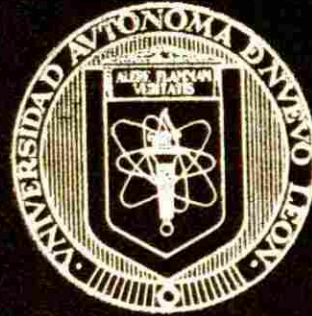


UNIVERSIDAD AUTONOMA DE NUEVO LEON

FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA
Y ELECTRICA

DIVISION DE ESTUDIOS DE POST-GRADO



ANALISIS DE FRACTURA DEL BRAZO
PORTAMOLDE DE LA MAQUINA I.S.

POR

ING. ISIDRO GARZA SALINAS

EN OPCION AL GRADO DE MAESTRIA EN
CIENCIAS DE LA INGENIERIA MECANICA CON
ESPECIALIDAD EN DISEÑO MECANICO

SAN NICOLAS DE LOS GARZA, N. L.
JUNIO DE 1999

9 9 13 13

9 9 13 13

9 9 13 13

9 9 13 13

9 9 13 13

9 9 13 13

9 9 13 13

9 9 13 13

9 9 13 13

9 9 13 13

9 9 13 13

9 9 13 13

9 9 13 13

1999

I.G.S.

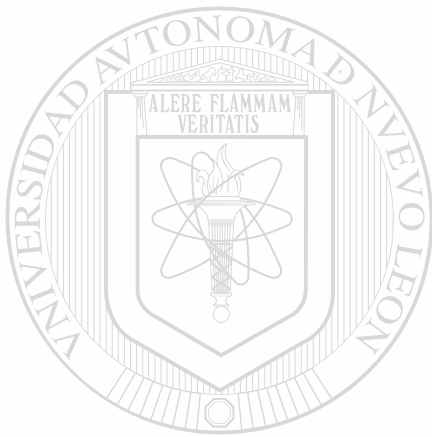
LA MAQUINA

DE FRACIURA

PORTAZZO



1080089076



UANL

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN

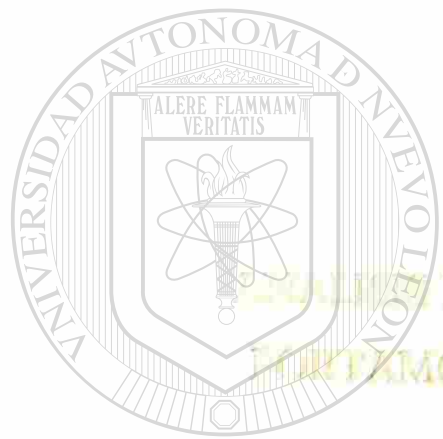


DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN

FAACULTAD DE INGENIERIA MECANICA
Y ELECTERICA

DIVISION DE ESTUDIOS DE POST-GRADO



TRABAJO DE PRACTICA DEL TITULO
EL MOLDE DE LA MAQUINA IS.

UANL

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN

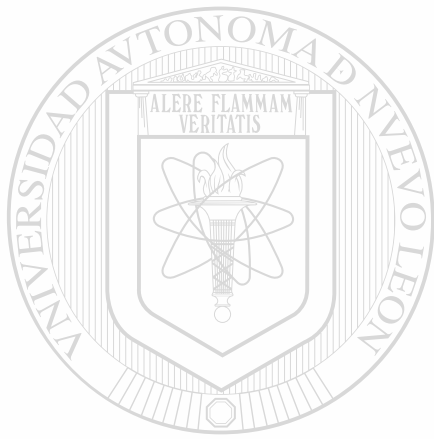
DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

ING. ISIDRO GARZA SALINAS

EN OPCION AL GRADO DE MAESTRIA EN
CIENCIAS DE LA INGENIERIA MECANICA CON
ESPECIALIDAD EN DISEÑO MECANICO

SAN NICOLAS DE LOS GARZA, N. L.
JUNIO DE 1989

TM



UANL

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN

®

DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS



**Universidad Autónoma de Nuevo León
Facultad de Ingeniería Mecánica y Eléctrica
Subdirección de Estudios de Post-grado**

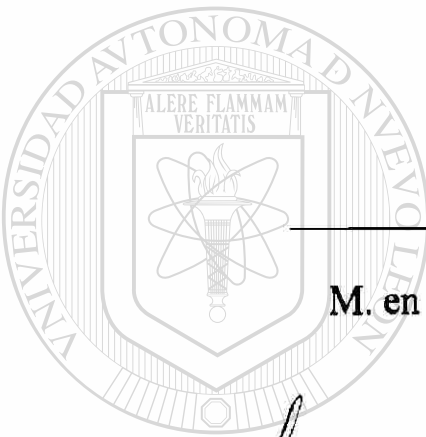
Los miembros del comité de tesis recomendamos que la tesis “Análisis de Ruptura del Brazo Portamolde de la Máquina I.S.” realizada por el Ing. Isidro Garza Salinas sea aceptada para su defensa como opción al grado de Maestro en Ciencias de la Ingeniería Mecánica con especialidad en Diseño Mecánico.

El comité de tesis



Asesor

M. en C. Daniel Ramírez Villarreal



Coasesor

M. en C. Rodolfo Ayala Estrada



Coasesor

M. en C. José Luis Castillo Ocañas



Vo. Bo.

M. en C. Roberto Villarreal Garza
División de Estudios de Post-grado

Sn. Nicolás de los Garza, N.L., Junio de 1999

DEDICATORIAS

Agradezco muy sinceramente a mi esposa María de Lourdes González Ramos y a mis hijas, Ana Lourdes y Jessica Garza González el haberme permitido robarles el tiempo que les correspondía para poder realizar este tan preciado, para un servidor, trabajo.

Que la presente sirva como ejemplo para mis hijas en su venidera educación.

Así mismo agradezco a mi asesor, M. en C. Daniel Ramírez Villarreal el tiempo que tan desinteresadamente me ha dedicado para poder llevar a término esta tesis.

Muy especialmente agradezco a todos mis compañeros del Grupo Vitro sin quienes no hubiese podido recabar la información necesaria para poder realizar este trabajo.

A todos mis familiares y amigos que me apoyaron moralmente para no claudicar en la realización de esta tesis.

PRÓLOGO

La presente tesis tiene por objeto analizar la fractura que se presentó durante la operación del mecanismo **brazo portamolde** perteneciente a la máquina I.S. formadora de envases de vidrio.

Este mecanismo es importante para la operación de la máquina I.S. porque es quien soporta el portamolde y el molde, que a su vez contienen la preforma y forma final del envase de vidrio; por lo tanto, se consideró necesario analizar, desde el punto de vista mecánico, el comportamiento del elemento al estar sometido a las fuerzas que origina la acción de formar el envase de vidrio.

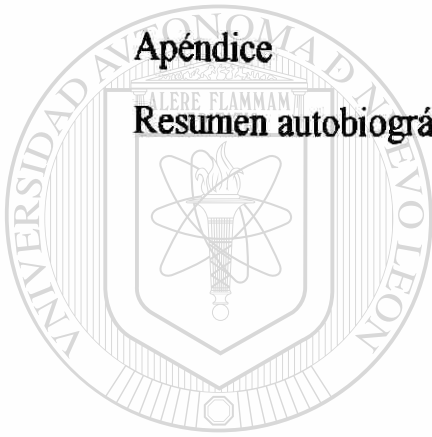
Para analizar el brazo portamolde y corroborar los esfuerzos que se originan en la operación del mismo se utilizaron bases de Resistencia de Materiales Avanzada, Análisis Experimental de Esfuerzos, Diseño de Máquinas, entre otras.

El estudio de este problema contribuirá a eliminar por completo los tiempos muertos por esta causa en la operación de la máquina I.S. Cabe mencionar que con el diseño original del brazo portamolde, este estuvo trabajando sin problemas, sin embargo, se presentó la falla.

ÍNDICE GENERAL

	Página
Prólogo	i
Índice general	ii
1.- Síntesis	1
2.- Introducción	
2.1 Descripción del problema a resolver	5
2.2 Objetivo de la tesis	6
2.3 Justificación del trabajo de tesis	7
2.4 Metodología	8
2.5 Límites del estudio	9
2.6 Revisión bibliográfica	10
3.- Análisis del diseño y propuestas de alternativas	
3.1 Introducción	11
3.2 Descripción de una máquina I.S.	12
3.3 Descripción del brazo portamolde	14
3.3.1 Operación del brazo portamolde	15
3.4 Antecedentes del brazo portamolde	
3.4.1 Antecedentes de operación	16
3.5 Características del material	17
3.6 Análisis del diseño del brazo portamolde	27
3.7 Rediseño del brazo portamolde	77
3.7.1 Alternativa No. 1: cambio de sección transversal	78

3.7.2 Alternativa No. 2: relocalización del agujero concentrador de esfuerzos	94
3.7.3 Alternativa No. 3: cambiando el material de fabricación	110
4.- Efecto térmico	127
5.- Conclusiones y recomendaciones	130
Bibliografía	134
Listado de tablas	136
Listado de figuras	137
Apéndice	139
Resumen autobiográfico	140



UANL

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN



DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

1.- SÍNTESIS

El contenido principal de la presente tesis es el análisis de un mecanismo que soporta el molde preforma llamado "brazo portamolde". Este análisis es necesario ya que el brazo portamolde se empezó a fracturar sin motivo aparente. El hecho de que se fracturara ocasionaba pérdidas en la producción, y por lo tanto en la productividad, arrastrando una pérdida económica para la empresa. Personal de operación de la planta a lo único a lo que se abocaba, después de ocurrida la falla, era a cambiar la pieza fracturada por otra nueva. Esto, además de las pérdidas mencionadas anteriormente, hacía que se incrementaran los costos de producción por el hecho de estar usando piezas nuevas con mayor frecuencia; lógicamente la vida útil de la pieza no se estaba aprovechando al cien por ciento.

Para determinar las causas por las cuales se presentó la falla se siguieron los siguientes pasos: lo primero fue investigar con el usuario los antecedentes de trabajo de la pieza, lográndose obtener información valiosa para el análisis. De aquí se desprendió principalmente que la pieza solo estaba durando aproximadamente un 30 % de su vida útil pronosticada. Posteriormente se consultó al fabricante local para conocer como fabricaba la pieza viéndose que los métodos seguidos por este eran los correctos.

Dado que la máquina a la cual pertenece el brazo portamolde es de tecnología americana se procedió a investigar con esta empresa datos del diseño de la pieza. Examinando los dibujos mecánicos de dicha tecnología,

no se pudo obtener la información deseada ya que solo venían datos muy generales del diseño; estos fueron solo cargas muy generales a las que está sometida la pieza a la hora de operar, así como arreglos generales de la pieza.

Datos importantes para la elaboración de dibujos mecánicos fueron encontrados; con esto se pudo realizar los arreglos en dibujo de la pieza a conveniencia. Con estos arreglos y con información proporcionada por el departamento de operación de la empresa se pudo analizar a detalle y obtener el resto de las cargas de trabajo a las cuales estaba sometida la pieza.

Dada la poca información que se tenía del diseñador americano y del fabricante local, se procedió a realizar análisis químico y metalográfico de la pieza en cuestión para poder determinar el grado de acero con el cual se había fabricado la pieza, así como la microestructura de dicho material. Los resultados proporcionados por el laboratorio se compararon contra los estándares de la A.S.T.M. y se pudo determinar que el tipo de acero correspondía a un hierro nodular ferrítico grado 60 - 40 - 18.

Propiedades mecánicas de la pieza en cuestión fueron obtenidas al realizar ensayos estáticos de tensión. Tales propiedades son: esfuerzo a la cedencia, esfuerzo máximo a la tensión, esfuerzo de ruptura, porcentaje de elongación, porcentaje de reducción de área, entre otras. De suma importancia para el presente análisis fueron la resistencia del material a la cedencia y su resistencia máxima.

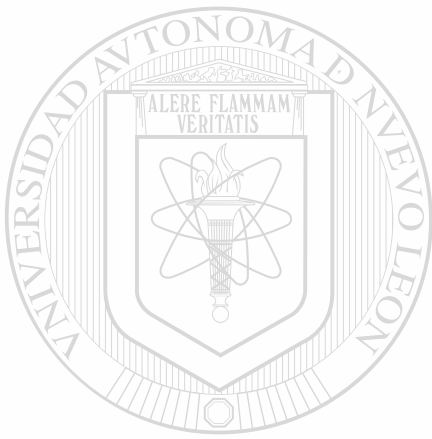
Con datos tales como las cargas de trabajo de la pieza y sus propiedades mecánicas, entre otras, se empezó a analizar a detalle que estaba ocurriendo con el material. Teniéndose que la pieza está sometida a cargas cíclicas, el análisis se llevo a cabo aplicando las teorías de Mises Hencky y de Cortante Máximo. Con ambas teorías se pudo corroborar que el material está al límite de su resistencia. El análisis también contempló que la pieza esta sometida a una temperatura de operación superior a la temperatura del lugar de trabajo. De hecho en la parte de conclusiones y recomendaciones de la presente tesis se habla al respecto.

Otro aspecto importante en el análisis fue el considerar factores de concentración de esfuerzos para el material, ya que la pieza tiene una geometría compleja aunado a que existen agujeros que sirven como sujetadores de equipo adicional requerido para la operación, los cuales actúan como concentradores de esfuerzos.

De todo el análisis se desprendió que el material del cual esta fabricada la pieza en cuestión estaba trabajando con un bajo factor de seguridad. De ahí que se haya sugerido en el rediseño el que solo se cambiara el tipo de material con el cual fabricar la pieza mecánica. El material sugerido tiene tales propiedades mecánicas, obtenidas en teoría solamente, que es capaz de elevar el factor de seguridad con el cual va a trabajar la pieza en cuestión, a valores que están dentro de los rangos permisibles para el tipo de acero analizado.

La geometría de la pieza no se ha tocado ya que en primera sería meterse a rediseñar por completo la pieza, lo cual podría ser tema de otra tesis; y en

segunda, todo el equipo periférico con el cual trabaja la pieza en cuestión también tendría que someterse a revisión de su geometría.



UANL

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN



DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

CAPÍTULO 2 INTRODUCCIÓN

2.1 DESCRIPCIÓN DEL PROBLEMA A RESOLVER

La fabricación de envases de vidrio es una operación continua en la máquina I.S. (su descripción se verá más adelante). Para asegurar esta continuidad el diseñador mecánico debe establecer criterios bastante aceptables al diseñar elementos mecánicos; un buen diseño, una correcta selección del material para fabricación, contribuyen a que el elemento mecánico trabaje seguro.

En este caso uno de los elementos mecánicos con que cuenta la máquina I.S. , y que es clave para la continuidad de la producción, se fracturó al poco tiempo de iniciar su operación. Esto trajo como consecuencia pérdidas en la producción y la productividad, así como incremento en los costos de producción, entre otras cosas.

Sin pérdida de tiempo el departamento de mantenimiento de la empresa reemplazaba el elemento fracturado por otro nuevo dejando en el olvido el elemento fracturado sin analizar las causas de la falla. El elemento nuevo también se fracturaba al poco tiempo de iniciar su operación siendo nuevamente reemplazado por otro nuevo.

Se tenía un problema y la solución más fácil era reemplazar piezas fracturadas por piezas nuevas, sin considerar el someter a un estudio el elemento fracturado.

2.2 OBJETIVO DE LA TESIS

La **Máquina I.S. (Individual Section)** fue creada para la formación, en una gran variedad de tamaños y formas, de envases de vidrio. Está conformada de una gran cantidad de piezas o elementos de máquina, las cuales, en conjunto y en sincronía, trabajan para lo que fue diseñada: **fabricar envases de vidrio.**

Uno de estos elementos, el brazo portamolde lado preforma, está diseñado, en conjunto con otras piezas, para soportar el molde preforma; en esta preforma se realiza la primera fase de lo que será el futuro envase.

Al principio de la operación del brazo portamolde se presentaron fallas, tales como fractura del mismo, lo que ocasionó pérdidas en la producción y en la productividad impactando enormemente en los resultados financieros de la empresa, ya que se tenían que cambiar con mayor frecuencia éstas piezas.

Normalmente un brazo portamolde tiene una vida útil de tres años; en este caso la fractura se presentaba aproximadamente a un 30 % de esa vida; por lo tanto se estaba desperdiciando el 70 %. A fin de prolongar la vida útil de la pieza, se definió el objetivo del presente estudio: **analizar el brazo portamolde para determinar las causas por las cuales se estaba presentando la falla o fractura.**

2.3 JUSTIFICACIÓN DEL TRABAJO

Siendo de vital importancia el brazo portamolde para la correcta operación de la máquina I.S. y por el hecho de presentar fallas, tales como la fractura, se hizo necesario analizar desde el punto de vista teórico, los esfuerzos a los que está sometido el brazo portamolde, para poder determinar el porqué de la falla que se presentaba al poco tiempo de estar operando. Un paso preliminar que se dio al momento de empezarse a presentar la fractura del brazo portamolde fue solamente el cambio de material del mismo. Esto se hizo sin someter el brazo portamolde a análisis de esfuerzos. De aquí que se desprende la necesidad de analizar, desde el punto de vista teórico, los esfuerzos a los que está sometido al momento de estar trabajando en la máquina I.S.

El eliminar por completo la falla en el mecanismo mencionado contribuirá directamente a eliminar los tiempos muertos en la máquina I.S. por esta causa.

2.4 METODOLOGÍA

Como primer paso se analizarán las características actuales del brazo portamolde para poder determinar los antecedentes del diseño. Con esto se quiere determinar bajo que condiciones particulares o generales se realizó el diseño del brazo. Después se procederá a analizar bajo que consideraciones se realizó el cálculo ingenieril de la pieza, es decir, dimensiones generales, carga a la que se somete la pieza, etc. Por otra parte, se analizará el material empleado para su fabricación; bajo que condiciones y/o consideraciones fue seleccionado.

Analizados a detalle los antecedentes del diseño de la pieza se procederá a realizar el rediseño de la misma empleando como base los antecedentes y aplicando los conceptos de diseño mecánico.

2.5 LÍMITES DEL ESTUDIO

El presente estudio se limita a realizar el análisis de la falla del elemento desde el punto de vista mecánico.

Solo se analizará desde el punto de vista teórico. No se utilizarán modelos matemáticos computarizados (software especializado) para el análisis de los esfuerzos a los que está sometido el brazo portamolde. La corroboración del rediseño del brazo portamolde ya en la práctica no se verificará, sin embargo, con los cálculos teóricos se comprobará el que dicho elemento resistirá los esfuerzos a los que se someterá durante su operación.

Cabe recalcar que el análisis se hará desde el punto de vista teórico y que no se comprobará en la operación la propuesta de solución presentada. La recomendación se deja a la empresa y solo esta analizará la conveniencia de sujetar el brazo portamolde a la operación continua, ya que esto conlleva a sacrificar producción de envases de vidrio.

2.6 REVISIÓN BIBLIOGRÁFICA

Como apoyo a la realización de este trabajo se consultó literatura relacionada con el diseño mecánico. Se tomó de los textos criterios para analizar mecánicamente el elemento fracturado, tales criterios fueron principalmente:

- *- Cálculo de centroides de secciones transversales.
- *- Cálculo de momentos de inercia de secciones transversales.
- *- Cálculo de esfuerzos de flexión en diferentes puntos de la sección transversal analizada.
- *- Aplicación de las teorías de Mises Hencky y de Cortante Máximo para el cálculo del factor de seguridad con que estaba trabajando el elemento mecánico en cuestión.

En este último tema, se observó que la aplicación de ambas teorías encajaba bien en el análisis que se pretendía hacer; de hecho, como se verá más adelante, se corroboró que aplicando ambas teorías los resultados del cálculo del factor de seguridad son iguales.

3.- ANÁLISIS DEL DISEÑO Y PROPUESTAS DE ALTERNATIVAS

3.1 INTRODUCCIÓN

La operación diaria de un mecanismo para un fin específico está asegurada con un buen diseño del mismo contemplando en él; material, cargas de trabajo, etc. Cuando no se consideran aspectos relacionados con las condiciones de trabajo reales puede traer como consecuencia que dicho mecanismo no cumpla estrictamente para lo que fue creado. Tal es el caso del presente análisis. Aquí se analizará un mecanismo llamado brazo portamolde, que presentó fallas al momento de su operación.

El desarrollo del análisis se hará considerando las características mecánicas, químicas y metalográficas del material como apoyo en los conceptos del diseño que se aplicarán para determinar las causantes del daño a la pieza.

3.2 DESCRIPCIÓN DE UNA MÁQUINA I.S.

De acuerdo a la sala de vidrio Muscum, la primera máquina formadora de envases de vidrio fue inventada en la década de 1820. Durante esos días un operador acarreaba los envases de vidrio desde un horno hasta la prensa de vidrio. Un segundo operador cortaba el vidrio requerido para el artículo deseado y lo colocaba sobre la máquina forzando a un émbolo dentro del molde para formar el producto final. El arte de automatizar la producción de vidrio fue desarrollada primero en Estados Unidos de Norteamérica. Uno de los primeros experimentadores fue Philip Arbogast quien desarrolló y patentó “la clave para la mecanización de la botella” en la década de 1880. El desarrollo de la producción automática de envases de vidrio proporcionó dos adaptaciones clave: 1) los moldes fueron colocados sobre una mesa rotatoria y 2) el aire se usó para soplar el vidrio. El paso más radical en el soplado de botellas ocurrió alrededor de 1904, cuando el proceso Owens fue inventado y vino a usarse rápidamente.

DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

En los siguientes años la máquina I.S. fue sufriendo transformaciones para hacerla más productiva. En la tabla 3-1 se aprecia la transformación que ha sufrido la máquina I.S., es decir, su incremento de capacidad, a través de los años:

Año de fabricación	Tamaño de la Máquina I.S.	Producción
1925	3 y 4 secciones (S.G.*)	40 B. P. M.****
1939	4 secciones (D.G.**)	75 B. P. M.****
1950	5 secciones	115 B. P. M.****
1953	6 secciones	135 B. P. M.****
1970	8 secciones	180 B. P. M.****
1972	10 secciones (T.G.***)	245 B. P. M.****

* Simple Goat (Cavidad Sencilla)

** Double Goat (Doble Cavidad)

*** Triple Goat (Triple Cavidad)

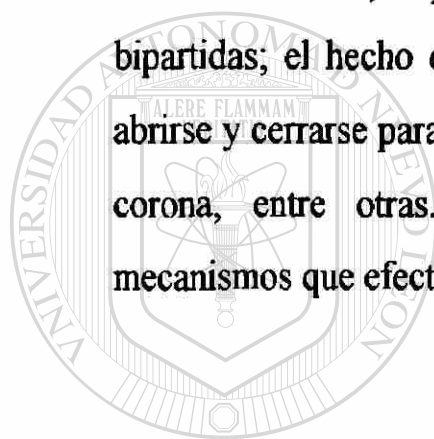
**** Botellas Por Minuto

Tabla 3-1 Transformación de la máquina I.S. a través de los años

La máquina I.S. actualmente domina el mercado mundial por su versatilidad y productividad, pudiéndose encontrar máquinas de hasta 12 secciones, cuádruple cavidad, máquinas en Tandem desde 6 secciones hasta 10 secciones.

3.3 DESCRIPCIÓN DEL BRAZO PORTAMOLDE

Una de las partes con que cuenta la máquina I.S. al momento de ser fabricada o armada es lo que comúnmente se llama “Equipo Variable”. Dentro de las piezas que componen este equipo variable están los *brazos portamoldes o bisagras* los cuales son los que soportan o cargan el premolde y molde en donde son formados la preforma y forma final de los envases de vidrio, respectivamente. Tanto el premolde y el molde son piezas bipartidas; el hecho de que sean bipartidas permite al premolde y molde abrirse y cerrarse para efectuar las operaciones de cargado de vela, soplo de corona, entre otras. Precisamente, los brazos portamoldes son los mecanismos que efectúan el trabajo de abrir y cerrar al premolde y molde.



UANL

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN

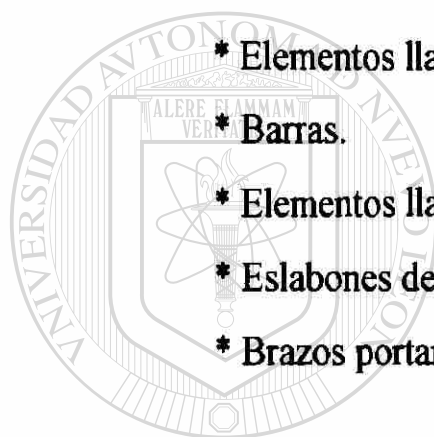


DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

3.3.1 OPERACIÓN DEL BRAZO PORTAMOLDE

Para la operación de los brazos portamoldes intervienen una serie de mecanismos, los cuales en conjunto y sincronía, permiten a los brazos portamoldes abrir y cerrar. Tales mecanismos son:

- * Cilindro neumático de doble acción.
- * Eslabón de conexión corto inferior.
- * Elemento llamado “avión” por su geometría.
- * Eslabones de conexión largos.
- * Elementos llamados “Peras” inferiores.
- * Barras.
- * Elementos llamados “Peras” superiores.
- * Eslabones de conexión cortos superiores.
- * Brazos portamoldes.



UANL

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN



DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

3.4 ANTECEDENTES DEL BRAZO PORTAMOLDE

3.4.1 ANTECEDENTES DE OPERACIÓN:

Los brazos portamoldes que presentaron la fractura inician su operación en 1992 en la planta del Grupo Vitro ubicada en la ciudad de Mexicali, B.C. Dichos brazos portamoldes fueron diseñados para soportar los portamoldes y moldes correspondientes a un determinado envase de vidrio. El inicio de la producción de dicho envase se realizó sin problema alguno, ya que los brazos portamoldes estaban realizando su función; abrir - cerrar portamoldes y moldes en ciclos repetitivos.

Después de transcurrido cierto tiempo de operación, se empezaron a presentar problemas con los brazos portamoldes. Tales problemas fueron la fractura de uno de los miembros de la bisagra, y precisamente en el inferior, se presentó la fractura en una de las partes curvas del mismo. La acción inmediata del personal de mantenimiento de la planta fue sustituir la bisagra rota por una nueva no llevándose registro alguno de estos problemas. Esto obviamente incrementó los costos de producción debido a los paros de la máquina I.S. o tiempos muertos, en la sección involucrada, por concepto de fractura de bisagra. Se notó que la falla ocurría en la misma zona de la pieza; un agujero de conexión.

3.5 CARACTERIZACIÓN DEL MATERIAL

Para poder realizar el análisis del diseño del material actual, fue necesaria la caracterización del material en lo que se refiere al análisis químico, metalográfico y mecánico. Esta caracterización se tomó como base para fines de cálculo del análisis de la pieza e identificación del material.

Se seleccionó una bisagra que había presentado la fractura y con esta se fabricaron tres especímenes, tal y como lo muestra la figura 3.1, para realizar los ensayos estáticos de tensión correspondientes.

También con un trozo de la bisagra se realizaron análisis químicos, para conocer su composición química, y metalográficos para establecer la identificación del material en base a su tipo de fase y grano.

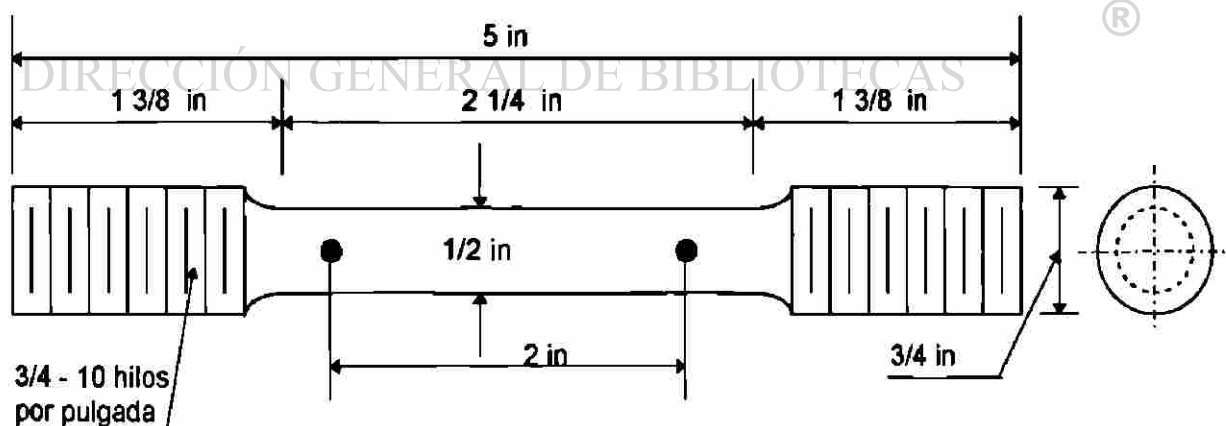


Figura 3. 1 Dimensionamiento de probeta estándar para ensayo de tensión

Del análisis químico que se realizó a la bisagra se obtuvieron los siguientes resultados:

% C	% Mn	% P	% S	% Si	% Cr	% Ni
3.40	0.40	0.101	0.021	2.54	0.030	0.060

y del análisis metalográfico, en microsección, se observó lo siguiente:

- Nódulos de grafito tamaño 6, entre granos de Ferrita tamaño 7 y ± 10 % de Perlita; esto uniformemente distribuido en toda la sección.
- La dureza determinada fue de 81.70 H.R.B.
- La estructura del material es una típica de un **Hierro Nodular Ferrítico**.

Por otra parte, la caracterización mecánica se hizo en base a un ensayo estático de tensión, tomando como base la norma A.S.T.M. E - 8, siguiendo los procedimientos recomendados por esta para su realización, siendo estos:

- Maquinado de la probeta (figura 3.1).
- Velocidad del ensayo: 0.15 mm/min antes de presentar cedencia y 2 mm/min después de presentar cedencia.
- Condiciones de laboratorio (Temperatura ambiente de 23 °C y Humedad ambiente del 50 %).
- Número de especímenes a probar: 3
- Bitácora del ensayo: del ensayo se obtuvieron los siguientes resultados:

Probeta No. 1

Material: Hierro

Estándar: A.S.T.M. E - 8

Longitud de Calibración: 50.85 mm

Diámetro de Calibración: 12.70 mm

Resultados del ensayo:

Carga (Nw)	Deformación (mm)	Esfuerzo Nw/mm ² = Mpa	Deformación Unitaria mm / mm
0.00	0.0000	0.00	0.0000
1,962.00	0.3600	15.49	0.0071
3,924.00	0.4600	30.98	0.0090
5,886.00	0.5300	46.46	0.0104
7,848.00	0.5900	61.95	0.0116
9,810.00	0.6400	77.44	0.0126
11,772.00	0.6800	92.93	0.0134
13,734.00	0.7200	108.42	0.0142
15,696.00	0.7700	123.91	0.0151
17,658.00	0.8000	139.39	0.0157
19,620.00	0.8400	154.88	0.0165
21,582.00	0.8800	170.37	0.0173
23,544.00	0.9100	185.86	0.0179
25,506.00	0.9500	201.35	0.0187
27,468.00	0.9885	216.83	0.0194
29,430.00	1.0230	232.32	0.0201
32,373.00	1.0792	255.56	0.0212
35,316.00	1.1288	278.79	0.0222
38,259.00	1.1998	302.02	0.0236
41,202.00	1.3265	325.25	0.0261
41,692.50	1.3600	329.12	0.0267
42,183.00	1.4200	333.00	0.0279
43,164.00	1.4875	340.74	0.0293
44,145.00	1.6002	348.48	0.0315
45,126.00	1.7600	356.23	0.0346
47,088.00	2.2100	371.72	0.0435
48,069.00	2.4800	379.46	0.0488
49,050.00	2.8100	387.20	0.0553
51,012.00	3.5000	402.69	0.0688
52,974.00	4.5800	418.18	0.0901
54,936.00	5.7500	433.67	0.1131
55,917.00	6.7700	441.41	0.1331
56,407.50	7.4200	445.29	0.1459
56,898.00	7.9100	449.16	0.1556
57,388.50	9.5300	453.03	0.1874
57,402.23	10.0200	453.14	0.1970

Probeta No. 2

Material: Hierro

Estándar: A.S.T.M. E - 8

Longitud de Calibración: 51.16 mm

Diámetro de Calibración: 12.70 mm

Resultados del ensayo:

Carga (Nw)	Deformación (mm)	Esfuerzo Nw/mm² = Mpa	Deformación Unitaria (mm / mm)
0.00	0.0000	0.00	0.0000
1,962.00	0.4200	15.49	0.0082
3,924.00	0.5400	30.98	0.0106
5,886.00	0.6300	46.46	0.0123
7,848.00	0.7000	61.95	0.0137
9,810.00	0.7500	77.44	0.0147
11,772.00	0.8100	92.93	0.0158
13,734.00	0.8500	108.42	0.0166
15,696.00	0.9010	123.91	0.0176
17,658.00	0.9400	139.39	0.0184
19,620.00	0.9874	154.88	0.0193
21,582.00	1.0200	170.37	0.0199
23,544.00	1.0635	185.86	0.0208
25,506.00	1.0900	201.35	0.0213
27,468.00	1.1391	216.83	0.0223
29,430.00	1.1693	232.32	0.0229
31,392.00	1.2061	247.81	0.0236
33,354.00	1.2406	263.30	0.0243
35,316.00	1.2924	278.79	0.0253
36,787.50	1.4000	290.40	0.0274
37,278.00	1.4599	294.28	0.0285
38,259.00	1.6100	302.02	0.0315
39,240.00	1.7314	309.76	0.0338
40,221.00	1.8700	317.51	0.0366
41,202.00	2.0477	325.25	0.0400
42,183.00	2.2100	333.00	0.0432
43,164.00	2.3900	340.74	0.0467
44,145.00	2.5600	348.48	0.0500
45,126.00	2.7600	356.23	0.0540
46,107.00	2.9400	363.97	0.0575
47,088.00	3.1600	371.72	0.0618
48,069.00	3.4100	379.46	0.0667
49,050.00	3.6500	387.20	0.0714
50,031.00	3.9400	394.95	0.0770
51,012.00	4.2600	402.69	0.0883
51,993.00	4.5900	410.44	0.0897
52,974.00	4.9900	418.18	0.0975
53,955.00	5.3900	425.93	0.1054
54,936.00	6.0100	433.67	0.1175
55,917.00	6.6100	441.41	0.1292
56,898.00	7.5000	449.16	0.1466
57,879.00	8.9100	456.90	0.1742
58,457.79	11.0000	461.47	0.2150
57,879.00	11.9800	456.90	0.2342
56,898.00	12.4300	449.16	0.2430

Probeta No. 3

Material: Hierro

Estándar: A.S.T.M. E - 8

Longitud de Calibración: 50.98 mm

Diámetro de Calibración: 12.70 mm

Resultados del ensayo:

Carga (Nw)	Deformación (mm)	Esfuerzo Nw/mm² = Mpa	Deformación Unitaria mm / mm
0.00	0.0000	0.00	0.0000
1,962.00	0.5200	15.49	0.0102
3,924.00	0.7025	30.98	0.0138
5,886.00	0.7889	46.46	0.0155
7,848.00	0.8513	61.95	0.0167
9,810.00	0.9075	77.44	0.0178
11,772.00	0.9635	92.93	0.0189
13,734.00	1.0112	108.42	0.0198
15,696.00	1.0565	123.91	0.0207
17,658.00	1.0919	139.39	0.0214
19,620.00	1.1407	154.88	0.0224
21,582.00	1.1818	170.37	0.0232
23,544.00	1.2206	185.86	0.0239
25,506.00	1.2595	201.35	0.0247
27,468.00	1.2962	216.83	0.0254
29,430.00	1.3351	232.32	0.0262
31,392.00	1.3760	247.81	0.0270
33,354.00	1.4236	263.30	0.0279
35,316.00	1.4798	278.79	0.0290
37,278.00	1.5640	294.28	0.0307
39,240.00	1.6800	309.76	0.0330
40,221.00	1.8000	317.51	0.0353
41,202.00	1.9700	325.25	0.0386
42,183.00	2.1400	333.00	0.0420
43,164.00	2.3700	340.74	0.0465
44,145.00	2.6200	348.48	0.0514
45,126.00	2.9300	356.23	0.0575
46,107.00	3.2900	363.97	0.0645
47,088.00	3.6600	371.72	0.0718
48,069.00	4.0100	379.46	0.0787
49,050.00	4.6100	387.20	0.0904
50,031.00	5.2100	394.95	0.1022
51,012.00	5.9700	402.69	0.1171
51,993.00	6.8900	410.44	0.1352
52,974.00	8.3000	418.18	0.1628
53,464.32	9.8500	422.05	0.1932
53,577.32	10.8900	422.94	0.2136
53,464.50	11.6200	422.05	0.2279
52,974.00	12.3900	418.18	0.2430

Con los resultados obtenidos en los ensayos de tensión se elaboraron las gráficas de comportamiento para cada probeta, las cuales se indican a continuación:

