

ESCUELA POLITÉCNICA DEL EJÉRCITO

FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA

**DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN EQUIPO PARA ENSAYO DE
MATERIALES FRÁGILES SOMETIDOS A TORSIÓN Y FLEXIÓN
CON CAPACIDAD: TORQUE 200 N-m Y MOMENTO FLECTOR
15 N-m PARA EL LABORATORIO DE RESISTENCIA DE
MATERIALES DE LA FIM-E**

**PROYECTO PREVIO A LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO DE INGENIEROS
MECÁNICOS**

**ACOSTA QUISHPE DANIEL ALEJANDRO
CAICEDO MAYA SANTIAGO GABRIEL**

DIRECTOR: ING. JOSÉ PÉREZ

CODIRECTOR: ING. FERNANDO OLMEDO

Sangolquí, 2005-10-31

CERTIFICACIÓN DE LA ELABORACIÓN DEL PROYECTO

El proyecto “DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN EQUIPO PARA ENSAYO DE MATERIALES FRÁGILES SOMETIDOS A TORSIÓN Y FLEXIÓN CON CAPACIDAD: TORQUE 200 N-m Y MOMENTO FLECTOR 15 N-m PARA EL LABORATORIO DE RESISTENCIA DE MATERIALES DE LA FIM-E” fue realizado en su totalidad por Santiago Gabriel Caicedo Maya y Daniel Alejandro Acosta Quishpe, como requerimiento parcial para la obtención del título de Ingenieros Mecánicos.

Ing. José Pérez
DIRECTOR

Ing. Fernando Olmedo
CODIRECTOR

Sangolquí, 2005-10-31

LEGALIZACIÓN DEL PROYECTO

“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN EQUIPO PARA ENSAYO DE MATERIALES FRÁGILES SOMETIDOS A TORSIÓN Y FLEXIÓN CON CAPACIDAD: TORQUE 200 N-m Y MOMENTO FLECTOR 15 N-m PARA EL LABORATORIO DE RESISTENCIA DE MATERIALES DE LA FIM-E”

ELABORADO POR:

Santiago Gabriel Caicedo M.

Daniel Alejandro Acosta Q.

FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA

**MAYO. DE E. Ing. Edgar Pazmiño
DECANO**

Sangolquí, 2004-10-31

DEDICATORIA

El presente trabajo lo dedico a mi padre por ser fuente de sabiduría constante, que en el transcurso de mi formación personal y académica supo sembrar en mí responsabilidad y perseverancia.

A mi madre que siempre fue mi apoyo incondicional toda mi vida.

Para Cris, una vez más,
más que nunca.

Santiago Gabriel Caicedo Maya.

DEDICATORIA

Primero a Dios por que es el dueño de mi vida y me ha permitido hacer realidad lo que un día fue un sueño.

A mis Padres porque siempre me han ayudado y apoyado en todo momento, si algo he logrado ser en esta vida ha sido gracias a ellos.

A mis Hermanos que son las personas que más quiero en esta vida y siempre me han extendido una mano.

A mi Enamorada que me ha sabido entender y comprender.

Daniel Alejandro Acosta Quishpe.

AGRADECIMIENTO

Un agradecimiento muy especial a la Escuela Politécnica del Ejército por habernos formado como profesionales para así aportar con el crecimiento de la sociedad.

A la Facultad de Ingeniería Mecánica, por habernos capacitado para ser hombres de bien en la vida.

A los Ingenieros José Pérez y Fernando Olmedo que nos han guiado constantemente en el transcurso del proyecto.

A los técnicos que aportaron para que se desarrolle de mejor forma el presente proyecto.

INDICE GENERAL

CERTIFICACIÓN DE LA ELABORACIÓN DEL PROYECTO	iii
LEGALIZACIÓN DEL PROYECTO	v
DEDICATORIA	vii
AGRADECIMIENTO.....	xi
INDICE GENERAL	xiii
INDICE DE TABLAS.....	xvii
INDICE DE FIGURAS	xix
NOMENCLATURA	xxv
INDICE DE ANEXOS	xxxí
RESUMEN	xxxiii
CAPÍTULO 1 INTRODUCCIÓN.....	1
1.1. ANTECEDENTES	1
1.2. JUSTIFICACIÓN	2
1.3. OBJETIVOS.	3
1.3.1. OBJETIVO GENERAL.....	3
1.3.2. OBJETIVOS ESPECÍFICOS	3
1.4. ALCANCE.....	4
CAPÍTULO 2 MARCO TEÓRICO.....	5
2.1. RESUMEN GENERAL.....	5
2.2. MATERIALES FRAGILES	9
2.2.1. HIERRO FUNDIDO	9
2.2.2. MATERIALES CERAMICOS	12
2.2.3. YESO.....	18
2.3. COMBINACION DE ESFUERZOS	21
2.4. CIRCULO DE MOHR.....	24
2.5. TEORIAS DE FALLA.....	29

2.5.1.	FALLA DE MATERIALES FRAGILES BAJO CARGA	
ESTATICA	29
2.5.2.	CRITERIOS DE FRACTURA PARA MATERIALES FRAGILES	
	29
CAPÍTULO 3	ESTUDIO Y SELECCIÓN DE LA ALTERNATIVA MAS	
	IDÓNEA.....	35
3.1.	ESTUDIO DE LA ALTERNATIVA MÁS IDÓNEA	35
3.1.1.	SEGURIDAD	35
3.1.2.	CORROSIÓN	35
3.1.3.	MANTENIMIENTO.....	36
3.1.4.	COSTOS	38
3.1.5.	FACILIDAD DE USO	38
3.1.6.	VIDA ÚTIL	39
3.1.7.	FORMA Y TAMAÑO	39
3.1.8.	MONTAJE	40
3.1.9.	CONTROL.....	40
3.2.	SELECCIÓN DE LA ALTERNATIVA MÁS IDÓNEA.....	41
3.2.1.	ALTERNATIVA NÚMERO 1	41
3.2.2.	ALTERNATIVA NÚMERO 2	43
3.2.3.	ALTERNATIVA NÚMERO 3	45
3.2.4.	MATRIZ DE SELECCIÓN.....	48
CAPÍTULO 4	DISEÑO Y SIMULACIÓN UTILIZANDO SOFTWARE	
	ADECUADO	51
4.1.	SISTEMA MECÁNICO.....	51
4.1.1.	CÁLCULO DE LAS DIMENSIONES DE LA PROBETA.....	51
4.1.2.	SISTEMA DE SUJECIÓN DE LA PROBETA.	56
4.1.3.	SISTEMA DE APLICACIÓN DE CARGA.....	72
4.1.3.1.	TIPO DE RODAMIENTOS.....	73
4.1.3.2.	PLACA TRANSMISORA DE FUERZA.	77

CAPÍTULO 5	CONSTRUCCION DEL EQUIPO	109
5.1.	DESCRIPCIÓN DE LOS COMPONENTES DEL EQUIPO..	109
5.1.1.	DESCRIPCIÓN DE RODAMIENTOS	109
5.1.2.	DESCRIPCIÓN DEL ELEVADOR MECÁNICO	110
5.1.3.	DESCRIPCIÓN DE LA PLACA QUE SUJETA AL DINAMÓ- METRO	111
5.1.4.	DESCRIPCIÓN DE PLACA TRANSMISORA DE FUERZA Y PLACA BASE	111
5.1.5.	DESCRIPCIÓN DE SOPORTES GUIAS.....	112
5.1.6.	DESCRIPCIÓN DE PERNOS.....	113
5.1.7.	DESCRIPCIÓN DE PRENSAS DE SUJECIÓN DEL SISTEMA DE FLEXIÓN AL EQUIPO AVERY	113
5.2.	PROCESO DE CONSTRUCCIÓN DEL EQUIPO.....	114
5.2.1.	DIAGRAMA DE OPERACIONES DE CONSTRUCCIÓN	114
5.3.	SISTEMA MECÁNICO Y DE MEDICIÓN	116
5.3.1.	PERFORACIÓN DE AGUJEROS PARA PERNOS EN LA PLACA TRANSMISORA DE FUERZA	116
5.3.2.	MONTAJE EN LA PLACA TRANSMISORA DE FUERZA DE LAS CHUMACERAS PIVOTE	117
5.3.3.	ALINEAMIENTO DE CHUMACERAS.....	117
5.3.4.	CONSTRUCCIÓN Y MONTAJE DE PLACA EN LA QUE SE SUJETA EL DINAMÓMETRO	118
5.3.5.	PINTURA DEL SISTEMA DE APLICACIÓN DE CARGA	119
5.3.6.	MONTAJE DEL SISTEMA DE APLICACIÓN DE CARGA EN EL EQUIPO DE TORSIÓN AVERY.....	119
CAPÍTULO 6	PRUEBAS DE FUNCIONAMIENTO	121
6.1.	PUESTA A PUNTO	121
6.1.1.	CALIBRACIÓN DEL DINAMÓMETRO	121
6.1.2.	CALIBRACIÓN DEL EQUIPO DE TORSIÓN AVERY	123

6.1.3.	CALIBRACIÓN DE LA MÁQUINA DE ENSAYOS UNIVERSALES AMSLER	126
6.1.4.	MEDICIÓN DE LA PRECARGA	128
6.1.5.	DESBASTADO DE LAS CARCASAS DE LOS RODAMIENTOS.....	129
6.1.6.	PROBETA DE ENSAYO.....	129
6.1.7.	MEDICIÓN DE DEFLEXIONES EN LA PROBETA	131
6.1.8.	DETERMINACIÓN DEL TORQUE	132
6.1.9.	DETERMINACIÓN DE LA CARGA	133
6.1.10.	CÁLCULO DE LA RESISTENCIA ÚLTIMA A LA TENSIÓN σ_{ut} DE HIERRO FUNDIDO CLASE 30	136
6.1.11.	CÁLCULO DE LA RESISTENCIA ÚLTIMA A LA COMPRESIÓN σ_{uc} DE HIERRO FUNDIDO CLASE 30	138
6.2.	ANÁLISIS DE RESULTADOS	140
6.2.1.	EJEMPLO DE CÁLCULOS.....	140
6.2.2.	CÁLCULO DEL ERROR.....	160
6.2.3.	TABLA DE RESULTADOS	163
CAPÍTULO 7	EVALUACIÓN ECONÓMICA Y FINANCIERA	167
7.1.	EVALUACIÓN ECONÓMICA	167
7.1.1.	COSTOS DEL PROYECTO	167
7.2.	EVALUACIÓN FINANCIERA.....	169
7.2.1.	EL CRITERIO DEL VALOR ACTUAL NETO (VAN)	170
7.2.2.	EL CRITERIO DE LA TASA INTERNA DE RETORNO (TIR)....	171
CAPÍTULO 8	CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.....	173
8.1.	CONCLUSIONES	173
8.2.	RECOMENDACIONES.....	174
BIBLIOGRAFÍA	177

INDICE DE TABLAS

Tabla 2. 1 Composición química para hierros fundidos sin alear	10
Tabla 2. 2 Propiedades mecánicas y aplicaciones de los hierros fundidos	11
Tabla 2. 3 Composición química del cemento portland	14
Tabla 2. 4 Composiciones de compuestos típicos de cemento portland	15
Tabla 2. 5 Principales propiedades de nuestros cementos con las normas INEN	17
Tabla 3. 1 Características técnicas Máquina de torsión AVERY	43
Tabla 3. 2 Características técnicas Equipo de torsión AVERY	46
Tabla 3. 3 Matriz de selección de alternativa	48
Tabla 3. 4 Factores de ponderación	49
Tabla 4. 1 Valores de la precarga teórica.....	82
Tabla 4. 2 Parámetros de Rigidez de varios materiales	99
Tabla 4. 3 Parámetros de Rigidez de varios materiales.....	105
Tabla 6. 1 Características técnicas Máquina MTS	121
Tabla 6. 2 Carta de calibración del dinamómetro	122
Tabla 6. 3 Carta de calibración del torcómetro	124
Tabla 6. 4 Carta de calibración del equipo de torsión AVERY (Escala: 750 N-m)	125
Tabla 6. 5 Carta de calibración de la Máquina AMSLER.....	127
Tabla 6. 6 Precarga en el sistema de flexión	128
Tabla 6. 7 Deflexiones verticales en la probeta	132
Tabla 6. 8 Datos del ensayo de compresión	138
Tabla 6. 9 Cálculo del ángulo en el plano de falla.....	157
Tabla 6. 10 Verificación del ángulo de falla	159
Tabla 6. 11 Resultados de las pruebas.....	163
Tabla 6. 12 Cálculo del error del esfuerzo cortante	164
Tabla 6. 13 Cálculo del error del esfuerzo principal	164

Tabla 6. 14 Cálculo del error del ángulo en el plano de falla.....	165
Tabla 6. 15 Comparación de resultados con el COSMOSWorks 2004.....	166
Tabla 7. 1 Costos Misceláneos.....	167
Tabla 7. 2 Remuneración a profesionales	168
Tabla 7. 3 Costos de materiales y equipos.....	168
Tabla 7. 4 Costos de diseño.....	168
Tabla 7. 5 Otros costos directos	169
Tabla 7. 6 Total costos directos	169
Tabla 7. 7 Total de costos del proyecto	169
Tabla 7. 8 Costos de ensayos de torsión y flexión	170
Tabla 7. 9 Cálculo del Valor Agregado Neto	171
Tabla 7. 10 Cálculo de la Tasa Interna de Retorno	171

INDICE DE FIGURAS

Figura 2. 1 Torsión de una barra cilíndrica.....	6
Figura 2. 2 Viga y carga, curva elástica.....	8
Figura 2. 3 Resistencia a la compresión.....	18
Figura 2. 4 Sulfato de calcio dihidratado	19
Figura 2. 5 Esfuerzos triaxiales en un punto	21
Figura 2. 6 Estado biaxial.....	22
Figura 2. 7 Corte oblicuo	23
Figura 2. 8 Círculo de Mohr	25
Figura 2. 9 Fractura material frágil bajo tracción	27
Figura 2. 10 Fractura material dúctil bajo tracción.....	27
Figura 2. 11 Solicitación torsional pura.....	28
Figura 2. 12 Fractura material frágil bajo torsión	28
Figura 2. 13 Fractura material dúctil bajo torsión.....	28
Figura 2. 14 Criterio del máximo esfuerzo normal	30
Figura 2. 15 Estado de esfuerzo correspondiente a la ruptura de la probeta a tensión (a).....	31
Figura 2. 16 Estado de esfuerzo correspondiente a la ruptura de la probeta a tensión (b).....	32
Figura 2. 17 Estado de esfuerzo a la falla de la probeta de la prueba de torsión (a).....	33
Figura 2. 18 Porciones restantes del diagrama de esfuerzos principales (b)	33
Figura 3. 1 Organización de los sistemas de mantenimiento.....	37
Figura 3. 2 Alternativa 1	42
Figura 3. 3 Alternativa 2	44
Figura 3. 4 Equipo de torsión AVERY.....	45
Figura 3. 5 Alternativa 3	46
Figura 4. 1 Esquema representativo del equipo de ensayo de torsión y flexión.	51
Figura 4. 2 Diagrama de cuerpo libre	53
Figura 4. 3 Diagrama de fuerza cortante real del sistema.....	54
Figura 4. 4 Diagrama de momento flector real del sistema.....	55

Figura 4. 5 Vista Frontal Mandril 1 Y 2	56
Figura 4. 6 Vista Posterior Mandril 1 Y 2	56
Figura 4. 7 Mandril del equipo AVERY	57
Figura 4. 8 Pieza móvil que transmite torque.....	57
Figura 4. 9 Pieza fija del Equipo AVERY	57
Figura 4. 10 Mandriles ensamblados a las piezas del equipo AVERY	58
Figura 4. 11 Geometría de los mandriles.....	58
Figura 4. 12 Definición de un estudio estático en Cosmos	60
Figura 4. 13 Definición de un material para los mandriles	61
Figura 4. 14 Árbol visualizador del diseño	61
Figura 4. 15 Cargas y restricciones aplicadas al mandril.....	62
Figura 4. 16 Creación de mallado en el mandril	64
Figura 4. 17 Vista de estudios definidos	64
Figura 4. 18 Análisis de esfuerzos en el Mandril, Escala 1: 14726.....	65
Figura 4. 19 Análisis de desplazamientos en el mandril, Escala 1: 14726	66
Figura 4. 20 Análisis de tensión en el mandril, Escala 1: 14726.....	66
Figura 4. 21 Análisis de deformación en el mandril, Escala 1: 1.....	67
Figura 4. 22 Verificación de diseño en el mandril	68
Figura 4. 23 Selección de criterio	69
Figura 4. 24 Seleccionar límite de esfuerzo	69
Figura 4. 25 Seleccionar trazado resultante.....	70
Figura 4. 26 Áreas por debajo del factor de seguridad	70
Figura 4. 27 Seleccionar distribución del factor de seguridad	71
Figura 4. 28 Distribución del factor de seguridad en el mandril	71
Figura 4. 29 Listado de las entidades seleccionadas en el mandril.....	72
Figura 4. 30 Sistema de aplicación de carga	73
Figura 4. 31 Componentes de un cojinete de bolas	74
Figura 4. 32 (a) Rodamiento rígido de bolas dentro de chumacera (b) Rodamiento especial tipo	74
Figura 4. 33 Esquema representativo de placa transmisora de fuerza	77
Figura 4. 34 Fuerzas presentes en la placa de transmisora de fuerza.....	78
Figura 4. 35 Diagrama de fuerza cortante de la placa de transmisión de fuerza	78
Figura 4. 36 Diagrama de momento flector de la placa de transmisión de fuerza	79

Figura 4. 37 Dimensiones de la placa transmisora de fuerza.....	82
Figura 4. 38 Restricciones aplicadas a la placa transmisora de fuerza.....	83
Figura 4. 39 Cargas aplicadas a la placa transmisora de fuerza	84
Figura 4. 40 Presentación de esfuerzos en la placa de transmisión de fuerza ..	84
Figura 4. 41 Presentación de desplazamientos en la placa de transmisora de fuerza.....	85
Figura 4. 42 Dimensiones de la probeta, vista frontal	86
Figura 4. 43 Dimensiones de la probeta, vista lateral	86
Figura 4. 44 Restricciones en la probeta	87
Figura 4. 45 Cargas para generar flexión en la probeta.....	87
Figura 4. 46 Cargas en la probeta.....	89
Figura 4. 47 Presentación de esfuerzos en la probeta.....	89
Figura 4. 48 Presentación de desplazamientos en la probeta.....	90
Figura 4. 49 Presentación de deformaciones unitarias en la probeta.....	91
Figura 4. 50 Presentación de deformación en la probeta; Escala 1 : 4.04022 ...	91
Figura 4. 51 Presentación de verificación de diseño	92
Figura 4. 52 Áreas por debajo del factor de seguridad en la probeta.....	92
Figura 5. 1 Chumaceras autoalineantes.....	109
Figura 5. 2 Elevador mecánico tipo lagarto.....	110
Figura 5. 3 Dinamómetro capacidad 250 libras	110
Figura 5. 4 Placa que sujeta al dinamómetro.....	111
Figura 5. 5 Placa transmisora de fuerza y placa base	112
Figura 5. 6 Soportes guía en la placa base.....	112
Figura 5. 7 Pernos para las chumaceras.....	113
Figura 5. 8 Prensas mecánicas que sujetan al equipo AVERY	114
Figura 5. 9 Diagrama de operaciones para la construcción del sistema de flexión	115
Figura 5. 10 Determinación de distancias entre chumaceras.....	116
Figura 5. 11 Agujeros 7/16” en la placa transmisora de fuerza	116
Figura 5. 12 Agujeros 1” en los extremos de la placa transmisora de fuerza...	117
Figura 5. 13 Montaje de las chumaceras en la placa transmisora de fuerza....	117
Figura 5. 14 Chumaceras alineadas	118
Figura 5. 15 Placa que sujeta al dinamómetro.....	118

Figura 5. 16 Dinamómetro sujeto en la placa.....	119
Figura 5. 17 Proceso de pintura.....	119
Figura 5. 18 Montaje del sistema de aplicación de carga	120
Figura 6.1 Medidor de carga QUANTROL.....	122
Figura 6. 2 Calibración de Dinamómetro	122
Figura 6. 3 Torcómetro marca BRITool EVT 3000A.....	123
Figura 6. 4 Equipo QUANTROL	123
Figura 6. 5 Calibración del torcómetro	124
Figura 6.6 Pieza ensamble del torcómetro	125
Figura 6. 7 Calibración del equipo AVERY.....	125
Figura 6.8 Celda de carga CDC 20000.....	126
Figura 6. 9 DIGITALER DEHNUNGSMESSER	126
Figura 6. 10 Medición de la precarga en el sistema de flexión.....	128
Figura 6. 11 Lijado de carcasas.....	129
Figura 6. 12 Tochos de Hierro Fundido	129
Figura 6. 13 Dimensiones de la probeta en mm, vista frontal	130
Figura 6. 14 Dimensiones de la probeta en mm, vista lateral.....	130
Figura 6.15 Maquinado de probetas	131
Figura 6. 16 Probetas a punto para el ensayo	131
Figura 6. 17 Medición de deflexiones.....	132
Figura 6. 18 Probeta a punto para el ensayo de torsión pura	133
Figura 6. 19 Probeta luego del ensayo de torsión pura	133
Figura 6. 20 Máquina de ensayos universales AMSLER RM29.....	134
Figura 6. 21 Probeta apoyada en los rodillos.....	134
Figura 6. 22: Probeta a punto para el ensayo	134
Figura 6. 23 Probeta flexionada.....	135
Figura 6. 24 Diagrama Esfuerzo vs. Deformación	135
Figura 6. 25 Probeta luego del ensayo	135
Figura 6. 26 Probetas de Hierro Fundido.....	136
Figura 6. 27 Probeta lista para el ensayo	136
Figura 6. 28 Gráfica Esfuerzo vs. Deformación.	137
Figura 6. 29 Fotografía de la probeta luego del ensayo de tracción.....	138
Figura 6. 30 Ensayo de compresión.....	139

Figura 6. 31 Probeta luego del ensayo de compresión.....	139
Figura 6. 32 Probeta luego del ensayo de torsión y flexión.....	140
Figura 6. 33 Diagrama de la Teoría Clásica de Mohr para materiales frágiles	141
Figura 6. 34 Resultados experimentales de Davidenkov para Hierro Fundido.	144
Figura 6. 35 Modelo de envolvente límite obtenida con el mayor de los tres círculos de Mohr correspondientes al estado tensional límite de tracción uniaxial y al estado tensional límite de cortante puro.....	145
Figura 6. 36 Modelo de envolvente límite obtenida con el mayor de los tres círculos de Mohr correspondientes al estado tensional límite de compresión uniaxial y al estado tensional límite de cortante puro.....	146
Figura 6. 37 Diagramas de tensiones límites para los materiales frágiles según la nueva.....	148
Figura 6. 38 Diagrama de esfuerzos teórico para Hierro Fundido clase 30.....	150
Figura 6. 39 Resultados experimentales para Hierro Fundido en ensayo de Flexo-torsión.....	151
Figura 6. 40 Probeta en el proyector de perfiles.....	158
Figura 6. 41 Angulo de falla en el proyector de perfiles.....	158
Figura 6. 42 Medición del ángulo de falla en el proyector.....	159
Figura 6. 43 Angulo de falla por flexión pura en el proyector.....	160

NOMENCLATURA

Ab:	Área del perno de la parte no roscada
Ac1:	Área al diámetro menor de pernos
Ac2:	Área de esfuerzo de tensión
AISI :	American Institute of Steel and Iron
Al:	Aluminio
Ap:	Ancho de la placa
ASTM:	American Society for Testing and Materials
A _t :	Área de esfuerzo a tensión en pernos
b:	Base de la sección rectangular
BN _t :	Beneficio neto del flujo del período
C:	Carbono
c:	Distancia de la fibra más alejada al eje
Ca:	Calcio
Cd:	Carga dinámica del rodamiento
Cr:	Factor de rigidez
D:	Diámetro de la sección circular
dm:	Distancia del rodamiento al mandril
dp:	Diámetro de paso en pernos
dr:	Diámetro de raíz
E.S.P.E:	Escuela Politécnica del Ejercito
e:	Espesor
E:	Módulo de elasticidad
F:	Fuerza aplicada

FDS: Factor de seguridad

Fe: Hierro

Fi: Fuerza de precarga estática

FIM-E: Facultad de Ingeniería Mecánica

Fm: Fuerza total aplicada al perno

Fv: Fuerza cortante

G: Módulo de rigidez

GPa: Giga pascales

H/P: Hilos por pulgada

h: Altura de la sección rectangular

Hp: Caballos de fuerza

Hz: Hertz

I: Momento de inercia

i: Tasa de descuento

Io: Inversión inicial

ISO: Internacional Standard Organization

J: Momento polar de inercia

K; Factor de relación entre resistencias últimas

Kb: Rigidez del perno

Km: Rigidez del material

Ksi: Kilo libras/pulgada²

L.R.M: Laboratorio de Resistencia de Materiales

L: Longitud de probeta

L₁₀: Vida del rodamiento en millones de ciclos

Larandela: Longitud de la arandela

Lchumacera:.....	Longitud de la chumacera
Lmandril:.....	Longitud del mandril
Lp:	Longitud de la placa
Lperno:	Longitud del perno
Lpieza:.....	Longitud de la pieza a acoplar el mandril
Lplaca:.....	Longitud de la placa
Lrosca:.....	Longitud de parte roscada del perno
Lsujección:	Longitud de sujeción
Lt:	Longitud roscada que esta dentro de la unión
Lvástago:.....	Longitud no roscada del perno
M:	Momento flector
Mg:	Magnesio
Mn:	Manganeso
MPa:.....	Mega pascales
Mt:	Momento torsor
Mtto:	Mantenimiento
N/A:	No aplicable
n:	Número de años
N-m:.....	Newton-metro
Ny:	Factor de seguridad a la fluencia
Ø:.....	Ángulo de torsión
O:	Oxígeno
P/2:.....	Carga producida por elevador mecánico
Pa:	Pascales
Pm:.....	Peso del mandril

$R_{(1,2,3,4)}$:	Reaciones de fuerzas
rpm:	Revoluciones por minuto
SAE:	Society of Automotive Engineers
Si:	Silicio
Sp:	Resistencia de prueba
Su:	Resistencia a la rotura
Suc:	Resistencia última a la compresión
Sut:	Resistencia última a la tracción
Sy:	Resistencia a la fluencia
T:	Torque
TIR:	Tasa interna de retorno
UNC:	Paso de rosca grueso
UNS:	Unified National Standard
V:	Voltios
VAN:	Valor actual neto
Vol:	Volumen de la placa
Wp:	Peso de la placa
Y:	Deflexión
δ :	Densidad del acero
θ :	Ángulo en el plano de falla
$\sigma_{(1,2)}$:	Esfuerzos principales
$\sigma_{(x,y)}$:	Esfuerzos normales
σ_m :	Esfuerzos tensional medio
σ_u :	Esfuerzo último

σ_{uc} : Esfuerzos último a compresión

σ_{ut} : Esfuerzos último a tensión

τ : Esfuerzo cortante

τ_u : Esfuerzo último a cortante

INDICE DE ANEXOS

ANEXO A: Planos.

ANEXO B: Manual del Operador.

ANEXO C: Resultados del Análisis en COSMOSWorks 2005.

ANEXO D: Normas.

ANEXO E: Documentos de apoyo.

RESUMEN

El Laboratorio de resistencia de Materiales de la ESPE no cuenta con equipos para realizar ensayos combinados, razón por la cual desarrollamos este proyecto para capacitar a los estudiantes que cursan los niveles en los que se tienen que emplear dichos equipos. Este proyecto de investigación se lo desarrollo en base a conocimientos adquiridos en el transcurso de la carrera de Ingeniería Mecánica, para satisfacer la necesidad actual en el campo de resistencia de materiales.

La construcción del sistema de flexión para el equipo de torsión AVERY perteneciente al Laboratorio de Resistencia de Materiales de la ESPE, busca satisfacer la necesidad actual de conocer más a fondo las propiedades mecánicas de los materiales frágiles ya que en el campo industrial se fabrican muchos elementos de máquinas con este tipo de material.

La criterio usado para la elaboración del proyecto desde su inicio se basó en la recopilación de información necesaria sobre de los principios teóricos de la equipo, luego de un análisis detallado acerca de la torsión y flexión simultánea y sus consecuencias en los materiales frágiles.

En el diseño y construcción se determinaron esfuerzos combinados y geometría de sus componentes para proporcionar la capacidad nominal del equipo, torque 200 N-m y momento flector 15N-m.

Los resultados obtenidos mediante la elaboración de este proyecto permitirán analizar el estado de esfuerzos al cual se encuentran sometidos los elementos de máquinas para la fractura del material frágil, además de conocer los ángulos en los planos de falla con referencia a las cargas fuerza y torque.

CAPÍTULO 1

INTRODUCCIÓN

1.1. ANTECEDENTES.

Una necesidad en el Laboratorio de Resistencia de Materiales de la ESPE es contar con equipos para ensayos destructivos, dada la importancia de este tipo de prácticas en la formación de los profesionales en el área de diseño y materiales.

Cuando un eje del mismo material y misma sección circular está sometido a torsión y flexión existen dos momentos, uno llamado momento flector y otro que se lo llama torque, y por propiedad de los ejes circulares, de que su sección transversal va a permanecer siempre plana, sabremos que el elemento se flexionara uniformemente debido al momento flector y rotara en su propio plano debido al torque, de tal forma que produce un ángulo de torsión con respecto al eje y una deformación angular debido a un esfuerzo cortante.

Los materiales frágiles se caracterizan porque la ruptura ocurre sin que se presente antes un cambio importante en la tasa de alargamiento. Así, para materiales frágiles no hay diferencia entre resistencia última y resistencia a la ruptura, caracterizados también por el hecho de que cuando son sometidos a una prueba de flexión, fallan repentinamente por ruptura o fractura, sin fluencia siendo más débiles a flexión que a cortante.

Es por esto que nuestros ensayos de torsión y flexión combinados tienen como fin, evaluar y definir los valores o resultados característicos y más significativos de un elemento estructural o componente de máquina sometido a un estado de esfuerzos combinados y determinando también los esfuerzos principales en cualquier punto, para saber si el elemento estructural o elemento mecánico falla o no.

En nuestros tiempos la necesidad de estudiar, diseñar y construir los elementos estructurales o elementos de máquinas con materiales frágiles, es cada vez mas importante ya que se ven en la necesidad de tener una rápida evolución a la par con la tecnología, y lograr brindar mayores prestaciones que a su vez estimulan el desarrollo de nuevos materiales y nuevos métodos de fabricación.

En la Facultad de ingeniería Mecánica de la Escuela Politécnica del Ejército, se dictan materias en el área de Diseño y Materiales que tienen igual importancia el ser entendidas tanto de forma teórica como también de forma practica, es por eso que vemos la necesidad de diseñar y construir un equipo que actualmente el laboratorio no cuenta, ya que se sigue utilizando los equipos para las prácticas que se realizan solo hasta el rango elástico.

1.2. JUSTIFICACIÓN

Dentro de la formación de profesionales y líderes en la ESPE., un perfil básico constituye la investigación científica y la innovación tecnológica en todos los ámbitos.

En la actualidad el Laboratorio de Resistencia de Materiales no cuenta con un equipo para realizar ensayos destructivos de materiales frágiles a torsión y flexión con esto hay una deficiencia en la práctica, con el presente proyecto se satisface esta necesidad, además de brindar servicio a los Ingenieros tanto Mecánicos como Civiles con la prestación de servicios que realiza el laboratorio.

Es por esto importante que se realice este proyecto por futuros ingenieros y alumnos de la FIM-E, a un relativo bajo costo comparado con las equipos ofertados en el mercado y de procedencia extranjera con un obvio alto valor (15000 Dólares Americanos) , sumándole a esto el beneficio de ser ejecutado el proyecto con recursos de los realizadores y del laboratorio en sí que no le representará un costo a la ESPE.

1.3. OBJETIVOS.

1.3.1. OBJETIVO GENERAL.

Diseñar y construir un equipo para ensayo de materiales frágiles sometidos a torsión y flexión con capacidad: Torque 200 N-m y Momento flector 15 N-m para el L.R.M – FIME.

1.3.2. OBJETIVOS ESPECÍFICOS.

- Realizar un estudio teórico del funcionamiento del proyecto.
- Realizar un estudio de alternativas y la consecuente selección de la que sea más óptima.
- Diseñar el sistema mecánico del equipo.
- Construir el equipo en base a los estudios de diseño y de alternativas.
- Probar el funcionamiento del equipo, calibrar y analizar los resultados.
- Evaluar económica y financieramente el proyecto.
- Elaborar planos de diseño, construcción y despiece.

1.4. ALCANCE.

Diseñar y construir un equipo para ensayo de materiales frágiles sometidos a torsión y flexión para el Laboratorio de Resistencia de Materiales, lo que además incluye:

- Puesta a punto
- Calibración
- Pruebas de funcionamiento
- Elaboración del manual del usuario
- Guía de prácticas del Laboratorio.

CAPÍTULO 2

MARCO TEÓRICO

2.1. RESUMEN GENERAL.

El hombre para poder surgir dentro de la sociedad se ha ayudado de las máquinas para facilitar labores y economizar la producción. Con dicho desarrollo social evolucionan a la par las máquinas, nuevos materiales, métodos de cálculo y fabricación mostrándose cada vez más complejo su diseño y manufacturación, es así que se comienzan a presentar diferentes tipos de fallas y con esto su estudio.

Es muy común en piezas de maquinaria tener combinaciones de carga que cree esfuerzos normales y cortantes en una misma pieza, es por eso que se está en la obligación de realizar los estudios de estos esfuerzos que para el caso tenemos torsión y flexión.

La palabra torsión significa torcimiento de un elemento alrededor del eje producido por acción de un momento alrededor del eje axial que en el caso de torsión se le conoce como torque.

La torsión en sí se refiere a un desplazamiento circular de una determinada sección transversal de un elemento cuando se aplica sobre éste un momento torsor o una fuerza que produce un momento torsor alrededor del eje. El ángulo de torsión varía longitudinalmente.

El ensayo de torsión consiste en aplicar un par torsor a una probeta por medio de un dispositivo de carga y medir el ángulo de torsión resultante en el extremo de la probeta. Este ensayo se realiza en el rango de comportamiento linealmente elástico del material.

Los resultados del ensayo de torsión resultan útiles para el cálculo de elementos de máquina sometidos a torsión tales como ejes de transmisión, tornillos, resortes de torsión y cigüeñales.

Las probetas utilizadas en el ensayo son de sección circular. El esfuerzo cortante producido en la sección transversal de la probeta (τ) y el ángulo de torsión (ϕ) están dados por las siguientes relaciones:

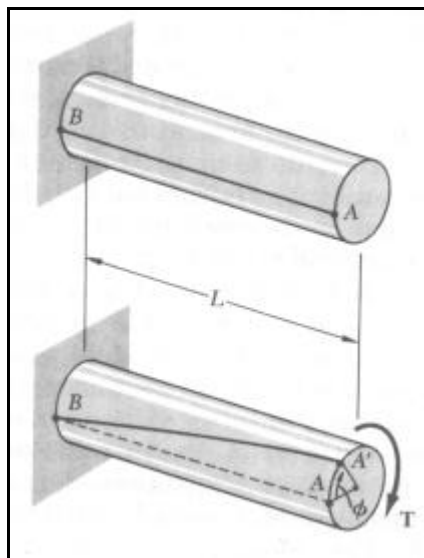


Figura 2. 1 Torsión de una barra cilíndrica¹

$$\tau = \frac{T \cdot c}{J} \quad (2.1)$$

$$\phi = \frac{T \cdot L}{G \cdot J} \quad (2.2)$$

Donde T : Momento torsor (N.m)

c : Distancia desde el eje de la probeta hasta el borde de la sección transversal (m) $c = D/2$

J : Momento polar de inercia de la sección transversal (m⁴)

$$J = \frac{\pi D^4}{32} \quad (2.3)$$

G : Módulo de rigidez (N/m²)

¹ Tomada de Mecánica de Materiales de Beer -Johnston 2^{da} Edición; Pág. 115

L : Longitud de la probeta (m).

La *flexión* consiste en tomar una probeta de cualquier sección y aplicarle una carga en el centro de su eje longitudinal. Se produce una deformación del eje longitudinal llamada curva de flexión de la viga. El desplazamiento vertical medido desde la posición inicial del eje hasta la posición deformada en cualquier punto de la viga se denomina deflexión y se representa con la letra “ y ”. La deflexión se considera positiva hacia arriba y negativa hacia abajo.

La deflexión se puede medir experimentalmente con el extensómetro o calcular matemáticamente empleando la teoría de flexión elástica. Para las condiciones del ensayo (viga simplemente apoyada con carga puntual en el centro del claro) es aplicable la siguiente relación para calcular la deflexión en el centro de la viga:

$$y = \frac{F \cdot L^3}{48 \cdot E \cdot I} \quad (2.4)$$

Donde F : Fuerza aplicada (N)
 L : Longitud de la probeta (m)
 E : Módulo de elasticidad (N/m²)
 I : Momento de inercia (m⁴)

$$I = \frac{\pi \cdot D^4}{64} \quad \text{Para vigas de sección circular} \quad (2.5)$$

$$I = \frac{b \cdot h^3}{12} \quad \text{Para vigas de sección rectangular} \quad (2.6)$$

D : Diámetro de la sección circular (m)
 b : Base de la sección rectangular (m)
 h : Altura de la sección rectangular (m)

El esfuerzo normal por flexión máximo producido en la sección transversal del punto medio de la viga está dado por la relación:

$$\sigma = \frac{M \cdot c}{I} \quad (2.7)$$

Donde M : Momento flector en el centro de la viga (N-m)
 c : Distancia de la fibra más alejada de la sección transversal de la viga al eje neutro (m)

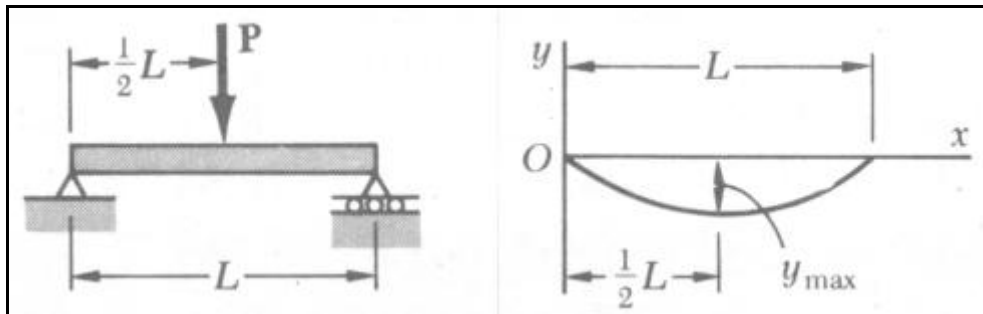


Figura 2. 2 Viga y carga, curva elástica²

Además podemos decir que de la combinación de estos dos esfuerzos se puede concluir que a grandes momentos torsores y bajos momentos flectores se tiene secciones transversales constantes, y a grandes momentos flectores y bajos momentos torsores se tiene secciones transversales variables.

Por tanto los ensayos de torsión y flexión tienen como fin, evaluar y definir los valores o resultados característicos y más significativos de un elemento estructural sometido a una sollicitación estática que reproduce sus condiciones reales de trabajo.

² Tomada de Mecánica de Materiales de Beer -Johnston 2^{da} Edición; Pág. 714

2.2. MATERIALES FRAGILES.

Los materiales frágiles como, Hierro fundido, Cerámicos, Yeso, se caracterizan porque la ruptura ocurre sin que se presente antes un cambio importante en la tasa de alargamiento. Así para materiales frágiles no hay diferencia entre resistencia última y resistencia a la ruptura, por lo que el límite elástico tiene que definirse como una intersección entre la curva esfuerzo deformación, con una línea convencional paralela a la curva elástica, y desplazada un pequeño porcentaje menor al 5%, a lo largo del eje de deformaciones.

2.2.1. HIERRO FUNDIDO.

2.2.1.1. Propiedades generales

Son una familia de aleaciones ferrosas, se pretende que sean moldeados en vez de trabajar con ellos en estado sólido. A diferencia de los aceros, que generalmente contienen menos del 1% de carbono, los hierros de fundición contienen del 2 al 4% de carbono y del 1 al 3% de silicio. También están presentes otros aleantes que varían sus propiedades.

Los hierros para fundición se funden fácilmente, son muy fluidos en estado líquido y no forman películas superficiales indeseables cuando se vierten. Los hierros para fundición solidifican con una contracción de ligera a moderada durante la fundición y el enfriamiento. Estas aleaciones tienen un amplio rango de resistencia y dureza y en la mayoría de los casos son fáciles de mecanizar. Pueden alearse para producir una resistencia excelente al desgaste, abrasión y a la corrosión. Sin embargo, los hierros para fundición tienen, relativamente, baja resistencia al impacto y ductilidad; y esto limita su utilización para algunas aplicaciones. El amplio uso industrial de los hierro para fundición se debe, principalmente, a su bajo costo comparativo y propiedades ingenieriles versátiles.

2.2.1.2. Tipos de hierros para fundición

Según la distribución de carbono en sus microestructuras se pueden diferenciar cuatro tipos: blanco, gris, maleable y hierro dúctil. Sin embargo, puesto que las composiciones químicas de los hierros para fundición se solapan, no es posible distinguirlos unos de otros por análisis de composición química.

Tabla 2. 1 Composición química para hierros fundidos sin alear

Elemento	Hierro Gris %	Hierro Blanco %	Hierro Maleable (fundido blanco), %	Hierro Dúctil %
Carbono	2,5-4,0	1,8-3,6	2,00-2,60	3,0-4,0
Silicio	1,0-3,0	0,5-1,9	1,10-1,60	1,8-2,8
Magnesio	0,25-1,0	0,25-0,80	0,20-1,00	0,10-1,00
Azufre	0,02-0,25	0,06-0,20	0,04-0,18	0,03 máx
Fósforo	0,05-1,0	0,06-0,10	0,18 máx	0,10 máx

Fuente: Fundamentos de la Ciencia e Ingeniería de Materiales de Smith

A continuación se detallará lo que tiene que ver con la fundición blanca y la fundición gris.

2.2.1.2.1. Fundición blanca.

Se forma cuando la mayor parte del carbono de un hierro de fundición forma carburo de hierro en lugar de grafito en condiciones de solidificación. La microestructura de la fundición blanca sin alear en estado bruto de colada contiene grandes cantidades de carburos de hierro de una matriz perlítica. Se llaman así porque se fracturan para producir una superficie cristalina fracturada brillante o blanca. Para retener el carbono en forma de carburo de hierro en las fundiciones blancas, se deben mantener relativamente bajos los contenidos de carbono y silicio (2.5-3%C y 0.5-1.5%Si), así como alta velocidad de solidificación. La gran cantidad de carburos de hierro en su estructura es la principal responsable de su resistencia al desgaste.

Tabla 2. 2 Propiedades mecánicas y aplicaciones de los hierros fundidos

Nombre y número de aleación	Composición química % en peso	Tratamiento	Microestructura	Resistencia a la tracción		Resistencia a la fluencia		Elongación en (%)	Aplicaciones típicas
				Ksi	MPa	Ksi	MPa		
Aleaciones Forjadas									
Ferrítica (G2500)	3,4 C, 2,2 Si, 0,7 Mn	Recocido	Matriz Ferrítica	26	179	--	--		Pequeños bloques cilíndricos, cabezas de cilindro, discos de embrague.
Perlítica (G3500)	3,2 C, 2,0 Si, 0,7 Mn	En estado bruto	Matriz Perlítica	36	252	--	--		Bloques de cilindros de camiones y tractores. Cajas de cambio pesadas.
Perlítica (G400)	3,3 C, 2,2 Si, 0,7 Mn	En estado bruto	Matriz Perlítica	42	293	--	--		Fundición de motores diesel.
Fundición Maleable									
Ferrítica (32510)	2,2 C, 1,2 Si, 0,04 Mn	Recocido	Aglomeraciones de grafito y ferrita	50	345	32	224	10	Servicios generales de ingeniería con buen mecanizado.
Perlítica (45008)	2,4 C, 1,4 Si, 0,75 Mn	Recocido	Aglomeraciones de grafito y perlita	65	440	45	310	8	Servicios generales de ingeniería con tolerancia dimensional especificada
Martensítica (M7002)	2,4 C, 1,4 Si, 0,75 Mn	Templado	Martensita revenida	90	621	70	438	2	Piezas de alta resistencia: barras de conexión y juntas de culata.
Fundición Dúctil									
Ferrítica (60-40-18)	3,5 C, 2,2 Si,	Recocido	Ferrítica	60	414	40	276	18	Fundiciones de presión con válvulas y cuerpos de bomba.
Perlítica	3,5 C, 2,2 Si,	En estado bruto	Ferrítica-Perlítica	80	552	55	379	6	Cigüeñales, engranajes y laminadores.
Martensítica (120-90-02)	3,5 C, 2,2 Si,	Martensítica	Templado y revenido	120	828	90	621	2	Piñones, cambios o engranajes; laminadores y carros

Fuente: Fundamentos de la Ciencia e Ingeniería de Materiales de Smith

2.2.1.2.2. Fundición gris.

Se forma cuando el carbono de la aleación excede la cantidad que puede disolverse en la austenita y precipita como hojuelas de grafito. Cuando una pieza del hierro gris solidificado se fractura, la superficie de la fractura aparece gris a causa del grafito expuesto. La fundición gris es un material importante en ingeniería debido a su costo relativamente bajo y a sus útiles propiedades ingenieriles, entre las que se incluyen una excelente capacidad de mecanizado a niveles de dureza que contienen buena resistencia al desgaste, resistencia a la escoriación bajo lubricación restringida y excelente capacidad de amortiguamiento vibracional. La resistencia a la tensión de la fundición gris varía de 100 a 400 MPa y la resistencia a la compresión son de 3 a 4 veces las resistencias a la tensión. El módulo de elasticidad varía ampliamente, sus valores se extienden desde 75 hasta 150 GPa.

2.2.2. MATERIALES CERAMICOS.

2.2.2.1. Introducción

Los materiales cerámicos son materiales inorgánicos no metálicos, constituidos por elementos metálicos y no metálicos enlazados principalmente mediante enlaces iónicos y/o covalentes. Las composiciones químicas de los materiales cerámicos varían considerablemente, desde compuestos sencillos a mezclas de muchas fases complejas enlazadas.

2.2.2.2. Propiedades

Las propiedades de los materiales cerámicos varían mucho debido a diferencias en los enlaces. En general, los materiales cerámicos son típicamente duros y frágiles con baja tenacidad y ductilidad. Los materiales cerámicos se comportan usualmente como buenos aislantes eléctricos y térmicos debido a la ausencia de electrones conductores. Normalmente poseen temperaturas de fusión relativamente altas y, asimismo, una estabilidad

química relativamente alta en muchos más agresivos debido a la estabilidad de sus fuertes enlaces.

2.2.2.3. Procesado

La mayoría de los productos cerámicos son manufacturados compactando polvos o partículas en matrices que se calientan posteriormente a enormes temperaturas para enlazar las partículas entre sí. Las etapas básicas para el procesado de cerámicos por aglomeración son: (1) preparación del material; (2) moldeado o colada; (3) tratamiento térmico de secado (que normalmente no se requiere) y horneado por calentamiento de la pieza de cerámica a temperaturas suficientemente altas para mantener las partículas enlazadas.

