

ESCUELA POLITÉCNICA DEL EJÉRCITO

DEPARTAMENTO DE CIENCIAS DE LA ENERGÍA Y MECÁNICA

CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA

**DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE EQUIPOS Y ACCESORIOS
NECESARIOS PARA REALIZAR LOS ENSAYOS DE TORSIÓN Y
FLEXIÓN DESCRITOS EN “LA BASE PROVISIONAL DE
ENSAYOS DE CERTIFICACIÓN DVGW VP 614”, APLICADOS AL
TIPO DE JUNTA PRESS FIT DE ACERO INOXIDABLE PARA LA
CONDUCCIÓN DE GLP PARA LA EMPRESA CONDUIT DEL
ECUADOR S.A.”**

**PROYECTO PREVIO PARA LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO DE INGENIERO
MECÁNICO**

**DANIEL MAURICIO ALTAMIRANO BÁEZ
HOLGER RENATO LLERENA HIDALGO**

**DIRECTOR: ING. JOSÉ PÉREZ
CODIRECTOR: ING. FRANCISCO TERNEUS**

CERTIFICACIÓN DE LA ELABORACIÓN DEL PROYECTO

El proyecto **“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE EQUIPOS Y ACCESORIOS NECESARIOS PARA REALIZAR LOS ENSAYOS DE TORSIÓN Y FLEXIÓN DESCRITOS EN “LA BASE PROVISIONAL DE ENSAYOS DE CERTIFICACIÓN DVGW VP 614”, APLICADOS AL TIPO DE JUNTA PRESS FIT DE ACERO INOXIDABLE PARA LA CONDUCCIÓN DE GLP PARA LA EMPRESA CONDUIT DEL ECUADOR S.A.”**, fue realizado en su totalidad por los Srs. Daniel Mauricio Altamirano Báez y Holger Renato Llerena Hidalgo, como requerimiento parcial a la obtención del título de Ingenieros Mecánicos.

Ing. José Perez
DIRECTOR

Ing. Francisco Terneus
CODIRECTOR

Sangolquí, 2007-12-20

LEGALIZACIÓN DEL PROYECTO

**“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE EQUIPOS Y ACCESORIOS
NECESARIOS PARA REALIZAR LOS ENSAYOS DE TORSIÓN Y
FLEXIÓN DESCRITOS EN “LA BASE PROVISIONAL DE
ENSAYOS DE CERTIFICACIÓN DVGW VP 614”, APLICADOS AL
TIPO DE JUNTA PRESS FIT DE ACERO INOXIDABLE PARA LA
CONDUCCIÓN DE GLP PARA LA EMPRESA CONDUIT DEL
ECUADOR S.A.”**

ELABORADO POR:

Daniel Mauricio Altamirano Báez

Holger Renato Llerena Hidalgo

CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA

**Crnl. ING. JUAN DÍAZ
COORDINADOR DE LA CARRERA**

Sangolquí, 2007-12-20

DEDICATORIA

Dedico todo mi esfuerzo y dedicación empleados para esta tesis, a mis queridos padres, Toi y Marcelo, a mis entrañables hermanos Diego y David, a mi estimada familia y a mis gratos amigos; que la vida me ha podido brindar.

DANIEL

Se acerca el día en que culmine esta etapa de mi vida, con varios sentimientos encontrados quiero dedicar mi esfuerzo, constancia y trabajo primeramente a Dios por ser mi guía espiritual en todo momento, a mis padres Ramiro y Olivia, a mis hermanos Santiago y Paola, a mi sobrino Mathias y a mi cuñado Steven, por ser la razón de mi vivir, por ser esa voz incondicional de aliento y ese abrazo fuerte en los momentos difíciles y esa alegría en los momentos felices. A mi angelito de la guarda Renato, que yo se que me acompaña en todo momento, gracias por protegerme y cuidarme y por se la luz de mi sendero.

También quiero dedicar este trabajo a esa personita especial que llego a mi vida en el instante en la que más la necesitaba, Tú sabes quien eres. Gracias por regresar y ser una persona importante en mi vida.

Holger Renato Llerena Hidalgo

AGRADECIMIENTOS:

Esta hoja quiero expresar mi más sincera gratitud y aprecio a todas las personas que forman parte de mi vida y han aportado con un granito de arena para finalizar este proyecto, MI OBTENCIÓN DE TÍTULO UNIVERSITARIO; por aquello agradezco:

- A Dios y a mi madre Dolorosa por las bendiciones recibidas.
- A mis padres, Toi y Marcelo, a los seres que más quiero y respeto; por quienes gracias a su amor, dedicación y apoyo he llegado a cumplir todas mis metas.
- A mis hermanos, Diego y David, por su amistad y cariño incondicional. Gracias por estar junto a mí siempre.
- A mi director, codirector, y personal docente de la ESPE por su apoyo y asesoría para la culminación de mi gran objetivo.
- A la empresa Conduit. S.A y a todo su recurso humano, que sin su apoyo y fe en nosotros, esto no pudo haber sido posible.
- A mi compañero de tesis, “Beckan”, por el empeño y esfuerzo que diste para esta tesis. Te pasaste amigo!!.
- A toda mi familia, tesoro invaluable que todos tenemos.
- A todos mis amigos, amigas y compañeros que con su amistad han hecho de mi vida una gran experiencia. Ya saben panas, si a ustedes!!!!: “los Wachos y Wachas”, “los Fichas”, “los andinistas”, “los participantes del Gran Rana” , “los del cole”, “los del voley” y a TODOS los demás mil gracias.
- A Sylvie Barel, por su amor, atención, apoyo y cariño en aquellos maravillosos meses que compartimos.
- Al Ing. Carlos Márquez por su confianza y su apoyo para que este proyecto arranque.
- A los miembros del Subcomité de Gas, que con sus sugerencias, comentarios y palabras; nos apoyaron y motivaron para seguir adelante.

DANIEL (RANA)

A Dios por darme una oportunidad en la vida para poder demostrar quien soy y hasta donde puedo llegar.

A mis padres Ramiro y Olivia por siempre confiar en mí, GRACIAS por existir pues en la vida no pudiera encontrar padres como Ustedes, los AMO.

A mis hermanos Santiago y Paola por su apoyo incondicional, ya que a pesar de la lejanía y momentos difíciles siempre estuvieron ahí cuando los necesitaba. A mi sobrino Mathias por ser una nueva razón para seguir superándome en la vida. A mi cuñado Steven, por darme la oportunidad de conocer la gran persona que es.

A mis abuelitas Sarita y Laurita por ser fuente de sabiduría y experiencia. A toda mi familia, mis tíos y mis primos, GRACIAS, pues no se imaginan lo importante que son en mi vida.

A mi compañero de tesis, GRACIAS pana, nunca supimos como iba a terminar este proyecto, pero lo logramos, pues aquí eso no es lo más importante, lo más importante es que conseguí un AMIGO de verdad, gracias Rana, y ya sabes que tienes aquí un Amigo para toda la vida. Felicitaciones Ingeniero.

A toda la familia de mi compañero de tesis, a la Familia Altamirano-Báez, gracias por darme acogida en su hogar y de hacerme sentir parte de esta maravillosa familia.

A mi Director y Codirector de la tesis GRACIAS por se guía en el transcurso de este proyecto y con su sabiduría y constancia poder salir adelante.

A mis Amigos de todo corazón GRACIAS por estar conmigo estos 24 años de vida, gracias por los momentos gratos que siempre permanecerán en mi memoria como uno de los mejores recuerdos.

GRACIAS a TI, personita especial, gracias por haber regresado a mi vida, gracias por darme esos momentos de alegría y tranquilidad, gracias por ser ese apoyo y esa felicidad. GRACIAS por brindarme tu sonrisa, tu ternura y tu cariño, GRACIAS por todo.

