE 140 MN/m^2 Y EN EL BRONCE DE 80 MN/m^2 ?

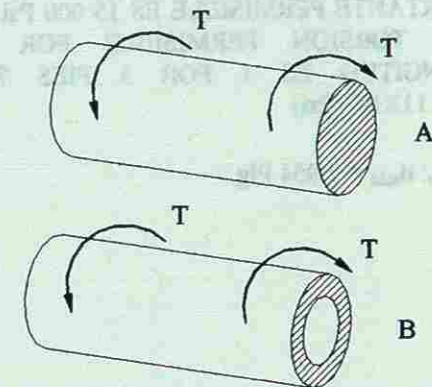
SOL: $P = 35\,416 \text{ N}$.



3.- TORSION

A) TORSION EN SECCION CIRCULAR:

1.- UNA BARRA SOLIDA A DE ACERO CON 60 mm DE DIAMETRO GIRA A 300 rev/min. ENCUENTRE LA MAXIMA POTENCIA QUE PUEDE TRANSMITIRSE PARA UN ESFUERZO CORTANTE LIMITE DE 60 MN/m^2 EN EL ACERO. SE PROPONE SUSTITUIR LA BARRA A POR LA BARRA HUECA B, CON EL MISMO DIAMETRO EXTERNO PERO CON UN ESFUERZO CORTANTE LIMITE DE 75 MN/m^2 . CALCULE EL DIAMETRO INTERNO DE LA BARRA B PARA TRANSMITIR LA MISMA POTENCIA A LA MISMA VELOCIDAD QUE EN LA SITUACION ANTERIOR.

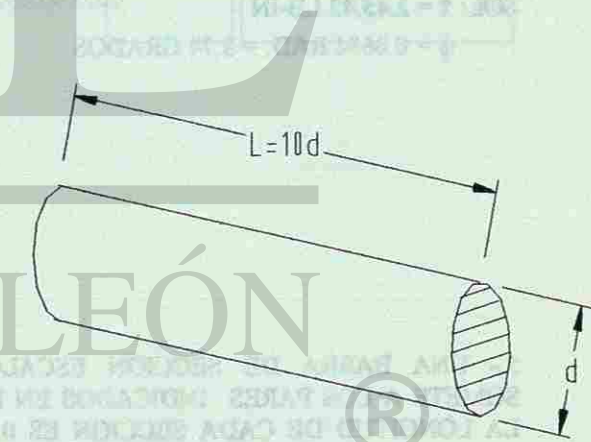


SOL: POTENCIA: 79.943 KN .
 $d_i = 40.12 \text{ mm}$

2.- UNA BARRA DE ACERO DE 3.5 m DE LONGITUD TRANSMITE 1 MW A 250 rev/min. LAS CONDICIONES DE TRABAJO QUE DEBE DE SATISFACER LA BARRA SON LAS SIGUIENTES:

- LA BARRA NO DEBE TORCERSE MAS DE 0.02 RADIANTES EN UNA LONGITUD DE 10 DIAMETROS.
- EL ESFUERZO DE TRABAJO NO DEBE DE EXCEDER DE 70 MN/m^2 . SI EL MODULO DE RIGIDEZ DEL ACERO ES DE 80 GN/m^2 . INDIQUE:
 - EL DIAMETRO REQUERIDO DE LA BARRA.
 - EL ESFUERZO DE TRABAJO REAL.
 - EL ANGULO DE TORSION EN LOS 3.5 m DE LONGITUD.

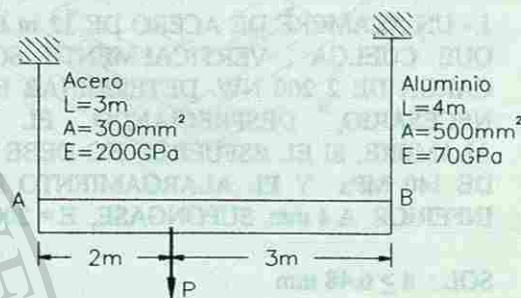
SOL: $d = 140.59 \text{ mm}$ $\tau_{\text{real}} = 70 \text{ MPa}$.
 $\theta = 0.0435 \text{ RAD}$.



B) ELEMENTO ESTATICAMENTE INDETERMINADOS.

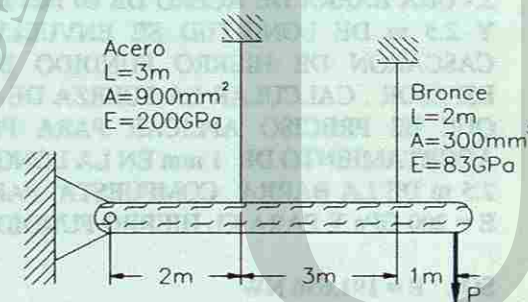
4.- LA BARRA RIGIDA AB, SUJETA A DOS VARILLAS VERTICALES COMO SE MUESTRA EN LA FIGURA, ESTA EN POSICION HORIZONTAL ANTES DE APLICAR LA CARGA P. SI $P = 80 \text{ KN}$, DETERMINE EL MOVIMIENTO VERTICAL DEL PUNTO C, DE APLICACION DE LA FUERZA.

SOL: $Y_c = 2.9 \text{ mm}$



5.- UNA BARRA RIGIDA DE MASA DESPRECIABLE ESTA ARTICULADA EN UN EXTREMO Y SUSPENDIDA DE UNA VARILLA DE ACERO Y UNA DE BRONCE, SEGUN SE MUESTRA EN LA FIGURA. CUANTO VALE LA MAXIMA CARGA P QUE SE PUEDE APLICAR SIN EXCEDER UN ESFUERZO EN EL ACERO DE 140 MN/m^2 Y EN EL BRONCE DE 80 MN/m^2 ?

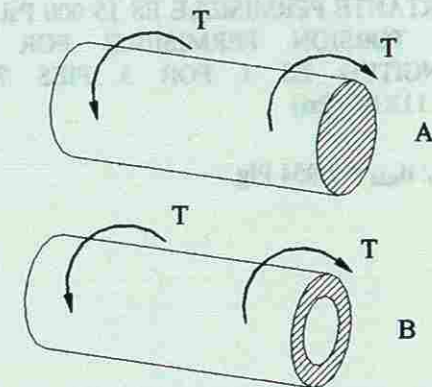
SOL: $P = 35\,416 \text{ N}$.