2.2.2.4. Cemento Portland

2.2.2.4.1. Generalidades

Hoy en día el cemento es la cola o "conglomerante" más barato que se conoce. Mezclado adecuadamente con los áridos y el agua forma el hormigón, una roca amorfa artificial capaz de tomar las más variadas formas con unas prestaciones mecánicas a compresión muy importantes. Las resistencias a tracción pueden mejorarse con la utilización de armaduras (hormigón armado).

Aunque ciertos tipos de cementos que se fraguan y endurecen con agua de origen mineral eran conocidos desde la antigüedad, sólo han sido empleados como cementos hidráulicos a partir de mediados del siglo XVIII. El término cemento Portland se empleó por primera vez en 1824 por el fabricante inglés de cemento Joseph Aspdin, debido a su parecido con la piedra de Portland, que era muy utilizada para la construcción en Inglaterra. El primer cemento Portland moderno, hecho de piedra caliza y arcillas o pizarras, calentadas hasta convertirse en carbonilla (o escorias) y después trituradas, fue producido en Gran Bretaña en 1845. En aquella época el cemento se fabricaba en hornos verticales, esparciendo las materias primas sobre capas de coque a las que se

prendía fuego. Los primeros hornos rotatorios surgieron hacia 1880. El cemento Portland se emplea hoy en la mayoría de las estructuras de hormigón. La mayor producción de cemento se produce, en la actualidad, en los países más poblados y/o industrializados, aunque también es importante la industria cementera en los países menos desarrollados. La antigua Unión Soviética, China, Japón y Estados Unidos son los mayores productores, pero Alemania, Francia, Italia, España y Brasil son también productores importantes.

2.2.2.4.2. Composición química del cemento portland

Una vez que el agua y el cemento se mezclan para formar la pasta cementante, se inicia una serie de reacciones químicas que en forma global se designan como hidratación del cemento. Estas reacciones se manifiestan inicialmente por la rigidización gradual de la mezcla, que culmina con su fraguado, y continúan para dar lugar al endurecimiento y adquisición de resistencia mecánica en el producto.

Aun cuando la hidratación del cemento es un fenómeno sumamente complejo, existen simplificaciones que permiten interpretar sus efectos en el concreto. Con esto admitido, puede decirse que la composición química de un clinker portland se define convenientemente mediante la identificación de cuatro compuestos principales, cuyas variaciones relativas determinan los diferentes tipos de cemento portland:

Tabla 2. 3 Composición química del cemento portland

Componente	Fórmula Química	Abreviatura
Silicato tricálcico	$3\text{CaO} \cdot \text{SiO}_2$	C_3S
Silicato dicálcico	$2\text{CaO} \cdot \text{SiO}_2$	C_2S
Aluminato tricálcico	$3\text{CaO} \cdot \text{Al}_2\text{O}_3$	C_3A
Aluminoferrito tetracálcico	$4\text{CaO} \cdot \text{Al}_2\text{O}_3 \cdot \text{Fe}_2\text{O}_3$	C_4AF

Fuente: Fundamentos de la Ciencia e Ingeniería de Materiales de Smith

2.2.2.4.3. Tipos de cemento portland

Se obtienen varios tipos de cemento portland por variación de las cantidades de los componentes relacionados antes. En general, hay cinco tipos principales cuyas composiciones básicas se dan en tabla.

Tabla 2. 4 Composiciones de compuestos típicos de cemento portland

Tipo de cemento	Designación ASTM C150	Composiciones, % peso*			
		C ₃ S	C ₂ S	C ₃ A	C ₄ AF
Ordinario	I†	55	20	12	9
Moderado calor de hidratación y moderada resistencia al sulfato	II	45	30	7	12
Endurecimiento rápido	III	65	10	12	8
Bajo calor de hidratación	IV	25	50	5	13
Resistencia a sulfato	V	40	35	3	14

* Las pérdidas en porcentaje corresponden a yeso y componentes como MgO, sulfatos alcalinos, etc.

† Este es el más común de todos los tipos.

Fuente: Fundamentos de la Ciencia e Ingeniería de Materiales de Smith

- *El tipo I* es el cemento portland normal para usos generales. Se utiliza cuando el hormigón no va a estar expuesto a ataque fuerte por sulfatos de agua o del suelo, o cuando no va a producirse un incremento importante de temperatura por el calor generado en el proceso de hidratación del cemento. Aplicaciones características de este tipo de hormigón son: aceras, edificios, puentes, tanques y embalses.
- *El tipo II* de cemento portland se utiliza donde sea importante un ataque moderado por sulfato como en estructuras de desagüe donde las concentraciones de sulfato en las aguas residuales son mayores de normal. El cemento de este tipo se utiliza normalmente en los meses de verano para pilares y paredes de retención ya que este cemento tiene un moderado calor de hidratación.
- *El tipo III* de cemento portland es de un tipo de cemento de pronta resistencia, adquiere altas resistencias en corto período de tiempo. Se

emplea cuando las piezas de hormigón se van a retirar rápidamente de una estructura que tenga que ponerse rápidamente en uso.

- *El tipo IV* es un cemento portland de bajo calor de hidratación que se utiliza cuando la cantidad de calor tiene que ser mínima. Este tipo se utiliza en grandes estructuras como presas, cantidad de calor generado por el endurecimiento del cemento es un factor crítico.
- *El tipo V* es un cemento muy resistente a los sulfatos que se utiliza cuando el hormigón va a estar expuesto a severos ataques de sulfato de suelos o aguas residuales de alto contenido en sulfatos.

2.2.2.4.4. Propiedades del cemento portland

Entre sus propiedades por el tipo de cemento se destaca la mayor resistencia a la compresión a cualquier edad, al tener la menor porosidad y menor permeabilidad, haciendo que los componentes cementantes permitan la disipación de calor en mayor tiempo y se produce el menor calor de hidratación. Los cementos permiten la mayor manejabilidad de las mezclas frescas junto con una gran resistencia a la acción de los sulfatos.

Tabla 2. 5 Principales propiedades de nuestros cementos con las normas INEN

	CEMENTO PORTLAND PUZOLANICO			
	NORMA INEN 490	TIPO IP P 90101	TIPO IP P 90107	TIPO I PM P 90108
REQUISITOS QUIMICOS				
Oxido de Magnesio %	6.0 máx	2.3	2.3	2.2
SO3 %	4.0 máx	2.4	2.4	2.4
Pérdida por Calcinación %	5.0 máx	1.6	1.5	1.2
REQUISITOS FISICOS				
FINURA				
Blaine cm ² /g	---	3600	3600	3600
Retenido en malla 325 %	---	4.5	4.5	4.5
FRAGUADO				
Fraguado Inicial mínimo (horas)	0H45 mín	2H25	2H05	1H55
Fraguado Inicial máximo (horas)	7H00 máx	---	---	---
OTROS REQUISITOS				
Expansión en autoclave %	0.80 máx	0.02	0.02	0.02
Contenido de aire %	12.0 máx	5.0	5.0	5.0
RESISTENCIA A LA COMPRESION MPa				
1 día	---	12.6	15.0	15.7
3 días	13.0 mín	18.4	21.3	22.5
7 días	20.0 mín	22.6	25.9	28.2
28 días	25.0 mín	30.0	32.0	34.3

Fuente: Informativo técnico de Cementos Selva Alegre; Datos del primer semestre del 2004

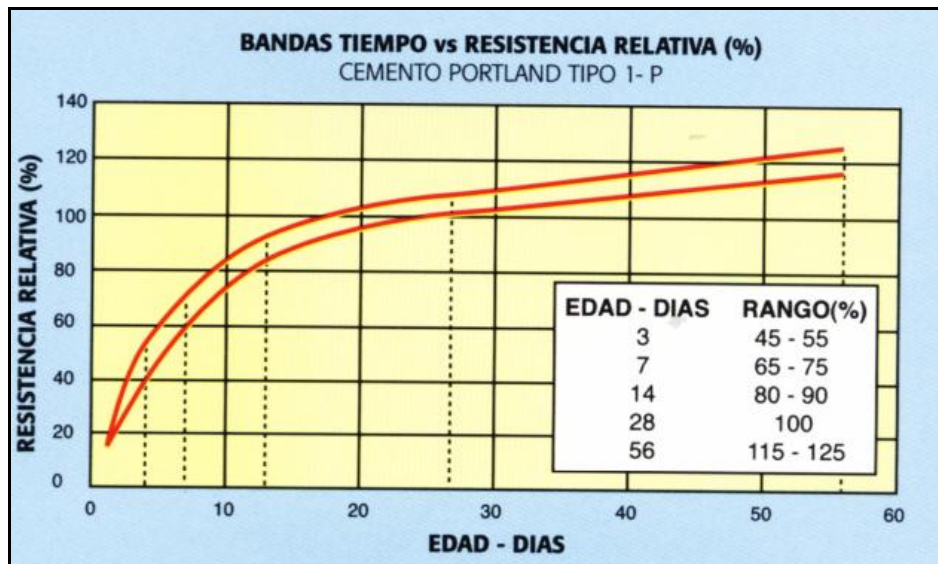


Figura 2. 3 Resistencia a la compresión³

2.2.3. YESO.

2.2.3.1. Introducción

El yeso es un sulfato de calcio dihidratado ($\text{CaSO}_4 \cdot 2\text{H}_2\text{O}$), se presenta en cristales tabulares exfoliables en láminas, generalmente incoloros. Tiene una dureza de 2 en la escala de Mohs y una gravedad específica de 2.32. Su color generalmente varía de blanco a blanco grisáceo, sin embargo, puede tener diversas tonalidades de amarillo, rojizo, castaño, azul grisáceo, rosa o amarillo como consecuencia de impurezas; es suave y plástico; a altas temperaturas de calcinación pierde toda el agua.

2.2.3.2. Proceso

Se obtiene directamente de la naturaleza por extracción en forma de roca de yeso (mineral de sulfato de calcio dihidratado) en canteras o minas y se procesa industrialmente con poca alteración. Este proceso consiste en la calcinación térmica del mineral triturado, eliminando total o parcialmente el

³ Tomada de Informativo técnico de Cementos Selva Alegre; Datos del primer semestre del 2004

agua de cristalización químicamente combinada. Al mezclarse con agua forma una pasta que fragua y endurece, reconstituyendo su estado original.



Figura 2. 4 Sulfato de calcio dihidratado

2.2.3.3. Aplicaciones

- En construcción debido a sus excelentes propiedades bioclimáticas, de aislamiento y regulación higrométrica, mecánicas y estéticas se utiliza en guarnecidos, enlucidos, prefabricados y relieves arquitectónicos, proporcionando bienestar y comodidad. Esencial como agente retardante en la producción de cemento.
- En cerámica para la elaboración de moldes, aparatos sanitarios, tiza y esculturas artísticas.
- En agricultura para mejorar las tierras de cultivo, como abono y desalinizador.
- En medicina se utiliza en traumatología para elaborar vendas de yeso, en la fabricación de moldes quirúrgicos y odontológicos y en la producción de pasta dentífrica.
- En la industria química y farmacéutica como fuente de calcio, componente en medicamentos y lápices labiales.

- En la industria de alimentos en el tratamiento de agua, limpieza de vinos, refinación de azúcar, vegetales enlatados y alimentos para animales.

2.2.3.4. Propiedades

- El yeso se obtiene a partir de mineral de sulfato de calcio dihidratado que se encuentra abundantemente en la naturaleza. Es no tóxico, respetuoso con el medio ambiente y sus residuos son biodegradables.
- Por sus excelentes cualidades higrométricas el yeso es el más eficaz y natural regulador de la humedad ambiental en los interiores de las edificaciones. Absorbe la humedad excesiva y la libera cuando hay sequedad.
- Debido a su elasticidad y estructura finamente porosa, el yeso ofrece una excelente capacidad de insonorización. Disminuye ecos y reverberaciones, mejorando las condiciones acústicas de las edificaciones.
- El yeso es completamente incombustible y resistente al fuego. Al exponerse al calor se produce una gradual liberación del agua de cristalización en forma de vapor que retrasa la elevación de temperatura absorbiendo el calor, sin emanar gases tóxicos que son la principal causa de accidentes fatales en la mayoría de incendios.
- El yeso, debido a su excelente plasticidad y moldeo, posee infinidad de posibilidades en decoración. Es compatible con casi todos los elementos de decoración: papel, tapiz, madera, pintura, texturizados, etc.
- La blancura natural del yeso conforma el soporte más adecuado para aplicar cualquier tipo de acabado posterior, tanto en blanco como en otros colores.

- El yeso en estado plástico es muy manejable, modelable y liviano y se adhiere fácilmente a las superficies.
- El yeso, una vez formada la red cristalina en el fraguado, es estable en el tiempo e inalterable ante las variaciones ambientales.

2.3. COMBINACION DE ESFUERZOS.

Representado un cubo elemental (lados, áreas laterales y volumen unitarios) de un dado material, sometido el mismo a un estado tridimensional de tensiones y en equilibrio, la siguiente figura muestra tal situación:

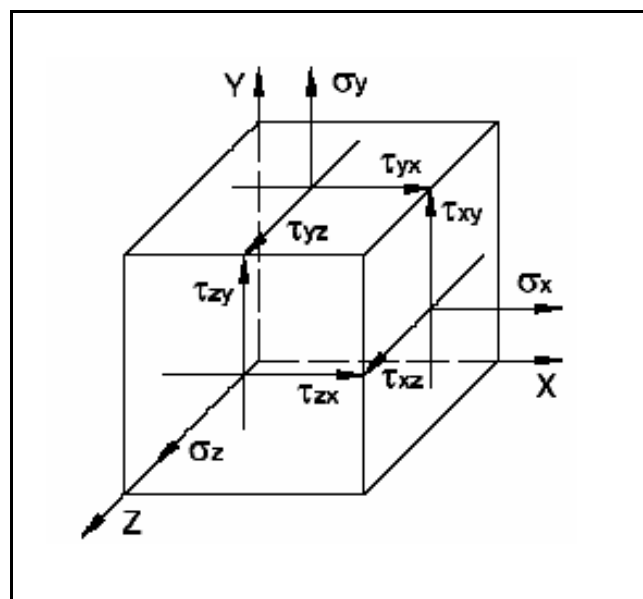


Figura 2. 5 Esfuerzos triaxiales en un punto

En el mismo y recordando el teorema de Cauchy, las tensiones tangenciales τ actuantes en planos normales (a 90°) entre si, convergen a o divergen de la recta (intersección, arista) común a dichos planos, verificándose además:

$$\tau_{xy} = \tau_{yx} \quad \tau_{xz} = \tau_{zx} \quad \tau_{yz} = \tau_{zy} \quad (2.8)$$

Los esfuerzos normales σ se consideran positivos si traccionan el cubo, esto es, si están dirigidas hacia afuera del mismo y negativas si son de compresión, esto es, si están dirigidas hacia dentro del cubo. Su subíndice indica el eje cartesiano que es normal al plano en el cual actúan o bien, que es paralelo a ellas.

El primer subíndice de las tensiones tangenciales τ , indica el eje coordenado que es normal al plano en el cual actúa y el segundo, el eje coordenado al cual es paralela.

La siguiente figura indica un estado biaxial o plano de tensiones en donde tanto las tensiones normales como tangenciales, conforme la dirección de uno de los ejes coordenados, en el caso de la figura el eje Z, son nulas.

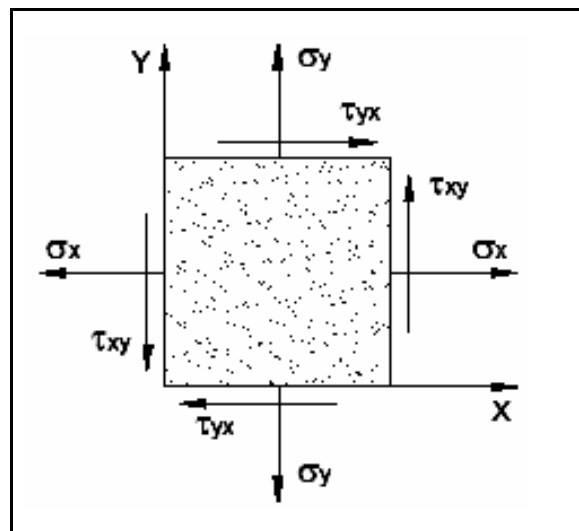


Figura 2. 6 Estado biaxial

Se trata, dado un estado tensional plano o biaxial conocido o dato, de conocer cuales serían las tensiones normal y tangencial actuantes sobre otros planos que los dados y que dirección tienen los planos cuando las tensiones normal y/o tangencial sobre ellos actuantes, son máximas o mínimas. Para ello “debe cortarse imaginariamente” el cubo elemental dado con un plano que forme un ángulo θ cualquiera y por lo tanto general, con la dirección del eje Y, por ejemplo, según la siguiente figura.

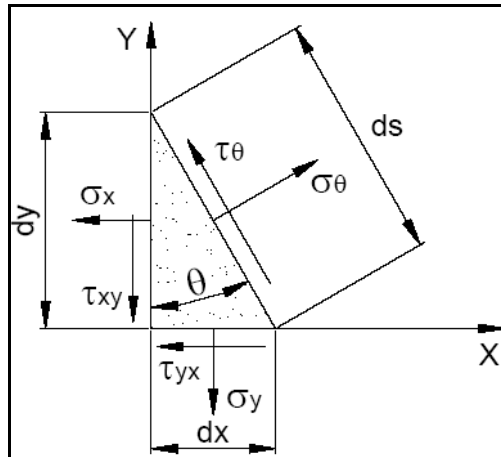


Figura 2.7 Corte oblicuo

σ_θ y τ_θ “reemplazan” la acción de la parte extraída y resultan las incógnitas del problema. Siendo que el “elemento” en estudio debe seguir permaneciendo en equilibrio; por proyección de los esfuerzos intervinientes sobre los ejes X e Y, y anulando dz por ser común a todos ellos, se obtiene:

$$\sigma_\theta * ds * \cos(\theta) - \tau_\theta * ds * \text{sen}(\theta) - \sigma_x * dy - \tau_{xy} * dx = 0 \quad (2.9)$$

$$\sigma_\theta * ds * \text{sen}(\theta) - \tau_\theta * ds * \cos(\theta) - \sigma_y * dx - \tau_{yx} * dy = 0 \quad (2.10)$$

El sistema de dos ecuaciones obtenido, permite conocer las dos incógnitas σ_θ y τ_θ , dadas las demás variables como datos del problema, por lo que y siendo $|\tau_{xy}| = |\tau_{yx}|$, operando algebraicamente y siendo de aplicación:

$$\cos^2(\theta) + \text{sen}^2(\theta) = 1 \quad \text{sen}(2\theta) = 2 * \text{sen}(\theta) * \cos(\theta) \quad (2.11a)$$

$$2 * \text{sen}^2(\theta) = 1 - \cos(2\theta) \quad 2 * \cos^2(\theta) = 1 + \cos(2\theta) \quad (2.11b)$$

$$\tan(\theta) = \frac{\text{sen}(2\theta)}{1 + \cos(2\theta)}; \quad (2.12)$$

se obtiene:

$$\sigma_\theta = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} + \left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2} \right) * \cos 2\theta + \tau_{xy} * \text{sen} 2\theta \quad (2.13)$$

$$\tau_{\theta} = -\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right) * \text{sen } 2\theta + \tau_{xy} * \cos 2\theta \quad (2.14)$$

2.4. CIRCULO DE MOHR.

Desde hace mucho tiempo los círculos de Mohr han sido una forma de solución gráfica de las ecuaciones (2.13), (2.14) y determinar los esfuerzos principales para el caso de esfuerzos planos. Es una técnica primordial de solución para la determinación de esfuerzos principales además puede servir como verificación rápida a una solución numérica y cumple con el útil objetivo de ser una presentación visual del estado de los esfuerzos en un punto.

También hay círculos de Mohr en casos de esfuerzos tridimensionales, pero no está disponible ningún método de graficación para crearlos directamente a partir de datos de esfuerzos aplicados, excepto en el caso especial de que uno de los esfuerzos principales sea coincidente con un eje del sistema de coordenadas xyz seleccionado, es decir, cuando uno de los planos es el del esfuerzo principal.

El plano de Mohr se organiza con sus ejes mutuamente perpendiculares, aunque en el espacio real el ángulo entre ellos representa 180°. Todos los ángulos dibujados en el plano de Mohr tienen el doble de su valor en el espacio real. La abscisa es el eje para todos los esfuerzos normales. Los esfuerzos normales aplicados σ_x , σ_y y σ_z se trazan a lo largo de este eje y los esfuerzos principales σ_1 , σ_2 y σ_3 también se determinan sobre este eje. La ordenada es el eje para todos los esfuerzos cortantes. Se utiliza para trazar los esfuerzos cortantes aplicados τ_{xy} , τ_{yx} , τ_{xz} y determinar el esfuerzo cortante máximo y mínimo.

Transformando la ecuación (2.13) tenemos:

$$\sigma_{\theta} - \frac{\sigma_x - \sigma_y}{2} = \left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right) * \cos 2\theta + \tau_{xy} * \text{sen } 2\theta \quad (2.15)$$

Elevando al cuadrado las ecuaciones (2.14), (2.15) y haciendo una igualdad:

$$\left[\sigma\theta - \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2}\right]^2 + (\tau\theta)^2 = \left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 \cos^2 2\theta + 2 \left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right) \tau_{xy} \cos 2\theta \sin 2\theta + \tau_{xy}^2 \sin^2 2\theta + \left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 \sin^2 2\theta - 2 \left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right) \tau_{xy} \cos 2\theta \sin 2\theta + \tau_{xy}^2 \cos^2 2\theta \quad (2.16)$$

Simplificando:

$$\left[\sigma\theta - \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2}\right]^2 + (\tau\theta)^2 = \left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2 \quad (2.17)$$

La ecuación paramétrica de un círculo.

$$(x-a)^2 + y^2 = R^2 \quad (2.18)$$

Si comparamos (2.17) con (2.18) vemos que la ecuación de esfuerzos (2.17) puede ser representada por un círculo, que se lo conoce como el círculo de Mohr.

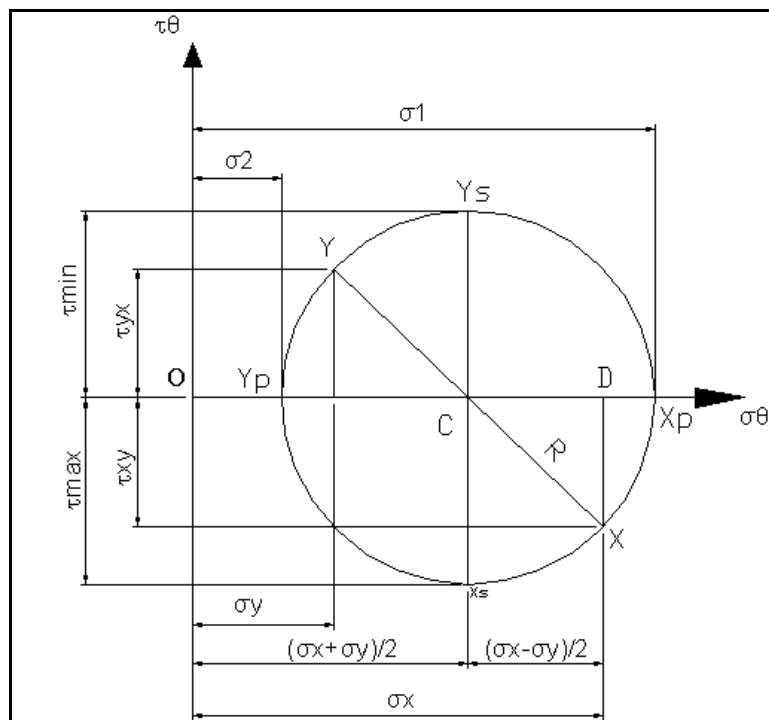


Figura 2. 8 Círculo de Mohr⁴

⁴ Tomada del material didáctico de clases de Mecánica de Materiales, Escuela Politécnica del Ejército, Profesor Ing. José Pérez.

Para obtener los esfuerzos principales nos ayudamos del círculo de Mohr

$$\sigma_1 = \overline{OC} + R \quad (2.19)$$

$$\sigma_1 = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} + \sqrt{CD^2 + DX^2} = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} + \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau xy^2} \quad (2.20)$$

$$\sigma_1 = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} + \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau xy^2} \quad (2.21)$$

$$\sigma_2 = \overline{OC} - R \quad (2.22)$$

$$\sigma_2 = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} - \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau xy^2} \quad (2.23)$$

$$\tau \text{ máx} = R \quad (2.24)$$

$$\tau \text{ máx} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau xy^2} \quad (2.25)$$

$$\tau \text{ mín} = -R \quad (2.26)$$

$$\tau \text{ mín} = -\sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau xy^2} \quad (2.27)$$

Aquí es interesante introducir como rompen los materiales de comportamiento frágil o dúctil sometidos a estos tipos de esfuerzos y cuando estos últimos resultan “estáticos”.

En los materiales de comportamiento frágil, cuando los mismos son traccionados, la rotura se produce en un plano normal a la dirección de la sollicitación y sin deformación apreciable del material.

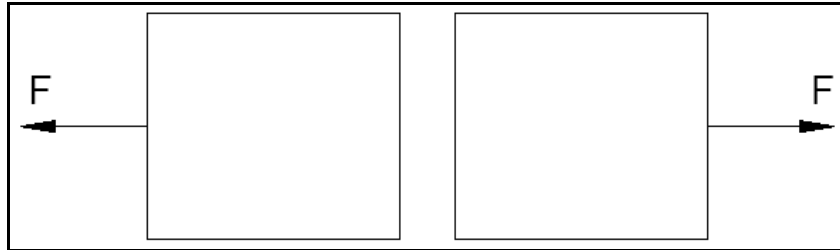


Figura 2. 9 Fractura material frágil bajo tracción

En cambio, los materiales de comportamiento dúctil, si los mismos son traccionados, se alargan en forma bien visible, “achicando” alguna de sus secciones transversales, para luego “cortarse” sobre un cono a 45° y romper finalmente según un plano normal a la dirección de la carga. El “corte” del material según el cono, se debe a las tensiones tangenciales $\tau_{\max, \min}$ y según el plano normal, como los materiales de comportamiento frágil, por las tensiones normales σ . En esta última etapa, rompe por tensiones normales, debido a la fragilización del material por causa de la deformación en frío que ha sufrido previamente.

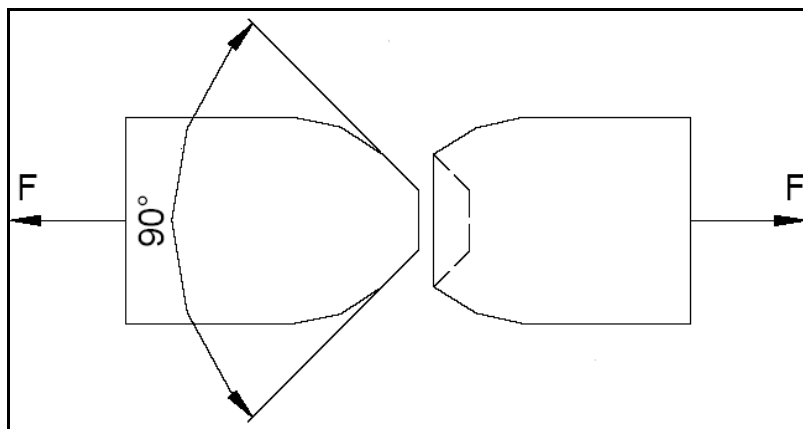


Figura 2. 10 Fractura material dúctil bajo tracción

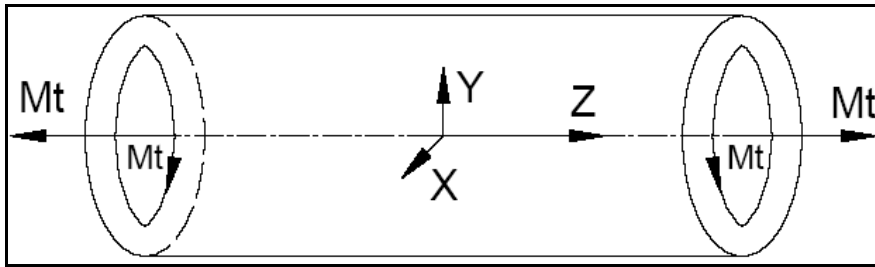


Figura 2. 11 Sollicitación torsional pura

En este caso:

$$\sigma_x = \sigma_y = \sigma_z = 0$$

$$\tau_{mx} = \tau_{xy}$$

$$\sigma_{1,2} = \pm \sqrt{\tau_{xy}^2} = \pm \tau_{m\acute{a}x} \quad (2.28)$$

Los planos donde se “ubican” las máximas tensiones normales (tensiones principales) $\sigma_{1,2}$ están a 45° de aquellos donde se ubica τ_{xy} , esto es a 45° con el plano XY.

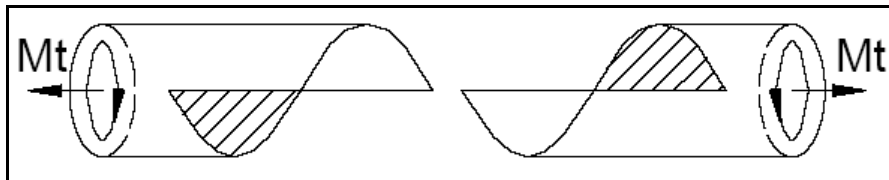


Figura 2. 12 Fractura material frágil bajo torsión

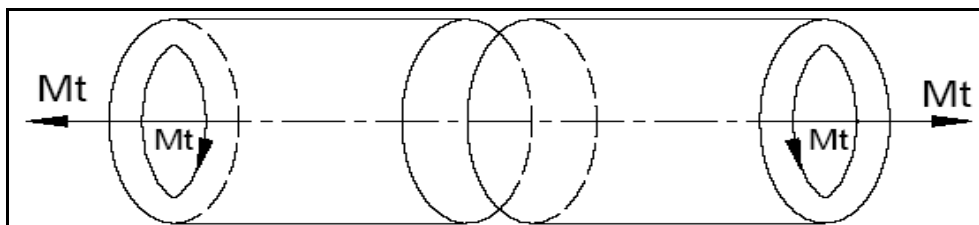


Figura 2. 13 Fractura material dúctil bajo torsión

Nuevamente se observa que los materiales de comportamiento frágil rompen por tensiones normales; en cambio, los materiales de comportamiento dúctil rompen por tensiones tangenciales en el plano XY.

2.5. TEORIAS DE FALLA.

2.5.1. FALLA DE MATERIALES FRAGILES BAJO CARGA ESTATICA.

Los materiales frágiles se fracturan en vez de ceder. La fractura frágil a tensión se considera causada por el esfuerzo a tensión normal sólo y, por lo tanto, en este caso es aplicable la teoría del esfuerzo normal máximo. La fractura frágil de compresión se debe a alguna combinación de esfuerzo normal a compresión y de esfuerzo cortante, por lo tanto se requiere una teoría diferente de fallas. Para tomar en consideración todas las combinaciones de carga, se maneja una combinación de teorías.

2.5.2. CRITERIOS DE FRACTURA PARA MATERIALES FRAGILES.

Los materiales frágiles están caracterizados por el hecho de que cuando son sometidos a una prueba de tensión, fallan repentinamente por ruptura o fractura, sin fluencia. Cuando un elemento estructural o componente de máquina hecho de material frágil está bajo tensión uniaxial, el valor del esfuerzo que lo hace fallar es igual a la resistencia última del material σ_U , determinada de una prueba de tensión, puesto que ambos, la probeta de tensión y el elemento o componente bajo investigación, están en el mismo estado de esfuerzo. Sin embargo cuando un elemento estructural o elemento de máquina está en un estado de esfuerzo plano, es conveniente determinar los esfuerzos principales σ_1 y σ_2 en cualquier punto dado y usar uno de los criterios que a continuación mencionaremos para predecir si el elemento estructural o elemento de máquina fallará.

2.5.2.1. Criterio del esfuerzo normal máximo.

De acuerdo con este criterio, un componente estructural dado falla cuando el máximo esfuerzo normal en el componente alcanza la resistencia última σ_U obtenida de una prueba de tensión de una probeta del mismo material. Así, el componente estructural será seguro mientras los valores absolutos de los esfuerzos principales σ_1 y σ_2 sean ambos menores que σ_U :

$$|\sigma_1| < \sigma_U \quad |\sigma_2| < \sigma_U \quad (2.29)$$

El criterio del máximo esfuerzo puede expresarse gráficamente como se muestra en la figura.

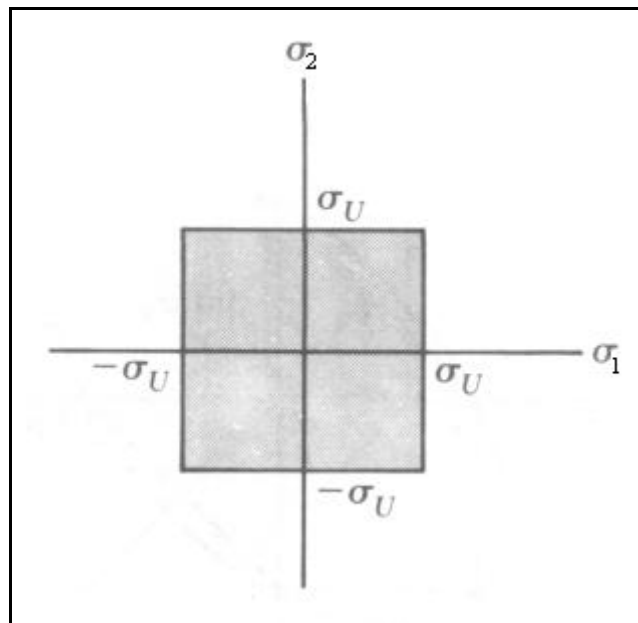


Figura 2. 14 Criterio del máximo esfuerzo normal⁵

Si el punto obtenido dibujando los valores σ_1 y σ_2 de los esfuerzos principales cae dentro del área cuadrada mostrada en la figura, el componente estructural es seguro. Si cae fuera del área, el componente fallará.

El criterio del máximo esfuerzo normal, también conocido como criterio de *Coulomb*, en honor al físico Francés Charles Augustín de Coulomb (1736-

⁵ Tomada de Mecánica de Materiales de Beer -Johnston 2^{da} Edición; Pág. 368

1806), experimenta una importante limitación, puesto que se basa en la hipótesis de que la resistencia última del material es la misma a tensión que a compresión, este caso se presenta raras veces, por que la presencia de fallas en el material, como grietas microscópicas o cavidades, que tienden a debilitar el material sometido a tensión, no afectan apreciablemente su resistencia a compresión. Además, este criterio no considera efectos distintos de los esfuerzos normales en el mecanismo de falla del material.

2.5.2.2. Criterio de Mohr.

Este criterio, sugerido por el ingeniero alemán Otto Mohr, puede usarse para predecir el efecto de un estado dado de esfuerzo plano en un material frágil, cuándo los resultados de varios tipos de pruebas están disponibles para el material.

Primero supóngase que se han realizado una prueba de tensión y otra de compresión en un material dado y que se han determinado los valores σ_{UT} y σ_{UC} de los esfuerzos últimos a tensión y a compresión para dicho material. El estado de esfuerzo correspondiente a la ruptura de la probeta a tensión puede representarse en un diagrama de círculo de Mohr por el círculo que interseca el eje horizontal en O y en σ_{UT} .

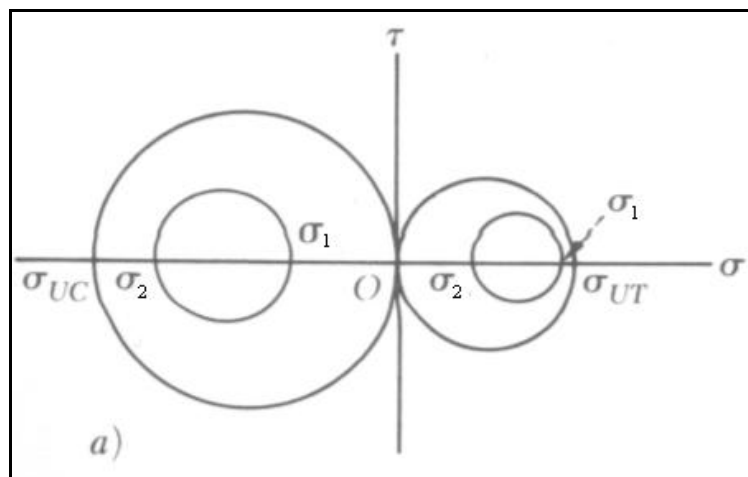


Figura 2.15 Estado de esfuerzo correspondiente a la ruptura de la probeta a tensión (a)⁶

⁶ Tomada de Mecánica de Materiales de Beer -Johnston 2^{da} Edición; Pág. 368

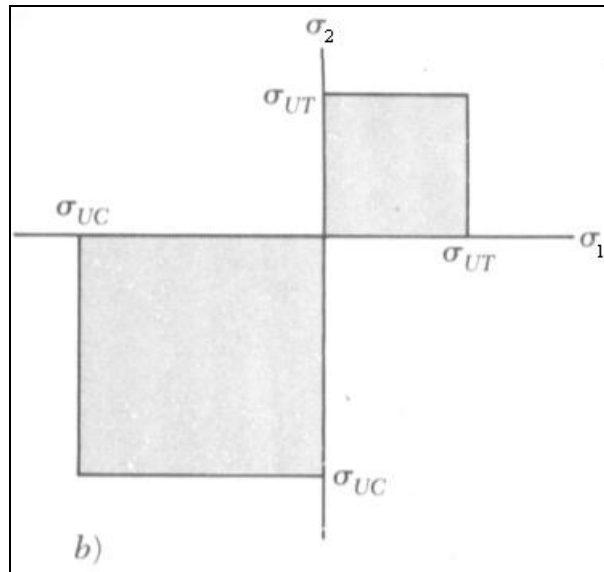


Figura 2. 16 Estado de esfuerzo correspondiente a la ruptura de la probeta a tensión (b)⁷

Análogamente, el estado correspondiente a la falla de la probeta por compresión puede representarse por el círculo que corta al eje horizontal en O y en σ_{UC} . Es claro que un estado de esfuerzo representado por un círculo enteramente contenido en cualquiera de estos dos círculos será seguro. Así, si los dos esfuerzos principales son positivos, el estado esfuerzos es seguro mientras $\sigma_1 < \sigma_{UT}$ y $\sigma_2 < \sigma_{UT}$; si ambos esfuerzos principales son negativos, el estado de esfuerzo es seguro siempre que $|\sigma_1| < |\sigma_{UC}|$ y $|\sigma_2| < |\sigma_{UC}|$

Dibujando el punto de coordenadas de σ_1 y σ_2 véase la figura 2.16, se verifica que el estado de esfuerzo es seguro mientras el punto caiga dentro de una de las áreas cuadradas mostradas en la figura.

Para analizar lo casos cuando σ_1 y σ_2 tienen signos opuestos, se supondrá que se ha realizado una prueba de torsión en el material y que se ha determinado su resistencia última a cortante, τ_U . Dibujando el círculo cerrado en O , que representa el estado de esfuerzo correspondiente a la falla de la probeta de la prueba de torsión, se observa que cualquier estado de esfuerzo representado por un círculo contenido en este círculo, es también seguro.

⁷ Tomada de Mecánica de Materiales de Beer -Johnston 2^{da} Edición; Pág. 368

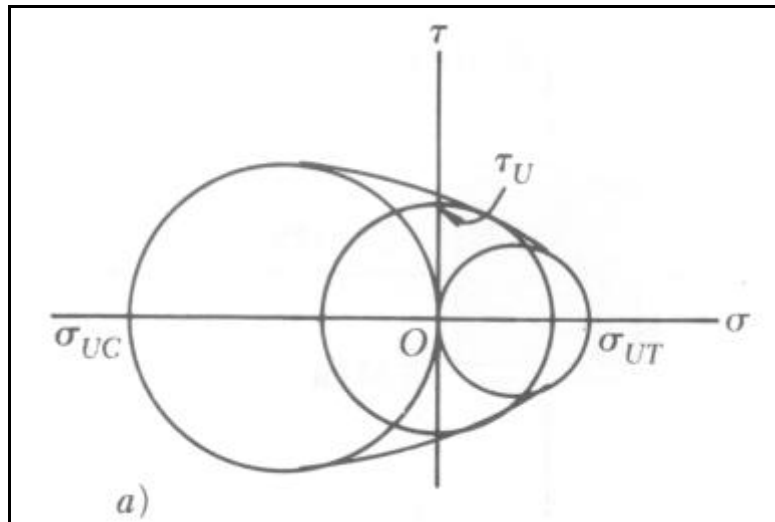


Figura 2. 17 Estado de esfuerzo a la falla de la probeta de la prueba de torsión (a)⁸

El criterio de Mohr es una extensión lógica de esta observación: de acuerdo con el criterio de Mohr, un estado de esfuerzo es seguro si esta representado por un círculo localizado enteramente dentro del área limitada por la envolvente de los círculos correspondientes a los datos disponibles. Las porciones restantes del diagrama de esfuerzos principales pueden obtenerse dibujando varios círculos tangentes a esta envolvente, determinando los valores correspondientes de σ_1 y σ_2 , y trazando los puntos de coordenadas σ_1 y σ_2 .

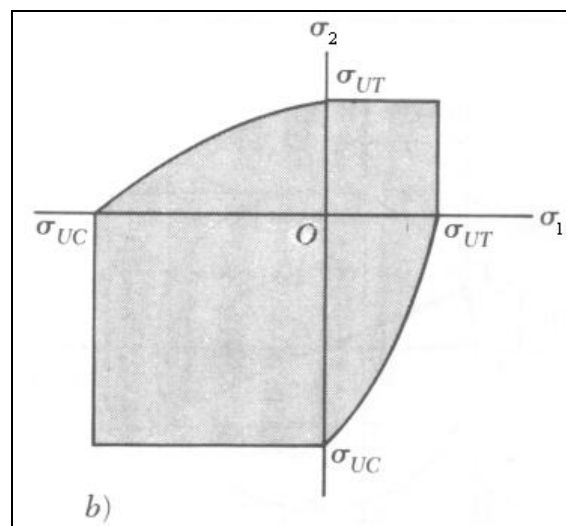


Figura 2. 18 Porciones restantes del diagrama de esfuerzos principales (b)⁹

⁸ Tomada de Mecánica de Materiales de Beer -Johnston 2^{da} Edición; Pág. 369

⁹ Tomada de Mecánica de Materiales de Beer -Johnston 2^{da} Edición; Pág. 369

CAPÍTULO 3

ESTUDIO Y SELECCIÓN DE LA ALTERNATIVA MÁS IDÓNEA

3.1. ESTUDIO DE LA ALTERNATIVA MÁS IDÓNEA.

En el diseño y la construcción de equipos se debe tener en cuenta las características que influyen en el diseño del elemento, o en todo el sistema. A menudo se debe considerar muchas de esas características en una situación de diseño dado. Entre las más importantes se mencionarán las siguientes:

3.1.1. SEGURIDAD

Todos los equipos y máquinas presentan elementos mecánicos que pueden ocasionar accidentes el momento de manipular los mismos.

Es por esto que todos los equipos y máquinas deben tener la debida protección, así por ejemplo cubrir con protectores los elementos mecánicos que nos puedan ocasionar accidentes, además de contar con indicaciones en cada caso, en lo posible utilizar códigos de colores para señalar riesgos físicos¹⁰.

3.1.2. CORROSIÓN

La corrosión básicamente es el deterioro de un material como resultado de un ataque químico de su entorno. Puesto que la corrosión es causada por una reacción química, la velocidad a la que la corrosión tiene lugar depende de cierta medida de la temperatura y de la concentración de reaccionantes y productos. El esfuerzo mecánico y la erosión son factores que pueden contribuir también a la corrosión.

¹⁰ Tomado de La Seguridad Industrial de Grimaldi-Simonds 2^{da} Edición; Pág. 341

La mayor parte de los metales son corroídos en alguna extensión por el agua y la atmósfera. Los metales pueden ser corroídos por ataque químico directo de soluciones químicas, metales líquidos y en soldadura.

En lugares o partes soldadas, la corrosión ocurre desde el momento en que el aire hace contacto con la soldadura caliente, debido a que las muescas y grietas producidas por la misma son puntos de corrosión; es decir que el calor de la soldadura causa cambios en los metales que pueden provocar que la resistencia a la corrosión cambie drásticamente llegando incluso a veces que ésta se pierda.

Los materiales no metálicos como cerámicos no sufren ataque electroquímico pero pueden deteriorarse por ataque químico directo.

En ingeniería la corrosión debe considerarse como un proceso destructivo y representa una considerable pérdida económica.

3.1.3. MANTENIMIENTO

El mantenimiento es una herramienta que sirve para alargar la vida útil, asegurando y evitando averías en los diferentes equipos.

Debido a la falta de mantenimiento o un mantenimiento incorrecto pueden causar accidentes y al mismo tiempo costos elevados o pérdidas en equipos o en productos¹¹.

Se debe poner un mayor énfasis en realizar un mantenimiento preventivo ya que con esto decrece el riesgo de daños secundarios en el equipo y además decrece el tiempo extra de personal de mantenimiento.

Los objetivos operacionales del mantenimiento son:

¹¹ Apuntes de clase de Ingeniería de Mantenimiento y Seguridad Industrial, Escuela Politécnica del Ejército, Profesor Ing. Juan Díaz.

- Mantener operativos tanto la maquinaria como los equipos.
- Asegurar la máxima disponibilidad de equipos a costos razonables.
- Extender la vida útil de los equipos y máquinas.
- Promover servicio que advertirá pasos de emergencia.
- Mantener una planta y sus equipos con el máximo de economía.
- Asegurar el desempeño de alta calidad.
- Garantizar la seguridad y operación eficientes en todo tiempo.
- Llevar un control de limpieza y orden.
- Inspección de equipo y lubricación.