Holger Renato Llerena Hidalgo

ÍNDICE DE CONTENIDOS

CERTIFICACIÓN DE LA ELABORACIÓN DEL PROYECTO	iii
LEGALIZACIÓN DEL PROYECTO	v
DEDICATORIA	vii
AGRADECIMIENTOS:	ix
INDICE DE CONTENIDOS	xiii
LISTADO DE TABLAS	xviii
LISTADO DE FIGURAS	xxi
LISTADO DE ANEXOS	xxvi
NOMENCLATURA UTILIZADA	xxvii
RESUMEN	xxxiii

CAPÍTULO 1

DESCRIPCIÓN DEL PROYECTO	1
1.1. ANTECEDENTES	1
1.2. DEFINICIÓN DEL PROBLEMA	2
1.3. OBJETIVOS	2
1.3.1 GENERAL	2
1.3.2 ESPECÍFICOS	3
1.4. ALCANCE DEL PROYECTO	3
1.5. JUSTIFICACIÓN E IMPORTANCIA	3

CAPÍTULO 2

MARCO TEÓRICO	5
2.1 ESTUDIO DE LA JUNTA PRESS FIT EN ACERO INOXIDABLE	5
2.1.1. ACERO INOXIDABLE:	5
2.1.2 JUNTA HCC	7
2.1.3 O-RING	8
2.1.4 HERRAMIENTAS	9
2.1.5 TUBERÍA Y ACCESORIOS	12

2.1.6	VENTAJAS DE LA TUBERÍA CON TIPO DE JUNTA PRESS FIT	13
2.2	ESTUDIO DE LA NORMA Y ESPECIFICACIONES GENERALES.	14
2.2.1	DATOS GENERALES DE LA NORMA.	14
2.2.2	ALCANCE DE LA NORMA	15
2.2.3	MATERIALES.	16
2.2.4	ENSAYO DE IMPERMEABILIDAD BAJO PRESIÓN.	18
2.3	ESTUDIO DE LA TEORÍA PARA LOS ENSAYOS.	19
2.3.1	ENSAYO DE RESISTENCIA ESTÁTICA A FLEXIÓN.	19
2.3.1.1	Análisis del ensayo de la norma	19
2.3.1.2	Fundamentos Teóricos del Ensayo	20
2.3.2	ENSAYO DE RESISTENCIA A FLEXIÓN POR VIBRACIÓN.	26
2.3.2.1	Análisis del ensayo de la norma	26
2.3.2.2	Fundamentos Teóricos del Ensayo	27
2.3.3	ENSAYO ESFUERZO DE TORSIÓN	37
2.3.3.1	Análisis del ensayo de la norma	37
2.3.3.2	Fundamentos Teóricos del Ensayo	38
CAPÍTULO 3		
	DISEÑO MECÁNICO	41
3.1	ACCESORIOS PARA EL ENSAYO DE RESISTENCIA ESTÁTICA A FLEXIÓN.	42
3.1.1	PARÁMETROS DEL ENSAYO	42
3.1.2	GEOMETRÍA DEL EQUIPO.	44
3.1.3	ANÁLISIS DE COMPONENTES DEL ENSAYO	48
3.1.3.1	Análisis de estructura	48
3.1.3.2	Análisis de la deflexión máxima de la tubería.	52
3.1.3.3	Determinación del volumen estimado para pesos.	52
3.2	EQUIPO Y ACCESORIOS PARA EL ENSAYO DE RESISTENCIA A FLEXIÓN POR VIBRACIÓN.	54
3.2.1	PARÁMETROS DEL ENSAYO:	54
3.2.2	ALTERNATIVAS DE GEOMETRÍA:	55
3.2.2.1	Yugo escoses	55

3.2.2.2 Mecanismo Biela-Manivela	56
3.2.2.3 Selección de alternativa	56
3.2.2.4 Consideraciones para elementos de ensayos	57
3.2.3. ANÁLISIS	61
3.2.3.1 Análisis estático del equipo.....	61
3.2.3.2 Análisis Cinemático.....	62
3.2.3.3 Análisis de fuerzas dinámicas.....	67
3.2.3.4 Análisis estático y a fatiga de elementos principales	71
3.3 EQUIPOS Y ACCESORIOS PARA EL ENSAYO DE ESFUERZO DE TORSIÓN.....	75
3.3.1 PARÁMETROS DEL ENSAYO:.....	75
3.3.2 GEOMETRÍA DEL EQUIPO.....	75
3.3.2 ANÁLISIS DEL PAR TORSOR	79
CAPÍTULO 4	
CONSTRUCCIÓN	81
4.1 ACCESORIOS PARA EL ENSAYO DE RESISTENCIA ESTÁTICA A FLEXIÓN.....	82
4.1.1 ESTRUCTURA.....	82
4.1.2 PESOS	87
4.2 EQUIPOS Y ACCESORIOS PARA EL ENSAYO DE RESISTENCIA A FLEXIÓN POR VIBRACIÓN.....	93
4.3 EQUIPOS Y ACCESORIOS PARA EL ENSAYO DE ESFUERZO DE TORSIÓN.....	115
4.3.1 ENSAMBLE DE EQUIPOS Y ACCESORIOS.....	124
CAPÍTULO 5	
PRUEBAS, PUESTA A PUNTO Y ENSAYOS.....	125
5.1 PRUEBAS DE LOS EQUIPOS.....	125
5.1.1 ENSAYO DE RESISTENCIA ESTÁTICA A FLEXIÓN.....	125
5.1.2 ENSAYO DE RESISTENCIA A FLEXIÓN POR VIBRACIÓN....	126
5.1.3 ENSAYO DE ESFUERZO DE TORSIÓN.....	127
5.2 PUESTA A PUNTO DE LOS EQUIPOS.....	128

5.3 ENSAYOS CON EQUIPOS Y ACCESORIOS.	130
5.3.1 PROCEDIMIENTO PARA ENSAYO DE RESISTENCIA ESTÁTICA A FLEXIÓN.	131
5.3.2 PROCEDIMIENTO PARA ENSAYO DE RESISTENCIA A FLEXIÓN POR VIBRACIÓN.	134
5.3.3. PROCEDIMIENTO PARA ENSAYO DE ESFUERZO DE TORSIÓN.	138
5.4. ANÁLISIS DE RESULTADOS.	144
CAPÍTULO 6	
ANÁLISIS ECONÓMICO Y FINANCIERO	149
6.1. ANÁLISIS ECONÓMICO	149
6.1.1. COSTOS INDIRECTOS	149
6.1.1.1. Rubro del Personal	149
6.1.1.2. Misceláneos	149
6.1.2. COSTOS DIRECTOS	150
6.1.2.1 Honorarios a Profesionales.....	150
6.1.2.2 Remuneración a no profesionales	150
6.1.2.3 Remuneraciones a Estudiantes	150
6.1.2.4. Adquisición de materiales para los diferentes ensayos.....	151
6.1.2.5. Otros costos directos	155
6.1.3 INGRESOS Y AHORROS DE COSTOS GENERADOS POR EL PROYECTO.	156
6.1.3.1 Ingresos por la venta de los accesorios (IVAC).....	156
6.1.3.2 Ahorro de costos por realización de ensayos (ACRE)	160
6.1.4 DEPRECIACIÓN DE LOS EQUIPOS	161
6.2. ANÁLISIS FINANCIERO.....	163
6.2.1 ESTIMACIÓN DEL FLUJO DE CAJA NETO	163
6.2.2 CÁLCULO DEL VALOR ACTUAL NETO (VAN) Y CÁLCULO DE DE LA TASA INTERNA DE RETORNO (TIR)	165
6.2.3 ANÁLISIS BENEFICIO- COSTO DEL PROYECTO	167

CAPÍTULO 7	
CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	169
7.1 CONCLUSIONES	169
7.2 RECOMENDACIONES.....	170
7.2.1 RECOMENDACIONES GENERALES	170
7.2.2 RECOMENDACIONES PARA REALIZACIÓN DE ENSAYOS.....	171
ANEXOS.....	173

LISTADO DE TABLAS

CAPÍTULO 2: MARCO TEÓRICO

Tabla 2.1 Tipos de O-Ring	9
Tabla 2.2 Dimensiones y pesos de la tubería	12
Tabla 2.3 Comparación ASTM 304 y ASTM316	17
Tabla 2.4 Exposición a flexión.....	20

CAPÍTULO 3: DISEÑO MECÁNICO

Tabla 3.1 Valores de distancias introducidas en el accesorio según tuberías ..	41
Tabla 3.2 Parámetros del ensayo de resistencia estática a flexión	42
Tabla 3.3 Fuerzas y pesos específicos según diámetro de tubería	43
Tabla 3.4 Fuerzas y pesos específicos según diámetro de tubería	46
Tabla 3.5 Matriz de decisión para elaboración de pesos.....	47
Tabla 3.6 Propiedades del acero de transmisión SAE1018	47
Tabla 3.7 Pesos actuantes sobre tubería.....	49
Tabla 3.8 Deflexión teórica máxima según diámetro de tuberías.....	52
Tabla 3.9 Peso aproximado por metro según diámetro del acero SAE1018....	53
Tabla 3.10 Datos referenciales de pesos a construirse	53
Tabla 3.11 Parámetros del ensayo de resistencia a flexión por vibración.....	54
Tabla 3.12 Características principales del motor SIEMENS, trifásico	60
Tabla 3.13 Características principales del Variador de frecuencia Telemecanique.	61
Tabla 3.14 Resultados del análisis estático.	62
Tabla 3.15 Resultados del análisis dinámico del mecanismo biela manivela. ..	70
Tabla 3.16 Resultados del análisis estático y a fatiga de la biela.....	72
Tabla 3.17 Resultados del análisis estático y a fatiga del eje excéntrico.....	73
Tabla 3.18 Resultados del análisis estático y a fatiga del porta tubería.....	75
Tabla 3.19 Parámetros del ensayo de esfuerzo a torsión.	75