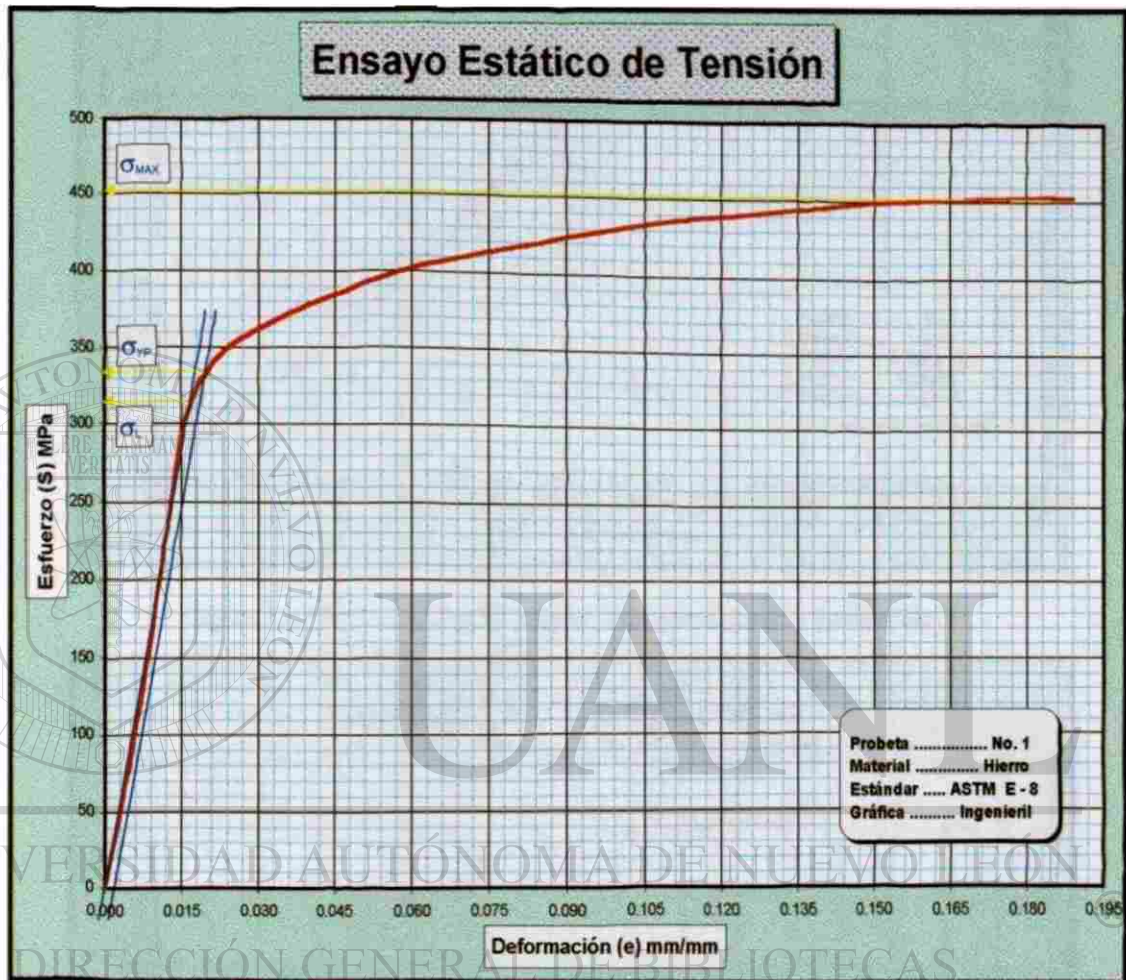


Figura 3.2 Gráfica Ingenieril Probeta No. 1

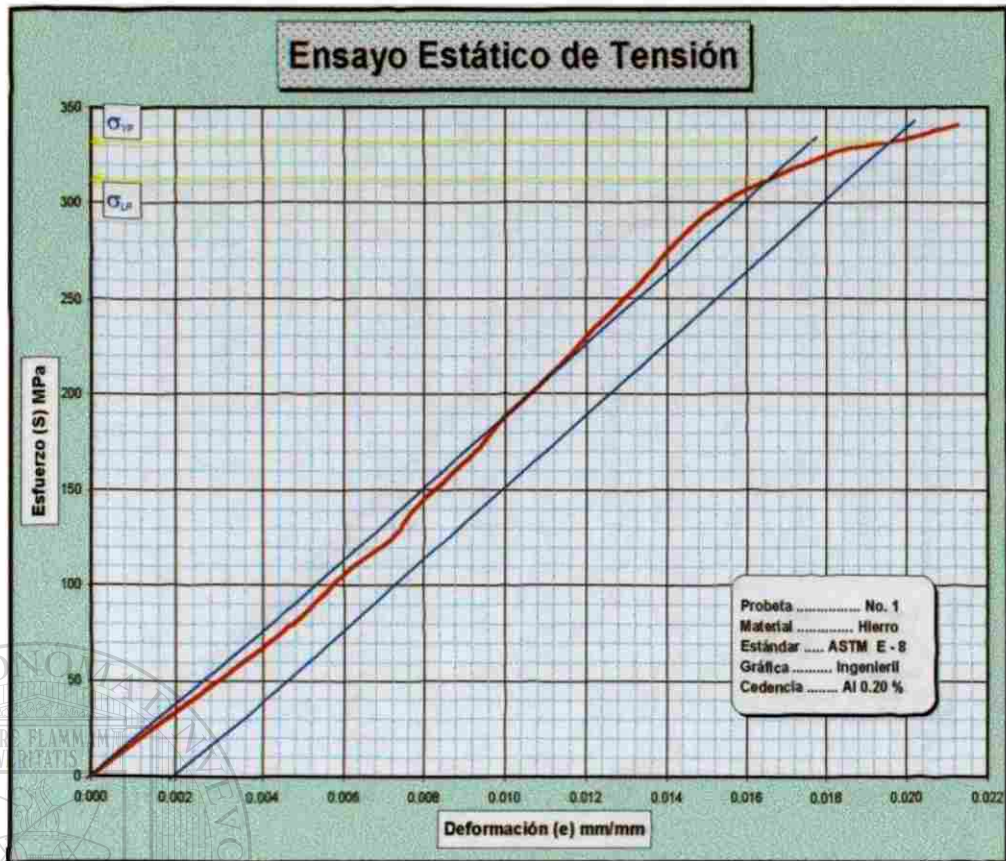


Figura 3.3 Gráfica Ingenieril Amplificada para Cedencia Probeta No. 1

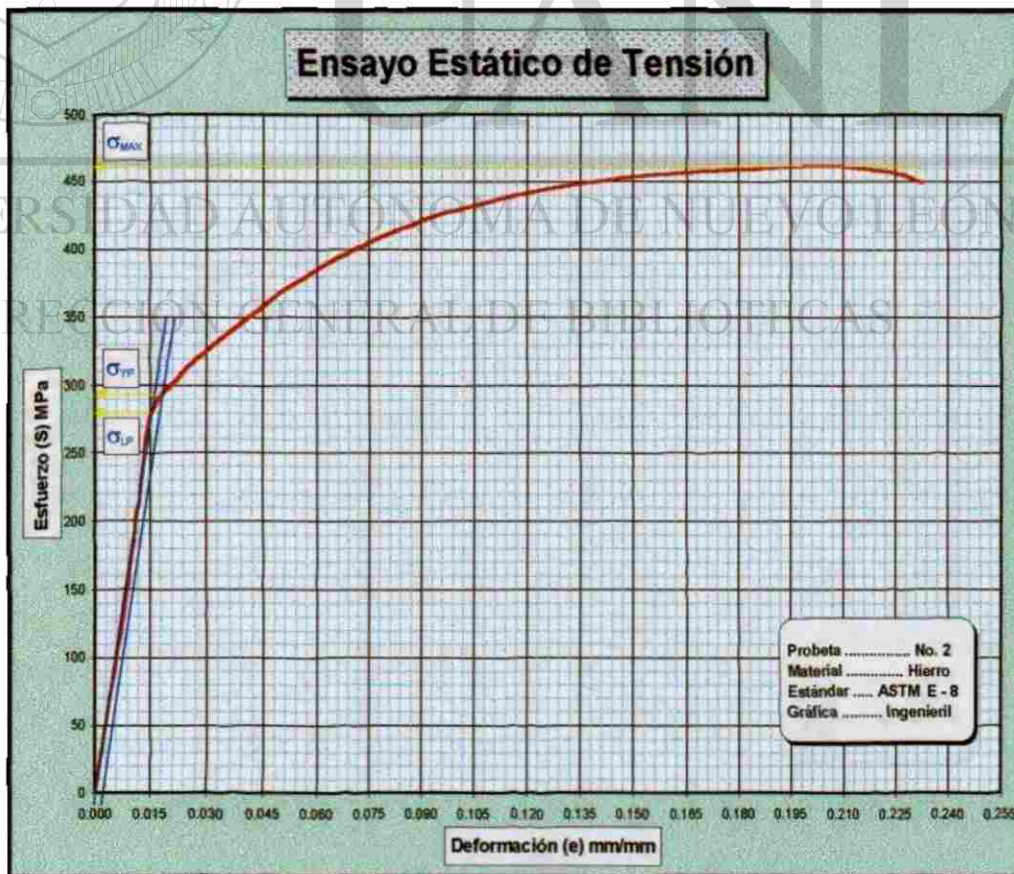


Figura 3.4 Gráfica Ingenieril Probeta No. 2

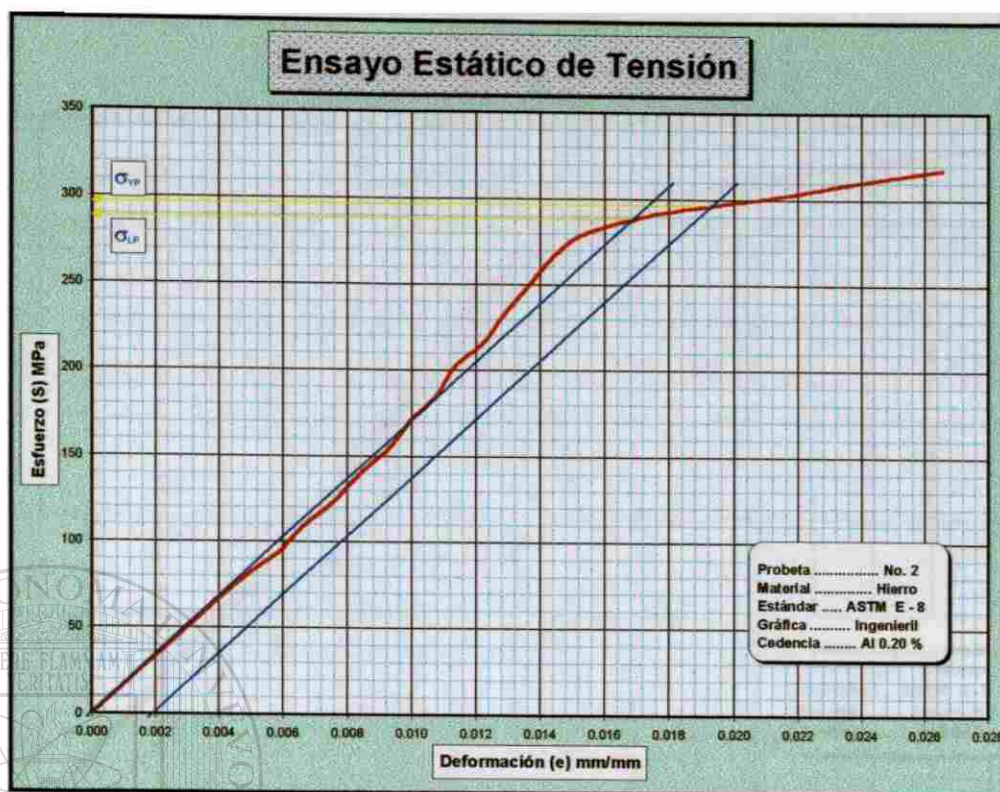


Figura 3.5 Gráfica Ingenieril Amplificada para Cedencia Probeta No. 2

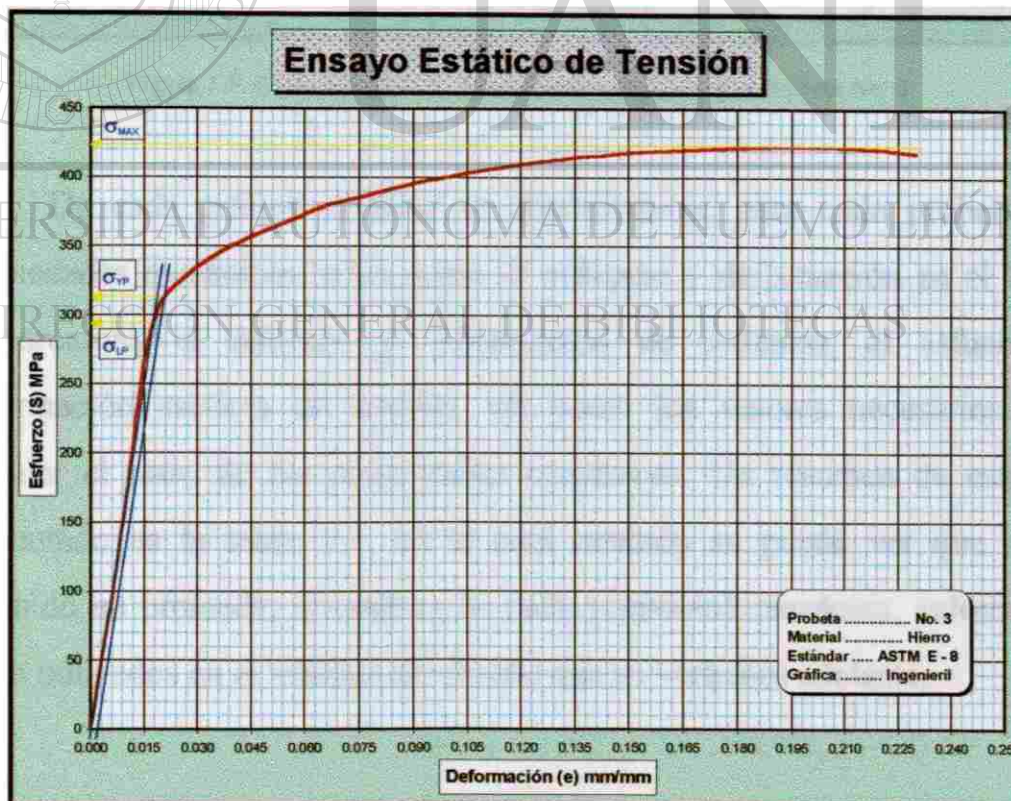


Figura 3.6 Gráfica Ingenieril Probeta No. 3

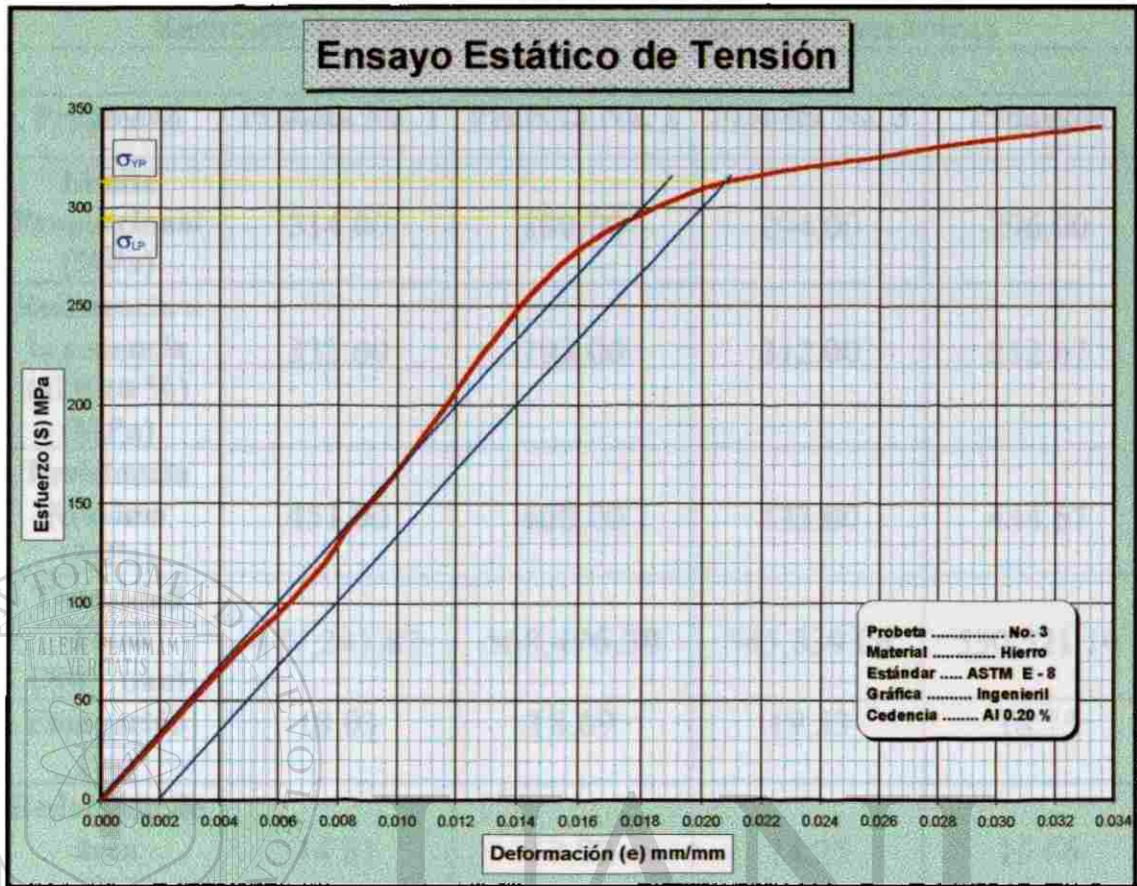


Figura 3.7 Gráfica Ingenieril Amplificada para Cedencia Probeta No. 3

De cada gráfica anterior se determinaron, para cada probeta, las propiedades mecánicas, tales como el esfuerzo y deformación en el límite proporcional, el esfuerzo y deformación de cedencia, el esfuerzo y deformación máxima de tensión, así como los valores necesarios para calcular el resto de las propiedades mecánicas. Un resumen de estas es presentado en la tabla 3-2, en la cual también se puede ver que se ha obtenido un promedio aritmético de cada propiedad mecánica, valores que serán utilizados en el análisis del diseño que se verá más adelante.

Resumen de resultados de las propiedades mecánicas

Propiedad	Probeta No. 1	Probeta No. 2	Probeta No. 3	Promedio
Límite Proporcional (MPa)	314.00	280.00	294.00	296.00
Resistencia a la cedencia (al 0.20 %) (MPa)	333.00	293.00	312.00	312.67
Resistencia Máxima (MPa)	451.00	460.00	423.00	444.67
Tenacidad Total (Nw - mm)	477,247.87	568,476.38	545,839.06	530,521.10
Elongación (%)	18.03	18.69	19.53	18.75
Reducción de área (%)	14.81	17.92	14.25	15.66

Tabla 3-2 Resumen de las Propiedades Mecánicas

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN

DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

3.6 ANÁLISIS DEL DISEÑO DEL BRAZO PORTAMOLDE

a) Descripción del brazo portamolde

En la figura 3.8 se representa el brazo portamolde en conjunto con algunos de los elementos que intervienen para la formación de envases de vidrio. Dichos elementos son:

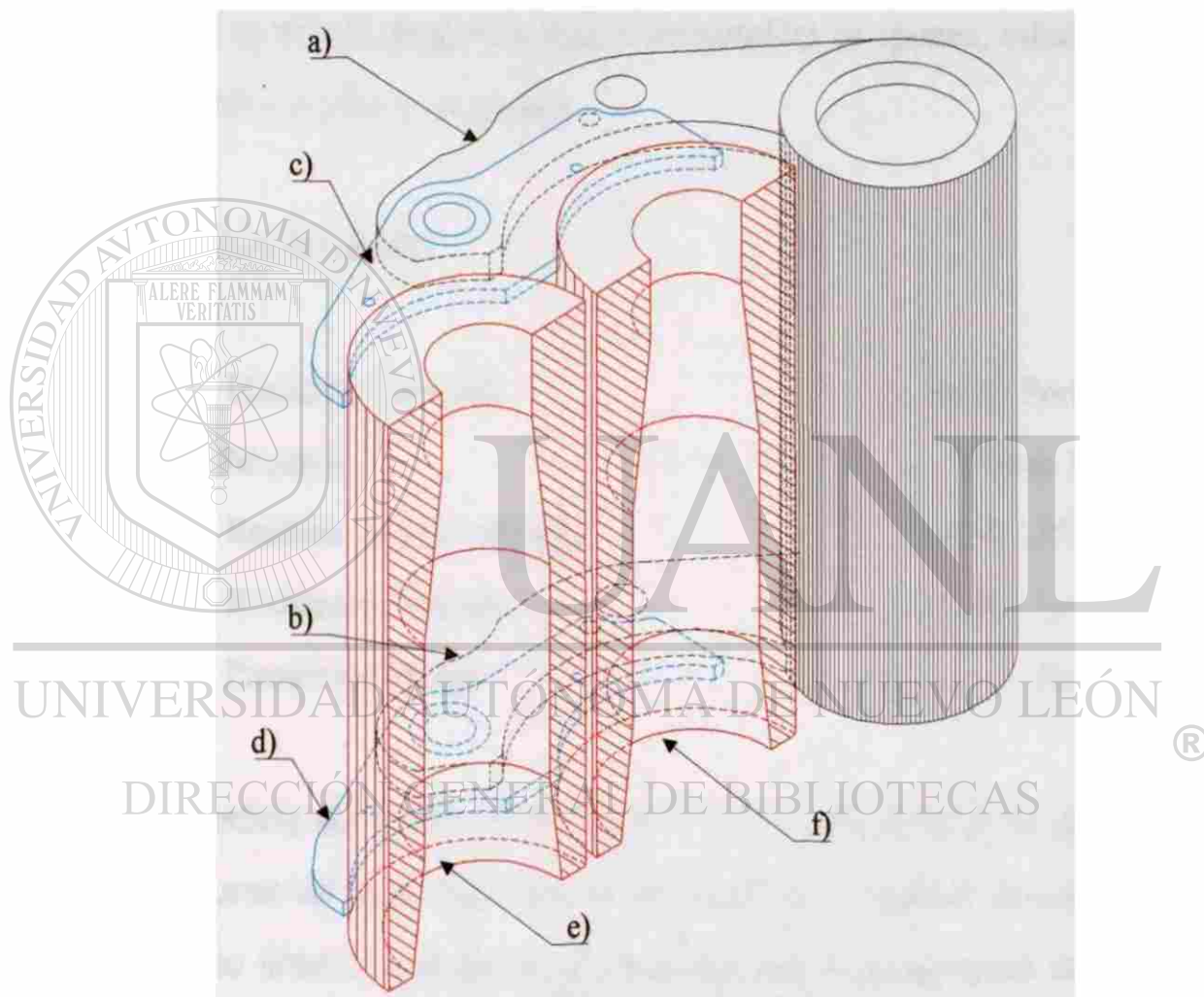


Figura 3.8 Partes del Brazo Portamolde

a) brazo portamolde superior, b) brazo portamolde inferior, c) inserto superior, d) inserto inferior, e) molde 1, f) molde 2. La figura 3.8 representa un mecanismo de doble cavidad, es decir, intervienen dos moldes a la vez para la fabricación de envases de vidrio.

b) Operación del mecanismo brazo portamolde

Estando cerrados ambos moldes, y después de que ha sido “cargada” la vela, se introduce aire a presión en medio de los moldes por un mecanismo llamado brazo obturador. Este aire a presión se distribuye uniformemente en las paredes internas de los moldes, tratando con esto de abrir a los mismos, lo cual no sucede porque los brazos portamoldes se oponen, esforzándose al mantener cerrados a los moldes.

c) Análisis del diseño

1.- Elemento a analizar	Brazo Portamolde
2.- Material	Hierro Nodular
3.- Resistencia a la cedencia	45,337.15 Lb / in ²
4.- Resistencia Máxima	64,477.15 Lb / in ²
5.- Presión de trabajo	50 Lb / in ²

- Superficie del molde: en la figura 3.9 se puede apreciar la distribución uniforme de la presión del aire actuando en el interior de cada molde. Dicho interior corresponde al socavado que se maquina en cada molde para con esto fabricar el envase de vidrio.

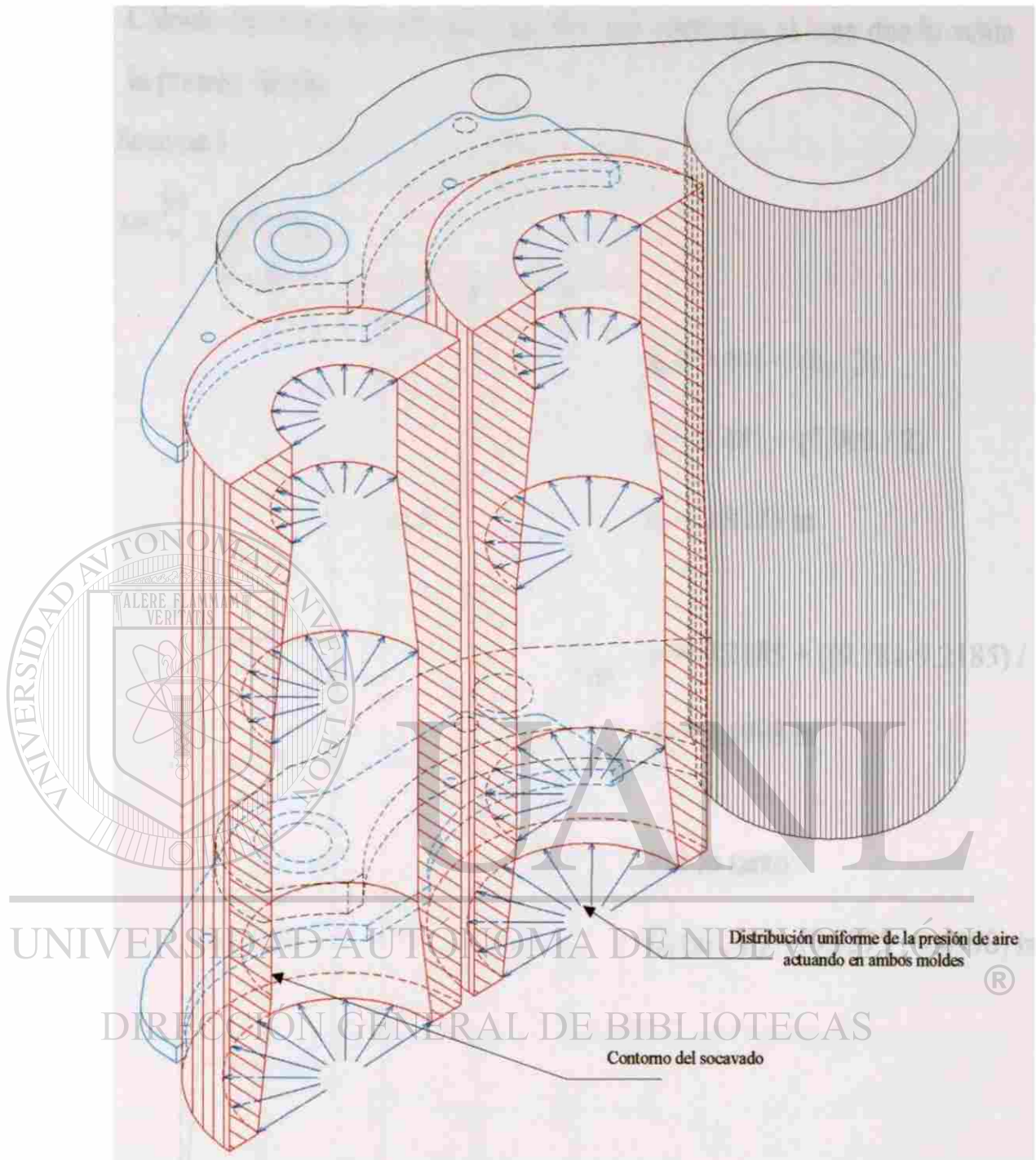


Figura 3.9 Presión de aire actuando en ambos moldes.

Como resultado de la distribución de la presión del aire representado en la figura 3.9 se tiene una fuerza resultante en cada molde, misma que a continuación se calculará:

- Cálculo del centroide de cada sección que conforma el área donde actúa la presión de aire:

- Sección I



$$\bar{x}_1 = 0.441 + (b_1 / 2)$$

$$x_1 = 0.441 + (0.993 / 2)$$

$$\bar{x}_1 = 0.9375 \text{ in}$$

$$\bar{y}_1 = 9.2185 + ((9.781 - 9.2185) / 2)$$

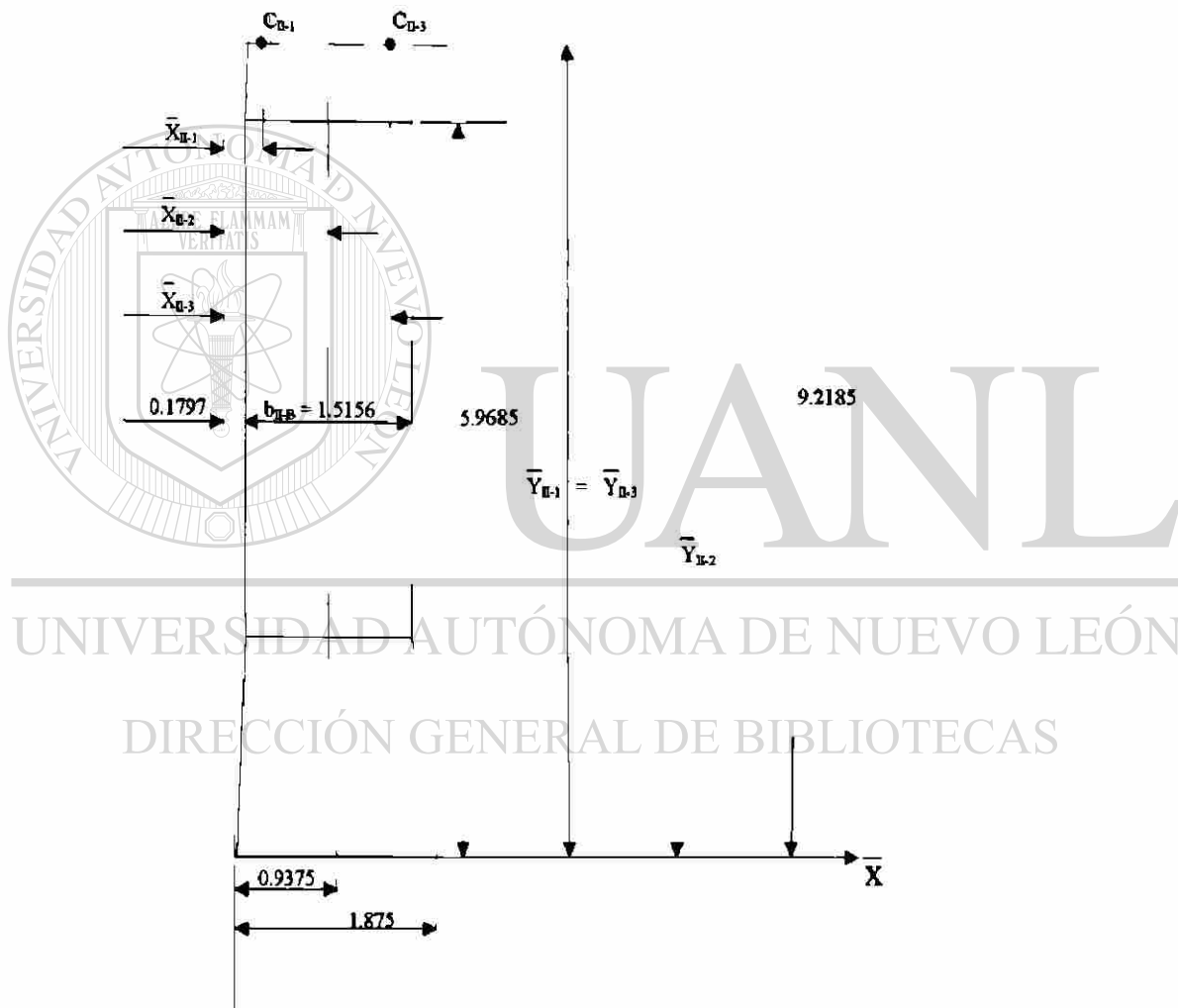
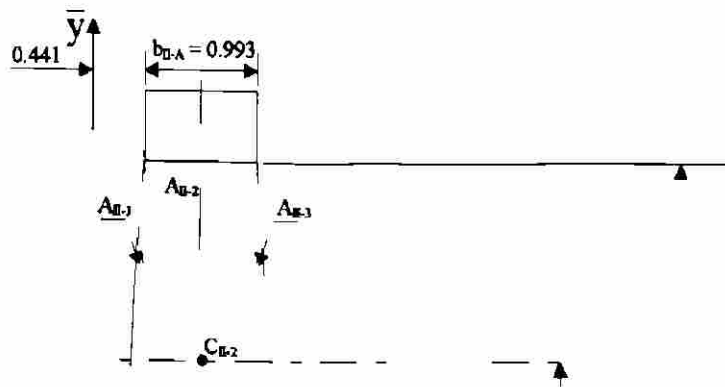
$$\bar{y}_1 = 9.4998 \text{ in}$$

Por lo tanto:

$$C_1(\bar{x}_1, \bar{y}_1) = (0.9375, 9.4998) \text{ in}$$

DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

- Sección II



Ecuación para el cálculo del centroide de la sección II en el eje X:

$$\bar{X}_{II} = \frac{\sum \bar{X} A}{\sum A} = \frac{\bar{X}_{II-1} A_{II-1} + \bar{X}_{II-2} A_{II-2} + \bar{X}_{II-3} A_{II-3}}{A_{II-1} + A_{II-2} + A_{II-3}}$$

en donde:

$$\bar{X}_{\Pi-1} = 0.1797 + ((1.5156 - 0.993) / 2) / 2 \quad \Rightarrow \bar{X}_{\Pi-1} = 0.3104 \text{ in}$$

$$\bar{X}_{\Pi-2} = 0.1797 + 1.5156 / 2 \quad \Rightarrow \bar{X}_{\Pi-2} = 0.9375 \text{ in}$$

$$\bar{X}_{\Pi-3} = 0.1797 + (1.5156 - ((1.5156 - 0.993) / 2) / 2) \Rightarrow \bar{X}_{\Pi-3} = 1.5646 \text{ in}$$

$$A_{\Pi-1} = (9.2185 - 5.9685)((1.5156 - 0.993) / 2) \quad \Rightarrow A_{\Pi-1} = 0.8493 \text{ in}^2$$

$$A_{\Pi-2} = (9.2185 - 5.9685)(0.993) \quad \Rightarrow A_{\Pi-2} = 3.2273 \text{ in}^2$$

$$A_{\Pi-3} = (9.2185 - 5.9685)((1.5156 - 0.993) / 2) \quad \Rightarrow A_{\Pi-3} = 0.8493 \text{ in}^2$$

sustituyendo los datos encontrados en la ecuación dada:

$$\bar{X}_{\Pi} = \frac{\sum \bar{X} A}{\sum A} = \frac{(0.3104)(0.8493) + (0.9375)(3.2273) + (1.5646)(0.8493)}{0.8493 + 3.2273 + 0.8493}$$

$$\bar{X}_{\Pi} = 0.9375 \text{ in}$$

Ecuación para el cálculo del centroide de la sección II en el eje Y:

$$\bar{Y}_{\Pi} = \frac{\sum \bar{Y} A}{\sum A} = \frac{\bar{Y}_{\Pi-1} A_{\Pi-1} + \bar{Y}_{\Pi-2} A_{\Pi-2} + \bar{Y}_{\Pi-3} A_{\Pi-3}}{A_{\Pi-1} + A_{\Pi-2} + A_{\Pi-3}}$$

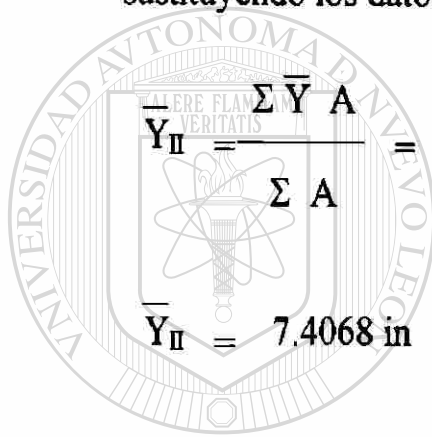
en donde:

$$\bar{Y}_{II-1} = 5.9685 + (9.2185 - 5.9685) / 3 \quad \Rightarrow \bar{Y}_{II-1} = 7.0520 \text{ in}$$

$$\bar{Y}_{II-2} = 5.9685 + (9.2185 - 5.9685) / 2 \quad \Rightarrow \bar{Y}_{II-2} = 7.5935 \text{ in}$$

$$\bar{Y}_{II-3} = 5.9685 + (9.2185 - 5.9685) / 3 \quad \Rightarrow \bar{Y}_{II-3} = 7.0520 \text{ in}$$

sustituyendo los datos encontrados en la ecuación dada:



$$\bar{Y}_{II} = \frac{(7.0520)(0.8493) + (7.5935)(3.2273) + (7.0520)(0.8493)}{0.8493 + 3.2273 + 0.8493}$$

UANL

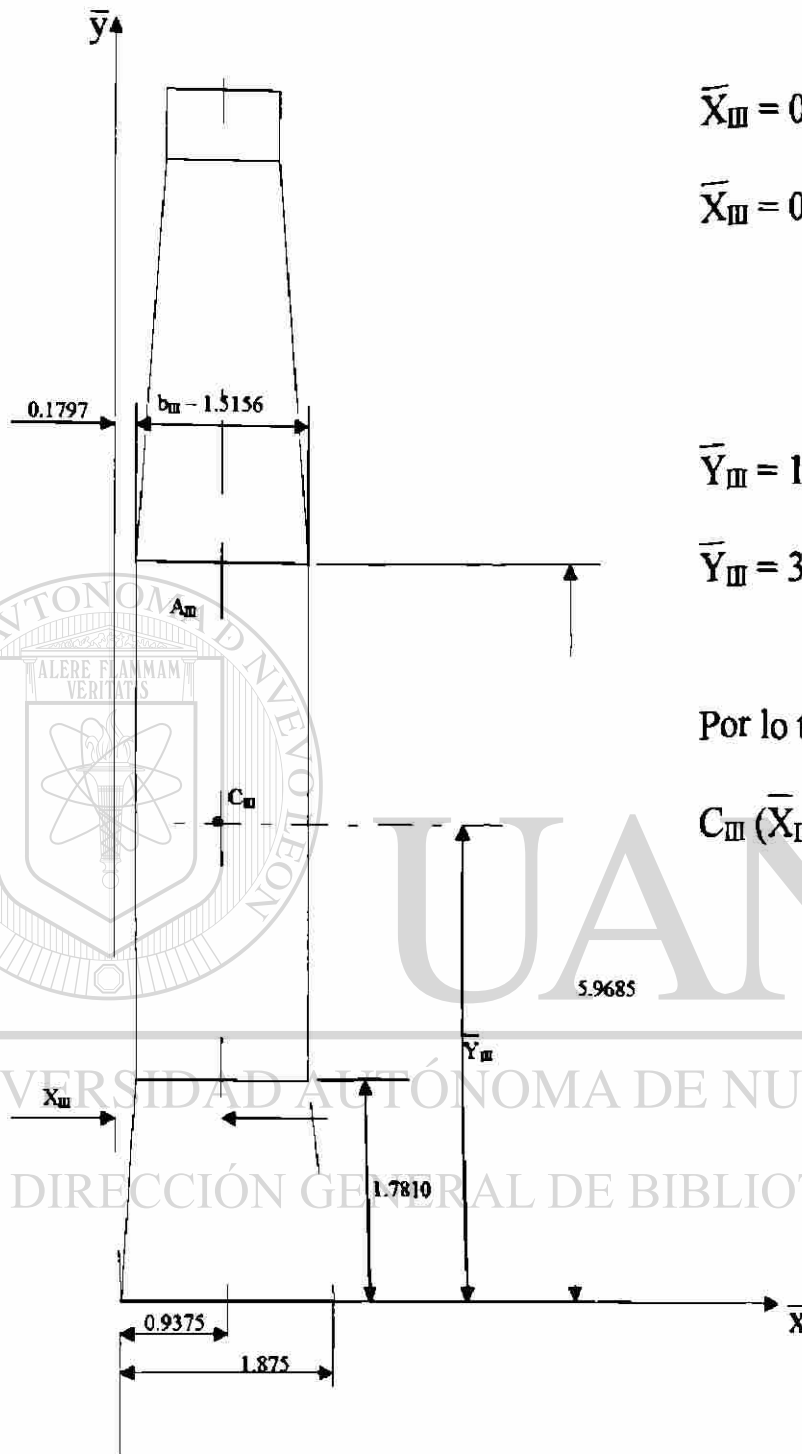
Por lo tanto: UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN

®

DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

$$C_{II}(X_{II}, Y_{II}) = (0.9375, 7.4068) \text{ in}$$

- Sección III



$$\bar{X}_{III} = 0.1797 + (1.5156 / 2)$$

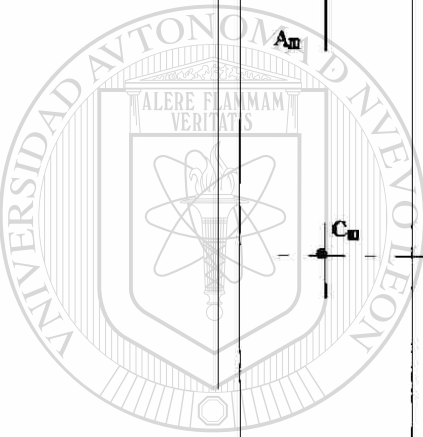
$$\bar{X}_{III} = 0.9375 \text{ in}$$

$$\bar{Y}_{III} = 1.781 + ((5.9685 - 1.781) / 2)$$

$$\bar{Y}_{III} = 3.8748 \text{ in}$$

Por lo tanto:

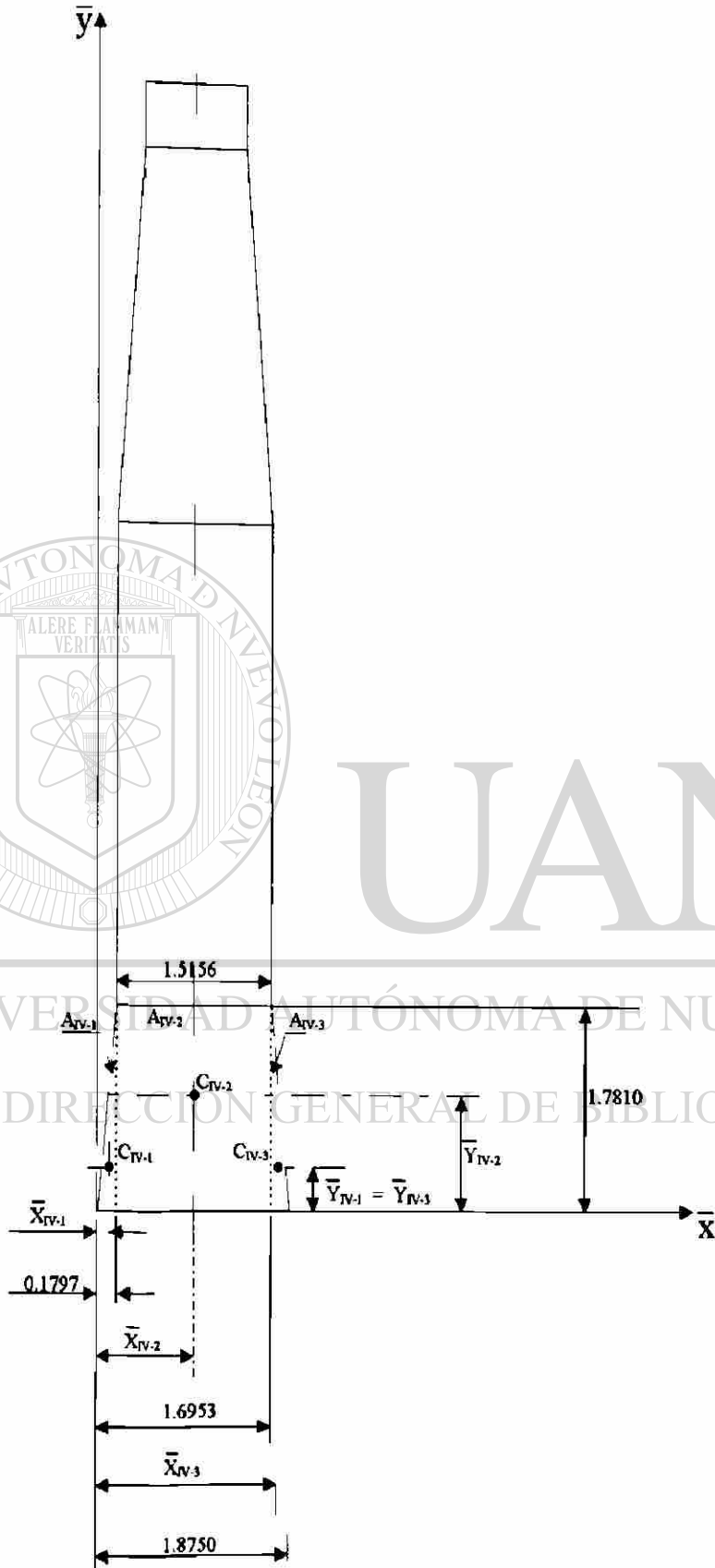
$$C_{III}(\bar{X}_{III}, \bar{Y}_{III}) = (0.9375, 3.8748) \text{ in}$$



UANL

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN
DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

- Sección IV



Ecuación para el cálculo del centroide de la sección IV en el eje X:

$$\bar{X}_{IV} = \frac{\sum \bar{X} A}{\sum A} = \frac{\bar{X}_{IV-1} A_{IV-1} + \bar{X}_{IV-2} A_{IV-2} + \bar{X}_{IV-3} A_{IV-3}}{A_{IV-1} + A_{IV-2} + A_{IV-3}}$$

en donde:

$$\bar{X}_{IV-1} = 0.0900 \text{ in}$$

$$\bar{X}_{IV-2} = 0.9375 \text{ in}$$

$$\bar{X}_{IV-3} = 1.7853 \text{ in}$$

$$A_{IV-1} = (1.7810)(0.1797) / 2 \Rightarrow A_{IV-1} = 0.1600 \text{ in}^2$$

$$A_{IV-2} = (1.7810)(1.5156) \Rightarrow A_{IV-2} = 2.6993 \text{ in}^2$$

$$A_{IV-3} = (1.7810)(0.1797) / 2 \Rightarrow A_{IV-3} = 0.1600 \text{ in}^2$$

sustituyendo los datos encontrados en la ecuación dada:

$$\bar{X}_{IV} = \frac{\sum \bar{X} A}{\sum A} = \frac{(0.0900)(0.1600) + (0.9375)(2.6993) + (1.7853)(0.1600)}{0.1600 + 2.6993 + 0.1600}$$

$$\bar{X}_{II} = 0.9375 \text{ in}$$

Ecuación para el cálculo del centroide de la sección IV en el eje Y:

$$\bar{Y}_{IV} = \frac{\sum \bar{Y} A}{\sum A} = \frac{\bar{Y}_{IV-1} A_{IV-1} + \bar{Y}_{IV-2} A_{IV-2} + \bar{Y}_{IV-3} A_{IV-3}}{A_{IV-1} + A_{IV-2} + A_{IV-3}}$$

en donde:

$$\bar{Y}_{IV-1} = 1.7810 / 3 \quad \Rightarrow \bar{Y}_{IV-1} = 0.5937 \text{ in}$$

$$\bar{Y}_{IV-2} = 1.7810 / 2 \quad \Rightarrow \bar{Y}_{IV-2} = 0.8905 \text{ in}$$

$$\bar{Y}_{IV-3} = 1.7810 / 3 \quad \Rightarrow \bar{Y}_{IV-3} = 0.5937 \text{ in}$$

sustituyendo los datos encontrados en la ecuación dada:

$$\bar{Y}_{IV} = \frac{\sum \bar{Y} A}{\sum A} = \frac{(0.5937)(0.1600) + (0.8905)(2.6993) + (0.5937)(0.1600)}{0.1600 + 2.6993 + 0.1600}$$

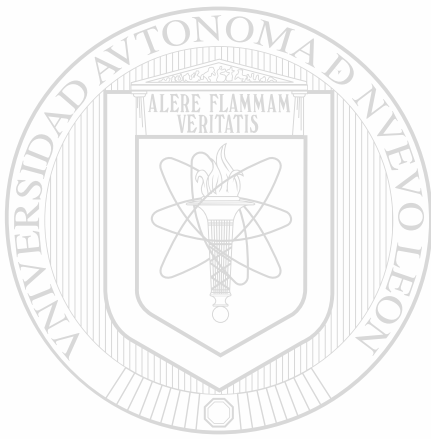
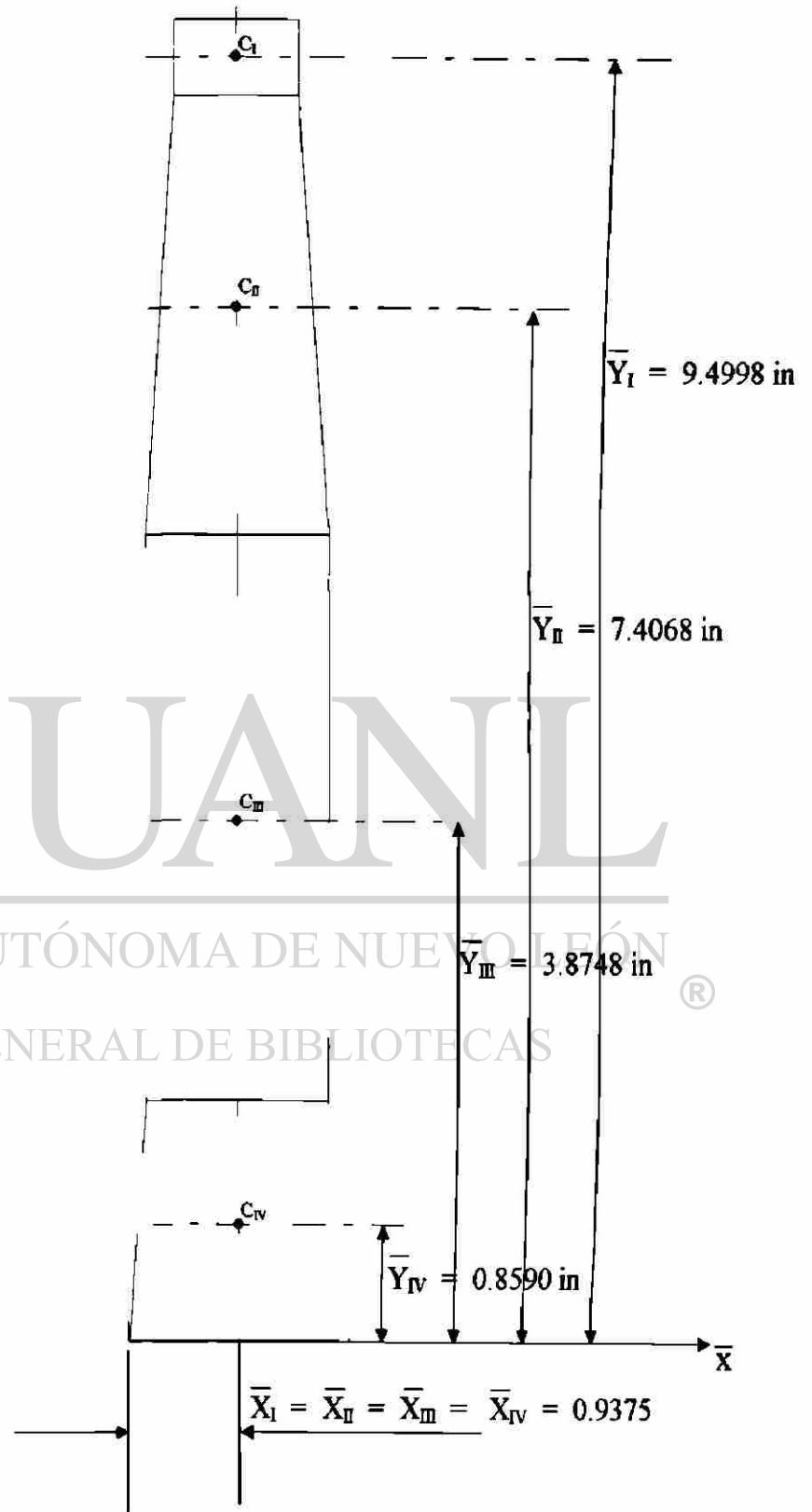
$$\bar{Y}_{IV} = 0.8590 \text{ in}$$

Por lo tanto:

$$C_{IV}(\bar{X}_{IV}, \bar{Y}_{IV}) = (0.9375, 0.8590) \text{ in}$$

- Cálculo del centroide general de la figura:

$\bar{Y} \blacktriangle$



UANL

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN

DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

Ecuación para el cálculo del centroide general de la figura en el eje X:

$$\bar{X}_T = \frac{\Sigma \bar{X} A}{\Sigma A} = \frac{\bar{X}_I A_I + \bar{X}_{II} A_{II} + \bar{X}_{III} A_{III} + \bar{X}_{IV} A_{IV}}{A_I + A_{II} + A_{III} + A_{IV}}$$

en donde:

$$A_I = (0.993)(0.5625) \Rightarrow A_I = 0.5586 \text{ in}^2$$

$$A_{II} = ((3.25)(1.5156 - 0.993) / 2) + (3.25)(0.993) + ((3.25)1.5156 - 0.993) / 2 \Rightarrow A_{II} = 4.9257 \text{ in}^2$$

$$A_{III} = (4.1875)(1.5156) \Rightarrow A_{III} = 6.3466 \text{ in}^2$$

$$A_{IV} = (((1.7810)(1.875 - 1.5156) / 2) + (1.781)(1.5156) + (((1.781)1.875 - 1.5156) / 2)) / 2 \Rightarrow A_{IV} = 3.02 \text{ in}^2$$

sustituyendo los valores en la ecuación

$$\bar{X}_T = \frac{(0.9375)(0.5586) + (0.9375)(4.9257) + (0.9375)(6.3466) + (0.9375)(3.02)}{(0.5586 + 4.9257 + 6.3466 + 3.02)}$$

$$\bar{X}_T = 0.9375 \text{ in}$$

Ecuación para el cálculo del centroide general de la figura en el eje Y:

$$\bar{Y}_T = \frac{\sum \bar{Y} A}{\sum A} = \frac{\bar{Y}_I A_I + \bar{Y}_{II} A_{II} + \bar{Y}_{III} A_{III} + \bar{Y}_{IV} A_{IV}}{A_I + A_{II} + A_{III} + A_{IV}}$$

sustituyendo los valores en la ecuación dada

$$\bar{Y}_T = \frac{(9.4998)(0.5586) + (7.4068)(4.9257) + (3.8748)(6.3466) + (0.8590)(3.02)}{(0.5586 + 4.9257 + 6.3466 + 3.02)}$$

$$\bar{Y}_T = 4.6446 \text{ in}$$

por lo tanto

$$C_T (\bar{X}_T, \bar{Y}_T) = (0.9375, 4.6446) \text{ in}$$

Paso 2: cálculo de las fuerzas actuantes en cada sección considerando una presión máxima de operación de 50 Lb/in²

- Sección I: $F_I = p A_I = (50)((0.9930)(0.5625)) \Rightarrow F_I = 27.93 \text{ Lb}$

- Sección II: $F_{II} = p A_{II} = (50)(4.9257) \Rightarrow F_{II} = 246.30 \text{ Lb}$

- Sección III: $F_{III} = p A_{III} = (50)((4.1875)(1.5156)) \Rightarrow F_{III} = 317.33 \text{ Lb}$

- Sección IV: $F_{IV} = p A_{IV} = (50)(3.02) \Rightarrow F_{IV} = 151.00 \text{ Lb}$

Representación esquemática de las fuerzas actuantes en cada sección: la figura 3.10 presenta las fuerzas resultantes, debido a la presión de aire, actuando en los centroides de las secciones socavadas de cada molde.

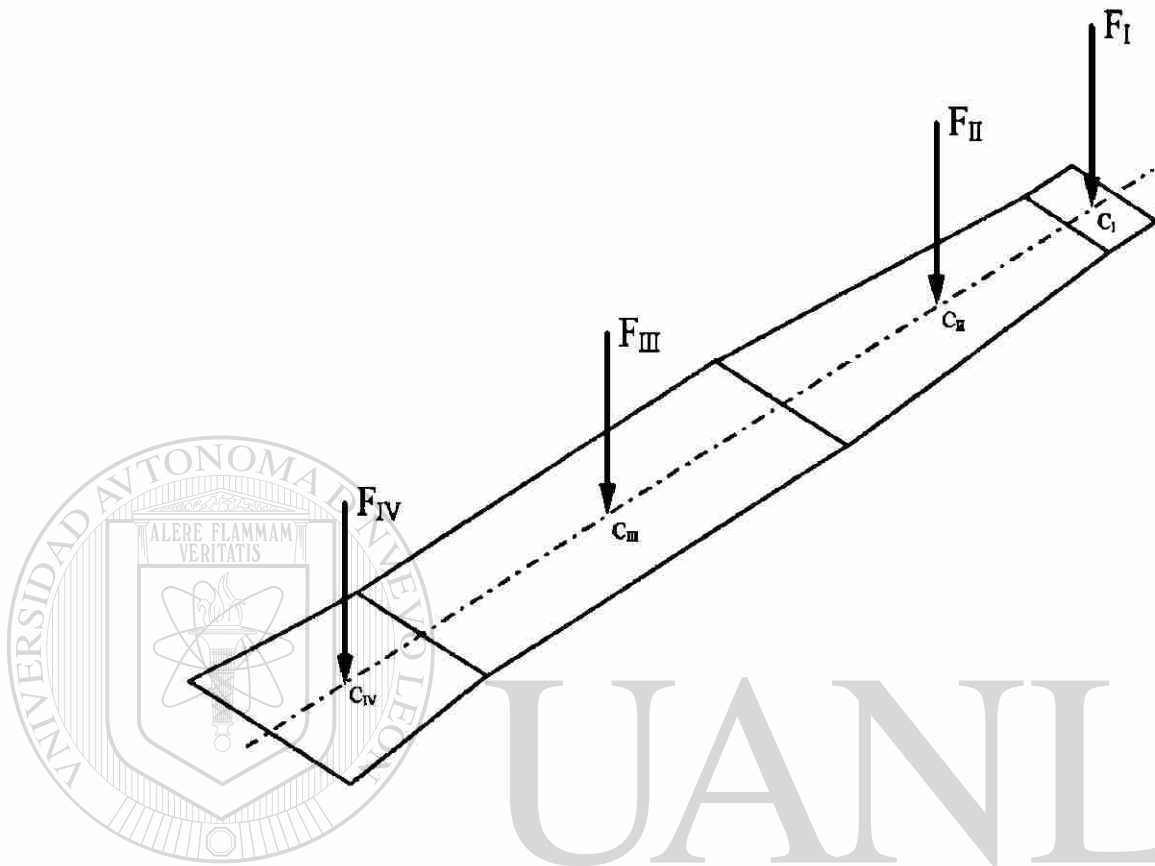


Figura 3.10 Fuerzas resultantes actuantes en cada sección socavada.

De la figura 3.10 y por sumatoria de fuerzas se obtiene la fuerza resultante:

$$R = F_I + F_{II} + F_{III} + F_{IV}$$

$$R = 27.93 + 246.30 + 317.33 + 151.00$$

$$R = 742.56 \text{ Lb}$$

Esta fuerza resultante “R”, aplicada en el centroide total de cada molde, se indica en la figura 3.11. Por conveniencia se llamarán R_1 y R_2 :

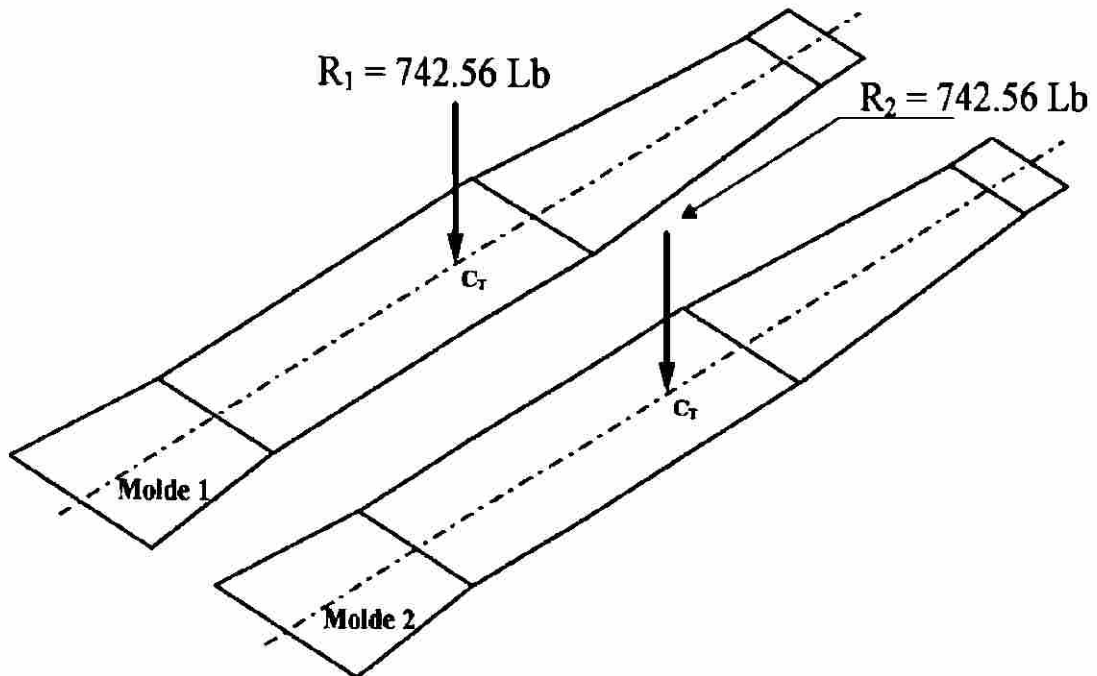


Figura 3.11 Fuerzas resultantes actuantes en el centroide total de cada molde.

La figura 3.12 muestra a las fuerzas resultantes R_1 y R_2 actuando sobre los moldes, quienes a su vez se apoyan en el resto de los elementos de los brazos portamoldes.

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN

DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

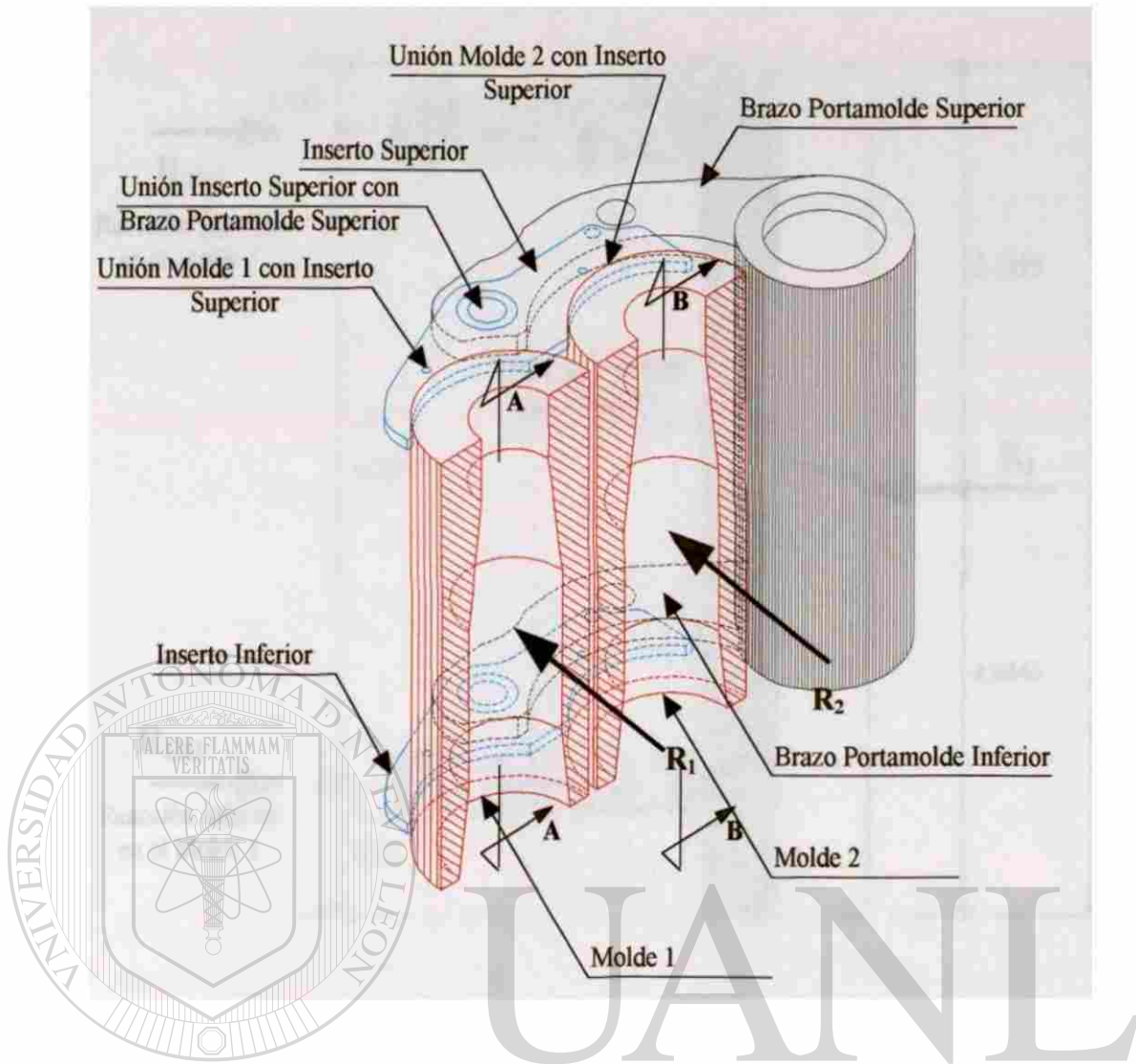
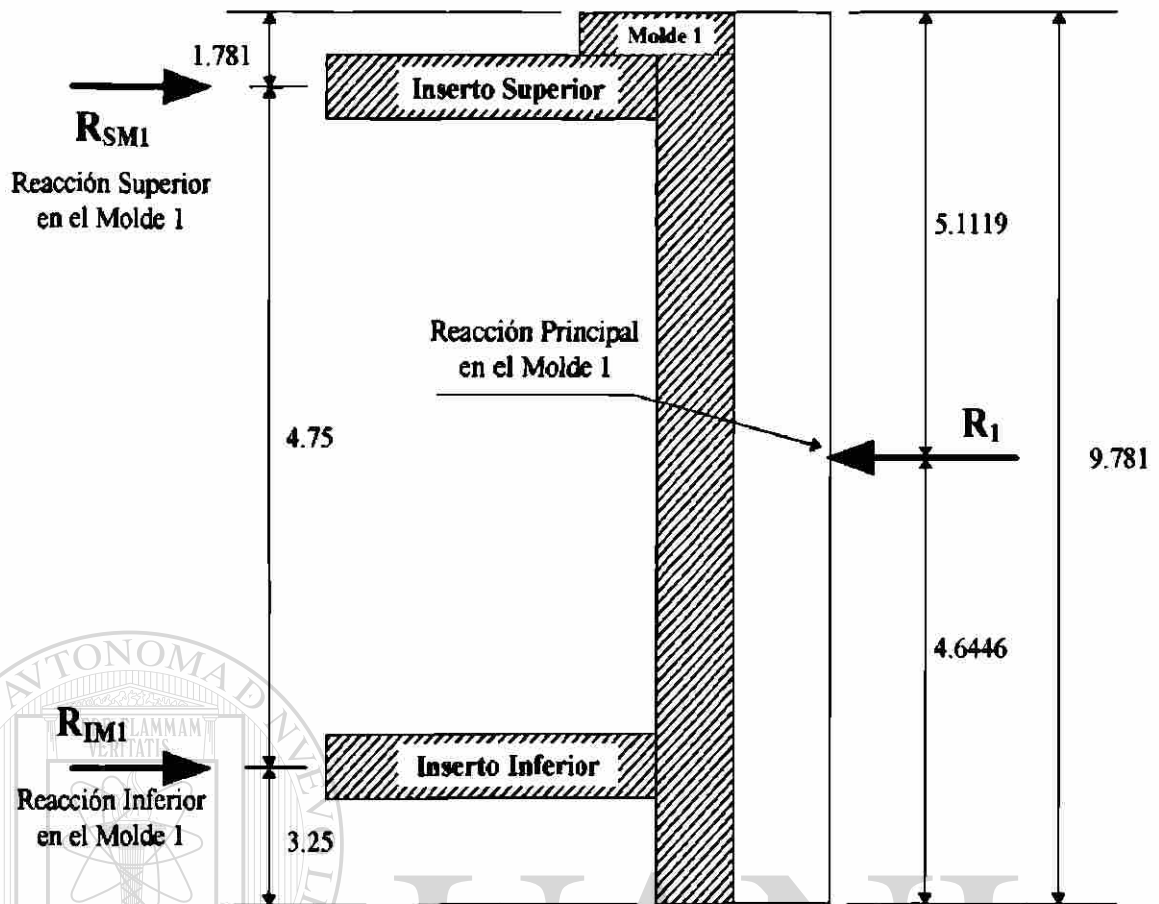


Figura 3.12 Aplicación de fuerzas resultantes R_1 y R_2 .

Ahora se harán los cálculos para determinar la fuerza que se aplica a los brazos portamolde, superior e inferior.

a) Diagrama de cuerpo libre de ambos moldes para determinar las reacciones en cada unión molde – inserto:

- De la figura 3.12 se analizará primero el corte A-A en el molde 1:



Cálculo de las reacciones R_{SM1} y R_{IM1}

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN

$$\sum MR_{SM1} = 0 \quad (\text{positivo a favor de las manecillas del reloj})$$

$$+ R_1 \times (5.1119 - 1.781) - R_{IM1} \times 4.75 = 0$$

$$R_{IM1} = (742.56) \times (5.1119 - 1.781) / 4.75$$

$$R_{IM1} = 520.71 \text{ Lb}$$

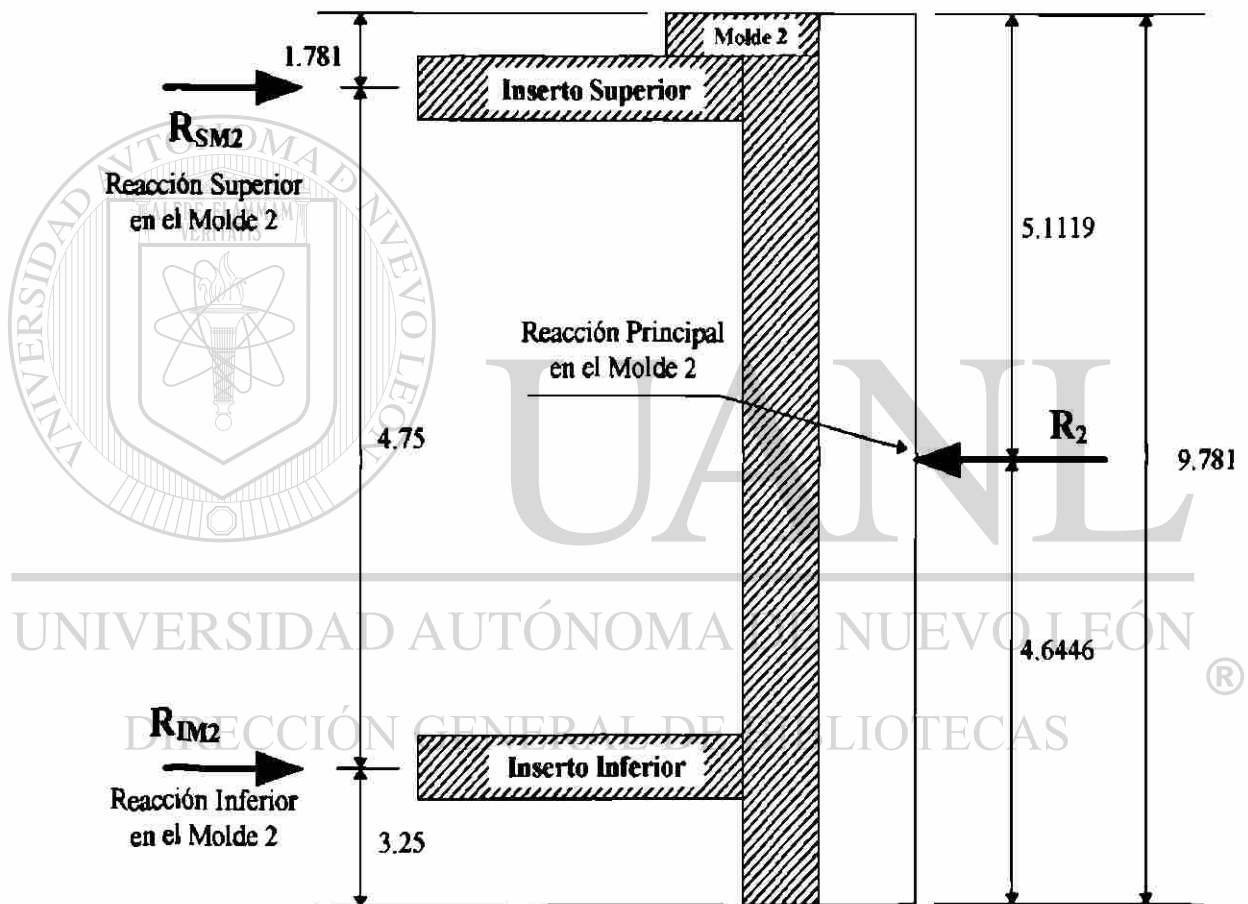
$$+ \rightarrow F_X = 0$$

$$+ R_{SM1} - R_1 + R_{IM1} = 0$$

$$R_{SM1} = 742.56 - 520.71$$

$$R_{SM1} = 221.85 \text{ Lb}$$

- Tomando nuevamente la figura 3.12, se analizará el corte B-B del molde 2:



Cálculo de las reacciones R_{SM2} y R_{IM2}

$$\Sigma MR_{SM2} = 0 \text{ (Positivo a favor de las manecillas del reloj)}$$

$$+ R_2 \times (5.1119 - 1.781) - R_{IM2} \times 4.75 = 0$$

$$R_{IM2} = (742.56)((5.1119 - 1.781)) / 4.75$$

$$R_{IM2} = 520.71 \text{ Lb}$$

$$\rightarrow F_X = 0$$

$$+ R_{SM2} - R_2 + R_{IM2} = 0$$

$$R_{SM2} = 742.56 - 520.71$$

$$R_{SM2} = 221.85 \text{ Lb}$$

En la figura 3.13 está una representación esquemática de las reacciones encontradas en las uniones:

* Molde 1 - Inserto Superior (R_{SM1})

* Molde 1 - Inserto Inferior (R_{IM1})

* Molde 2 - Inserto Superior (R_{SM2})

* Molde 2 - Inserto Inferior (R_{IM2})

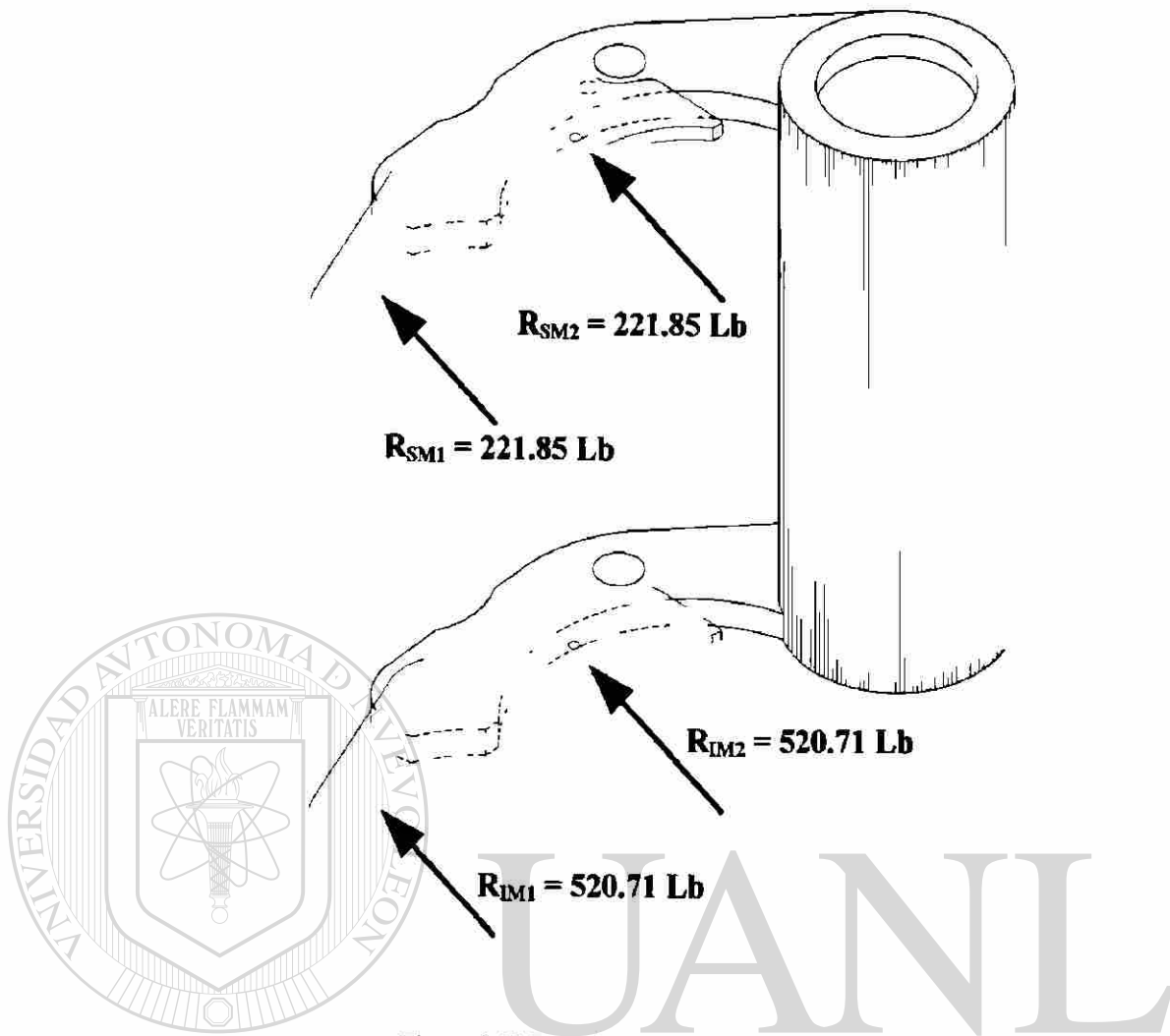
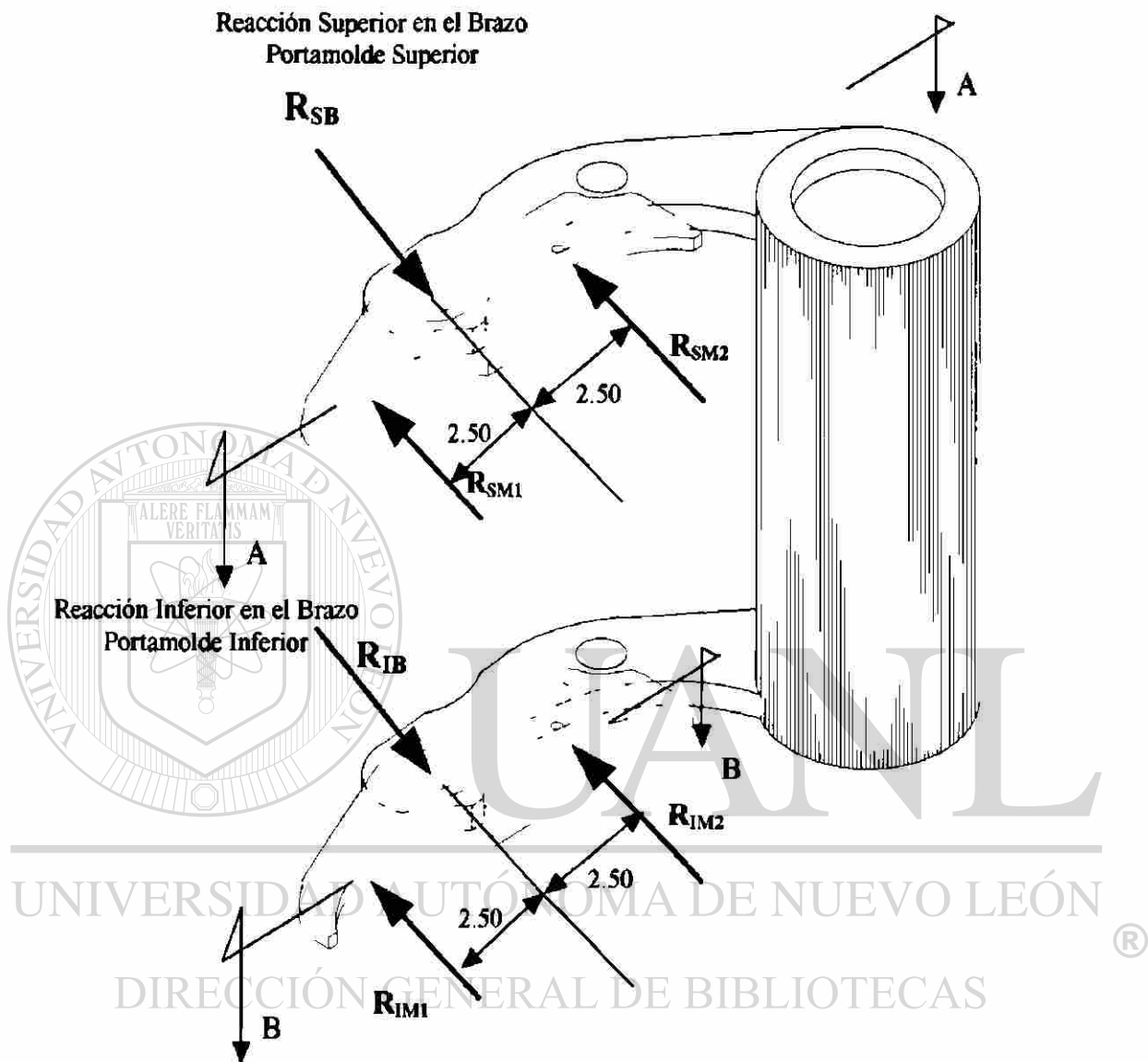


Figura 3.13 Reacciones en unión molde - inserto.