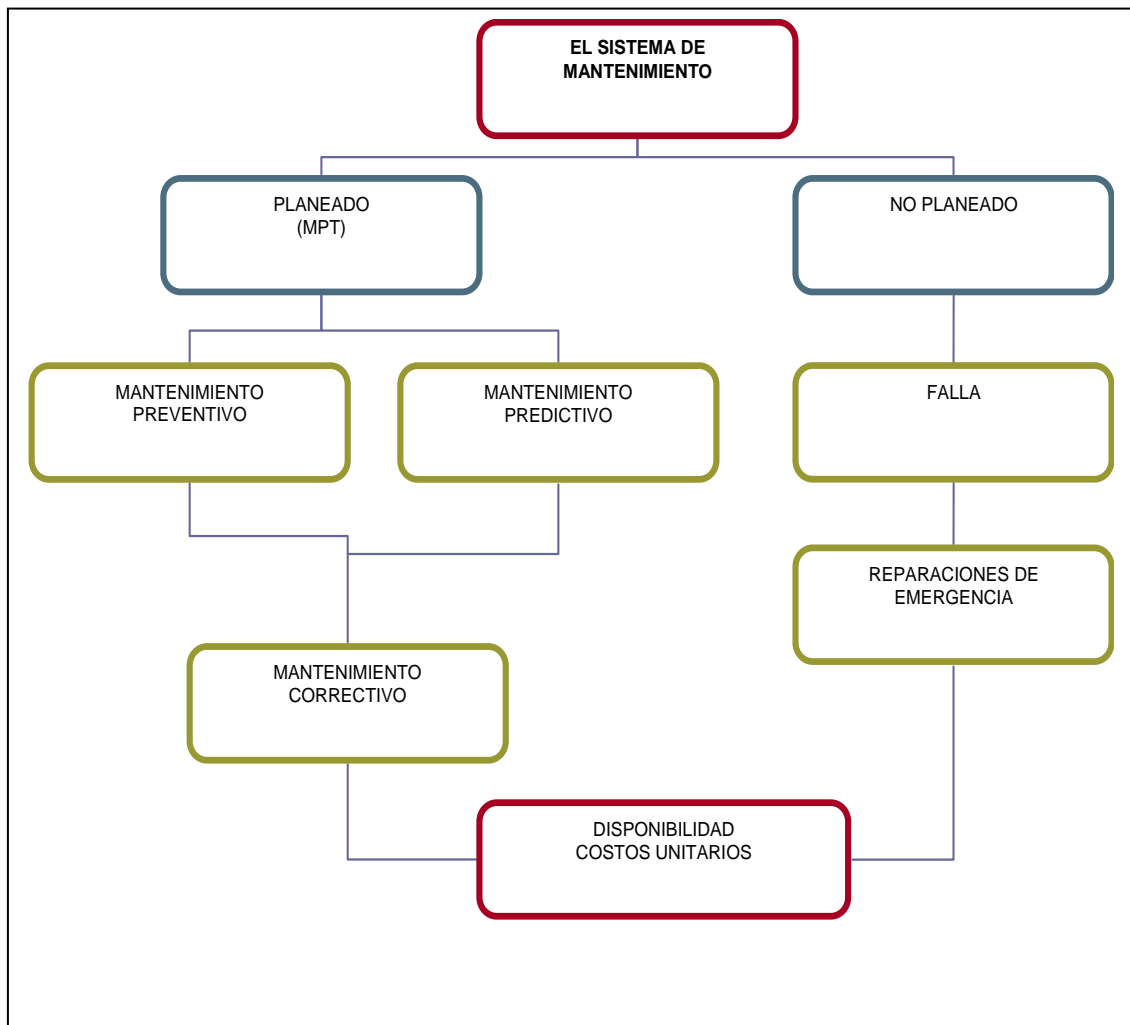


Figura 3. 1 Organización de los sistemas de mantenimiento

3.1.4. COSTOS

La consideración del costo en el diseño y construcción tiene una función tan importante en el proceso de la decisión de diseño que fácilmente podríamos emplear el mismo tiempo en estudiar el factor del costo como en el estudio de todo el tema de diseño.

Primero, hay que aclarar que no se puede decir nada en un sentido absoluto respecto a los costos. Los materiales y la mano de obra directa a menudo incrementan su costo de un año para el otro.

En el caso del equipo de ensayos de materiales frágiles sometidos a torsión y flexión, se tiene que realizar un análisis de costos detallado, debido a que cada parte del mismo puede tener elementos de elevado costo y dependientes de la magnitud de ellos.

En este caso se hace indispensable la utilización de elementos de calidad pero aún más necesario es que, el proyecto tiene que desarrollarse con medios económicos bajos.

3.1.5. FACILIDAD DE USO

La facilidad en el uso de los equipos está un buen desarrollo de una determinada práctica de laboratorio, ya que por lo general siempre se encuentra con dispositivos y simbología complicados con lo que los estudiantes presentan cierto tipo de temor y desconfianza en el momento de manipular los equipos.

Tomar muy en cuenta la seguridad del operario para la facilidad de uso, para no tener ningún tipo de peligro durante la operación del equipo.

Se debe utilizar lenguaje entendible e indicaciones de uso, además se deben normar o estandarizar los pasos a seguir para el manejo correcto y seguro de los equipos.

3.1.6. VIDA ÚTIL

Igual que en cualquier otro equipo, nada es absoluto en ingeniería. La vida útil del equipo depende de la resistencia de los materiales y del mantenimiento que se le de al equipo pero se puede decir que la vida útil de un equipo está cuantificada por el tiempo de utilización con resultados óptimos de éste, para el propósito que está dispuesto el mismo.

La vida útil está relacionada con la calidad de los elementos que conforman un sistema, como también a la frecuencia de utilización del equipo.

Uno de los puntos con que se relaciona directamente la vida útil es con el mantenimiento de los equipos y sus elementos; debido a que si se posee controles preventivos sobre los equipos, se advierte sobre posibles fallas futuras en ella.

3.1.7. FORMA Y TAMAÑO

La forma y el tamaño en el diseño y construcción de un equipo es uno de los factores muy importantes a considerar ya que la optimización de espacios y volúmenes permiten maximizar las utilidades, de tal manera que el equipo resultante se comporte o lleve a cabo su función sin interrupciones.

La disponibilidad de espacios en el lugar donde se sitúan los equipos es fundamental en el transcurso de las prácticas.

Otros de los aspectos a considerarse dentro del tamaño es la circulación de los operarios del equipo, ya que estos deben contar con el espacio suficiente para desarrollar las prácticas o ensayos a plenitud.

3.1.8. MONTAJE

Una vez seleccionada el equipo o la instalación, se debe poner cuidado en el lugar de ubicación y en el montaje, teniendo muy en cuenta la conexión y adecuación con el resto del laboratorio.

En el montaje de sistemas mecánicos se realizan tareas tales como revisión y resolución de problemas de: acoplamientos, juegos, holguras, alineaciones, características, vibraciones.

3.1.9. CONTROL

Existe una gran variedad de dispositivos para controlar y proteger los diferentes sistemas mecánicos, neumáticos e hidráulicos de un equipo. La elección de cualquiera de ellos depende de factores tales como el proceso de producción, el costo de instalación, el efecto sobre la producción, los requisitos de mantenimiento la facilidad y efectividad¹².

Un sistema de control está compuesto de: parte operativa y parte de mando. La parte operativa está formada por los accionadores que actúan sobre un proceso:

- Cilindros neumáticos
- Cilindros hidráulicos
- Motores neumáticos
- Motores hidráulicos
- Motores eléctricos
- Válvulas

La parte de mando es la que dirige u ordena las acciones de la parte operativa.

¹² Tomado de Manual de Mecánica Industrial, Tomo III Autómatas y Robótica; Pág. 15

3.2. SELECCIÓN DE LA ALTERNATIVA MÁS IDÓNEA.

En ingeniería para seleccionar una alternativa se procede a tomar en cuenta parámetros unos más sobresalientes que otros con su respectivo valor en porcentaje al momento de la evaluación o calificación en una matriz de selección.

Se ha considerado para el presente proyecto, los principales componentes del equipo de ensayos de materiales frágiles sometidos a torsión y flexión como son:

- El material y recubrimiento de la estructura en donde va ir asentado el equipo de ensayos.
- El mecanismo de transmisión de la fuerza estática a la probeta.
- La marca y tipo de rodamientos usados como pivotes del equipo de ensayo de materiales frágiles sometidos a torsión y flexión.
- El mecanismo de sujeción (mandril) para la probeta que se utilizará en el equipo de ensayo de materiales sometidos a torsión y flexión.
- El tipo de motor, potencia y características del mismo.
- El sistema de control.

3.2.1. ALTERNATIVA NÚMERO 1.

La primera alternativa tiene las siguientes características:

- **Estructura soporte:** Estructura metálica, cubierta con pintura anticorrosiva.
- **Mecanismo de aplicación de carga:** Aplicación de carga mediante pistón hidráulico vertical.
- **Rodamientos:** De bolas marca SKF como pivotes.

- **Sistema de sujeción:** Tipo mandril, ajuste mecánico-manual (mediante llave).
- **Motor:** Monofásico de alta velocidad de última generación (potencia: ½ HP, velocidad máxima 1800 rpm).
- **Control:** Dinamómetro de 5kg, medidor de ángulos con apoyos de caucho, caja reductora de velocidades, medidor de torque con las revoluciones a la salida del reductor y sistema de encendido y apagado manual.

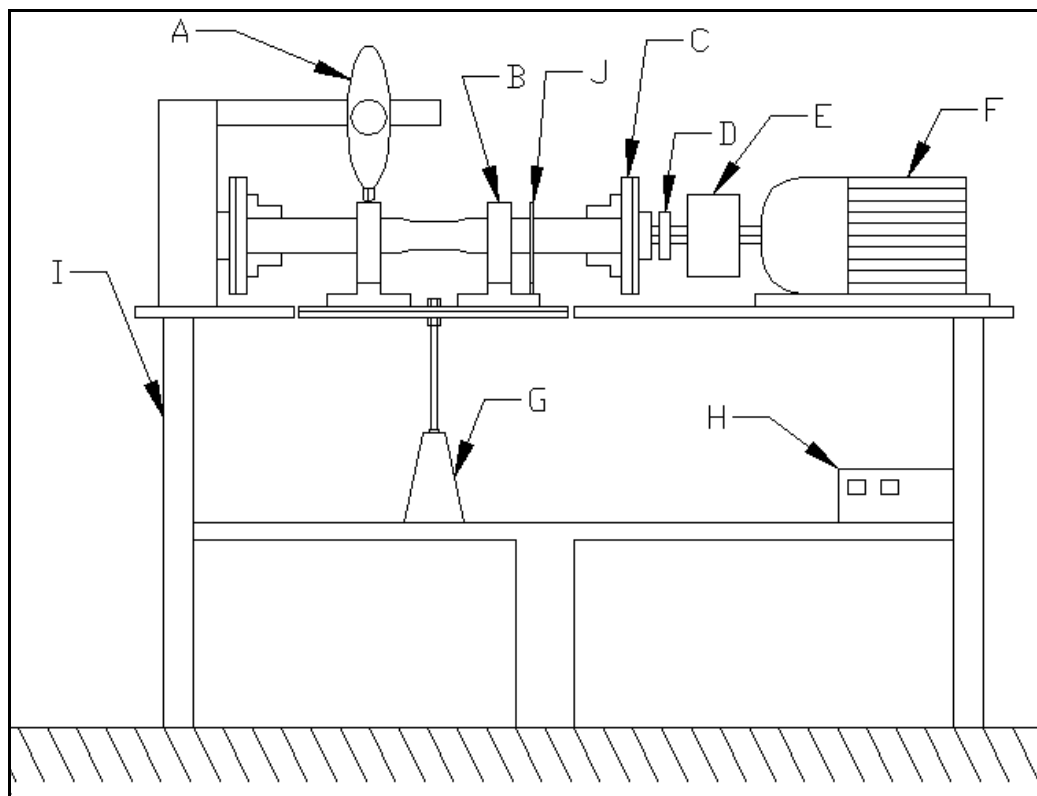


Figura 3. 2 Alternativa 1

- A) Dinamómetro
- B) Chumaceras
- C) Mordazas
- D) Medidor de torque
- E) Reductor de velocidades
- F) Motor

- G) Carga
- H) Control de encendido
- I) Estructura metálica
- J) Medidor de ángulos

3.2.2. ALTERNATIVA NÚMERO 2.

La segunda alternativa tiene las siguientes características:

- **Estructura soporte:** Estructura metálica, cubierta con pintura anticorrosiva.
- **Mecanismo de aplicación de carga:** Mediante un tornillo de fuerza que se encuentra ejerciendo la carga sobre la base donde se asientan las chumaceras.
- **Rodamientos:** De bolas marca FAG como pivotes.
- **Sistema de sujeción:** Tipo mandril, sin sistema de ajuste, con boca de tamaño establecido.
- **Motor:** Máquina de torsión AVERY RM-24 Modelo 6609 CH6:

Tabla 3. 1 Características técnicas Máquina de torsión AVERY

Características Técnicas			
Voltaje	220 V	Refrigerante	N/A
Fases	3	Tipo de motor	952 CT
Ciclos	50 Hz	Potencia	½ HP
Peso	700 Kg	Velocidad Máx Motor	420 rpm
Capacidad Máx	1500 (N-m)	Combustible	N/A

Fuente: Laboratorio de Resistencia de Materiales FIME.

- **Control:** Dinamómetro de 5kg, medidor de ángulos con apoyos de caucho, resortes para controlar la carga muerta del los chumaceras y su base, en el equipo AVERY se puede controlar la velocidad y medir el torque, sistema de encendido y apagado manual.

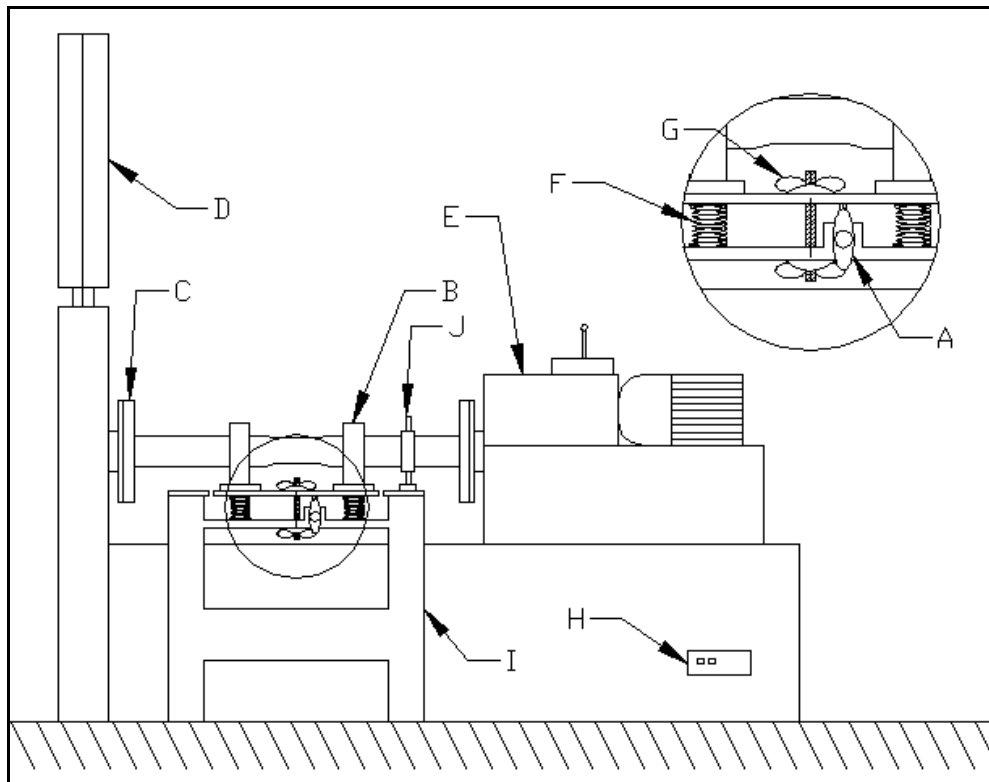


Figura 3. 3 Alternativa 2

- A) Dinamómetro
- B) Chumaceras
- C) Mordazas
- D) Medidor de torque
- E) Reductor de velocidades
- F) Resortes
- G) Tornillo de fuerza
- H) Control de encendido
- I) Estructura metálica
- J) Medidor de ángulos

3.2.3. ALTERNATIVA NÚMERO 3.

La tercera alternativa tiene las siguientes características:

- **Mecanismo de aplicación de carga:** Mecanismo tipo Y, con elevador mecánico y dinamómetro para generar carga.
- **Rodamientos:** Serán utilizados simplemente en forma de pivotes para facilitar la transmisión de carga en el mecanismo tipo Y para aplicación de fuerza, marca FAG.
- **Sistema de sujeción:** Tipo mandril, sin sistema de ajuste, con boca de tamaño establecido. Mandriles del equipo AVERY
- **Motor:** Equipo de torsión AVERY RM-24 Modelo 6609 CH6:



Figura 3. 4 Equipo de torsión AVERY

Tabla 3. 2 Características técnicas Equipo de torsión AVERY

Características Técnicas			
Voltaje	220 V	Refrigerante	N/A
Fases	3	Tipo de motor	952 CT
Ciclos	50 Hz	Potencia	½ HP
Peso	700 Kg	Velocidad Máx Motor	420 rpm
Capacidad Máx	1500 (N-m)	Combustible	N/A

Fuente: Laboratorio de Resistencia de Materiales FIME.

- **Control:** En el equipo AVERY se puede controlar la velocidad y medir el torque, sistema de encendido y apagado manual.

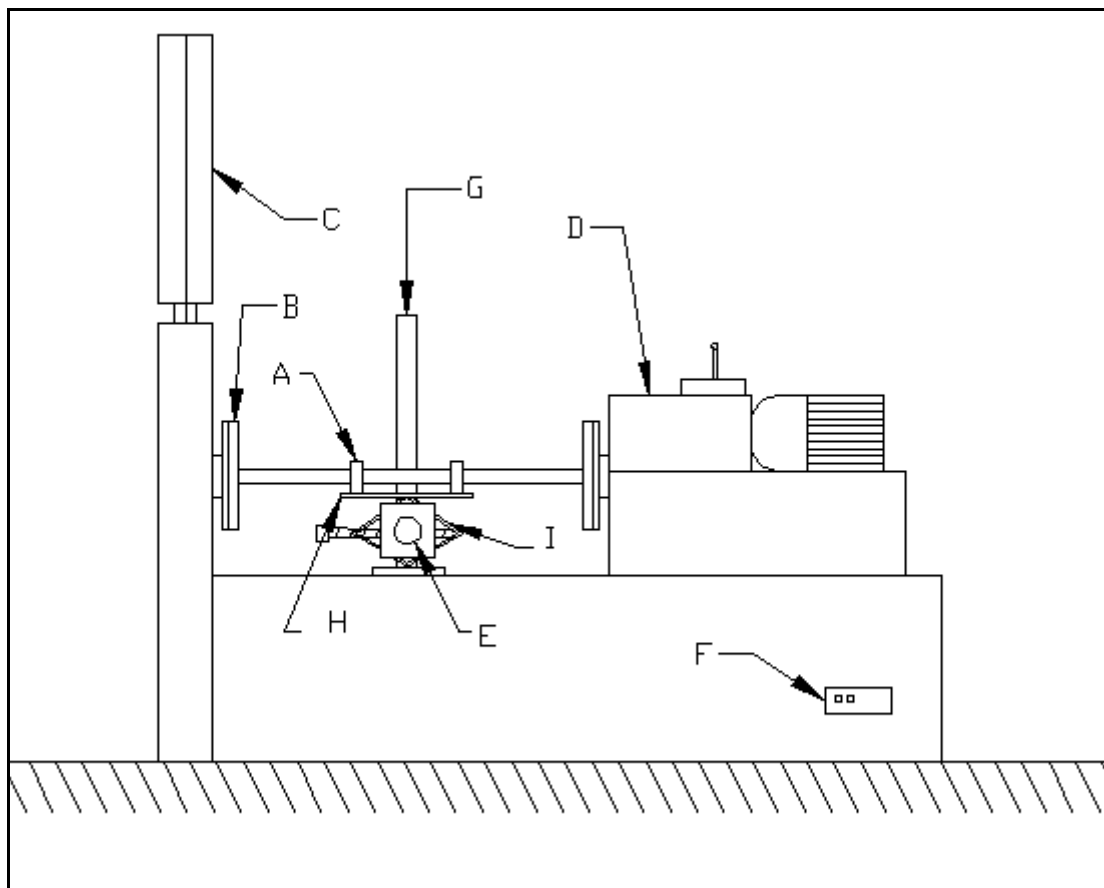


Figura 3. 5 Alternativa 3

- A) Chumaceras
- B) Mandriles

- C) Medidor de torque
- D) Reductor de velocidades
- E) Dinamómetro
- F) Control de encendido
- G) Soporte
- H) Placa transmisora de fuerza
- I) Elevador mecánico

3.2.4. MATRIZ DE SELECCIÓN.

Tabla 3. 3 Matriz de selección de alternativa

PARÁMETRO	ALTERNAT. N° 1	Calif.	Fact Imp.	Sub Tot.	ALTERNAT. N° 2	Calif.	Fact Imp.	Sub Tot.	ALTERNAT. N° 3	Calif.	Fact Imp.	Sub Tot.
SEGURIDAD	Baja por altas revoluciones	5	5	25	Media por menor # de piezas	7	5	35	Alta por mayor alineación	8	5	40
COSTOS	Alto por motor y caja reductora	3	5	15	Medio por tornillo y resortes	6	5	30	Bajo por adaptación a equipo	8	5	40
FACILIDAD DE USO	Baja por nivelación de probeta	4	4	16	Media por resistencia de resortes	5	4	20	Alta por aplicación de carga	9	4	36
CONTROL	Medio por instrumento.	8	4	32	Medio por dinamómetro.	7	4	28	Bajo por aplicación de carga	4	4	16
VIDA ÚTIL	Alta por equipo nuevo	9	4	36	Media por motor usado	7	4	28	Media por motor usado	7	4	28
MTTO	De fácil Mtto.	8	3	24	De fácil Mtto.	8	3	24	De fácil Mtto.	8	3	24
TAMAÑO	Alto por motor nuevo y carga	5	3	15	Bajo por menor # de piezas	8	3	24	Bajo por adaptación a equipo	9	3	27
MONTAJE	Medio por estructura	5	2	10	Medio por resortes y tornillos	5	2	10	Alto por nivelación de probeta	4	2	8
CORROSIÓN	Buena por pintura anticorrosiva	8	1	8	Buena por pintura anticorrosiva	8	1	8	Buena por pintura anticorrosiva	8	1	8
Total				181				207				227

Fuente: Propia.

Tabla 3. 4 Factores de ponderación

Factor ponderado de importancia
1.- Baja
2.- Media Baja
3.- Media
4.- Media Alta
5.- Alta

Fuente: Propia

Por la alta calificación de la tercera alternativa optamos por diseñar y construir un sistema de aplicación de carga para el Equipo AVERY utilizado para ensayos de torsión ya existente en el Laboratorio de Resistencia de Materiales ESPE, ya que logramos reducir los costos y minoramos el tiempo de construcción.

CAPÍTULO 4

DISEÑO Y SIMULACIÓN UTILIZANDO SOFTWARE ADECUADO

4.1. SISTEMA MECÁNICO.

Los ingenieros tienen la tarea de definir y calcular las fuerzas, movimientos y cambios de energía a fin de determinar los materiales, formas, tamaños y procesos de manufactura necesarios para cada una de las partes o elementos mecánicos que componen un equipo¹³.

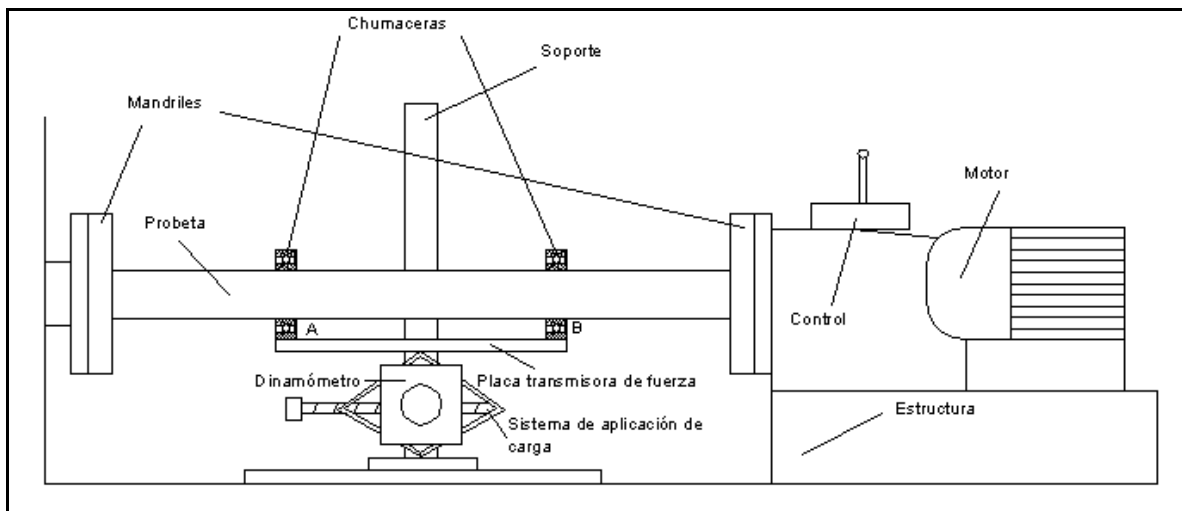


Figura 4. 1Esquema representativo del equipo de ensayo de torsión y flexión.

4.1.1. CÁLCULO DE LAS DIMENSIONES DE LA PROBETA

Para el cálculo de las dimensiones de la probeta es necesario calcular la mínima capacidad de torque y momento flector del equipo, es necesario tener en cuenta el criterio de falla de materiales frágiles, la teoría de la hipótesis de Coulomb-Mohr:

¹³ Apuntes de clase de Diseño de Elementos de Máquina, Escuela Politécnica del Ejército, Profesor Ing. Carlos Naranjo.

$$\frac{\sigma_1}{S_{ut}} - \frac{\sigma_2}{S_{uc}} = 1 \quad (4.1)$$

Para que el material frágil falle las relaciones entre los esfuerzos principales y resistencia del material tiene que ser mayor a la unidad.

Ya que la resistencia del material (hierro fundido), son datos ya definidos se debe dar valores aleatoriamente a los parámetros de fuerza y torque con el fin de conseguir la igualdad de la ecuación (4.1).

CAPACIDAD DE TORQUE Y MOMENTO FLECTOR

F := 100 N Material : Fundición de hierro gris clase

D := 0.016 m Tomado de Diseño de Norton , pag :99

L := 0.27 m

Ltotal := 2 · L Ltotal = 0.54 m

T := 135 N – m

Suc := 752000000 Pa Resistencia Máxima a la compresión

Sut := 221000000 Pa Resistencia Máxima a la tensión

$$I := \frac{\pi \cdot \left(\frac{D}{2}\right)^4}{4} \quad \text{m}^4 \qquad J := \frac{\pi \cdot \left(\frac{D}{2}\right)^4}{2} \quad \text{m}^4$$

$$M := \frac{F \cdot L}{4} \qquad M = 6.75 \quad \text{N – m}$$

$$\sigma := \frac{M \cdot \left(\frac{D}{2}\right)}{I} \qquad \sigma = 1.679 \times 10^7 \quad \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$$

$$\tau := \frac{T \cdot \left(\frac{D}{2}\right)}{J} \qquad \tau = 1.679 \times 10^8 \quad \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$$

$$\sigma_1 := \frac{\sigma}{2} + \sqrt{\left(\frac{\sigma}{2}\right)^2 + \tau^2} \qquad \sigma_1 = 1.765 \times 10^8 \quad \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$$

$$\sigma_2 := \frac{\sigma}{2} - \sqrt{\left(\frac{\sigma}{2}\right)^2 + \tau^2} \quad \sigma_2 = -1.597 \times 10^8 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$$

$$\frac{\sigma_1}{\text{Sut}} - \frac{\sigma_2}{\text{Suc}} = 1.011$$

Con estos resultados ya se establecen las dimensiones de la probeta a utilizarse para los ensayos de flexo-torsión.

4.1.1.1. CÁLCULO DE LAS REACCIONES EN LOS APOYOS.

Primero se analizará el diagrama de cuerpo libre de cargas externas que existirán en nuestra probeta.

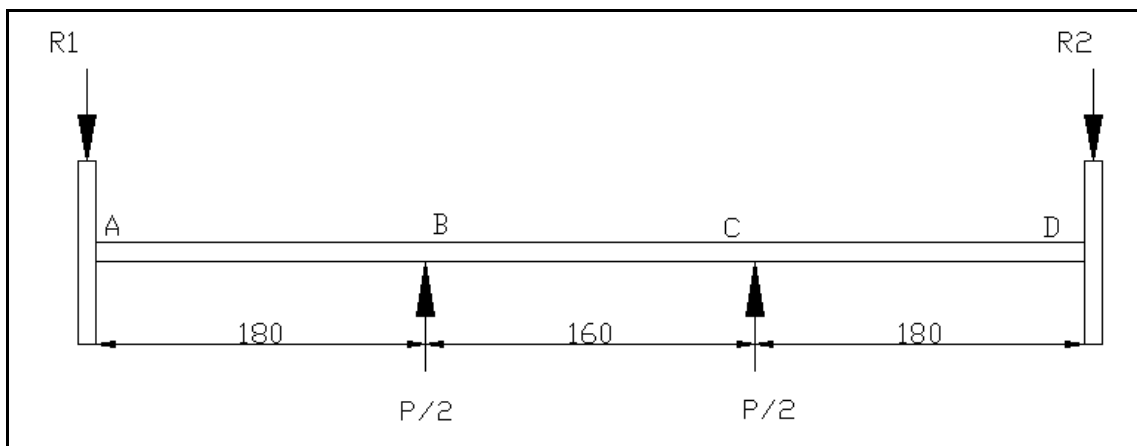


Figura 4. 2 Diagrama de cuerpo libre

Donde:

R_1 y R_2 = Reacciones en los empotramientos de la probeta.

$P/2$ = Cargas por elevador mecánico.

Los pesos de las chumaceras y placa soporte van a ser tomados en cuenta en el momento de los ensayos como una precarga o carga inicial.

Con lo cual se procede a evaluar las condiciones de equilibrio del sistema:

$$\sum F_y = 0$$

$$R1 - P/2 - P/2 + R2 = 0$$

$$P = R1 + R2$$

$$\sum M_A = 0$$

$$M1 - P/2 * (\overline{AB}) - P/2 * (\overline{AB} + \overline{BC}) + R2 * (\overline{AB} + \overline{BC} + \overline{CD}) - M2 = 0$$

$$M1 = M2$$

$$\overline{AB} = \overline{CD}$$

$$\therefore R1 = R2$$

(4.2)

$$P/2 = R2$$

(4.3)

Diagramas de fuerza cortante real:

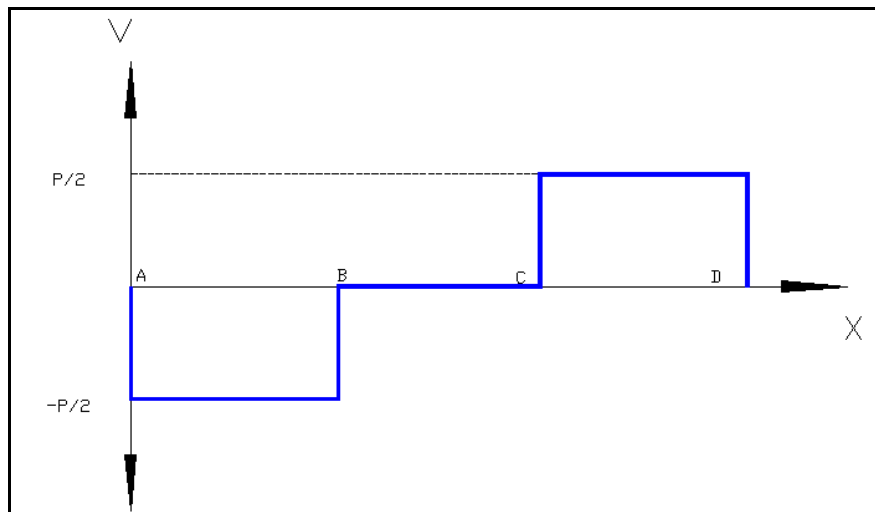


Figura 4.3 Diagrama de fuerza cortante real del sistema.

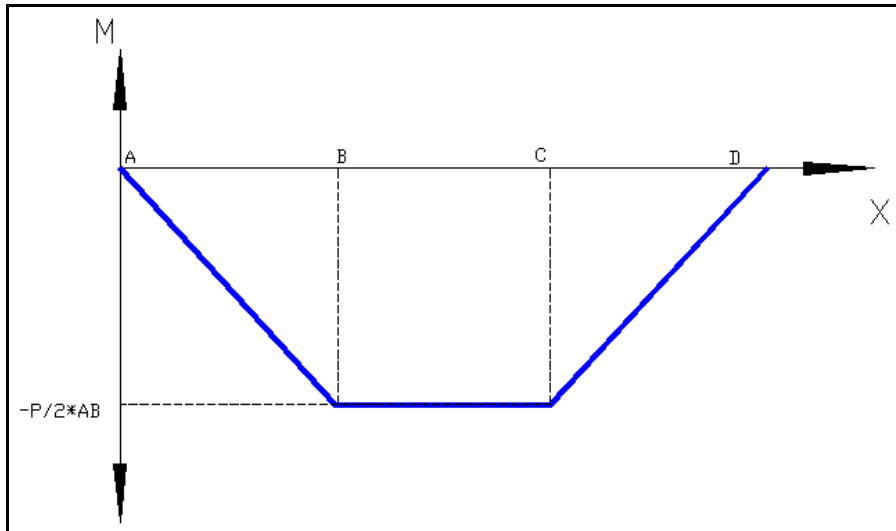


Figura 4. 4 Diagrama de momento flector real del sistema.

Para el cálculo de la carga P a aplicarse, se toma como valores dados la distancia entre rodamientos y el momento nominal máximo tomado del diagrama de momento flector que soporta el equipo, a continuación se detalla el cálculo de dicha carga.

Cálculo de la carga aplicada:

$AB := 0.18$ m Distancia AB

$M_{nom} := 9$ N - m Momento nominal

$$P := \frac{2 \cdot (M_{nom})}{AB}$$

$P = 100$ N Carga total a aplicarse mediante sistema c flexión

$$R1 := \frac{P}{2}$$

$R1 = 50$ N Reacción en el mandril

4.1.2. SISTEMA DE SUJECIÓN DE LA PROBETA.

El sistema de sujeción a utilizarse es el del equipo de torsión AVERY que se encuentra en el laboratorio de resistencia de materiales de la FIME, que son mandriles de dimensiones establecidas para las probetas de hierro fundido.

Las figuras a continuación fueron realizadas en el programa SolidWorks 2005 para facilitar el análisis estático que se lo detallará más adelante.

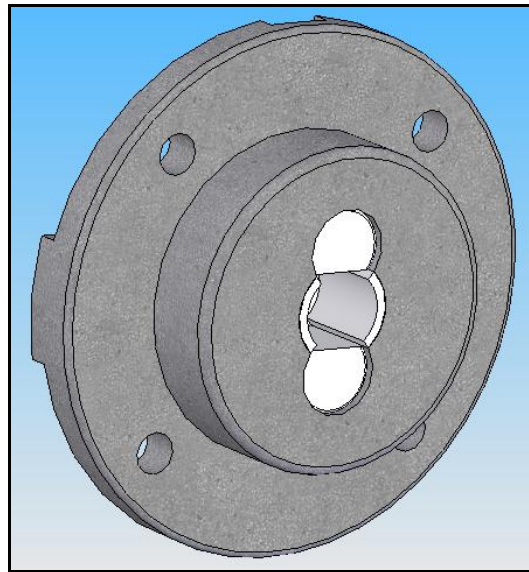


Figura 4. 5 Vista Frontal Mandril 1 Y 2

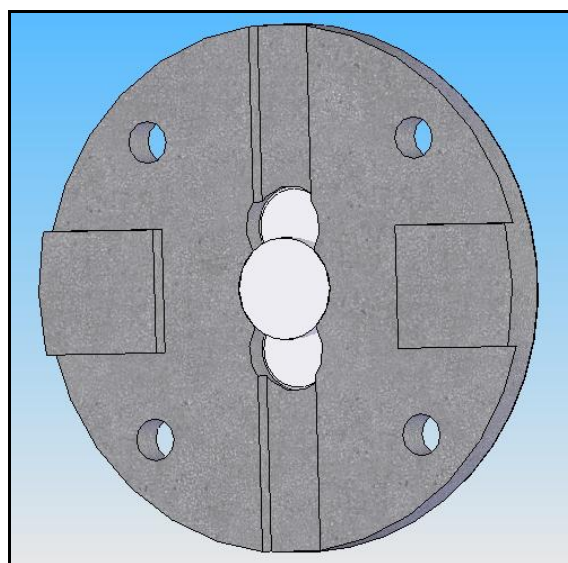


Figura 4. 6 Vista Posterior Mandril 1 Y 2

Las figuras que se detallan a continuación son de los mandriles reales que posee el equipo de torsión AVERY.



Figura 4. 7 Mandril del equipo AVERY

Los mandriles están acoplados a las piezas que posee el equipo de torsión AVERY, la una es de tipo fijo y la otra que es la que produce el torque a la probeta.



Figura 4. 8 Pieza móvil que transmite torque



Figura 4. 9 Pieza fija del Equipo AVERY

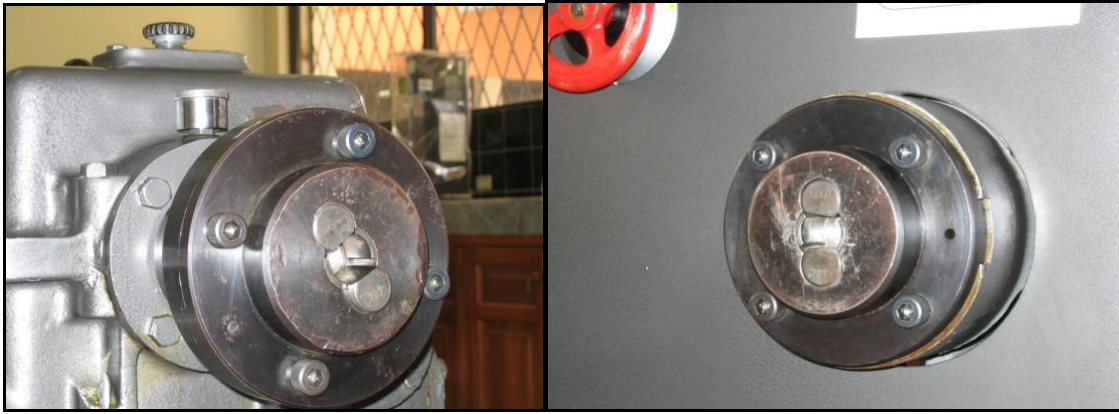


Figura 4. 10 Mandriles ensamblados a las piezas del equipo AVERY

4.1.2.1. Cálculo de los esfuerzos en los mandriles.

Es de vital importancia visualizar la geometría de las piezas con sus respectivas dimensiones para el cálculo de los esfuerzos presentes y así verificar el material de los mandriles.

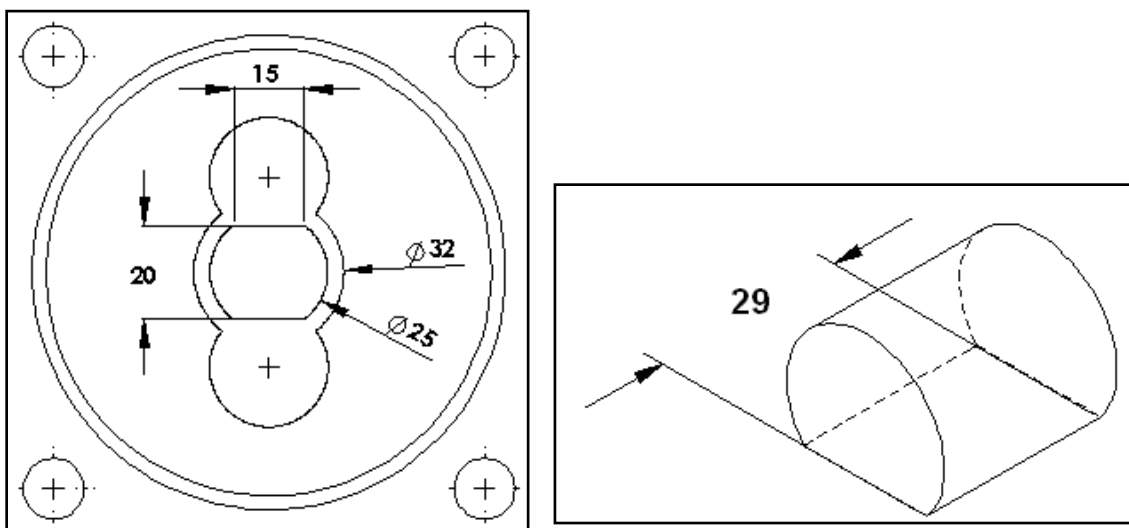


Figura 4. 11 Geometría de los mandriles en mm

4.1.2.1.1. Estudio estático en COSMOSWorks 2004

El estudio estático de los diferentes elementos que componen el ensayo de torsión y flexión en el equipo AVERY se lo hará en el programa

COSMOSWorks 2004 el cual es un programa de simulación de diseño por la técnica de elementos finitos.

Cosmos está basado en sólidos de geometría Parasolid, soporta archivos tipo ACIS y STEP AP203. COSMOSWorks puede conectarse con otros programas como SolidWorks y Pro/ENGINEER, con estas capacidades COSMOSWorks puede analizar las partes y ensambles creados en cualquier sistema CAD.

COSMOSWorks 2004 se impulsa por el rápido, robusto, y exacto solucionador que es en muchos casos 100 veces más rápido que cualquier técnica convencional de resolución. Se podrá rápidamente analizar las partes y ensambles creados en un sistema CAD.

4.1.2.1.2. Procedimiento para el análisis

Cargar un archivo de sólidos: Para empezar el trabajo en la barra de herramientas de SolidWorks pulsamos abrir, se carga un archivo de superficies, sólidos y regiones que en este caso fue realizado en SolidWorks por la facilidad de trabajo con COSMOSworks 2004.

Algo importante que destacar es que los sólidos generados deben tener tanto medidas como geometrías reales de los elementos utilizados y de su disposición para el ensamble.

Primero se va a analizar y a realizar un estudio detallado de los elementos por separado.

Definir un tipo de estudio adecuado: Una vez cargado el dibujo en el programa se procede a definir un tipo de estudio, múltiples son los tipos de estudios que permite el programa realizar, estos son:

- Estudio estático
- Estudio de frecuencia

- Estudio de pandeo
- Estudio térmico
- Estudio de optimización

En el presente caso se elegirá un estudio de cargas estáticas ya que la carga aplicada al Mandril es un torque que va a ser constante; para este efecto se utilizará la carga permisible máxima para obtener la capacidad nominal del equipo en este tipo de ensayo para materiales frágiles que es de 135 N-m, además se seleccionará un tipo de malla sólida.

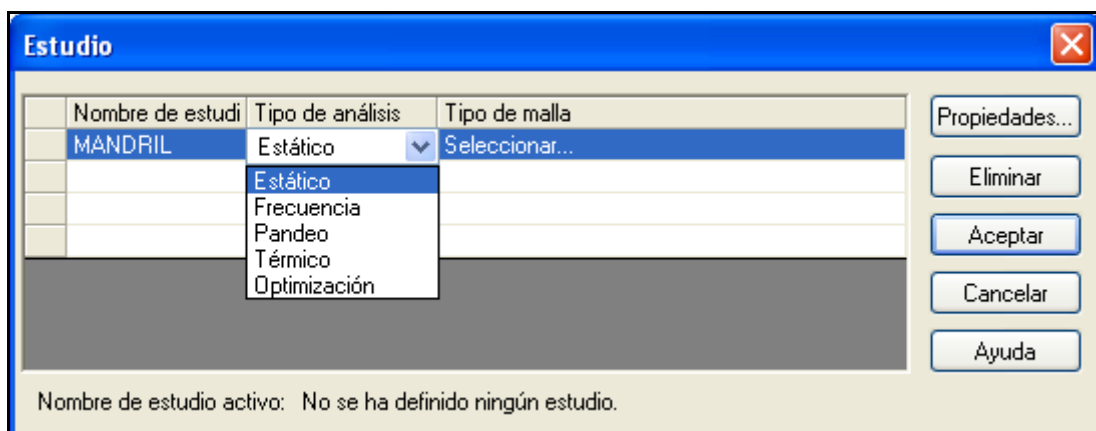


Figura 4. 12 Definición de un estudio estático en Cosmos

Aplicar el material: COSMOSWorks incluye una librería de las propiedades mecánicas y térmicas de los principales materiales usados en ingeniería, como por ejemplo las propiedades del acero aleado, el acero AISI 1020, AISI 1045, AISI 4130, acero inoxidable; así como también las propiedades de otros materiales metálicos y no metálicos como la fundición gris, aleaciones de aluminio, plástico, etc. Por omisión COSMOSWorks asume que los materiales de los componentes de los ensambles o piezas a analizarse son homogéneos, isotrópicos y linealmente elásticos; e igualmente admite cambiar estas propiedades a materiales del tipo linealmente elástico ortotrópico y linealmente elástico anisotrópico.

COSMOSWorks permite también agregar a sus bibliotecas de materiales, materiales personalizados con sus respectivas propiedades mecánicas, físicas y térmicas.

Para el caso de los mandriles seleccionamos un acero de alta resistencia como el 4130, acero inoxidable del cual se presume están hechos los mandriles del equipo AVERY.

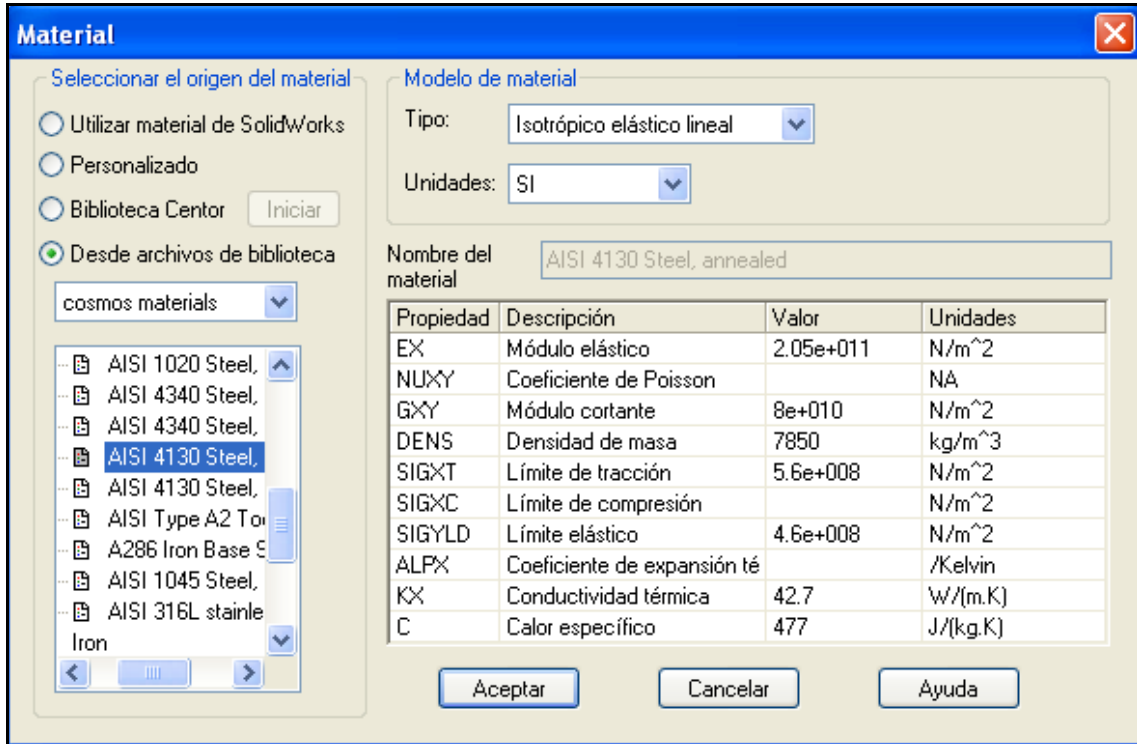


Figura 4. 13 Definición de un material para los mandriles

Cuando el estudio ya se definió COSMOSworks crea un árbol visualizador del diseño como se muestra en la Figura 4.14 que es un navegador estructurado que organiza todos los aspectos relacionados al análisis y despliega una representación esquemática de él o los componentes a analizarse si se trata de un solo elemento o si se trata de un ensamble.