CAPÍTULO 4: CONSTRUCCIÓN

Tabla 4.1 Hoja de ruta de la estructura para ensayo de resistencia estática a flexión.....	83
Tabla 4.2 Hoja de ruta del ángulo guía fijo.....	85
Tabla 4.3 Hoja de ruta del ángulo guía con desplazamiento.....	87
Tabla 4.4 Hoja de ruta del peso para probeta de diámetro de ½”.....	89
Tabla 4.5 Hoja de ruta del gancho para probeta de diámetro de ½”.....	90
Tabla 4.6 Hoja de ruta del peso para probeta de diámetro de ¾”.....	91
Tabla 4.7 Hoja de ruta del gancho para probeta de diámetro de ¾”.....	92
Tabla 4.8 Hoja de ruta de la estructura para ensayo de resistencia a flexión por vibración.....	94
Tabla 4.9 Hoja de ruta de la base para el motor y el variador.....	95
Tabla 4.10 Hoja de ruta de la base para la guía.....	97
Tabla 4.11 Hoja de ruta de la base para la entenalla.....	98
Tabla 4.12 Hoja de ruta del eje excéntrico.....	99
Tabla 4.13 Hoja de ruta del buje eje excéntrico-biela.....	101
Tabla 4.14 Hoja de ruta de la biela.....	103
Tabla 4.15 Hoja de ruta del buje biela-pasador.....	104
Tabla 4.16 Hoja de ruta del pasador.....	105
Tabla 4.17 Hoja de ruta del porta tubería.....	107
Tabla 4.18 Hoja de ruta de la guía.....	108
Tabla 4.19 Hoja de ruta del ángulo guía.....	110
Tabla 4.20 Hoja de ruta del alza.....	111
Tabla 4.21 Hoja de ruta del apoyo fijo.....	116
Tabla 4.22 Hoja de ruta del buje de sujeción para tubería de ½”.....	118
Tabla 4.23 Hoja de ruta del buje de sujeción para tubería de ¾”.....	120
Tabla 4.24 Hoja de ruta del accesorio transmisor de torsión.....	121
Tabla 4.25 Hoja de ruta de la platina porta graduador.....	123

CAPÍTULO 5: PRUEBAS, PUESTA A PUNTO Y ENSAYOS

Tabla 5.1 Resultados del ensayo de resistencia a flexión estática.....	144
Tabla 5.2 Resultados del ensayo de resistencia a flexión por vibración.....	145
Tabla 5.3 Resultados del ensayo de esfuerzo a torsión.....	146
Tabla 5.4 Lotes de accesorios que pasaron las pruebas.....	147

CAPÍTULO 6: ANÁLISIS ECONÓMICO Y FINANCIERO

Tabla 6.1 Costos indirectos a personal	149
Tabla 6.2 Costos de misceláneos	149
Tabla 6.3 Remuneración a profesionales.....	150
Tabla 6.4 Remuneración a no profesionales	150
Tabla 6.5 Remuneración a estudiantes.....	150
Tabla 6.6 Costos de materiales para ensayo de flexión estática.....	151
Tabla 6.7 Costos de materiales para ensayo de flexión por vibración	152
Tabla 6.8 Costos de materiales para ensayo de esfuerzo a torsión.....	154
Tabla 6.9 Costos de insumos para la construcción de equipos.....	155
Tabla 6.10 Costos de certificación de equipos	155
Tabla 6.11 Costos promedio de instalaciones de gas de una unidad habitacional.....	159
Tabla 6.12 Costos de depreciación de equipos.....	162
Tabla 6.13 Flujo neto de caja para un periodo de 10 años.....	164
Tabla 6.14 Cálculos de Valores de VAN y TIR.	166
Tabla 6.15 Ingresos y Egresos a presente.	167

LISTADO DE FIGURAS

CAPÍTULO 2: MARCO TEÓRICO

Figura 2.1 Regeneración de la capa protectora	5
Figura 2.2 Conducción de aire con acero inoxidable	6
Figura 2.3 Esquema de la unión	7
Figura 2.4 O-Rings para diferentes aplicaciones	8
Figura 2.5 Bombas hidráulicas	9
Figura 2.6 Garras.....	10
Figura 2.7 Cortador de tubos de disco y pasa/no pasa	11
Figura 2.8 Espacio y proyección mínima	11
Figura 2.9 Accesorios	13
Figura 2.10 Esquema de Ensayo de resistencia a flexión estática.....	19
Figura 2.11 Esfuerzos axial y tangencial.....	21
Figura 2.12 Fuerza cortante y momento flexionante.....	23
Figura 2.13 Esquema de ensayo de resistencia a flexión por vibración.....	26
Figura 2.14 Diagrama S-N graficado a partir de los resultados de ensayos a la fatiga axial.....	31
Figura 2.15 Valores alternantes, medios y rangos para esfuerzos cíclicos fluctuantes.	33
Figura 2.16 Eje que transmite un par de torsión T constante con velocidad angular ω	35
Figura 2.17 Esquema de ensayo de esfuerzo de torsión.	37
Figura 2.18 Distribución del esfuerzo cortante τ en una barra redonda a torsión pura.....	39
Figura 2.19 Deflexión θ en una barra redonda a torsión pura	40

CAPÍTULO 3: DISEÑO MECÁNICO

Figura 3.1 Gráfica D. nominal exterior vs Fuerza	43
Figura 3.2 Esquema general del ensayo de resistencia a la flexión estática	44
Figura 3.3 Cargas y restricciones en la estructura.....	49
Figura 3.4 Análisis de von Misses en la estructura.....	50
Figura 3.5 Análisis de desplazamiento de la estructura	51
Figura 3.6 Factor de seguridad para análisis de von Misses en la estructura...51	

Figura 3.7 Pesos para ensayo de resistencia a flexión estática	53
Figura 3.8 Esquema del mecanismo yugo escocés.....	55
Figura 3.9 Esquema del mecanismo biela manivela con eje excéntrico	56
Figura 3.10 Esquema general para Ensayo de Resistencia a flexión por vibración.	58
Figura 3.11 Entenalla empleada para ensayos.....	59
Figura 3.12 Motor siemens de 1Hp	61
Figura 3.13 Diagrama de cuerpo libre en análisis estático.	62
Figura 3.14 Esquema vectorial del mecanismo	63
Figura 3.15 Esquema vectorial de los vectores del centro de gravedad de la biela	66
Figura 3.16 Diagrama de cuerpo libre de la manivela	68
Figura 3.17 Diagrama de cuerpo libre de la biela	68
Figura 3.18 Diagrama de cuerpo libre del porta tubería.	69
Figura 3.19 Esquema de biela con sus cargas.	71
Figura 3.20 Esquema del eje excéntrico con sus cargas	72
Figura 3.21 Esquema del eje excéntrico con sus cargas	74
Figura 3.22 Transportador de ángulo Mitutoyo	76
Figura 3.23 Esquema general para Ensayo de esfuerzo a torsión.....	77
Figura 3.24 Esquema de elementos de medición y fijación.....	77
Figura 3.25 Llave de tubo para aplicar torque	78

CAPÍTULO 4: CONSTRUCCIÓN

Figura 4.1 Esquema de la estructura para ensayo de resistencia estática a flexión.....	82
Figura 4.2 Diagrama de procesos de la estructura para ensayo de resistencia estática a flexión.....	83
Figura 4.3 Esquema del ángulo guía fijo.....	84
Figura 4.4 Diagrama de procesos del ángulo guía fijo.....	85
Figura 4.5 Esquema del ángulo guía con desplazamiento	86
Figura 4.6 Diagrama de procesos del ángulo guía con desplazamiento.....	86
Figura 4.7 Esquema del peso para probeta de diámetro de $\frac{1}{2}$ "	88
Figura 4.8 Diagrama de procesos del peso para probeta de diámetro de $\frac{1}{2}$ " ...	88
Figura 4.9 Esquema del peso para probeta de diámetro de $\frac{3}{4}$ "	90