3.- TORSION

A) TORSION EN SECCION CIRCULAR:

1.- UNA BARRA SOLIDA A DE ACERO CON 60 mm DE DIAMETRO GIRA A 300 rev/min. ENCUENTRE LA MAXIMA POTENCIA QUE PUEDE TRANSMITIRSE PARA UN ESFUERZO CORTANTE LIMITE DE 60 MN/m^2 EN EL ACERO. SE PROPONE SUSTITUIR LA BARRA A POR LA BARRA HUECA B, CON EL MISMO DIAMETRO EXTERNO PERO CON UN ESFUERZO CORTANTE LIMITE DE 75 MN/m^2 . CALCULE EL DIAMETRO INTERNO DE LA BARRA B PARA TRANSMITIR LA MISMA POTENCIA A LA MISMA VELOCIDAD QUE EN LA SITUACION ANTERIOR.

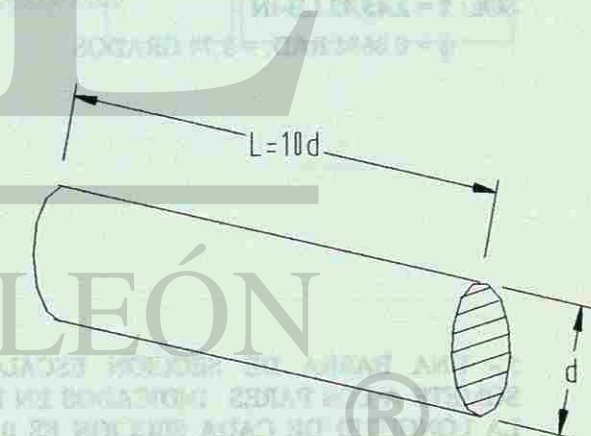


SOL: POTENCIA: 79.943 KN .
 $d_i = 40.12 \text{ mm}$

2.- UNA BARRA DE ACERO DE 3.5 m DE LONGITUD TRANSMITE 1 MW A 250 rev/min. LAS CONDICIONES DE TRABAJO QUE DEBE DE SATISFACER LA BARRA SON LAS SIGUIENTES:

- LA BARRA NO DEBE TORCERSE MAS DE 0.02 RADIANTES EN UNA LONGITUD DE 10 DIAMETROS.
- EL ESFUERZO DE TRABAJO NO DEBE DE EXCEDER DE 70 MN/m^2 . SI EL MODULO DE RIGIDEZ DEL ACERO ES DE 80 GN/m^2 . INDIQUE:
 - EL DIAMETRO REQUERIDO DE LA BARRA.
 - EL ESFUERZO DE TRABAJO REAL.
 - EL ANGULO DE TORSION EN LOS 3.5 m DE LONGITUD.

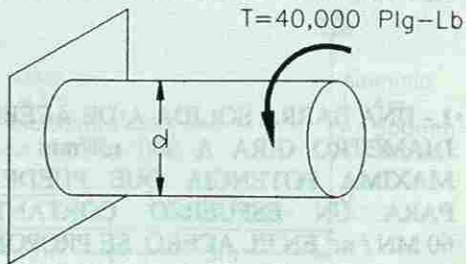
SOL: $d = 140.59 \text{ mm}$ $\tau_{\text{real}} = 70 \text{ MPa}$.
 $\theta = 0.0435 \text{ RAD}$.



EL ELEMENTO ESTATICAMENTE
INDETERMINADO.

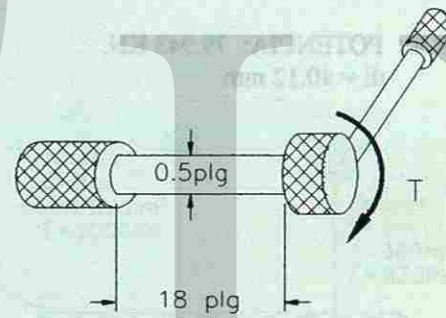
3.- CUAL ES EL DIAMETRO MINIMO REQUERIDO "d" PARA UNA BARRA CIRCULAR MACIZA SOMETIDA A UN PAR TORCIONAL DE $\tau = 40\ 000$ Psi. EL ESFUERZO CORTANTE PERMISIBLE ES 15 000 Psi Y EL ANGULO DE TORSION PERMISIBLE POR UNIDAD DE LONGITUD ES 1 POR 3 PIES ? (SUPONER $G = 11 \times 10^6$ Psi)

SOL: $d_{min} = 2.954$ Plg.



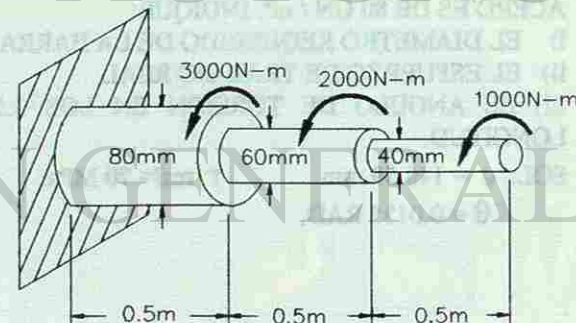
4.- EL EJE DE ACERO DE UNA LLAVE MATRACA TIENE 0.5 Plg. DE DIAMETRO Y 18 Plg. DE LONGITUD (VEASE FIGURA). SI EL ESFUERZO PERMISIBLE CORTANTE ES 10 000 Psi. CUAL ES EL PAR MAXIMO PERMISIBLE (τ) QUE PUEDE APLICARSE CON LA LLAVE? A QUE ANGULO (ϕ) SE TORCERA LA BARRA BAJO LA ACCION DEL PAR MAXIMO? (SUPONER $G = 11 \times 10^6$ Psi)

SOL: $\tau = 2.45.42$ LB-IN
 $\phi = 0.0654$ RAD. = 3.74 GRADOS



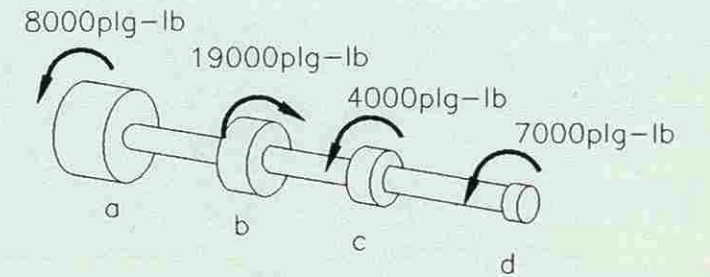
5.- UNA BARRA DE SECCION ESCALONADA SE SOMETE A LOS PARES INDICADOS EN LA FIGURA. LA LONGITUD DE CADA SECCION ES 0.5 m Y LOS DIAMETROS SON 80 mm, 60 mm Y 40 mm. SI EL MATERIAL TIENE UN MODULO DE ELASTICIDAD CORTANTE $G = 83$ GPa. CUAL ES EL ANGULO DE TORSION ϕ (EN GRADOS) EN EL EXTREMO LIBRE?