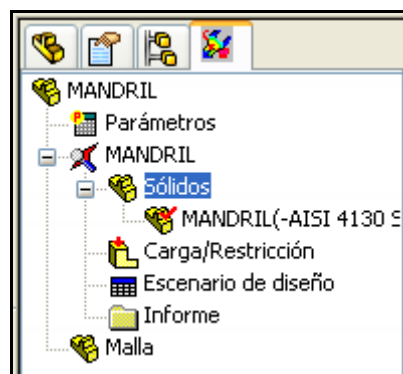


Figura 4. 14 Árbol visualizador del diseño

Aplicar cargas y restricciones: Las restricciones a las que están sometidos los mandriles son de tipo fijo en los cuatro agujeros para los pernos sujetadores, en la figura 4.15 esta restricción se puede apreciar con flechas de color verde en las tres direcciones, las cargas aplicadas son: una carga distribuida alrededor de la cara que tiene contacto con la probeta debido al momento flector que es de 68.877550 N/mm, debido a la torsión una carga distribuida sobre la cara en contacto del mandril de 367.123445491 N/mm y la reacción normal a la cara interna del mandril de 50 N, las cuales se las puede apreciar en la figura 4.15(d), con flechas de color rojo la carga producida por el torque en dirección normal a la cara interna figura 4.15(a), flechas de color amarillo producidas por el momento flector figura 4.15(b) y flechas de color azul debido a la reacción figura 4.15(c).

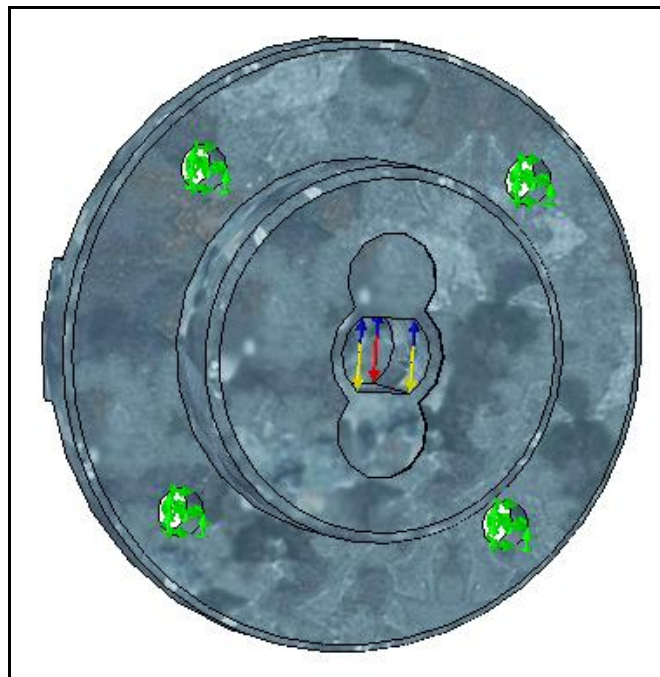


Figura 4. 15 Cargas y restricciones aplicadas al mandril

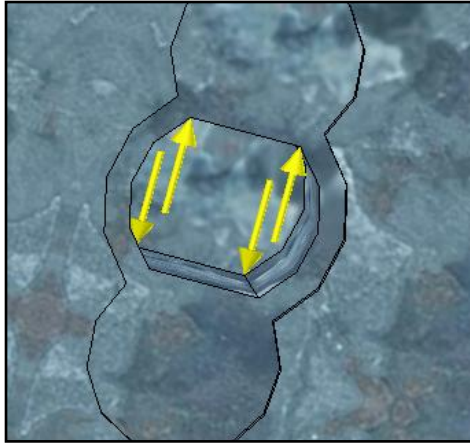


Figura 4.15 (a).



Figura 4.15 (b).

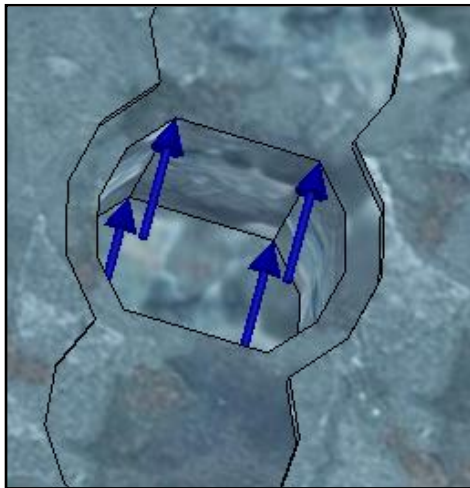


Figura 4.15 (c).

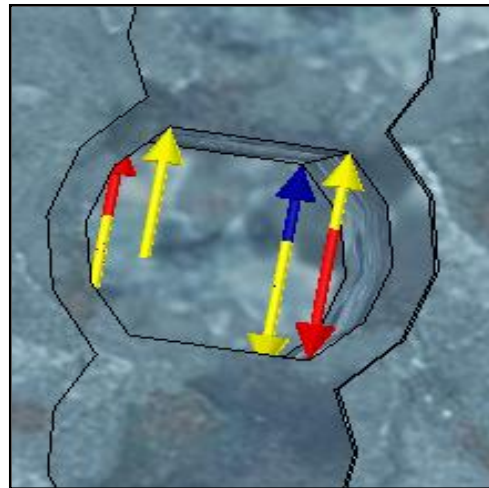


Figura 4.15 (d).

Crear la malla: COSMOSWorks es un software que utiliza el método de elementos finitos para sus análisis, por tanto necesitará para empezar con el estudio de cargas y restricciones para determinar esfuerzos, elongaciones y deflexiones el respectivo mallado que dará origen a los mencionados elementos finitos. En la figura 4.16 se puede observar el mallado del mandril.

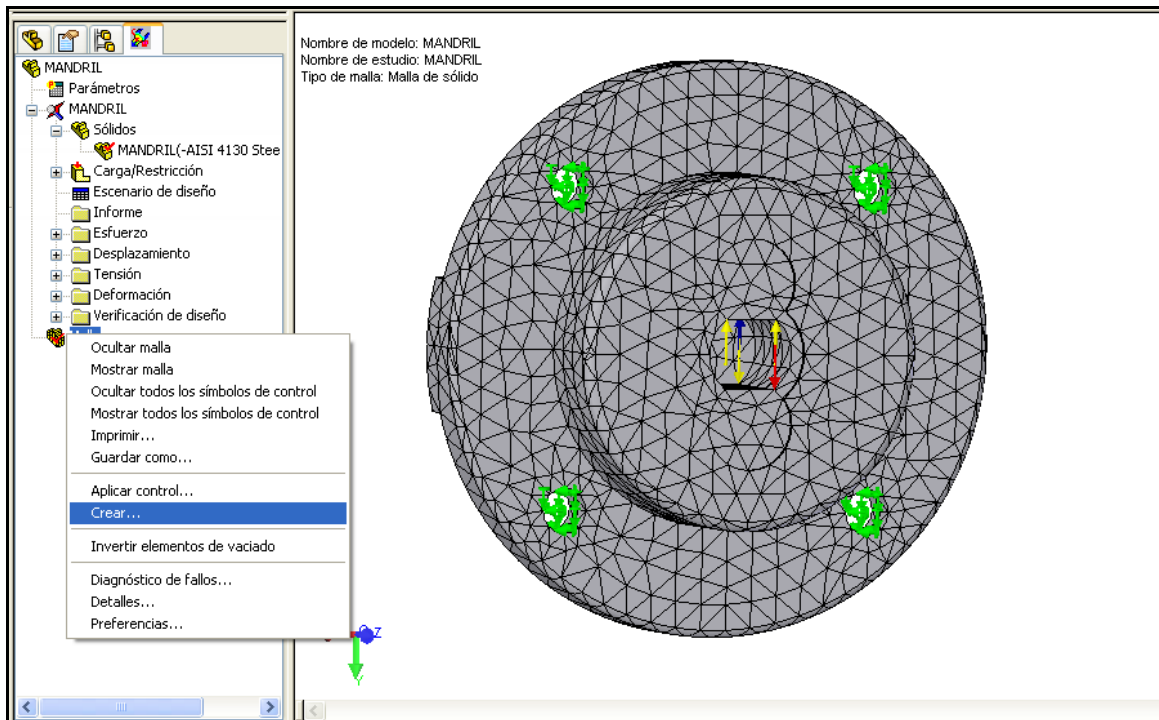
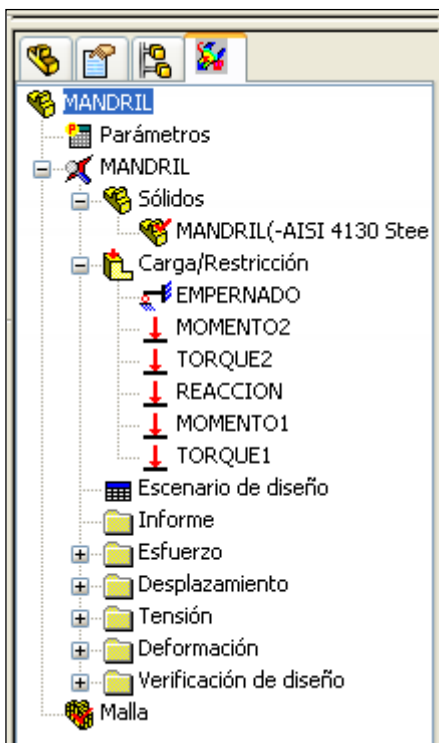


Figura 4. 16 Creación de mallado en el mandril

Y ahora el diseño ya está listo para correrlo y analizar sus resultados.



El árbol visualizador de diseño se crea en el lado izquierdo de la ventana de COSMOSWorks y proporciona una vista de los estudios definidos. Con este árbol fácilmente se puede manejar las entradas relacionadas al estudio como cargas, restricciones, cargas de cuerpos y también visualizar los resultados rápidamente.

Figura 4. 17 Vista de estudios definidos

4.1.2.1.3. Análisis de resultados

El objetivo de este análisis estático es definir el estado de esfuerzos, desplazamiento, tensión, deformación y verificación de diseño al cual se encuentran sometidos los mandriles.

El gráfico de esfuerzos luego del análisis en COSMOSWorks y para una mejor visualización es el siguiente:

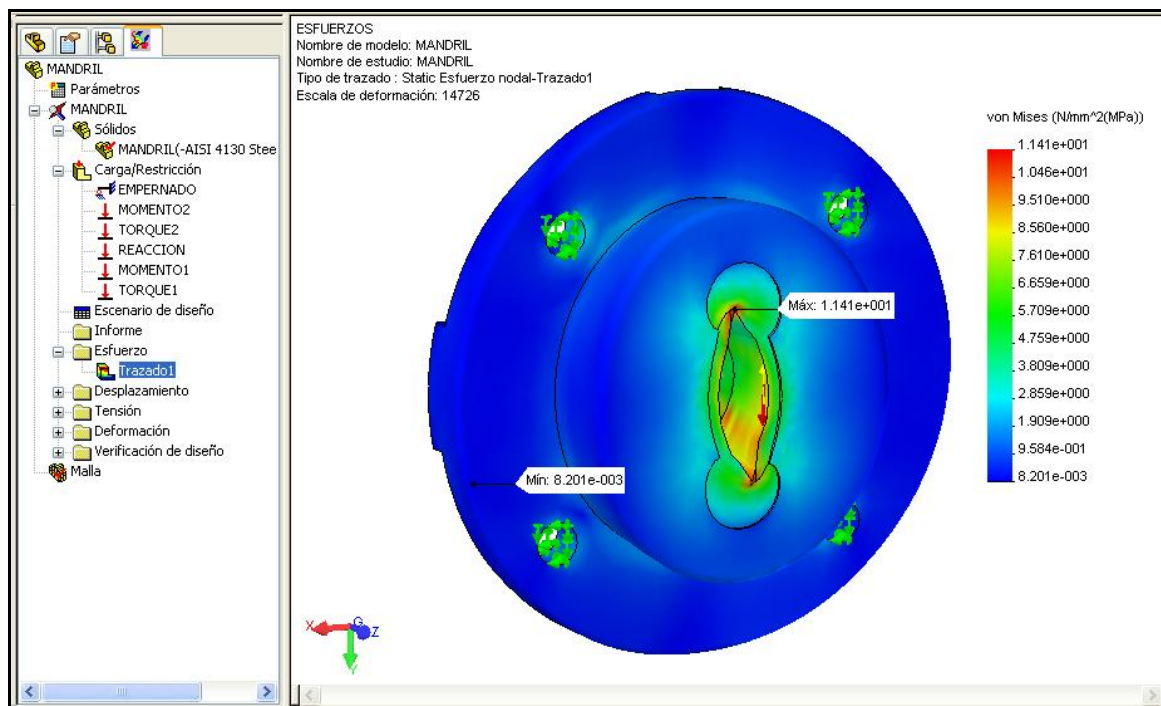


Figura 4. 18 Análisis de esfuerzos en el Mandril, Escala 1: 14726

Como se observa en la anterior figura el esfuerzo máximo en la cara es de 11.41 MPa, y el esfuerzo mínimo localizado en la mayor parte del Mandril es 0.008201 MPa, como el límite a la cedencia del acero AISI 4130 es de 560 MPa y este es superior al esfuerzo máximo de nuestro Mandril, significa que no fallará.

El gráfico de desplazamientos luego del análisis en COSMOSWorks y para una mejor visualización es el siguiente:

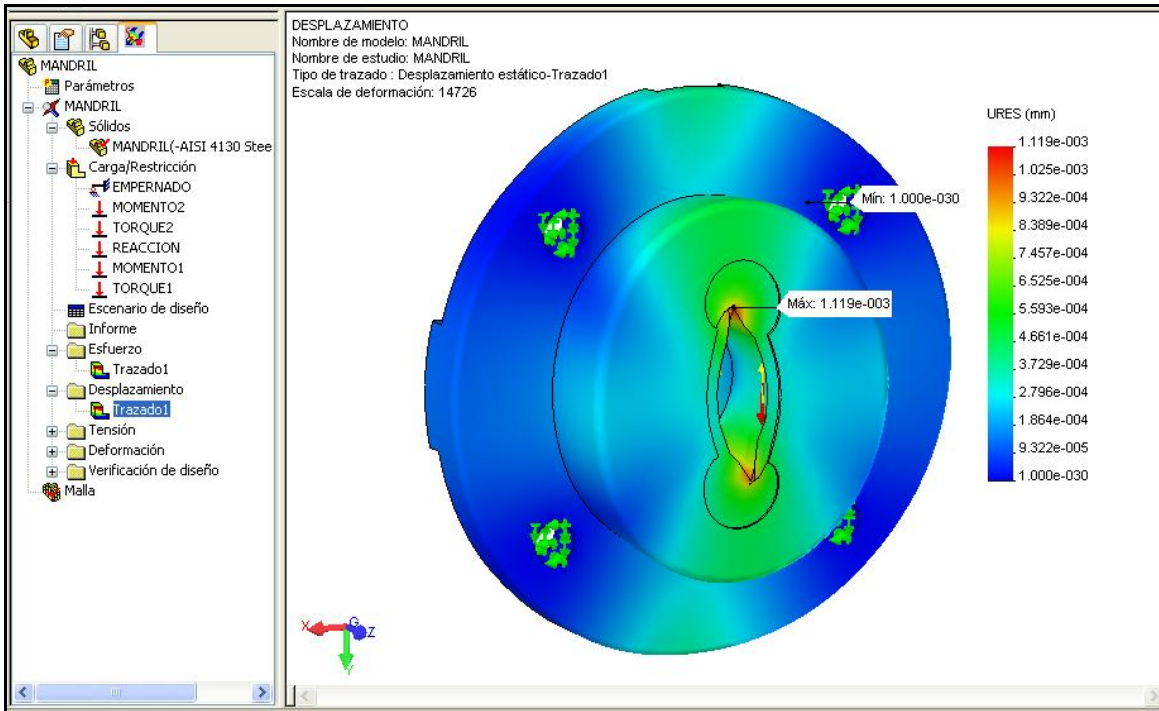


Figura 4. 19 Análisis de desplazamientos en el mandril, Escala 1: 14726

La zona crítica de desplazamiento que es la roja presenta un valor máximo de $1.119 \cdot E^{-3}$ mm y el valor mínimo de $1 \cdot E^{-30}$ mm que representa la zona azul o segura, lo que concluye que el mandril escogido no fallará ni por resistencia, ni por desplazamiento.

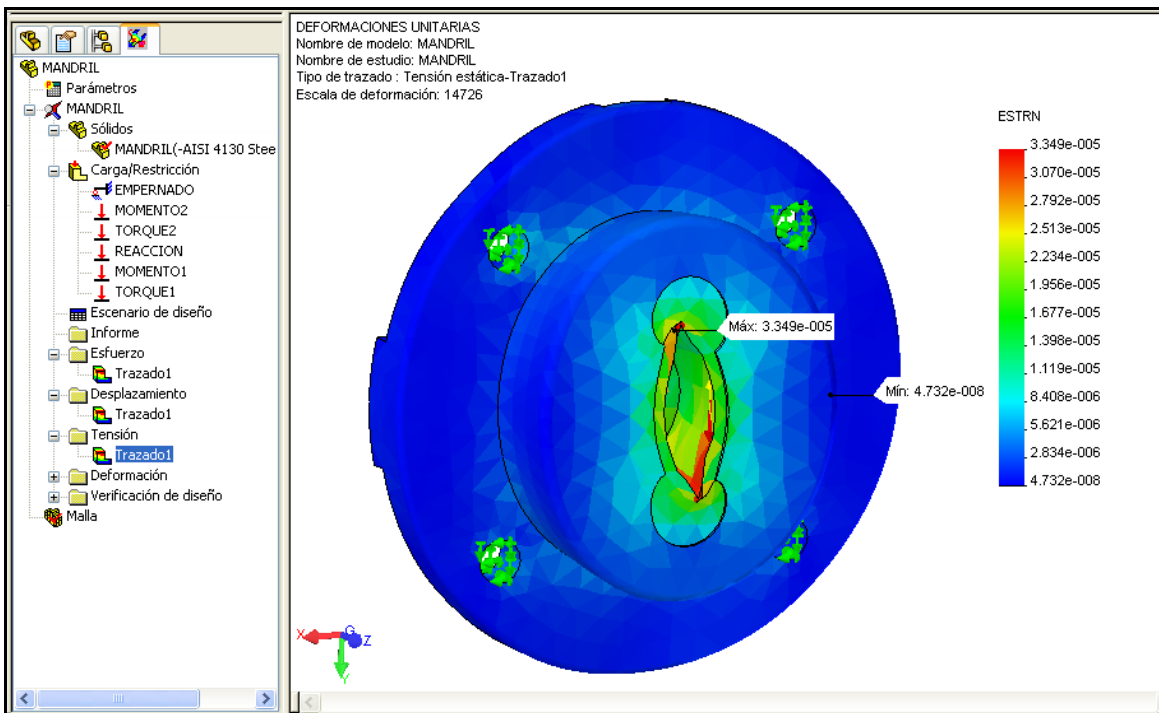


Figura 4. 20 Análisis de tensión en el mandril, Escala 1: 14726

De igual manera que en los estudios anteriores el máximo valor de deformaciones unitarias se presenta en la misma zona crítica cuyo valor es de $3.349 * E^{-5}$ y el valor mínimo de $4.732 * E^{-8}$, lo cual no afecta al mandril.

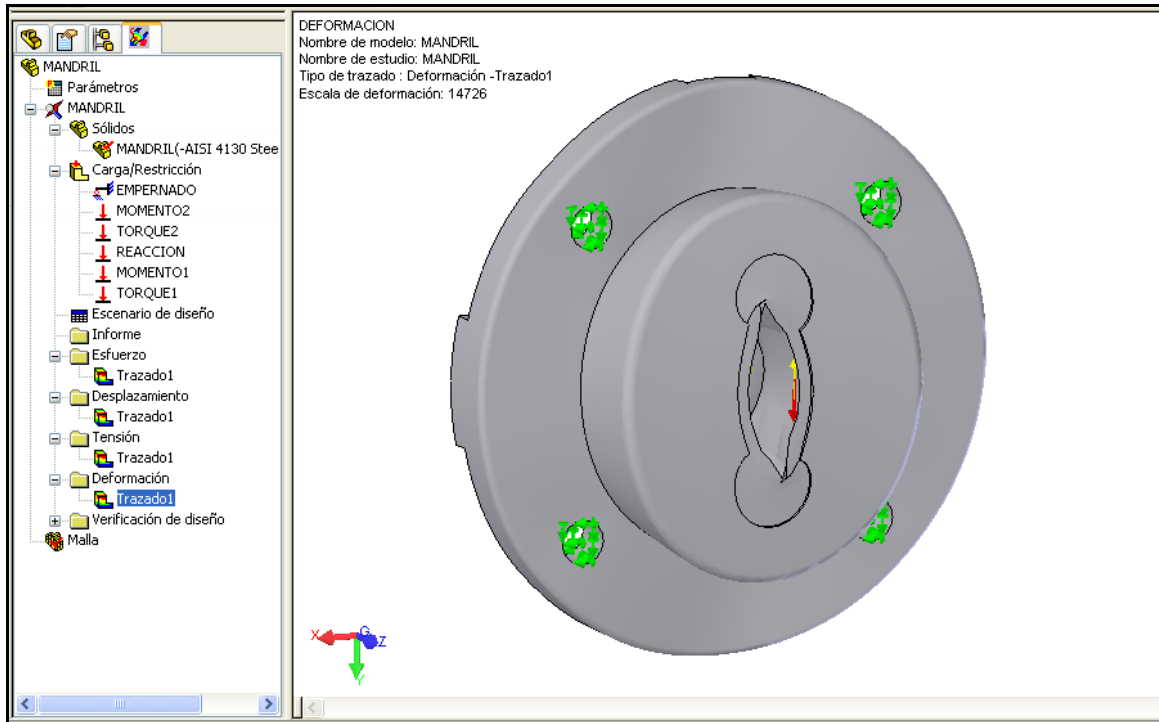


Figura 4. 21 Análisis de deformación en el mandril, Escala 1: 1

En el estudio de deformación se observa claramente que el mandril no va a sufrir deformaciones en la realidad ya que los esfuerzos que debe soportar este están muy por debajo de la resistencia del material.

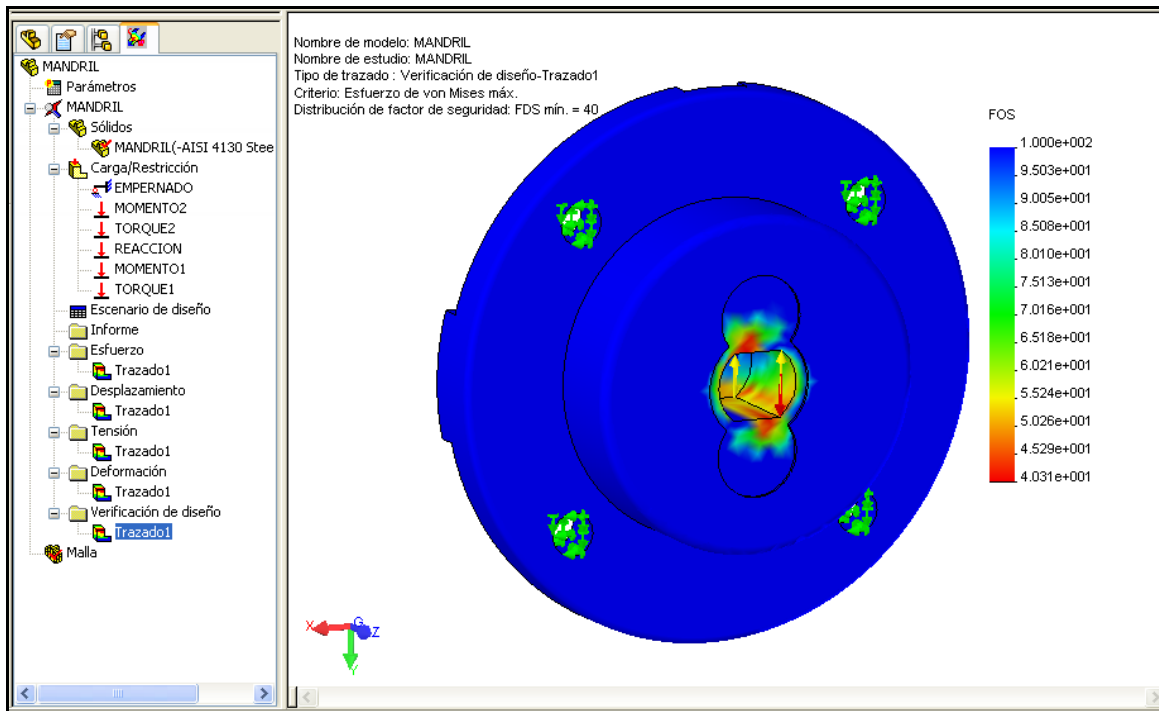


Figura 4. 22 Verificación de diseño en el mandril

En este gráfico se puede apreciar que se ha calculado un factor de seguridad FDS mín. = 40 para el mandril, con lo que se puede concluir que el diseño es conservador y muy seguro.

Además de este estudio se van a trazar la distribución del factor de seguridad y las áreas por debajo del factor de seguridad sobre el modelo como se lo indica a continuación.

Primero localizamos el asistente para verificación de diseño para seleccionar el criterio de Esfuerzo de Von Mises máximo para luego establecer límite de esfuerzo (en límite elástico).

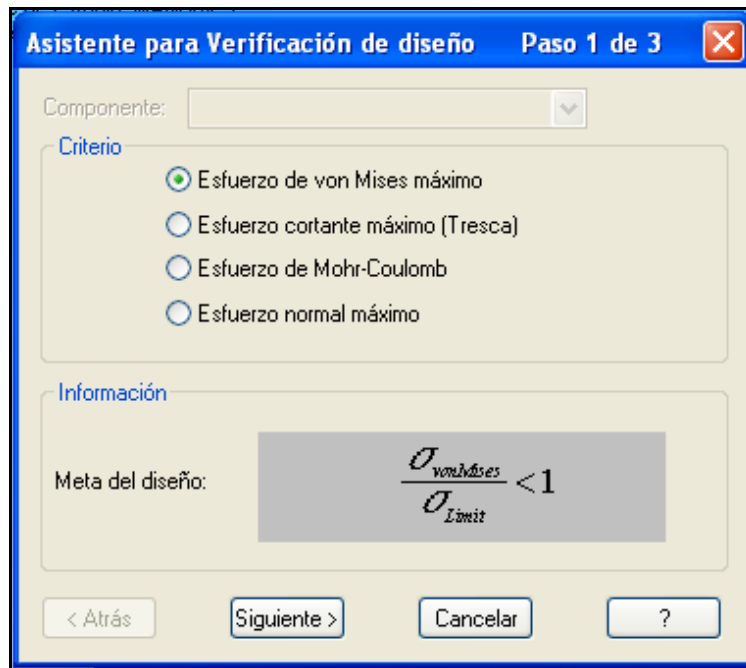


Figura 4. 23 Selección de criterio

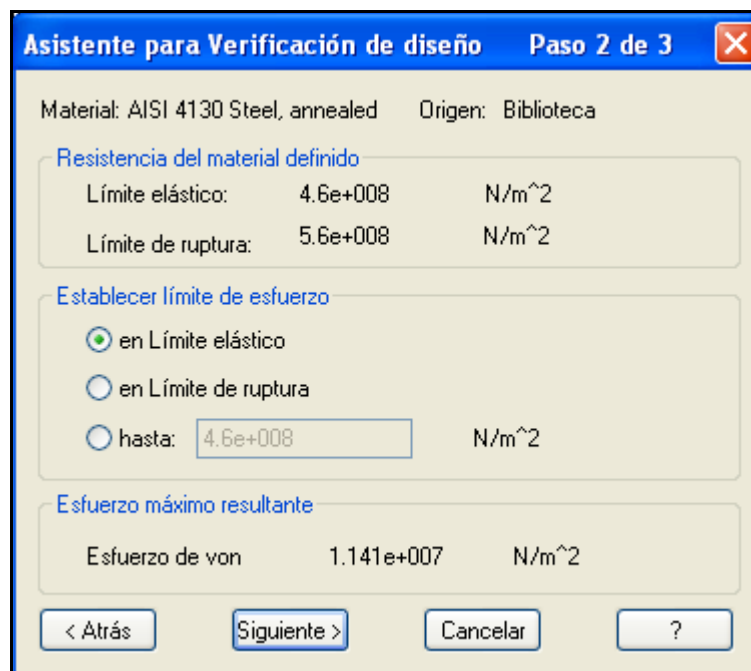


Figura 4. 24 Seleccionar límite de esfuerzo

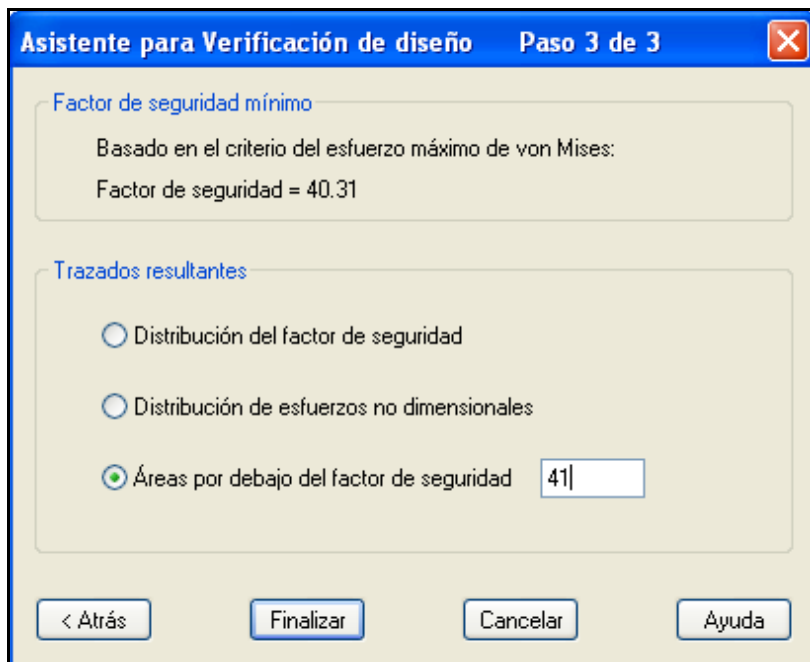


Figura 4. 25 Seleccionar trazado resultante

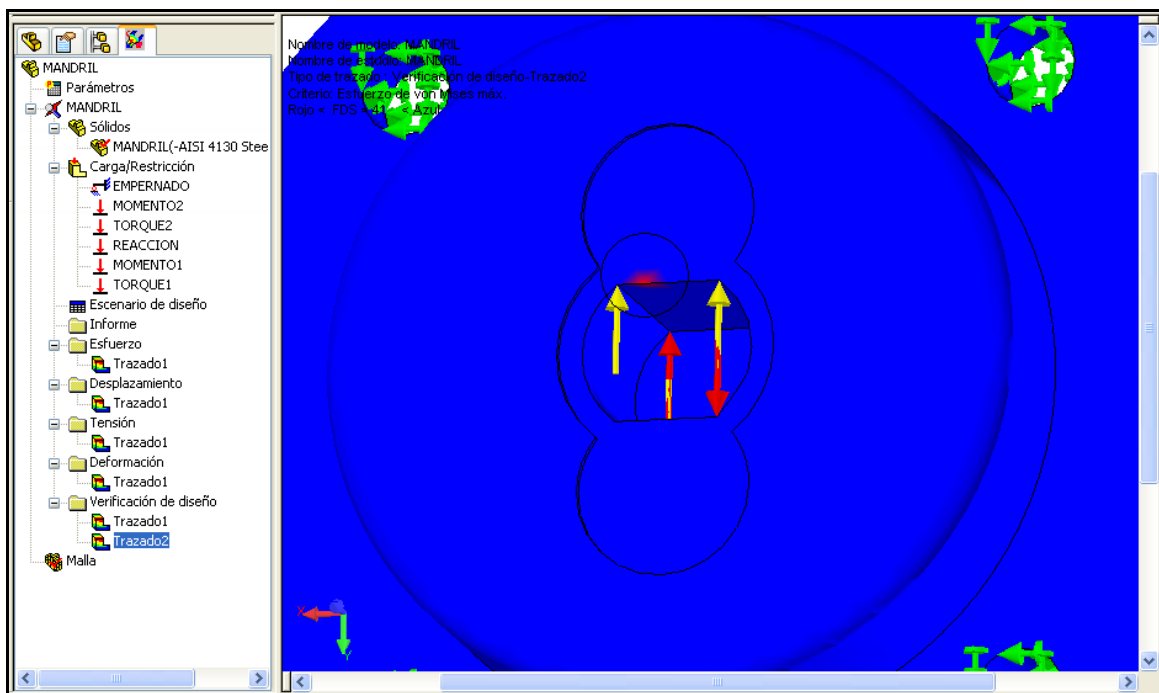


Figura 4. 26 Áreas por debajo del factor de seguridad

Se puede observar claramente las áreas rojas que se encuentran por debajo del factor de seguridad, que son las zonas críticas.

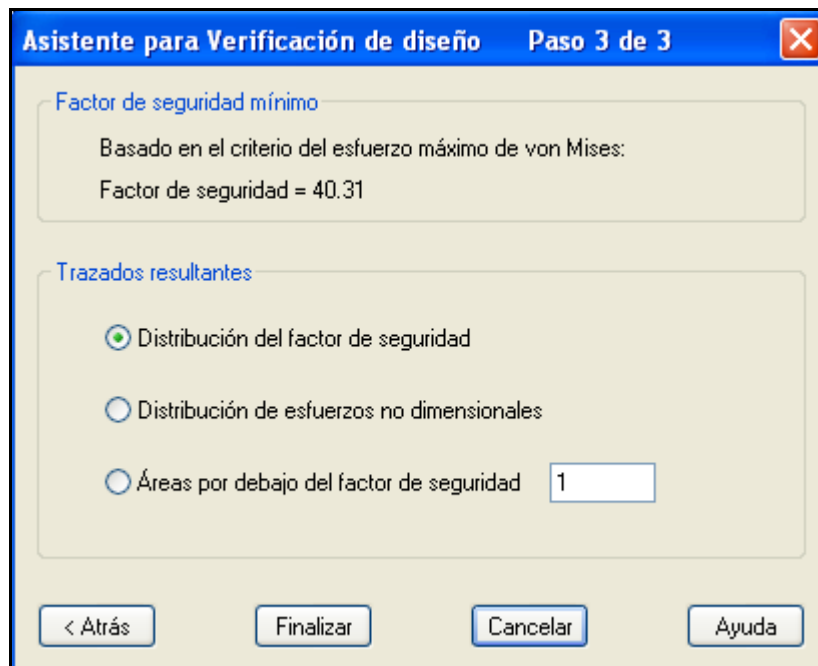


Figura 4. 27 Seleccionar distribución del factor de seguridad

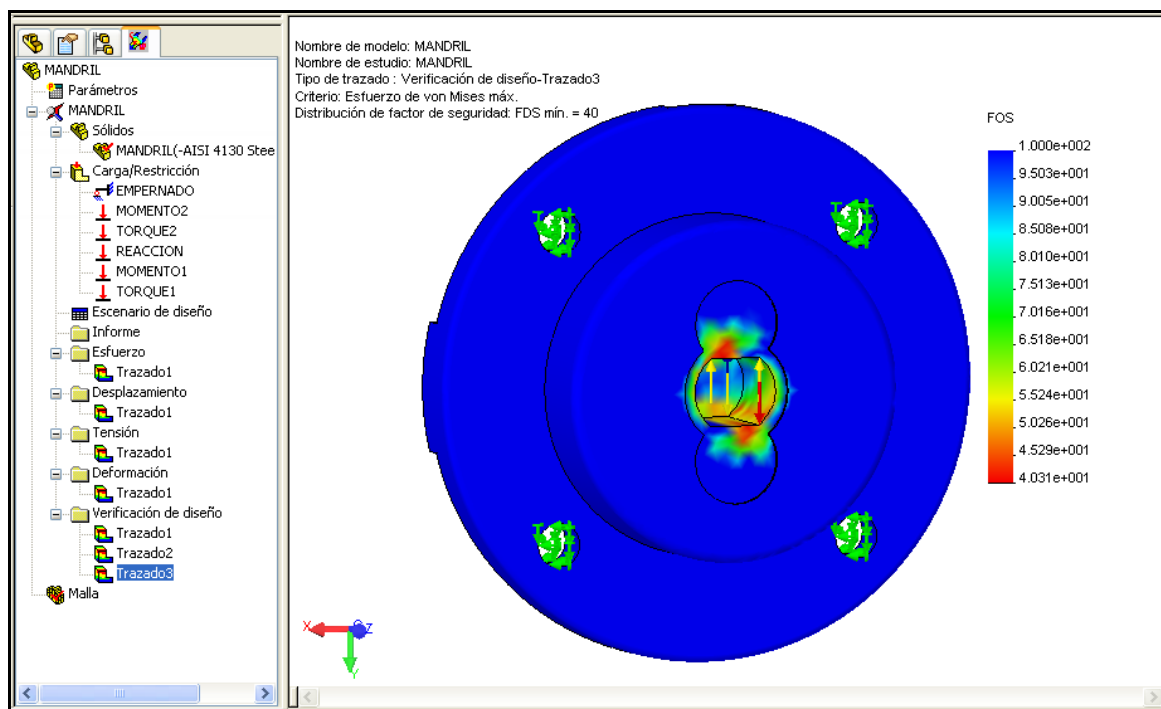


Figura 4. 28 Distribución del factor de seguridad en el mandril

Se van a listar las entidades seleccionadas es decir lista los resultados seleccionando las caras deseadas del modelo.

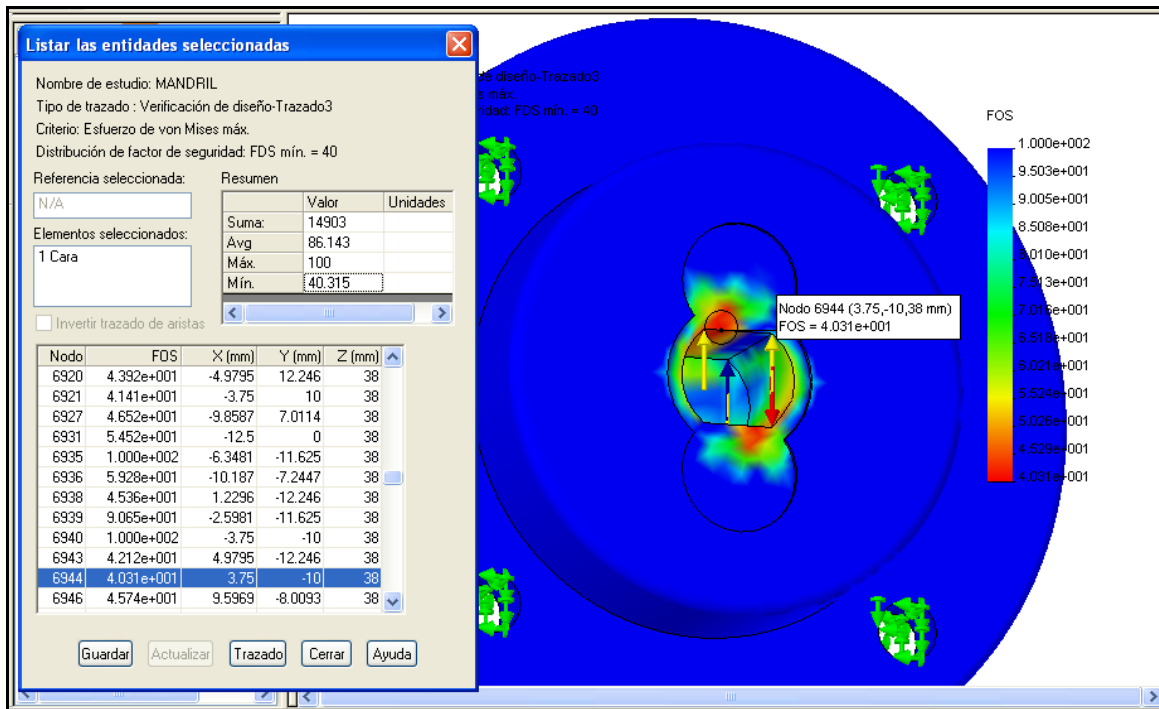


Figura 4. 29 Listado de las entidades seleccionadas en el mandril

Los estudios realizados por similitud y de acuerdo con las mismas condiciones solo se los realizó a un solo mandril ya que el otro es igual.

4.1.3. SISTEMA DE APLICACIÓN DE CARGA.

El sistema de aplicación de carga a diseñarse estará acoplado al equipo AVERY y directamente a la probeta a ensayar por una placa transmisora de fuerza en la cual se asientan dos chumaceras, a las cuales se les aplicará carga por medio de un elevador mecánico que se encontrará sujeto a una base sentada a la bancada del equipo AVERY.

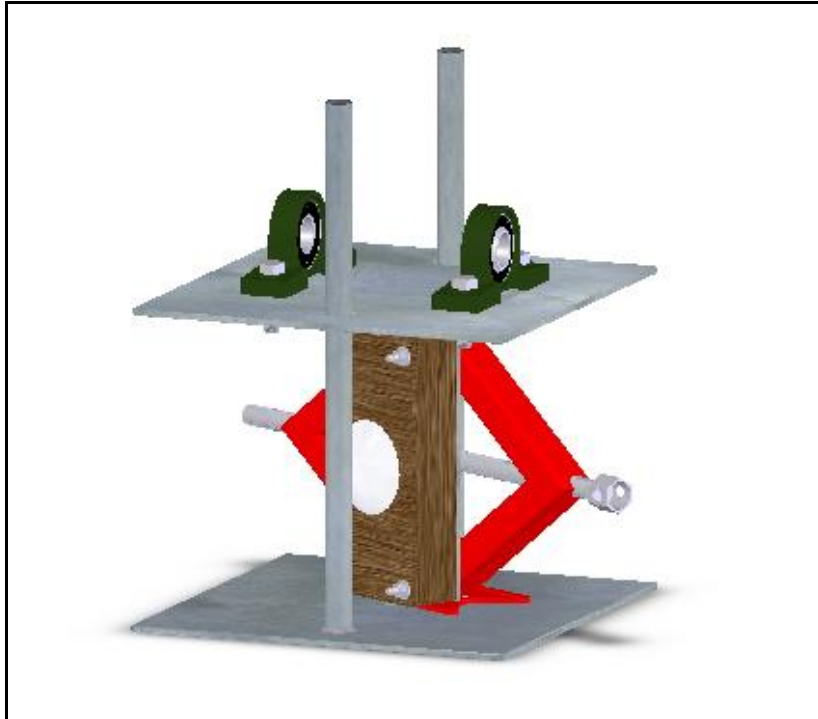


Figura 4. 30 Sistema de aplicación de carga

4.1.3.1. TIPO DE RODAMIENTOS.

Los cojinetes se fabrican para soportar cargas radiales puras, cargas de empuje puras o una combinación de ellas. Las partes de un cojinete de bolas se ilustra en la figura 4.31 son: el anillo externo, anillo interno, las bolas o elementos rodantes y el separador. En los cojinetes baratos, algunas veces se omite el separador, a pesar de que realiza la importante función de aislar los elementos de manera que no ocurra contacto de rozamiento entre ellos.

Las condiciones del equipo requieren que la probeta a utilizarse esté simplemente apoyada por lo tanto se deberá seleccionar rodamientos que provoquen en este un efecto de apoyo simple, pero al momento de soportar cargas estos tipos de rodamientos crean también un apoyo simple y flexible, que es la condición de el equipo para que la probeta de ensayos esté a flexión pura.

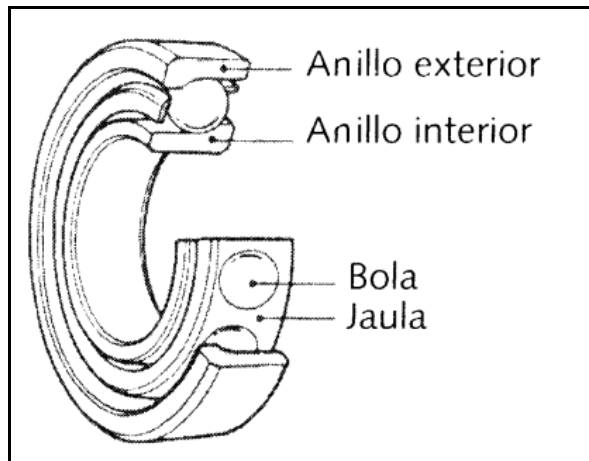


Figura 4. 31 Componentes de un cojinete de bolas

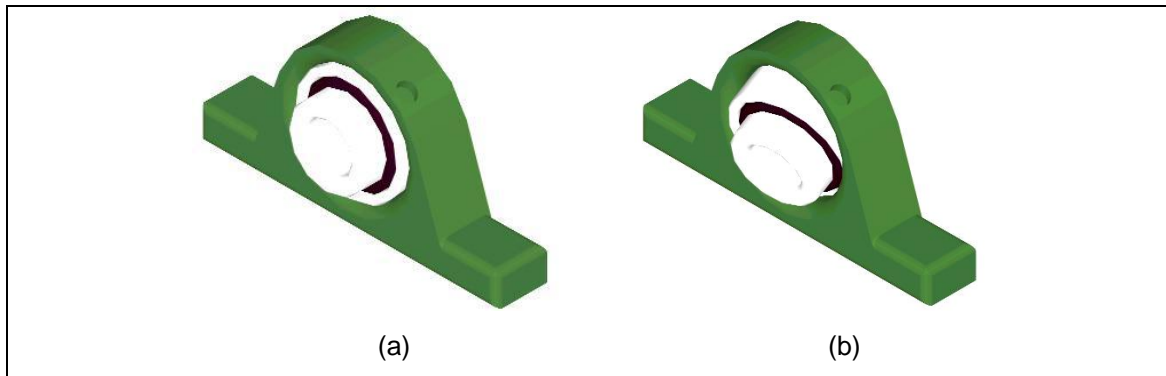


Figura 4. 32 (a) Rodamiento rígido de bolas dentro de chumacera (b) Rodamiento especial tipo rótula

4.1.3.1.1. Determinación de la vida del rodamiento

Si un cojinete esta limpio se lubrica de manera apropiada, si está montado y sellado para evitar la entrada de polvo y suciedad, si se mantiene en esta condición, y si se opera a temperatura razonables, entonces la fatiga de metal será la única causa de falla. Puesto que la fatiga del metal implica muchos millones de ciclos o números de revoluciones. Para el caso de no alcanzar ninguna revolución la fatiga no sería una posible falla a considerar y la vida del rodamiento¹⁴.

Para empezar con el diseño de la vida del rodamiento se asumirá que el tiempo de trabajo de los rodamientos sin fallar será de 10 años.