Figura 4.10 Diagrama de procesos del peso para probeta de diámetro de $\frac{3}{4}$ "	91
Figura 4.11 Esquema de la estructura para ensayo de resistencia a flexión por vibración	93
Figura 4.12 Diagrama de procesos de la estructura para ensayo de resistencia a flexión por vibración.....	93
Figura 4.13 Esquema de la base para el motor y el variador	94
Figura 4.14 Diagrama de procesos de la base para el motor y el variador	95
Figura 4.15 Esquema de la base para la guía	96
Figura 4.16 Diagrama de procesos de la base para la guía	96
Figura 4.17 Esquema de la base para la entenalla.....	97
Figura 4.18 Diagrama de procesos de la base para la entenalla	98
Figura 4.19 Esquema del eje excéntrico	99
Figura 4.20 Diagrama de procesos del eje excéntrico.....	99
Figura 4.21 Esquema del buje eje excéntrico-biela	100
Figura 4.22 Diagrama de procesos del buje eje excéntrico-biela	101
Figura 4.23 Esquema de la biela.....	102
Figura 4.24 Diagrama de procesos de la biela	102
Figura 4.25 Esquema del buje biela-pasador	103
Figura 4.26 Diagrama de procesos del buje biela-pasador	104
Figura 4.27 Esquema del pasador	105
Figura 4.28 Diagrama de procesos del pasador	105
Figura 4.29 Esquema del porta tubería.....	106
Figura 4.30 Diagrama de procesos del porta tubería.....	106
Figura 4.31 Esquema de la guía	108
Figura 4.32 Diagrama de procesos de la guía	108
Figura 4.33 Esquema del ángulo guía	109
Figura 4.34 Diagrama de procesos del ángulo guía	109
Figura 4.35 Esquema del alza.....	110
Figura 4.36 Diagrama de procesos del alza	111
Figura 4.37 Diagrama de procesos del ensamble para ensayo flexión por vibración	113
Figura 4.38 Esquema del apoyo fijo.....	115
Figura 4.39 Diagrama de procesos del apoyo fijo.....	116
Figura 4.40 Esquema del buje de sujeción para tubería de $\frac{1}{2}$ "	117

Figura 4.41 Diagrama de procesos del buje de sujeción para tubería de ½” ..	118
Figura 4.42 Esquema del buje de sujeción para tubería de ¾”	119
Figura 4.43 Diagrama de procesos del buje de sujeción para tubería de ¾” ..	119
Figura 4.44 Esquema del accesorio transmisor de torsión	120
Figura 4.45 Diagrama de procesos del accesorio transmisor de torsión.....	121
Figura 4.46 Esquema de la platina porta graduador	122
Figura 4.47 Diagrama de procesos de la platina porta graduador.....	122
Figura 4.48 Diagrama de procesos del ensamble para ensayo de esfuerzo a torsión	124

CAPÍTULO 5: PRUEBAS, PUESTA A PUNTO Y ENSAYOS

Figura 5.1 Manómetros y pesos a ser calibrados en el INEN.....	130
Figura 5.2 Elaboración de probetas ensayo 1	131
Figura 5.3 Verificación de junta con pasa/no pasa de probeta ensayo 1	131
Figura 5.4 Rayado sobre probeta ensayo 1	131
Figura 5.5 Colocación de teflón en accesorio roscado de probeta para ensayo 1	132
Figura 5.6 Colocación de acople en accesorio roscado de probeta para ensayo 1	132
Figura 5.7 Ensayo preliminar de impermeabilidad de probetas de ensayo 1 ..	132
Figura 5.8 Disposición de probetas sobre estructura y apoyos	133
Figura 5.9 Disposición final de ensayo de resistencia estática a flexión	133
Figura 5.10 Elaboración de probetas ensayo 2	134
Figura 5.11 Verificación de junta con pasa/no pasa de probeta ensayo 2	134
Figura 5.12 Ensayo preliminar de impermeabilidad de probetas de ensayo 2	134
Figura 5.13 Disposición de probeta sobre equipo de ensayo 2.....	135
Figura 5.14 Ajuste de elementos según probeta a emplearse	135
Figura 5.15 Lubricación de elementos	135
Figura 5.16 Encendido del equipo.....	136
Figura 5.17 Regulación del variador	136
Figura 5.18 Disposición final de ensayo de resistencia a flexión por vibración	136

Figura 5.19 Colocación de teflón y acople en accesorio roscado de probeta para ensayo 2	137
Figura 5.20 Ensayo de impermeabilidad de probeta de ensayo 2.....	137
Figura 5.21 Elaboración de probetas ensayo 3	138
Figura 5.22 Rayado sobre probeta ensayo 3.....	138
Figura 5.23 Disposición de plancha de la entenalla para ensayo 3	138
Figura 5.24 Disposición de la platina porta graduador para ensayo 3	139
Figura 5.25 Disposición de graduador en platina para ensayo 3.....	139
Figura 5.26 Disposición del accesorio transmisor de torque en tubería para ensayo 3	139
Figura 5.27 Ajuste de prisioneros en tubería para ensayo 3	140
Figura 5.28 Disposición de probeta en entenalla para ensayo 3.....	140
Figura 5.29 Disposición del perno posicionador para ensayo 3	141
Figura 5.30 Ajuste de la probeta en la entenalla para ensayo 3.....	141
Figura 5.31 Ajuste de los prisioneros en para ensayo 3.....	141
Figura 5.32 Desmontaje del perno posicionador para ensayo 3	142
Figura 5.33 Disposición de las llaves de tubo para ensayo 3.....	142
Figura 5.34 Aplicación de par necesario	142
Figura 5.35 Prensado del tapón de la probeta para ensayo 3.....	143
Figura 5.36 Colocación de teflón en accesorio roscado de probeta para ensayo 3	143
Figura 5.37 Ensayo de impermeabilidad de probeta de ensayo 3.....	143
Figura 5.38 Probetas sometidas a ensayos de resistencia a flexión estática	148
Figura 5.39 Probetas sometidas a ensayos de resistencia a flexión por vibración.	148
Figura 5.40 Probetas sometidas a ensayos de resistencia a esfuerzo a torsión.	148

CAPÍTULO 6: ANÁLISIS ECONÓMICO Y FINANCIERO

Figura 6.1 Esquematación de la instalación de gas de dos departamento de un edificio.....	158
---	-----

LISTADO DE ANEXOS

- Anexo A:** Detalles para la instalación del Sistema Hidrinox
- Anexo B:** Tuberías y accesorios Hidrinox
- Anexo C:** Lista de Aceros inoxidables mencionados en la Norma
- Anexo D:** Capítulo 3 “Estanquidad de la carcasa” Norma española UNE-EN 12266-1
- Anexo E:** Planos del Ensayo de resistencia a flexión estática
- Anexo F:** Planos del Ensayo de resistencia a flexión por vibración
- Anexo G:** Planos del Ensayo de esfuerzo a torsión
- Anexo H:** Análisis de la deflexión máxima de la tubería
- Anexo I:** Determinación del volumen estimado para pesos
- Anexo J:** Platinas existentes en el mercado y sus propiedades.
- Anexo K:** Características del motor utilizado
- Anexo L:** Análisis de las cargas Estáticas actuantes en el sistema
- Anexo M:** Análisis cinemático del mecanismo biela manivela
- Anexo N:** Análisis dinámico del mecanismo biela manivela
- Anexo O:** Análisis estático y de fatiga de elementos principales
- Anexo P:** Acta de la reunión cuadragésima del Subcomité Técnico “Instalaciones para gas combustible en edificaciones”.
- Anexo Q:** Gráficas fuerza-desplazamiento del cabezal para el ensayo de compresión en accesorios UNC
- Anexo R:** Carta de satisfacción de la empresa.

NOMENCLATURA UTILIZADA

SÍMBOLOS:

JIS: Japanese Standards Association (Asociación Japonesa de Estandarización)

JIS G 3448: Light gauge stainless steel tubes for ordinary piping (Norma informativa de tubos de acero inoxidable para tubería ordinaria)

GLP: Gas licuado de petróleo

ESPE: Escuela Politécnica del Ejército

DVGW: Deutsche Vereinigung des Gas- und Wasserfaches (Asociación Alemana del Departamento Técnico Agua y Gas)

INEN: Instituto Ecuatoriano de Normalización

NTE INEN 2260: Norma técnica para instalaciones para gas combustible en edificaciones de uso residencial, comercial o industrial

AISI: American Iron and Steel Institute (Instituto Americano de Hierro y Acero)

C: Carbono

Cr: Cromo

HCC: High Hydraulic Compression (Sistema de unión por alta presión)

H-NBR: Ultra alta densidad acrílico nitrilo.

EPDM: Goma Etilen-propilénica.