SOL: $\phi = 2.702$ GRADOS



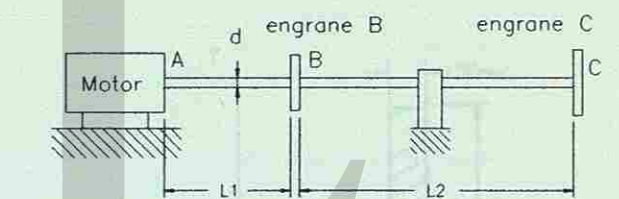
6.- CUATRO ENGRANES ESTAN FIJOS A UNA BARRA MACIZA Y TRANSMITEN LOS PARES MOSTRADOS EN LA FIGURA. SI SE CONSIDERAN UNICAMENTE LOS EFECTOS DE TORSION, DETERMINAR LOS DIAMETROS REQUERIDOS d_{ab} , d_{bc} Y d_{cd} PARA CADA PORCION DE LA BARRA SI EL ESFUERZO CORTANTE PERMISIBLE ES 12 000 Psi.

SOL: $d_{ab} = 1.503$ plg.
 $d_{bc} = 1.571$ plg.
 $d_{cd} = 1.437$ plg.



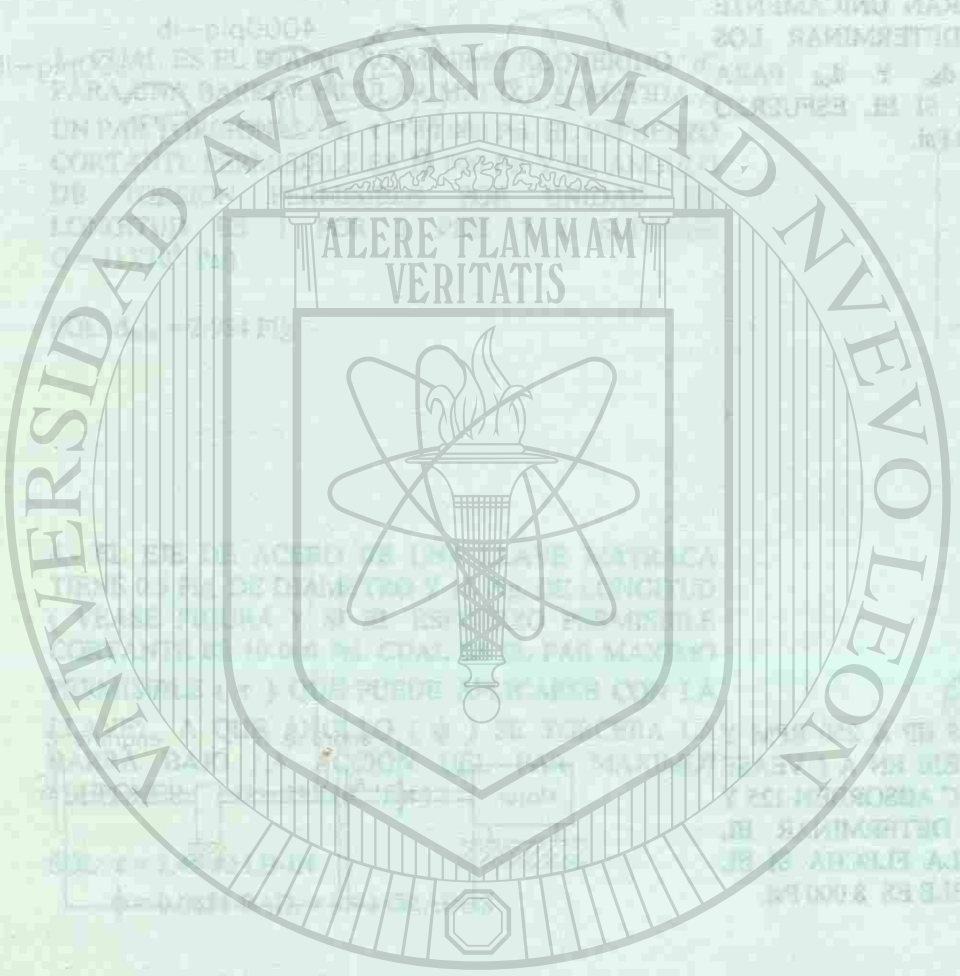
7.- UN MOTOR DESARROLLA 275 HP A 250 RPM Y LOS TRANSMITE A UNA BARRA EJE EN A (VEASE FIGURA). LOS ENGRANES EN B Y C ABSORBEN 125 Y 150 HP, RESPECTIVAMENTE. DETERMINAR EL DIAMETRO "d" REQUERIDO DE LA FLECHA SI EL ESFUERZO CORTANTE PERMISIBLE ES 8 000 Psi.

SOL: $d = 3.53$ Plg.



UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN

155428



UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN

3.- UNA BARRA DE SECCION ESCALONADA SE SOMETE A LOS PARES INDICADOS EN LA FIGURA. LA LONGITUD DE CADA SECCION ES 0.5 m Y LOS DIAMETROS SON 60 mm, 60 mm Y 60 mm. EL MATERIAL TIENE UN MÓDULO DE ELASTICIDAD Y UN COEFICIENTE DE POISSON DE 0.3. DETERMINAR LA TORSION ϕ EN LA BARRA.

123456

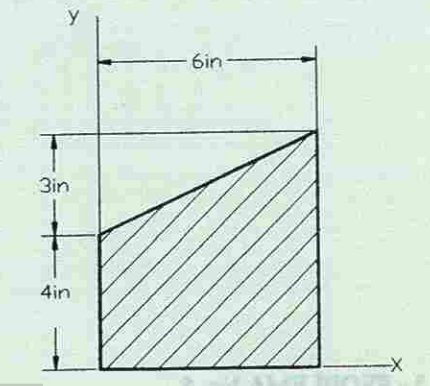
MOCHELA DE ESTADÍSTICA

4.- PROPIEDAD DE UNA SUPERFICIE PLANA

A) CENTRO DE GRAVEDAD O CENTROIDES:

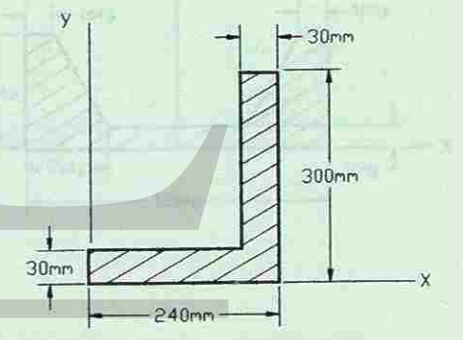
1.- PROBLEMA No. 1

SOL: $\bar{x} = 3.272 \text{ in}$ $\bar{y} = 2.818 \text{ in}$



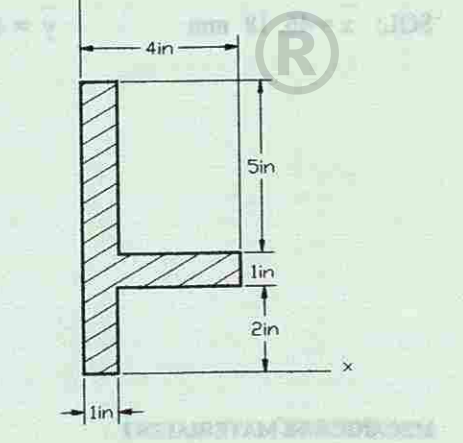
2.- PROBLEMA No. 2

SOL: $\bar{x} = 175.58 \text{ mm}$ $\bar{y} = 94.41 \text{ mm}$



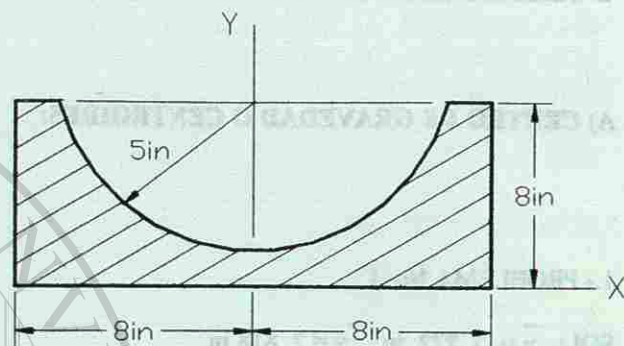
3.- PROBLEMA No. 3

SOL: $\bar{x} = 1.045 \text{ in}$ $\bar{y} = 3.59 \text{ in}$



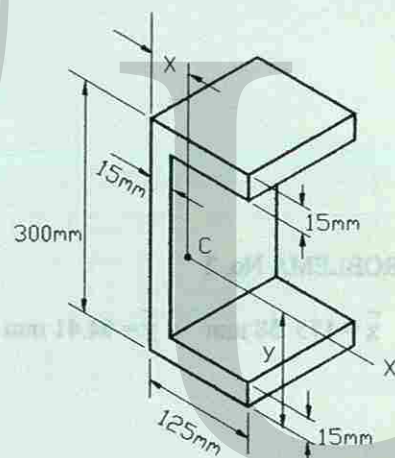
4.- PROBLEMA No. 4

SOL: $\bar{x} = 0$ $\bar{y} = 3.158 \text{ in}$



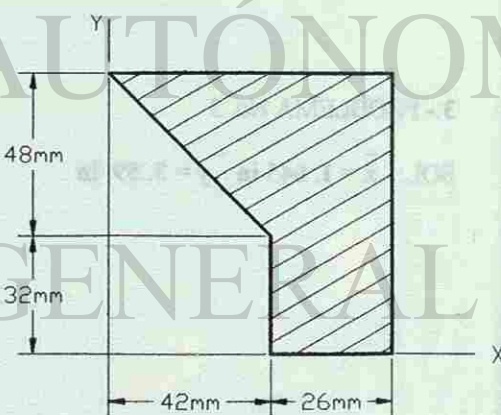
5.- PROBLEMA No. 5

SOL: $\bar{x} = 33.94 \text{ mm}$ $\bar{y} = 150 \text{ mm}$



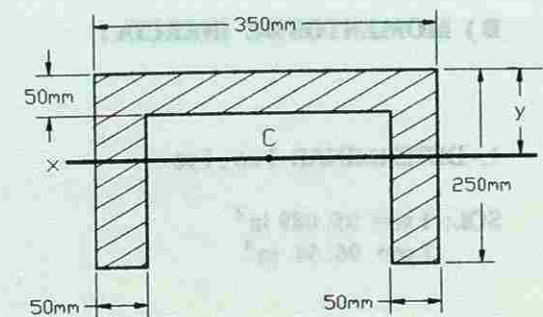
6.- PROBLEMA No. 6

SOL: $\bar{x} = 46.18 \text{ mm}$ $\bar{y} = 47.83 \text{ mm}$



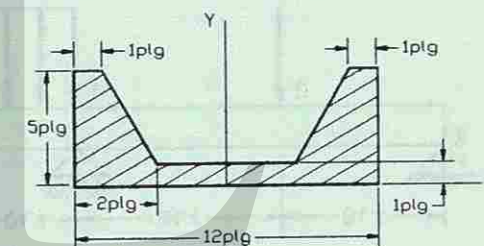
7.- DETERMINAR LA DISTANCIA "Y" HASTA EL EJE CENTROIDAL X-X DEL AREA DE LA SECCION TRANSVERSAL DE LA VIGA.

SOL: $\bar{x} = 175 \text{ mm}$ $\bar{y} = 91.67 \text{ mm}$



8.- LOCALICE EL CENTROIDE DEL AREA DE LA SECCION TRANSVERSAL DE LA VIGA.

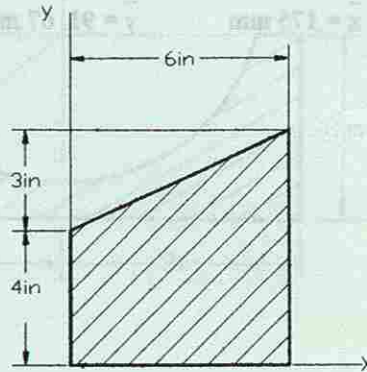
SOL: $\bar{x} = 0$ $\bar{y} = 1.638 \text{ Plg.}$



B) MOMENTOS DE INERCIA :

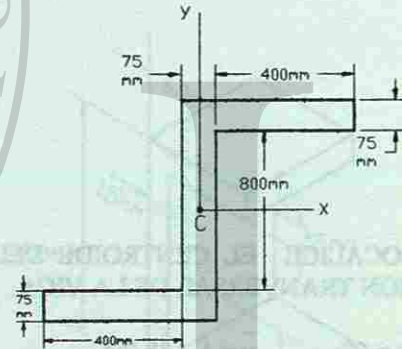
1.- DETERMINAR I_{x0} , I_{y0}

SOL: $I_{x0} = 95.089 \text{ in}^4$
 $I_{y0} = 96.54 \text{ in}^4$



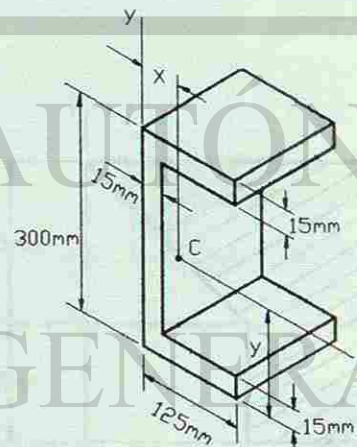
2.- DETERMINAR I_{x0} , I_{y0}

SOL: $I_{x0} = 1.687 \times 10^{10} \text{ mm}^4$
 $I_{y0} = 1.5 \times 10^{10} \text{ mm}^4$



3.- DETERMINE LOS MOMENTOS DE INERCIA DE I_x E I_y PARA LA SECCION CANAL. $x = 33.9 \text{ mm}$
 $y = 150 \text{ mm}$.