¹⁴ Tomado de Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley 6^{ta} Edición; Pág. 701

Puesto que el equipo de ensayos de torsión y flexión simultánea será usada en el laboratorio de resistencia de materiales, y suponiendo que se la utilizará 4 días a la semana aproximadamente por tres horas de trabajo diarias, se espera que los rodamientos tengan una vida de trabajo en horas de.

$$\frac{10 \text{ años} \mid 48 \text{ semanas} \mid 4 \text{ días} \mid 3 \text{ horas}}{\mid 1 \text{ año} \mid 1 \text{ semana} \mid 1 \text{ día}} = 5760 \text{ horas}$$

Nuestro equipo alcanzará $1 \frac{rev}{min}$ ya que al someter la probeta de material frágil a torsión su resistencia máxima no soportará más de una revolución.

La siguiente ecuación proporciona el número de ciclos del rodamiento en el tiempo de trabajo especificado.

$$L_{10} = \frac{1 \frac{rev}{min} * 60 \frac{min}{hora} * 5760 hora}{10^6} \tag{4.5}$$

$$L_{10} = 0.3456$$

Ecuación de vida del rodamiento

La ecuación de vida del rodamiento es:

$$L_{10} = \left(\frac{Cd}{P} \right)^p \tag{4.6}$$

donde:

L_{10} = vida del rodamiento en millones de ciclos y con 90% de confiabilidad.

p= depende del tipo de rodamiento

p=3; Rodamiento de bolas.

p=1/3 Rodamiento de rodillos.

P= es la carga aplicada al rodamiento, si al rodamiento se le aplican a la vez cargas radiales y axiales combinadas debe calcularse una carga P equivalente.

C= Carga dinámica para el rodamiento en particular que publica el fabricante del mismo en los catálogos. La carga dinámica C se define como aquella carga que dará una vida de un millón de ciclos de la pista interna y por tanto será mayor a las cargas aplicadas.

Para el caso de los rodamientos en diseño no se necesitará obtener una carga P equivalente ya que no tiene fuerzas axiales actuantes, solo radiales y cuyo valor para los dos rodamientos pivote que son los más críticos es:

$$P = 10 \text{ Kg.}$$

$$P = 100 \text{ N}$$

Por tanto la ecuación de la vida del rodamiento queda:

$$L_{10} = \left(\frac{Cd}{100} \right)^3$$

Despejando Cd de la anterior ecuación, el valor resultante es:

$$Cd = 0.3456^{\frac{1}{3}} * 100$$

$$Cd = 70.7057 \text{ N}$$

El valor de Cd de la anterior ecuación muestra la menor capacidad de carga dinámica Cd que debe tener el rodamiento que se escoja, ya que esta capacidad Cd proporcionará la carga necesaria para que los rodamientos duren el tiempo especificado, si los rodamientos tienen una vida más prolongada será más beneficioso.

Las chumaceras que están montadas sobre la probeta tiene un diámetro nominal de 25.4mm y remitiéndose al respectivo catálogo se escoge el rodamiento rígido de una hilera de bolas y de marca FAG-P205 con una capacidad de carga dinámica Cd de: 1500 Kg.

Con el valor de Cd proporcionado por los catálogos se procede a calcular la vida real del rodamiento escogido.

$$L_{10} = \left(\frac{15000}{100} \right)^3$$

$$L_{10} = 3375000$$

4.1.3.2. PLACA TRANSMISORA DE FUERZA.

El diseño de la placa se lo hace mediante el método de resistencia mecánica. La placa transmisora como se indica en la figura 4.33, es aquella que permite llevar a la fuerza transmitida por el elevador mecánico a las chumaceras con los rodamientos, dividiendo a esta fuerza P en dos fuerzas de igual magnitud (P/2).

Al tener como datos a la longitud de la placa y el ancho de la misma, el cálculo se los hace para el espesor de la misma.

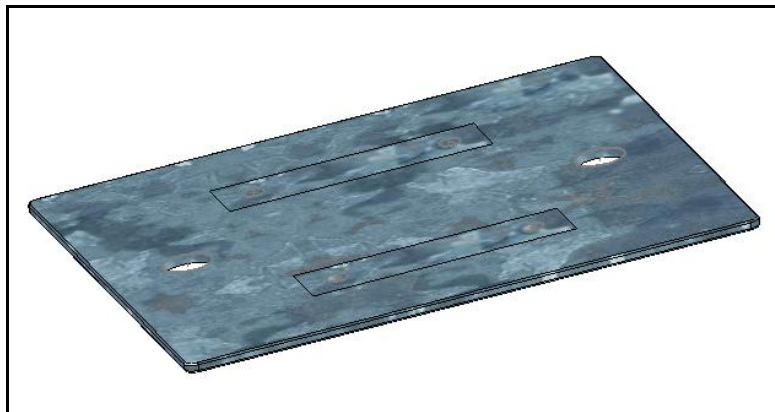


Figura 4. 33 Esquema representativo de placa transmisora de fuerza

$L_p = 305\text{mm}$ Longitud de la placa.
 $A_p = 300\text{mm}$ Ancho de la placa.

Para lograr obtener un espesor adecuado se comienza por realizar un análisis de fuerzas que están presentes en la placa mostrada en la figura 4.33:

$$\begin{aligned} R_3 &= 5 \text{ Kg} \\ R_3 &= R_4 \end{aligned} \tag{4.7}$$

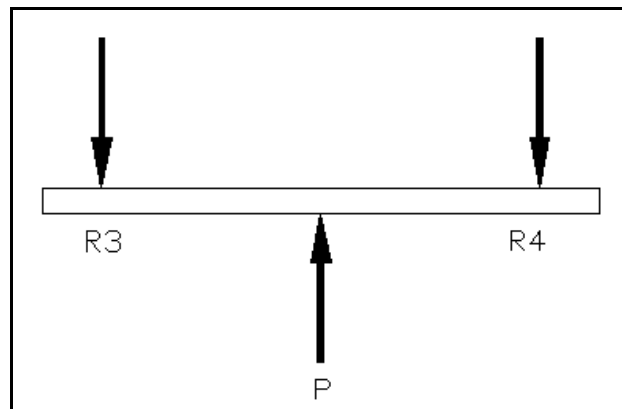


Figura 4. 34 Fuerzas presentes en la placa de transmisora de fuerza

Luego de haber estimado las cargas se procede a elaborar los diagramas de fuerza cortante y momento flector en la placa:

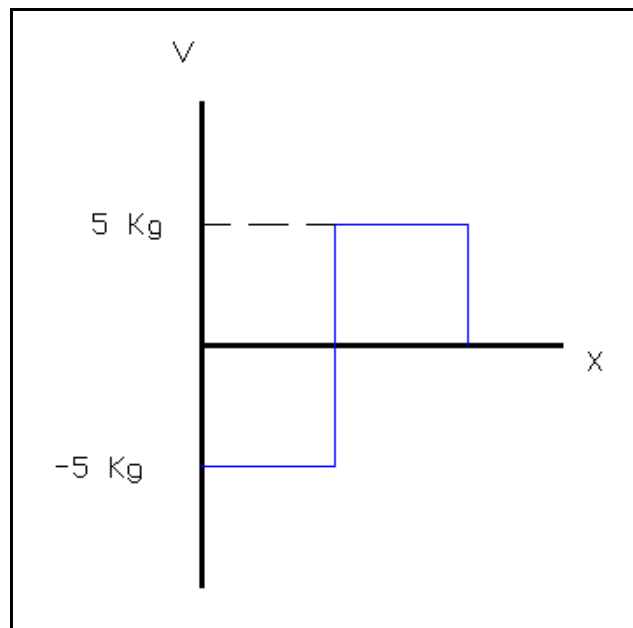


Figura 4. 35 Diagrama de fuerza cortante de la placa de transmisión de fuerza

$$R3 := 5 \quad \text{kg}$$

$$R4 := R3$$

$$M := \frac{Lp}{2} \cdot R3$$

$$M = 762.5 \quad \text{kg} - \text{mm} \quad \text{Momento máximo soportado por la placa}$$

$$M := M \cdot 9.8$$

$$M = 7.473 \times 10^3 \quad \text{N} - \text{mm}$$

Con este valor se procede a realizar el diagrama de momento flector:

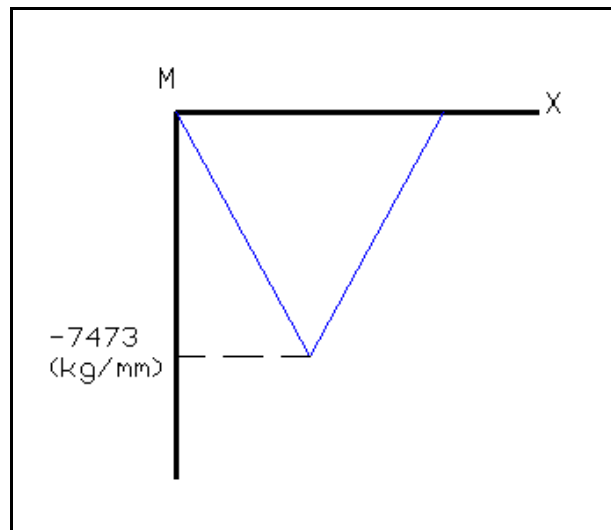


Figura 4. 36 Diagrama de momento flector de la placa de transmisión de fuerza

Para obtener un espesor de la placa se tiene que definir un material de placa, para el presente proyecto se ha escogido un acero que presenta las siguientes características:

Acero estructural, A36

$S_{ut} := 500 \quad \text{MPa}$ Resistencia última a la tracción

$S_y := 260 \quad \text{MPa}$ Resistencia a la cedencia

Se tiene que tomar un factor de seguridad para poder realizar los respectivos cálculos:

$$\sigma = \frac{S_y}{n_p} \quad (4.8)$$

$$\sigma = \frac{M_{mp} * \frac{e}{2}}{\frac{b * e^3}{12}}$$

De la fórmula anterior se despeja “e” y se obtiene el espesor de la placa.

N := 2 Factor de seguridad

$$\sigma_p := \frac{S_y}{N}$$

$\sigma_p = 130$ MPa Esfuerzo máximo

$$e := \sqrt{\frac{6 \cdot M}{\sigma_p \cdot b}}$$

e = 1.072 mm Espesor de la placa

La placa va a tener un espesor mínimo de aproximadamente 3mm.

Por lo tanto se puede decir que cualquier espesor mayor a 1.175mm es permitido para nuestra placa de A36 que soportara a las chumaceras y la fuerza producida por el elevador mecánico.

4.1.3.2.1. Análisis de deflexiones en la placa transmisora de fuerza

El peso de la placa se calcula multiplicando su volumen por la densidad volumétrica del acero estructural ASTM A36 de la que está hecha la placa, cuyo valor es de $7850 \frac{kg}{m^3}$:

$$W_p = Vol * \delta \quad (4.9)$$

$Vol = Vol. Placa + (Vol. Placa Guía - Vol. Agujero) - Vol. Perforaciones Guías - Vol. Perforaciones Pernos.$

$$Vol.Placa = (0.305 * 0.3) = 0.0915$$

$$Vol.Placa Guía = (0.05 * 0.05) = 0.0025$$

$$Vol.Agujero = (3.1416 * 0.011^2) = 0.00038$$

$$Vol.Perforaciones Guías = (2 * (3.1416 * 0.014^2)) = 0.001231$$

$$Vol.Perforaciones Pernos = (4 * (3.1416 * 0.00555^2)) = 0.000388$$

$$Vol = (0.0915 + (0.0025 - 0.00038) - 0.001231 - 0.000388) * 0.003 = 0.000276$$

$$W_p = 0.000276 m^3 * 7850 \frac{kg}{m^3} = 2.166 kg$$

$$W_p = 2.166Kg.$$

Además del peso de la placa transmisora se debe tomar en cuenta el peso de las dos chumaceras que son de 0.353Kg cada una. El valor de la precarga teórica es el mostrado en la tabla 4.1:

Tabla 4. 1 Valores de la precarga teórica

Elemento	Unidades	Peso unitario [Kg]	Peso total [Kg]
Placa transmisora	1	2.166	2.166
Chumaceras y Rodamientos	2	0.353	0.706
Otros	4	0.042	0.168
		Total	3.040

Fuente: Propia

El valor de la precarga teórica a utilizarse será entonces de 3.040Kg.

La placa transmisora para aplicar carga tiene la geometría mostrada en la figura 4.37.

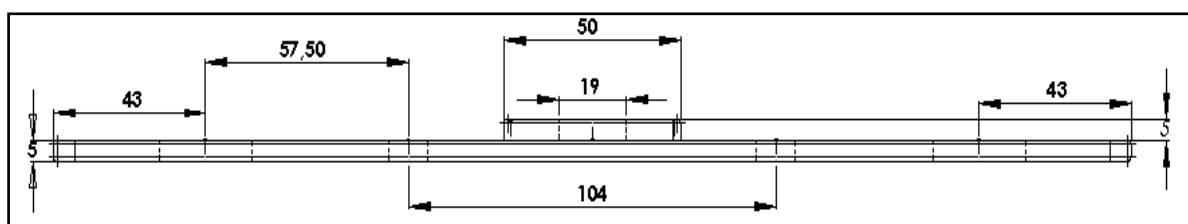
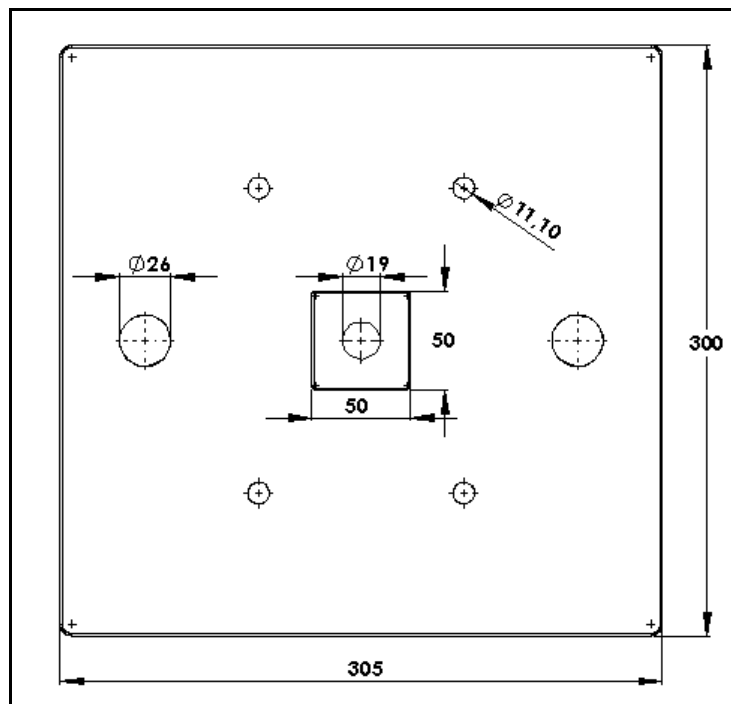


Figura 4. 37 Dimensiones de la placa transmisora de fuerza

Como se puede observar en la anteriores figuras la placa consta de la geometría antes especificada, por facilidad no se incluyeron los sólidos de las chumaceras completos sino solo las partes donde las chumaceras harán contacto con la placa y el área donde se aplicará la fuerza.

4.1.3.2.2. Restricciones en la placa

Las restricciones van a ser del tipo “fijo” aplicadas en la base donde van sentadas las bases que soportan las chumaceras, ya que estas no permitirán el movimiento de la placa en la dirección de aplicación de fuerza.

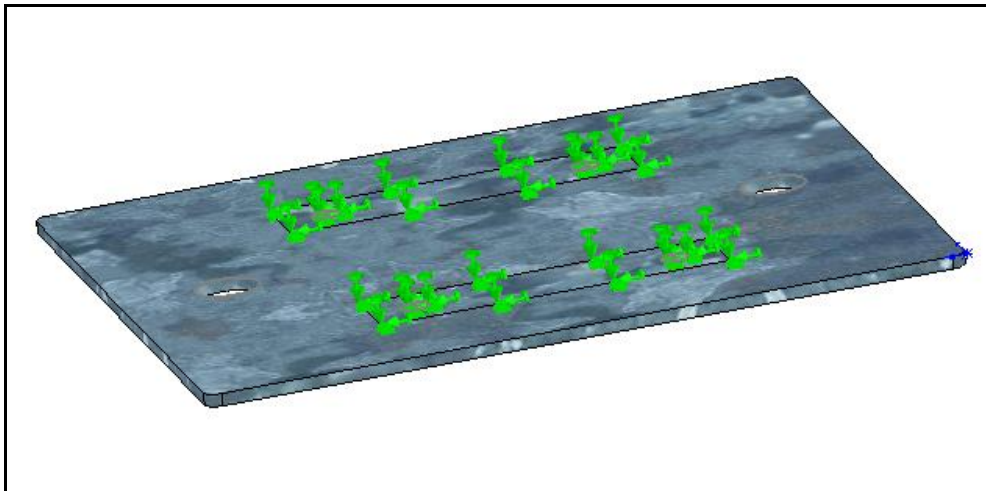


Figura 4. 38 Restricciones aplicadas a la placa transmisora de fuerza

4.1.3.2.3. Cargas en la placa transmisora de fuerza

La carga a aplicarse es de 10Kg. para lograr la capacidad nominal del equipo, la carga aplicarse realmente es de 13.040Kg. por cuanto antes de empezar a aplicar realmente la carga ya se está aplicando una precarga de la cual ya se habló anteriormente.

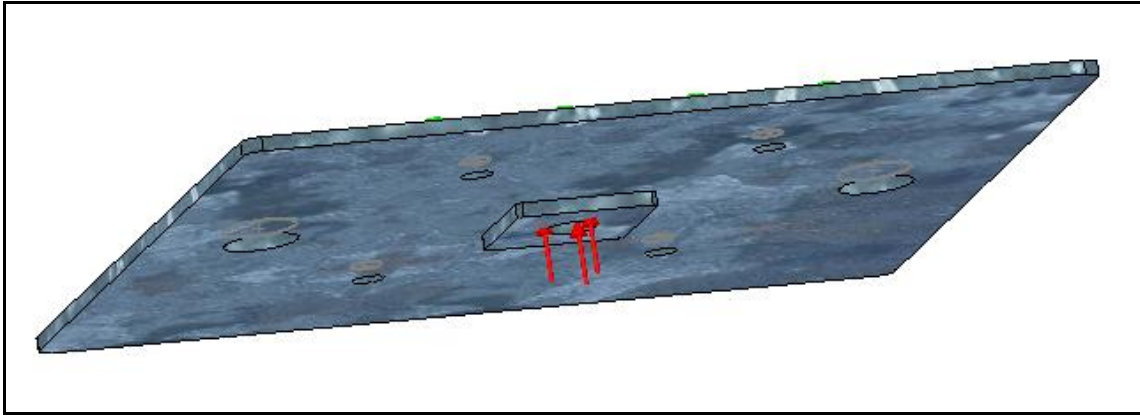


Figura 4. 39 Cargas aplicadas a la placa transmisora de fuerza

4.1.3.2.4. Resultados de esfuerzo y desplazamiento en la placa transmisora de fuerza

Como se puede observar en la figura 4.40 (en la que se han omitido las chumaceras) el esfuerzo de Von Mises mayor en la placa tiene un valor de 4.074 MPa, el cual es un valor relativamente bajo para el acero A36 del que está hecha la placa y que tiene una resistencia última a la fluencia de 260 Mpa.

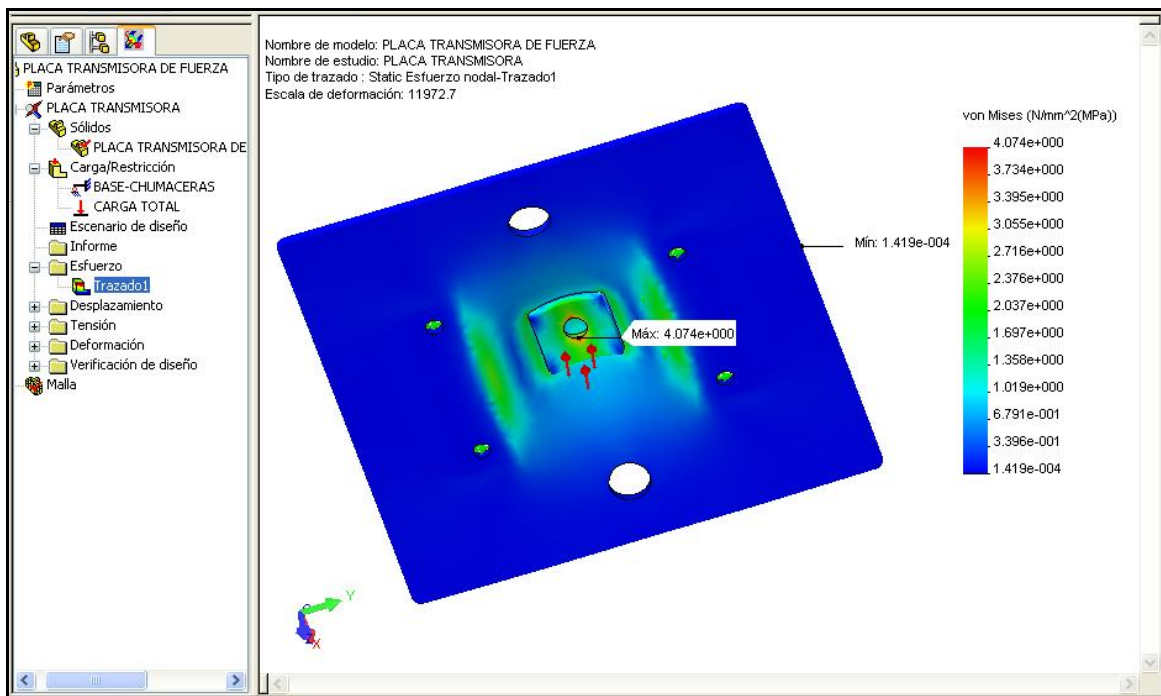


Figura 4. 40 Presentación de esfuerzos en la placa de transmisión de fuerza

La fuerza a aplicarse es muy baja para producir falla por esfuerzo. Es importante conocer además del esfuerzo los desplazamientos que tendrá la placa al estar sometida a dicha carga. La figura 4.41 muestra los desplazamientos en la placa.

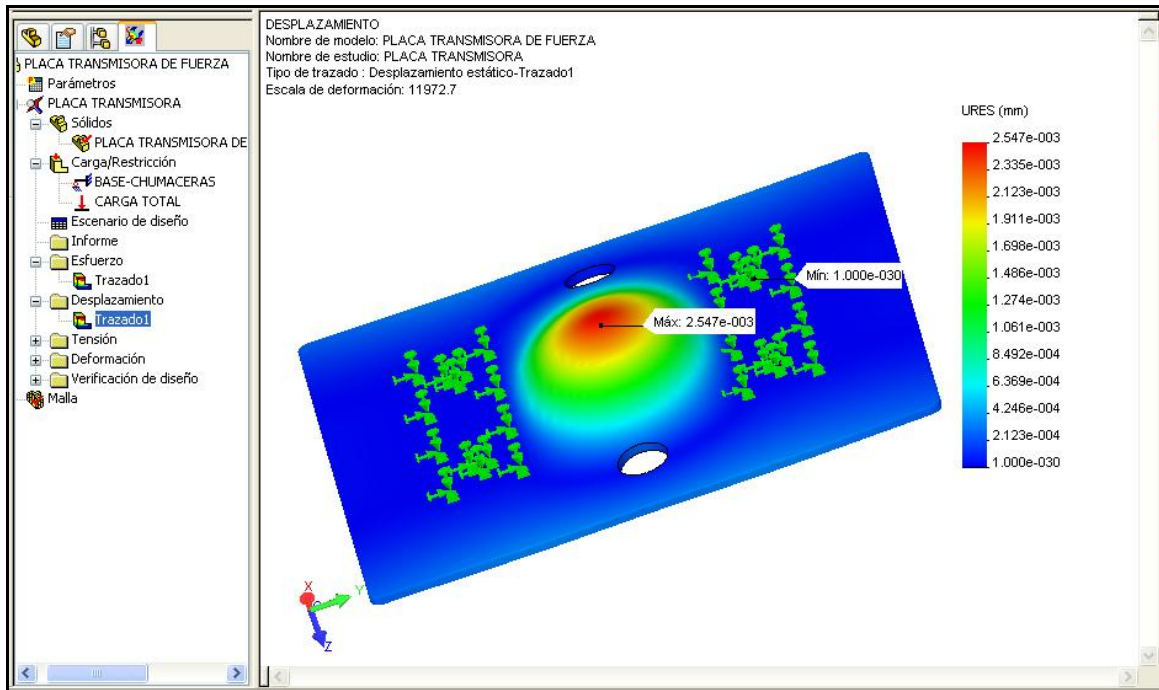


Figura 4. 41 Presentación de desplazamientos en la placa de transmisora de fuerza

Se puede observar en la anterior figura que el color rojo predice un desplazamiento de la placa de 0.002547mm en su parte más crítica que es la central.

Se llega a la conclusión que esta placa no fallará ni por esfuerzo ni por deformación permanente y los desplazamientos serán prácticamente despreciables.

4.1.4. ESTUDIO ESTATICO DE LA PROBETA.

Luego de que se ha realizado el estudio de los elementos que componen el sistema de flexión se va a realizar el estudio de la probeta sometida a torsión y flexión.

Antes de ser cargado el sólido en COSMOSWorks se presenta la siguiente figura 4.42 y 4.43 con las dimensiones reales de la probeta.

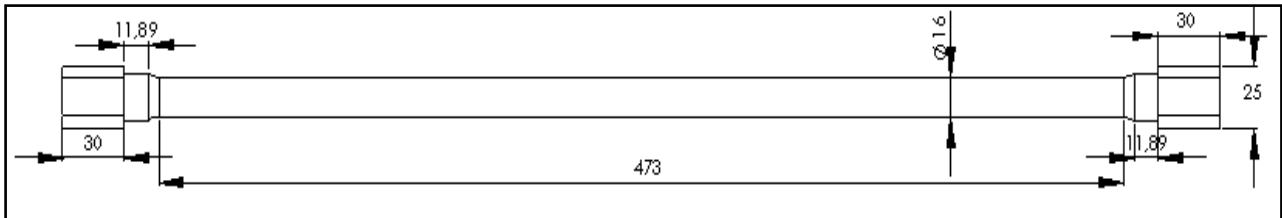


Figura 4. 42 Dimensiones de la probeta, vista frontal

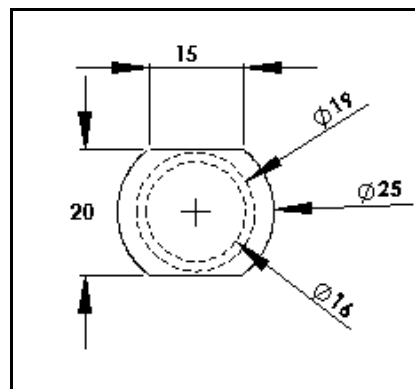


Figura 4. 43 Dimensiones de la probeta, vista lateral

4.1.4.1. Restricciones en la probeta

Las restricciones van a ser de tipo fijo en las caras planas del extremo en donde se encontrara empotrada en el mandril fijo del equipo de torsión AVERY.

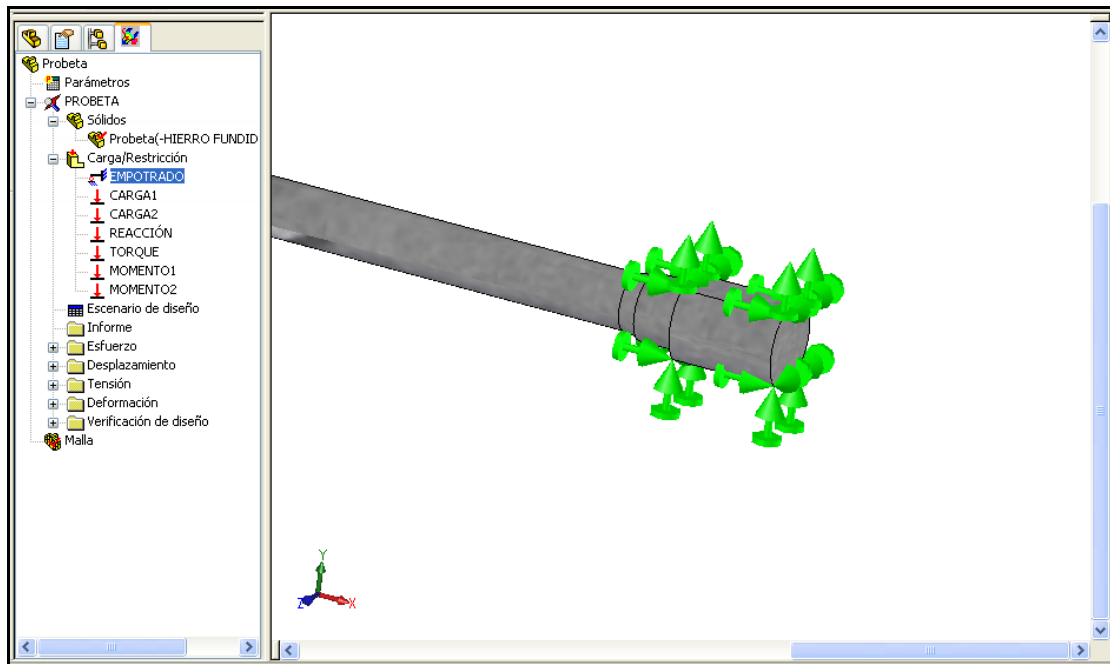


Figura 4. 44 Restricciones en la probeta

4.1.4.2. Cargas en la probeta

Para lograr la capacidad nominal del equipo la carga a aplicarse será de 10 Kg. Para generar la flexión, es necesario dividir la probeta con líneas de partición simulando el contacto de la probeta con las chumaceras, con un valor de 5 Kg cada una, como se muestra en la figura 4.45 las flechas de color morado, para generar la torsión se aplicará un par torsor en las caras planas de la probeta que tendrá contacto con el mandril que genera el torque con flechas de color rojo figura 4.45 (a), con flechas de color azul se representará la reacción que se produce por la flexión figura 4.45 (b) y con flechas de color amarillo se representará al momento flector que se produce en la probeta figura 4.45 (c).

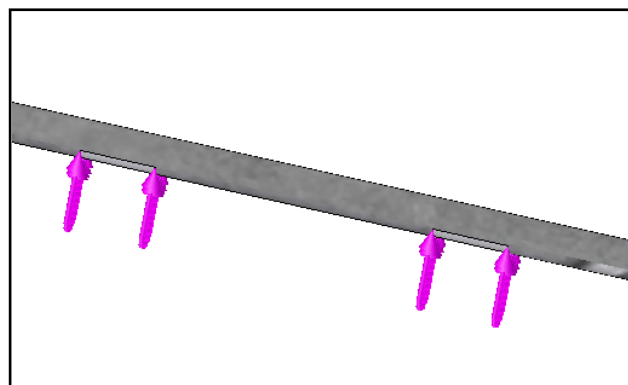


Figura 4. 45 Cargas para generar flexión en la probeta

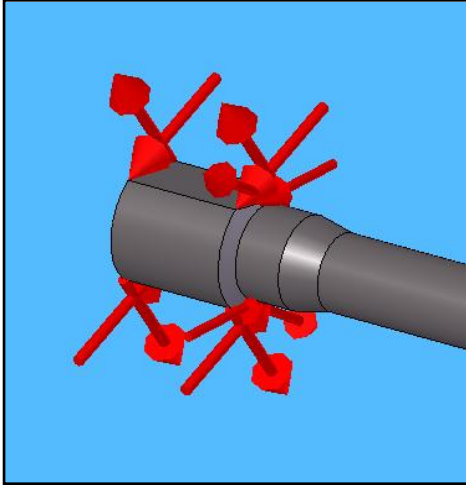


Figura 4.45 (a) Torsión en la probeta

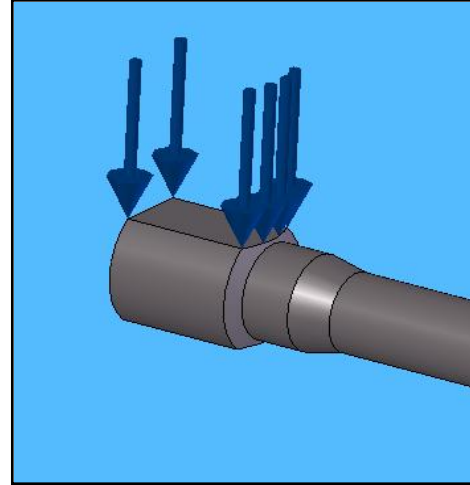


Figura 4.45 (b) Carga de reacción en la probeta

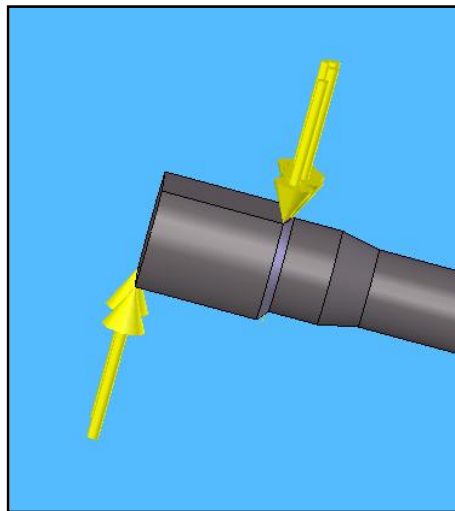


Figura 4.45 (c) Momento flector en la probeta

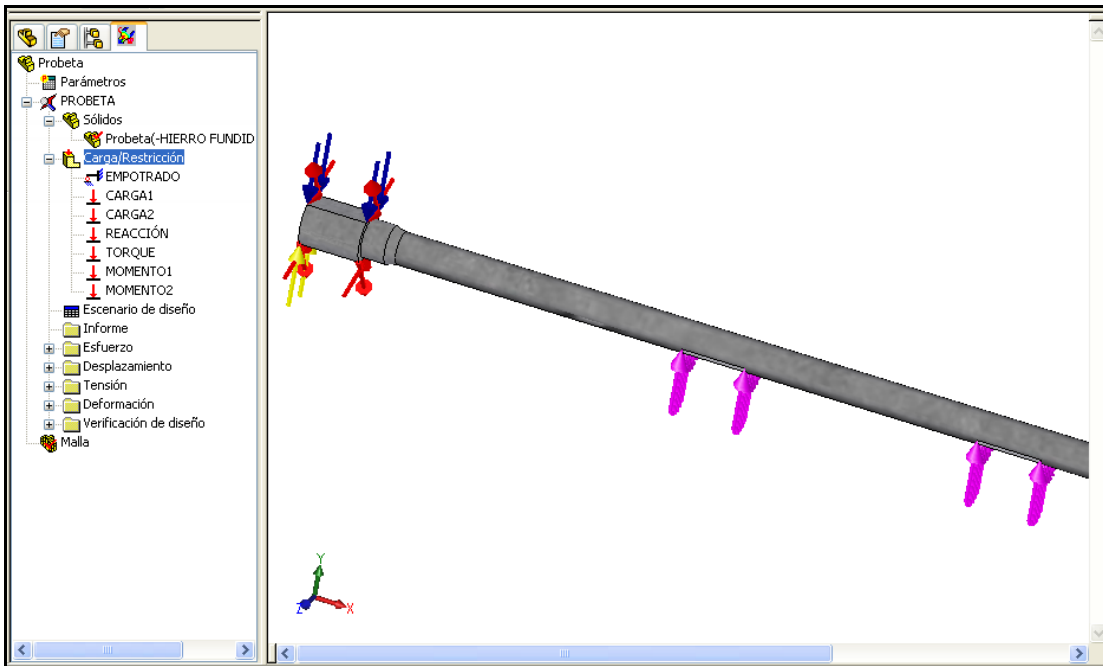


Figura 4. 46 Cargas en la probeta

4.1.4.3. Resultados del estudio estático a la probeta

Como se puede observar en la figura 4.47 el Esfuerzo en la dirección x en la probeta de hierro fundido tiene un valor de 31.46 MPa.

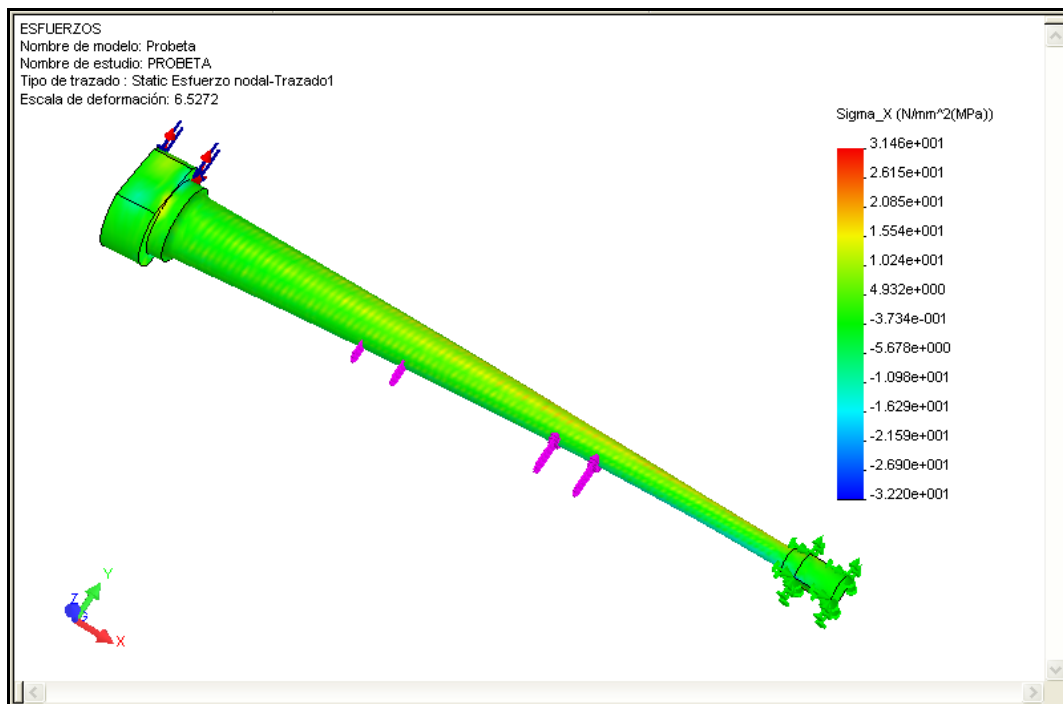


Figura 4. 47 Presentación de esfuerzos en la probeta

El torque a aplicarse es muy alto y produce falla por esfuerzo. Es importante conocer además del esfuerzo los desplazamientos que tendrá la probeta al estar sometida a dicha carga.

La figura 4.48 muestra los desplazamientos angulares máximos en la probeta al extremo del mandril que produce el torque.

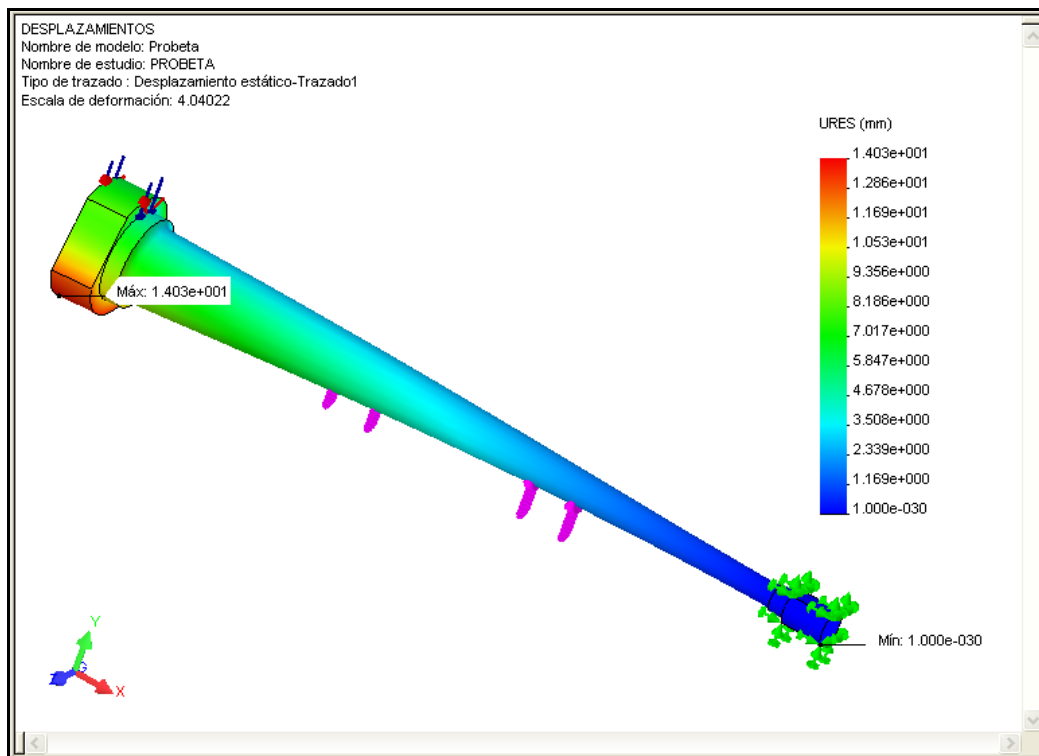


Figura 4. 48 Presentación de desplazamientos en la probeta

El desplazamiento máximo en el extremo móvil de la probeta es de 14.03mm y el mínimo es de $1 * E^{-30}$ mm en el extremo fijo.

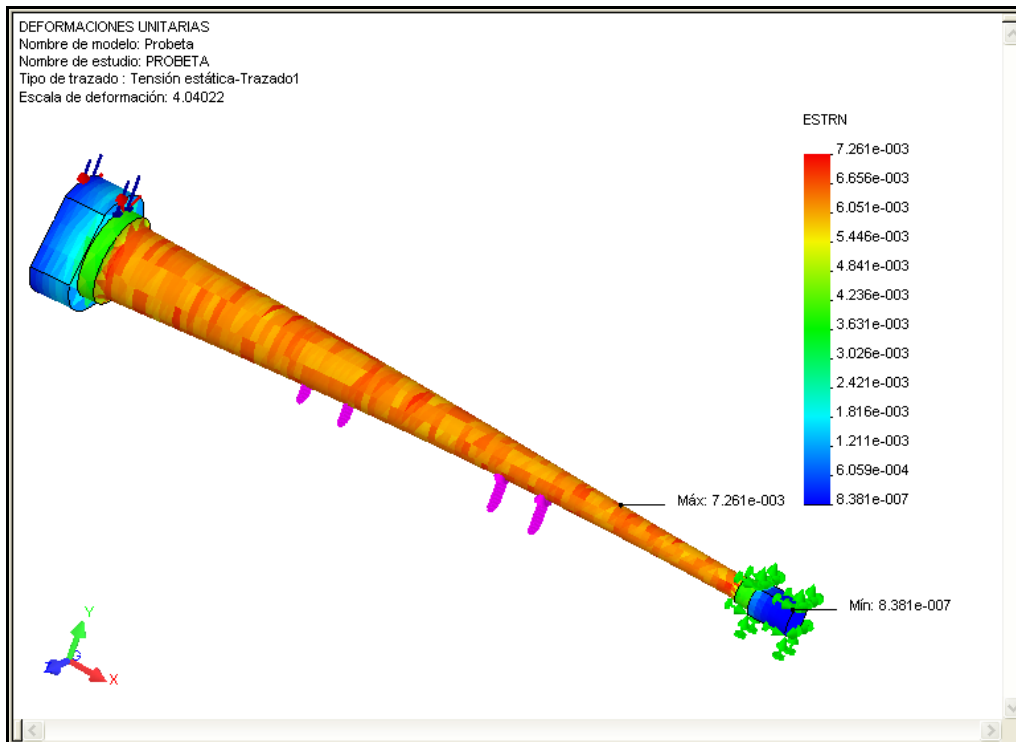


Figura 4. 49 Presentación de deformaciones unitarias en la probeta

La probeta presenta un valor máximo de $7.261 * E^{-3}$ en la parte donde presenta un menor diámetro, y un valor mínimo de $8.381 * E^{-7}$.

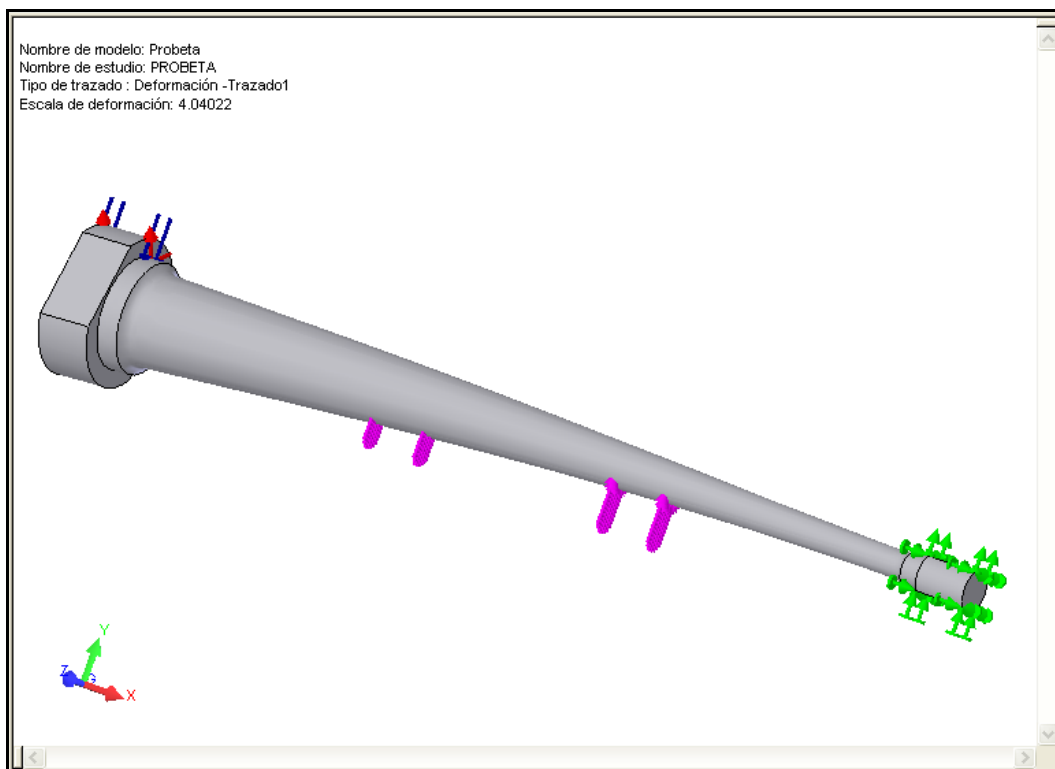


Figura 4. 50 Presentación de deformación en la probeta; Escala 1 : 4.04022

La deformación en la probeta se producirá donde se encuentra aplicando la carga, es decir se fracturará en ese punto.