ASTM: American Society for Testing and Materials (Sociedad Americana para Pruebas y Materiales)

DIN EN 549: Deutsches Institut für Normung (Instituto Alemán de Normalización)

d: Diámetro

ISO: International Standards Organization (Organización Internacional de Normalización)

Ni: Níquel

Mo: Molibdeno

Mn: Manganeso

Si: Silicio

P: Fósforo, carga concentrada, potencia

S: Azufre, módulo de sección

N: Nitrógeno
UNE: Una Norma Española
 σ_a : Esfuerzo axial
 σ_t : Esfuerzo tangencial
p: Presión
t: Espesor
 $M_{m\acute{a}x}$: Momento flexionante máximo
a1: Distancia desde los extremos
b1: Distancia desde los extremos
L: Longitud
I: Momento de inercia
c: Distancia más alejada hasta la superficie de la viga desde la superficie neutra
 d_{ext} : Diámetro exterior
 d_{int} : Diámetro interior
y: Distancia con respecto a la superficie neutra
 σ_x : Esfuerzo normal en un plano transversal
M: Momento
 $\sigma_{m\acute{a}x}$: Esfuerzo normal máximo
 τ : Esfuerzo cortante
V: Fuerza cortante
b: Ancho
Q: Momento estático del área transversal
r1: Radio interior
r2: Radio exterior
 $\tau_{m\acute{a}x}$: Esfuerzo cortante máximo
A: Área
Hz: Hertzio
T: Período, torque producido por el motor, par o torque transmitido
F: Frecuencia
k: Constante del resorte
m: Masa del cuerpo
LCF: Fatiga de bajo ciclaje

HCF: Fatiga de alto ciclaje
 S_e' : Límite de resistencia a la fatiga
 S_f' : Resistencia a la fatiga
 S_e : Límite de resistencia a la fatiga corregida
 S_f : Resistencia a la fatiga corregida
 C_{carga} : Factor de carga
 $C_{tamaño}$: Factor de tamaño
 C_{sup} : Factor de superficie
 C_{temp} : Factor de temperatura
 C_{conf} : Factor de confiabilidad
 σ_a : Esfuerzo alternante
 $\sigma_{mín}$: Esfuerzo normal mínimo
 σ_m : Esfuerzo medio
 $\Delta\sigma$: Rango de esfuerzo
 K_f : Factor de concentración de esfuerzos normales a la fatiga
 K_{fs} : Factor de concentración de esfuerzos cortantes a la fatiga
 K_t : Factor de concentración de esfuerzos normales
 K_{ts} : Factor de concentración de esfuerzos cortantes
 q : Sensibilidad de la muesca
 r : Radio de la muesca, radio
 a : Constante de Neuber, aceleración
 FS : Factor de seguridad
 S_{ut} : Resistencia última a la tracción
 ω : Velocidad angular
 ρ : Radio en cualquier punto de la sección transversal
 J : Momento polar de inercia de la sección transversal
 θ : Deflexión angular
 G : Módulo de cortante o módulo de rigidez
 E : Módulo de elasticidad
 ν : Constante de Poisson
 R^2 : Coeficiente de correlación
SAE: Society of Automotive Engineers (Sociedad de Ingenieros Automotrices)
UNC13: Unión normal corta de ½ plg

TMN13: Tubo macho normal de $\frac{1}{2}$ plg.
TA13: Tapa de $\frac{1}{2}$ plg
CN9013: Codo normal 90° de $\frac{1}{2}$ plg
TMR20x13: Tubo macho reducción de $\frac{3}{4}$ plg a $\frac{1}{2}$ plg.
UNC20: Unión normal corta $\frac{3}{4}$ plg
TA20: Tapa de $\frac{3}{4}$ plg
CN9020: Codo normal 90° de $\frac{3}{4}$ plg
HP: Horse Power (Caballos de Fuerza)
 α : Aceleración angular
cg3: Centro de gravedad de la biela
acg3: Aceleración del centro de gravedad de la biela
DCL: Diagrama de cuerpo libre
Wt/2: Mitad del peso del conjunto de la tubería
Wpt: Peso del porta tubería
mpt: Masa del porta tubería
FRT: Fuerza que ejerce la tubería sobre el accesorio porta tubería
Fr: Fuerza de rozamiento que existe entre el porta tubería y la corredera.
Wpt: Peso del accesorio porta tubería
Fm: Fuerza ejercida por la manivela
Fmx: Componente de la fuerza ejercida por la manivela en el eje x
Fmy: Componente de la fuerza ejercida por la manivela en el eje y
Fb: Fuerza ejercida por la biela
Fbx: Componente de la fuerza ejercida por la biela en el eje x
Fby: Componente de la fuerza ejercida por la biela en el eje y
Ft: Fuerza ejercida por el porta tubería
Ftx: Componente de la fuerza ejercida por el porta tubería en el eje x
Fty: Componente de la fuerza ejercida por el porta tubería en el eje y
 \emptyset : Diámetro
NPT: National Pipes Thread (Roscado Nacional)
AGA: American Gas Association (Asociación Americana de Gas)
Dn: Diámetro nominal
VAN: Valor actual neto
TIR: Tasa interna de retorno
FNC: Flujo neto de caja

C/B: Costo / beneficio

ACRE: Ahorro de costos por realización de ensayos

IVAC: Ingresos por la venta de los accesorios

VC: Valor de la compra

VR: Valor recuperado

n: número de años en que es posible depreciar el activo.

I_f: Inflación

I_R: Porcentaje de riesgo

TMAR: Tasa mínima aceptable de rendimiento

UNIDADES:

mm: Milímetros

kg: Kilogramos

cm: Centímetros

%: Porcentaje

° C: Grados centígrados

m: Metros

MPa: Mega pascales

GPa: Giga pascales

mbar: mili bares

N: Newtons

W: Watt

CV: Caballos de vapor

°: Grados

lb: Libra

plg, in: Pulgada

rpm, n: Revoluciones por minuto

ksi: Kilo libras por pulgada cuadrada

psi: Libras por pulgada cuadrada

USD: Dólares

h: horas

RESUMEN

El presente proyecto fue auspiciado por Conduit S.A del Ecuador, empresa dedicada a la fabricación de tubería de acero que quiere incursionar en el empleo de su tubería y accesorios de acero inoxidable, con el sistema de junta press fit, para el transporte de GLP en edificaciones. Para lo cual la empresa decidió demostrar al INEN la validez de este tipo de junta para esta aplicación, mediante la realización de una serie de ensayos detallados en una norma técnica internacional.

El proyecto tiene como objetivo principal el diseño y construcción de los equipos y accesorios para la elaboración de los ensayos mecánicos detallados en la norma DVGW VP614, norma alemana que detalla los requisitos y parámetros para los ensayos de resistencia estática a flexión, resistencia a flexión por vibración y de esfuerzo a torsión, cuyos propósitos son evaluar la impermeabilidad de la junta press fit de acero inoxidable, para dimensiones de tubería de $\frac{1}{2}$ y $\frac{3}{4}$ plg, frente a estas condiciones de carga respectivas.

Un paso previo, al estudio de los ensayos, fue un estudio del principio y elementos que intervienen en este tipo de junta, simultáneamente con una revisión de las especificaciones generales de la norma para un mejor conocimiento a priori de aspectos importantes relacionados al proyecto. Posteriormente se debió analizar de manera profunda los esquemas y requerimientos para los equipos para los ensayos mencionados, para llegar a determinar la geometría, mecanismo, elementos e instrumentos a utilizarse.

En el primer ensayo, resistencia a flexión estática, se debió considerar forma, dimensiones y material de los pesos a utilizarse; siendo la mejor alternativa la elaboración de los mismos con acero de transmisión SAE 1018. Además se determinó que un tanque de nitrógeno con su respectivo regulador serán los recursos idóneos para cargar al sistema con presión interior. Finalmente se analizó la resistencia y forma de la estructura para dicho ensayo con el programa Cosmos Works.

Para el equipo del ensayo de resistencia a flexión por vibración se determino que el mecanismo adecuado para cumplir con los parámetros es el de biela manivela con eje excéntrico, llegando así a generar la vibración de $\pm 1\text{mm}$ y una frecuencia aproximada de 20 Hz, generada por un motor 1660 RPM controlado por un variador de frecuencia. El equipo ha sido construido para montar sobre él, los dos tamaños de probetas requeridas por la empresa según las dimensiones de tubería especificadas; respetándose las distancias constantes establecidas en el esquema de dicho ensayo.

Para el diseño se realizó un análisis cinemático y dinámico de los elementos que conforman el mecanismo; el primero ayuda a determinar las trayectorias, velocidades y aceleraciones de algunos puntos del mecanismo, mientras que el segundo permite determinar las cargas actuantes críticas del sistema. Con la información obtenida de este análisis, se puede llegar a determinar la potencia necesaria que el motor necesita para el movimiento de la máquina.

Ya calculadas las fuerzas en el sistema se prosigue con el diseño realizando los análisis estático y de fatiga para los diferentes elementos del mecanismo, para lo cual se ha empleado las distintas teorías de falla para la determinación de los esfuerzos críticos existentes, llegándose a obtener los factores de seguridad con los cuales se esta trabajando.

Un punto primordial para el ensayo de esfuerzo a torsión es desarrollar un sistema de medición de ángulo torsor, para controlar el mismo cuando la junta sea sometida a 10 ciclos de par torsor. Adecuando para ello un transportador de ángulo Mitutoyo y un elemento de sujeción, acoplado a la probeta por bujes y prisioneros, que permita formar un dispositivo que marque mediante una regla indicadora los grados de giro generados por dos llaves de tubos.

Para la construcción de los equipos y accesorios necesarios para los ensayos, se ha elaborado los planos, diagramas de procesos y hojas de ruta respectivas, que permiten detallar la geometría y dimensiones de las piezas, estimar el tiempo de trabajo, prever recursos y máquinas a utilizarse, y conocer

los distintos pasos de fabricación necesarios. La realización de los mismos, fue ejecutada en su mayoría en el área de mantenimiento de la empresa.