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN

DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

b) Diagrama de cuerpo libre de insertos para determinar la reacción en el punto de unión del inserto con el brazo portamolde:



Corte A-A inserto superior:

$$\Sigma MR_{SM2} = 0 \text{ (Positivo en contra de las manecillas del reloj)}$$

$$+ R_{SB} \times 2.50 - R_{SM1} \times 5.00 = 0$$

$$R_{SB} = (221.85)(5.00) / 2.50$$

$$R_{SB} = 443.70 \text{ Lb}$$

Corte B - B inserto inferior:

$$\Sigma MR_{M2} = 0 \quad (\text{Positivo en contra de las manecillas del reloj})$$

$$+ R_{IB} \times 2.50 - R_{MI} \times 5.00 = 0$$

$$R_{IB} = (520.71)(5.00) / 2.50$$

$$R_{IB} = 1,041.42 \text{ Lb}$$

La figura 3.14 muestra las reacciones encontradas para la unión inserto – brazo portamolde:

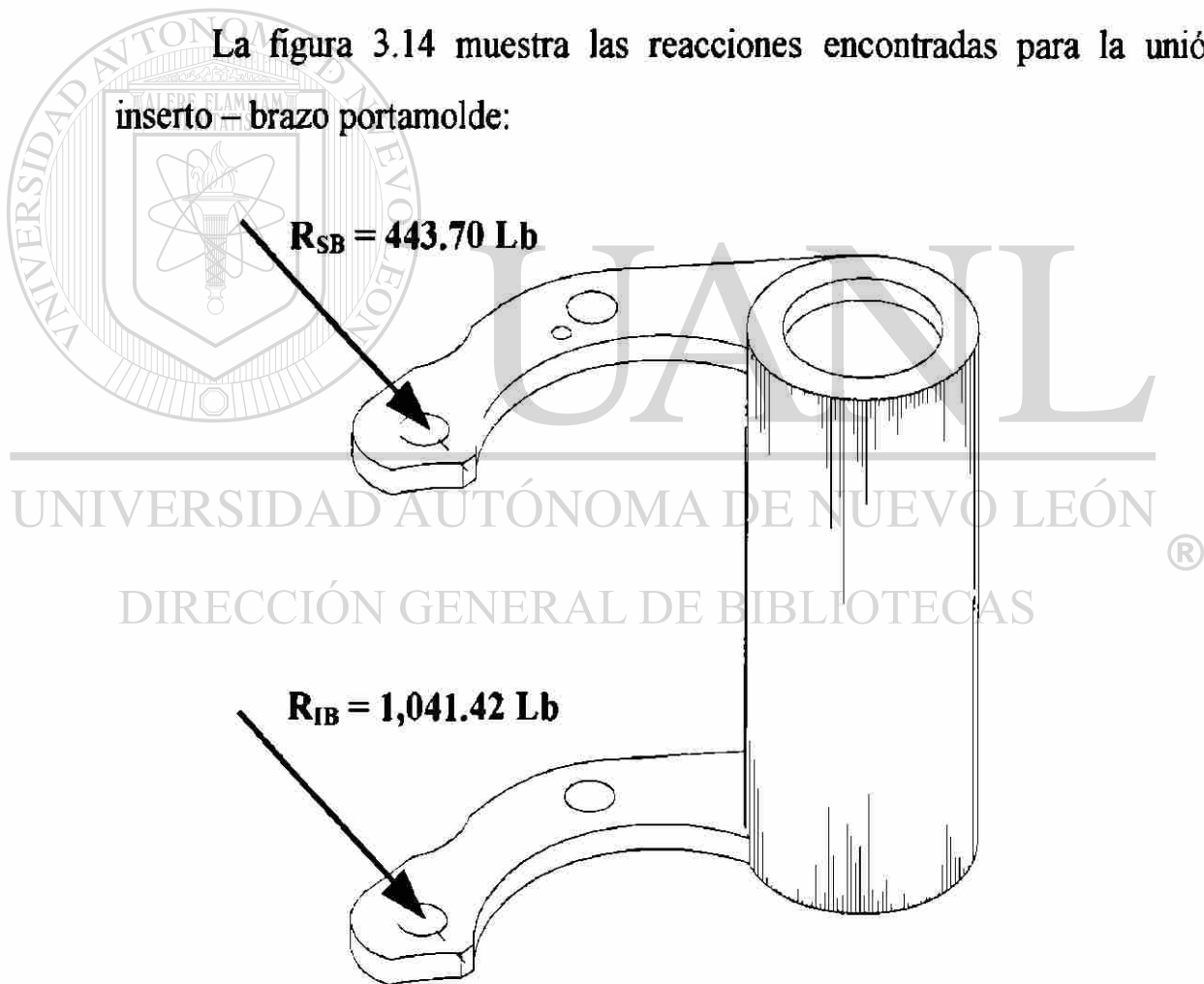


Figura 3.14 Reacciones en unión inserto - brazo portamolde.

Cálculo de fuerzas en el brazo portamolde empleando vista en planta de la figura 3.14.

c) Figura 3.15 Cálculo de reacciones en el brazo portamolde superior debido a R_{SB} :

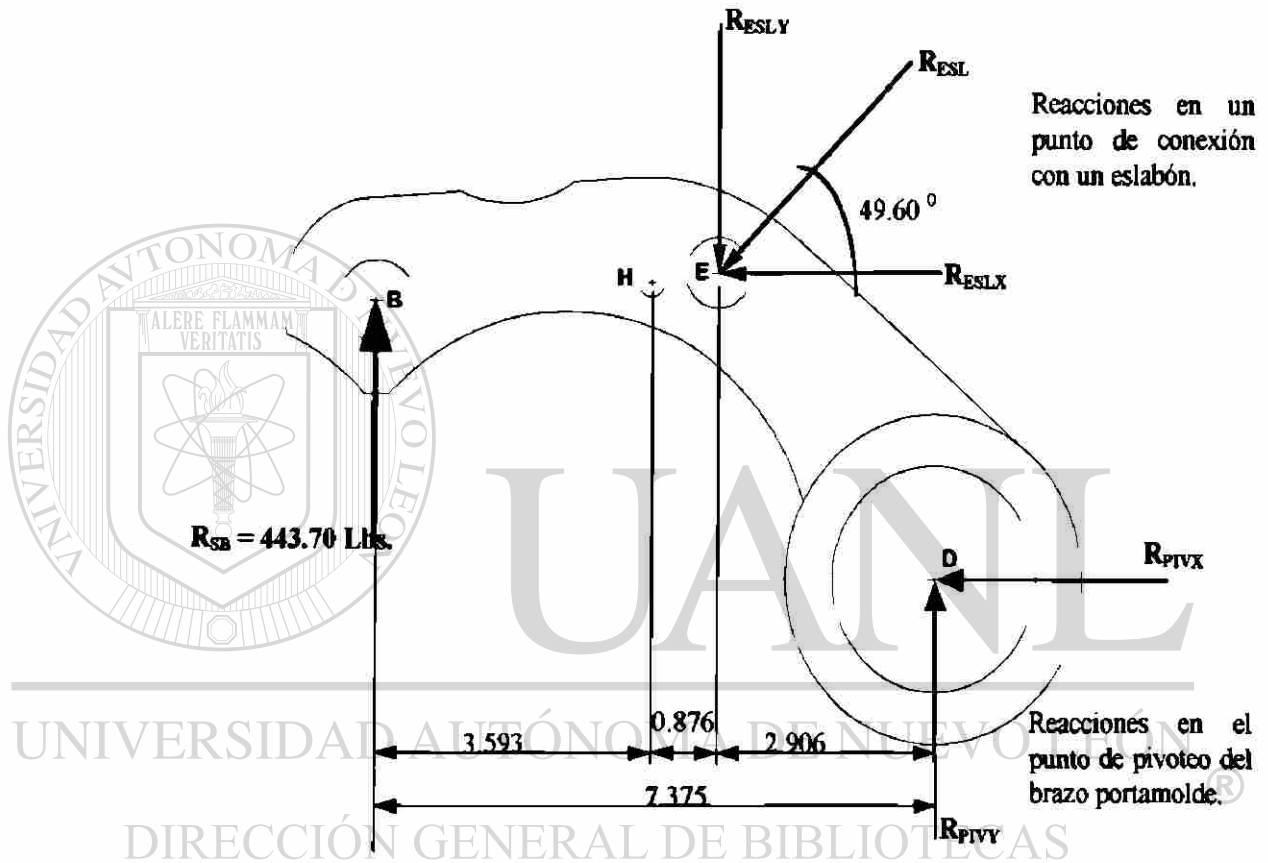


Figura 3.15 Fuerzas actuantes en brazo portamolde superior.

$$\Sigma M_D = 0 \quad (\text{Positivo en contra de las manecillas del reloj})$$

$$+ R_{ESLY} \times 2.906 - R_{SB} \times 7.375 = 0$$

$$R_{ESLY} = (443.70) (7.375) / 2.906$$

$$R_{ESLY} = 1,126.05 \text{ Lb.}$$

$$+\uparrow F_Y = 0$$

$$+ R_{SB} - R_{ESLY} + R_{PIVY} = 0$$

$$R_{PIVY} = 1,126.05 - 443.70$$

$$R_{PIVY} = 682.35 \text{ Lb}$$

por trigonometría

$$\text{sen } 49.60^\circ = R_{ESLY} / R_{ESL}$$

$$R_{ESL} = 1,126.05 / \text{sen } 49.60^\circ$$

$$R_{ESL} = 1,478.52 \text{ Lb}$$

$$\text{Cos } 49.60^\circ = R_{ESLX} / R_{ESL}$$

$$R_{ESLX} = (\text{cos } 49.60^\circ) (1,478.52)$$

$$R_{ESLX} = 958.26 \text{ Lb}$$

$$\rightarrow + F_X = 0$$

$$- R_{ESLX} - R_{PIVX} = 0$$

$$R_{PIVX} = -958.26 \text{ Lb}$$

d) Figura 3.16 Cálculo de reacciones en el brazo portamolde inferior debido a R_B :

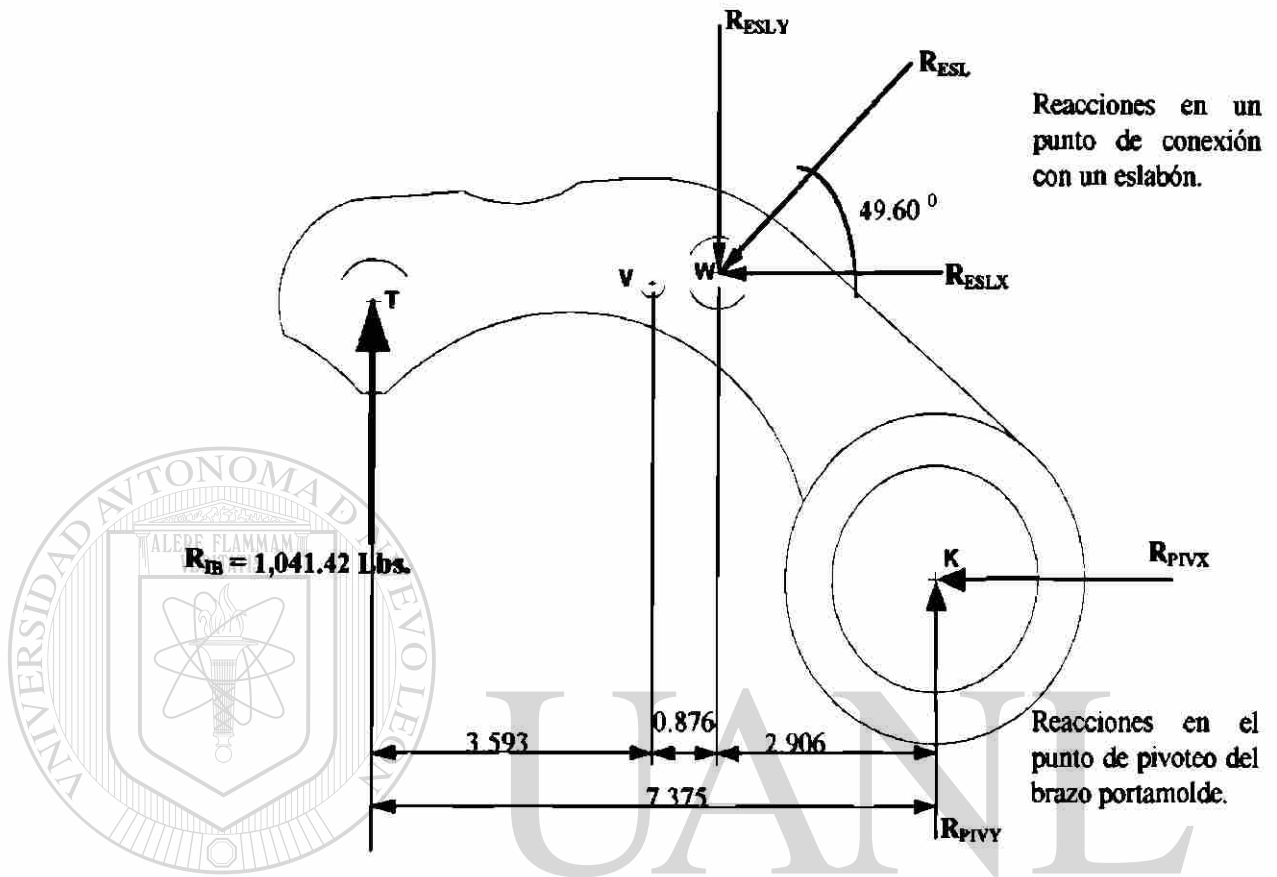


Figura 3.16 Fuerzas actuantes en brazo portamolde inferior.

$$\Sigma M_K = 0 \quad (\text{Positivo en contra de las manecillas del reloj})$$

$$+ R_{ESLY} \times 2.906 - R_{IB} \times 7.375 = 0$$

$$R_{ESLY} = (1,041.42) (7.375) / 2.906$$

$$R_{ESLY} = 2,642.97 \text{ Lb.}$$

$$+\uparrow F_Y = 0$$

$$+ R_{IB} - R_{ESLY} + R_{PIVY} = 0$$

$$R_{PIVY} = 2,642.97 - 1,041.42$$

$$R_{PIVY} = 1,601.55 \text{ Lb}$$

por trigonometría

$$\text{sen } 49.60^\circ = R_{ESLY} / R_{ESL}$$

$$R_{ESL} = 2,642.97 / \text{sen } 49.60^\circ$$

$$R_{ESL} = 3,470.57 \text{ Lb}$$

$$\text{cos } 49.60^\circ = R_{ESLX} / R_{ESL}$$

$$R_{ESLX} = (\text{cos } 49.60^\circ) (3,470.57)$$

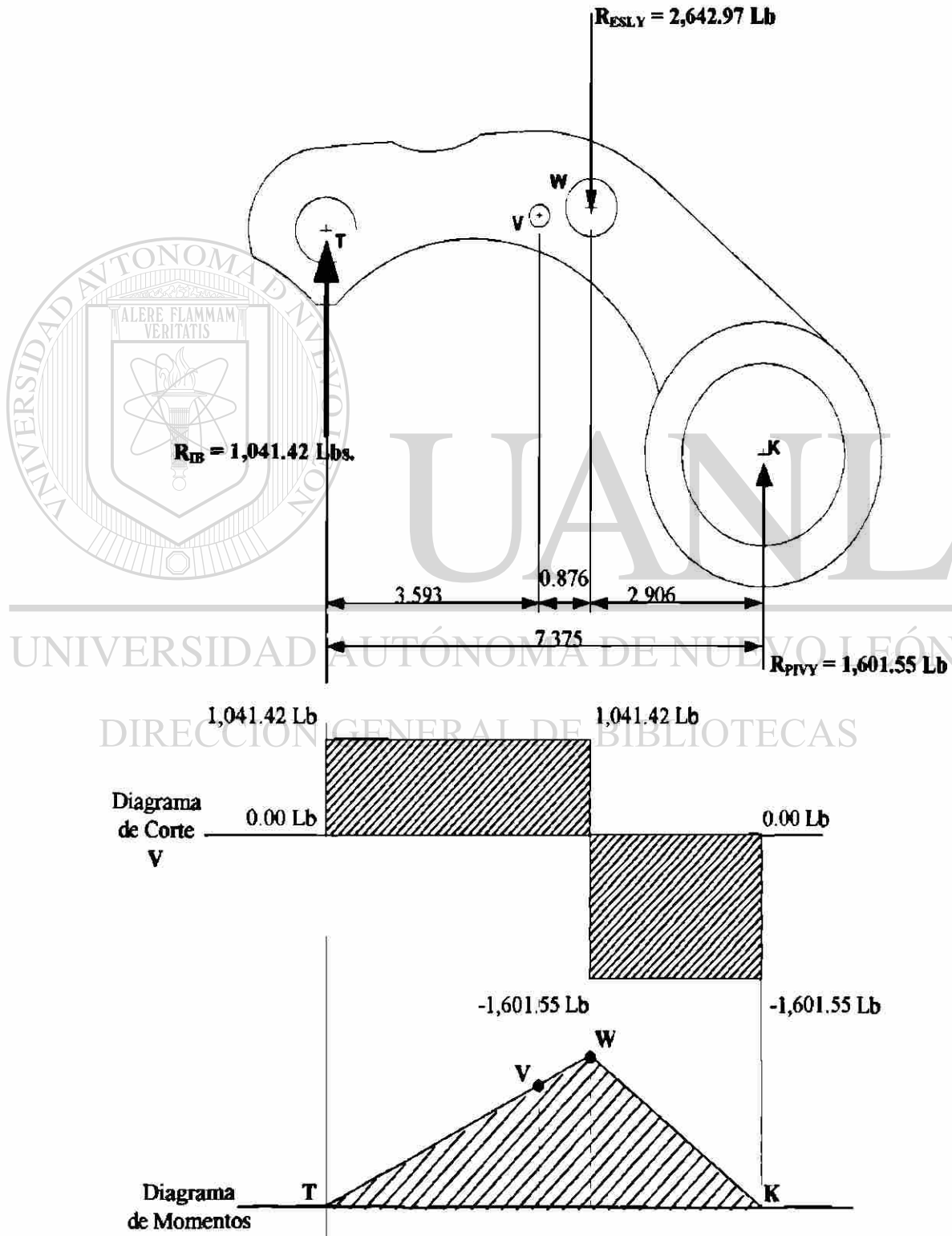
$$R_{ESLX} = 2,249.35 \text{ Lb}$$

$$\rightarrow + F_X = 0$$

$$- R_{ESLX} - R_{PIVX} = 0$$

$$R_{PIVX} = -2,249.35 \text{ Lb}$$

e) Con los valores de fuerzas encontrados anteriormente se trazan los diagramas correspondientes para el brazo portamolde. Se aprecia en los pasos c) y d) que las fuerzas actuantes son iguales, por lo que el cálculo que a continuación se presenta es igual para ambos brazos portamolde.



en el punto W se encuentra el momento máximo debido a la carga.

Haciendo sumatoria de momentos a la izquierda en el punto W, se tiene:

$$\Sigma M_{IZQ} \text{ en } W = \Sigma M \quad (\text{Positivo a favor de las manecillas del reloj})$$

$$M_W = R_{IB} \times 4.469$$

$$M_W = 4,654.11 \text{ Lb} \cdot \text{in} = \text{momento máximo.}$$

Análisis de esfuerzos en la sección de falla:

Un dato conocido es que la pieza se fracturó en el agujero "V" indicado en la figura 3.16, correspondiendo este al **brazo portamolde inferior**. Por lo tanto en esta sección solo se analizará el brazo portamolde inferior.

La figura 3.17 considera solo la porción izquierda del punto de falla del diagrama de cuerpo libre de la figura 3.16.

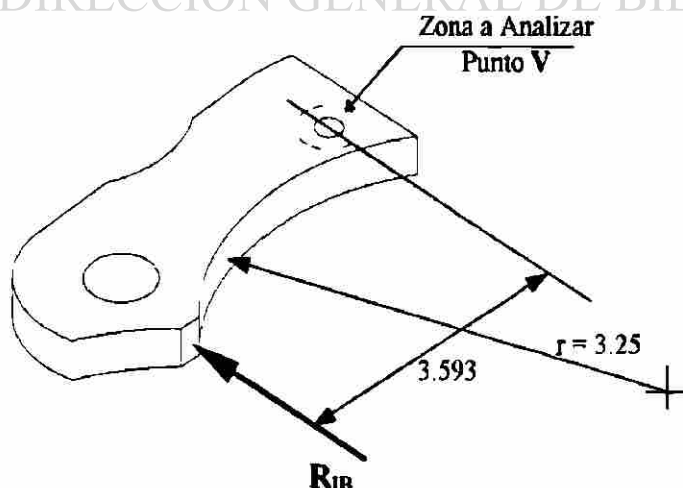
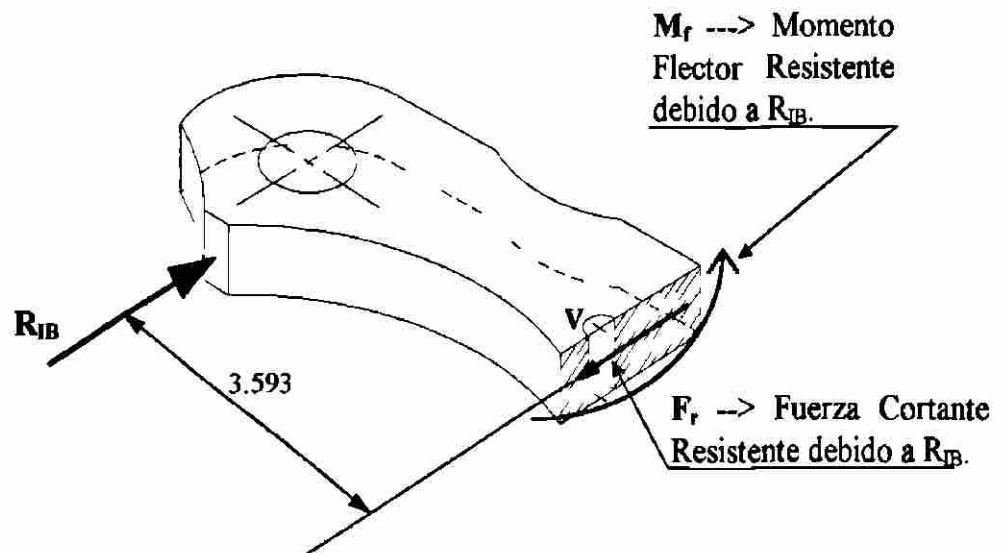
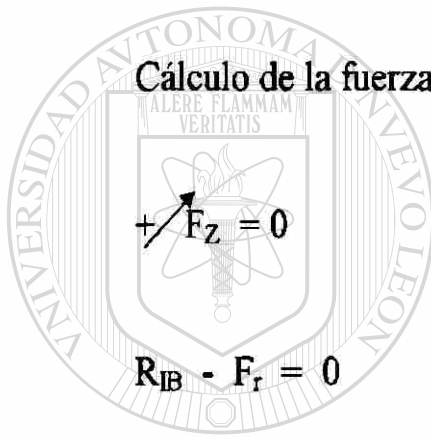


Figura 3.17 Porción izquierda del brazo portamolde inferior.

Análisis de fuerzas por equilibrio en la zona a analizar. De la figura 3.17:



Cálculo de la fuerza cortante resistente (F_r) debido a R_{IB} :



UANL

$$F_r = 1,041.42 \text{ Lb}$$

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN

DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

Cálculo del momento flector resistente (M_r) debido a R_{IB} :

haciendo sumatoria de momentos a la izquierda en el punto V, que es donde se presentó la falla, se tiene:

$$\sum M_{IZQ} \text{ en V} = \sum M \quad (\text{Positivo a favor de las manecillas del reloj})$$

$$M_v = R_{IB} \times 3.593$$

$$M_v = 3,741.82 \text{ Lb} \cdot \text{in}$$

Obtención del centroide y momento de inercia de la zona a analizar:

La figura 3.18 muestra la sección transversal del brazo portamolde inferior en la zona a analizar:

Ecuaciones:

$$\bar{X}_T = \frac{\bar{X}_I A_I - \bar{X}_{II} A_{II}}{A_I - A_{II}}$$

$$\bar{Y}_T = \frac{\bar{Y}_I A_I - \bar{Y}_{II} A_{II}}{A_I - A_{II}}$$

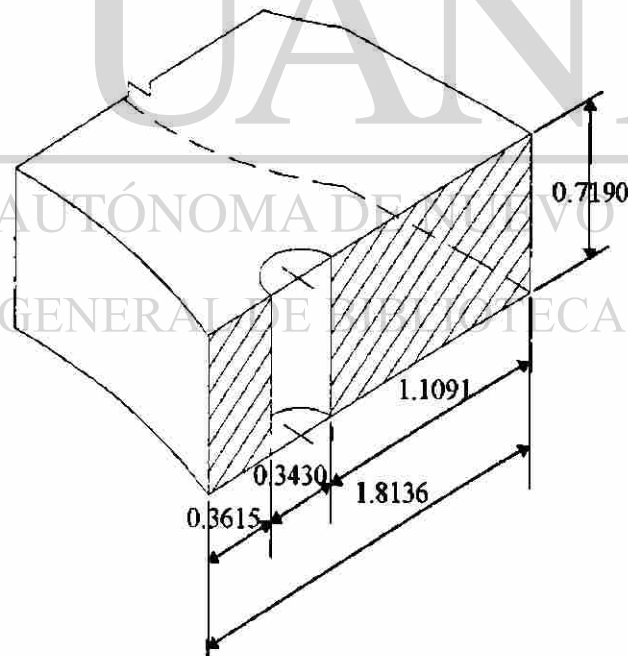
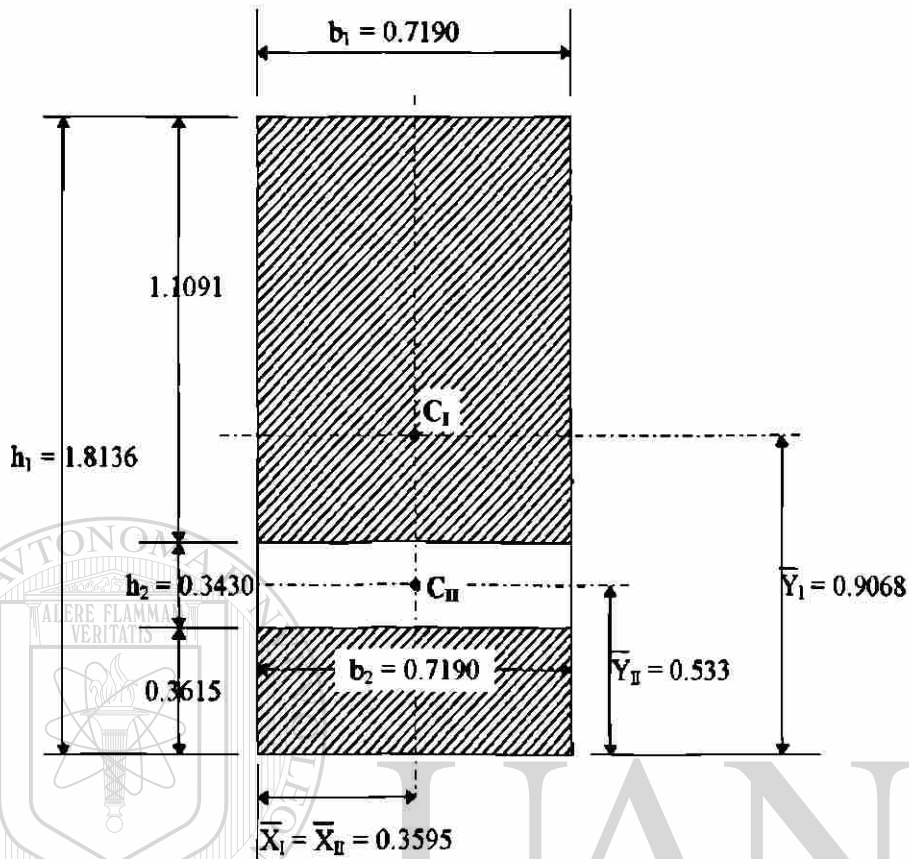


Figura 3.18 Sección transversal de la zona a analizar.

vista frontal de la zona a analizar para obtención del centroide:



en donde:

$$\bar{X}_I = 0.3595 \text{ in}$$

$$\bar{X}_{II} = 0.3595 \text{ in}$$

$$\bar{Y}_I = 0.9068 \text{ in}$$

$$\bar{Y}_{II} = 0.5330 \text{ in}$$

$$A_I = (1.8136)(0.7190) \Rightarrow A_I = 1.3040 \text{ in}^2$$

$$A_{II} = (0.3430)(0.7190) \Rightarrow A_{II} = 0.2466 \text{ in}^2$$

sustituyendo los valores en las ecuaciones dadas:

$$\bar{X}_T = \frac{(0.3595)(1.3040) - (0.3595)(0.2466)}{1.3040 - 0.2466}$$

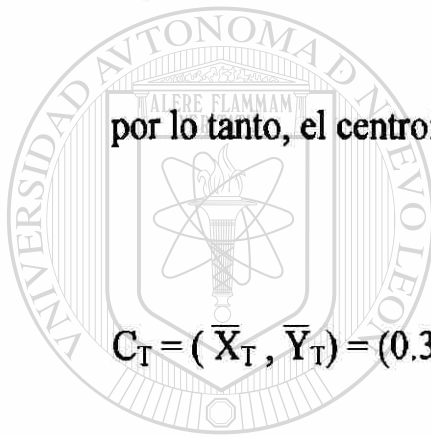
$$\bar{X}_T = 0.3595 \text{ in}$$

$$\bar{Y}_T = \frac{(0.9068)(1.3040) - (0.5330)(0.2466)}{1.3040 - 0.2466}$$

$$\bar{Y}_T = 0.9940 \text{ in}$$

por lo tanto, el centroide de la sección transversal es:

$$C_T = (\bar{X}_T, \bar{Y}_T) = (0.3595, 0.9940) \text{ in}$$



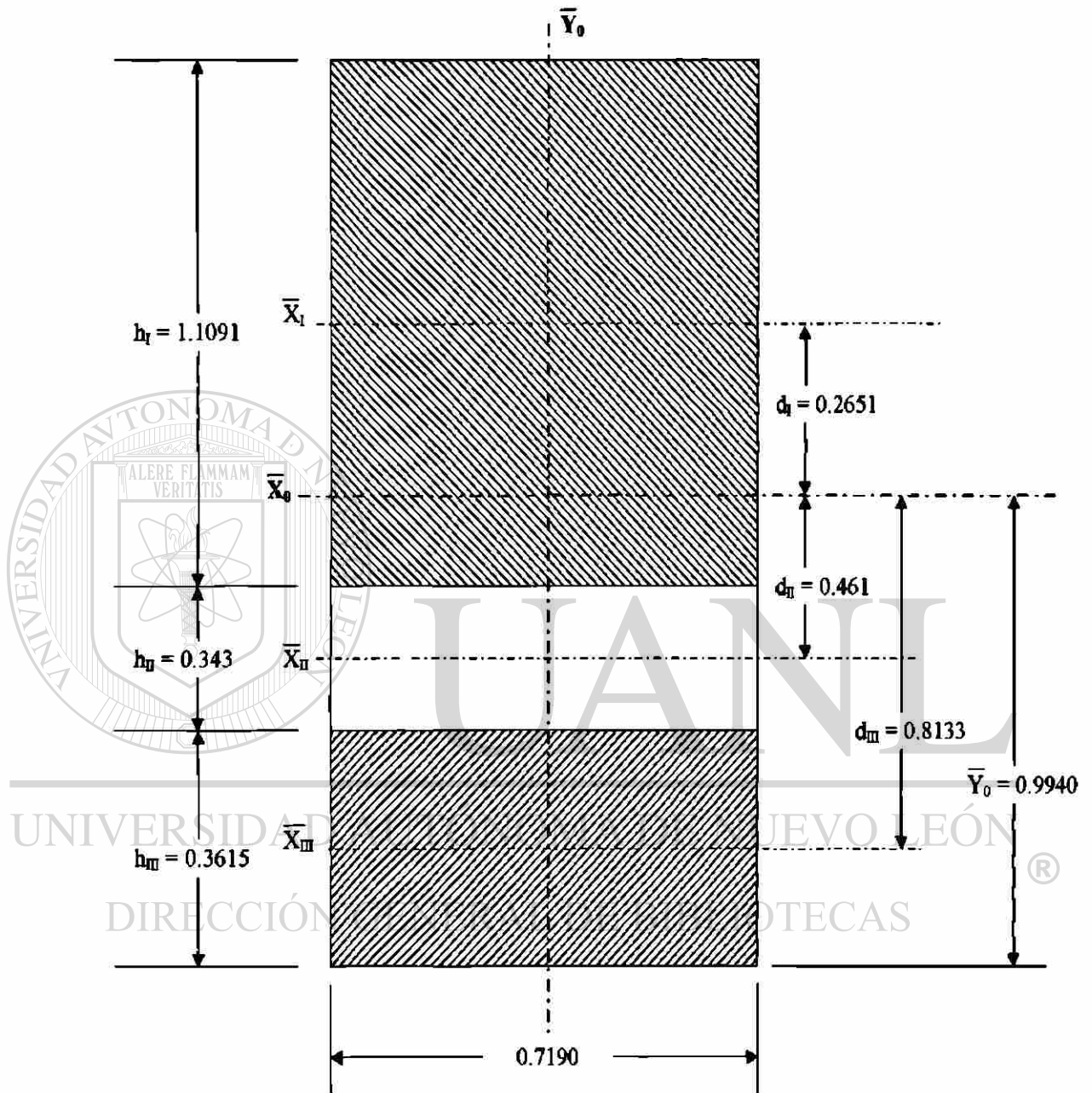
UANL

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN

DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS



Cálculo del momento de inercia de la sección transversal empleando el método de los ejes paralelos o de STEINER:



$$I_{\bar{x}_0} = \Sigma (I_{x_0} + A d^2) = [1 / 12 b_I h_I^3 + b_I h_I d_I^2] +$$

$$[1 / 12 b_{II} h_{II}^3 + b_{II} h_{II} d_{II}^2] +$$

$$[1 / 12 b_{III} h_{III}^3 + b_{III} h_{III} d_{III}^2]$$

$$= [1/12 (0.7190)(1.1091)^3 + (0.7190)(1.1091)(0.2651)^2] -$$

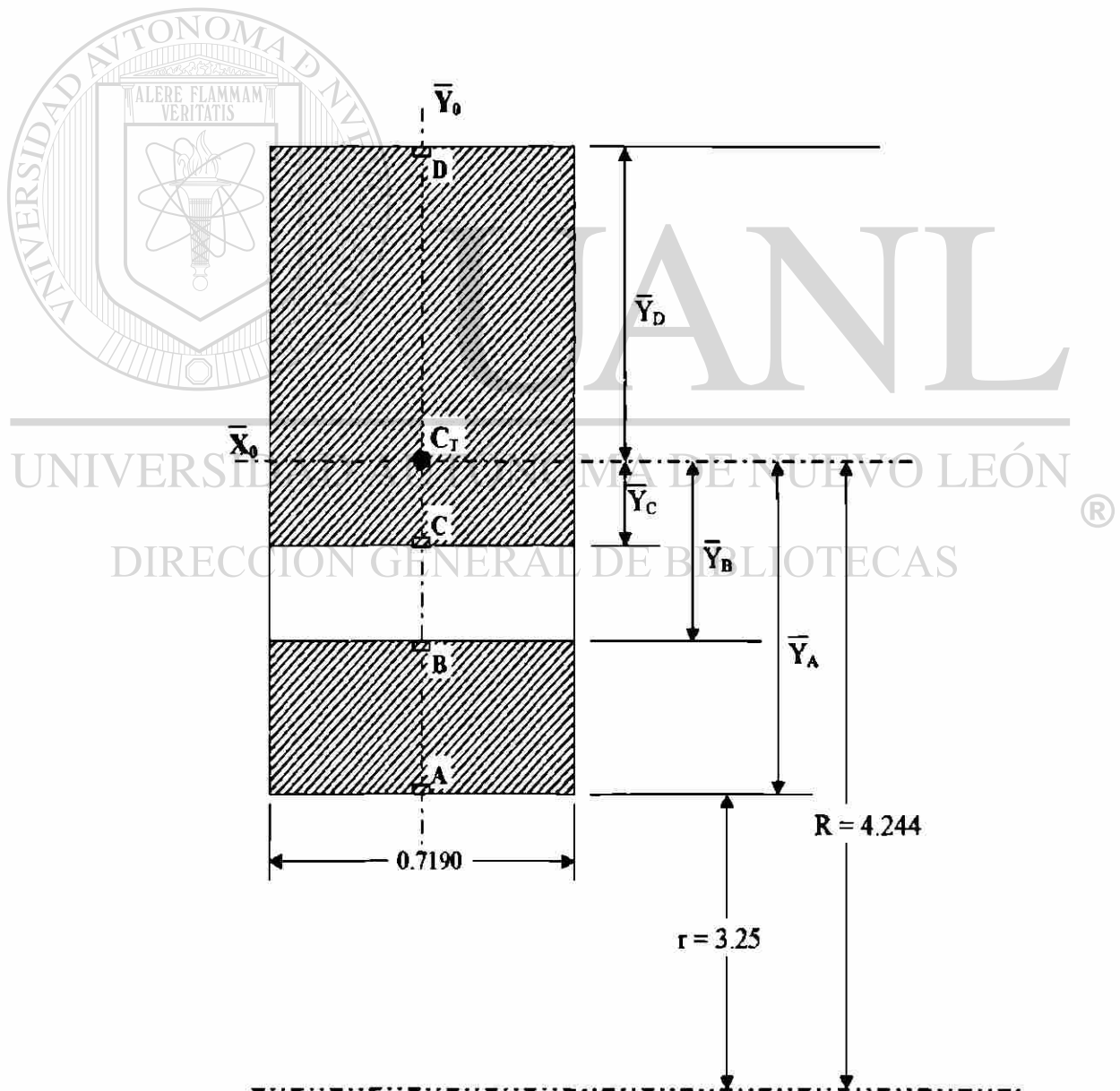
$$[1/12 (0.7190)(0.3430)^3 + (0.7190)(0.3430)(0.4610)^2] +$$

$$[1/12 (0.7190)(0.3615)^3 + (0.7190)(0.3615)(0.8133)^2].$$

$$\bar{I}_{x_0} = 0.2577 \text{ in}^4$$

Cálculo de los esfuerzos normal y cortante:

a) Esfuerzo normal:



se analizará para los puntos A, B, C y D. La ecuación que rige es:

$$\sigma = M_f y / I_{\bar{x}_0}$$

Datos:

$$M_f = 3,741.82 \text{ Lb} \cdot \text{in}$$

$$I_{\bar{x}_0} = 0.2577 \text{ in}^4$$

$$\bar{Y}_A = 0.9940 \text{ in}$$

$$\bar{Y}_B = 0.6325 \text{ in}$$

$$\bar{Y}_C = 0.2895 \text{ in}$$

$$\bar{Y}_D = 0.8196 \text{ in}$$

Cálculo del esfuerzo normal para cada punto:

$$\sigma_A = (3,741.82) (0.9940) / 0.2577 \Rightarrow \sigma_A = 14,432.94 \text{ Lb/in}^2$$

$$\sigma_B = (3,741.82) (0.6325) / 0.2577 \Rightarrow \sigma_B = 9,183.94 \text{ Lb/in}^2$$

$$\sigma_C = (3,741.82) (0.2895) / 0.2577 \Rightarrow \sigma_C = 4,203.56 \text{ Lb/in}^2$$

$$\sigma_D = (3,741.82) (0.8196) / 0.2577 \Rightarrow \sigma_D = 11,900.64 \text{ Lb/in}^2$$