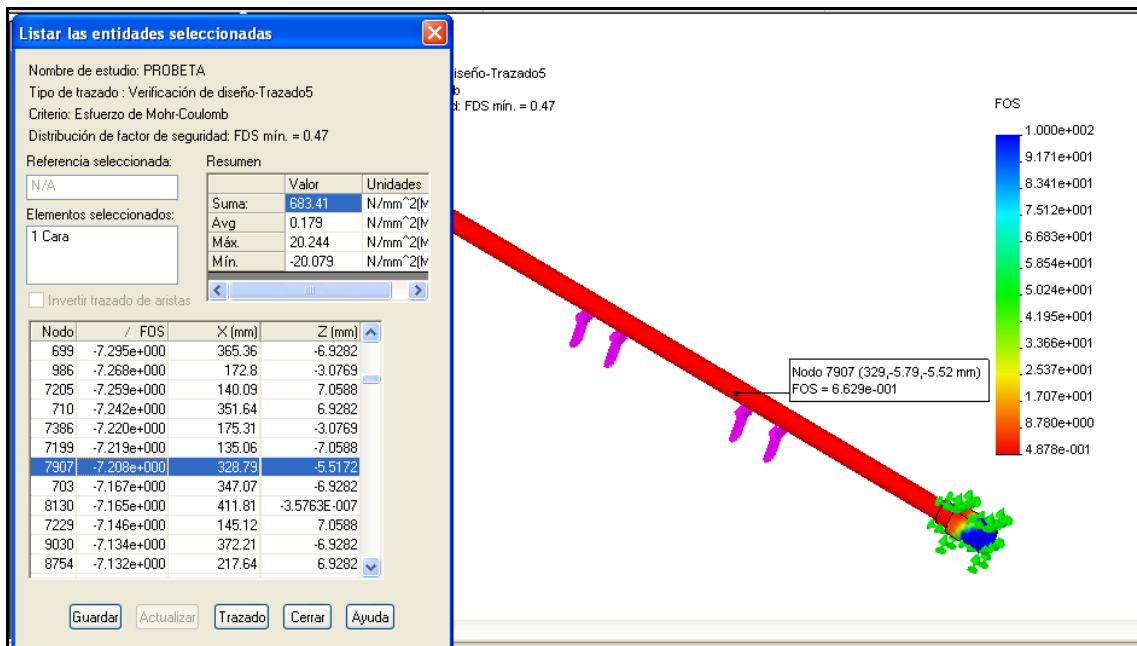


Figura 4. 51 Presentación de verificación de diseño

La probeta presenta un factor de seguridad FDS min. = 0.

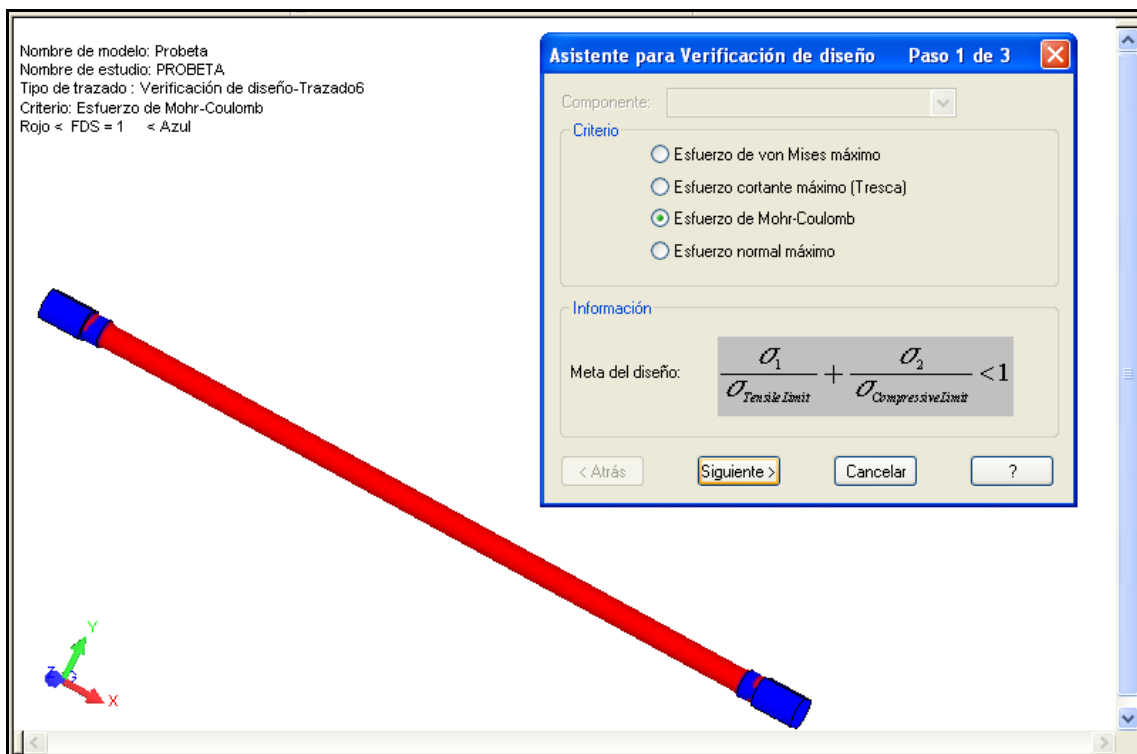


Figura 4. 52 Áreas por debajo del factor de seguridad en la probeta.

Se observa que mayor parte de la probeta tiene un color rojo lo que significa que es la sección crítica.

4.1.5. DISEÑO DE PERNOS

El éxito o fracaso de un diseño en muchas de las ocasiones depende de la selección adecuada y el empleo de los pernos.

Los pernos sirven tanto para sujetar elementos mecánicos como para desplazar cargas. Los pernos como sujetadores se disponen para absorber cargas a tensión, cargas al cortante o ambas.

Los pernos se caracterizan por tener rosca, que no es más que una hélice que al girar permite que el tornillo avance en una pieza o en una tuerca es decir es un plano inclinado alrededor de un cilindro.

Dentro de la variedad de sujetadores se dividen a estos en dos grupos:

- Sujetadores de roscas UNS.
- Sujetadores de roscas métricas (ISO).

Un ejemplo de rosca UNS, puede ser:

$\frac{1}{2}$ -13 UNC-2A

Lo que indica que se trata de un sujetador de 0.5 pulgadas de diámetro, con 13 hilos por pulgada, UNC permite saber que es una serie basta, el número 2 indica la clase, y la letra A indica que es una rosca externa.

Y un ejemplo de rosca métrica:

M10 x 1.25

Lo que quiere decir un sujetador métrico de 10 mm de diámetro, con un paso de 1.25mm.

Según los autores¹⁵, la resistencia a la tensión se define mejor mediante el área de esfuerzo a tensión, que relaciona a los diámetros de paso y de raíz.

$$A_t = \frac{\pi}{4} * \left(\frac{dp + dr}{2} \right)^2 \quad (4.10)$$

En donde, para el caso de las roscas UNS, se tiene que:

$$dp = d - \frac{0.649519}{N} \quad (4.11 \text{ a})$$

$$dr = d - \frac{1.2999038}{N} \quad (4.11 \text{ b})$$

Y para las roscas métricas:

$$dp = d - 0.649519 \quad (4.12 \text{ a})$$

$$dr = d - 1.226869 \quad (4.12 \text{ b})$$

Por lo tanto el esfuerzo de tensión en una varilla roscada es:

$$\sigma_{ut} = \frac{F}{A_t} \quad (4.13)$$

Y el factor seguridad a la fluencia es:

$$N_y = \frac{S_y}{A_t} \quad (4.14)$$

¹⁵ Diseño de Máquinas, Robert L. Norton 1^{ra} Edición, Pág.: 894.

4.1.5.1. Diseño de pernos en los mandriles.

Algunos de estos valores por facilidad para los diseñadores se encuentran tabulados.

Debido a que en el mercado se tiene una variedad más amplia en roscas UNS, se procede a realizar los cálculos con este tipo de pernos.

Los pernos a calcularse están dispuestos en los mandriles en un número de cuatro unidades por cada uno de ellos.

Cada perno está soportando una carga de $P/4$ en el Mandril por consiguiente se procede a calcular un solo perno.

Se procede a estimar un perno y calcular si este es idóneo.

$F := 11.24$ lb Reacción en el mandril en libras

$T := 1194.80314961$ lb – pulg

$dm := 7.086614$ pulg Distancia del rodamiento al mandril

$M := F \cdot dm$

$M = 79.654$ lb – pulg

$Ac1 := 0.1257$ pulg² **Area al diámetro menor**

tabla 8.2 Shigley pag:4

$Ac2 := 0.1419$ pulg² **Area de esfuerzo de tensión**

$FDS := 3$ Factor de seguridad

$Fv := \frac{F}{4}$ Fuerza cortante para cada perno

$Fv = 2.81$ lb

$r := 2.561$ pulg Distancia del centro de gravedad al centro del perno

$$F_{t1} := r \cdot \frac{T}{4 \cdot r}$$

$$F_{t1} = 298.701 \text{ lb}$$

$$F_{tv} := \sqrt{F_v^2 + F_{t1}^2 + 2 \cdot F_v \cdot F_{t1} \cdot \cos(45)} \quad \text{Ley de cosenos}$$

$$F_{tv} = 300.186 \text{ lb}$$

$$\tau := \frac{F_{tv}}{A_{c1}} \quad \text{Esfuerzo cortante}$$

$$\tau = 2.388 \times 10^3 \frac{\text{lb}}{\text{plg}^2}$$

$\text{dist1} := 1.4$ pulg Distancia de la base del mandril al eje de pernos inferior

$\text{dist2} := 5.035$ pulg Distancia de la base del mandril al eje de pernos superior

$$F_{m1} := \frac{\text{dist1} \cdot M}{2 \cdot \text{dist1}^2 + 2 \cdot \text{dist2}^2}$$

$$F_{m1} = 2.042 \text{ lb}$$

$$F_{m2} := \frac{\text{dist2} \cdot M}{2 \cdot \text{dist1}^2 + 2 \cdot \text{dist2}^2}$$

$$F_{m2} = 7.342 \text{ lb}$$

$$\sigma := \frac{F_{m2}}{A_{c2}}$$

$$\sigma = 51.743 \frac{\text{lb}}{\text{plg}^2}$$

$$\tau_{\max} := \sqrt{\left(\frac{\sigma^2}{4}\right) + \tau^2}$$

$$\tau_{\max} = 2.388 \times 10^3 \frac{\text{lb}}{\text{plg}^2}$$

$$\sigma_{\text{equi}} := 2 \cdot \tau_{\text{max}}$$

$$\sigma_{\text{equi}} = 4.777 \times 10^3 \frac{\text{lb}}{\text{plg}^2}$$

$$S_{y1} := F_{\text{srg}} \cdot \sigma_{\text{equi}}$$

$$S_{y1} = 1.433 \times 10^4 \frac{\text{lb}}{\text{plg}^2}$$

Al ser los esfuerzos calculados menores a los esfuerzos mínimos de los pernos SAE sabemos que cualquier elección soportara la carga que se aplicara.

Escogeremos un perno de grado SAE 5

Número de grado SAE: 5

Acero al medio carbono, templado y revenido.

$P_m := 8.0148 \text{ lb}$ Carga P_m ejercida por el peso del mandril en libr

$S_p := 85000 \text{ psi}$ Resistencia de prueba

$S_y := 92000 \text{ psi}$ Resistencia a la fluencia

$S_u := 120000 \text{ psi}$ Resistencia última a la tracción

$$\text{Tamaño} = \frac{1}{2}$$

$d := 0.5 \text{ pulg}$ Diámetro mayor

$H/P = 13$ Hilos por pulgada

$d_r := 0.4001 \text{ pulg}$ Diámetro menor

$A_t := 0.1419 \text{ pulg}^2$ Área de esfuerzo de tensión

$E := 30 \cdot 10^6 \text{ psi}$ Módulo de elasticidad para el acero

La longitud de la junta está dada simplemente por el espesor de la pieza del equipo AVERY y el espesor del mandril que será acoplado.

$$L_{\text{pieza}} := 1 \text{ pulg} \quad \text{Pieza del equipo AVERY}$$

$$L_{\text{mandril}} = 0.5118 \text{ pulg}$$

$$L_{\text{perno}} > L_{\text{mandril}} + 1.5 \cdot d$$

$$L_{\text{perno}} := L_{\text{mandril}} + 1.5 \cdot d$$

$$L_{\text{perno}} = 1.262 \text{ pulg}$$

$$L_{\text{perno}} := 1.512 \text{ pulg}$$

$$L_{\text{sujeción}} := L_{\text{mandril}} + \frac{d}{2}$$

$$L_{\text{sujeción}} = 0.762 \text{ pulg}$$

Se procede a calcular la precarga

$$F_i := 0.9 \cdot S_p \cdot A_t \quad \text{Fuerza de precarga estática}$$

$$F_i = 1.086 \times 10^4 \text{ lb}$$

Luego de haber determinado la precarga, se determinan las longitudes de rosca y vástago:

$$L_{\text{rosca}} := 2 \cdot d + 0.25 \quad \text{Longitud parte roscada del perno}$$

$$L_{\text{rosca}} = 1.25 \text{ pulg}$$

$$L_{\text{vástago}} := L_{\text{perno}} - L_{\text{rosca}} \quad \text{Longitud parte no roscada del perno}$$

$$L_{\text{vástago}} = 0.262 \text{ pulg}$$

A partir de estos datos se puede determinar la longitud de la rosca que está en la zona de sujeción:

$L_t := L_{\text{sujeción}} - L_{\text{vástago}}$ Longitud roscada que se encuentra dentro de la uni

$L_t = 0.5$ pulg

Se procede a determinar la rigidez del perno:

$A_b := \frac{\pi}{4} \cdot d^2$ Área del perno de la parte no rosca

$k_b := \frac{1}{\left(\frac{L_t}{A_t \cdot E} + \frac{L_{\text{vástago}}}{A_b \cdot E} \right)}$ Rigidez del perno

$k_b = 6.177 \times 10^6$ lb/pulg

Y la rigidez del material, en el presente caso se tiene solo materiales de acero:

Según el estudio realizado por Wileman la rigidez del material se puede expresar mediante la ecuación exponencial 4.15

$$k_m = d * E * A * e^{b(d/L_{\text{material}})} \tag{4.15}$$

En la tabla 4.2 se pueden observar algunos valores para algunos materiales de las constantes A y b involucradas en la ecuación 4.15.

Tabla 4. 2 Parámetros de Rigidez de varios materiales

Parámetros de Rigidez				
Material	E (GPa)	v	A	b
Acero	206.8	0.291	0.78715	0.62873
Aluminio	71	0.334	0.7967	0.63816
Cobre	118.6	0.326	0.79568	0.63553
Fundición gris	100	0.211	0.77871	0.61616

Fuente: Diseño de Máquinas de Norton

El primer material es acero, tomando valores de la tabla 4.2.

$$E_1 := 30 \cdot 10^6 \text{ psi} \quad \text{Módulo de elasticidad para el acero}$$

$$A_{\text{rigidez1}} := 0.78715 \quad \text{Parámetro de rigidez A (acero)}$$

$$b_{\text{rigidez1}} := 0.62873 \quad \text{Parámetro de rigidez b (acero)}$$

$$km_1 := d \cdot E_1 \cdot A_{\text{rigidez1}} e^{b_{\text{rigidez1}} \left(\frac{d}{L_{\text{pieza}}} \right)} \quad \text{Rigidez del material (acero)}$$

$$km_1 = 1.617 \times 10^7 \quad \begin{array}{l} \text{lb} \\ \text{pulg} \end{array}$$

El segundo material también es acero y es el perteneciente al mandril.

$$A_{\text{rigidez2}} := 0.78715 \quad \text{Parámetro de rigidez A (acero)}$$

$$b_{\text{rigidez2}} := 0.62873 \quad \text{Parámetro de rigidez b (acero)}$$

$$km_2 := d \cdot E_1 \cdot A_{\text{rigidez2}} e^{b_{\text{rigidez2}} \left(\frac{d}{L_{\text{mandril}}} \right)} \quad \text{Rigidez del material (acero)}$$

$$km_2 = 2.182 \times 10^7 \quad \begin{array}{l} \text{lb} \\ \text{pulg} \end{array}$$

Por ende la rigidez de la junta (sólo materiales) va a ser:

$$km := \frac{1}{\frac{1}{km_1} + \frac{1}{km_2}} \quad (4.16)$$

$$km = 9.287 \times 10^6 \quad \begin{array}{l} \text{lb} \\ \text{pulg} \end{array}$$

El factor de rigidez de la junta de materiales y perno ser

$$C_r := \frac{k_b}{k_m + k_b} \quad \text{Factor de rigidez}$$

$$C_r = 0.399$$

$$C' := 1 - C_r$$

$$C' = 0.601$$

Las porciones de la carga aplicada P_m que van a sentir tanto el perno como el acero son:

$$P_b := C_r \cdot P_m \quad \text{Porción de la carga aplicada que soporta el perno}$$

$$P_b = 3.201 \quad \text{lb}$$

$$P_{ma} := (1 - C_r) \cdot P_m \quad \text{Porción de la carga que soportan los materiales}$$

$$P_{ma} = 4.813 \quad \text{lb}$$

Por lo tanto las cargas aplicadas totales tanto en el perno como en los materiales va a ser de:

$$F_b := F_i + P_b \quad \text{Fuerza total aplicada al perno}$$

$$F_b = 1.086 \times 10^4 \quad \text{lb}$$

$$F_m := F_i - P_{ma} \quad \text{Fuerza total aplicada a los materiales}$$

$$F_m = 1.085 \times 10^4 \quad \text{lb}$$

Entonces se procede a calcular el esfuerzo máximo a tensión que sufre el perno, mediante la fórmula 4.17.

$$\sigma_b := \frac{F_b}{A_t} \quad \text{Esfuerzo de tensión} \quad (4.17)$$

$$\sigma_b = 7.653 \times 10^4 \quad \text{psi}$$

Por lo tanto el factor de seguridad a la fluencia usando la fórmula 4.18 será:

$$N_y := \frac{S_y}{\sigma_b} \quad (4.18)$$

$$N_y = 1.202$$

La carga requerida para separar la unión es:

$$P_0 := \frac{F_i}{(1 - Cr)}$$

$$P_0 = 1.808 \times 10^4 \quad \text{lb}$$

Y el factor de seguridad a la separación de la unión se

$$N_{sep} := \frac{P_0}{\frac{P_m}{4}}$$

$$N_{sep} = 9.021 \times 10^3$$

4.1.5.2. Diseño de pernos en chumaceras.

Los pernos a calcularse están dispuestos en las chumaceras en un número de dos unidades por cada una de ellas, el cálculo se facilita debido a que todos los pernos soportan una carga igual.

Cada perno está soportando una carga de $P/4$ por consiguiente se procede a calcular un solo perno.

Se procede a estimar un perno y calcular si este es idóneo.

Especificaciones:

Número de grado SAE: 5

Acero al medio carbono, templado y revenido.

$P := 22.48$ lb Carga P ejercida por el elevador mecánico

$S_p := 85000$ psi Resistencia de prueba

$S_y := 92000$ psi Resistencia a la fluencia

$S_u := 120000$ psi Resistencia última a la tracción

$$\text{Tamaño} := \frac{7}{16}$$

$d := 0.4375$ pulg Diámetro mayor

$H/P = 14$ Hilos por pulgada

$d_r := 0.354$ pulg Diámetro menor

$A_t := 0.106$ pulg² Área de esfuerzo de tensión

$E := 30 \cdot 10^6$ psi Módulo de elasticidad para el acero

La longitud de la junta está dada por la altura a unirse de la chumacera más el espesor de la placa y el espesor de la arandela.

$$L_{\text{chumacera}} := 0.6299 \quad \text{pulg}$$

$$L_{\text{placa}} := 0.1968 \quad \text{pulg}$$

$$L_{\text{arandela}} := 0.11 \quad \text{pulg}$$

$$L_{\text{tuerca}} := 0.393 \quad \text{pulg}$$

TABLA E-32 De Shigle

$$L_{\text{perno}} > L_{\text{chumacera}} + L_{\text{placa}} + L_{\text{arandela}} + L_{\text{tuerca}}$$

$$L_{\text{perno}} := L_{\text{chumacera}} + L_{\text{placa}} + L_{\text{arandela}} + L_{\text{tuerca}}$$

$$L_{\text{perno}} = 1.33 \quad \text{pulg}$$

$$L_{\text{perno}} := 2 \quad \text{pulg}$$

$$L_{\text{sujeción}} := L_{\text{chumacera}} + L_{\text{placa}} + L_{\text{arandela}}$$

$$L_{\text{sujeción}} = 0.937 \quad \text{pulg}$$

Se procede a calcular la precarga:

$$F_i := 0.9 \cdot S_p \cdot A_t \quad \text{Fuerza de precarga estática}$$

$$F_i = 8.109 \times 10^3 \quad \text{lb}$$

Luego de haber determinado la precarga, se determinan las longitudes de rosca y de vástago:

$$L_{\text{rosca}} := 2 \cdot d + 0.25 \quad \text{Longitud parte roscada del perno} \quad (4.19)$$

$$L_{\text{rosca}} = 1.125 \quad \text{pulg}$$

$$L_{\text{vástago}} := L_{\text{perno}} - L_{\text{rosca}} \quad \text{Longitud parte no roscada del perno} \quad (4.20)$$

$$L_{\text{vástago}} = 0.875 \quad \text{pulg}$$

A partir de estos datos se puede determinar la longitud de la rosca que está en la zona de sujeción:

$$L_t := L_{\text{sujeción}} - L_{\text{vástago}} \quad \text{Longitud roscada que se encuentra dentro de la union. (4.21)}$$

$$L_t = 0.062 \quad \text{pulg}$$

Se procede a determinar la rigidez del perno:

$$A_b := \frac{\pi}{4} \cdot d^2 \quad \text{Área del perno de la parte no roscada} \quad (4.22)$$

$$k_b := \frac{1}{\left(\frac{L_t}{A_t \cdot E} + \frac{L_{\text{vástago}}}{A_b \cdot E} \right)} \quad \text{Rigidez del perno} \quad (4.23)$$

$$k_b = 4.686 \times 10^6 \quad \begin{matrix} \text{lb} \\ \text{pulg} \end{matrix}$$

Y la rigidez del material, en el presente caso se tiene dos materiales, acero y fundición gris:

Según el estudio realizado por Wileman la rigidez del material se puede expresar mediante la ecuación exponencial 4.24

$$km = d * E * A * e^{b(d/L_{\text{material}})} \quad (4.15)$$

En la tabla 4.3 se pueden observar algunos valores para algunos materiales de las constantes A y b involucradas en la ecuación 4.15.

Tabla 4. 3 Parámetros de Rigidez de varios materiales

Parámetros de Rigidez				
Material	E (GPa)	v	A	b
Acero	206.8	0.291	0.78715	0.62873
Aluminio	71	0.334	0.7967	0.63816
Cobre	118.6	0.326	0.79568	0.63553
Fundición gris	100	0.211	0.77871	0.61616

Fuente: Diseño de Máquinas de Norton

El primer material es acero A36, material del cual están conformados los soportes de las chumaceras.

$$E_1 := 30 \cdot 10^6 \text{ psi} \quad \text{Módulo de elasticidad para el acero}$$

$$A_{\text{rigidez1}} := 0.78715 \quad \text{Parámetro de rigidez A (acero)}$$

$$b_{\text{rigidez1}} := 0.62873 \quad \text{Parámetro de rigidez b (acero)}$$

$$km_1 := d \cdot E_1 \cdot A_{\text{rigidez1}} \cdot e^{b_{\text{rigidez1}} \left(\frac{d}{L_{\text{placa}}} \right)} \quad \text{Rigidez del material (acero)}$$

$$km_1 = 4.18 \times 10^7 \frac{\text{lb}}{\text{pulg}}$$

El segundo material es fundición gris y es el perteneciente a las chumaceras

$$E_2 := 15 \cdot 10^6 \text{ psi} \quad \text{Módulo de elasticidad para el acero}$$

$$A_{\text{rigidez2}} := 0.77871 \quad \text{Parámetro de rigidez A (hierro fundido)}$$

$$b_{\text{rigidez2}} := 0.61616 \quad \text{Parámetro de rigidez b (hierro fundido)}$$

$$km_2 := d \cdot E_2 \cdot A_{\text{rigidez2}} \cdot e^{b_{\text{rigidez2}} \left(\frac{d}{L_{\text{chumacera}}} \right)} \quad \text{Rigidez del material (hierro fundido)}$$

$$km_2 = 7.84 \times 10^6 \frac{\text{lb}}{\text{pulg}}$$

Por ende la rigidez de la junta (sólo materiales) va a ser:

$$km := \frac{1}{\frac{1}{km_1} + \frac{1}{km_2}} \quad (4.24)$$

$$k_m = 6.602 \times 10^6 \frac{\text{lb}}{\text{pulg}}$$

El factor de rigidez de la junta de materiales y perno será:

$$C := \frac{k_b}{k_m + k_b} \quad \text{Factor de rigidez} \quad (4.25)$$

$$C = 0.415$$

$$C' := 1 - C$$

$$C' = 0.585$$

Las porciones de la carga aplicada $P/4$ que van a sentir tanto el perno como la junta de fundición gris y acero son:

$$P_b := C \cdot P \quad \text{Porción de la carga aplicada que soporta el perno} \quad (4.26)$$

$$P_b = 9.332 \quad \text{lb}$$

$$P_{ma} := (1 - C) \cdot P \quad \text{Porción de la carga que soportan los materiales} \quad (4.27)$$

$$P_{ma} = 13.148 \quad \text{lb}$$

Por lo tanto las cargas aplicadas totales tanto en el perno como en los materiales va a ser de:

$$F_b := F_i + P_b \quad \text{Fuerza total aplicada al perno} \quad (4.28)$$

$$F_b = 8.118 \times 10^3 \quad \text{lb}$$

$$F_m := F_i - P_{ma} \quad \text{Fuerza total aplicada a los materiales} \quad (4.29)$$

$$F_m = 8.096 \times 10^3 \quad \text{lb}$$

Entonces se procede a calcular el esfuerzo máximo a tensión que sufre el perno, mediante la fórmula 4.17:

$$\sigma_b := \frac{F_b}{A_t} \quad \text{Esfuerzo de tensió}$$

$$\sigma_b = 7.659 \times 10^4 \quad \text{psi}$$

Por lo tanto el factor de seguridad a la fluencia usando la fórmula 4.18 será:

$$N_y := \frac{S_y}{\sigma_b}$$

$$N_y = 1.201$$

La carga requerida para separar la unión es:

$$P_0 := \frac{F_i}{(1 - C)} \quad (4.30)$$

$$P_0 = 1.386 \times 10^4 \quad \text{lb}$$

Y el factor de seguridad a la separación de la unión será:

$$N_{\text{sep}} := \frac{P_0}{\frac{P}{4}} \quad (4.31)$$

$$N_{\text{sep}} = 2.467 \times 10^3$$

CAPÍTULO 5

CONSTRUCCIÓN DEL EQUIPO

5.1. DESCRIPCIÓN DE LOS COMPONENTES DEL EQUIPO.

Luego de haber escogido la alternativa más idónea para la construcción de los diferentes componentes del sistema de flexión para el equipo AVERY, y de diseñar los elementos que componen al mismo, se procede a la adquisición de dichos elementos.

5.1.1. DESCRIPCIÓN DE RODAMIENTOS

El tipo de rodamientos a adquirirse son rodamientos comunes y corrientes ya que sólo nos sirven como soportes en el sistema de aplicación de carga en la probeta, puesto que al momento de los ensayos el contacto entre la probeta y los rodamientos es despreciable ya que no tendremos ni siquiera una revolución el momento del ensayo destructivo.



Figura 5. 1 Chumaceras autoalineantes

El momento de comprar estos elementos se especificó en el sitio de compra, el diámetro interior y la carga que soporta el rodamiento.

La comercializadora en donde se adquirieron los rodamientos es RULIMANESA B.Z.H. Cía. Ltda, estos son de marcas FAG con el código P-205 de 1", procedentes de China.

5.1.2. DESCRIPCIÓN DEL ELEVADOR MECÁNICO

Se compro un elevador mecánico tipo lagarto de una tonelada de capacidad, al mismo que se le acoplo un dinamómetro marca CHATILLON de capacidad 250 lb, que va sujeto al elevador por medio de una placa metálica que se la soldó al elevador, el lugar en donde se adquirió fue en PROINTEC Cía. Ltda., y el dinamómetro propiedad del Laboratorio de Resistencia de Materiales de la ESPE.



Figura 5. 2 Elevador mecánico tipo lagarto



Figura 5. 3 Dinamómetro capacidad 250 libras

5.1.3. DESCRIPCIÓN DE LA PLACA QUE SUJETA AL DINAMÓMETRO

La placa tiene la función de mantener estático al dinamómetro para que al momento de aplicar carga no exista ningún tipo de desplazamiento, además esta placa está soldada al elevador mecánico que es realmente quien aplica la carga por medio de un tornillo de potencia.

El material de la placa es Acero A36 de 3mm de espesor, Resistencia a la tracción 450 a 500 MPa.



Figura 5. 4 Placa que sujeta al dinamómetro

5.1.4. DESCRIPCIÓN DE PLACA TRANSMISORA DE FUERZA Y PLACA BASE

El diseño de la placa se lo hizo por deflexión; esta placa se la adquirió en FERRACERO WILLY ya que en esta distribuidora se encuentra planchas de acero con las dimensiones y formas requeridas, el acero del cual están constituidas las placas son de acero A36.

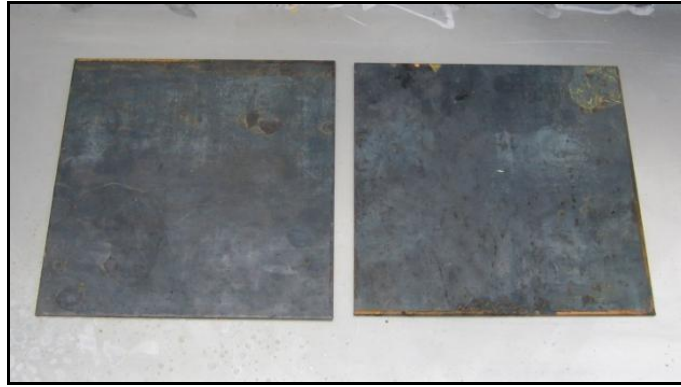


Figura 5. 5 Placa transmisora de fuerza y placa base

Las especificaciones de la placa transmisora de fuerza son las siguientes: Acero estructural A36, espesor 3mm, Resistencia a la tracción 450 a 500 MPa.

Las especificaciones de la placa base son las siguientes: Acero estructural A36, espesor 3mm, Resistencia a la tracción 450 a 500 MPa.

5.1.5. DESCRIPCIÓN DE SOPORTES GUIAS

Por la necesidad de tener un ascenso uniforme de la placa transmisora de fuerza, se adquirió un tubo cilíndrico de Acero para que sirva como guía de 1 plg de diámetro y 1/8 de plg de espesor en FERRACERO WILLY de 800mm de longitud el cual se lo dividió en dos partes iguales.



Figura 5. 6 Soportes guía en la placa base

5.1.6. DESCRIPCIÓN DE PERNOS

Para sujetar las chumaceras a la placa transmisora de fuerza es necesario utilizar pernos, los cuales van colocados en los extremos de las chumaceras en número de dos por cada una de ellas.

Las especificaciones de los pernos a utilizarse son las siguientes: Acero al medio carbono templado y revenido SAE 5 de 7/16", resistencia a la tracción 120000 psi.



Figura 5. 7 Pernos para las chumaceras

5.1.7. DESCRIPCIÓN DE PRENSAS DE SUJECIÓN DEL SISTEMA DE FLEXIÓN AL EQUIPO AVERY

Es de suma importancia mantener adherida y fija la placa base del sistema de flexión, al equipo AVERY.

Es por eso que se compró cuatro prensas que son ubicadas en cada esquina, para mantener inmóvil la placa y por consecuencia evitar algún tipo de error.

Las prensas portátiles fueron adquiridas en FERRISARIATO.



Figura 5. 8 Prensas mecánicas que sujetan al equipo AVERY

5.2. PROCESO DE CONSTRUCCIÓN DEL EQUIPO.

Para realizar la construcción del sistema de flexión, se debe llevar a cabo mediante pasos ordenados, facilitándose con el uso de un diagrama de operaciones.

5.2.1. DIAGRAMA DE OPERACIONES DE CONSTRUCCIÓN.

El diagrama de operaciones utiliza un solo símbolo, e indica la secuencia de fabricación, subensamblaje y ensamblaje; además de que indica los componentes del equipo.

El diagrama de operaciones es diferente para cada producto y es de gran utilidad porque da una idea de las necesidades del equipo.

5.2.1.1. Diagrama de operaciones para el sistema de flexión

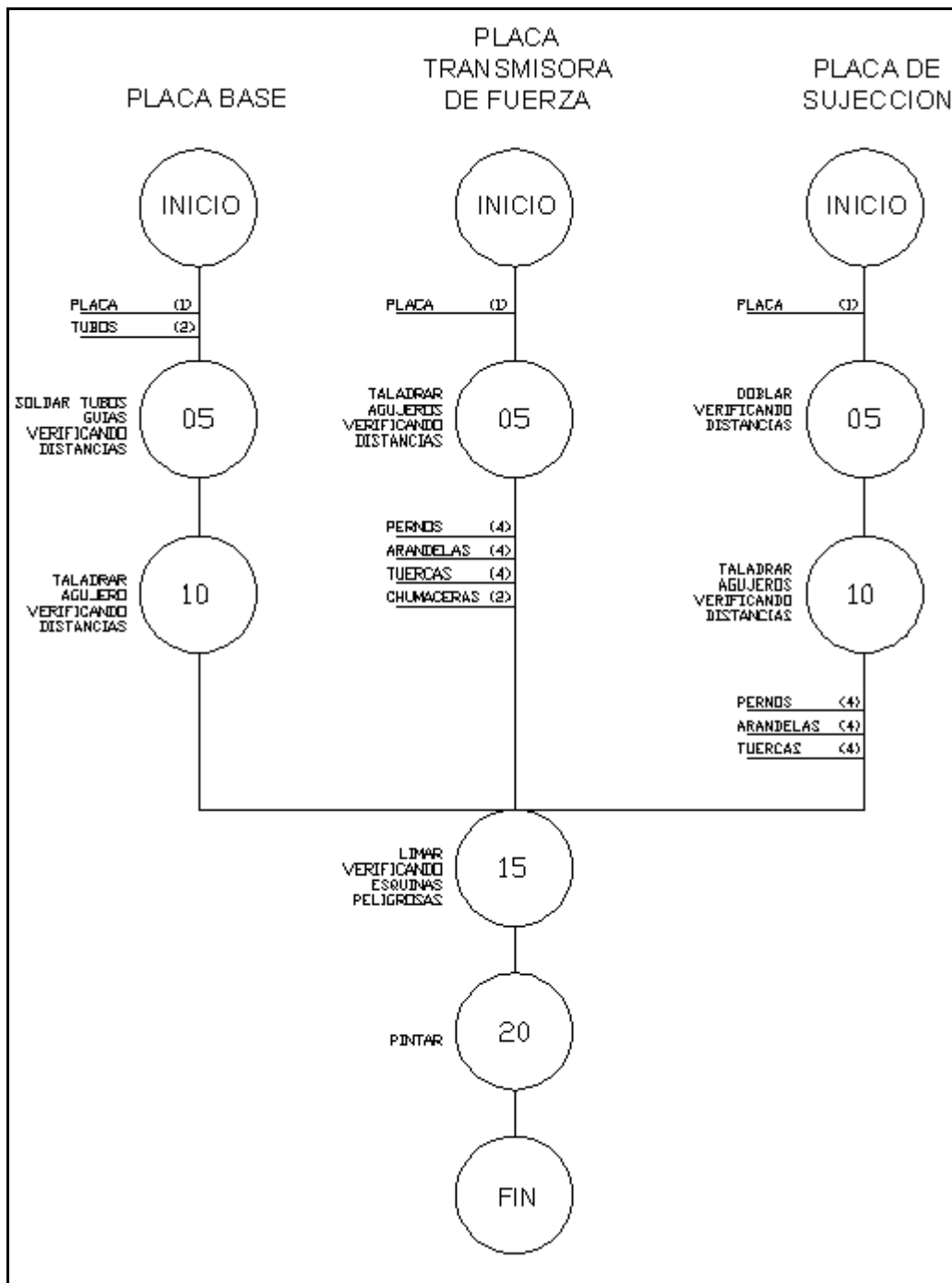


Figura 5.9 Diagrama de operaciones para la construcción del sistema de flexión

5.3. SISTEMA MECÁNICO Y DE MEDICIÓN

Los pasos seguir en la construcción del sistema de flexión para el equipo de torsión AVERY son los siguientes.

5.3.1. PERFORACIÓN DE AGUJEROS PARA PERNOS EN LA PLACA TRANSMISORA DE FUERZA.

Luego del diseño de los pernos se procede a perforar la placa transmisora de fuerza por medio de un taladro vertical con una broca de 7/16 pulgadas, teniendo muy en cuenta las separaciones existentes entre chumaceras, además se realizó dos perforaciones de 1 pulgada a los costados de la placa para que pueda ascender uniformemente por los soportes guía al momento de que se le aplique carga por medio del elevador mecánico.



Figura 5. 10 Determinación de distancias entre chumaceras



Figura 5. 11 Agujeros 7/16" en la placa transmisora de fuerza

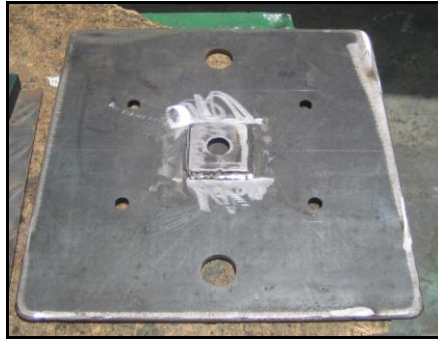


Figura 5. 12 Agujeros 1" en los extremos de la placa transmisora de fuerza

5.3.2. MONTAJE EN LA PLACA TRANSMISORA DE FUERZA DE LAS CHUMACERAS PIVOTE

Después de haber diseñado y perforado la placa de transmisión de fuerza se procede a montarla en las chumaceras, esto se lo hace realizando en dicha placa agujeros de 7/16 de pulgada, para poder sujetarla a las chumaceras mediante los pernos diseñados, tomando muy en cuenta la ubicación de estas y las respectivas distancias entre chumaceras que es de vital importancia para que se produzca el momento flector.



Figura 5. 13 Montaje de las chumaceras en la placa transmisora de fuerza.

5.3.3. ALINEAMIENTO DE CHUMACERAS

Una vez que se tiene montada la placa en las chumaceras pivote, se procede a empernar las chumaceras soporte con pernos de 7/16 de pulg., con un pie de rey (apreciación de 0.01mm) se procede a tomar distancias y tener bien alineadas las distancias entre ellas.



Figura 5. 14 Chumaceras alineadas

5.3.4. CONSTRUCCIÓN Y MONTAJE DE PLACA EN LA QUE SE SUJETA EL DINAMÓMETRO

En este tipo de ensayos se requiere de cargas, por lo que es necesario disponer de un dinamómetro para aplicar la fuerza requerida, por la incomodidad y por que no se dispone de espacio en la bancada del equipo AVERY se acopló el dinamómetro al elevador mecánico por medio de una placa de acero la cual irá soldada al elevador mecánico para obtener mayor exactitud al momento de aplicar carga a la placa transmisora.



Figura 5. 15 Placa que sujeta al dinamómetro



Figura 5. 16 Dinamómetro sujeto en la placa

5.3.5. PINTURA DEL SISTEMA DE APLICACIÓN DE CARGA

Una vez que se tiene todo ubicado se puede pintar el equipo, procediendo primero a lijar todos sus componentes estructurales para eliminar cualquier deformación, luego pintar mediante el uso de un compresor y soplete el recubrimiento o base anticorrosiva y por último dar el acabado final es decir con la pintura esmalte color gris acero.



Figura 5. 17 Proceso de pintura

5.3.6. MONTAJE DEL SISTEMA DE APLICACIÓN DE CARGA EN EL EQUIPO DE TORSIÓN AVERY.

En un nivel más alto se colocó la placa transmisora de fuerza, en esta se presenta una platina de 5mm de espesor en la parte inferior con una

perforación de 20mm de diámetro para que en su interior se ajuste la pieza superior del dinamómetro el cuál medirá la carga aplicada, el elevador mecánico se autoajustará a la placa base el momento de aplicar carga, previamente se debe ensamblar las placas con un nivel para que el momento de ascender la placa transmisora de fuerza se lo haga de forma uniforme.

Las prensas se las colocará en una forma simétrica en la placa base con los soportes y la bancada del equipo AVERY, en los vértices de la placa base y con un ajuste equitativo para las cuatro prensas portátiles.

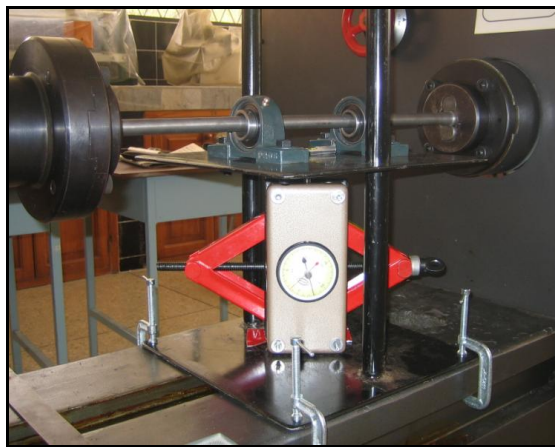


Figura 5. 18 Montaje del sistema de aplicación de carga

CAPÍTULO 6

PRUEBAS DE FUNCIONAMIENTO

6.1. PUESTA A PUNTO.

En el ensayo de torsión y flexión combinado se basó en las normas ASTM para un correcto procedimiento, puntualmente a la norma ASTM E 143 y E 558 para torsión (ver anexo D), la norma ASTM A 438 para flexión (Ver Anexo D), ya que con esto se facilita el ensayo, además se ha calibrado el dinamómetro, se tomó valores de deflexión con comparador de reloj, se calibró el equipo de torsión AVERY, se ha medido la precarga con el mismo dinamómetro que se utilizará para aplicar carga, se ha calculado las medidas de las probetas, se ha desbastado la carcasa de los rodamientos para que estos se comporten como rótulas, se ha determinado el σ_{ut} y σ_{uc} de las probetas a ensayar por medio de un ensayo de tracción y compresión respectivamente.

6.1.1. CALIBRACIÓN DEL DINAMÓMETRO.

Para tener una idea más clara de la fuerza que en realidad se encuentra aplicando el dinamómetro, se procedió a calibrarlo mediante la máquina de ensayos universales marca MTS que se encuentra en el Laboratorio de Resistencia de Materiales de la ESPE., las características técnicas de esta máquina se especifican en la siguiente tabla:

Tabla 6. 1 Características técnicas Máquina MTS

Características Técnicas			
Modelo	5002	Ciclos	60 Hz
Voltaje	110/120 V	Peso	300 Kg
Fases	1	Capacidad Máx	5000 N

Fuente: Laboratorio de Resistencia de Materiales FIME.



Figura 6.1 Medidor de carga QUANTROL



Figura 6.2 Calibración de Dinamómetro

Se tomaron tres medidas, cada 50lb del dinamómetro CHATILLON, los resultados se presentan en la tabla 6.2

Tabla 6.2 Carta de calibración del dinamómetro

Fuerza en el dinamómetro	Fuerza aplicada				
	1ª Prueba	2ª Prueba	3ª Prueba	Promedio	Error
(lb)	(lb)	(lb)	(lb)	(lb)	(%)
50	52.5	52.5	50	51.66	-3.3
100	100	102.5	102.5	101.66	-1.7
150	150	150	152.5	150.83	-0.5
200	200	202.5	205	202.50	-1.3
250	252.5	250	255	252.50	-1.0

Fuente: Propia

6.1.2. CALIBRACIÓN DEL EQUIPO DE TORSIÓN AVERY

Es de vital importancia calibrar el equipo AVERY antes de realizar cualquier ensayo, ya que por el mal uso o el pasar del tiempo se puede descalibrar, para esto se calibró primero un torcómetro marca BRITool EVT 3000A en la escala de 70-300 N-m con el equipo QUANTROL perteneciente al Laboratorio de Resistencia de Materiales de la ESPE.



Figura 6. 3 Torcómetro marca BRITool EVT 3000A



Figura 6. 4 Equipo QUANTROL



Figura 6. 5 Calibración del torcómetro

Tabla 6. 3 Carta de calibración del torcómetro

Carga en el Torcómetro (N-m)	Torque Aplicado				
	1ª Prueba (N-m)	2ª Prueba (N-m)	3ª Prueba (N-m)	Promedio (N-m)	Error (%)
70	70.8	72.4	71.6	71.6	-2.28
100	99.6	100.2	99.0	99.6	0.40
150	148.0	148.6	152.0	149.5	0.33
200	200.2	199.2	201.6	200.3	-0.15
250	252.0	258	253.0	254.3	-1.72
300	307	309	310.4	308.8	-2.93

Fuente: Propia

Una vez puesto a punto el torcómetro se procedió a calibrar el equipo de torsión AVERY utilizando una pieza para que se pueda ensamblar el torcómetro y así aplicar carga para su respectiva calibración.



Figura 6.6 Pieza ensamble del torcómetro



Figura 6.7 Calibración del equipo AVERY

Tabla 6.4 Carta de calibración del equipo de torsión AVERY (Escala: 750 N-m)

Carga en el Torcómetro (N-m)	Torque Aplicado				
	1ª Prueba (N-m)	2ª Prueba (N-m)	3ª Prueba (N-m)	Promedio (N-m)	Error (%)
90	89.00	82.50	86.00	85.83	-4.9
135	127.00	128.00	130.00	128.33	-5.2
180	176.00	174.00	172.00	174.00	-3.4
225	224.00	220.00	222.00	222.00	-1.3

Fuente: Propia

6.1.3. CALIBRACIÓN DE LA MÁQUINA DE ENSAYOS UNIVERSALES AMSLER

Para tomar todo tipo de datos por medio de equipos es necesario calibrarlos antes del ensayo para tener la certeza de que los datos proporcionados por un equipo o máquina son verdaderos y evitar cualquier tipo de error. Es por esto que se procedió a calibrar la máquina de ensayos universales de marca AMSLER mediante una celda de carga CDC 20000 conectada a un medidor electrónico de deformaciones DIGITALER DEHNUNGSMESSER.



Figura 6.8 Celda de carga CDC 20000

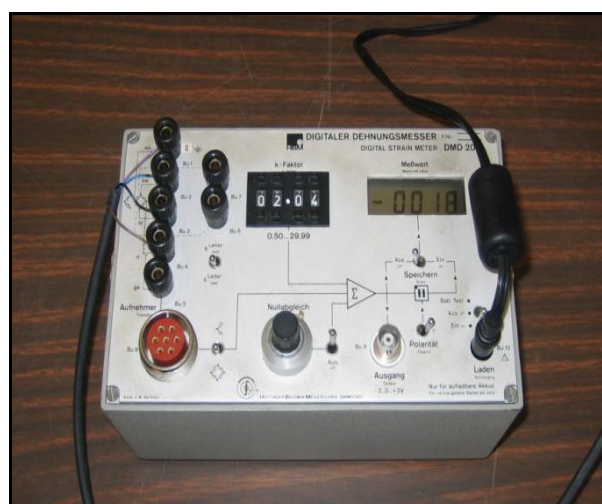


Figura 6.9 DIGITALER DEHNUNGSMESSER

Tabla 6. 5 Carta de calibración de la Máquina AMSLER

CARGA	DEFORMACIÓN UNITARIA	PRUEBA	ERROR
Kgf	E*10⁻⁶	E*10⁻⁶	%
0	0	0	0
100	3	3	0
200	6	6	0
300	9	9	0
400	12	12	0
500	15	15	0
600	18	18	0
700	21	21	0
800	24	24	0
900	27	27	0
1000	30	30	0
1100	33	33	0
1200	37	36	2,7
1300	40	39	2,5
1400	43	43	0
1500	46	46	0
1600	49	49	0
1700	52	52	0
1800	55	55	0
1900	59	58	1,7
2000	62	61	1,6
2100	65	65	0
2200	68	68	0
2300	71	71	0
2400	74	74	0
2500	77	77	0
2600	80	80	0
2700	83	83	0
2800	86	86	0
2900	89	89	0
3000	93	92	1,1

Fuente: Tesis del Ingeniero Rene Lara y Marco Sarzosa

6.1.4. MEDICIÓN DE LA PRECARGA

En el capítulo 3 se determinó teóricamente una precarga la cual es igual a la sumatoria de los pesos de: chumaceras con sus respectivos pernos, arandelas y tuercas además la placa transmisora de fuerza.