La elaboración de pruebas en los equipos fue indispensable para la puesta a punto de los mismos y para redactar un guía de procedimientos para la elaboración de los distintos ensayos mecánicos. Posteriormente, se realizaron pruebas definitivas que generaron las respectivas tablas de resultados según tipos accesorios y dimensiones de tubería para cada uno de los ensayos.

A partir de los resultados se permitió establecer la conformidad preliminar de este tipo de junta para el transporte de GLP en edificaciones, por cuanto las probetas aprobaron el ensayo de impermeabilidad posterior a los respectivos ensayos mecánicos. Pero cabe señalar que la norma menciona otros ensayos que deberán ser realizados para una completa aprobación de este sistema de junta.

Finalmente se ha realizado un análisis económico y financiero donde se ha podido establecer los diferentes indicadores en un horizonte de evaluación de 10 años, que determinaron la gran rentabilidad del proyecto que la empresa percibiría y el bajo tiempo necesario que debería esperar la misma para recuperar la totalidad de su inversión.

CAPÍTULO 1

DESCRIPCIÓN DEL PROYECTO

1.1. ANTECEDENTES

La Escuela Politécnica del Ejército se ha caracterizado por brindar sus servicios a la empresa privada, y Conduit del Ecuador, representa una de ellas. Esta empresa se ha dedicado a la fabricación de tubería de acero en Quito desde 1979, bajo la marca de “FUJI”, la misma que se ha distribuido en varios mercados latinoamericanos, en los que ha tenido una gran acogida. En búsqueda de nuevos productos desarrolló en el 2002 tubería de acero inoxidable para conducción de fluidos, conocida en el mercado como “Hidrinox” (JIS G 3448), con un sistema 100% inoxidable.

La empresa Conduit, con el afán de incrementar la aplicación del acero inoxidable esta incursionando en la utilización de esta tubería en la conducción de GLP en instalaciones domiciliarias e industriales, por cuanto en estos tiempos grandes edificaciones implementan sistemas de gas centralizado para la comodidad de las personas y además para ofrecer una mayor vida útil del sistema, razón por la cual la empresa ofrecen a sus clientes una garantía de 50 años.

En vista de los antecedentes mencionados Conduit del Ecuador ha solicitado a la ESPE la realización de los varios ensayos, detallados en la Base Provisional de Ensayo de Certificación VP 614 de la DVGW (Asociación Alemana del Departamento Técnico Agua y Gas) que avalan que el tipo de junta press fit para esta tubería puede ser utilizada en la conducción de GLP. La elaboración de estos ensayos permitiría que el INEN, en su Norma NTE INEN 2260 (norma técnica para instalaciones para gas combustible en edificaciones de uso residencial, comercial o industrial), avale las exigencias de la norma internacional, para la inclusión posterior de la misma como norma adjunta para certificar este tipo de junta. Finalmente con los equipos construidos se podrá certificar el uso la junta press fit en acero inoxidable.

Al inicio de este proyecto la norma a referirse era la “Standard For LC4 Press-Connect Copper and Copper Alloy Fittings For use in Fuel Gas Distribution Systems”, elaborado por “Canadian Standards Association”, la cual hacía mención ensayos para tubería de cobre con este tipo de junta, pero posteriormente la empresa buscando otras alternativas encontró la norma de la DVGW, que se refiere a Conectores inseparables de tubo para gaseoductos metálicos y uniones a presión, que luego de un análisis se determinó que era la más idónea para realizar las pruebas.

En el presente proyecto se elaborarán los ensayos relacionados con Mecánica de Materiales, en los cuales constan el ensayo de resistencia estática a flexión, resistencia a flexión por vibración y esfuerzo de torsión. Para su realización se deberán diseñar equipos y accesorios que cumplan con las especificaciones citadas en la norma.

1.2. DEFINICIÓN DEL PROBLEMA

La junta Press Fit en tubería de acero inoxidable deber ser reconocida por el INEN como un producto fiable para el traslado de GLP, para lo cual el subcomité técnico que analiza dicha norma ha establecido que para que el producto sea empleado en esta actividad, este tipo de junta debe ser certificada mediante la elaboración de distintos ensayos de resistencia mecánicos, térmicos, corrosivos, entre otros que constan en la norma internacional DVGW, siendo uno de sus puntos los ensayos de torsión y flexión.

1.3. OBJETIVOS

1.3.1 GENERAL

Diseñar y construir los equipos y accesorios para los ensayos de torsión y flexión en la tubería de acero inoxidable con junta Press fit adaptando la “Base Provisional de Ensayo de Certificación VP 614” elaborado por la “DVGW” para la empresa Conduit del Ecuador.

1.3.2 ESPECÍFICOS

- Realizar un marco teórico sobre ensayos mecánicos y normas empleadas para el desarrollo del proyecto.
- Diseñar y construir los accesorios para la realización del ensayo de resistencia estática a flexión según requerimientos citados en el literal 4.6 de la norma mencionada.
- Diseñar y construir un equipo para el ensayo de resistencia a flexión por vibración según requerimientos citados en el literal 4.8 de la norma mencionada.
- Diseñar y construir un equipo para el ensayo esfuerzo de torsión según requerimientos citados en el literal 4.9 de la norma mencionada.
- Realizar las pruebas necesarias a la tubería con los equipos diseñados.
- Realizar un Análisis Económico-Financiero referente al proyecto propuesto.

1.4. ALCANCE DEL PROYECTO

Realizar el montaje de los accesorios y equipos diseñados para la realización de los ensayos mecánicos mencionados en la norma, que permitirán la utilización de la tubería de acero inoxidable con junta press fit en el transporte de GLP en edificaciones.

1.5. JUSTIFICACIÓN E IMPORTANCIA

Los ensayos mecánicos a realizarse son de vital importancia ya que con ellos se determinará la efectividad de la junta press fit en accesorios y tuberías de acero inoxidable para la conducción de GLP en instalaciones domiciliarias, para lo cual se adaptará la “Base Provisional de Ensayo de Certificación VP

614” elaborado por la “Asociación Alemana del Departamento Técnico Agua y Gas (DVGW)”. Conduit del Ecuador S.A. al cumplir con los ensayos mecánicos que exige la norma que se encontrará incluida en la norma INEN NTE 2260, que se refiere a los requisitos para las instalaciones para gas combustible, en edificaciones de uso residencial, comercial o industrial, podrá incursionar con este tipo de tubería de acero inoxidable. De igual manera, en el desarrollo del proyecto los estudiantes podrán aplicar sus conocimientos y adquirir experiencia en el ámbito empresarial.

CAPÍTULO 2

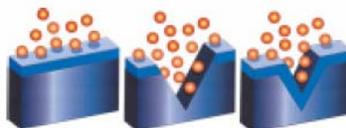
MARCO TEÓRICO

2.1 ESTUDIO DE LA JUNTA PRESS FIT EN ACERO INOXIDABLE

2.1.1. ACERO INOXIDABLE:

Es un término genérico para un grupo de aceros resistentes a la corrosión, cuyo peso contenga como mínimo 10,50 % de Cromo, pero no más de 1,20 % de Carbono, con cualquier otro elemento de aleación o sin él. Estos otros elementos pueden ser: níquel, molibdeno, titanio, niobio. La formación del acero inoxidable se da al añadir estos al acero común durante su proceso de fundición, en el cual el cromo y los demás elementos reaccionan con la presencia del oxígeno formando una capa pasivadora la que tiene aproximadamente un espesor de 0.08 mm, la cual evita el ingreso del oxígeno al hierro, evitando así su corrosión.

Si esta película protectora invisible de un óxido rico en cromo se ve afectada, química o mecánicamente, la capa se renueva automáticamente en presencia del oxígeno y protege la superficie dañada, ver figura 2.1. La resistencia a la corrosión aumenta conforme el porcentaje de cromo sea mayor, y más con la adición de molibdeno a la aleación. Se mejora la soldabilidad y la conformidad con la presencia del níquel.



El acero inoxidable crea una capa protectora invisible. Si se daña, se regenera espontáneamente bajo la acción del oxígeno del aire o del agua.

Figura 2.1 Regeneración de la capa protectora

Fuente: Guía técnica de tejados en acero inoxidable

Hoy en día existen más de 100 tipos diferentes de acero inoxidable pero están clasificados normalmente en diferentes familias metalúrgicas. Las familias básicas de aceros inoxidables son: austeníticos, ferríticos y martensíticos.

- Los austeníticos: son las aleaciones de hierro, cromo, níquel y carbono. Son los más empleados habitualmente para la fabricación de componentes y equipos, su comportamiento en servicio es muy bueno. Poseen gran resistencia a los distintos tipos de corrosión y tienen buena soldabilidad. El acero de mayor representación de esta familia es el AISI 304, acero con el cual está elaborada la tubería para la conducción de agua, gas y aire.