Cálculo del esfuerzo cortante en los puntos A, B, C y D. Los esfuerzos en los puntos A y D son cero de acuerdo a la teoría¹.

analizando los puntos B y C:

ecuación que rige:

$$\tau = V Q / I b$$

¹ Resistencia de Materiales, Singer, Tema 5.25

en donde:

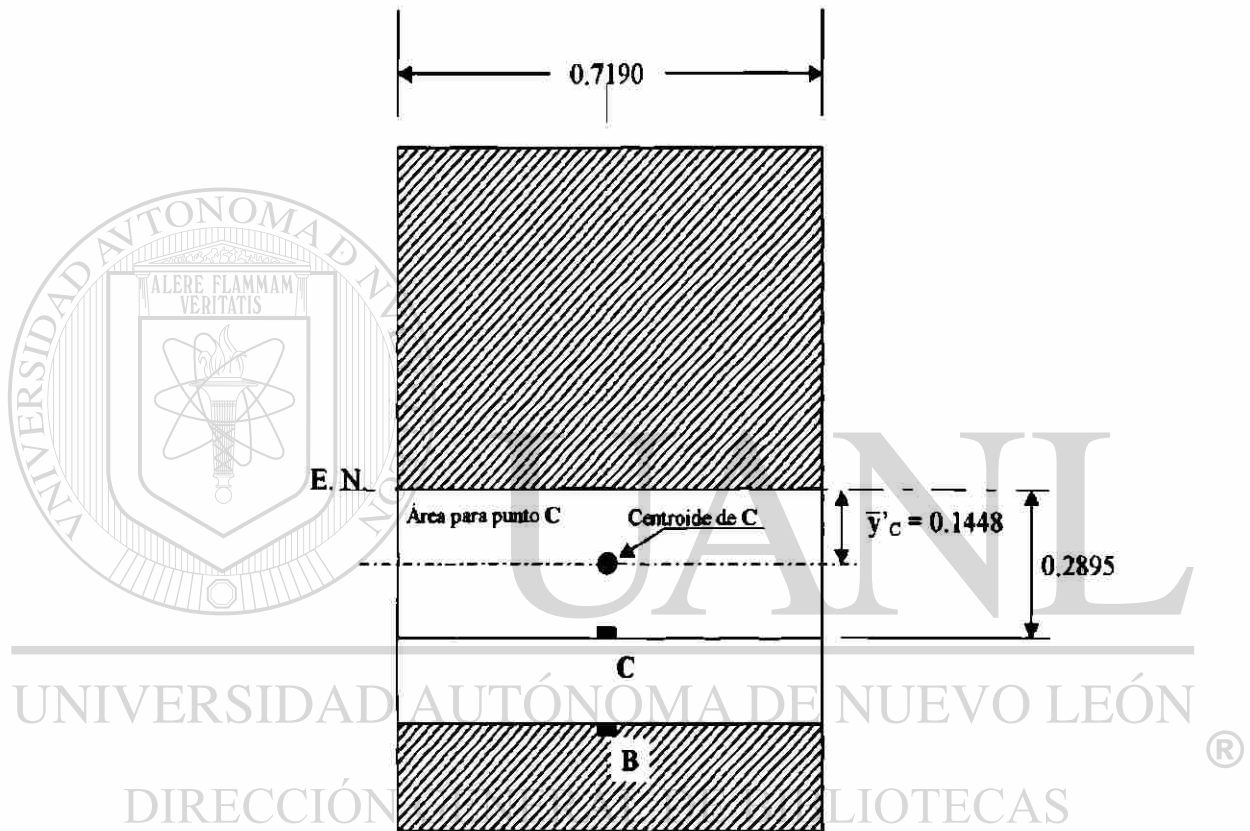
$$V = F_r = 1,041.42 \text{ Lb}$$

$$Q = A' y' \text{ por determinar}$$

$$I = I_{\bar{x}_0} = 0.2577 \text{ in}^4$$

$$b = 0.7190 \text{ in}$$

para el punto C, se tiene:



$$Q_C = A_C \bar{Y}'_C$$

$$Q_C = (0.7190)(0.2895)(0.1448)$$

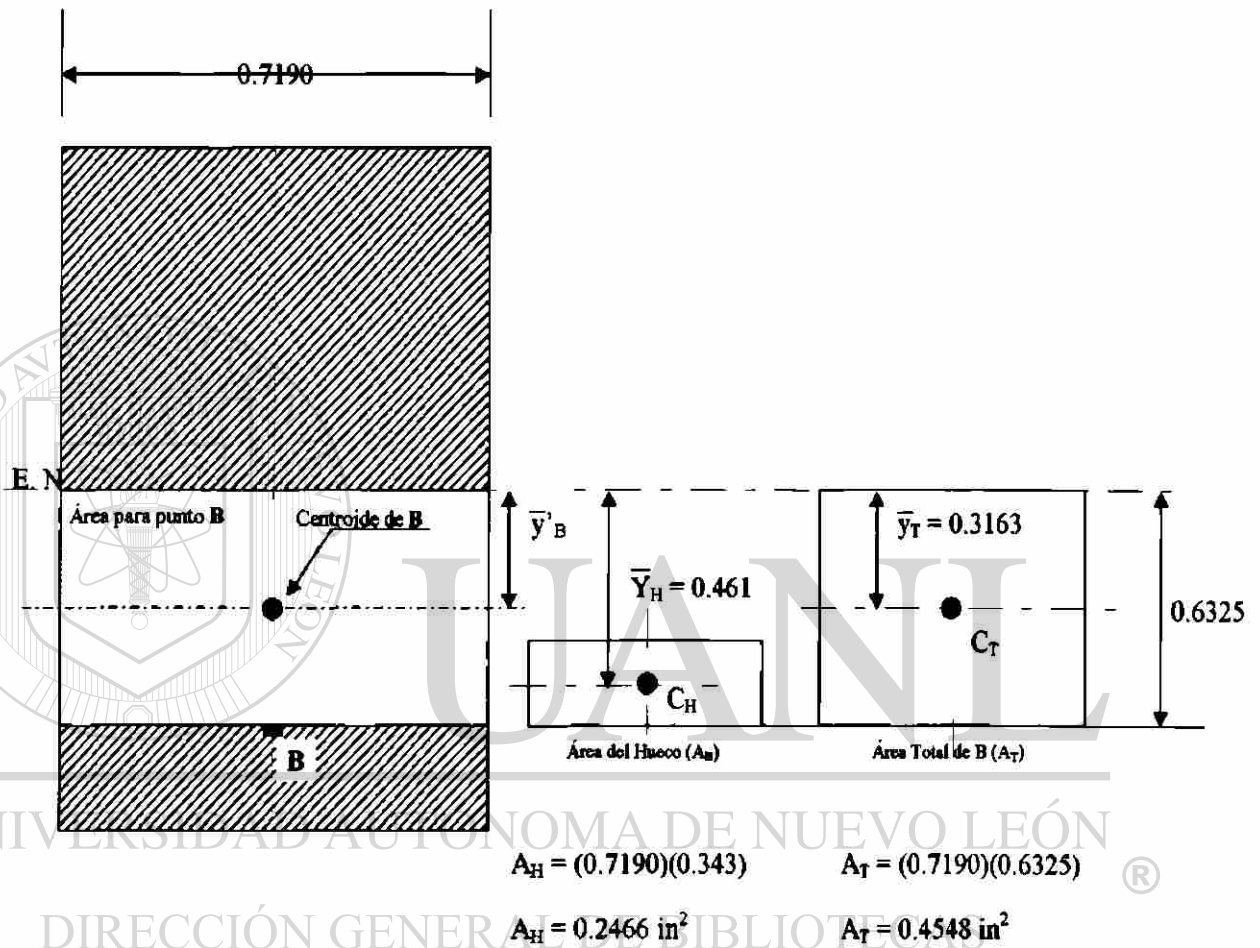
$$Q_C = 0.0301 \text{ in}^3$$

sustituyendo valores para calcular el esfuerzo cortante en el punto C, se tiene:

$$\tau_c = (1,041.42)(0.0301) / (0.2577)(0.7190)$$

$$\tau_c = 169.18 \text{ Lb} / \text{in}^2$$

para el punto B, se tiene:



$$A'_B = A_T - A_H$$

$$A'_B = 0.4548 - 0.2466$$

$$A'_B = 0.2082 \text{ in}^2$$

$$\bar{Y}'_B = A_T \bar{Y}_T - A_H \bar{Y}_H / A_T - A_H$$

$$\bar{Y}'_B = (0.4548)(0.3163) - (0.2466)(0.461) / (0.4548 - 0.2466)$$

$$\bar{Y}'_B = 0.1450 \text{ in}$$

$$Q_B = A'_B \bar{Y}'_B$$

$$Q_B = (0.2082)(0.1450)$$

$$Q_B = 0.0301 \text{ in}^3$$

sustituyendo valores para calcular el esfuerzo cortante en el punto B, se tiene:

$$\tau_B = (1,041.42)(0.0301) / (0.2577)(0.7190)$$

$$\tau_B = 169.18 \text{ Lb} / \text{in}^2$$

Cálculo de los esfuerzos normales a flexión considerando la concentración de esfuerzos en el punto V por cambio de sección y por la curvatura del elemento. Para esto la ecuación que rige es:

$$\sigma = K_t \frac{M y}{I} K_{i \circ e} \quad \text{Ec. 3.1}$$

en donde:

σ esfuerzo de flexión que soporta el elemento.

K_t factor de concentración de esfuerzos por el cambio de sección.

M momento flector en el punto V.

y distancia del centroide de la sección transversal al punto donde se desea conocer el esfuerzo.

I momento de inercia para la sección transversal con respecto al eje neutro.

$K_{i \circ e}$ factor de concentración de esfuerzos por la curvatura del elemento.

Para el cálculo del factor de concentración de esfuerzos por cambio de sección se empleará la figura 3.19

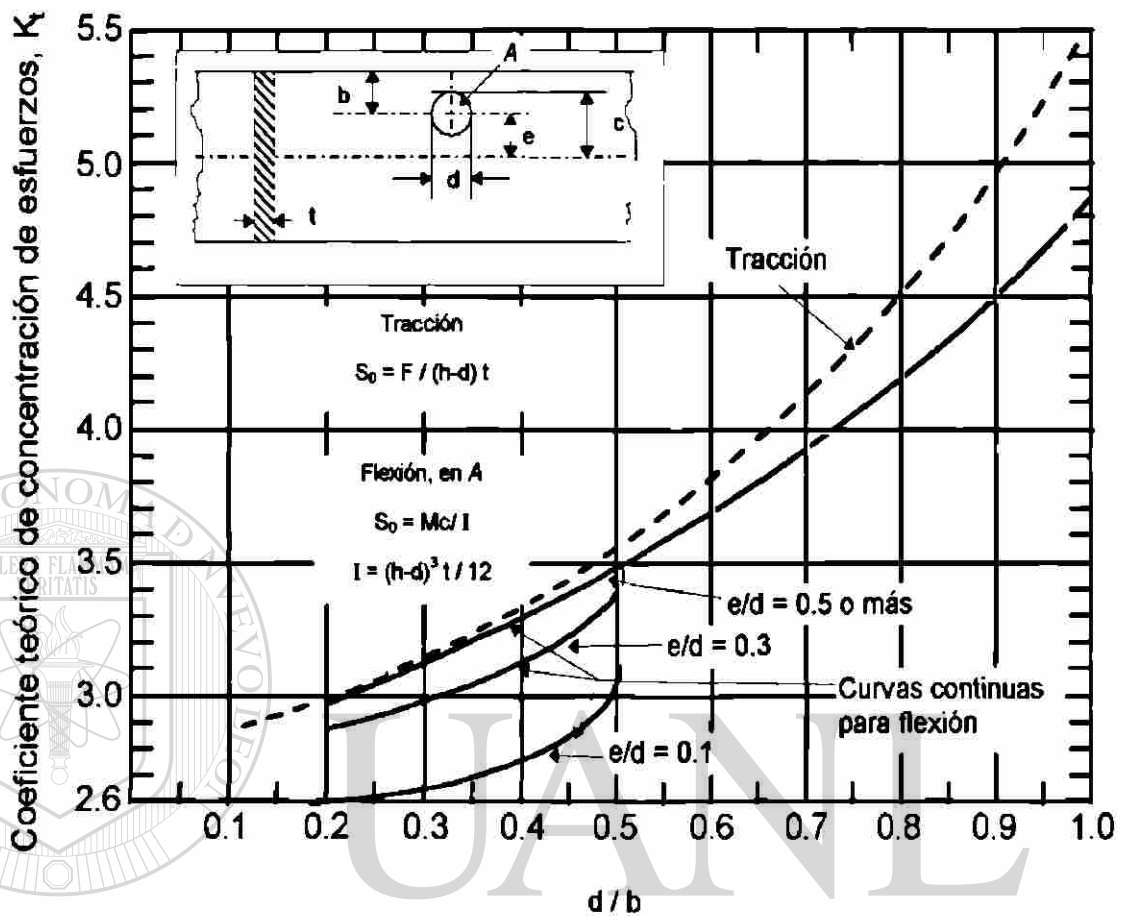
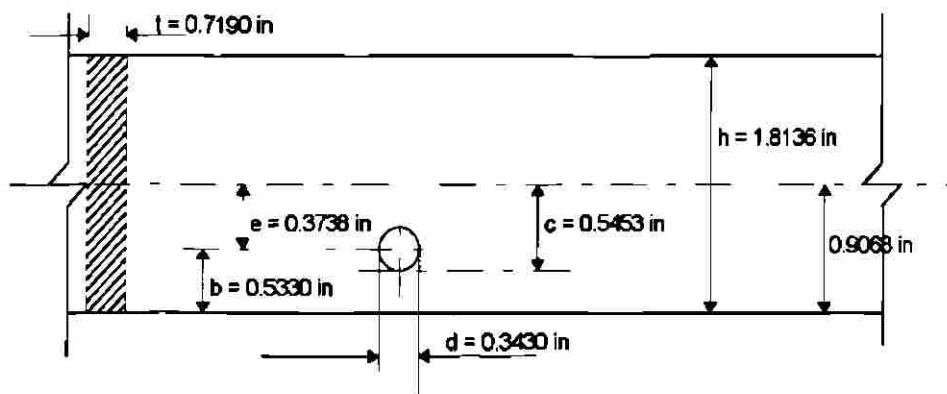


Figura 3.19 Coeficiente teórico de concentración de esfuerzos K_t por cambio de sección.

en la siguiente figura se describen los valores de acuerdo a la figura anterior:



de esta figura se piden las siguientes relaciones:

$$d/b = 0.6435$$

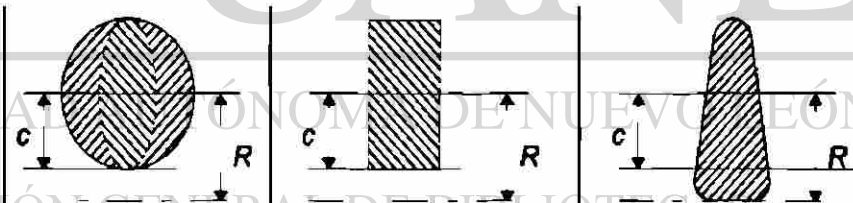
$$h/d = 5.2875$$

$$e/d = 1.0898$$

con estos valores y entrando a la figura 3.19 se obtiene el valor de K_t , el cual es:

$$K_t = 4.0$$

Cálculo del factor de concentración de esfuerzos por la curvatura del elemento: de acuerdo a la tabla 3-3, se requiere conocer el radio de curvatura R del elemento (hasta el eje neutro) y la distancia que hay de la parte interna de la pieza al eje neutro; esto para un rectángulo, el cual es la sección transversal de la zona a analizar, según la figura 3.18.



Sección transversal	Círculo o elipse		Rectángulo		Otras secciones (valores medios)	
	Interior	Exterior	Interior	Exterior	Interior	Exterior
R/c						
1.2	3.41	0.54	2.89	0.57	Si la sección es asimétrica	
1.4	2.40	0.60	2.13	0.63	R/c se refiere a la fibra interior	
1.6	1.96	0.65	1.79	0.67	—	—
1.8	1.75	0.68	1.63	0.70	1.63	0.74
2.0	1.62	0.71	1.52	0.73	1.36	0.81
3.0	1.33	0.79	1.30	0.81	1.25	0.86
4.0	1.23	0.84	1.20	0.85	1.16	0.90
6.0	1.14	0.89	1.12	0.90	1.12	0.93
8.0	1.10	0.91	1.09	0.92	1.10	0.94
10.0	1.08	0.93	1.07	0.94	1.05	0.95
20.0	1.03	0.97	1.04	0.96		

Tabla 3-3 Factores de corrección K para vigas curvas.

De acuerdo a la figura 3.17, estos valores son:

$$R = 4.1568 \text{ in}$$

$$c = 0.9068 \text{ in}$$

con estos valores se obtiene la relación R / c la cual vale 4.58.

Como puede apreciarse en la tabla 3-3, los valores para el caso de un rectángulo no son proporcionales, por lo que se hace necesario graficarlos, tabla 3-4, para poder obtener el resultado requerido.

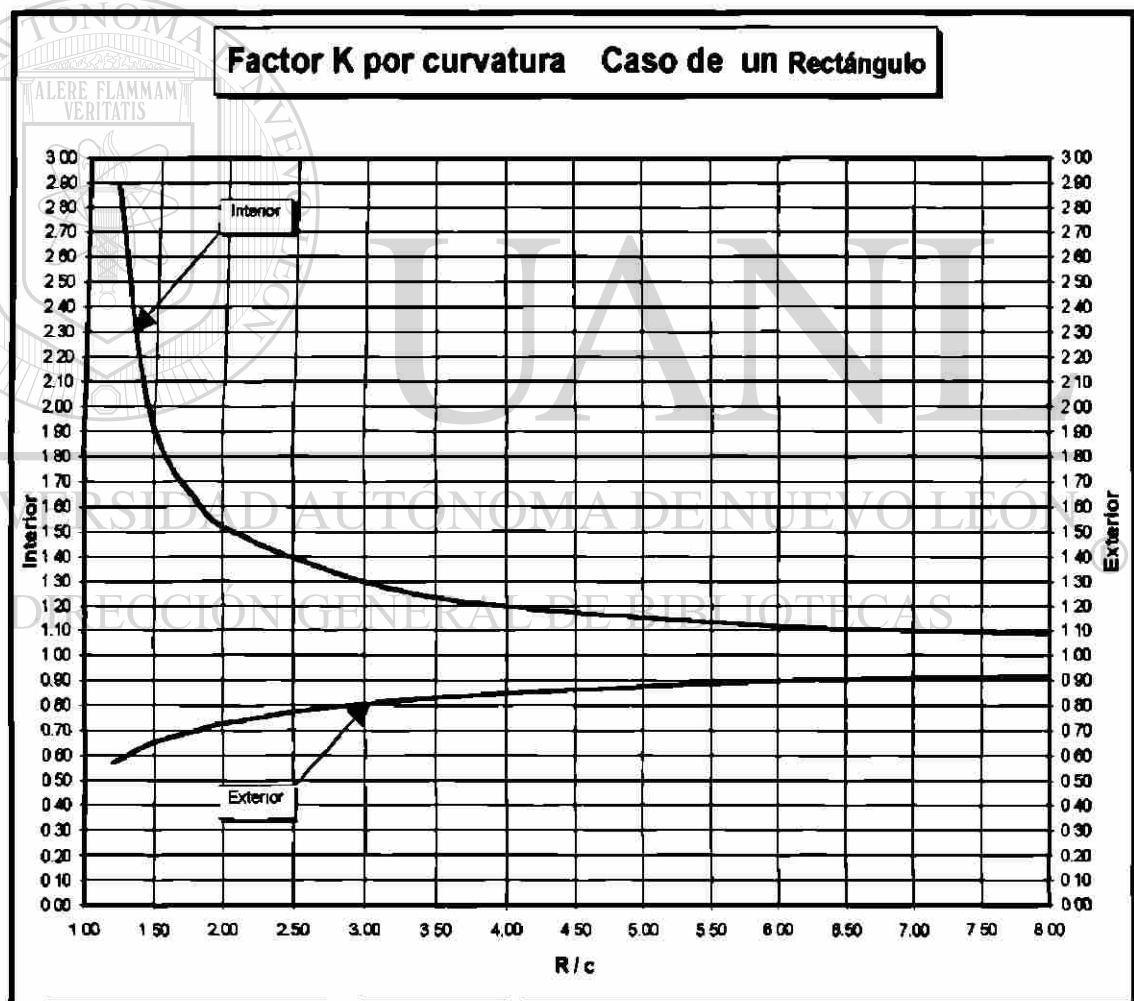


Tabla 3-4 Gráfica para el factor de corrección K.

con una relación de R / c de 4.58 se obtienen los valores:

$$K_i = 1.17$$

$$K_e = 0.875$$

Como se explicó anteriormente, el momento flector en los puntos A y D es cero; por esto solo se calcularán los esfuerzos normales, aplicándoles los factores de concentración de esfuerzos por cambio de sección y por curvatura, en los puntos B y C, interior y exterior, respectivamente. También anteriormente se obtuvieron los valores de los esfuerzos normales en los puntos B y C.

Sustituyendo los valores correspondientes en la ecuación 3.1, se tiene:

para el punto B interior:

$$\sigma_B = (4.0) (9,183.94) (1.17)$$

$$\sigma_B = 42,980.84 \text{ Lb} / \text{in}^2$$

para el punto C exterior:

$$\sigma_C = (4.0) (4,203.56) (0.8750)$$

$$\sigma_C = 14,712.46 \text{ Lb} / \text{in}^2$$

Ahora se calculará con que factor de seguridad esta trabajando la pieza. Para esto se analizará utilizando dos teorías para cálculo de esfuerzos:

a) Teoría del cortante máximo. La siguiente ecuación, 3.2, es la que rige para esta teoría:

$$\tau_{\max} = \frac{0.5 \sigma_{YP}}{F.S.} = \sqrt{\frac{1}{4} \left[\sigma_{AVG} + \left(\frac{K \sigma_{YP}}{\sigma_E} \right) \sigma_r \right]^2 + \left[\tau_{AVG} + \left(\frac{K \sigma_{YP}}{\sigma_E} \right) \tau_r \right]^2}$$

en donde:

τ_{\max} es el esfuerzo cortante máximo al que está sometido el elemento.

σ_{YP} es el esfuerzo de cedencia del material.

F.S. es el factor de seguridad al que trabaja el elemento.

σ_{AVG} es el esfuerzo flexionante promedio al que está sometido el elemento.

σ_E es el esfuerzo de endurecimiento debido a la fatiga a la que está sometido el elemento.

σ_r es el esfuerzo flexionante residual al que está sometido el elemento.

τ_{AVG} es el esfuerzo cortante promedio al que está sometido el elemento.

K son factores de concentración de esfuerzos debido al cambio de sección transversal y a la curvatura, tomados en cuenta anteriormente.

τ_r es el esfuerzo cortante residual al que está sometido el elemento

por determinar:

τ_{\max} es el que se calculará con la ecuación anterior.

σ_{YP} determinado en las propiedades mecánicas del material.

F.S. a determinarse con los resultados obtenidos.

σ_{AVG} : esfuerzo flexionante al que está sometido el elemento, siendo este el promedio entre el esfuerzo flexionante máximo y el esfuerzo flexionante mínimo, de tal manera que:

$$\sigma_{AVG} = (\sigma_{MAX} + \sigma_{MIN}) / 2 \quad \text{Ec. 3.2}$$

$$\sigma_{AVG} = (42,246.12 + 0) / 2$$

$$\sigma_{AVG} = 21,123.06 \text{ Lb/in}^2$$

σ_E : esfuerzo de endurancia, determinado por la siguiente ecuación

$$\sigma_E = 0.504 \sigma_{MAX} \quad \text{Ec. 3.4}$$

en donde:

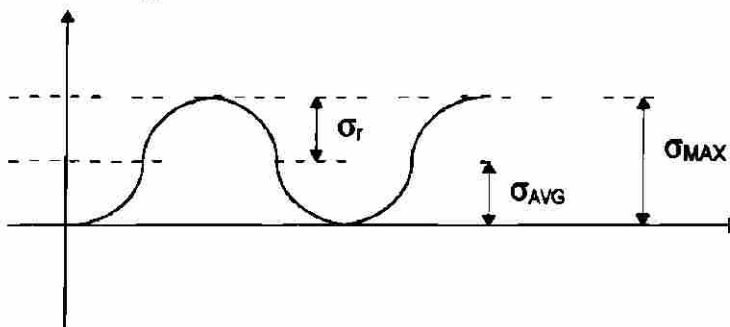
$\sigma_{MAX} = 64,477.15 \text{ Lb/in}^2$ es el esfuerzo máximo de tensión determinado en las propiedades mecánicas del matl.

por lo tanto el σ_E vale

$$\sigma_E = (0.504)(64,477.15)$$

$$\sigma_E = 32,496.48 \text{ Lb/in}^2$$

σ_r : es el esfuerzo residual debido a la fatiga, determinado de la siguiente manera:



$$\sigma_r = \sigma_{MAX} - \sigma_{AVG} \quad \text{Ec. 3.5}$$

$$\sigma_r = 42,246.12 - 21,123.06$$

$$\sigma_r = 21,123.06 \text{ Lb/in}^2$$

τ_{AVG} : esfuerzo cortante promedio al que está sometido el elemento. Primero se tiene que calcular a que esfuerzo cortante está sometido el elemento por la acción del esfuerzo flexionante. Esto se obtuvo previamente y su valor es:

$$\tau = 169.18 \text{ Lb / in}^2$$

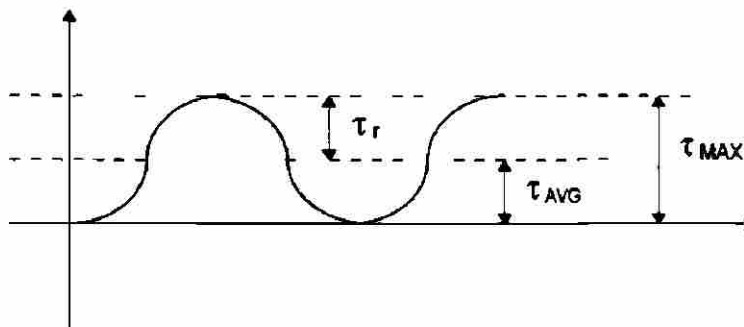
de aquí se obtiene el esfuerzo cortante promedio τ_{AVG} mediante la siguiente ecuación:

$$\tau_{AVG} = (\tau_{MAX} + \tau_{MIN}) / 2 \quad \text{Ec. 3.6}$$

$$\tau_{AVG} = (169.18 + 0) / 2$$

$$\tau_{AVG} = 84.59 \text{ Lb/in}^2$$

τ_r : es el esfuerzo cortante residual debido a la fatiga, determinado de la siguiente manera:



$$\tau_r = \tau_{MAX} - \tau_{AVG}$$

Ec. 3.7

$$\tau_r = 169.18 - 84.59$$

$$\tau_r = 84.59 \text{ Lb/in}^2$$

sustituyendo los valores respectivos en la ecuación 3.2 del cortante máximo, se tiene:

$$\tau_{max} = \frac{0.5 \sigma_{YP}}{F.S.} = \frac{1}{4} \sqrt{\left[21,123.06 + \left(\frac{45,337.15}{32,496.48} \right) 21,123.06 \right]^2 + \left[84.59 + \left(\frac{45,337.15 \text{ Lb/in}^2}{32,496.48 \text{ Lb/in}^2} \right) 84.59 \right]^2}$$

$$\tau_{max} = \frac{0.5 \sigma_{YP}}{F.S.} = 25,297.16 \text{ Lb/in}^2$$

calculando el factor de seguridad por cedencia, despejándolo de la ecuación anterior, se tiene:

$$F.S. = (0.5)(45,337.15) / 25,297.16$$

$$F.S. = 0.89$$

Teoría de Mises - Hencky: la siguiente ecuación, 3.8, es la que rige para esta teoría:

$$\sigma = \frac{\sigma_{YP}}{F.S.} = \sqrt{\left[\sigma_{AVG} + \left(\frac{K \sigma_{YP}}{\sigma_E} \right) \sigma_r \right]^2 + 3 \left[\tau_{AVG} + \left(\frac{K \sigma_{YP}}{\sigma_E} \right) \tau_r \right]^2}$$

en donde la nomenclatura fue descrita anteriormente en la teoría de cortante máximo, por lo que directamente se sustituirán los valores requeridos para obtener el esfuerzo estático equivalente de trabajo:

$$\sigma = \frac{\sigma_{yp}}{F.S.} = \sqrt{\left[21,123.06 + \left(\frac{45,337.15}{32,486.48} \right) 21,123.06 \right]^2 + 3 \left[84.59 + \left(\frac{45,337.15}{32,486.48} \right) 84.59 \right]^2}$$

$$\sigma = \frac{\sigma_{yp}}{F.S.} = 50,593.91 \text{ Lb/in}^2$$

calculando el factor de seguridad por cedencia, despejándolo de la ecuación anterior, se tiene:

$$F.S. = 45,337.15 / 50,593.91$$

$$F.S. = 0.89$$

Consideración de los valores a tomar para el factor de seguridad:

Si una parte de una máquina va a transmitir con seguridad las cargas que actúan sobre ellas, debe establecerse un esfuerzo máximo permisible, el esfuerzo de trabajo o de preferencia, el **esfuerzo de diseño**. El esfuerzo de diseño no debe desperdiciar material, pero debe ser lo suficientemente grande para evitar la falla, en caso de que la carga exceda de los valores

esperados, o que otras condiciones inciertas reaccionen en forma desfavorable.

El esfuerzo de diseño se determina dividiendo la propiedad aplicable al material - resistencia de fluencia, resistencia última, resistencia de fatiga - por un **factor de seguridad**. El factor debe seleccionarse solo después de examinar totalmente todas las inseguridades. Entre estas están la inseguridad con respecto a la magnitud y naturaleza de la carga operante, la confianza que se tenga en el material de que está hecho el componente, las suposiciones según las teorías utilizadas, el ambiente en que pudiera operar el equipo, el grado hasta el cual pudieran desarrollarse esfuerzos localizados y de fabricación, la inseguridad por las posibles fallas y el peligro para la vida humana en caso de falla. Los factores de seguridad varían de una industria a otra, pues son el resultado de la experiencia acumulada con la clase de máquinas o la naturaleza del ambiente. Muchos códigos, como el

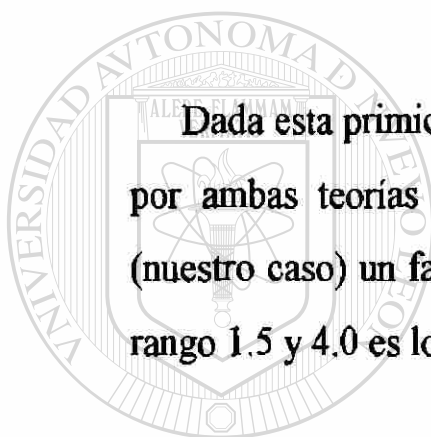
A.S.M.E. para árboles motrices, recomiendan esfuerzos de diseño que se han encontrado seguros para la práctica. ®

DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

En general, la **ductilidad** del material determina la propiedad en que debe basarse el factor. Los materiales que tienen una elongación de sobre 5 % se consideran dúctiles. En esos casos, el factor de seguridad se basa en la resistencia de fluencia o el límite de fatiga. Para materiales con elongación menor que 5 %, debe usarse la resistencia última, ya que estos materiales son quebradizos y se fracturan sin fluencia.

Los factores de seguridad que se basan en la fluencia muchas veces toman **entre 1.5 y 4.0**. Para los materiales en que se tiene más confianza o condiciones mejor conocidas de diseño y de operación, son apropiados los valores bajos. En el caso de materiales que no se han ensayado o condiciones de algún otro modo inciertas, son más seguros los valores más altos. Pueden utilizarse los mismos valores, cuando las cargas varían, pero en tales casos se aplican la resistencia de fatiga y de aguante. Cuando la resistencia última determina el esfuerzo de diseño (en el caso de materiales quebradizos), pueden duplicarse los factores de seguridad².

Dada esta primicia se puede deducir que el factor de seguridad calculado por ambas teorías es bajo si se considera que para materiales dúctiles (nuestro caso) un factor de seguridad comprendido en los valores bajos del rango 1.5 y 4.0 es lo recomendado.



UANL

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN



DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

3.7 REDISEÑO DEL BRAZO PORTAMOLDE

Dado que la pieza mecánica esta trabajando con un bajo factor de seguridad, con respecto al mínimo teórico, es necesario someter a un rediseño el elemento mecánico en cuestión. Se considerarán tres alternativas para el rediseño, en las cuales se tocarán los factores más importantes a nuestra consideración, y son:

- 1) Cambio de la Sección Transversal del Brazo Portamolde.
- 2) Relocalización del Agujero Concentrador de Esfuerzos “V”.
- 3) Cambio del Material de Fabricación.

Si bien pudieran existir más alternativas para el rediseño, se analizarán solamente las mencionadas anteriormente por estar fuera del alcance del presente trabajo el someter a un rediseño a todo el conjunto de elementos mecánicos que intervienen en la fabricación de envases de vidrio. Seguramente esta alternativa daría resultados satisfactorios, sin embargo, y como se mencionó, implicaría rediseñar prácticamente toda la máquina I.S.

3.7.1 ALTERNATIVA No. 1: CAMBIO DE SECCIÓN TRANSVERSAL

Al cambiar o modificar la sección transversal de la pieza se logra incrementar el momento de inercia I de la misma. Dado que el momento de inercia esta dividiendo en la ecuación para la flexión (Ec. 3.1), esto hace que el esfuerzo disminuya, quien a su vez hace que el factor de seguridad se incremente al sustituirse los valores cambiados en las ecuaciones de Cortante Máximo (Ec. 3.2) y de Mises Hencky (Ec. 3.8). Más adelante se demostrará esta teoría.

Se usará el método de prueba y error para calcular el nuevo factor de seguridad al variar la sección transversal de la pieza. Se podría calcular la sección transversal ideal para un cierto factor de seguridad deseado al calcular en sentido contrario en los cálculos mostrados en el capítulo anterior, sin embargo, se considera que sería más tedioso seguir este procedimiento. En base a esto, iniciará el análisis de cálculo del factor de seguridad incrementando la sección transversal un 30 % de sus dimensiones originales como un valor de referencia; esto es a criterio del diseñador.

a) Incremento de la sección transversal en un 30 % de sus dimensiones originales:

En la figura 3.20 se ilustran las nuevas dimensiones de la sección transversal al incrementarla un 30 %. Se dejarán en esta figura ciertas dimensiones originales con el objeto de poder visualizar los cambios realizados. Cabe aclarar que el diámetro del agujero concentrador de

esfuerzos no se modificará en esta alternativa de rediseño ni su localización con respecto al eje neutro.

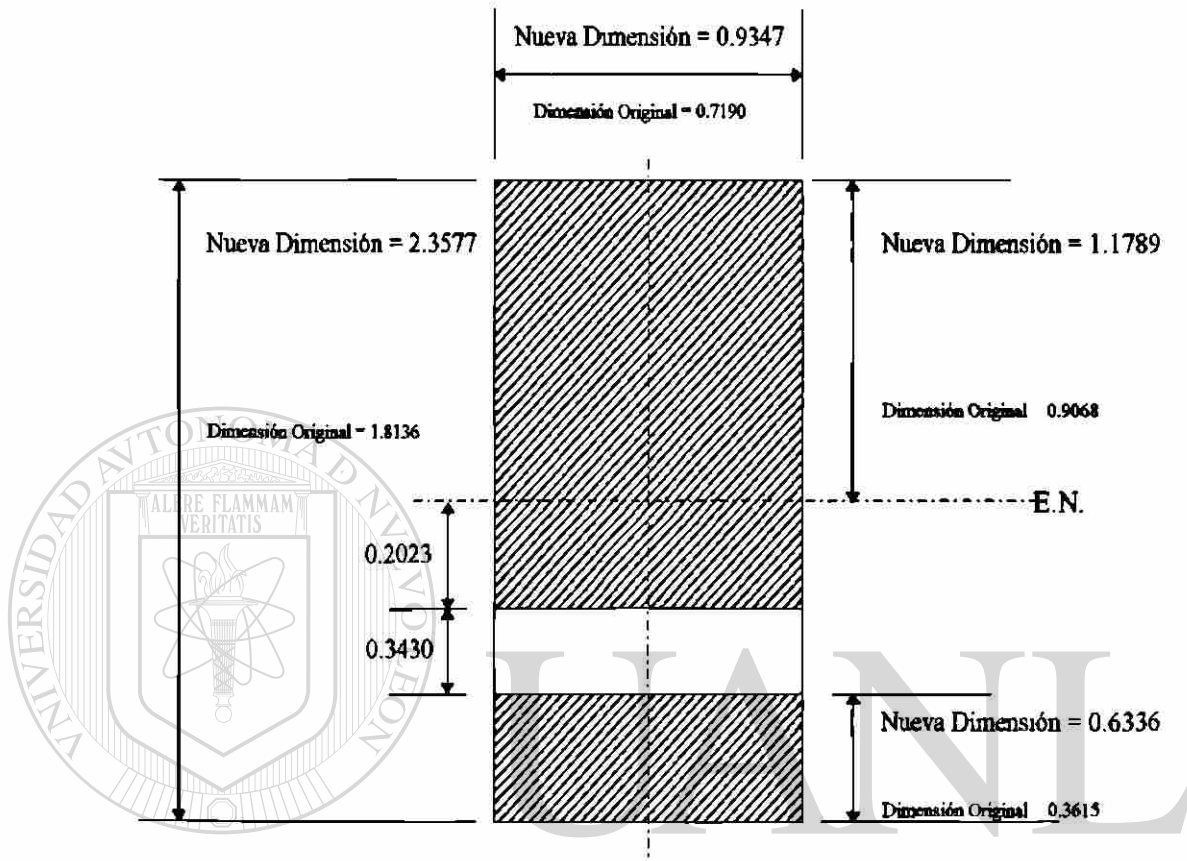


Figura 3.20 Redimensionamiento de la sección transversal de la zona a analizar para la alternativa 1.

DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

Dado que las condiciones de carga mostradas en la figura 3.16 del capítulo anterior no cambian al aplicar esta alternativa de rediseño, se considerarán los mismos valores de cargas, reacciones y momentos obtenidos en dicho capítulo. Lo que sí tendrá que recalcularse, dado los cambios de esta alternativa de rediseño, es lo que a continuación se muestra.

Obtención del centroide y momento de inercia de la zona a analizar: la figura 3.21 muestra la sección transversal de la zona a analizar con sus nuevas dimensiones, según las consideraciones mencionadas para la alternativa 1.

Ecuaciones:

$$\bar{X}_T = \frac{\bar{X}_I A_I - \bar{X}_{II} A_{II}}{A_I - A_{II}}$$

$$\bar{Y}_T = \frac{\bar{Y}_I A_I - \bar{Y}_{II} A_{II}}{A_I - A_{II}}$$

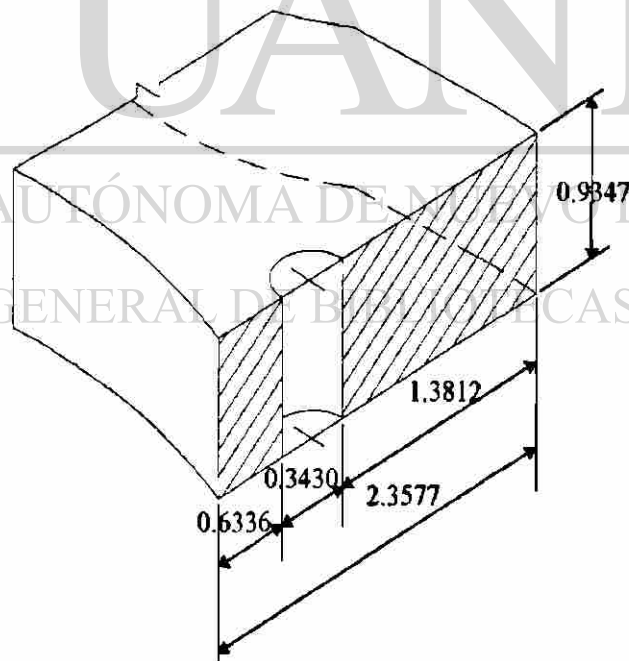
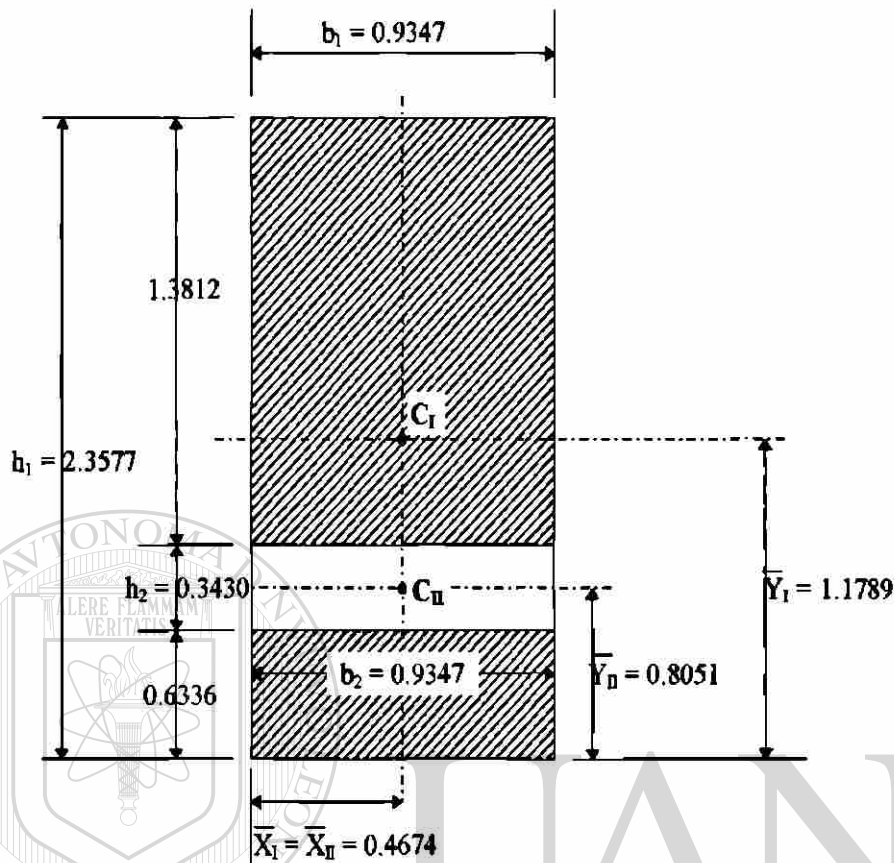


Figura 3.21 Sección transversal para la alternativa 1.

vista frontal de la zona a analizar para obtención del centroide:



en donde

$$\bar{X}_I = 0.4674 \text{ in}$$

$$\bar{X}_{II} = 0.4674 \text{ in}$$

$$\bar{Y}_I = 1.1789 \text{ in}$$

$$\bar{Y}_{II} = 0.8051 \text{ in}$$

$$A_I = (2.3577)(0.9347) \Rightarrow A_I = 2.2037 \text{ in}^2$$

$$A_{II} = (0.3430)(0.9347) \Rightarrow A_{II} = 0.3206 \text{ in}^2$$

sustituyendo los valores en las ecuaciones dadas:

$$\bar{X}_T = \frac{(0.4674)(2.2037) - (0.4674)(0.3206)}{2.2037 - 0.3206}$$

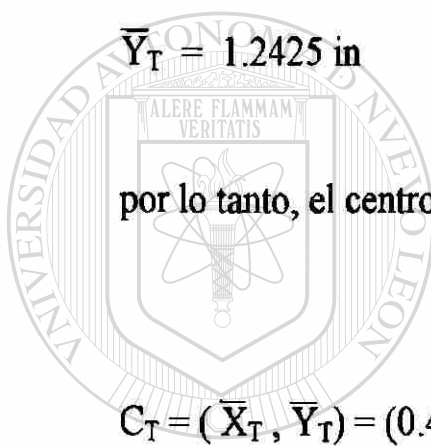
$$\bar{X}_T = 0.4674 \text{ in}$$

$$\bar{Y}_T = \frac{(1.1789)(2.2037) - (0.8051)(0.3206)}{2.2037 - 0.3206}$$

$$\bar{Y}_T = 1.2425 \text{ in}$$

por lo tanto, el centroide de la sección transversal (figura 3.21) es:

$$C_T = (\bar{X}_T, \bar{Y}_T) = (0.4674, 1.2425) \text{ in}$$



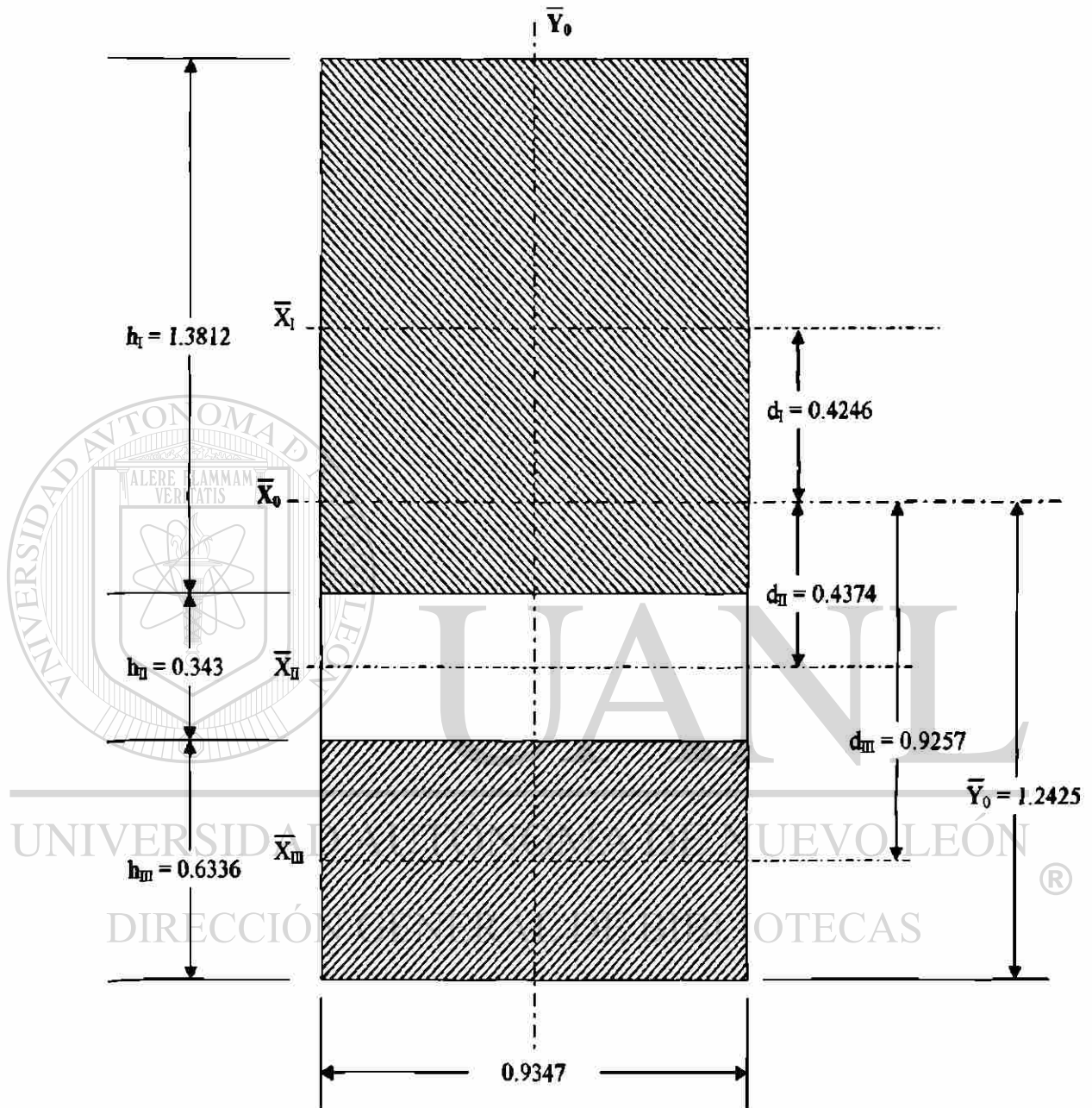
UANL

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN

DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS



Cálculo del momento de inercia de la sección transversal empleando el método de los ejes paralelos o STEINER:



$$\begin{aligned} I_{\bar{X}_0} = \Sigma (I_{\bar{X}_0} + A d^2) = & [1 / 12 b_I h_I^3 + b_I h_I d_I^2] - \\ & [1 / 12 b_{II} h_{II}^3 + b_{II} h_{II} d_{II}^2] + \\ & [1 / 12 b_{III} h_{III}^3 + b_{III} h_{III} d_{III}^2] \end{aligned}$$

$$= [1/12 (0.9347)(1.3812)^3 + (0.9347)(1.3812)(0.4246)^2] -$$

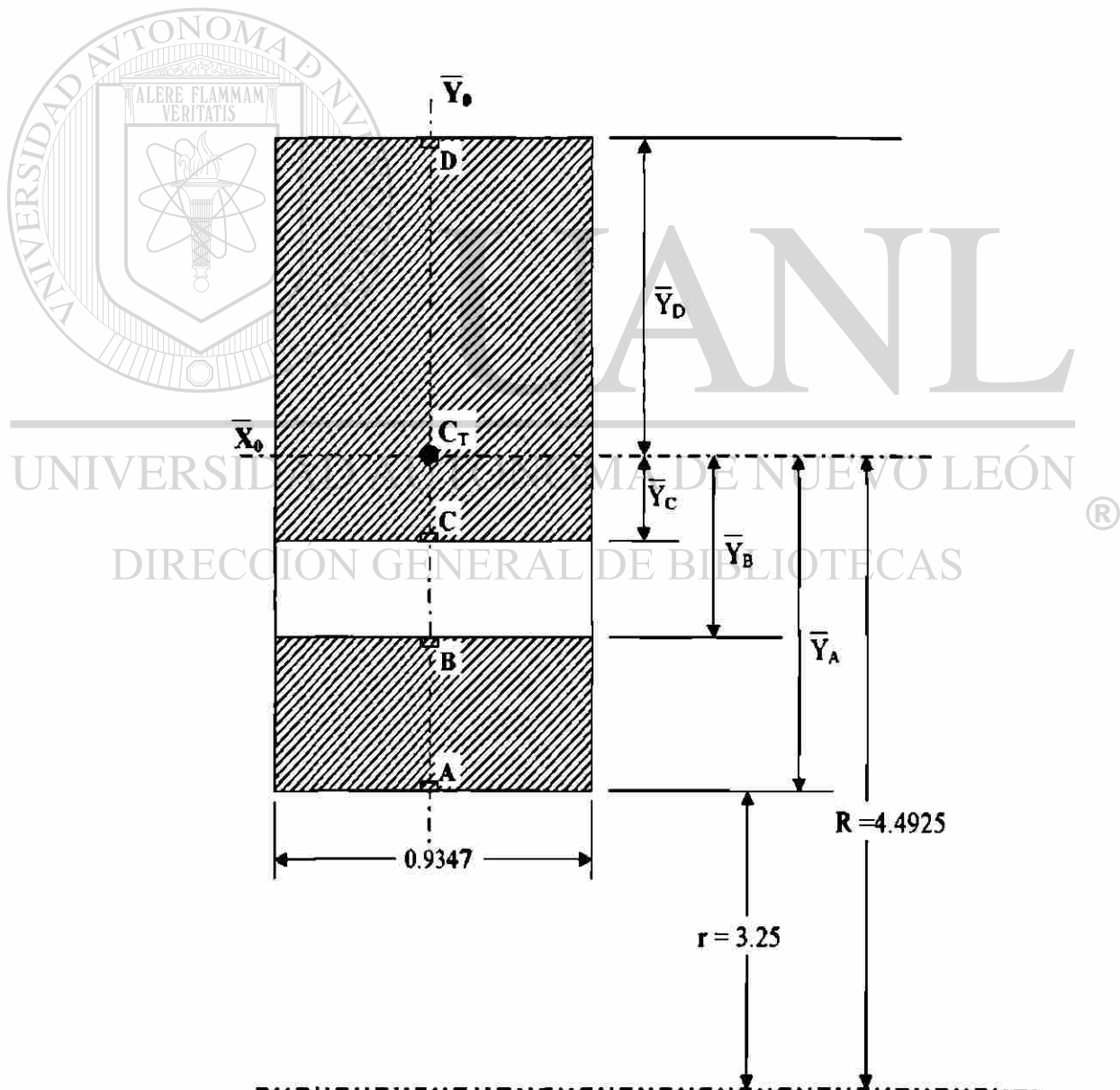
$$[1/12 (0.9347)(0.3430)^3 + (0.9347)(0.3430)(0.4374)^2] +$$

$$[1/12 (0.9347)(0.6336)^3 + (0.9347)(0.6336)(0.9257)^2].$$

$$\bar{I}_{x_0} = 0.9008 \text{ in}^4$$

Cálculo de los esfuerzos normal y cortante:

a) Esfuerzo normal:



se analizará para los puntos A, B, C y D. La ecuación que rige es:

$$\sigma = M_f y / I_{\bar{x}_0}$$

Datos:

$$M_f = 3,741.82 \text{ Lb} \cdot \text{in}$$

$$I_{\bar{x}_0} = 0.9008 \text{ in}^4$$

$$\bar{Y}_A = 1.2425 \text{ in}$$

$$\bar{Y}_B = 0.6089 \text{ in}$$

$$\bar{Y}_C = 0.2659 \text{ in}$$

$$\bar{Y}_D = 1.1152 \text{ in}$$

Cálculo del esfuerzo normal para cada punto:

$$\sigma_A = (3,741.82) (1.2425) / 0.9008 \Rightarrow \sigma_A = 5,161.20 \text{ Lb/in}^2$$

$$\sigma_B = (3,741.82) (0.6089) / 0.9008 \Rightarrow \sigma_B = 2,529.30 \text{ Lb/in}^2$$

$$\sigma_C = (3,741.82) (0.2659) / 0.9008 \Rightarrow \sigma_C = 1,104.52 \text{ Lb/in}^2$$

$$\sigma_D = (3,741.82) (1.1152) / 0.9008 \Rightarrow \sigma_D = 4,632.41 \text{ Lb/in}^2$$

Cálculo del esfuerzo cortante en los puntos A, B, C y D. Los esfuerzos en los puntos A y D son cero de acuerdo a la teoría descrita en el capítulo anterior.

analizando los puntos B y C:

ecuación que rige:

$$\tau = VQ / Ib$$

en donde:

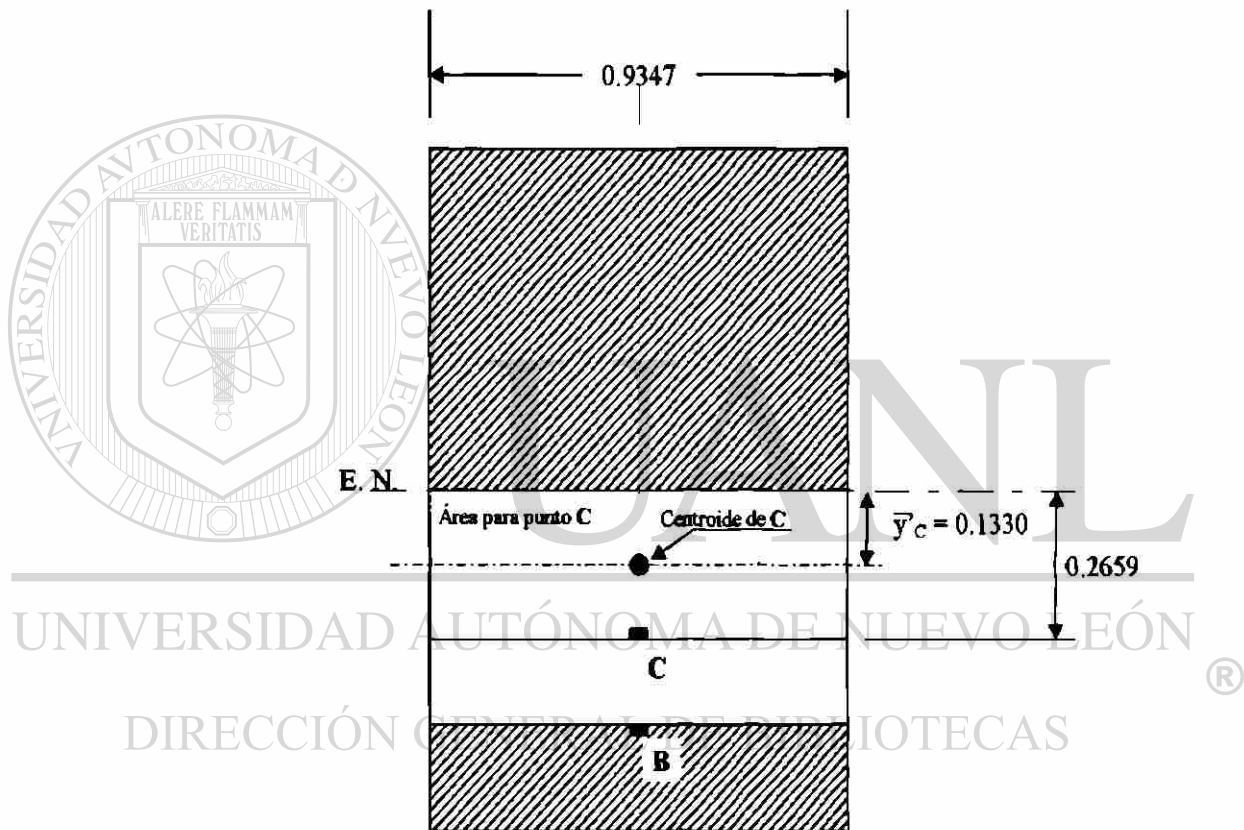
$$V = F_r = 1,041.42 \text{ Lb}$$

$$Q = A' \bar{y}' \text{ por determinar}$$

$$I = I_{\bar{x}_0} = 0.9008 \text{ in}^4$$

$$b = 0.9347 \text{ in}$$

para el punto C, se tiene:



$$Q_c = A_c \bar{y}'_c$$

$$Q_c = (0.9347)(0.2659)(0.1330)$$

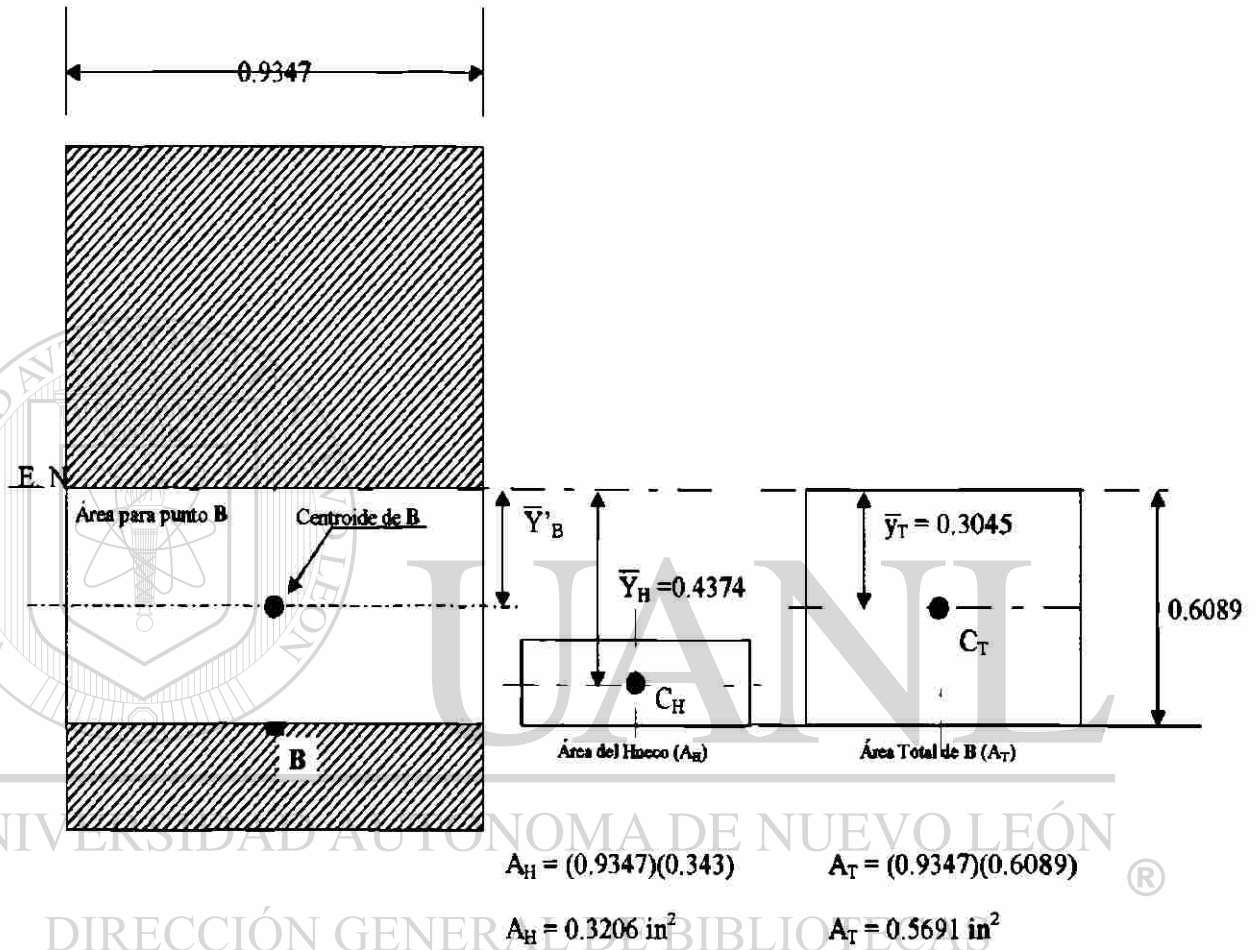
$$Q_c = 0.03306 \text{ in}^3$$

sustituyendo valores para calcular el esfuerzo cortante en el punto C, se tiene:

$$\tau_c = (1,041.42)(0.03306) / (0.9008)(0.9347)$$

$$\tau_c = 40.89 \text{ Lb} / \text{in}^2$$

para el punto B, se tiene:



$$A'_B = A_T - A_H$$

$$A'_B = 0.5691 - 0.3206$$

$$A'_B = 0.2485 \text{ in}^2$$

$$\bar{Y}'_B = A_T \bar{Y}_T - A_H \bar{Y}_H / A_T - A_H$$

$$\bar{Y}'_B = (0.5691)(0.3045) - (0.3206)(0.4374) / (0.5691 - 0.3206)$$

$$\bar{Y}'_B = 0.1330 \text{ in}$$

$$Q_B = A_B \bar{y}'_B$$

$$Q_B = (0.2485)(0.1330)$$

$$Q_B = 0.03306 \text{ in}^3$$

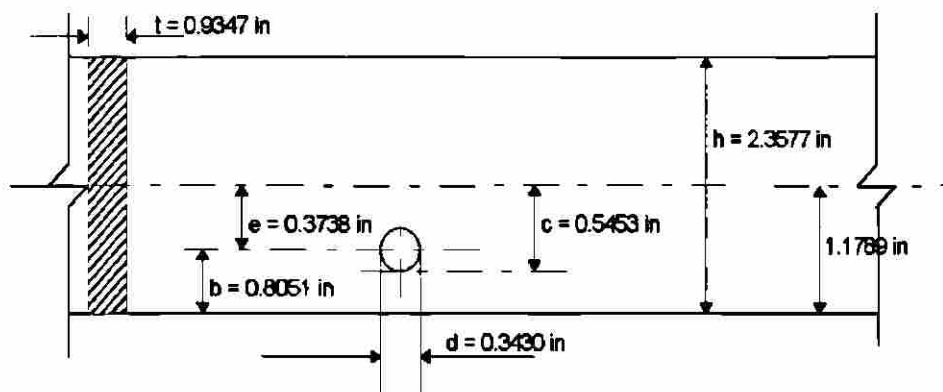
sustituyendo valores para calcular el esfuerzo cortante en el punto B, se tiene:

$$\tau_B = (1,041.42)(0.03306) / (0.9008)(0.9347)$$

$$\tau_B = 40.89 \text{ Lb} / \text{in}^2$$

Cálculo de los esfuerzos normales a flexión considerando la concentración de esfuerzos en el punto V por cambio de sección y por la curvatura del elemento. Para esto la ecuación 3.1 es aplicada:

Para el cálculo del factor de concentración de esfuerzos por cambio de sección se empleará la figura 3.19: en la siguiente figura se describen los valores de acuerdo a la figura anterior:



de esta figura se piden las siguientes relaciones:

$$d/b = 0.4260$$

$$h/d = 6.87$$

$$e/d = 1.0898$$

con estos valores y entrando a la figura 3.19 se obtiene el valor de K_t , el cual es:

$$K_t = 3.32$$

Cálculo del factor de concentración de esfuerzos por la curvatura del elemento: de acuerdo a la tabla 3-3, se requiere conocer el radio de curvatura R del elemento (hasta el eje neutro) y la distancia que hay de la parte interna de la pieza al eje neutro.

De acuerdo a la figura 3.17, estos valores son:

$$R = 4.4925 \text{ in} \quad c = 1.1789 \text{ in}$$

con estos valores se obtiene la relación R / c la cual vale 3.81. De la tabla 3-4 se obtiene:

$$K_i = 1.21$$

$$K_e = 0.845$$

Como se explicó anteriormente, el momento flector en los puntos A y D es cero; por esto solo se calcularán los esfuerzos normales, aplicándoles los

factores de concentración de esfuerzos por cambio de sección y por curvatura, en los puntos B y C, interior y exterior, respectivamente. También anteriormente se obtuvieron los valores de los esfuerzos normales en los puntos B y C.

Sustituyendo los valores correspondientes en la ecuación 3.1, se tiene:

para el punto B interior:

$$\sigma_B = (3.32) (2,529.3) (1.21)$$

$$\sigma_B = 10,160.70 \text{ Lb / in}^2$$

para el punto C exterior:

$$\sigma_C = (3.32) (1,104.52) (0.8450)$$

$$\sigma_C = 3,098.62 \text{ Lb / in}^2$$

Al igual que en el capítulo anterior, se calculará con que factor de seguridad trabajaría la pieza en esta primera alternativa de rediseño. Se emplearán las teorías:

a) Teoría del cortante máximo. La ecuación 3.2 es aplicada para esta teoría:

por determinar:

σ_{AVG} dado que los esfuerzos flexionantes máximos y mínimos cambiaron en esta alternativa de rediseño, se calculará el esfuerzo promedio aplicando la ecuación 3.3:

$$\sigma_{AVG} = (10,160.70 + 0) / 2$$

$$\sigma_{AVG} = 5,080.35 \text{ Lb/in}^2$$

σ_E : determinado en el capítulo anterior con la ecuación 3.4:

$$\sigma_E = 32,496.48 \text{ Lb/in}^2$$

σ_r utilizando la ecuación 3.5 se tiene:

$$\sigma_r = 10,160.70 - 5,080.35$$

$$\sigma_r = 5,080.35 \text{ Lb/in}^2$$

τ_{AVG} : calculado anteriormente:

$$\tau = 169.18 \text{ Lb / in}^2$$

de aquí se obtiene el esfuerzo cortante promedio τ_{AVG} empleando la ecuación 3.6:

$$\tau_{AVG} = (169.18 + 0) / 2$$

$$\tau_{AVG} = 84.59 \text{ Lb/in}^2$$

τ_r : utilizando la ecuación 3.7:

$$\tau_r = 169.18 - 84.59$$

$$\tau_r = 84.59 \text{ Lb/in}^2$$

sustituyendo los valores respectivos en la ecuación 3.2 del cortante máximo, se tiene:

$$\tau_{\max} = \frac{0.5 \sigma_{yp}}{\text{F.S.}} = \frac{1}{4} \sqrt{\left[5,080.35 + \left(\frac{45,337.15}{32,496.48} \right) 5,080.35 \right]^2 + \left[84.59 + \left(\frac{45,337.15}{32,496.48} \right) 84.59 \right]^2}$$

$$\tau_{\max} = \frac{0.5 \sigma_{yp}}{\text{F.S.}} = 6,084.27 \text{ Lb/in}^2$$

calculando el factor de seguridad por cedencia, despejándolo de la ecuación anterior, se tiene:

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN
 F.S. = (0.5)(45,337.15) / 6,084.27
 DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

$$\boxed{\text{F.S.} = 3.73}$$

Teoría de Mises - Hencky: la ecuación 3.8 es aplicada para esta teoría:

sustituyendo los valores requeridos para obtener el esfuerzo estático equivalente de trabajo:

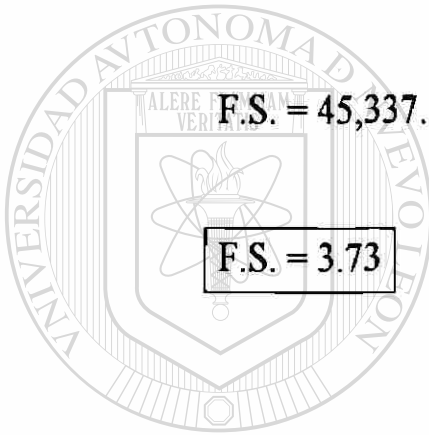
$$\sigma = \frac{\sigma_{yp}}{F.S.} = \sqrt{\left[5,080.35 + \left(\frac{45,337.15}{32,496.48} \right) 5,080.35 \right]^2 + 3 \left[84.59 + \left(\frac{45,337.15}{32,496.48} \right) 84.59 \right]^2}$$

$$\sigma = \frac{\sigma_{yp}}{F.S.} = 12,168.45 \text{ Lb/in}^2$$

calculando el factor de seguridad por cedencia, despejándolo de la ecuación anterior, se tiene:

$$F.S. = 45,337.15 / 12,168.45$$

$$F.S. = 3.73$$



UANL

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN

®

DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

3.7.2 ALTERNATIVA No. 2: RELOCALIZACIÓN DEL AGUJERO CONCENTRADOR DE ESFUERZOS

La relocalización del agujero concentrador de esfuerzos trae como beneficio el que los esfuerzos concentrados disminuyan. Solo se relocalizará el agujero concentrador de esfuerzos acercándolo al eje neutro. Si bien pudieran existir “n” relocalizaciones del agujero, se analizará por facilidad la mencionada, es decir, acercándolo al eje neutro. No esta de más mencionar que el agujero NO se relocalizará en el sentido que se indica en la figura 3.22; solo se hará acercándolo al eje neutro 1/8 in. Esto es a criterio del diseñador.

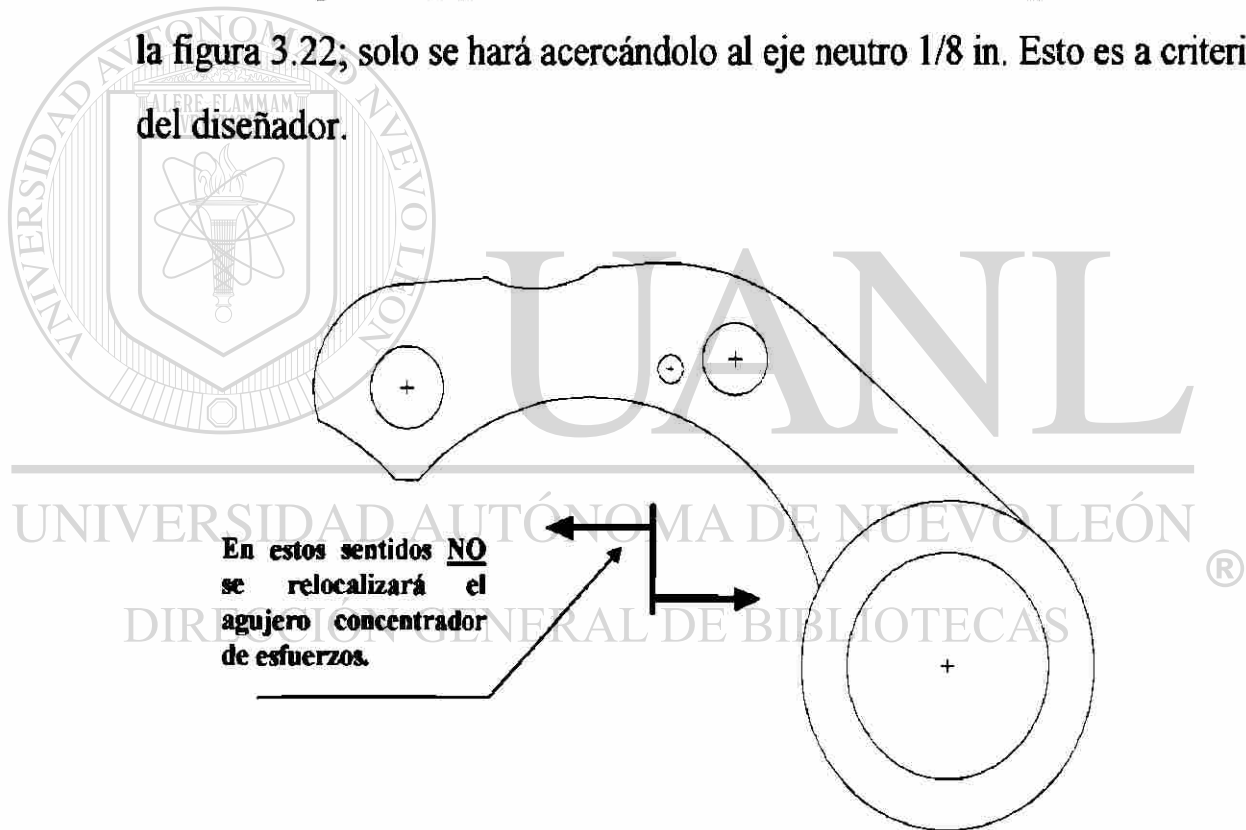


Figura 3.22 NO relocalización del agujero concentrador de esfuerzos.

En la figura 3.23 se ilustran las nuevas dimensiones de la sección transversal del elemento mecánico al relocalizar el agujero concentrador de

esfuerzos hacia el eje neutro. Se dejarán en esta figura ciertas dimensiones originales con el objeto de poder visualizar los cambios realizados.