La medición de esta precarga se la realizó mediante el dinamómetro que aplicará carga vertical hacia arriba en el sistema de flexión por lo tanto la precarga debe ser restada a la carga aplicada.

La capacidad de este dinamómetro es de 250lb con apreciación de 2.5lb de marca CHATILLON.

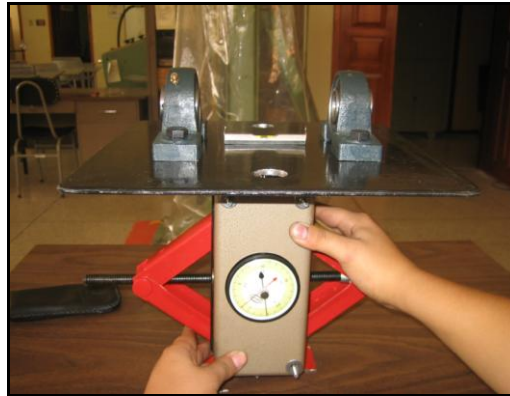


Figura 6. 10 Medición de la precarga en el sistema de flexión

Se tomó cinco valores y los resultados fueron:

Tabla 6. 6 Precarga en el sistema de flexión

Nº	Precarga (lb)	Precarga (kg)
1	5.1	2.3
2	4.9	2.2
3	5.0	2.2
4	5.0	2.2
5	5.1	2.3
Promed.	5.0	2.2

Fuente: Propia

6.1.5. DESBASTADO DE LAS CARCASAS DE LOS RODAMIENTOS

Otro de los problemas que se presentó previo a la realización de las pruebas fue que las chumaceras no permitían una total disposición de rótula; se había mencionado que era de vital importancia que los rodamientos no presenten ningún tipo de empotramiento, es por eso que sacando los rodamientos de sus carcasas respectivas se procedió a desbastar el interior de estas con movimientos circulares mediante una lija para acero.



Figura 6. 11 Lijado de carcasas

6.1.6. PROBETA DE ENSAYO

Para el ensayo de flexo torsión de materiales frágiles se escogió un hierro fundido de clase 30 adquirido en FUNDICIONES RECALDE en un número de 20 unidades con sus respectivas dimensiones figura 6.12.



Figura 6. 12 Tochos de Hierro Fundido

Las dimensiones de la probeta fueron calculadas en el capítulo de diseño dando valores aleatorios de longitud y diámetro, para obtener la mínima capacidad de torque y momento flector, ya que las medidas de las probetas para el ensayo de torsión y para el ensayo de flexión según sus normas ASTM E143, A438 respectivamente no cumplían con el parámetro fundamental para calcular la capacidad del equipo, las medidas que más se ajustaron para este tipo de ensayo son las siguientes:

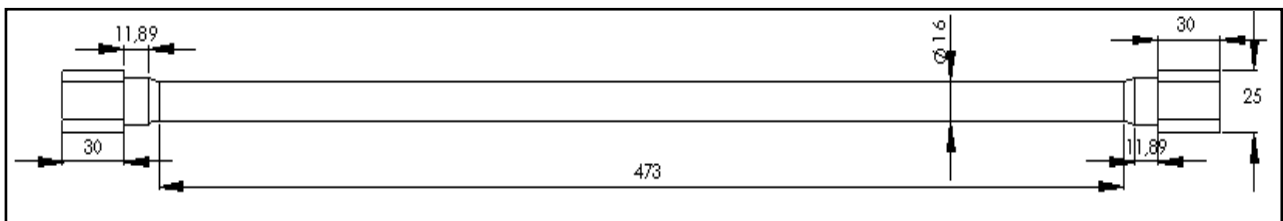


Figura 6. 13 Dimensiones de la probeta en mm, vista frontal

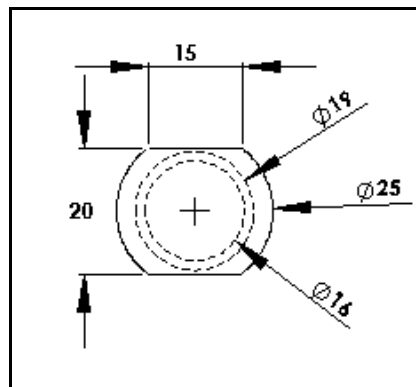


Figura 6. 14 Dimensiones de la probeta en mm, vista lateral

Luego de determinar las medidas para las probetas se las maquinó en los tornos de la FÁBRICA DE MUNICIONES SANTA BARBARA S.A. por motivo de la existencia de varias Máquinas Herramientas y la calidad de trabajo.



Figura 6.15 Maquinado de probetas



Figura 6. 16 Probetas a punto para el ensayo

6.1.7. MEDICIÓN DE DEFLEXIONES EN LA PROBETA

Se las realizó mediante un comparador de reloj de apreciación de 0.01mm con un alcance de 30mm, ya que al tener una aplicación de carga en sentido vertical, es importante tener en cuenta la distancia que se deflexiona la viga, principalmente en el centro de la probeta.

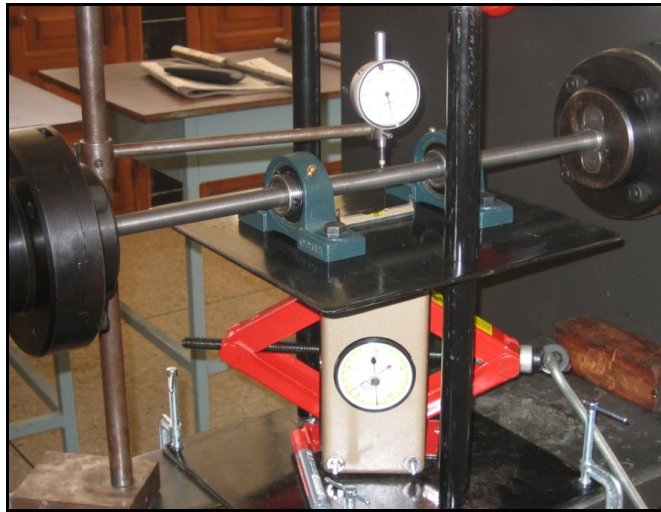


Figura 6. 17 Medición de deflexiones

Las deflexiones se observan en la siguiente tabla:

Tabla 6. 7 Deflexiones verticales en la probeta

N°	Carga (lb)	Deflexión (mm)
1	45	1.13
2	90	1.63
3	135	2.11
4	180	2.82
5	225	3.36

Fuente: Propia

6.1.8. DETERMINACIÓN DEL TORQUE

Antes de proceder a realizar las pruebas de flexo-torsión, se realizó un ensayo solamente de torsión con una de las probetas a ensayar para determinar el torque máximo que soporta este tipo de probetas.

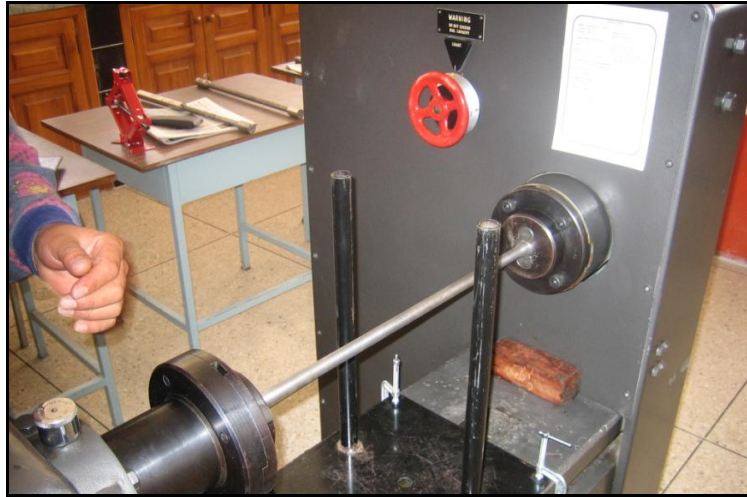


Figura 6. 18 Probeta a punto para el ensayo de torsión pura

Luego de realizar el ensayo se determinó que el torque fue de 152 N-m.



Figura 6. 19 Probeta luego del ensayo de torsión pura

6.1.9. DETERMINACIÓN DE LA CARGA

Para determinar la carga que soporta este tipo de probeta se realizó un ensayo de flexión pura de la norma ASTM E 438 en la máquina de ensayos universales marca AMSLER aplicando carga constante en una escala de 2000Kg.



Figura 6. 20 Máquina de ensayos universales AMSLER RM29

Al realizar el ensayo se apoyó la probeta en dos rodillos a la distancia de 545mm entre centros.



Figura 6. 21 Probeta apoyada en los rodillos



Figura 6. 22: Probeta a punto para el ensayo



Figura 6. 23 Probeta flexionada

Luego de realizar el ensayo se determinó la carga máxima que soportó la probeta de hierro fundido clase 30 es de 132Kg equivalente a 291lb.

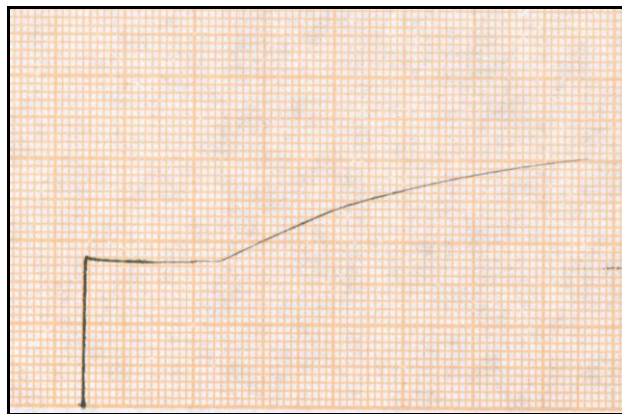


Figura 6. 24 Diagrama Esfuerzo vs. Deformación



Figura 6. 25 Probeta luego del ensayo

6.1.10. CÁLULO DE LA RESISTENCIA ÚLTIMA A LA TENSIÓN σ_{ut} DE HIERRO FUNDIDO CLASE 30

Para obtener el esfuerzo último de tracción real del hierro fundido clase 30, se procede a realizar un ensayo de tracción en la máquina de ensayos universales AMSLER, con una probeta de medidas especificadas según la norma ASTM A 48.



Figura 6. 26 Probetas de Hierro Fundido



Figura 6. 27 Probeta lista para el ensayo

Los resultados obtenidos por la máquina de ensayos universales AMSLER, se los puede visualizar en la figura 6.28

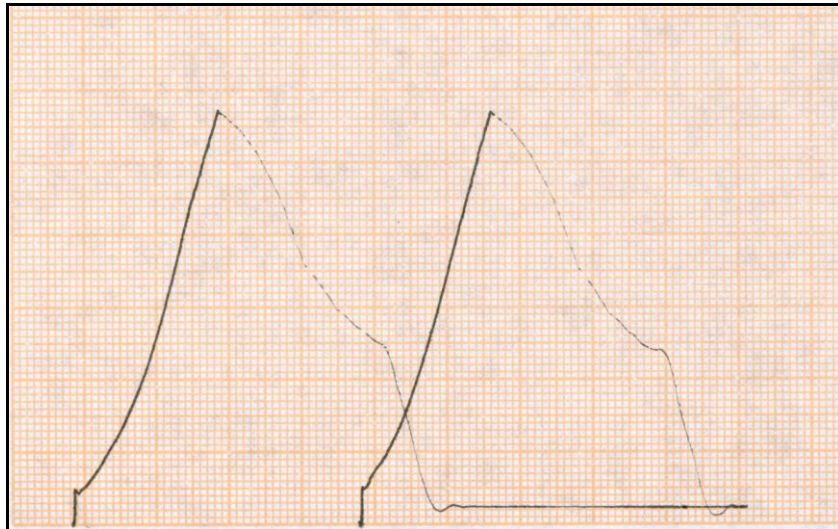


Figura 6. 28 Gráfica Esfuerzo vs. Deformación.

La carga máxima que resistió el material fue de 2970Kg. pero es necesario restar el peso del cabezal para tener la medida real de la resistencia, que es 2835Kg y con el área de la sección transversal 12.68mm, se procede a calcular el esfuerzo último a la tracción σ_{ut} .

$$\sigma_{ut} = \frac{Fu}{A_r} \quad (4.13)$$

En donde:

σ_{ut} : Esfuerzo máximo a tracción.

Fu : Fuerza última a la tracción.

A_r : Área en la sección de rotura.

Por lo tanto el esfuerzo último a la tracción en MPa es de:

$$\sigma_{ut} = \frac{2835 * 9.8}{\frac{\pi}{4} * 12.68^2}$$

$$\sigma_{ut} = 220.013 \text{ MPa}$$



Figura 6. 29 Fotografía de la probeta luego del ensayo de tracción

6.1.11. CÁLCULO DE LA RESISTENCIA ÚLTIMA A LA COMPRESIÓN σ_{uc} DE HIERRO FUNDIDO CLASE 30

Para obtener la resistencia última a la compresión real de las probetas, se realizó un ensayo de compresión en la máquina para ensayos de compresión AMSLER con capacidad de 100 toneladas.

Tabla 6. 8 Datos del ensayo de compresión

CARGA		DEFORMACION	
Ton	kg	mm	m
5	4535,9	0,36	0,0036
10	9071,8	0,47	0,0047
15	13607,8	0,56	0,0056
20	181,4	0,67	0,0067
25	22679,6	0,78	0,0078
30	27215,5	0,88	0,0088
35	31751,5	0,97	0,0097
40	36287,4	1,07	0,0107
45	40823,3	1,2	0,012
50	45359,2	1,3	0,013
52	47173.6	1.3	0.013

Fuente: Propia

$$\sigma_{uc} = \frac{Fc}{A_r} \quad (4.13)$$

En donde:

σ_{uc} : Esfuerzo máximo a compresión.

Fc : Fuerza última a compresión.

A_r : Área en la sección.

Por lo tanto el esfuerzo último a la compresión en MPa es de:

$$\sigma_{uc} = \frac{47173.6 * 9.8}{\frac{\pi}{4} * 28.20^2}$$

$$\sigma_{uc} = 740.1 \text{ MPa}$$



Figura 6. 30 Ensayo de compresión



Figura 6. 31 Probeta luego del ensayo de compresión

6.2. ANÁLISIS DE RESULTADOS

Para poder analizar los resultados es necesario realizar las pruebas o ensayos y así verificar que los datos teóricos sean semejantes a los prácticos, para establecer un margen de error del equipo de ensayos de torsión y flexión.

6.2.1. EJEMPLO DE CÁLCULOS.

Las probetas para los ensayos son de hierro fundido.

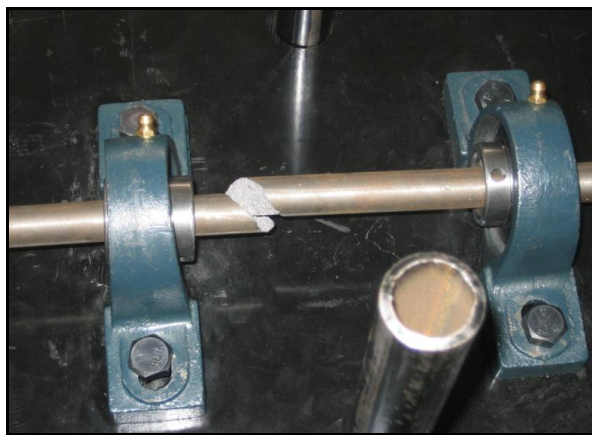


Figura 6. 32 Probeta luego del ensayo de torsión y flexión

6.2.1.1. Nueva formulación del círculo de Mohr.

La formulación clásica de la condición de paso al estado límite según la Teoría de Mohr para criterios de falla en materiales frágiles es la siguiente:

$$\frac{\sigma_1}{S_{ut}} - \frac{\sigma_2}{S_{uc}} = 1 \quad (4.1)$$

Los diagramas de tensiones límites para materiales frágiles obtenidos para estados tensionales planos según este planteamiento, se muestran respectivamente en la figura 6.33.

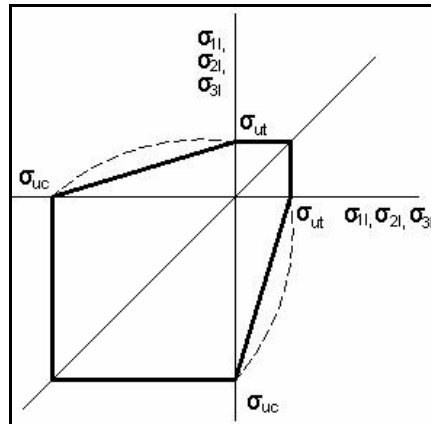


Figura 6. 33 Diagrama de la Teoría Clásica de Mohr para materiales frágiles

En líneas de trazos discontinuos se muestra también la forma de los diagramas de tensiones límites obtenidos experimentalmente, como se verá mas adelante.

Como se aprecia la formulación clásica de la Teoría de Mohr arroja ciertas diferencias con relación a los diagramas experimentales, sobre todo en el segundo y cuarto cuadrantes, tanto para materiales dúctiles como frágiles.

Para el caso de los materiales frágiles se obtiene que del estado tensional de cortante puro la destrucción ocurre cuando $\tau_u = \sigma_{ut} / (1 + K)$, introduciendo un error considerable ya que para los materiales frágiles se confirma experimentalmente que la destrucción bajo el estado tensional de cortante puro ocurre cerradamente cuando $\tau_u \cong \sigma_{ut}$.

El hecho de que existan estas diferencias con los resultados experimentales no quiere decir de ninguna manera que la Teoría de Mohr sea inexacta, sino simplemente que la expresión de la envolvente límite empleada en la formulación matemática de la Teoría Clásica de Mohr no es la más adecuada, ya que solamente toma en consideración los mayores círculos de Mohr correspondientes a los estados tensionales límites de tracción uniaxial y de compresión uniaxial.

Es necesario desarrollar una nueva formulación matemática de la envolvente de Mohr, incorporando en el análisis un tercer círculo, el mayor de los tres círculos

de Mohr para el caso del estado tensional límite de cortante puro, no sólo conduce a una formulación matemática mucho más exacta de la condición de resistencia según esta hipótesis, que reduce sensiblemente los errores en el segundo y cuarto cuadrante, sino que vincula el proceso de destrucción con el signo que posea la tensión normal media $\sigma_m = (\sigma_1 + \sigma_2)/2$, que exista en el plano donde la tensión tangencial es máxima.

6.2.1.2. Cálculo del los esfuerzos

Del diagrama de la figura 6.37 que muestra el primero y cuarto cuadrante (el segundo cuadrante es simétrico con relación al cuarto), se aprecia que la resistencia máxima a la a tracción de dicho material era:

$$\sigma_{ut} = 220 \text{ Mpa}$$

y la resistencia máxima a la compresión es mucho mayor

$$\sigma_{uc} = 740.1 \text{ Mpa} \quad \text{siendo:} \quad K = \frac{\sigma_{ut}}{\sigma_{uc}} = 0.3$$

para estados tensionales planos de tracción biaxial la destrucción de este material ocurría cuando cualquiera de las dos tensiones principales alcanzaba el valor de:

$$\sigma_{ut} = 220 \text{ Mpa}$$

para estados tensionales planos mixtos, es decir una tensión principal de flexión y torsión (segundo o cuarto cuadrantes), Para el estado tensional plano de cortante puro $\sigma_1 = \sigma$ y $\sigma_2 = -\sigma$, la destrucción se produjo cuando:

$$\tau_{m\acute{a}x} = \frac{(\sigma_1 - \sigma_2)}{2} = \sigma_{ut} = 220 \text{ Mpa}$$

si se aplicara la formulación clásica de Mohr para este material con:

$$K = \frac{\sigma_{ut}}{\sigma_{uc}} = \frac{220}{740.1} = 0.3$$

La destrucción bajo el estado tensional de cortante puro debía haber ocurrido cuando:

$$\tau_u = \frac{\sigma_{ut}}{(1 + K)} = 0.77 * \sigma_{ut} \quad (6.1)$$

Cuando los resultados prácticos de Davidenkov¹⁶ confirman que la destrucción ocurre cuando:

$$\tau_u = \sigma_{ut} \quad (6.2)$$

Lo que implica un error de:

$$\%e = \frac{|\tau_{xy}(\text{práctico}) - \tau_{xy}(\text{teórico})|}{\tau_{xy}(\text{teórico})} * 100$$

$$\frac{196.1 - 170.2}{170.2} * 100$$

15.2% *con relación a los experimentos*

La correspondencia entre la teoría y la práctica de los diagramas de tensiones límites trazados para cada una de las hipótesis de resistencia para los estados tensionales planos, ha sido confirmada experimentalmente.

Así por ejemplo el Académico N.N. Davidenkov realizó ensayos con diferentes materiales frágiles sometidos a estados tensionales planos con probetas en forma de tubos, de manera de poder lograr estados tensionales planos con

¹⁶ Tomada de Congreso Iberoamericano de Ingeniería Mecánica 2005 México D.F. ver anexo F

diferentes relaciones entre las tensiones principales. Los tubos eran sometidos a la acción simultánea de una carga axial (de tracción o de compresión) y a una presión interior, figura 6.34.

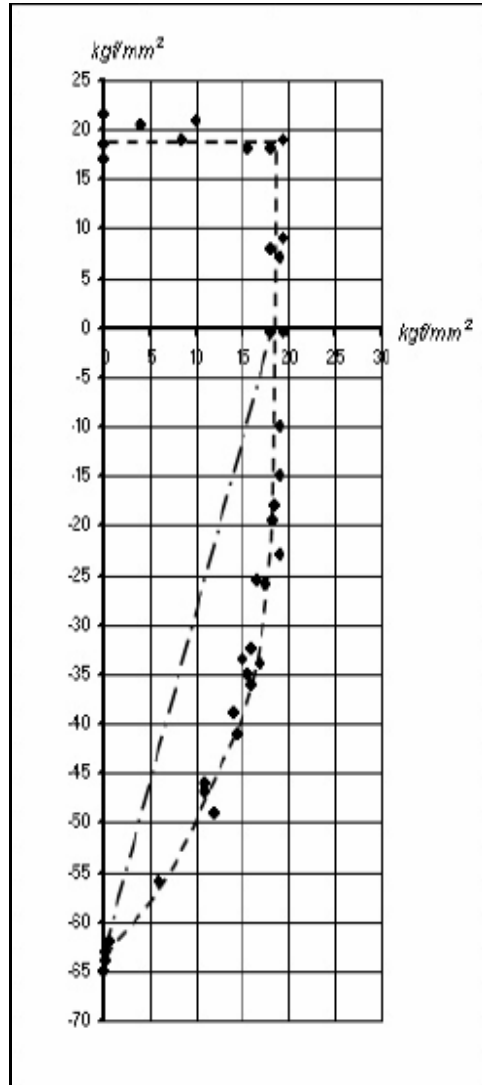


Figura 6. 34 Resultados experimentales de Davidenkov para Hierro Fundido¹⁷

Se verá a continuación como siguiendo el razonamiento lógico de Mohr e incorporando estos resultados experimentales obtenidos para el estado tensional de cortante puro, se puede obtener una formulación matemática más exacta de la condición de resistencia según la Teoría de los Estados Tensionales Límites de Mohr.

¹⁷ Tomada de Congreso Iberoamericano de Ingeniería Mecánica 2005 México D.F. ver anexo E

Se verá primero como obtener la ecuación de la evolvente límite utilizando el mayor de los tres círculos de Mohr correspondiente a los estados tensionales límites uniaxial de tracción y de cortante puro.

En la figura 6.35 se muestran estos círculos límites y el mayor de los tres círculos de Mohr de un estado tensional cualquiera en el cual las tensiones principales σ_1 y σ_2 han sido aumentadas proporcionalmente en su magnitud n veces, hasta que el mayor de los tres círculos de Mohr para ese estado tensional se hace tangente en el punto C a la evolvente límite ABC , formada por los círculos límites correspondientes al estado uniaxial límite de tracción y el límite de cortante puro.

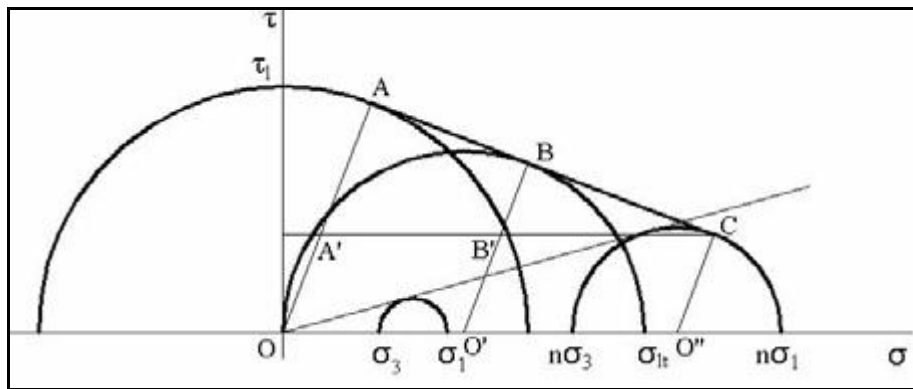


Figura 6. 35 Modelo de evolvente límite obtenida con el mayor de los tres círculos de Mohr correspondientes al estado tensional límite de tracción uniaxial y al estado tensional límite de cortante puro¹⁸

$$\frac{AA'}{A'C} = \frac{BB'}{B'C}$$

Donde:

$$AA' = \tau_l - n * (\sigma_1 - \sigma_2) / 2$$

$$BB' = \sigma_{lt} / 2 - n * (\sigma_1 - \sigma_2) / 2$$

$$A'C = OO'' = N * (\sigma_1 + \sigma_2) / 2$$

$$B'C = n * (\sigma_1 + \sigma_2) / 2 - \sigma_{lt}$$

¹⁸ Tomada de Congreso Iberoamericano de Ingeniería Mecánica 2005 México D.F. ver anexo E

Sustituyendo y procesando la expresión obtenida, considerando que la tensión límite a cortante se pueda expresar como una función de la tensión límite a tracción, o sea: $\tau_l = \phi \sigma_{lt}$ se obtiene que:

$$\sigma_1 - \sigma_2 * \left(\frac{1 - \phi}{\phi} \right) = \frac{\sigma_{lt}}{n}$$

Si se toma el factor de seguridad $n = 1$ se obtiene la condición de paso al estado límite para estos estados tensionales:

$$\sigma_1 - \sigma_2 * \left(\frac{1 - \phi}{\phi} \right) = \sigma_{lt} \quad (6.3)$$

Se expondrá a continuación como obtener la ecuación de la evolvente límite utilizando el mayor de los tres círculos de Mohr correspondiente a los estados tensionales límites uniaxial de compresión y de cortante puro. En la figura 6.36 se muestran estos círculos límites y el mayor de los tres círculos de Mohr de un estado tensional cualquiera en el cual las tensiones principales σ_1 y σ_2 han sido aumentadas proporcionalmente en su magnitud n veces, hasta que el mayor de los tres círculos de Mohr para ese estado tensional se hace tangente en el punto C a la evolvente límite ABC, formada por los círculos límites correspondientes al estado uniaxial límite de compresión y el límite de cortante puro.

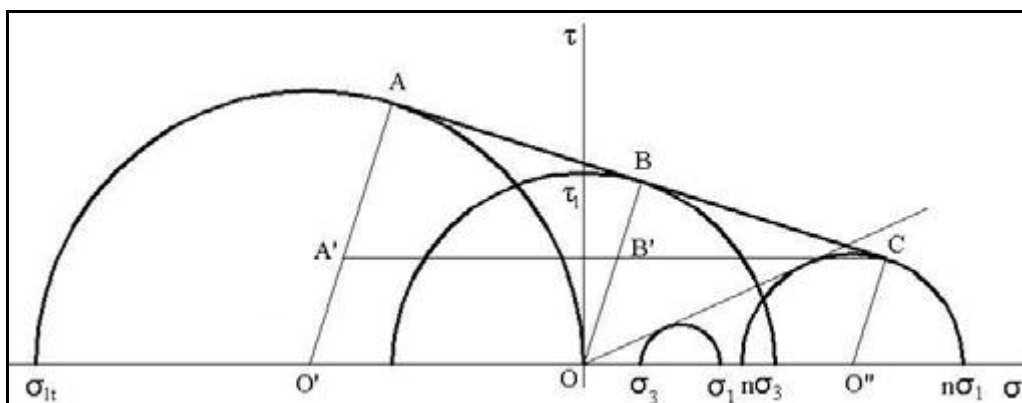


Figura 6. 36 Modelo de evolvente límite obtenida con el mayor de los tres círculos de Mohr correspondientes al estado tensional límite de compresión uniaxial y al estado tensional límite de cortante puro¹⁹

¹⁹ Tomada de Congreso Iberoamericano de Ingeniería Mecánica 2005 México D.F. ver anexo E

$$\frac{AA'}{A'C} = \frac{BB'}{B'C}$$

Donde:

$$AA' = \sigma_{lc}/2 - n * (\sigma_1 - \sigma_2)/2$$

$$BB' = \tau_l - n * (\sigma_1 - \sigma_2)/2$$

$$A'C = \sigma_{lc}/2 + n * (\sigma_1 + \sigma_2)/2$$

$$B'C = OO' = n * (\sigma_1 + \sigma_2)/2$$

Sustituyendo y procesando la expresión obtenida, considerando al igual que en el caso anterior que la tensión límite a cortante se pueda expresar como una función de la tensión límite a tracción, o sea: $\tau_l = \phi \sigma_{lt}$ y considerando además que $\sigma_{lt} = K * \sigma_{lc}$ se obtiene que:

$$\frac{\sigma_1}{\phi} - K * (\sigma_1 + \sigma_2) = \frac{\sigma_{lt}}{n}$$

Si se toma el factor de seguridad $n = 1$ se obtiene la condición de paso al estado límite para estos estados tensionales:

$$\frac{\sigma_1}{\phi} - K * (\sigma_1 + \sigma_2) = \sigma_{lt} \quad (6.4)$$

Construyendo los diagramas de tensiones límites con las condiciones de paso al estado límite dadas por las ecuaciones (6.3), para cuando $\sigma_m = (\sigma_1 + \sigma_2)/2 > 0$ y (6.4), para cuando $\sigma_m = (\sigma_1 + \sigma_2)/2 < 0$ se obtienen los diagramas de tensiones límites mostrados en la figura 6.36, para las nuevas formulaciones matemáticas obtenidas.

Como se puede apreciar de los diagramas de tensiones límites obtenidos, la nueva formulación matemática de la Teoría de los Estados Tensionales Límites de Mohr reduce sensiblemente el error de esta Teoría para el segundo y cuarto cuadrante tanto para los materiales dúctiles como para los frágiles.

El error de la formulación clásica es de 15.2 % o más para los materiales frágiles, se reduce y tiende a ser cero con el nuevo planteamiento.

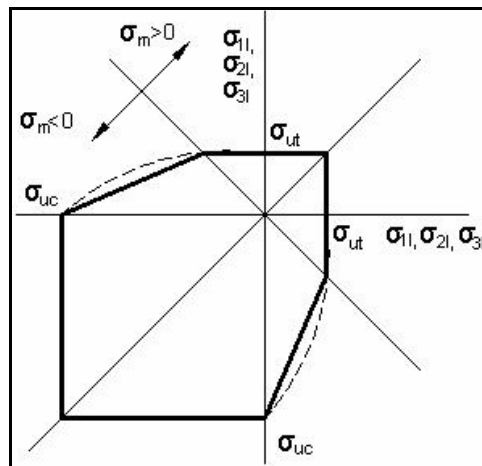


Figura 6. 37 Diagramas de tensiones límites para los materiales frágiles según la nueva formulación matemática de la Teoría de Mohr

6.2.1.3. Cálculo del esfuerzo teórico moderno.

La teoría con las modificaciones del criterio de Mohr para materiales frágiles nos dice que para construir los diagramas de tensiones límites se debe primero evaluar en que rangos se encuentra el esfuerzo medio ya sea $\sigma_m = (\sigma_1 + \sigma_2) / 2 > 0$ o, $\sigma_m = (\sigma_1 + \sigma_2) / 2 < 0$ para utilizar la respectiva formulación matemática, ecuación (6.3) si es mayor que cero:

$$\sigma_1 - \sigma_2 * \left(\frac{1 - \phi}{\phi} \right) = \sigma_{lt} \quad (6.3)$$

y ecuación (6.4) si es menor que cero:

$$\frac{\sigma_1}{\phi} - K * (\sigma_1 + \sigma_2) = \sigma_{lt} \quad (6.4)$$

Para el estudio de materiales frágiles sabemos que $\phi = 1$, y en particular por ser hierro fundido clase 30 el K es de 0.3 y $\sigma_{lt} = S_{ut} = 220$ MPa.

Por consecuencia de la ecuación (6.3) queda

$$\sigma_1 = \sigma_{lt}.$$

y de la ecuación (6.4):

$$\sigma_1 - 0.3 * (\sigma_1 + \sigma_2) = \sigma_{lt}$$

Si despejamos el esfuerzo principal dos tenemos:

$$\sigma_2 = \frac{\sigma_1(1 - k) - \sigma_{lt}}{k}$$

El diagrama de esfuerzos al dar valores en la ecuación (6.3) y (6.4) se muestra en la figura 6.38.

σ_1	σ_2
MPa	MPa
0	-733.3333333
10	-710
20	-686.6666667
30	-663.3333333
40	-640
50	-616.6666667
60	-593.3333333
70	-570
80	-546.6666667
90	-523.3333333

100	-500
110	-476.6666667
120	-453.3333333
130	-430
140	-406.6666667
150	-383.3333333
160	-360
170	-336.6666667
180	-313.3333333
190	-290
200	-266.6666667
210	-243.3333333
220	-220
220	-160
220	-100
220	-40
220	20
220	80
220	140
220	200
220	220
190	220
160	220
130	220
100	220
70	220

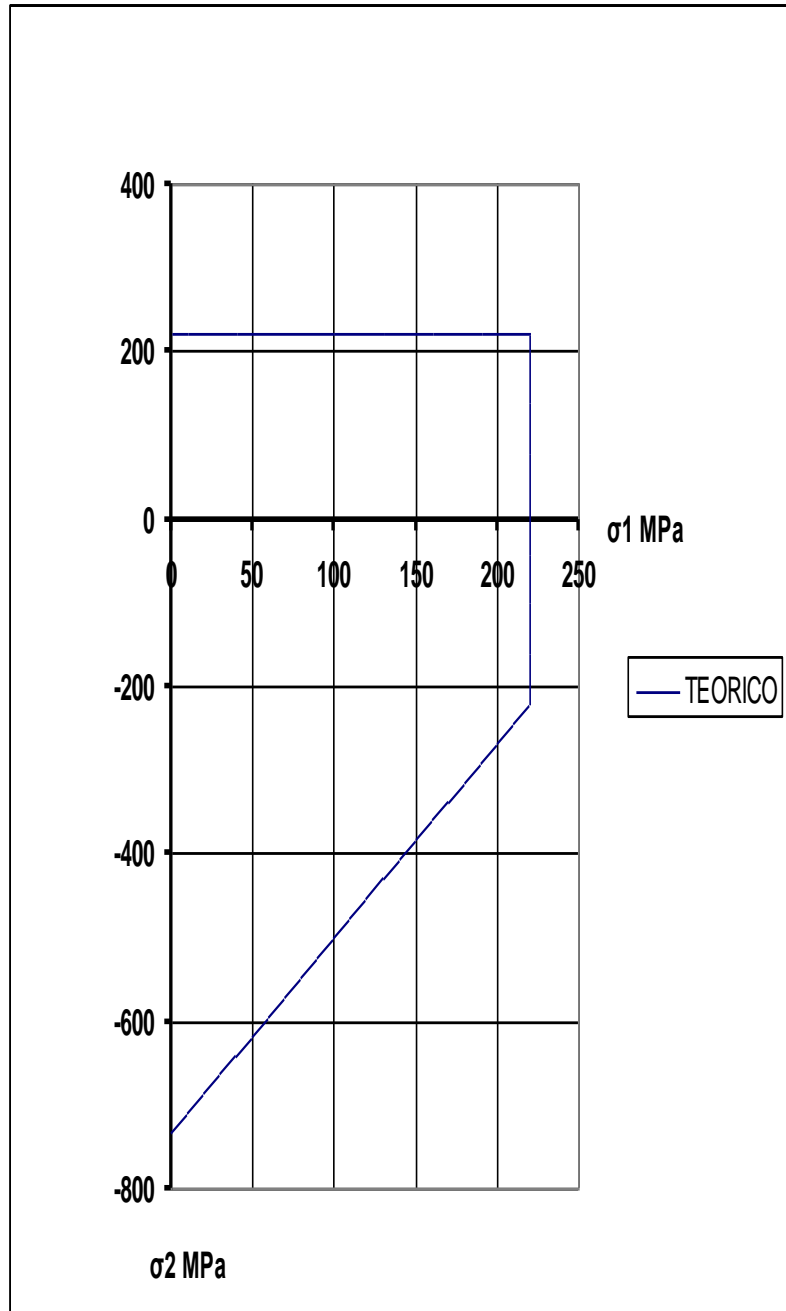


Figura 6. 38 Diagrama de esfuerzos teórico para Hierro Fundido clase 30

6.2.1.4. Cálculo de los esfuerzos principales y esfuerzo cortante práctico.

Como se podrá ver a continuación en la tabla 6.11, los valores experimentales de los esfuerzos sometidos a una determinada carga y torque obtenidos por el equipo de flexo-torsión, se muestran en la figura 6.39 junto con el diagrama de esfuerzos principales teóricos.

σ_1 MPa	σ_2 MPa
241.741659	-209.8097289
230.510805	-198.5788745
224.602042	-161.134852
223.685228	-159.4246976
223.538013	-159.6741525
229.492299	-133.6965085
222.077756	-126.8769706
227.903568	-100.9691874
227.022386	-99.29466583
250.97941	-91.31975922
250.52137	-91.85339394
249.873681	-90.21403078
207.775714	0

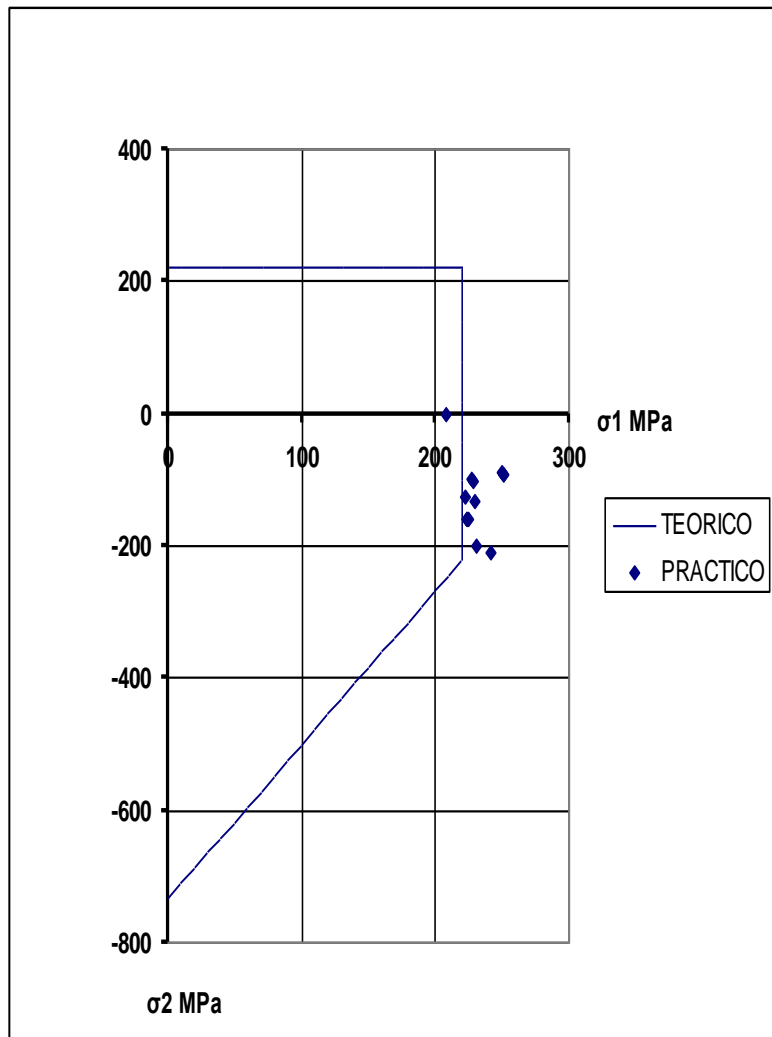


Figura 6. 39 Resultados experimentales para Hierro Fundido en ensayo de Flexo-torsión.

Para sacar los respectivos valores de los esfuerzos principales se aplica la ecuación que esta en función del esfuerzo normal y el esfuerzo cortante, ecuación (6.5)

$$\sigma_{(1,2)} = \frac{\sigma_x}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_x}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2} \quad (6.5)$$

Siendo σ_x el esfuerzo normal por flexión ecuación (2.7) y τ_{xy} el esfuerzo por cortante ecuación (2.1) con signo positivo el σ_1 y signo negativo σ_2 .

Para el caso de una carga aplicada de 45lb y un torque de 171 N-m los esfuerzos principales son:

Con la ecuación (2.7) del esfuerzo normal

$$\sigma_x = \frac{M \cdot c}{I}$$

$$\sigma_x = \frac{12.76 \cdot \frac{0.0161}{2}}{3.22E-9}$$

$$\sigma_x = 31.7 \text{ MPa}$$

Y para el esfuerzo cortante con la ecuación (2.1)

$$\tau_{xy} = \frac{T \cdot c}{J}$$

$$\tau_{xy} = \frac{171 \cdot \frac{0.0161}{2}}{6.43E-9}$$

$$\tau_{xy} = 213.9 \text{ MPa}$$

Remplazando σ_x y τ_{xy} en la ecuación (6.5) tenemos

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

$$\sigma_{(1)} = \frac{31.7}{2} + \sqrt{\left(\frac{31.7}{2}\right)^2 + (213.9)^2}$$

$$\sigma_{(1)} = 230.5 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{(2)} = \frac{31.7}{2} - \sqrt{\left(\frac{31.7}{2}\right)^2 + (213.9)^2}$$

$$\sigma_{(2)} = -198.6 \text{ MPa}$$

6.2.1.5. Cálculo de los esfuerzos principales y esfuerzo cortante teóricos con la formulación clásica.

La formulación clásica de la condición de paso al estado límite según la Teoría de Mohr para criterios de falla en materiales frágiles es la siguiente:

$$\frac{\sigma_1}{S_{ut}} - \frac{\sigma_2}{S_{uc}} = 1 \quad (4.1)$$

Para calcular los esfuerzos principales con ésta formulación es necesario primero calcular el esfuerzo cortante que es producido por una carga establecida y con las respectivas dimensiones de la probeta:

DETERMINACIÓN DE LOS ESFUERZOS PRINCIPALES Y ESFUERZO CORTANTE TEÓRIC

Fuerza := 200.17 N Material : Fundición de hierro gris clase 30

Diametro := 0.016 m Tomado de Diseño de Norton , pag :997

L := 0.255 m

Ltotal := 2 · L Ltotal = 0.51 m

Suc := 752000000 Pa Resistencia Máxima a la compresión

Sut := 221000000 Pa Resistencia Máxima a la tensión

$$\text{Inercia} := \frac{\pi \cdot \left(\frac{\text{Diametro}}{2}\right)^4}{4} \quad \text{m}^4 \quad \text{Polarinercia} := \frac{\pi \cdot \left(\frac{\text{Diametro}}{2}\right)^4}{2} \quad \text{m}^4$$

$$M := \frac{\text{Fuerza} \cdot L}{4} \quad M = 12.761 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$\sigma := \frac{M \cdot \left(\frac{\text{Diametro}}{2}\right)}{\text{Inercia}} \quad \sigma = 3.173 \times 10^7 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$$

Asignamos nuevas variables al momento de despejar el torque de la ecuación (4.1)

$$a := \frac{(\text{Sut} \cdot \text{Suc})}{\text{Sut} + \text{Suc}}$$

$$b := \frac{(\text{Sut} - \text{Suc})}{\text{Sut} + \text{Suc}}$$

Por despeje de la ecuacion algebraica tenemos que el torque teórico es:

$$\tau_{xy} := \sqrt{a^2 + 2 \cdot a \cdot b \cdot \left(\frac{\sigma}{2}\right) + (b^2 - 1) \cdot \left(\frac{\sigma}{2}\right)^2}$$

$$\tau_{xy} = 1.614 \times 10^8 \text{ Pa}$$

Para obtener el esfuerzo principal σ_1 despejamos de la ecuación clásica (4.1) el esfuerzo principal y al saber el τ_{xy} se puede calcular el dicho esfuerzo teórico por el método clásico.

$$\sigma_1 := \frac{Sut \cdot Suc + Sut \cdot \left[\frac{\sigma}{2} - \sqrt{\left(\frac{\sigma}{2} \right)^2 + \tau_{xy}^2} \right]}{Suc}$$

$$\sigma_1 = 1.78 \times 10^8$$

6.2.1.6. Cálculo del ángulo teórico con la formulación clásica.

El ángulo en el plano de falla depende del esfuerzo cortante y los esfuerzo normales como se muestra en la ecuación (6.6).

$$\tan(2\theta) = \frac{\tau_{xy}}{\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}} \quad (6.6)$$

Al conocer la carga a aplicarse se puede calcular el esfuerzo cortante y el esfuerzo normal producido por el momento flector, para aplicar en la ecuación (6.6) y obtener el ángulo en el plano de falla.

Con una carga de 45lb tenemos:

$$\tan(2\theta) = \frac{161.4}{\frac{31.7}{2}}$$

$$\tan(2\theta) = 10.12$$

$$(2\theta) = 84.36^\circ$$

$$\theta = 42.18^\circ$$

6.2.1.7. Cálculo del ángulo teórico con la formulación moderna.

El ángulo en el plano de falla se lo calcula con la ecuación (6.6), y la teoría de los estados tensionales límites de Mohr nos indica que si el esfuerzo medio se encuentra en el rango de $\sigma_m = (\sigma_1 + \sigma_2) / 2 > 0$, en materiales frágiles, el esfuerzo cortante máximo será igual al esfuerzo en el límite de tensión, ecuación 6.4.

$$\tau_{xy} = \sigma_1$$

Para el caso del sistema de flexo-torsión sometida a cortante puro el $\sigma_x = 0$ y el $\sigma_y = 0$, lo cual produce una indeterminación, pero al ser la tangente de 90° una indeterminación, esto quiere decir que:

$$(2\theta) = 90^\circ$$

$$\theta = 45^\circ$$

6.2.1.8. Cálculo del ángulo práctico.

Con los datos obtenidos experimentalmente del equipo de flexo-torsión (tabla 6.11), por medio de la ecuación (6.6) podemos obtener los ángulos a una determinada carga y torque.

$$\tan(2\theta) = \frac{\tau_{xy}}{\frac{\sigma_x}{2}}$$

$$\tan(2\theta) = \frac{225.2}{\frac{31.9}{2}} = 86^\circ$$

$$\theta = 43^\circ$$

Tabla 6. 9 Cálculo del ángulo en el plano de falla.