Figura 2.2 Conducción de aire con acero inoxidable

Fuente: Presentación de Hidriinox de la empresa Conduit del Ecuador.

- Los ferríticos: son aleaciones de hierro, cromo y carbono, cuyos porcentajes típicos son: $C < 0.10\%$ y $Cr 16-18\%$. Son muy empleados en aplicaciones donde la estética es muy importante, su soldabilidad es buena y su resistencia a la corrosión es mejor que la de los martensíticos.
- Los martensíticos: son aleaciones de hierro, cromo y carbono, cuyos porcentajes típicos son: $C \geq 0.10\%$ y $Cr 12-14\%$. Su aplicación más importante es la cuchillería. Poseen suficiente resistencia a la corrosión. Su característica principal es que al ser sometidos a altas temperaturas sufren modificaciones estructurales, por aquello son

sometidos a tratamiento térmicos de temple y revenido. Consecuentemente alcanzan buenas propiedades mecánicas.

2.1.2 JUNTA HCC

Este tipo de junta press fit representa un sistema revolucionario que no implica soldadura, ni roscado para unir la tubería con sus accesorios. Por aquello se dice que este sistema domino al acero inoxidable considerando que es la alternativa, con costo razonable, para superar la dificultad que representa soldarlo por su inatacabilidad y teniendo presente que por su altísima resistencia los espesores de su tubería son bajos e impiden el uso del roscado.

Este tipo de junta utiliza el sistema de unión por alta presión, conocido como HCC, por sus siglas en inglés que significan “High Hidraulic Compression”. La presión que debe ser aplicada a la junta del tubo con el accesorio alcanza el valor de 700 kg/cm^2 , la que permite sellar las conexiones en forma definitiva, generando así la unión metal-metal que determina la rigidez de la junta y consigue el sellado primario.

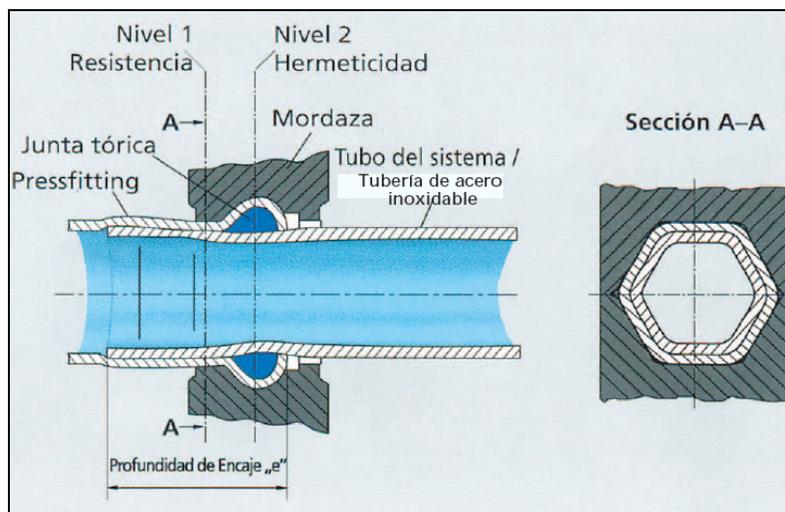


Figura 2.3 Esquema de la unión

Fuente: Manual técnico de Hidrinnox de la empresa Conduit del Ecuador.

En la actualidad, el “pressfitting” es el método más eficiente y de bajo costo para juntar tubería de acero inoxidable. Esta tecnología requiere menor tiempo y recurso humano que otros métodos al momento de montar grandes instalaciones. De hecho, es muy utilizado en el mundo entero para hospitales, centros comerciales y construcciones grandes.

2.1.3 O-RING

Para mantener la estanqueidad del sistema y para mantener la tubería en la posición apropiada, previo a someter el sellado hermético, cada accesorio posee en su compartimiento interior un O-ring de calibración instantánea, que su propósito es de ser un sello secundario en la junta. El O-ring es un aro de elastómero sintético que funciona cuando es sometido a aplastamiento, siendo el caso para uso estático (que no exista movimiento entre las superficies a sellar) el aplastamiento varía del 12% al 25 %, y para el caso de uso dinámico el aplastamiento varía del 8% al 20%. Hoy en día es muy eficaz y utilizado para prevenir la fuga de fluidos, ya sean líquidos o gaseosos, bajo distintas condiciones de servicio.

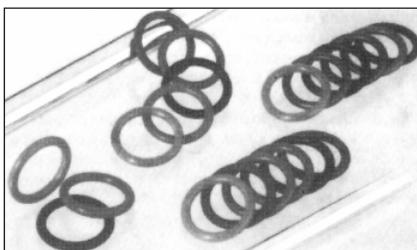


Figura 2.4 O-Rings para diferentes aplicaciones

Fuente: Manual técnico de Parker Hannifin Argentina S.A.I.C.

Entre las principales ventajas de los O-rings se puede mencionar las siguientes: sellan en diferentes rangos de temperatura y presiones, permiten el sellado en todas las direcciones, radial, axial u oblicua, no necesitan ajustes, poseen medidas y tolerancias normalizadas internacionalmente, requieren espacios reducidos permitiendo un diseño compacto y son relativamente económicos.

Es importante mencionar que existen diferentes tipos de o-rings, dependiendo de la aplicación, algunos o-rings utilizados en este tipo de juntas en acero inoxidable se puede ver en la siguiente tabla:

Tabla 2.1 Tipos de O-Ring

Color	Aplicación	Temperatura	Material
Amarillo	Gas	-20 °C a 70 °C	HNBR
Negro	Agua	-20 °C a 80 °C	EPDM
Negro	Aire comprimido	-20 °C a 80 °C	EPDM
Blanco	Calefacción	hasta 120 °C	SILICON

Fuente: Manual Hidrinox de la empresa Conduit del Ecuador.

2.1.4 HERRAMIENTAS

Para realizar la correcta junta se debe tener las herramientas apropiadas, las cuales son la bomba hidráulica, el pistón y las garras, estas últimas dos varían según sea el tamaño de la tubería a juntarse. También para estas instalaciones se utilizan prensas eléctricas que de igual manera permiten realizar la junta en aproximadamente 10 segundos. Conforme avanza la tecnología, se han ido desarrollando mecanismos automáticos que controlan la correcta fuerza necesaria que debe ser aplicada a la junta y otros que controlan y monitorean la calidad de la junta. Aunque en nuestro medio la más común y efectiva que es empleada para realizar las instalaciones es la bomba hidráulica manual.



Figura 2.5 Bombas hidráulicas

Fuente: Artículo Flame-Free Jointing, publicado por Copper.

Fuente: Presentación de Hidrinox de la empresa Conduit del Ecuador.

Cada herramienta tiene su función especial, desempeñando un rol importante durante la instalación. La bomba hidráulica se encarga de generar la presión hidráulica para que los pistones se encarguen de transmitir el movimiento a las garras, las cuales se encargan de ejecutar el sello de la tubería con el accesorio. Estas garras son diferentes para cada diámetro aplicable y poseen un destaje que debe coincidir cuando se es montada con el anillo del accesorio para que se realice bien la junta.



Figura 2.6 Garras

Fuente: Presentación de Hidriinox de la empresa Conduit del Ecuador.

Fuente: Artículo Heating Controls, Pipe and Fittings, editado por *"the British Stainless Steel Association"*

Para realizar una correcta instalación se debe contar con ciertas herramientas y recursos extras que son útiles para el montaje de la tubería tales como: cortador de tubos de discos, escariadores, agua jabonosa, rayador, entre otros. Para ver una descripción del procedimiento más detallado de la instalación de la tubería, referirse al ANEXO A. Finalmente es indispensable que la instalación sea verificada, para la cual una manera fácil de hacerlo es utilizando "el pasa /no pasa", un accesorio práctico que permite comprobar si la junta esta lo suficientemente apretada para que no se den fugas.



Figura 2.7 Cortador de tubos de disco y pasa/no pasa

Fuente: Presentación de Hidrinóx de la empresa Conduit del Ecuador.

Para el momento de realizar el layout de las líneas de tubería es importante que se considere la proyección necesaria entre tuberías o también el espacio de tubería con paredes, puesto que para la instalación se requiere tener presente el ingreso de las garras y accesorios de prensado ya para el montaje. De igual manera un mínimo de distancia entre accesorios se debe considerar para que el ingreso de las garras sea el correcto. Estos detalles se pueden observar en las siguientes figuras.