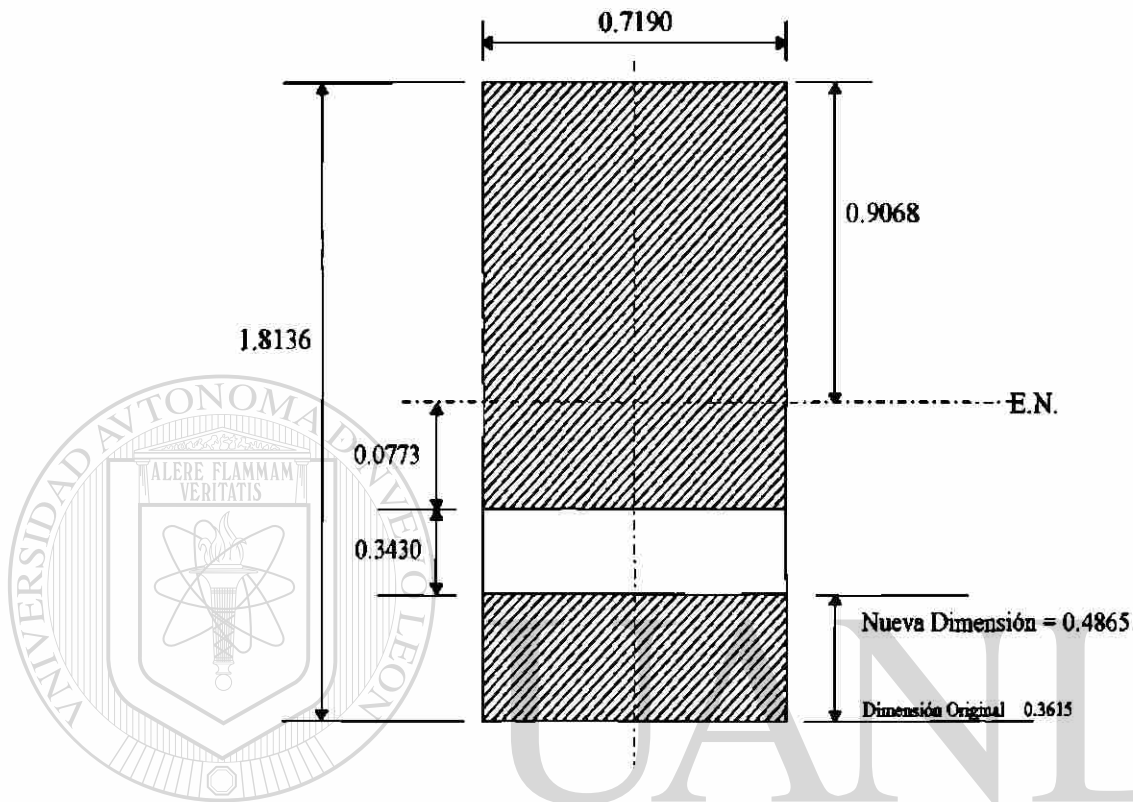


Figura 3.23 Redimensionamiento de la sección transversal de la zona a analizar para la alternativa 2.

Al igual que en la alternativa No. 1 de rediseño las condiciones de carga mostradas en la figura 3.16 del capítulo anterior no cambian al aplicar esta alternativa de rediseño, se considerarán los mismos valores de cargas, reacciones y momentos obtenidos en dicho capítulo. Lo que si tendrá que recalcularse, dado los cambios de esta alternativa de rediseño, es lo que a continuación se muestra.

Obtención del centroide y momento de inercia de la zona a analizar: la figura 3.24 muestra la sección transversal de la zona a analizar con sus

nuevas dimensiones, según las consideraciones mencionadas para la alternativa 2.

Ecuaciones:

$$\bar{X}_T = \frac{\bar{X}_I A_I - \bar{X}_{II} A_{II}}{A_I - A_{II}}$$

$$\bar{Y}_T = \frac{\bar{Y}_I A_I - \bar{Y}_{II} A_{II}}{A_I - A_{II}}$$

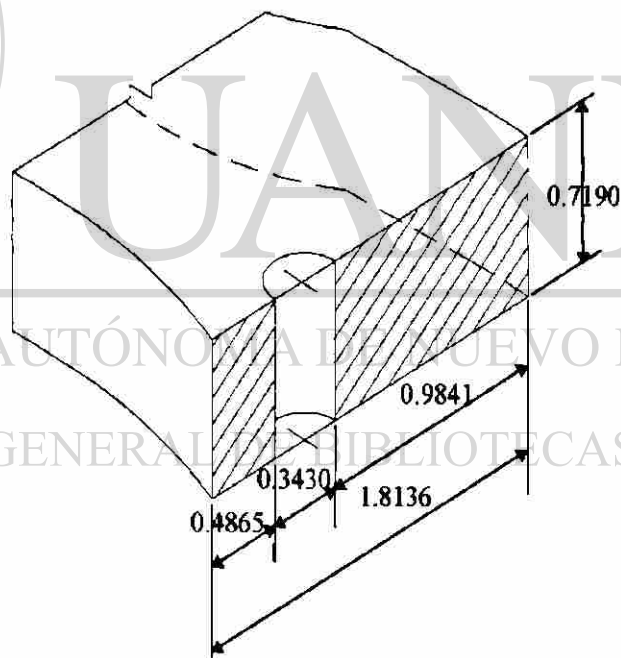
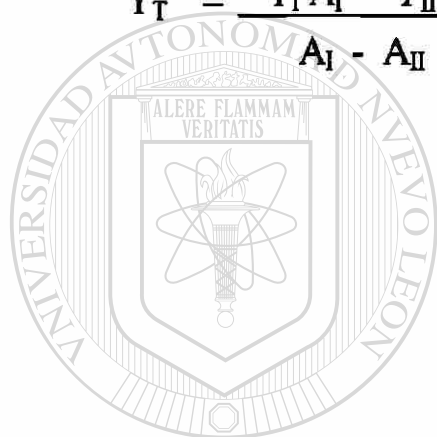
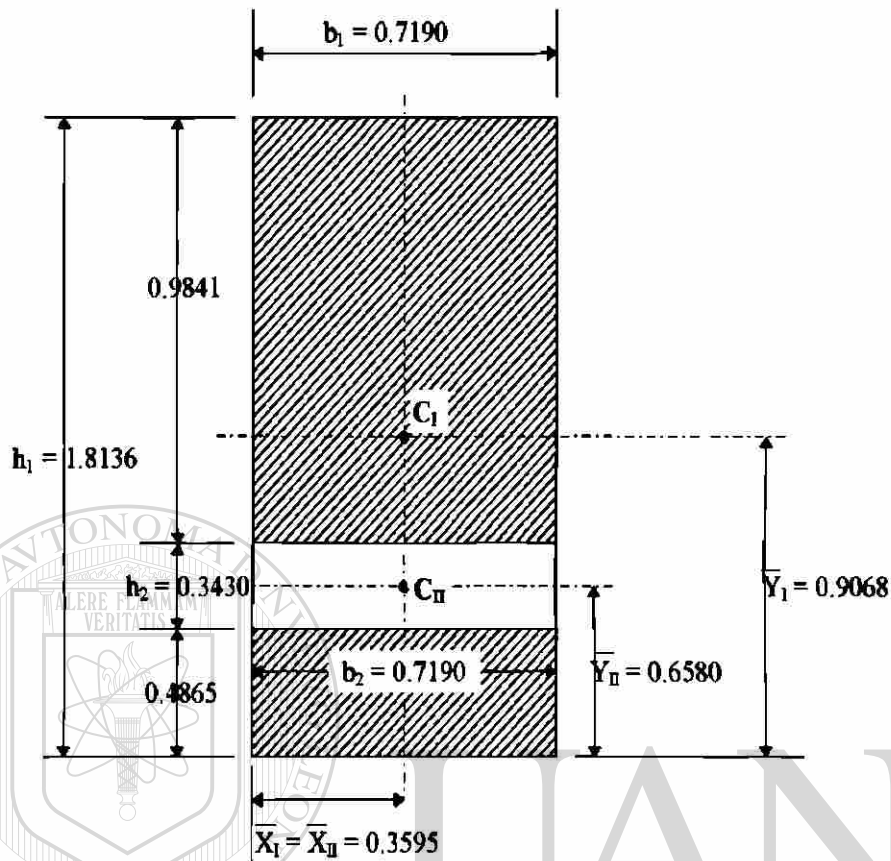


Figura 3.24 Sección transversal para alternativa 2.

vista frontal de la zona a analizar para obtención del centroide:



en donde

$$\bar{X}_I = 0.3595 \text{ in}$$

$$\bar{X}_{II} = 0.3595 \text{ in}$$

$$\bar{Y}_I = 0.9068 \text{ in}$$

$$\bar{Y}_{II} = 0.6580 \text{ in}$$

$$A_I = (1.8136)(0.7190) = A_I = 1.3040 \text{ in}^2$$

$$A_{II} = (0.3430)(0.7190) = A_{II} = 0.2466 \text{ in}^2$$

sustituyendo los valores en las ecuaciones dadas:

$$\bar{X}_T = \frac{(0.3595)(1.3040) - (0.3595)(0.2466)}{1.3040 - 0.2466}$$

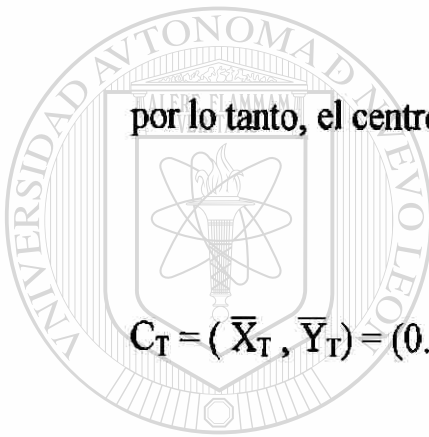
$$\bar{X}_T = 0.3595 \text{ in}$$

$$\bar{Y}_T = \frac{(0.9068)(1.3040) - (0.6580)(0.2466)}{1.3040 - 0.2466}$$

$$\bar{Y}_T = 0.9648 \text{ in}$$

por lo tanto, el centroide de la sección transversal es:

$$C_T = (\bar{X}_T, \bar{Y}_T) = (0.3595, 0.9648) \text{ in}$$



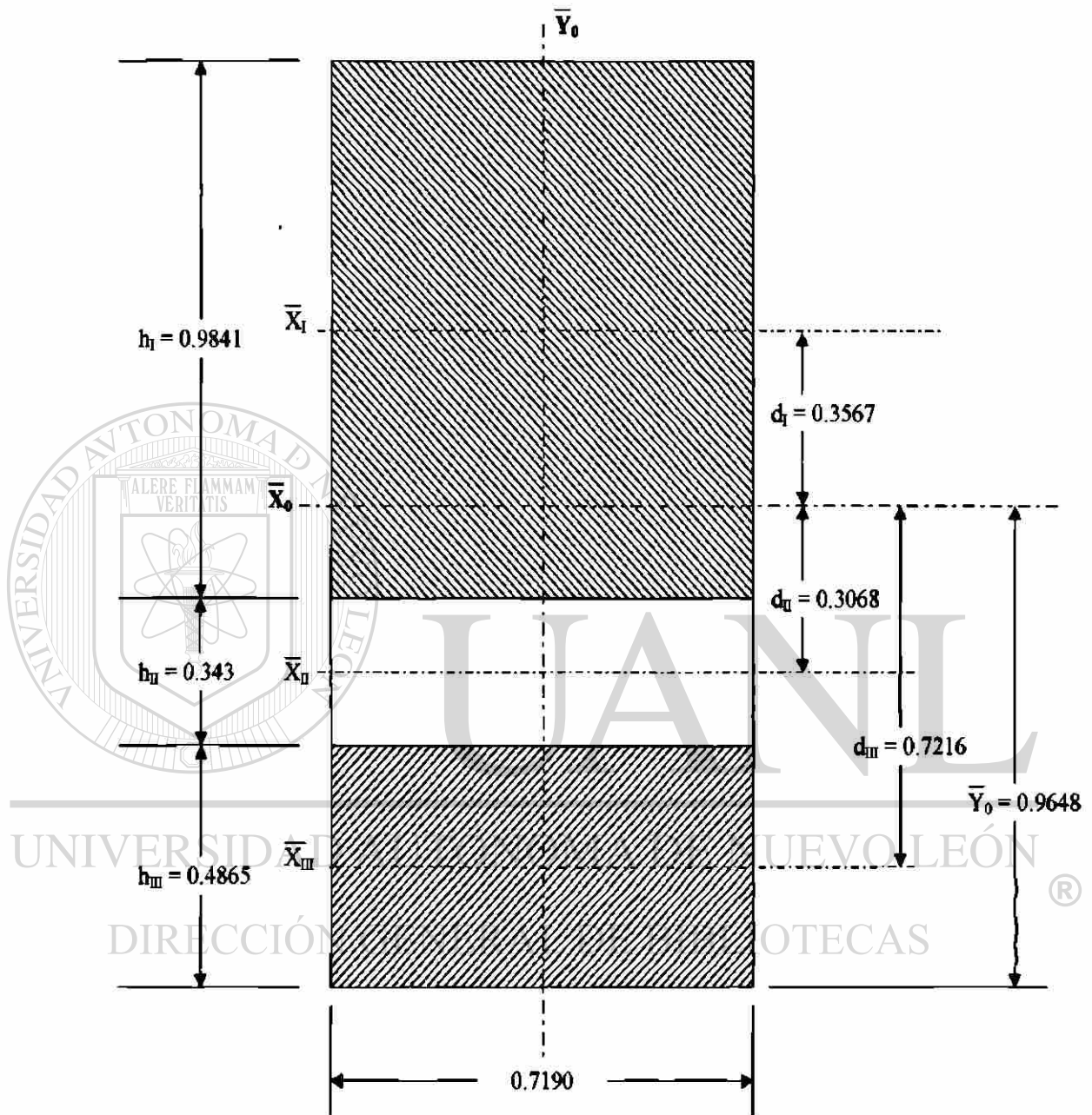
UANL

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN

DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS



Cálculo del momento de Inercia de la sección transversal empleando el método de los ejes paralelos o de STEINER:



$$\begin{aligned} \bar{I}_{\bar{X}_0} = \Sigma (\bar{I}_{\bar{X}_i} + A d^2) = & [1/12 b_I h_I^3 + b_I h_I d_I^2] - \\ & [1/12 b_{II} h_{II}^3 + b_{II} h_{II} d_{II}^2] + \\ & [1/12 b_{III} h_{III}^3 + b_{III} h_{III} d_{III}^2] \end{aligned}$$

$$= [1/12 (0.7190)(0.9841)^3 + (0.7190)(0.9841)(0.3567)^2] -$$

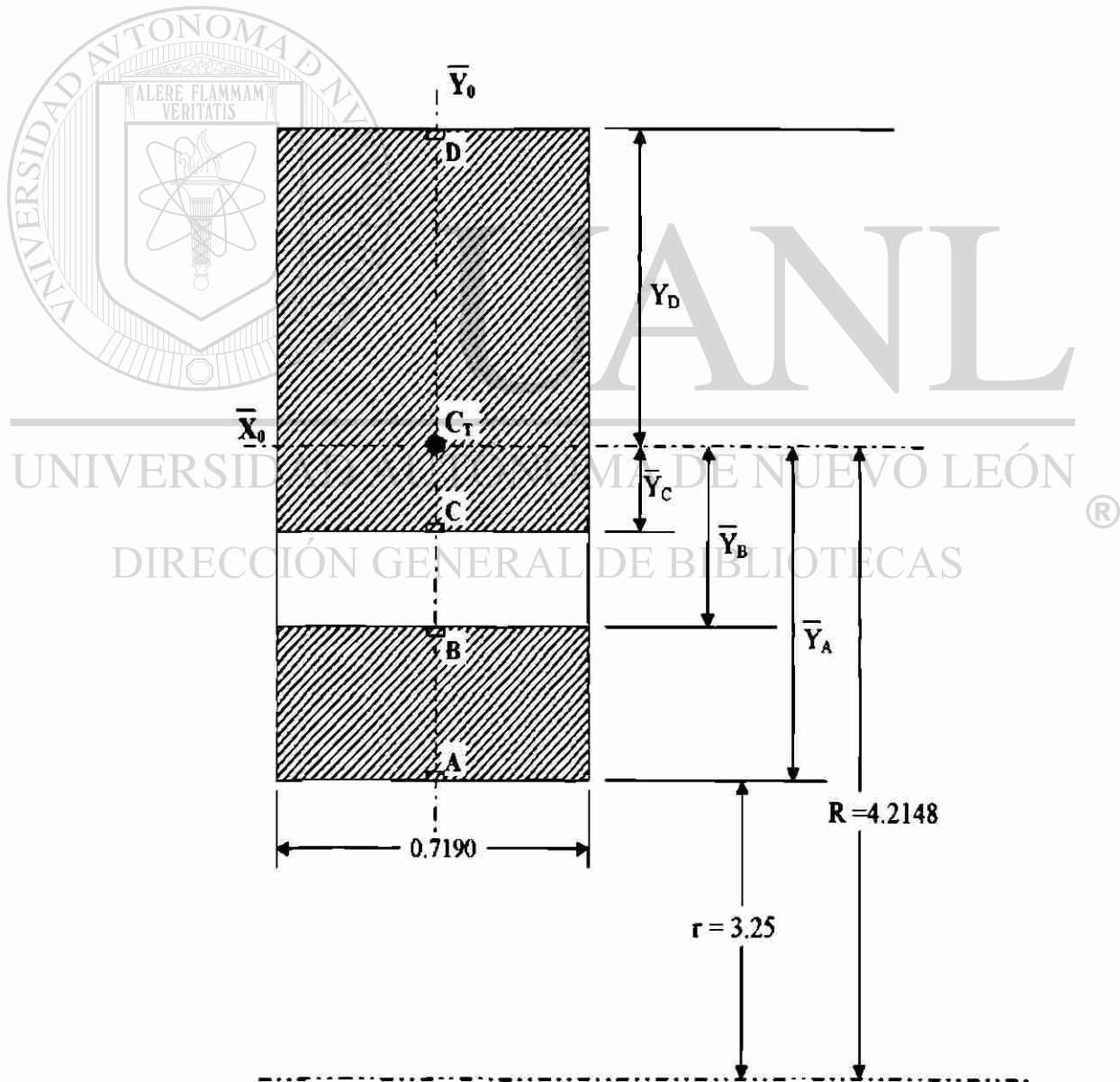
$$[1/12 (0.7190)(0.3430)^3 + (0.7190)(0.3430)(0.3068)^2] +$$

$$[1/12 (0.7190)(0.4865)^3 + (0.7190)(0.4865)(0.7216)^2].$$

$$\bar{I}_{x_0} = 0.3105 \text{ in}^4$$

Cálculo de los esfuerzos normal y cortante:

a) Esfuerzo normal:



se analizará para los puntos A, B, C y D. La ecuación que rige es:

$$\sigma = M_f y / I_{\bar{x}_0}$$

Datos:

$$M_f = 3,741.82 \text{ Lb} \cdot \text{in}$$

$$I_{\bar{x}_0} = 0.3105 \text{ in}^4$$

$$\bar{Y}_A = 0.9648 \text{ in}$$

$$\bar{Y}_B = 0.4783 \text{ in}$$

$$\bar{Y}_C = 0.1353 \text{ in}$$

$$\bar{Y}_D = 0.8448 \text{ in}$$

Cálculo del esfuerzo normal para cada punto:

$$\sigma_A = (3,741.82) (0.9648) / 0.3105 \Rightarrow \sigma_A = 11,626.76 \text{ Lb/in}^2$$

$$\sigma_B = (3,741.82) (0.4783) / 0.3105 \Rightarrow \sigma_B = 5,763.97 \text{ Lb/in}^2$$

$$\sigma_C = (3,741.82) (0.1353) / 0.3105 \Rightarrow \sigma_C = 1,630.50 \text{ Lb/in}^2$$

$$\sigma_D = (3,741.82) (0.8448) / 0.3105 \Rightarrow \sigma_D = 10,228.85 \text{ Lb/in}^2$$

Cálculo del esfuerzo cortante en los puntos A, B, C y D. Los esfuerzos en los puntos A y D son cero de acuerdo a la teoría descrita en el capítulo anterior.

analizando los puntos B y C:

ecuación que rige:

$$\tau = V Q / I b$$

en donde:

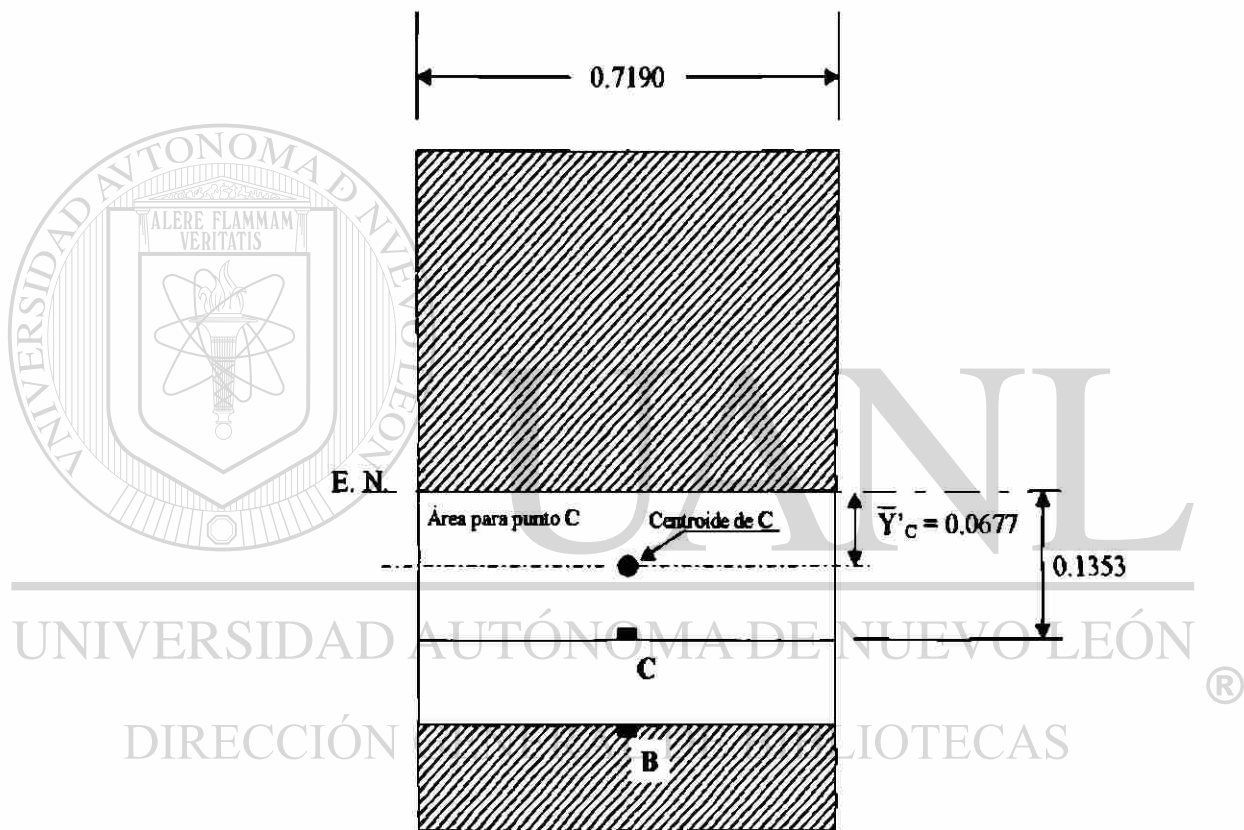
$$V = F_r = 1,041.42 \text{ Lb}$$

$$Q = A' \bar{y}' \text{ por determinar}$$

$$I = I_{\bar{x}_0} = 0.3105 \text{ in}^4$$

$$b = 0.7190 \text{ in}$$

para el punto C, se tiene:



$$Q_C = A_C \bar{Y}'_C$$

$$Q_C = (0.7190)(0.1353)(0.0677)$$

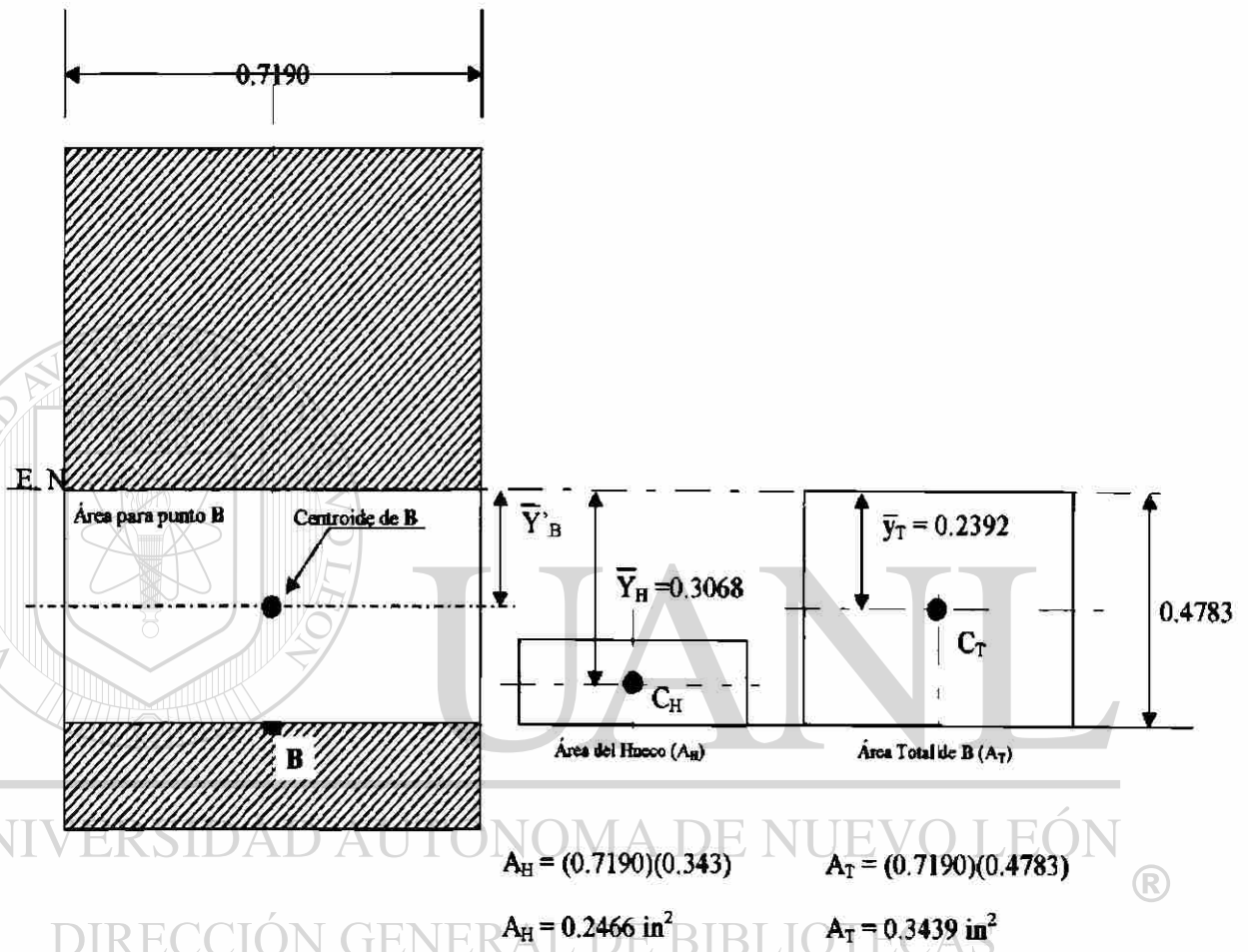
$$Q_C = 0.0066 \text{ in}^3$$

sustituyendo valores para calcular el esfuerzo cortante en el punto C, se tiene:

$$\tau_c = (1,041.42)(0.0066) / (0.3105)(0.7190)$$

$$\tau_c = 30.79 \text{ Lb} / \text{in}^2$$

para el punto B, se tiene:



$$A'_B = A_T - A_H$$

$$A'_B = 0.3439 - 0.2466$$

$$A'_B = 0.0973 \text{ in}^2$$

$$\bar{Y}'_B = A_T \bar{Y}_T - A_H \bar{Y}_H / A_T - A_H$$

$$\bar{Y}'_B = (0.3439)(0.2392) - (0.2466)(0.3068) / (0.3439 - 0.2466)$$

$$\bar{Y}'_B = 0.0679 \text{ in}$$

$$Q_B = A_B \bar{Y}'_B$$

$$Q_B = (0.0973)(0.0679)$$

$$Q_B = 0.0066 \text{ in}^3$$

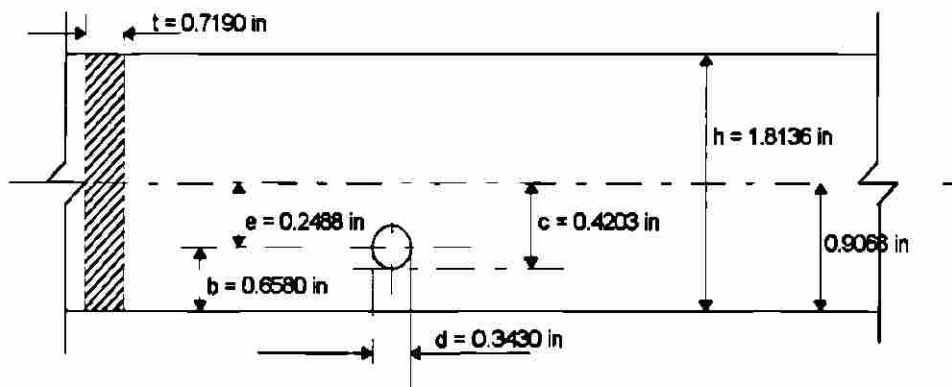
sustituyendo valores para calcular el esfuerzo cortante en el punto B, se tiene:

$$\tau_B = (1,041.42)(0.0066) / (0.3105)(0.7190)$$

$$\tau_B = 30.79 \text{ Lb} / \text{in}^2$$

Cálculo de los esfuerzos normales a flexión considerando la concentración de esfuerzos en el punto V por cambio de sección y por la curvatura del elemento. Para esto la ecuación 3.1 es aplicada:

Para el cálculo del factor de concentración de esfuerzos por cambio de sección se empleará la figura 3.19: en la siguiente figura se describen los valores de acuerdo a la figura anterior:



de esta figura se piden las siguientes relaciones:

$$d/b = 0.5213$$

$$h/d = 5.28$$

$$e/d = 0.7254$$

con estos valores y entrando a la figura 3.19 se obtiene el valor de K_t , el cual es:

$$K_t = 3.50$$

Cálculo del factor de concentración de esfuerzos por la curvatura del elemento: de acuerdo a la tabla 3-3, se requiere conocer el radio de curvatura R del elemento (hasta el eje neutro) y la distancia que hay de la parte interna de la pieza al eje neutro.

De acuerdo a la figura 3.17, estos valores son:

$$R = 4.2148 \text{ in} \quad c = 0.9068 \text{ in}$$

con estos valores se obtiene la relación R / c la cual vale 4.65. De la tabla 3-4 se obtiene:

$$K_i = 1.16$$

$$K_e = 0.87$$

Como se explicó anteriormente, el momento flector en los puntos A y D es cero; por esto solo se calcularán los esfuerzos normales, aplicándoles los

factores de concentración de esfuerzos por cambio de sección y por curvatura, en los puntos B y C, interior y exterior, respectivamente. También anteriormente se obtuvieron los valores de los esfuerzos normales en los puntos B y C.

Sustituyendo los valores correspondientes en la ecuación 3.1, se tiene:

para el punto B interior:

$$\sigma_B = (3.50) (5,763.97) (1.16)$$

$$\sigma_B = 23,401.72 \text{ Lb} / \text{in}^2$$

para el punto C exterior:

$$\sigma_C = (3.50) (1,630.50) (0.87)$$

$$\sigma_C = 4,964.87 \text{ Lb} / \text{in}^2$$

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN

Al igual que en el capítulo anterior, se calculará con que factor de seguridad trabajaría la pieza en esta primera alternativa de rediseño. Se emplearán las teorías:

a) Teoría del cortante máximo. La ecuación 3.2 es aplicada para esta teoría:

por determinar:

σ_{AVG} dado que los esfuerzos flexionantes máximos y mínimos cambiaron en esta alternativa de rediseño, se calculará el esfuerzo promedio aplicando la ecuación 3.3:

$$\sigma_{AVG} = (23,401.72 + 0) / 2$$

$$\sigma_{AVG} = 11,700.86 \text{ Lb/in}^2$$

σ_E : determinado en el capítulo anterior con la ecuación 3.4:

$$\sigma_E = 32,496.48 \text{ Lb/in}^2$$

σ_r utilizando la ecuación 3.5 se tiene:

$$\sigma_r = 23,401.72 - 11,700.86$$

$$\sigma_r = 11,700.86 \text{ Lb/in}^2$$

τ_{AVG} : calculado anteriormente:

DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

$$\tau = 30.79 \text{ Lb / in}^2$$

de aquí se obtiene el esfuerzo cortante promedio τ_{AVG} empleando la ecuación sustana:

$$\tau_{AVG} = (30.79 + 0) / 2$$

$$\tau_{AVG} = 15.40 \text{ Lb/in}^2$$

- τ_r : utilizando la ecuación 3.7:

$$\tau_r = 30.79 - 15.40$$

$$\tau_r = 15.40 \text{ Lb/in}^2$$

sustituyendo los valores respectivos en la ecuación del cortante máximo, se tiene:

$$\tau_{\max} = \frac{0.5 \sigma_{yp}}{\text{F.S.}} = \sqrt{\frac{1}{4} \left[11,700.86 + \left(\frac{45,337.15}{32,496.48} \right) 11,700.86 \right]^2 + \left[15.40 + \left(\frac{45,337.15}{32,496.48} \right) 15.40 \right]^2}$$

$$\tau_{\max} = \frac{0.5 \sigma_{yp}}{\text{F.S.}} = 14,012.65 \text{ Lb/in}^2$$

calculando el factor de seguridad por cedencia, despejándolo de la ecuación anterior, se tiene:

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN
 F.S. = (0.5)(45,337.15) / 14,012.65
 DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

$$\boxed{\text{F.S.} = 1.62}$$

Teoría de Mises - Hencky: la ecuación 3.8 es aplicada para esta teoría:

sustituyendo los valores requeridos para obtener el esfuerzo estático equivalente de trabajo:

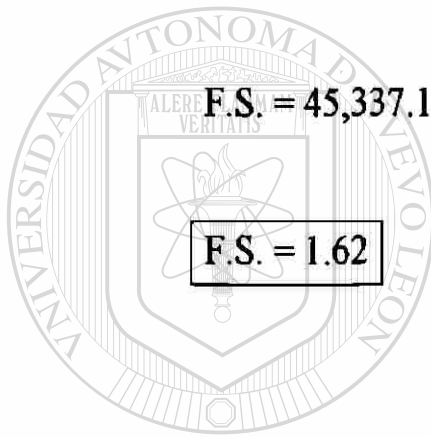
$$\sigma = \frac{\sigma_{yp}}{F.S.} = \sqrt{\left[11,700.86 + \left(\frac{45,337.15}{32,496.48} \right) 11,700.86 \right]^2 + 3 \left[15.40 + \left(\frac{45,337.15}{32,496.48} \right) 15.40 \right]^2}$$

$$\sigma = \frac{\sigma_{yp}}{F.S.} = 28,025.28 \text{ Lb/in}^2$$

calculando el factor de seguridad por cedencia, despejándolo de la ecuación anterior, se tiene:

$$F.S. = 45,337.15 / 28,025.28$$

$$F.S. = 1.62$$



UANL

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN

®

DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

3.7.3 ALTERNATIVA No. 3: CAMBIANDO EL MATERIAL DE FABRICACIÓN.

De acuerdo a los resultados de las pruebas mecánicas y del laboratorio, el material actual utilizado para la fabricación del elemento, corresponde a un hierro nodular ferrítico.

Comparando los resultados obtenidos contra la especificación de A.S.T.M. A536 - 65T mostrada en la tabla 3-5 se puede corroborar. Según esta especificación de A.S.T.M. el material de fabricación caería en la columna de "Grado 60-40-18".

	Grade 60-40-18	Grade 65-45-12	Grade 80-55-06	Grade 100-70-03	Grade 120-90-02
Tensile strength, min, psi	60,000	65,000	80,000	100,000	120,000
Tensile strength, min, ^b Kg/mm ²	42.0	45.6	56.0	70.0	84.5
Yield strength, min, psi	40,000	45,000	55,000	70,000	90,000
Yield strength, min, Kg/mm ²	28.0	31.5	39.0	49.0	63.0
Elongation in 2 in, min, per cent	18	12	6.0	3.0	2.0

^a In choosing the five grades of ductile iron as defined in the scope, the subcommittee studied a great deal of test data obtained from a wide variety of commercial iron in both the as-cast and the heat-treated conditions. These five grades fit the general pattern and are popular for some producers and consumers. On the other hand, there are many other combinations of minimum ultimate strength, yield strength, and per cent elongation that are equally valid and useful for the intended purpose. For instance, 80-60-03 is a very popular grade where a great amount of ductility is not necessary. Also 60-45-10 and 60-42-10 are annealed grades that have been used satisfactorily by the pipe industry. Grades other than the five shown can be agreed upon between the consumer and producer and made to meet all the other requirements of this standard.

^b For referee purposes, British units shall be used.

Tabla 3-5 Especificaciones A.S.T.M. para hierro nodular^a

Haciendo referencia a la especificación mencionada se tomarán los siguientes tres grados mostrados a la derecha del grado 60-40-18, de la tabla mencionada, para recalculer el elemento, es decir, se calculará el factor de seguridad con el que trabajaría el elemento cambiando a los siguientes tres grados.

De la tabla 3-5 se obtienen los siguientes datos:

a) Grado 65-45-12

$$\sigma_{MAX} = 65,000 \text{ Lb / in}^2 \text{ mínimo}$$

$$\sigma_{YP} = 45,000 \text{ Lb / in}^2 \text{ mínimo}$$

b) Grado 80-55-06

$$\sigma_{MAX} = 80,000 \text{ Lb / in}^2 \text{ mínimo}$$

$$\sigma_{YP} = 55,000 \text{ Lb / in}^2 \text{ mínimo}$$

c) Grado 100 - 70 - 03

$$\sigma_{MAX} = 100,000 \text{ Lb / in}^2 \text{ mínimo}$$

$$\sigma_{YP} = 70,000 \text{ Lb / in}^2 \text{ mínimo}$$

Dado que en esta alternativa de rediseño de la pieza solo se está cambiando el material, los resultados de los cálculos obtenidos en el capítulo “Análisis de diseño del brazo portamolde” serán validos; solo se tomarán los datos convenientes para sustituirlos en las ecuaciones de cortante máximo y de Mises Hencky. Tales datos son:

$$\sigma_{AVG} = 21,123.06 \text{ Lb / in}^2$$

$$\sigma_r = 21,123.06 \text{ Lb / in}^2$$

$$\tau_{AVG} = 84.59 \text{ Lb / in}^2$$

$$\tau_r = 84.59 \text{ Lb / in}^2$$

Al igual que en las alternativas de rediseño anteriores, se calculará con que factor de seguridad trabajaría la pieza considerando los materiales elegidos.