Nº	CARGA		TORQUE	σ_x	τ_{xy}	θ
	lb	N	N-m	Pa	Pa	grad.
1	0	0	152	0	-196.1E+6	45.0
2	45	200.17	180	31.7E+6	225.2E+6	43.0
3	45	200.17	171	31.7E+6	213.9E+6	42.9
4	90	400.34	153	63.5E+6	190.2E+6	40.3
5	90	400.34	150	63.5E+6	188.8E+6	40.2
6	90	400.34	151	63.5E+6	188.9E+6	40.2
7	135	600.51	140	95.2E+6	175.2E+6	37.4
8	135	600.51	135	95.2E+6	167.9E+6	37.1
9	180	800.68	122	126.9E+6	151.7E+6	33.6
10	180	800.68	120	126.9E+6	150.1E+6	33.5
11	225	1000.85	121	158.7E+6	151.4E+6	31.2
12	225	1000.85	122	158.7E+6	151.7E+6	31.2
13	225	1000.85	120	158.7E+6	150.1E+6	31.1
14	291	1294.43	0	205210582	0	90.0

Fuente: Propia

6.2.1.9. Verificación del ángulo del plano de falla práctico

Para la medición del respectivo ángulo de falla de las probetas que ya se ensayaron es necesario utilizar equipos que puedan facilitar la determinación del mismo, en este caso se utilizó el Proyector de Perfiles RANK SCHERR TUMICO perteneciente al Laboratorio de Metrología de la ESPE, rigiéndonos en un respectivo procedimiento (ver anexo E).

Pero hay que tomar en cuenta que el ángulo proyectado, será el complementario del ángulo que se creó en el plano de falla ya que el ángulo que se desea calcular está tapado por la sombra.

Lo primero que se hizo fue situar la probeta en el proyector para luego centrarla y buscar un punto de referencia en el goniómetro que se encuentra en la pantalla del equipo.



Figura 6. 40 Probeta en el proyector de perfiles

Luego se observó en su totalidad y con claridad la fractura de la probeta.

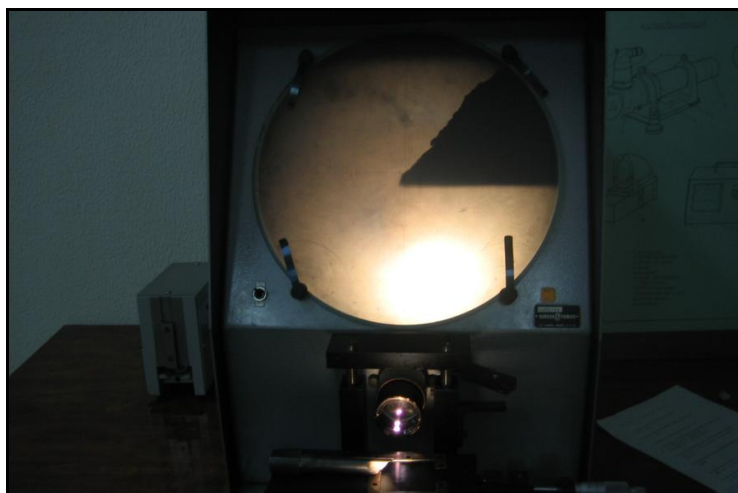


Figura 6. 41 Angulo de falla en el proyector de perfiles

Una vez centrada y con un punto de referencia se determinaron las medidas de los ángulos de falla de las probetas en el goniómetro.

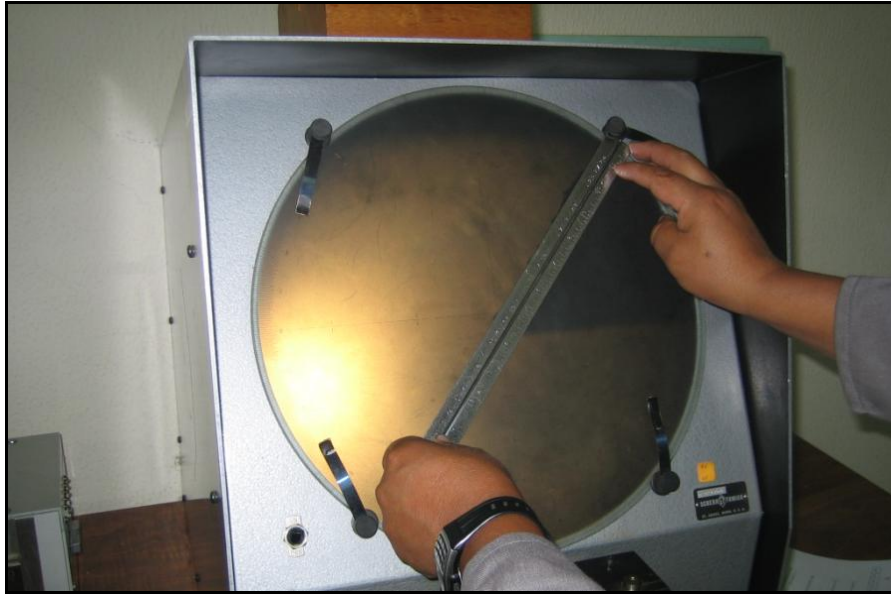


Figura 6. 42 Medición del ángulo de falla en el proyector

Se tomaron tres medidas con cada probeta fracturada, ya que no es uniforme el corte por ser una fundición.

Tabla 6. 10 Verificación del ángulo de falla

Carga en el dinamómetro	Angulo Proyectado			
	1ª Prueba	2ª Prueba	3ª Prueba	Promedio
(Lb)	(Grad.)	(Grad.)	(Grad.)	(Grad.)
0	45	45	45	45.0
45	43	44	44	43.7
90	39	40	38	39
135	34	33	33	33.3
180	33	31	31	31.7
225	30	31	30	30.3
291	90	90	90	90

Fuente: Propia

Al realizar el ensayo con flexión pura se pudo observar que su ángulo fue de 90° con respecto a la proyección horizontal y con el proyector de perfiles se pudo observar con mayor claridad la fractura.

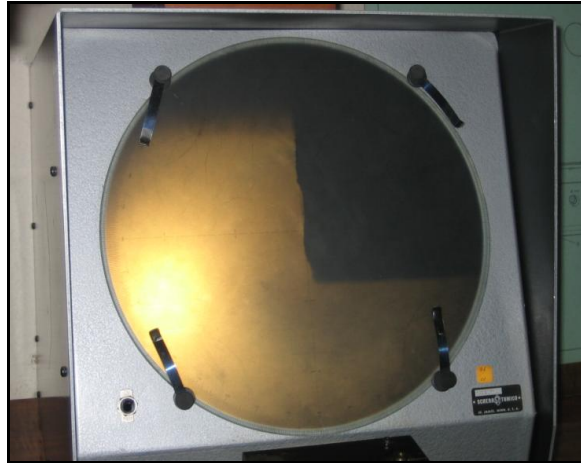


Figura 6. 43 Angulo de falla por flexión pura en el proyector

6.2.2. CALCULO DEL ERROR

6.2.2.1. Cálculo de Error del esfuerzo principal y esfuerzo cortante

El error porcentual sirve para analizar el nivel de variación entre los valores teóricos con los prácticos.

El esfuerzo teórico por la nueva formulación de los estados tensionales límites de Mohr como ya se lo ha explicado para materiales frágiles es:

$$\tau_{xy} = \sigma_1 = S_{ut}$$

$$\sigma_1 = 220 \text{ MPa}$$

Y para los esfuerzos prácticos se los puede ver en la tabla 6.11. El error con la formulación clásica para el esfuerzo principal es:

$$\%e = \frac{|\sigma_1(\text{práctico}) - \sigma_1(\text{teórico})|}{\sigma_1(\text{teórico})} * 100$$

$$\%e = \frac{|230.4 - 178.9|}{178.9} * 100 = 28.8\%$$

En cambio el error con la formulación moderna es:

$$\%e = \frac{|\sigma_1(\text{práctico}) - \sigma_1(\text{teórico})|}{\sigma_1(\text{teórico})} * 100$$

$$\%e = \frac{|230.4 - 220|}{220} * 100 = 4.7\%$$

Con lo cual se podría ver que el ensayo de torsión y flexión simultanea tiene un buen nivel de exactitud con respecto a la teoría moderna.

Los porcentajes de error en los esfuerzos cortantes es; Para la formulación clásica:

$$\%e = \frac{|\tau_1(\text{práctico}) - \tau_1(\text{teórico})|}{\sigma_1(\text{teórico})} * 100$$

$$\%e = \frac{|213.9 - 161.6|}{161.6} * 100 = 32.4\%$$

Y para la nueva formulación del estado tensional límite de Mohr es:

$$\%e = \frac{|\tau_1(\text{práctico}) - \tau_1(\text{teórico})|}{\sigma_1(\text{teórico})} * 100$$

$$\%e = \frac{|213.9 - 221|}{221} * 100 = -3.2\%$$

6.2.2.2. Cálculo del Error del ángulo en el plano de falla

Para calcular el error se toma un ángulo en el plano de falla teórico ya sea el teórico clásico, ó según la teoría de estados tensionales límites de Mohr además el teórico práctico que es el calculado con los datos obtenidos en el ensayo y se lo comparará con el práctico medido en el laboratorio de metrología de la ESPE

El error con relación del valor teórico clásico Vs el medido es:

$$\%e = \frac{|\theta(\text{medido}) - \theta(\text{teórico clásico})|}{\theta(\text{teórico clásico})} * 100$$

$$\%e = \frac{|43.7 - 42.2|}{42.2} * 100 = 3.5\%$$

El error con relación del valor teórico moderno Vs el medido es:

$$\%e = \frac{|\theta(\text{medido}) - \theta(\text{teórico moderno})|}{\theta(\text{teórico moderno})} * 100$$

$$\%e = \frac{|43.7 - 45|}{45} * 100 = -2.9\%$$

El error con relación del valor teórico práctico Vs el medido es:

$$\%e = \frac{|\theta(\text{medido}) - \theta(\text{teórico práctico})|}{\theta(\text{teórico práctico})} * 100$$

$$\%e = \frac{|43.7 - 42.9|}{42.9} * 100 = 1.9\%$$

El error con relación del valor teórico clásico Vs el práctico es:

$$\%e = \frac{|\theta(\text{práctico}) - \theta(\text{teórico clásico})|}{\theta(\text{teórico clásico})} * 100$$

$$\%e = \frac{|42.9 - 42.2|}{42.2} * 100 = 1.5\%$$

El error con relación del valor teórico moderno Vs el práctico es:

$$\%e = \frac{|\theta(\text{práctico}) - \theta(\text{teórico moderno})|}{\theta(\text{teórico moderno})} * 100$$

$$\%e = \frac{|42.9 - 45|}{45} * 100 = -4.9\%$$

6.2.3. TABLA DE RESULTADOS

Tabla 6. 11 Resultados de las pruebas

Nº	DIAM.	CARGA		MOMENTO	TORQUE	σ_x	τ_{xy}	σ_1	σ_2	σ_m	θ
	m	lb	N	N-m	N-m	Pa	Pa	Pa	Pa	Pa	grad.
1	0,0166	0	0	0	152	0	-196,1E+6	196,1E+6	-196,1E+6	000,0E+0	45,0
2	0,0161	45	200,17	12,76083576	180	31,9E+6	225,2E+6	241,7E+6	-209,8E+6	16,0E+6	43,0
3	0,0161	45	200,17	12,76083576	171	31,9E+6	213,9E+6	230,5E+6	-198,6E+6	16,0E+6	42,9
4	0,016	90	400,34	25,52167152	153	63,5E+6	190,2E+6	224,6E+6	-161,1E+6	31,7E+6	40,3
5	0,0162	90	400,34	25,52167152	150	64,3E+6	188,8E+6	223,7E+6	-159,4E+6	32,1E+6	40,2
6	0,0161	90	400,34	25,52167152	151	63,9E+6	188,9E+6	223,5E+6	-159,7E+6	31,9E+6	40,2
7	0,0161	135	600,51	38,28250728	140	95,8E+6	175,2E+6	229,5E+6	-133,7E+6	47,9E+6	37,4
8	0,016	135	600,51	38,28250728	135	95,2E+6	167,9E+6	222,1E+6	-126,9E+6	47,6E+6	37,1
9	0,016	180	800,68	51,04334304	122	126,9E+6	151,7E+6	227,9E+6	-101,0E+6	63,5E+6	33,6
10	0,0161	180	800,68	51,04334304	120	127,7E+6	150,1E+6	227,0E+6	-99,3E+6	63,9E+6	33,5
11	0,0161	225	1000,85	63,80417879	121	159,7E+6	151,4E+6	251,0E+6	-91,3E+6	79,8E+6	31,1
12	0,016	225	1000,85	63,80417879	122	158,7E+6	151,7E+6	250,5E+6	-91,9E+6	79,3E+6	31,2
13	0,0161	225	1000,85	63,80417879	120	159,7E+6	150,1E+6	249,9E+6	-90,2E+6	79,8E+6	31,0
14	0,0162	291	1294,43	82,52007124	0	207,8E+6	0	207,8E+6	0	103887857	90,0

Fuente: Propia

Tabla 6. 12 Cálculo del error del esfuerzo cortante

Nº	DIAM.	CARGA		TEORICO		PRACTICO	ERROR	
				τ_{xy}	τ_{xy}	τ_{xy}	Clásico	Moderno
				Clásico	Moderno		Práctico	Práctico
	m	lb	N	MPa	Mpa	MPa	%	%
1	0,0166	0	0	170,2	221,0	196,1	15,2	-11,3
2	0,0161	45	200,17	161,6	221,0	225,2	39,4	1,9
3	0,0161	45	200,17	161,6	221,0	213,9	32,4	-3,2
4	0,016	90	400,34	150,6	221,0	190,2	26,3	-13,9
5	0,016	90	400,34	150,6	221,0	188,8	25,4	-14,6
6	0,016	90	400,34	150,6	221,0	188,9	25,4	-14,5
7	0,0161	135	600,51	137,2	221,0	175,2	27,7	-20,7
8	0,0161	135	600,51	137,2	221,0	167,9	22,3	-24,0
9	0,0161	180	800,68	121,1	221,0	151,7	25,3	-31,4
10	0,0161	180	800,68	121,1	221,0	150,1	24,0	-32,1
11	0,0161	225	1000,85	102,0	221,0	151,4	48,4	-31,5
12	0,0161	225	1000,85	102,0	221,0	151,7	48,7	-31,4
13	0,0161	225	1000,85	102,0	221,0	150,1	47,2	-32,1
14	0,0162	291	1294,43	78,2	0	0	0	0

Fuente: Propia

Tabla 6. 13 Cálculo del error del esfuerzo principal

Nº	DIAM.	CARGA		TEORICO		PRACTICO	ERROR	
				σ_1	σ_1	σ_1	Clásico	Moderno
				Clásico	Moderno		Práctico	Práctico
	m	lb	N	Mpa	MPa	MPa	%	%
1	0,0166	0	0	170,2	220,0	196,1	15,2	-10,9
2	0,0161	45	200,17	177,9	220,0	241,6	35,8	9,8
3	0,0161	45	200,17	178,9	220,0	230,4	28,8	4,7
4	0,016	90	400,34	185,0	220,0	224,6	21,4	2,1
5	0,016	90	400,34	186,0	220,0	223,2	20,0	1,5
6	0,016	90	400,34	187,0	220,0	223,3	19,4	1,5
7	0,0161	135	600,51	192,2	220,0	229,1	19,2	4,1
8	0,0161	135	600,51	193,2	220,0	222,1	14,9	0,9
9	0,0161	180	800,68	199,4	220,0	227,9	14,3	3,6
10	0,0161	180	800,68	199,4	220,0	226,5	13,6	2,9
11	0,0161	225	1000,85	206,2	220,0	250,3	21,4	13,8
12	0,0161	225	1000,85	206,2	220,0	250,5	21,5	13,9
13	0,0161	225	1000,85	206,2	220,0	249,1	20,8	13,2
14	0,0162	291	1294,43	215,7	220,0	205,2	-4,9	-6,7

Fuente: Propia

Tabla 6. 14 Cálculo del error del ángulo en el plano de falla

Nº	DIAM.	CARGA		TEORICOS			PRACTICO		Medido	Medido	Medido	Practico	Practico			
				θ				Clásico						Moderno	Practico	Medido
				°	°	°	°	%						%	%	%
	m	lb	N	°	°	°	°	%	%	%	%	%				
1	0,0166	0	0	45	45	45	45	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0				
2	0,0161	45	200,17	42,2	45,0	43,0	43,7	3,5	-2,9	1,7	1,8	-4,5				
3	0,0161	45	200,17	42,2	45,0	42,9	43,7	3,5	-2,9	1,9	1,5	-4,7				
4	0,016	90	400,34	39,2	45,0	40,3	39,0	-0,4	-13,3	-3,1	2,8	-10,5				
5	0,016	90	400,34	39,2	45,0	40,2	39,0	-0,4	-13,3	-3,1	2,8	-10,6				
6	0,016	90	400,34	39,2	45,0	40,2	39,0	-0,4	-13,3	-3,1	2,8	-10,6				
7	0,0161	135	600,51	35,5	45,0	37,4	33,3	-6,2	-26,0	-11,0	5,3	-16,9				
8	0,0161	135	600,51	35,5	45,0	37,1	33,3	-6,2	-26,0	-10,2	4,5	-17,6				
9	0,0161	180	800,68	31,3	45,0	33,6	31,7	1,3	-29,6	-5,8	7,5	-25,2				
10	0,0161	180	800,68	31,3	45,0	33,5	31,7	1,3	-29,6	-5,5	7,2	-25,5				
11	0,0161	225	1000,85	26,3	45,0	31,2	30,3	15,1	-32,7	-2,8	18,4	-30,7				
12	0,0161	225	1000,85	26,3	45,0	31,2	30,3	15,1	-32,7	-2,9	18,5	-30,7				
13	0,0161	225	1000,85	26,3	45,0	31,1	30,3	15,1	-32,7	-2,5	18,1	-30,9				
14	0,0162	291	1294,43	90	90	90	90	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0				

Fuente: Propia

Tabla 6. 15 Comparación de resultados con el COSMOSWorks 2004

Nº	DIAM.	CARGA		MOMENTO	TORQUE	PRACTICO	COSMOS	ERROR
						σ_x	σ_x	
						Pa	Pa	%
1	0,0166	0	0	0	152	0	0,00	0,0
2	0,0161	45	200,17	12,76	180	31,9E+6	31,5E+6	1,5
3	0,0161	45	200,17	12,76	171	31,9E+6	31,5E+6	1,5
4	0,016	90	400,34	25,52	153	63,5E+6	62,1E+6	2,1
5	0,0162	90	400,34	25,52	150	64,3E+6	62,1E+6	3,4
6	0,0161	90	400,34	25,52	151	63,9E+6	62,1E+6	2,8
7	0,0161	135	600,51	38,28	140	95,8E+6	94,3E+6	1,6
8	0,016	135	600,51	38,28	135	95,2E+6	94,3E+6	0,9
9	0,016	180	800,68	51,04	122	126,9E+6	125,1E+6	1,4
10	0,0161	180	800,68	51,04	120	127,7E+6	125,1E+6	2,1
11	0,0161	225	1000,85	63,80	121	159,7E+6	155,3E+6	2,8
12	0,016	225	1000,85	63,80	122	158,7E+6	155,3E+6	2,2
13	0,0161	225	1000,85	63,80	120	159,7E+6	155,3E+6	2,8
14	0,0162	291	1294,43	82,52	0	207,8E+6	207,8E+6	0,0

Fuente: Propia

CAPÍTULO 7

EVALUACIÓN ECONÓMICA Y FINANCIERA

7.1. EVALUACIÓN ECONÓMICA.

En este punto se va a detallar la evaluación de los costos y gastos realizados para la realización del presente proyecto.

7.1.1. COSTOS DEL PROYECTO.

7.1.1.1. Costos Indirectos

7.1.1.1.1. Misceláneos:

Tabla 7. 1 Costos Misceláneos

ítem	USD
Útiles de Oficina, Internet	80
Utilización de computadores	50
Servicios básicos	40
Logística y transporte de materiales	80
Otros gastos de funcionamiento	40
<i>SUBTOTAL 1</i>	290

Fuente: Propia

7.1.1.2. Costos Directos

7.1.1.2.1. Remuneración a profesionales:

Tabla 7. 2 Remuneración a profesionales

Cant.	Posición	Título	horas	USD / hora	USD
					Valor total
1	Director del proyecto	Ing. Mecánico	30	20	600
1	Codirector del proyecto	Ing. Mecánico	20	20	400
<i>TOTAL 2.1</i>					<i>1000</i>

Fuente: Propia

7.1.1.2.2. Adquisición de materiales y equipos:

Tabla 7. 3 Costos de materiales y equipos

Cantidad	Descripción	Precio Unitario (USD)	USD
			Valor total
4	pernos (varias medidas)	0.25	1.00
2	plancha de acero 305*300*3mm	15.24	30.48
2	chumaceras P-205 1"	11.55	23.10
1	tubo estructural 1"	9	9.00
1	elevador mecánico 1 ton	14	14.00
20	probetas de hierro fundido clase 30	25	500.00
4	presas portátiles	5	20.00
1	thinner laca 1 lt	0.96	0.96
1	Esmalte gris perla 1/2 lt	1.78	0.89
1	varios	20	20.00
<i>TOTAL 2,2</i>			<i>619.43</i>

Fuente: Propia

7.1.1.2.3. Costos de diseño:

Tabla 7. 4 Costos de diseño

Cantidad	Posición	Horas	USD / hora	USD
				Valor total
2	Estudiantes	150	4	600
1	Metal Mecánico de Precisión	5	10	50
<i>TOTAL 2,3</i>				<i>650</i>

Fuente: Propia

7.1.1.2.4. Otros costos directos:

Tabla 7. 5 Otros costos directos

Cantidad	Descripción	Precio Unitario (USD)	USD
			Valor total
2	Ensayos de tracción	15	30
1	Ensayo de flexión	15	15
18	Ensayos de torsión	15	270
<i>TOTAL 2,4</i>			<i>315</i>

Fuente: Propia

Tabla 7. 6 Total costos directos

<i>SUBTOTAL 2</i>	<i>2584.43</i>
--------------------------	-----------------------

Fuente: Propia

7.1.1.2.5. Total General de costos del proyecto

Tabla 7. 7 Total de costos del proyecto

<i>TOTAL COSTOS DEL PROYECTO (USD)</i>	<i>2874.43</i>
---	-----------------------

Fuente: Propia

De este valor hay que sustraer los costos de diseño e indirectos ya que estos valores no forman parte del costo de producción por lo que el costo total del equipo es: 1934.43 USD.

7.2. EVALUACIÓN FINANCIERA

La evaluación financiera trata acerca de los entes de financiamiento y de la forma que se propone recuperar la inversión.

7.2.1. EL CRITERIO DEL VALOR ACTUAL NETO (VAN)

Este criterio plantea que el proyecto debe aceptarse si su valor actual neto (VAN) es igual o superior a cero, donde el VAN es la diferencia entre todos sus ingresos y egresos expresados en moneda actual.

$$VAN = \sum_{t=1}^n \frac{BN_t}{(1+i)^t} - I_0 \quad (7.1)$$

Donde:

BN_t : Beneficio neto del flujo del período t

I_0 : Inversión Inicial

n : Número de años

i : Tasa de descuento

El método del VAN nos permite conocer la rentabilidad del proyecto, interpretando el resultado obtenido.

Tabla 7. 8 Costos de ensayos de torsión y flexión

COSTOS DEL ENSAYO DE TORSIÓN Y FLEXIÓN		
Torque (N-m)	Carga (lb)	USD
$T \leq 80$	0-80	20
$80 < T \leq 160$	100-150	40
$160 < T \leq 320$	200-300	60

Fuente: Propia

Se estima que la mayoría de ensayos tendrían un torque de $160 < T \leq 300$ entonces se toma la cantidad de sesenta dólares como una media, además de que se estima se realizarán alrededor de cinco prácticas al mes.

El Laboratorio de Resistencia de Materiales realiza 5 ensayos mensuales, lo que representaría \$300 dólares mensuales y por lo tanto \$3600 dólares anuales.

La proyección se realizará a cinco años. El costo de realizar los ensayos de torsión y flexión aumenta cada año de acuerdo a la inflación por lo que se tomó un incremento para cada año del 10%.

Tabla 7. 9 Cálculo del Valor Agregado Neto

Cálculo del VAN						
n	0	1	2	3	4	5
lo	1934,43					
BN		3600	3960	4320	4680	5040
i	20%	20%	20%	20%	20%	20%
(1+i)^n	1	1,2	1,44	1,728	2,0736	2,48832
Fcd		3000	2750	2500	2256,94	2025,46
VAN	\$ 10.597,98					

Fuente: Propia

7.2.2. EL CRITERIO DE LA TASA INTERNA DE RETORNO (TIR)

El criterio de la tasa interna de retorno (TIR) evalúa el proyecto en función de una única tasa de rendimiento por período con la cual la totalidad de los beneficios actualizados son exactamente iguales a los desembolsos expresados en moneda actual, en otras palabras es lo mismo que calcular el VAN del proyecto igual a cero.

La fórmula es la siguiente:

$$\sum_{t=1}^n \frac{BN_t}{(1+i)^t} - I_0 = 0 \quad (7.2)$$

La tasa así calculada se compara con la tasa de descuento de la empresa. Si la TIR es igual o mayor que esta, el proyecto es rentable.

Tabla 7. 10 Cálculo de la Tasa Interna de Retorno

Cálculo de la TIR						
n	0	1	2	3	4	5
lo	1934,43					
BN	-1934,43	3600	3960	4320	4680	5040
TIR	194%					

Fuente: Propia

CAPÍTULO 8

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

8.1. CONCLUSIONES.

- 1) Cuando los materiales de hierro fundido son traccionados, la rotura se produce en un plano normal a la dirección de la sollicitación y sin deformación apreciable del material.
- 2) La formulación clásica de la Teoría de los Estados Tensionales Límites de Mohr, al ser aplicada a la evaluación de la resistencia de estados tensionales mixtos introduce un determinado porcentaje de error del 15.2%.
- 3) Al incorporar el análisis de la estimación de la envolvente límite, se reduce el error a un 10.9% de la formulación clásica para el segundo y cuarto cuadrante del Diagrama de Tensiones Límites.
- 4) Cuando se somete una probeta de fundición gris a torsión pura o flexión pura, los ángulos de la fractura son de 45° y 90° respectivamente con respecto al plano horizontal, y cuando se somete a torsión y flexión simultánea la falla se produce a un ángulo comprendido entre 45° y 39° .
- 5) Para mayor precisión de los datos durante los ensayos, las probetas de fundición gris no deben tener porosidades ni concentradores de esfuerzos.
- 6) Los errores que se obtuvieron de los ensayos realizados varían de un 0.9% con carga bajas y un 13.9% al aplicar mayores cargas, lo cual confirma el buen funcionamiento del equipo de flexo-torsión al momento de su utilización.

- 7) La tensión tangencial límite para el estado tensional de cortante puro se puede relacionar con la tensión normal límite para el estado uniaxial de tracción por la siguiente relación $\tau_l = \varphi \sigma_{lt}$, donde $\varphi = 1$ para materiales frágiles.
- 8) El costo del proyecto de 2874.43 USD justifica su realización, ya que la importación de equipos con ensayos combinados de similares características desde el exterior tiene un valor, aproximado entre de 15000 USD y 25000 USD.

8.2. RECOMENDACIONES

- 1) Al momento de hacer los pedidos de barras de hierro fundido es recomendable extender 50mm a sus dimensiones finales para no tener inconvenientes el momento del maquinado.
- 2) Es muy importante tener en cuenta el momento de realizar los ensayos, la carga que se aplica con el elevador mecánico ya que se la tiene que mantener constante manualmente en el transcurso hasta la rotura.
- 3) Es necesario que los rodamientos en las chumaceras se encuentren totalmente libres en todas las direcciones similar al comportamiento de una rótula, para que al momento del contacto entre probeta y rodamiento se auto aliñen.
- 4) Se debe ajustar el comparador del dinamómetro antes de empezar el ensayo pero después de haber vencido la precarga de la placa transmisora de fuerza y sus componentes.

- 5) Realizar más de tres medidas al momento de medir el ángulo del plano de falla de las probetas ya que al ser una fundición no es totalmente lineal la fractura.

- 6) Se debe poner énfasis en realizar el mantenimiento preventivo ya que con esto decrece el riesgo de daños secundarios en el equipo y además decrece el tiempo extra de personal de mantenimiento.

BIBLIOGRAFÍA

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS:

- **BEER, P. B. y JOHNSTON E. R. Mecánica de Materiales. Traducido del inglés por Ing. Humberto Rincón Castell. 2da. Ed. Santafé de Bogotá, Colombia. McGRAW-HILL. 1993. 742p**
- **SHIGLEY, J. E. y MISCHKE C. R. Diseño e Ingeniería Mecánica. Traducido del inglés por Javier León Cárdenas. 6ta. Ed. México. McGRAW-HILL. 2002. 1257p.**
- **NORTON, R. L. Diseño de Máquinas. Traducido del inglés por Ing. Gabriel Sánchez García. Primera Ed. México. PRENTICE HALL. 1999. 1080 p.**
- **SMITH, WILLIAM F. Fundamentos de la ciencia y la ingeniería de materiales. Traducido del inglés por Jesús Martín Gil. 2da. Ed. España. McGRAW-HILL. 1997. 925p.**

PUBLICACIONES NO PERIÓDICAS:

- **ASTM A - 48. Standard Specification Practice for GRAY IRON CASTINGS. 1982.**
- **ASTM A - 438. Standard Method for TRANSVERSE TESTING OF GRAY CAST IRON. 1982.**
- **ASTM A - 256. Standard Method for COMPRESSION TESTING OF CAST IRON. 1982.**

MATERIALES CONSULTADOS:

- **PÉREZ, J. Apuntes de los Cursos de Mecánica de Materiales I y Mecánica de Materiales II. ESPE. 2002, 2003.**
- **NARANJO, C. Apuntes del Curso de Diseño de Elementos de Máquina. ESPE. 2003.**
- **DÍAS, J. Poligrafiado del Curso de Mantenimiento y Seguridad Industrial. ESPE. 2004.**
- **DÍAS, J. Poligrafiado del Curso de Organización y Control de la Producción. ESPE. 2004**

ANEXOS

ANEXO A

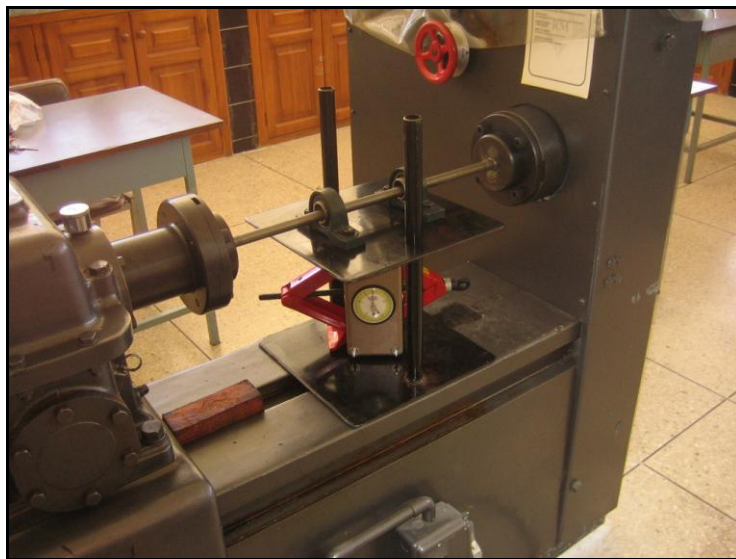
PLANOS

ANEXO B

MANUAL DEL OPERADOR

GENERALIDADES

El equipo de torsión y flexión simultanea de materiales frágiles esta constituida de una máquina AVERY que puede aplicar un torque constante a probetas que para el estudio de materiales frágiles será de hierro fundido y un sistema de aplicación de carga por medio de un elevador mecánico, una placa transmisora de fuerza junto con dos chumaceras en las que va a ser aplicada la carga del elevador para que no produzcan un efecto de empotramiento y con esto lograr flexión pura a carga constante.



Es una normativa del equipo de flexión y torsión simultanea que cualquier persona ya sea estudiante o un profesional debe primero haber leído y entendido los manuales del operador y mantenimiento del equipo para evitar cualquier tipo de error en los datos obtenidos y un mal funcionamiento del equipo ocasionando daños en éste.

Se debe entender de que al ser un ensayo de material frágil sometido a flexión y flexión simultanea, este ensayo no es de larga duración a si que a ningún momento se tiene que dejar al equipo funcionando solo, sin ninguna persona que este observando y controlando el ensayo.

Es de gran importancia conocer al equipo en su totalidad y familiarizarse con cada una de las partes que conforman éste, teniendo muy en claro los siguientes puntos:

- Especificaciones físicas y técnicas.
- Montaje.
- Funcionamiento del equipo.

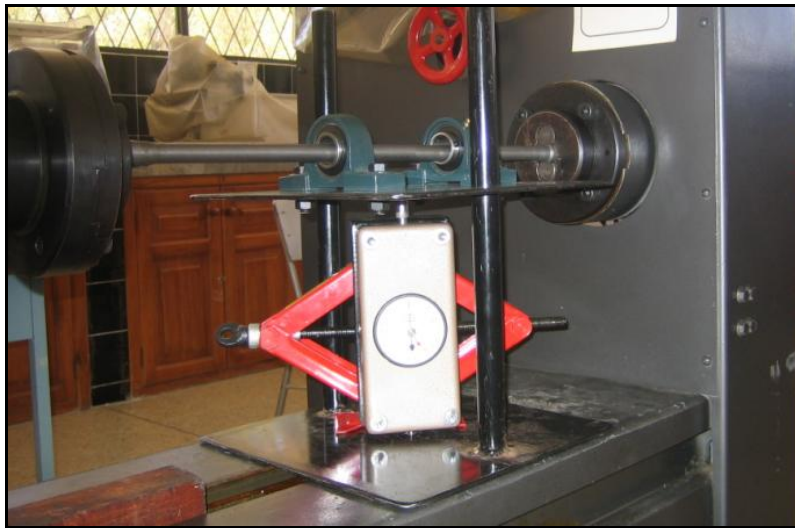
ESPECIFICACIONES FÍSICAS Y TÉCNICAS

ESPECIFICACIONES FÍSICAS
Chumaceras con rodamientos y pernos
Placa transmisora de fuerza y Placa base
Soportes guías
Prensas de sujeción
Placa sujetadora de dinamómetro con pernos
Elevador mecánico
Nivel
ESPECIFICACIONES TÉCNICAS
Capacidad máxima del equipo AVERY: 1500 N-m
Capacidad máxima del dinamómetro: 250lb
Precarga: 5.05lb

FUNCIONAMIENTO

El funcionamiento del equipo para realizar ensayos de flexión y torsión simultánea en materiales frágiles se basa en la aplicación de torque por medio del equipo de torsión AVERY en una escala de 750 N-m y a una velocidad de

30 grados por minuto a una probeta de hierro fundido incrustada entre dos chumaceras separadas una determinada distancia y estas chumaceras a su vez empernadas a una placa transmisora de fuerza que está siendo cargada por un elevador mecánico que se encuentra sujeto a un dinamómetro para cuantificar la carga aplicada por el elevador.



Antes de realizar el ensayo es necesario calibrar los equipos de medición ya sea el dinamómetro como el equipo de torsión (a determinada escala), y se los podrá comparar con las respectivas cartas de calibración para confirmar el buen estado de los equipos.

La probeta se la somete a flexión por medio del elevador mecánico antes de ser aplicado el torque por medio del equipo de torsión AVERY y esta fuerza aplicada deberá mantenerse constante a lo largo de todo el ensayo ya sea subiendo o bajando la carga por medio del elevador mecánico.

MONTAJE

Primero se procede a colocar las chumaceras en la placa transmisora de fuerza conservando sus respectivas distancias, verificando que la placa guía se encuentre en la parte inferior ya que ahí se conectará con el dinamómetro además verificar que los rodamientos se encuentren libres de sus movimientos en cualquier dirección como una rotula.



Por separado se colocará y sujetará el dinamómetro al elevador mecánico, verificando que los pernos se encuentren bien apretados y que la altura entre la punta superior del dinamómetro y la base del elevador mecánico estén en los rangos acordes a la distancia entre placa ya que no se cuenta con mucho espacio vertical para aplicar la carga.



A continuación se introduce la probeta por ambas chumaceras que se encuentran empernadas a la placa transmisora de fuerza.

Después se abrirá al máximo la distancia entre mandriles del equipo de torsión AVERY verificando que no disminuya dicha distancia para colocar la placa base, pero se debe tener en cuenta la limpieza del sector donde estará asentada la base para evitar cambios de nivel en la superficie de la base, y esto se lo puede verificar con la ayuda de un nivel.



Colocada la placa base con sus respectivas guías se procede a sobre poner el conjunto elevador-dinamómetro procurando que éste conjunto este casi a la distancia vertical requerida y que la punta inferior del dinamómetro se introduzca en el agujero que se encuentra en la mitad de la placa base, para después introducir el conjunto probeta-placa transmisora de fuerza por los soportes guías de la placa base.



Colocar los extremos de las probetas en sus respectivos mandriles cerrando la distancia entre éstos separada anteriormente, verificando que la altura del conjunto elevador-dinamómetro no obstaculice para la colocación de la probeta en sus mandriles si es necesario prender la máquina con la ayuda del encargado del laboratorio para lograr que la probeta se introduzca en el mandril móvil.

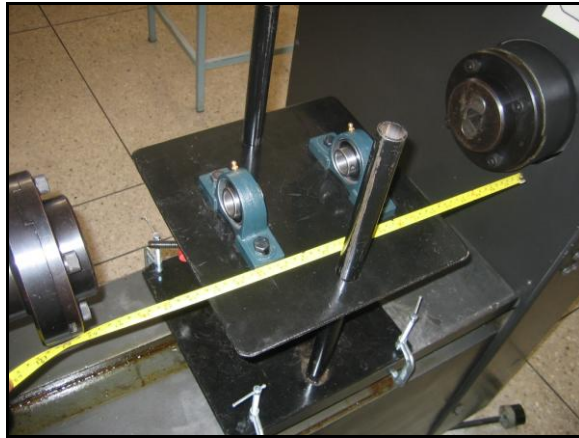


Introducir la parte superior del dinamómetro por medio del elevador en la cavidad de la placa transmisora de fuerza construida específicamente para la punta del dinamómetro, venciendo la precarga para evitar que tenga algún tipo de contacto las chumaceras con la probeta.



Con la ayuda de un flexómetro se debe centrar la distancia entre chumaceras y mandriles arrastrando la placa base y con ello todo el sistema de flexión, para colocar a distancias iguales para sujetar la placa base en el equipo de torsión

AVERY con la ayuda de las prensas para evitar algún tipo de desplazamiento longitudinal.

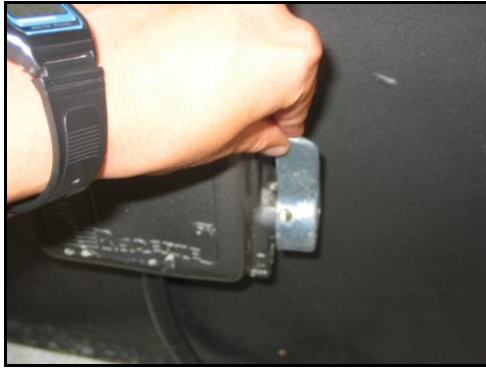


ENSAYO

- Alimentar de energía al equipo de torsión AVERY, verificando que este conectada a la fuente que es de 220V.



- Levantar la palanca del seguro del equipo de torsión AVERY.



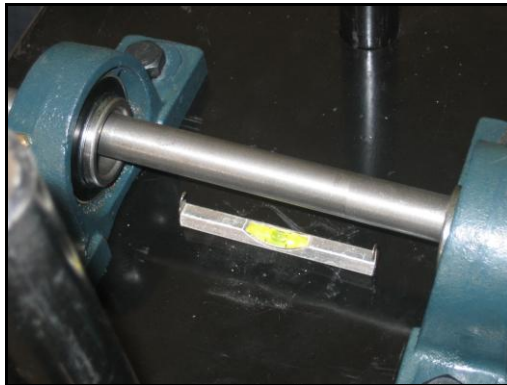
- Aplastar el switch de encendido (verde) del equipo de torsión AVERY.



- Colocar la máquina de ensayos universales en la velocidad de 30 grados por minuto.



- Si la abertura del mandril móvil no se encuentra paralela a la probeta, girar el mandril hasta lograr introducir el extremo de la probeta en la abertura.
- Verificar si la placa transmisora de fuerza esta nivelada.



- Aplicar la carga necesaria con el conjunto elevador-dinamómetro.



- Poner en funcionamiento el mandril móvil con la palanca que da el sentido de giro del equipo de torsión AVERY.



- Mantener la aplicación de carga constante, subiendo o bajando el elevador mecánico.
- Inmediatamente después de la fractura mover la palanca que da el sentido de giro a cero para que no gire más el mandril.
- Retirar los mandriles de la probeta.
- Sacar la probeta del equipo.
- Apagar la máquina con el switch rojo.



- Bajar la palanca del seguro del equipo y desconectarla de la fuente a la equipo de torsión AVERY.



- Analizar los resultados.

GUÍA DE MANTENIMIENTO

Es necesario seguir un cronograma de mantenimiento para obtener una larga vida útil del equipo, es por esto que se debe programar un mantenimiento preventivo para tener los mejores resultados y las partes del equipo en buenas condiciones.

Este mantenimiento preventivo será por períodos de seis meses ya que las partes del equipo de torsión y flexión simultánea para materiales frágiles no cuentan con dispositivos o partes que deberían ser chequeadas cada mes.

Es por esto que ponemos a consideración una tabla de mantenimiento con sus respectivas partes del equipo y los tiempos para ser chequeados.

PARTES	TRABAJOS			1er Semestre						2do Semestre					
	Inspección	Lubricación	Ajustes	1	2	3	4	5	6	1	2	3	4	5	6
Placa transmisora de fuerza	X				*						*				
Chumaceras con rodamientos	X	X	X			*			*			*			*
Placa sujetadora de dinamómetro con pernos	X		X	*				*				*			
Placa base con soportes	X				*						*				
Prensas de sujeción			X		*						*				
Elevador mecánico	X	X		*				*				*			
Máquina AVERY		X		*						*					
Dinamómetro	X		X			*			*			*			*

GUÍA DE PRÁCTICA

LABORATORIO DE RESISTENCIA DE MATERIALES PRACTICAS DE LABORATORIO

Tema: Ensayo de torsión y flexión simultánea en barras cilíndricas de Hierro Fundido

Objetivos:

- Demostrar cual de las teorías es más eficiente si la Teoría Clásica de Mohr o la Teoría de los Estados Tensionales Límites de Mohr.
- Determinar el error porcentual entre los ángulos del plano de falla y los valores prácticos, teóricos.
- Graficar los diagramas de esfuerzos principales, teóricos y prácticos.

Equipo:

- Equipo de Torsión AVERY- LRM.
- Sistema de flexión.
- Nivel.
- Llave hexagonal (mandriles).
- Pie de rey.
- Tres probetas.

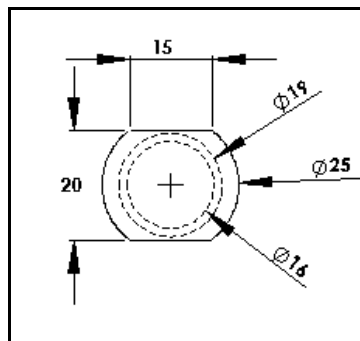
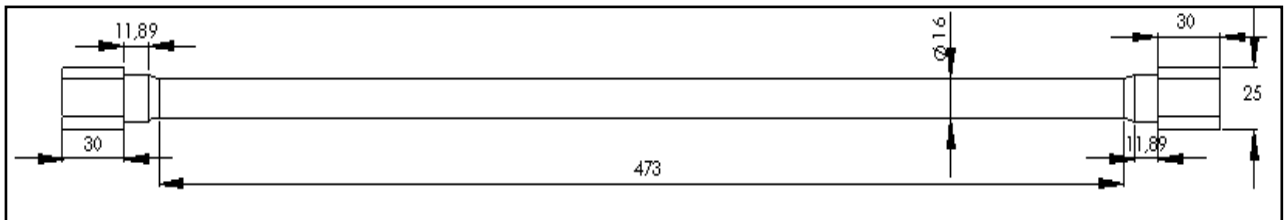
Precauciones:

- Encerar el dinamómetro.
- Verificar la alineación y el nivel de todos los elementos.
- Verificar que el sistema eléctrico del equipo se encuentre encendido.

- Sujetar el sistema de flexión con las prensas portátiles.

Procedimiento:

- Manufacturar tres probetas de hierro fundido clase 30 de acuerdo a las siguientes dimensiones (tener muy en cuenta el acabado).



- Colocar la probeta por medio de las chumaceras pivote en la placa transmisora de fuerza.
- Ensamblar la placa transmisora de fuerza en la placa base.
- Hacer contacto entre la placa base y el dinamómetro que se encuentra ubicado al elevador mecánico.
- Sujetar y centrar la probeta (ayudarse de un nivel).
- Centrar el sistema de flexión al equipo AVERY por medio de las prensas portátiles con un ajuste adecuado.
- Aplicar la carga por medio del elevador mecánico (tomar en cuenta la precarga).
- Oprimir el switch de encendido del equipo de torsión.
- Determinar la velocidad a la que se va a realizar el ensayo (en el control del equipo).

- Descargar el elevador mecánico y separar los mandriles de sujeción.
- Retirar las partes de la probeta, analizar la fractura.
- Analizar los datos recolectados y crear el diagrama C-T (diagrama de carga-torque).
- Encerar los dispositivos y realizar el mismo procedimiento en caso de realizar más ensayos, en caso contrario encerar dispositivos y apagar el equipo.

Tabla de Resultados:

Nº	Carga [N]	Torque [N-m]	Momento [N-m]
1			
2			
3			

Preguntas:

1. Investigar los factores que intervienen en la relación carga-torque.
2. Determinar todos los esfuerzos a los que se encuentra sometida la probeta durante el ensayo.
3. Verificar los ángulos del plano de falla para los casos: flexión pura, torsión pura y torsión - flexión simultánea.
4. Graficar el círculo de Coulomb-Mohr.

Conclusiones:

Recomendaciones:

ANEXO C
RESULTADOS DE ANÁLISIS EN
COSMOSWorks 2004

ANEXO D

NORMAS

ANEXO E

DOCUMENTOS DE APOYO