SOL: $I_{x0} = 9.251 \times 10^9 \text{ mm}^4$
 $I_{y0} = 11.33 \times 10^6 \text{ mm}^4$

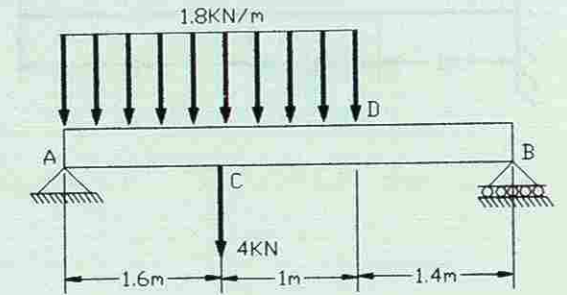


5.- CARGAS DE FLEXION

A) DIAGRAMAS DE CORTANTE , MOMENTO FLECTOR Y CURVA ELASTICA:

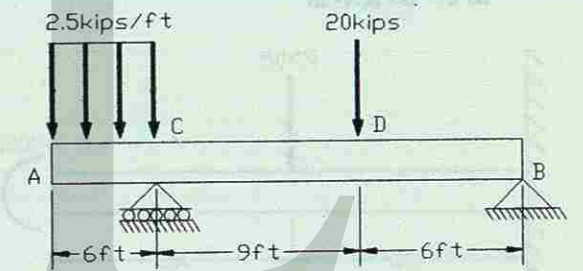
1.- PROBLEMA No. 1

SOL: $R_A = 5.2 \text{ KN}$
 $R_B = 3.12 \text{ KN}$.



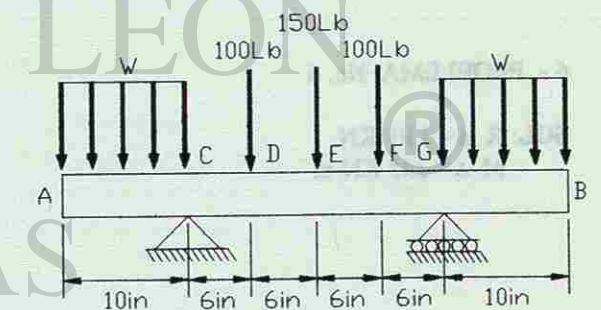
2.- PROBLEMA No. 2

SOL: $R_B = 9 \text{ Kips}$
 $R_C = 26 \text{ Kips}$



3.- PROBLEMA No.3

SOL: $R_C = 675 \text{ Lbs}$
 $R_G = 675 \text{ Lbs}$

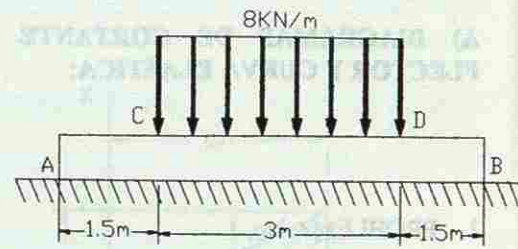


2.- MOMENTOS DE INERCIA

4.- PROBLEMA No.4

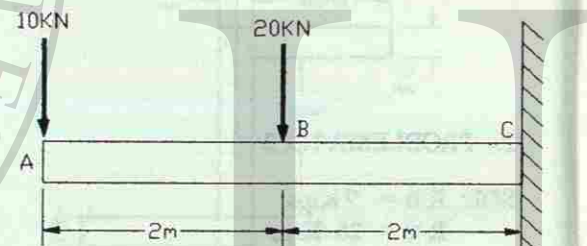
(A' Y B' SE CONSIDERAN AL CENTRO DE 1.5 m EN CADA EXTREMO)

SOL:



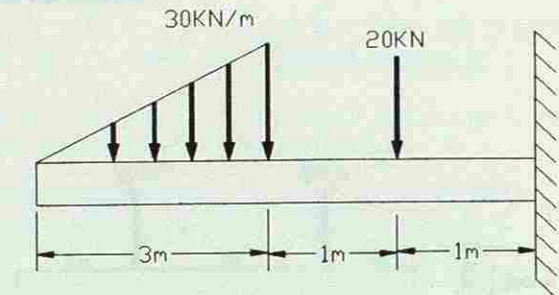
5.- PROBLEMA No. 5

SOL: $R_c = 30 \text{ KN}$
 $M_c = 80 \text{ KN}\cdot\text{m}$



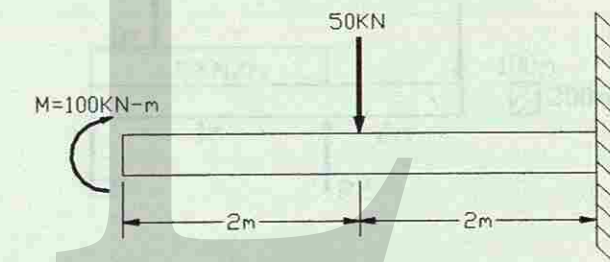
7.- PROBLEMA No. 7

SOL: $R_A = 65 \text{ KN}$
 $M_A = 155 \text{ KN}\cdot\text{m}$



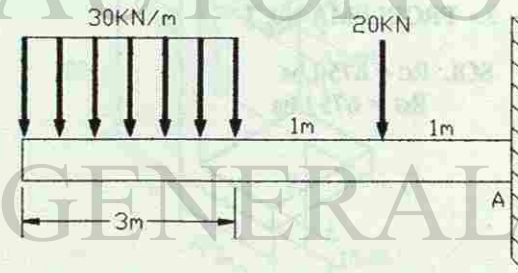
8.- PROBLEMA No. 8

SOL: $R_A = 50 \text{ KN}$
 $M_A = 0$



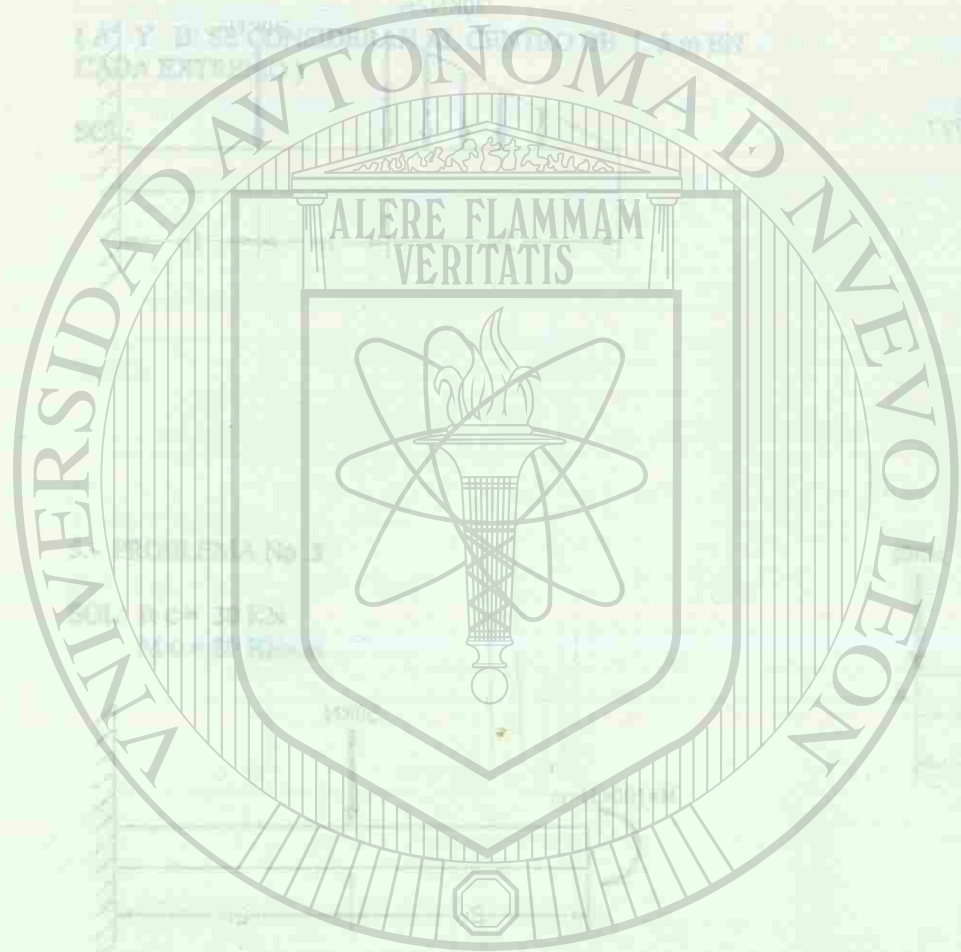
6.- PROBLEMA No. 6

SOL: $R_A = 110 \text{ KN}$
 $M_A = 335 \text{ KN}\cdot\text{m}$



UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN

DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS



UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN

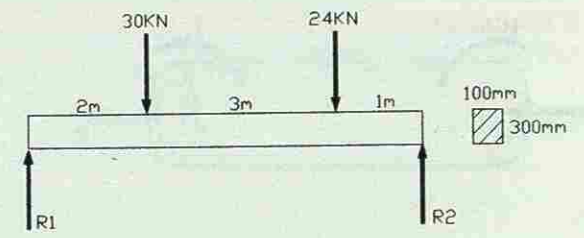
DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

6.- ESFUERZOS EN VIGAS

A) CALCULAR LOS ESFUERZOS DE FLEXION Y CORTANTE MAXIMO :

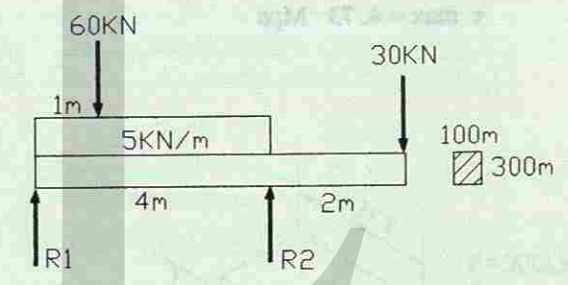
1.- PROBLEMA No. 1

SOL: $\sigma_{max} = 32 \text{ Mpa}$
 $\tau_{max} = 1.5 \text{ Mpa}$



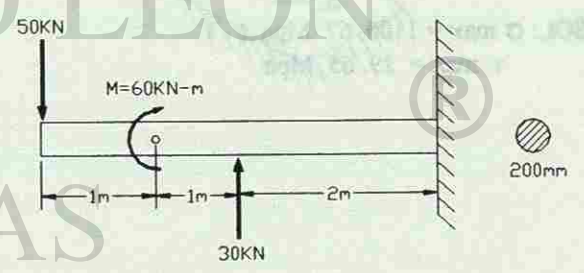
2) PROBLEMA No. 2

SOL: $\sigma_{max} = 40 \text{ Mpa}$
 $\tau_{max} = 2 \text{ Mpa}$



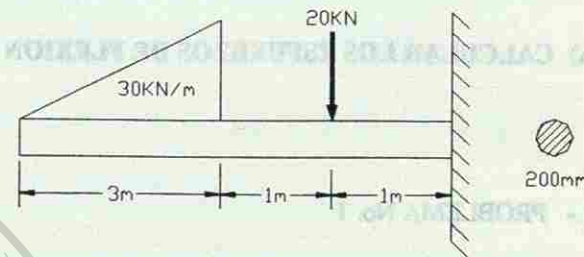
3.- PROBLEMA No. 3

SOL: $\sigma_{max} = 101.85 \text{ Mpa}$
 $\tau_{max} = 2.12 \text{ Mpa}$



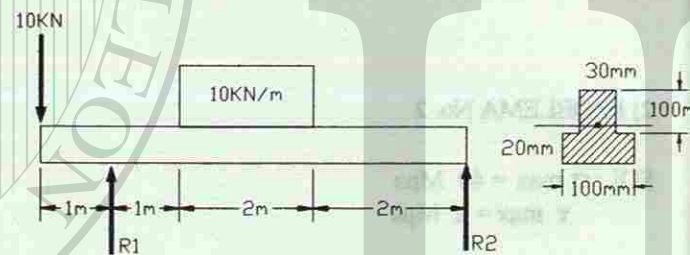
4.- PROBLEMA No. 4

SOL: $\sigma_{max} = 197.35 \text{ Mpa}$
 $\tau_{max} = 2.76 \text{ Mpa}$



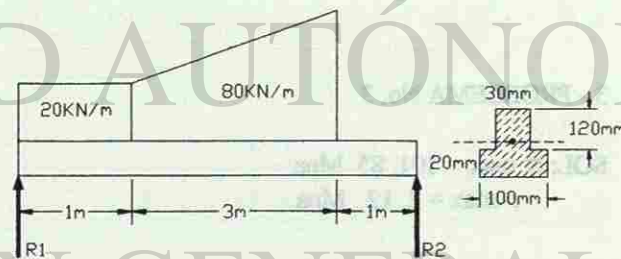
5.- PROBLEMA No. 5

SOL: $\sigma_{max} = 109.76 \text{ Mpa (-)}$
 $\tau_{max} = 4.73 \text{ Mpa}$



6.- PROBLEMA No. 6

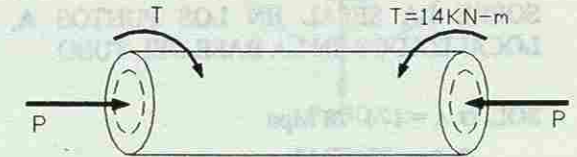
SOL: $\sigma_{max} = 1100.67 \text{ Mpa (-)}$
 $\tau_{max} = 29.65 \text{ Mpa}$