Grado de Material 65 - 45 - 12

a) Teoría del cortante máximo. La ecuación 3.2 es aplicada para esta teoría: solo resta determinar el esfuerzo de endurencia para este material, el cual se calculará empleando la ecuación 3.4:

$$\sigma_E = (0.504)(65,000)$$

$$\sigma_E = 32,760.00 \text{ Lb/in}^2$$

sustituyendo los valores respectivos en la ecuación del cortante máximo, se tiene:

$$\tau_{max} = \frac{0.5 \sigma_{YP}}{F.S.} = \sqrt{\frac{1}{4} \left[21,123.06 + \left(\frac{45,000.00}{32,760.00} \right) 21,123.06 \right]^2 + \left[84.59 + \left(\frac{45,000.00}{32,760.00} \right) 84.59 \right]^2}$$

$$\tau_{\max} = \frac{0.5 \sigma_{yp}}{F.S.} = 25,069.93 \text{ Lb/in}^2$$

calculando el factor de seguridad por cedencia, despejándolo de la ecuación anterior, se tiene:

$$F.S. = (0.5)(45,000.00) / 25,069.93$$

$$F.S. = 0.90$$

Teoría de Mises - Hencky: la ecuación 3.8 es aplicada para esta teoría: sustituyendo los valores requeridos para obtener el esfuerzo estático equivalente de trabajo:

$$\sigma = \frac{\sigma_{yp}}{F.S.} = \sqrt{\left[21,123.06 + \left(\frac{45,000.00}{32,760.00} \right) 21,123.06 \right]^2 + 3 \left[84.59 + \left(\frac{45,000.00}{32,760.00} \right) 84.59 \right]^2}$$

$$\sigma = \frac{\sigma_{yp}}{F.S.} = 50,139.46 \text{ Lb/in}^2$$

calculando el factor de seguridad por cedencia, despejándolo de la ecuación anterior, se tiene:

$$F.S. = 45,000.00 / 50,169.46$$

$$F.S. = 0.90$$

Grado de Material 80 - 55 - 06

a) Teoría del cortante máximo. La ecuación 3.2 es aplicada para esta teoría: solo resta determinar el esfuerzo de endurecimiento para este material, el cual se calculará empleando la ecuación 3.4:

$$\sigma_E = (0.504)(80,000)$$

$$\sigma_E = 40,320.00 \text{ Lb/in}^2$$

sustituyendo los valores respectivos en la ecuación 3.2 del cortante máximo,

se tiene:

$$\tau_{\max} = \frac{0.5 \sigma_{yp}}{F.S.}$$

$$\tau_{\max} = \frac{0.5 \sigma_{yp}}{F.S.} = \sqrt{\left[21,123.06 + \left(\frac{55,000.00}{40,320.00} \right) 21,123.06 \right]^2 + \left[84.59 + \left(\frac{55,000.00}{40,320.00} \right) 84.59 \right]^2}$$

$$\tau_{\max} = \frac{0.5 \sigma_{yp}}{F.S.} = 24,969.18 \text{ Lb/in}^2$$

calculando el factor de seguridad por cedencia, despejándolo de la ecuación anterior, se tiene:

$$F.S. = (0.5)(55,000.00) / 24,969.18$$

$$F.S. = 1.10$$

Teoría de Mises - Hencky: la ecuación 3.8 es aplicada para esta teoría:

sustituyendo los valores requeridos para obtener el esfuerzo estático equivalente de trabajo:

$$\sigma = \frac{\sigma_{yp}}{F.S.} = \sqrt{\left[21,123.06 + \left(\frac{55,000.00}{40,320.00} \right) 21,123.06 \right]^2 + 3 \left[84.59 + \left(\frac{55,000.00}{40,320.00} \right) 84.59 \right]^2}$$

$$\sigma = \frac{\sigma_{yp}}{F.S.} = 49,937.96 \text{ Lb/in}^2$$

calculando el factor de seguridad por cedencia, despejándolo de la ecuación anterior, se tiene:

$$F.S. = 55,000.00 / 49,937.96$$

$$F.S. = 1.10$$

Grado de Material 100 - 70 - 03

a) Teoría del cortante máximo. La ecuación 3.2 es aplicada para esta teoría: solo resta determinar el esfuerzo de endurecimiento para este material, el cual se calculará empleando la ecuación 3.4:

$$\sigma_E = (0.504)(100,000)$$

$$\sigma_E = 50,400.00 \text{ Lb/in}^2$$

sustituyendo los valores respectivos en la ecuación del cortante máximo, se tiene:

$$\tau_{\max} = \frac{0.5 \sigma_{YP}}{F.S.} = \sqrt[1/4]{\left[21,123.06 + \left(\frac{70,000.00}{50,400.00} \right) 21,123.06 \right]^2 + \left[84.59 + \left(\frac{70,000.00}{50,400.00} \right) 84.59 \right]^2}$$

$$\tau_{\max} = \frac{0.5 \sigma_{YP}}{F.S.} = 25,231.13 \text{ Lb/in}^2$$

calculando el factor de seguridad por cedencia, despejándolo de la ecuación anterior, se tiene:

$$F.S. = (0.5)(70,000.00) / 25,231.13$$

$$F.S. = 1.38$$

Teoría de Mises - Hencky: la ecuación 3.8 es aplicada para esta teoría:

sustituyendo los valores requeridos para obtener el esfuerzo estático equivalente de trabajo:

$$\sigma = \frac{\sigma_{YP}}{F.S.} = \sqrt{\left[21,123.06 + \left(\frac{70,000.00}{50,400.00} \right) 21,123.06 \right]^2 + 3 \left[84.59 + \left(\frac{70,000.00}{50,400.00} \right) 84.59 \right]^2}$$

$$\sigma = \frac{\sigma_{YP}}{F.S.} = 50,461.86 \text{ Lb/in}^2$$

calculando el factor de seguridad por cedencia, despejándolo de la ecuación anterior, se tiene:

$$F.S. = 70,000.00 / 50,461.86$$

$$F.S. = 1.38$$

También se emplearán otros materiales, como se muestra a continuación, para calcular con que factor de seguridad trabajaría el elemento.

De acuerdo a la tabla 3-6, la cual muestra aceros rolados en caliente (HR) y/o estirados en frío (CD), se tienen los siguientes datos:

Acero SAE	Proceso	σ_{MAX} Lb/in ²	σ_{YP} Lb/in ²	Elongación %	Reducción de Área %	Dureza Brinell
1018	CD	64,000	54,000	15	40	126
1040	HR	76,000	42,000	18	40	149 [®]
1045	HR	82,000	42,000	16	40	163

Tabla 3-6 Propiedades mecánicas a la tensión de algunos aceros rolados en caliente (HR) y estirados en frío (CD).

Acero SAE 1018

a) Teoría del cortante máximo. La ecuación 3.2 es aplicada para esta teoría: solo resta determinar el esfuerzo de endurecimiento para este material, el cual se calculará empleando la ecuación 3.4:

$$\sigma_E = (0.504)(64,000)$$

$$\sigma_E = 32,256.00 \text{ Lb/in}^2$$

sustituyendo los valores respectivos en la ecuación del cortante máximo, se tiene:

$$\tau_{\max} = \frac{0.5 \sigma_{yp}}{\text{F.S.}} = \sqrt{\frac{1}{4} \left[21,123.06 + \left(\frac{54,000.00}{32,256.00} \right) 21,123.06 \right]^2 + \left[84.59 + \left(\frac{54,000.00}{32,256.00} \right) 84.59 \right]^2}$$

$$\tau_{\max} = \frac{0.5 \sigma_{yp}}{\text{F.S.}} = 28,243.57 \text{ Lb/in}^2$$

calculando el factor de seguridad por cedencia, despejándolo de la ecuación anterior, se tiene:

$$\text{F.S.} = (0.5)(54,000.00) / 28,243.57$$

$$\text{F.S.} = 0.96$$

Teoría de Mises - Hencky: la ecuación 3.8 es aplicada para esta teoría:

sustituyendo los valores requeridos para obtener el esfuerzo estático equivalente de trabajo:

$$\sigma = \frac{\sigma_{yp}}{\text{F.S.}} = \sqrt{\left[21,123.06 + \left(\frac{54,000.00}{32,256.00} \right) 21,123.06 \right]^2 + 3 \left[84.59 + \left(\frac{54,000.00}{32,256.00} \right) 84.59 \right]^2}$$

$$\sigma = \frac{\sigma_{YP}}{F.S.} = 56,486.68 \text{ Lb/in}^2$$

calculando el factor de seguridad por cedencia, despejándolo de la ecuación anterior, se tiene:

$$F.S. = 54,000.00 / 56,486.68$$

$$F.S. = 0.96$$

Acero SAE 1040

a) Teoría del cortante máximo. La ecuación 3.2 es aplicada para esta teoría: solo resta determinar el esfuerzo de endurecimiento para este material, el cual se calculará empleando la ecuación 3.4:

$$\sigma_E = (0.504)(76,000)$$

$$\sigma_E = 38,304.00 \text{ Lb/in}^2$$

sustituyendo los valores respectivos en la ecuación del cortante máximo, se tiene:

$$\tau_{\max} = \frac{0.5 \sigma_{YP}}{F.S.} = \sqrt[1/4]{\left[21,123.06 + \left(\frac{42,000.00}{38,304.00} \right) 21,123.06 \right]^2 + \left[84.59 + \left(\frac{42,000.00}{38,304.00} \right) 84.59 \right]^2}$$

$$\tau_{\max} = \frac{0.5 \sigma_{YP}}{F.S.} = 22,142.87 \text{ Lb/in}^2$$

calculando el factor de seguridad por cedencia, despejándolo de la ecuación anterior, se tiene:

$$F.S. = (0.5)(42,000.00) / 22,142.87$$

$$F.S. = 0.95$$

Teoría de Mises - Hencky: la ecuación 3.8 es aplicada para esta teoría: sustituyendo los valores requeridos para obtener el esfuerzo estático equivalente de trabajo:

$$\sigma = \frac{\sigma_{yp}}{F.S.} = \sqrt{\left[21,123.06 + \left(\frac{42,000.00}{38,304.00} \right) 21,123.06 \right]^2 + 3 \left[84.59 + \left(\frac{42,000.00}{38,304.00} \right) 84.59 \right]^2}$$

$$\sigma = \frac{\sigma_{yp}}{F.S.} = 44,285.38 \text{ Lb/in}^2$$

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN

®

calculando el factor de seguridad por cedencia, despejándolo de la ecuación anterior, se tiene:

$$F.S. = 42,000.00 / 44,285.38$$

$$F.S. = 0.95$$

Acero SAE 1045

a) Teoría del cortante máximo. La ecuación 3.2 es aplicada para esta teoría: solo resta determinar el esfuerzo de endurancia para este material, el cual se calculará empleando la ecuación 3.4:

$$\sigma_E = (0.504)(82,000)$$

$$\sigma_E = 41,328.00 \text{ Lb/in}^2$$

sustituyendo los valores respectivos en la ecuación del cortante máximo, se tiene:

$$\tau_{\max} = \frac{0.5 \sigma_{yp}}{F.S.} = \frac{1}{4} \sqrt{\left[21,123.06 + \left(\frac{42,000.00}{41,328.00} \right) 21,123.06 \right]^2 + \left[84.59 + \left(\frac{42,000.00}{41,328.00} \right) 84.59 \right]^2}$$

$$\tau_{\max} = \frac{0.5 \sigma_{yp}}{F.S.} = 21,295.48 \text{ Lb/in}^2$$

calculando el factor de seguridad por cedencia, despejándolo de la ecuación anterior, se tiene:

$$F.S. = (0.5)(42,000.00) / 21,295.48$$

$$F.S. = 0.99$$

Teoría de Mises - Hencky: la ecuación 3.8 es aplicada para esta teoría:
sustituyendo los valores requeridos para obtener el esfuerzo estático
equivalente de trabajo:

$$\sigma = \frac{\sigma_{yp}}{F.S.} = \sqrt{\left[21,123.06 + \left(\frac{42,000.00}{41,328.00} \right) 21,123.06 \right]^2 + 3 \left[84.59 + \left(\frac{42,000.00}{41,328.00} \right) 84.59 \right]^2}$$

$$\sigma = \frac{\sigma_{yp}}{F.S.} = 42,590.61 \text{ Lb/in}^2$$

calculando el factor de seguridad por cedencia, despejándolo de la ecuación
anterior, se tiene:

$$F.S. = 42,000.00 / 42,590.61$$

$$F.S. = 0.99$$

Por otro lado, también se analizará en esta alternativa el comportamiento del factor de seguridad al emplear aceros de alta resistencia o tratados térmicamente. La tabla 3-7 muestra algunos de ellos:

Acero AISI	Tratamiento	Temperatura °C	σ_{MAX} Lb/in ²	σ_{YP} Lb/in ²	Elongación %	Reducción de Área %
4130	Q & T	540	150,000	132,000	17	57
4340	Q & T	650	140,000	124,000	19	60

Tabla 3-7 Propiedades mecánicas a la tensión de algunos aceros tratados térmicamente, tal como el Templado (Q) y el Revenido (T).

Acero AISI 4130

a) Teoría del cortante máximo. La ecuación 3.2 es aplicada para esta teoría: solo resta determinar el esfuerzo de endurecimiento para este material, el cual se calculará empleando la ecuación 3.4:

$$\sigma_E = (0.504)(150,000)$$

$$\sigma_E = 75,600.00 \text{ Lb/in}^2$$

sustituyendo los valores respectivos en la ecuación del cortante máximo, se tiene:

$$\tau_{\max} = \frac{0.5 \sigma_{YP}}{F.S.} = \sqrt[1/4]{\left[21,123.06 + \left(\frac{132,000.00}{75,600.00} \right) 21,123.06 \right]^2 + \left[84.59 + \left(\frac{132,000.00}{75,600.00} \right) 84.59 \right]^2}$$

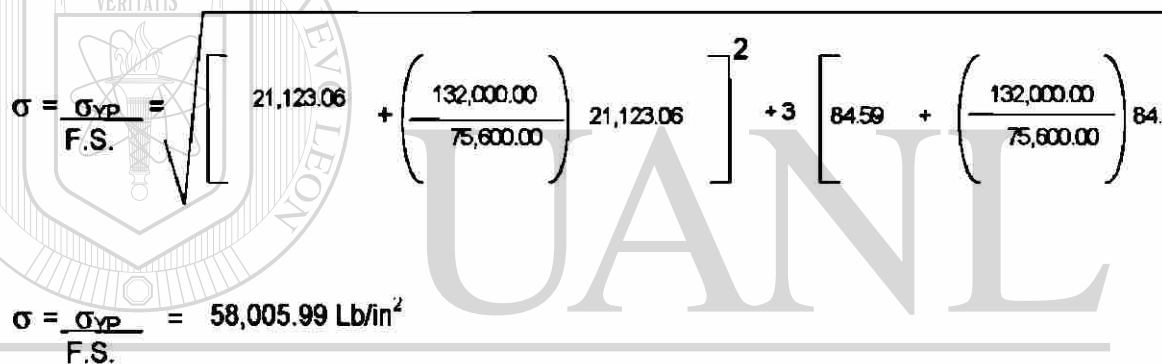
$$\tau_{\max} = \frac{0.5 \sigma_{YP}}{F.S.} = 29,003.23 \text{ Lb/in}^2$$

calculando el factor de seguridad por cedencia, despejándolo de la ecuación anterior, se tiene:

$$F.S. = (0.5)(132,000.00) / 29,003.23$$

$$F.S. = 2.28$$

Teoría de Mises - Hencky: la ecuación 3.8 es aplicada para esta teoría: sustituyendo los valores requeridos para obtener el esfuerzo estático equivalente de trabajo:



$$\sigma = \frac{\sigma_{yp}}{F.S.} = \sqrt{\left[21,123.06 + \left(\frac{132,000.00}{75,600.00} \right) 21,123.06 \right]^2 + 3 \left[84.59 + \left(\frac{132,000.00}{75,600.00} \right) 84.59 \right]^2}$$

$$\sigma = \frac{\sigma_{yp}}{F.S.} = 58,005.99 \text{ Lb/in}^2$$

calculando el factor de seguridad por cedencia, despejándolo de la ecuación anterior, se tiene:

$$F.S. = 132,000.00 / 58,005.99$$

$$F.S. = 2.28$$

Acero AISI 4340

a) Teoría del cortante máximo. La ecuación 3.2 es aplicada para esta teoría: solo resta determinar el esfuerzo de endurancia para este material, el cual se calculará empleando la ecuación 3.4:

$$\sigma_E = (0.504)(140,000)$$

$$\sigma_E = 70,560.00 \text{ Lb/in}^2$$

sustituyendo los valores respectivos en la ecuación del cortante máximo, se

tiene:

$$\tau_{\max} = \frac{0.5 \sigma_{YP}}{\text{F.S.}}$$

$$= \frac{1}{4} \sqrt{\left[21,123.06 + \left(\frac{124,000.00}{70,560.00} \right) 21,123.06 \right]^2 + \left[84.59 + \left(\frac{124,000.00}{70,560.00} \right) 84.59 \right]^2}$$

$$\tau_{\max} = \frac{0.5 \sigma_{YP}}{\text{F.S.}} = 29,122.98 \text{ Lb/in}^2$$

calculando el factor de seguridad por cedencia, despejándolo de la ecuación anterior, se tiene:

$$\text{F.S.} = (0.5)(124,000.00) / 29,122.98$$

$$\boxed{\text{F.S.} = 2.13}$$

Teoría de Mises - Hencky: la ecuación 3.8 es aplicada para esta teoría:
sustituyendo los valores requeridos para obtener el esfuerzo estático
equivalente de trabajo:

$$\sigma = \frac{\sigma_{yp}}{F.S.} = \sqrt{\left[21,123.06 + \left(\frac{124,000.00}{70,560.00} \right) 21,123.06 \right]^2 + 3 \left[84.59 + \left(\frac{124,000.00}{70,560.00} \right) 84.59 \right]^2}$$

$$\sigma = \frac{\sigma_{yp}}{F.S.} = 58,245.49 \text{ Lb/in}^2$$

calculando el factor de seguridad por cedencia, despejándolo de la ecuación anterior, se tiene:

$$F.S. = 124,000.00 / 58,245.49$$

$$F.S. = 2.13$$

La tabla 3-8 muestra un resumen de los cálculos del factor de seguridad empleando diferentes materiales para la fabricación del elemento analizado.

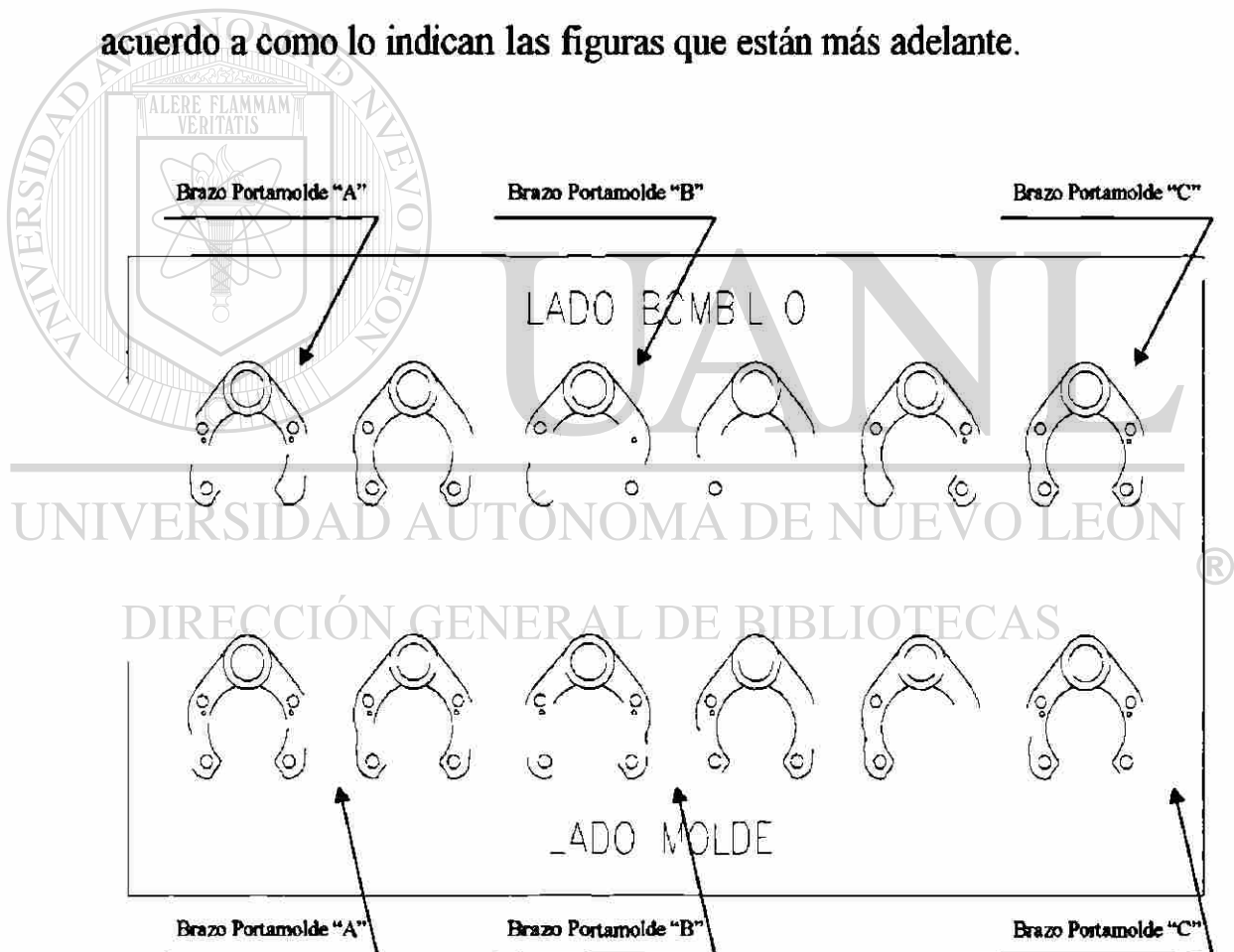
Grado del Acero	Factor de Seguridad	
	Teoría del Cortante Máximo	Teoría de Mises Hencky
65 - 45 - 12	0.90	0.90
80 - 55 - 06	1.10	1.10
100 - 70 - 03	1.38	1.38
SAE 1018	0.96	0.96
SAE 1040	0.95	0.95
SAE 1045	0.99	0.99
AISI 4130	2.28	2.28
AISI 4340	2.13	2.13

Tabla 3-8 Resumen de factores de seguridad empleando diferentes materiales de fabricación.

4.- EFECTO TÉRMICO

Ordinariamente el acero comienza a perder resistencia (y elasticidad) de modo apreciable a unos 315°C - 370°C , que antiguamente se consideraba como condición límite aproximada³.

Disposición de los brazos portamoldes en la máquina I.S.; aquí se indica a cuales brazos portamoldes se les tomaron temperaturas en campo de acuerdo a como lo indican las figuras que están más adelante.



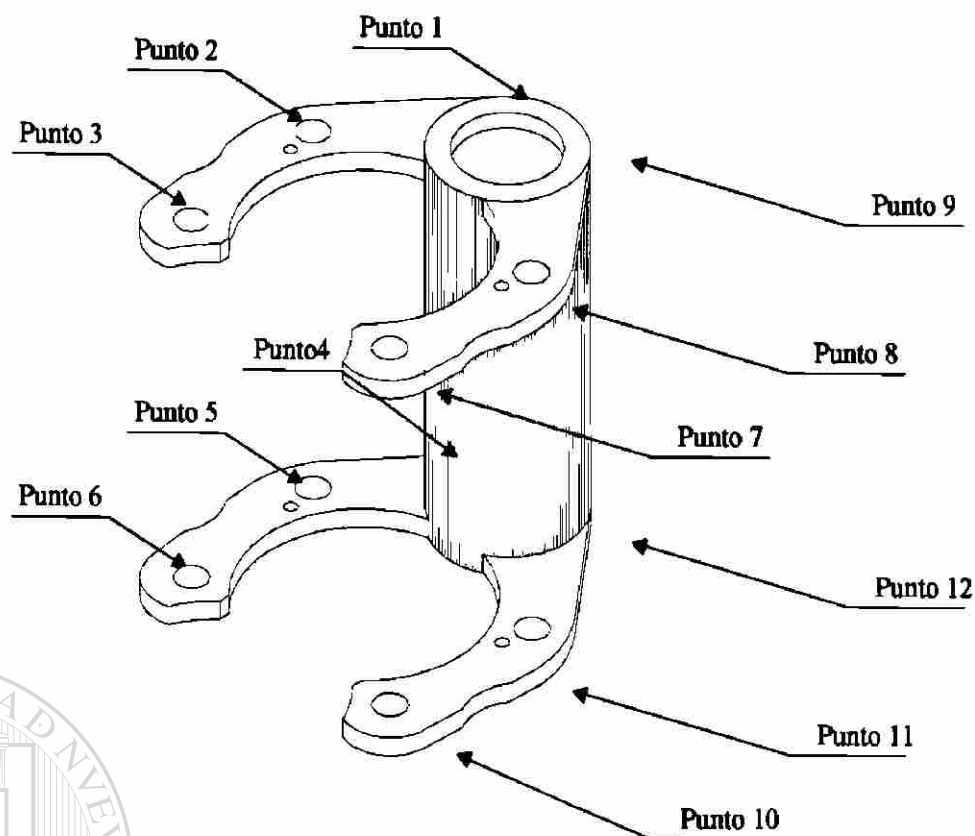
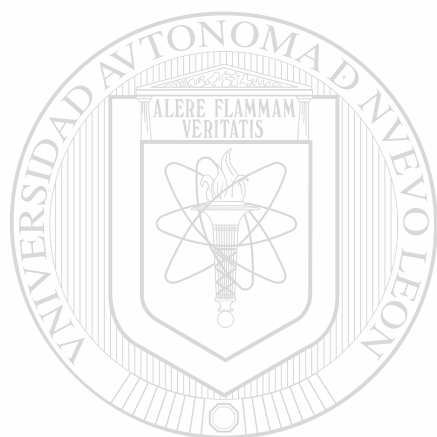


Tabla de temperaturas, expresadas en grados centígrados. En donde no aparece un valor es porque no había acceso para tomar la temperatura respectiva.

Punto	"A"	"B"	"C"	"D"	"E"	"F"
1	71	95	93	130	--	--
2	63	120	87	210	--	200
3	170	134	127	250	250	270
4	65	93	87	--	--	--
5	74	83	88	--	--	200
6	110	132	130	250	250	235
7	130	--	140	--	220	240
8	134	84	85	--	--	--
9	86	93	92	--	--	--
10	155	--	--	280	210	--
11	111	99	81	--	--	--
12	66	97	80	--	--	--

Los puntos que están más cerca de los moldes, quienes son los que están en más contacto con la alta temperatura, son: 2, 3, 5, 6, 7, 8, 10 y 11 y sabiendo de antemano que el brazo que se rompió esta del lado bombillo, nos quedan solo los puntos: “A”, “B” y “C”. De aquí el valor más alto de temperatura es 140°C en el punto C-7.



UANL

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN

®

DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

5.- CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

El analizar a detalle el porqué ocurren fallas en elementos mecánicos ayuda a comprender aún más de las condiciones de trabajo de un elemento cualquiera.

Con el simple hecho de realizar un análisis teórico de una falla, se puede apreciar o alcanzar a comprender cuan magnitud de variables intervienen en el diseño de las piezas mecánicas. Tal magnitud de variables debería siempre ser tomada en cuenta por el diseñador para que con esta comprensión total del diseño, se pueda dar a la industria piezas mecánicas que trabajarán adecuadamente en su operación. Es por esto que la comunicación entre el diseñador y el cliente es bien importante para que ninguna variable sea excluida.

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN

En este caso, el análisis de la falla en el brazo portamolde, se inició con el conocimiento del material que se pretendía analizar. Pruebas mecánicas, químicas y metalográficas evidenciaron que el material es un hierro nodular de alta resistencia. El material en cuestión es utilizado en ambientes rudos de trabajo. Sin embargo, este material fue el que el diseñador tomó en cuenta para la fabricación del elemento mecánico. Mediante el análisis del diseño actual se pudo constatar que el material trabaja dentro de sus límites de esfuerzos de cedencia pero con un bajo factor de seguridad. El elemento mecánico opera bajo cargas cíclicas al estar abriendo y cerrando los moldes que forman el envase de vidrio. Esto quiere decir que el material del cual

está fabricado el elemento está sometido a la aplicación de carga máxima para luego ser “descargado”, ocasionando como consecuencia que el material se fatigue; a esto se le llama “ciclo repetitivo de esfuerzos”. Estas condiciones de trabajo traen como consecuencia el que el esfuerzo máximo de tensión obtenido en las pruebas mecánicas, se baje a valores de poco más del 50 %, lo que afecta en el análisis al introducir este dato en las ecuaciones que para tal efecto se usan. Al final de cuentas el material se esfuerza o trabaja dentro de su zona elástica no llegando a rebasar la misma, pero como esta sometido a cargas cíclicas, aunado a las condiciones ambientales de operación, el material llega un momento en que por fatiga se fractura. Y esto ocurre ya que está trabajando con un bajo factor de seguridad, tal y como se presentó en el capítulo de “Análisis del diseño del brazo portamolde”.

Sabiendo que el problema es por tener un bajo factor de seguridad, se pensó que lo más conveniente sería incrementarlo a valores cuyo rango oscilara entre 1.5 y 4.0.

Para lograr incrementar dicho factor de seguridad, se manejaron tres alternativas, que aclarando no son las únicas, pero que se consideran las más convenientes en el presente análisis.

La alternativa uno manejó el incrementar la sección transversal del elemento mecánico; se trató a prueba y error y se pudo determinar que la opción de incrementar un 30 % la sección transversal de la pieza era la más adecuada, ya que con esto se podría incrementar el factor de seguridad a

valores por encima del mínimo recomendado. Sin embargo será descartada esta opción ya que el incrementar la sección transversal de la pieza trae como consecuencia o afectación el que se tenga que modificar o rediseñar el resto de los elementos que trabajan en sincronía en conjunto con el brazo portamolde.

Tal y como se vió en el análisis del diseño del brazo portamolde, el elemento en cuestión tiene un agujero, que aparte de tener una función específica, tal vez para soportar otra pieza, actúa como concentrador de esfuerzos en el material. Por su localización de diseño, contribuye afectando a los esfuerzos generados en el material a ciertos valores determinados con anterioridad. Tales valores contribuyen a que el factor de seguridad este por debajo del límite recomendado. Es por esto que se manejó la segunda alternativa, la cual consistió en relocalizar el agujero concentrador de esfuerzos acercándolo al eje neutro. El acercar el agujero concentrador de esfuerzos hacia el eje neutro se hizo por conveniencia de rediseño, sin embargo, este agujero bien podría haberse relocalizado en una posición cualquiera o bien se pudo haber eliminado por completo desde el punto de vista diseño. Al obtener nuevamente el factor de seguridad con esta alternativa se pudo apreciar que el factor de seguridad se elevaba a valores dentro del mínimo recomendado. Sin embargo, y tal y como sucedió con la alternativa anterior, esta opción de rediseño no se puede tomar en cuenta ya que se tendría que someter a revisión el resto de los elementos que trabajan en sincronía con nuestra pieza.

El porqué el diseñador eligió el material actual es una incógnita que no se puede aclarar. Como se vio en el análisis del diseño del brazo portamolde, el

material original trabaja bien desde el punto de vista estático, es decir, trabaja dentro de su zona elástica. Sin embargo, sometido a cargas cíclicas, el material llega un momento en que se fatiga y se fractura. Es por esto que en la alternativa número tres se consideró el cambiar el material de fabricación del elemento mecánico; se manejaron ocho opciones de material. Con esto se pudo incrementar el factor de seguridad de trabajo de la pieza a valores dentro del rango recomendado. También en esta alternativa se puede concluir que el hierro nodular, como el original de fabricación, no puede ser empleado al cambiarlo de grado, ya que continúan bajos los factores de seguridad.

Haciendo un resumen de lo que aquí se escribió se puede decir que realizando los ensayos estáticos de tensión se pudo determinar propiedades mecánicas del material, las cuales, utilizadas como armas en el análisis del diseño, ayudaron a obtener resultados más acercados a la realidad. También se puede decir que el diseño actual está dentro de los límites estáticos, pero fuera de los límites de seguridad. Además, el modificar la geometría original de la pieza no es factible por las razones explicadas anteriormente. La alternativa más viable que se pudo obtener es el cambiar el material de fabricación, ya sea considerando el material AISI 4130 o el material AISI 4340. Con esto no se afecta la geometría de la pieza, principalmente, y sí se incrementa a rangos de seguridad aceptables su operación.

BIBLIOGRAFÍA

Autor Andrew Pytel
 Ferdinand L. Singer
Nombre Resistencia de Materiales
Editorial HARLA
Fecha de edición Cuarta edición 1994

Autor American Society for Testing Materials
Nombre Book of A.S.T.M. standards part 2
Editorial
Fecha de edición 1966

Autor Faïres

Nombre Diseño de elementos de maquinas

Editorial UTEHA

Fecha de edición Cuarta edición 1993

Autor Joseph Edward Shigley

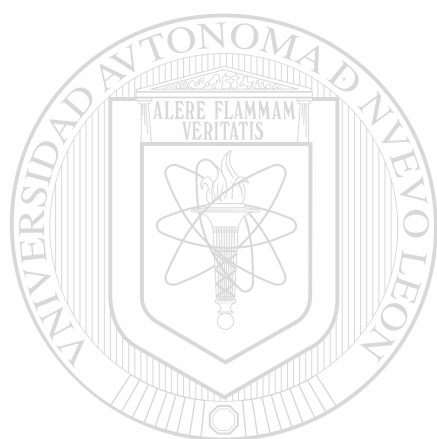
Charles R. Mischke

Nombre Diseño en ingeniería mecánica

Editorial Mc Graw Hill

Fecha de edición Quinta edición 1992

Autor M. F. Spotts
Nombre Design of machine elements
Editorial Prentice Hall
Fecha de edición 1998 Quinta edición



UANL

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN

®

DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

LISTADO DE TABLAS

	Página
3-1 Transformación de la máquina I.S. a través de los años.	13
3-2 Resumen de las propiedades mecánicas.	26
3-3 Factores de corrección K para vigas curvas.	67
3-4 Gráfica para el factor de corrección K.	68
3-5 Especificaciones A.S.T.M. para hierro nodular.	110
3-6 Propiedades mecánicas a la tensión de algunos aceros rolados en caliente (HR) y estirados en frío (CD).	117
3-7 Propiedades mecánicas a la tensión de algunos aceros tratados térmicamente, tal como el templado (Q) y el revenido (T).	123
3-8 Resumen de factores de seguridad empleando diferentes materiales de fabricación.	126

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN

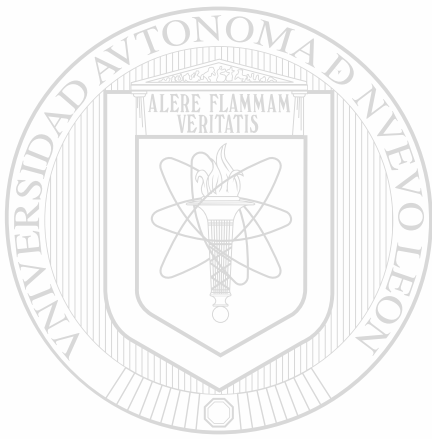
DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

®

LISTADO DE FIGURAS

	Página
3.1 Dimensionamiento de probeta estándar para ensayo de tensión	17
3.2 Gráfica ingenieril probeta No. 1.	22
3.3 Gráfica ingenieril amplificada para cedencia probeta No. 1.	23
3.4 Gráfica ingenieril probeta No. 2.	23
3.5 Gráfica ingenieril amplificada para cedencia probeta No. 2.	24
3.6 Gráfica ingenieril probeta No. 3.	24
3.7 Gráfica ingenieril amplificada para cedencia probeta No. 3.	25
3.8 Partes del brazo portamolde.	27
3.9 Presión de aire actuando en ambos moldes.	29
3.10 Fuerzas resultantes actuantes en cada sección socavada.	41
3.11 Fuerzas resultantes actuantes en el centroide total de cada molde.	42
3.12 Aplicación de fuerzas resultantes R_1 y R_2 .	43
3.13 Reacciones en unión molde - inserto.	47
3.14 Reacciones en unión inserto - brazo portamolde.	49
3.15 Fuerzas actuantes en brazo portamolde superior.	50
3.16 Fuerzas actuantes en brazo portamolde inferior.	52
3.17 Porción izquierda del brazo portamolde inferior.	55
3.18 Sección transversal de la zona a analizar.	57
3.19 Coeficiente teórico de concentración de esfuerzos K_t por cambio de sección.	66
3.20 Redimensionamiento de la sección transversal de la zona a analizar para la alternativa 1.	79

3.21	Sección transversal para la alternativa 1.	80
3.22	<u>NO</u> relocalización del agujero concentrador de esfuerzos.	94
3.23	Redimensionamiento de la sección transversal de la zona a analizar para la alternativa 2.	95
3.24	Sección transversal para la alternativa 2.	96



UANL

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN



DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

APÉNDICE

Glosario de términos:

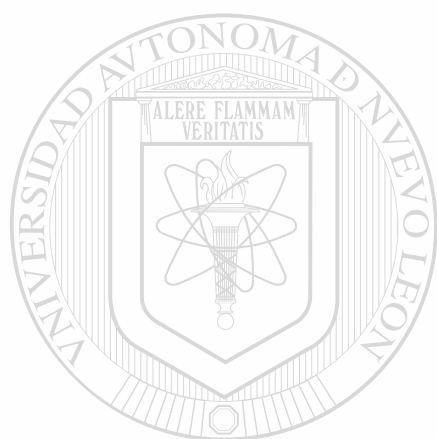
1.- I.S.	Individual Section.
2.- A.S.T.M.	American Standard Testing of Materials.
3.- mm/min	Milímetros por Minuto.
4.- °C	Grados Celsius (Centígrados).
5.- Nw/mm ²	Newton por Milímetro Cuadrado.
6.- S.G.	Simple Goat.
7.- D.G.	Double Goat.
8.- T.G.	Triple Goat.
9.- B.P.M.	Botellas por Minuto.
10.- C	Carbono.
11.- Mn	Manganeso.
12.- P	Fósforo.
13.- S	Azufre.
14.- Si	Silicio.
15.- Cr	Cromo.
16.- Ni	Niquel.
17.- H.B.	Hard Rockwell "B".
18.- Nw	Newton.
19.- mm	Milímetros.
20.- Mpa	Mega Pascales.
21.- Lb / in ²	Libras por Pulgada Cuadrada.
22.- A.I.S.I.	American Institute of Standard International.
23.- S.A.E.	Society of American Engineer.

RESUMEN AUTOBIOGRÁFICO

Oriundo de la ciudad de Vallehermoso, Tamps. con fecha de nacimiento 15 de Mayo de 1962, y después de haber concluido la preparatoria, ingreso a la **Facultad de Ingeniería Mecánica y Eléctrica** de la U.A.N.L. obteniendo el título de **Ingeniero Mecánico** en el año de 1983. Terminados mis estudios profesionales ingreso a prestar mis servicios en la empresa **Altos Hornos de México S.A. de C.V.**, ubicada en la ciudad de Monclova, Coah., permaneciendo 6 años en el puesto de **Ingeniero de Mantenimiento Mecánico**, teniendo como principal responsabilidad el dar asesoría en el área de ingeniería y construcción a los departamentos de producción de la mencionada empresa. Posterior a esto, ingreso al Grupo Vitro en la Unidad de **Negocio Envases**, ubicado en la ciudad de Monterrey, N.L., en el año de 1990 al puesto de **Ingeniero de Proyectos Mecánicos**, en el cual permanezco a la fecha, teniendo como principal responsabilidad el desarrollo de ingeniería mecánica y la supervisión de obras electromecánicas en las plantas productivas del Grupo.

Buscando el incrementar mis conocimientos en el área de ingeniería mecánica ingreso a la escuela de Post-grado de la F.I.M.E. - U.A.N.L. para obtener el grado de **Maestro en Ciencias de la Ingeniería Mecánica con especialidad en Diseño Mecánico**. Después de años de estudio presento a consideración de la escuela de post-grado el título de tesis "**Análisis de Ruptura del Brazo Portamolde de la Máquina I.S.**" para poder obtener el grado mencionado anteriormente.

Sabiendo de antemano que mis padres, Felipe Garza Ortégón y Amparo Salinas García, estarán orgullosos del grado que pretendo obtener, les agradezco la oportunidad que me dieron de estudiar una carrera profesional así como yo se las daré a mis descendientes si ese es su deseo.



UANL

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN



DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