7.- ESFUERZOS COMBINADOS

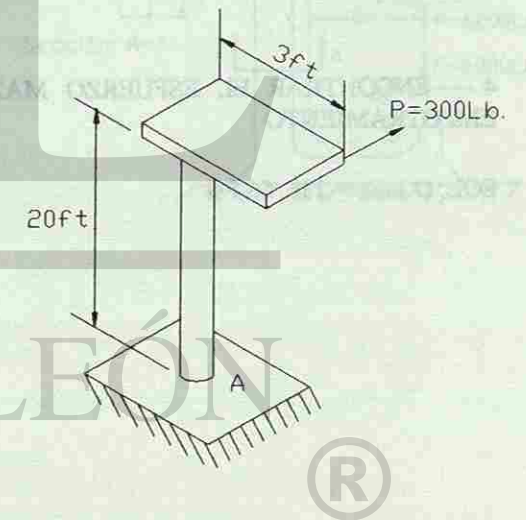
A) COMBINACION AXIAL - FLEXION, FLEXION - TORSION.

1.- EL EJE (O FLECHA) DE UN GENERADOR POSEE SECCION TRANSVERSAL CIRCULAR HUECA (DIAMETRO EXTERIOR 200 mm Y DIAMETRO INTERIOR 160 mm) Y ESTA SOMETIDO SIMULTANEAMENTE A UN PAR $T = 14 \text{ KN-m}$ Y A UNA FUERZA DE COMPRESION AXIAL $P = 400 \text{ KN}$. (VEASE FIGURA.) DETERMINAR EL ESFUERZO DE TENSION MAXIMO σ_t , EL ESFUERZO DE COMPRESION MAXIMO σ_c , Y EL ESFUERZO CORTANTE MAXIMO τ_{max} EN EL EJE.



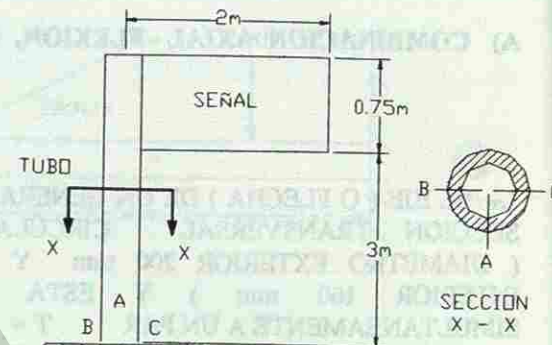
SOL: $\sigma_{max} = 35.37 \text{ Mpa (-)}$
 $\tau_{max} = 15.09 \text{ Mpa}$

2) UN POSTE QUE TIENE UNA SECCION TRANSVERSAL CIRCULAR MACIZO SOPORTA UNA CARGA HORIZONTAL $P = 300 \text{ Lb}$ QUE ACTUA EN EL EXTREMO DE UN BRAZO DE 3 PIES DE LONGITUD (VEASE FIGURA). LA ALTURA DEL POSTE ES DE 20 PIES Y SU MODULO DE SECCION ES $S = 10 \text{ Plg}^3$. a) CALCULAR EL ESFUERZO DE TENSION MAXIMO σ_{max} Y EL ESFUERZO CORTANTE MAXIMO EN EL PUNTO A DEBIDO A LA CARGA P . EL PUNTO A ESTA LOCALIZADO DONDE EL ESFUERZO NORMAL DEBIDO UNICAMENTE A FLEXION ES MAXIMA. b) SI EL ESFUERZO DE TENSION MAXIMA Y EL ESFUERZO CORTANTE MAXIMA EN EL PUNTO A SE LIMITAN A 16000 Psi Y 6000 Psi , RESPECTIVAMENTE. CUAL ES EL MAYOR VALOR PERMISIBLE DE LA CARGA P ?



SOL: $\sigma_{max} = 7200 \text{ Psi}$
 $\tau_{max} = 563.4 \text{ Psi}$
 $d = 4.67 \text{ Plg}$

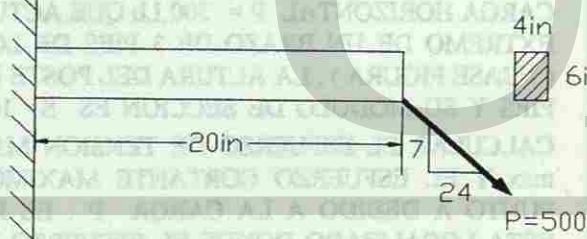
3.- UNA SEÑAL SOSTENIDA POR UN TUBO (VEASE FIGURA) QUE TIENE UN DIAMETRO EXTERIOR DE 100 mm Y 80 mm DE INTERIOR . LAS DIMENSIONES DE LA SEÑAL SON 2 x 0.75 m Y SU BORDE INFERIOR ESTA 3 m POR ENCIMA DEL APOYO. LA PRESION DEL VIENTO SOBRE LA SEÑAL ES DE 2Kpa. DETERMINAR LOS ESFUERZOS CORTANTES MAXIMOS DEBIDOS A LA PRESION DEL VIENTO SOBRE LA SEÑAL EN LOS PUNTOS A, B Y C, LOCALIZADOS EN LA BASE DEL TUBO.



SOL: $\sigma_A = 174.78 \text{ Mpa}$
 $\tau_B = 23.77 \text{ Mpa}$
 $\tau_C = 27.97 \text{ Mpa}$

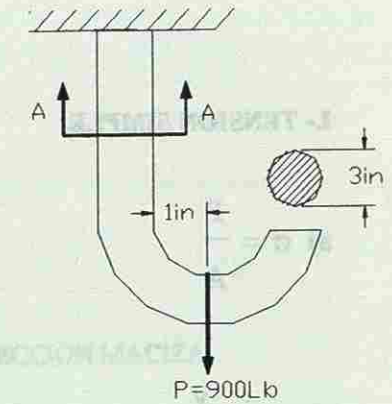
4.- ENCONTRAR EL ESFUERZO MAXIMO EN EL EMPOTRAMIENTO

SOL: $\sigma_{max} = 136.66 \text{ Psi}$



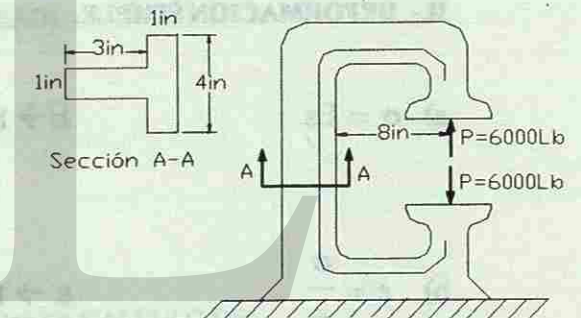
5.- ENCONTRAR EL ESFUERZO MAXIMO EN LA SECCION A-A.

SOL: $\sigma_{A \text{ max}} =$
 $\sigma_{B \text{ max}} =$



6.- ENCONTRAR EL ESFUERZO MAXIMO EN LA SECCION A-A.

SOL: $\sigma_{A \text{ max}} = 73.0 \text{ Psi (+)}$
 $\sigma_{B \text{ max}} = 16.93 \text{ Psi (-)}$



UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN

DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

FORMULARIO DE MECANICA DE MATERIALES I

I.- TENSION SIMPLE.

a) $\sigma = \frac{P}{A}$ ESFUERZO AXIAL DE TENSION - COMPRESION

b) $\tau = \frac{V}{A}$ ESFUERZO CORTANTE

c) K FACTOR DE CONCENTRACION DE ESFUERZOS

II.- DEFORMACION SIMPLE.

a) $\sigma = E\epsilon$ E → MODULO DE ELASTICIDAD

b) $\epsilon = \frac{\sigma}{E}$ ε → DEFORMACION UNITARIA

c) $\delta = \frac{PL}{AE}$ σ → ESFUERZO SIMPLE

δ → DEFORMACION TOTAL (O SIMPLE)

III.- TORSION EN SECCION CIRCULAR.

a) $\tau_r = \frac{T r}{J}$ T → PAR TORSOR
r → RADIO

b) $\theta = \frac{TL}{JG}$ J → $\frac{\pi d^4}{32}$ PARA SECCION MACIZA

J → $\frac{\pi (d_o^4 - d_i^4)}{32}$ PARA SECCION HUECA

L → LONGITUD

G → MODULO DE ELASTICIDAD A CORTE

θ → ANGULO DE TORSION (RAD)

IV.- PROPIEDAD DE UNA SUPERFICIE PLANA

$\bar{x} = \frac{\Sigma \bar{x}A}{\Sigma A}$ $\bar{y} = \frac{\Sigma \bar{y}A}{\Sigma A}$ ECUACIONES PARA CALCULO DE

CENTROIDE DE UNA SUPERFICIE

$I_{y_o} = \Sigma (I_{y_o} + A d^2)$

ECUACIONES PARA CALCULO DE INERCIA CON RESPECTO AL EJE X_o Y Y_o.

$I_{x_o} = \Sigma (I_{x_o} + A d^2)$

V.- CARGA DE FLEXION.

$$\Sigma M = 0$$

$$\Sigma F_y = 0$$

VI.- ESFUERZOS EN VIGAS.

$$\sigma = \frac{MC}{I}$$

ESFUERZO DE FLEXION NORMAL

$$\tau = \frac{VQ}{Ib}$$

ECUACION GENERAL PARA ESFUERZO CORTANTE

$$\tau = \frac{3V}{2A}$$

PARA SECCION RECTANGULAR

$$\tau = \frac{4V}{3A}$$

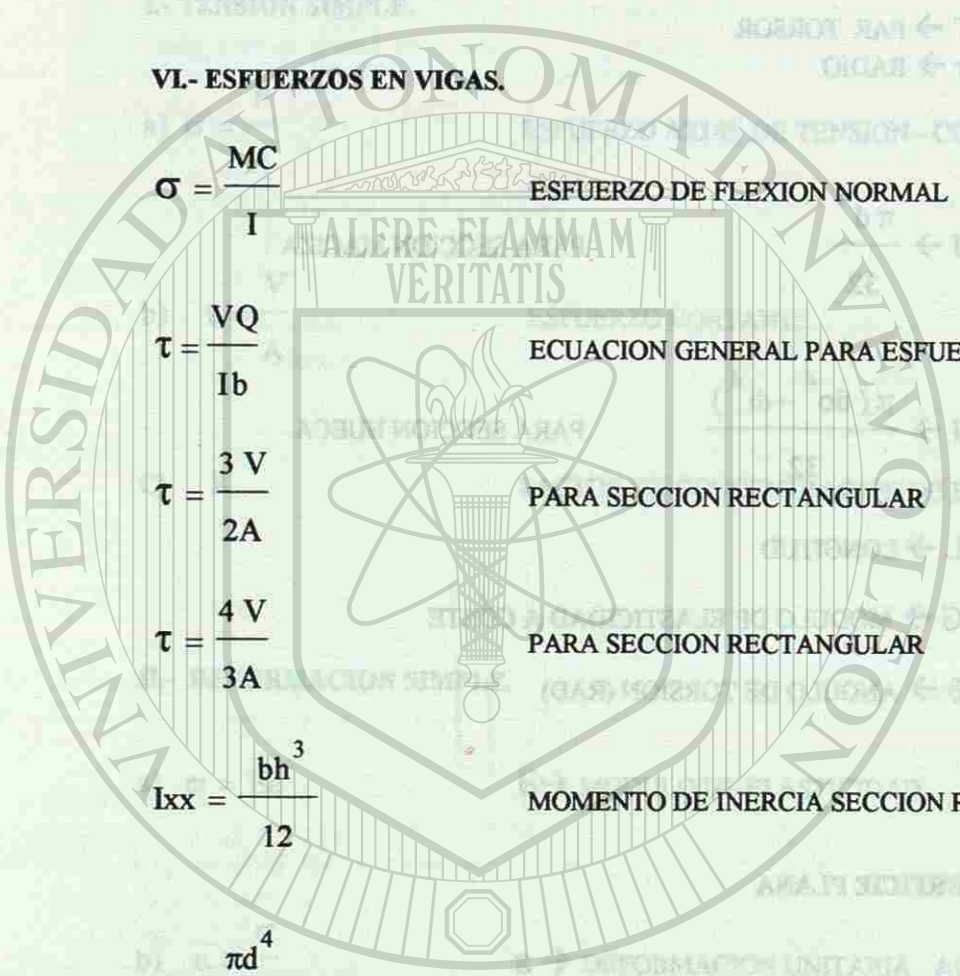
PARA SECCION RECTANGULAR

$$I_{xx} = \frac{bh^3}{12}$$

MOMENTO DE INERCIA SECCION RECTANGULAR

$$I_x = \frac{\pi d^4}{64}$$

MOMENTO DE INERCIA SECCION CIRCULAR MACIZA



U A N L

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN

VII.- ESFUERZOS COMBINADOS.

a) $\sigma_A = \frac{P}{A}$

c) $\tau_t = \frac{T r}{J}$

b) $\sigma_f = \frac{MC}{I}$

d) $\tau_v = \frac{V}{A}$



DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