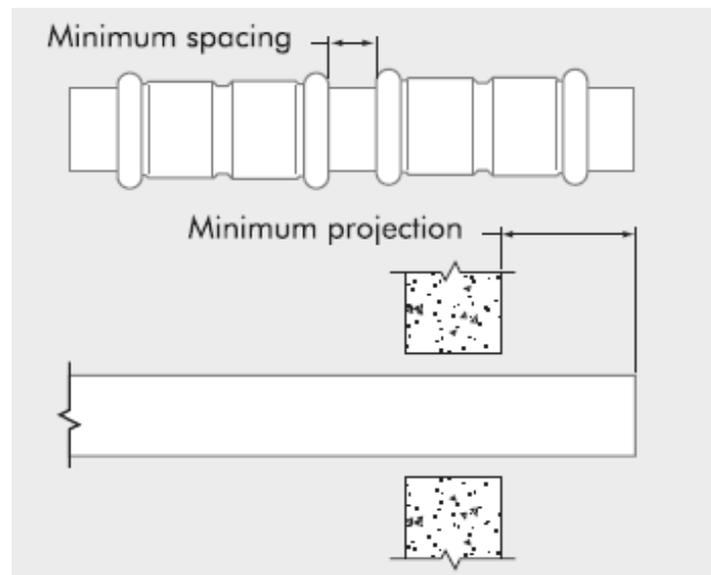


Figura 2.8 Espacio y proyección mínima

Fuente: Artículo Flame-Free Jointing, publicado por Copper.

2.1.5 TUBERÍA Y ACCESORIOS

La tubería y los accesorios de Acero Inoxidable con el tipo de junta Press fit son empleados para el traslado de agua caliente, agua fría, gas, aire comprimido, sistemas contra incendios, entre otros. La tubería la podemos encontrar en 7 medidas diferentes a partir de ½ pulgada hasta 2 ½ pulgadas, tal como podemos observar en las siguiente tabla. La materia prima que es empleada para realizar esta tubería es el acero laminado en frío, calidad AISI 304, bajo la norma ASTM A 204.

Por motivos de que las dimensiones de ½ y ¾ de pulgadas son las más empleadas en el traslado de GLP según el fabricante, serán las tuberías consideradas para ser sometidas a los ensayos.

Tabla 2.2 Dimensiones y pesos de la tubería

Cod.	DIÁMETRO NOMINAL	DIÁMETRO NOMINAL (mm)	ESPEJOR NOMINAL (mm)	PESO Kg / m
C13	1/2"	15.88	0.80	0.301
C20	3/4"	22.22	1.00	0.529
C25	1"	28.58	1.00	0.687
C30	1 1/4"	34.00	1.20	0.980
C40	1 1/2"	42.70	1.20	1.240
C50	2"	48.60	1.20	1.420
C60	2" 1/2"	60.50	1.50	2.200

Fuente: Catálogo general de la empresa Conduit del Ecuador.

Los accesorios son hechos íntegramente de acero inoxidable y son fabricados bajo las normas más exigentes de calidad total del Japón. En el mercado podemos encontrar en los diámetros especificados y formas adecuadas para permitir una libertad de diseño para cada proyecto (ANEXO B). También existen accesorios roscados que son uniones roscadas con acero

inoxidable puro diseñadas para acoplarse en sistemas y accesorios existentes, tales como válvulas, llaves, entre otros.



Figura 2.9 Accesorios

Fuente: Catálogo general de la empresa Conduit del Ecuador.

2.1.6 VENTAJAS DE LA TUBERÍA CON TIPO DE JUNTA PRESS FIT

Las ventajas que ofrece este tipo de tubería con este sistema frente a otros tipos de tuberías son algunas las cuales se las mencionaran a continuación:

- Este sistema al ser de acero inoxidable es mucho más fuerte y resistente que el hierro y comparado con el plástico es más durable.
- Por ser hecho íntegramente de acero inoxidable es inmune al sarro, a la corrosión y al ataque de cales y otros materiales.
- Esta tubería posee baja dilatación lineal, llegando a ser prácticamente nula, ya que su valor es de 0.16 mm/m a 100° de temperatura.
- Se caracteriza por ser resistente al fuego, temperaturas extremas y a los rayos ultravioletas.
- Debido a su facilidad y rapidez de montaje representa ser el sistema más rápido, económico y el de menor índice de error humano al momento de su instalación. Por lo cual reduce sustancialmente los costos de mano de obra.
- Uno de sus beneficios a futuro es que no requiere de mantenimiento.
- Considerando su buena resistencia mecánica esta tubería presenta una ventaja sobre las demás en zonas sísmicas y volcánicas.

- Son idóneos para instalaciones a la vista dado su acabado, estética y resistencia al medio ambiente.
- La tubería y los accesorios no se verán afectados por ataques de animales depredadores o roedores y son resistentes a agresiones accidentales, ya sean de clavos o tornillos.
- En esta tubería la presencia de turbulencias y las pérdidas de carga puntual son bajas considerando la continuidad de tubería y accesorios y la uniformidad de los radios de curvatura.

2.2 ESTUDIO DE LA NORMA Y ESPECIFICACIONES GENERALES.

2.2.1 DATOS GENERALES DE LA NORMA

La norma técnica titulada *“Bases de ensayo VP 614/ Abril 2005”* hace referencias a *“Conexiones inseparables para ductos metálicos de gas; conectores prensados”* y fue elaborada por Asociación Alemana del Sector de Gas y Agua (DVGW) en la localidad de Bonn en abril del 2005.

Es importante definir que representa una base de ensayo preliminar de esta asociación, para lo cual el prefacio de la misma norma afirma que *“Las bases de ensayo preliminares son principios de seguridad acordados entre laboratorios de ensayo de la DVGW y las comisiones especializadas, conformidad con el “Reglamento para la certificación Nacional de Productos de los servicios de Gas y Agua” de la certificadora de DVGW”*.

La evolución de esta base de ensayos se ha ido dando con el pasar del tiempo, registrándose diversas ediciones en las cuales se han ido estableciendo ciertas modificaciones en las que se ha ido sumando y eliminando secciones. Teniendo presente que desde la edición de Septiembre de 1997 se han dado 4 ediciones más con esta última del mes de Abril del 2005, con la cual se trabajará para los ensayos.

Para esta última edición se determinó que el reglamento DIN EN 549 se establezca como norma básica para los materiales de sellado, y se implantó otros requisitos relacionados a este tema. Del mismo modo se agregó los requisitos de impermeabilidad y ensayo de las conexiones prensadas.

Como se ha visto cada edición conlleva sus modificaciones, estas se dan luego de un previo análisis. Estos análisis también han determinado la supresión, en ediciones anteriores, de ciertos ensayos tales como: resistencia a la tracción y resistencia al empuje. Además en las últimas actualizaciones se han adjuntado esquemas de los ensayos y probetas que permiten una mejor interpretación de las normas.

2.2.2 ALCANCE DE LA NORMA

Esta base provisional se aplica para conectores metálicos prensados en tubos lisos metálicos o partes de tubería con las mismas características, que hacen sello de manera metálica o no metálica. Pero son exceptos de esta norma conectores prensados que son empleados para ductos en tierra.

El diámetro exterior y la presión nominal máxima para los conectores prensados empleados en tubos para el traslado de gas para que pueda aplicarse esta norma son: $d \leq 108\text{mm}$ y 5 bares respectivamente. Además se debe poseer una tolerancia térmica adicional para aplicaciones de ductos de gas interiores que vayan de acuerdo con las hojas de trabajo G600 (TGRI) y TRF de la DVGW, que son documentos que detallan las canalizaciones de alimentación de gas.

Otro requerimiento para los conectores prensados para que apliquen a esta norma es que estos sean aptos para ductos operados con gases de conformidad con la hoja de trabajo G260 de la DVGW, la cual detalla la clasificación de los gases en Europa, especificando la familia, grupo, tipo referencia y límite de gas, y su categoría. De este modo se establece la tubería,

parámetros de trabajo y dimensionamiento de la línea según sea el gas a emplear.

2.2.3 MATERIALES

La norma menciona que el material de los conectores prensados diseñados para esta aplicación debe caracterizarse por resistir las exposiciones mecánicas, térmicas y químicas. Por cuanto, estas propiedades deberá garantizarlas el fabricante mediante una continua evaluación durante el proceso de producción.

En la sección 4.1.1 de la norma se detallan los materiales metálicos que pueden utilizarse, cuyas composiciones deberán cumplir con sus respectivas versiones vigentes. Los nombres de materiales metálicos que agrupan a distintos metales son: los aceros sin aleación, cobre y aleaciones de cobre, aceros inoxidable y otros que no entran en ninguno de los tres primeros. Estos últimos solamente podrán emplearse si su dureza mecánica, tenacidad, alargamiento de rotura, moldeabilidad y trabajabilidad, resistencia térmica y corrosiva son superiores o equivalentes a alguno de los materiales de los grupos. Para ver la lista de aceros inoxidables que la norma menciona, referirse al ANEXO C.

Dado que la tubería es de acero inoxidable y en la norma se mencionan tres aceros inoxidables, en los cuales no se encuentra el ASTM 304, se deberá revisar si este acero inoxidable del cual son hechos los accesorios posee propiedades similares a alguno de los mencionados, que en nomenclatura ASTM son: 316, 316Ti, y el A351. Considerando que el último es una fundición y el penúltimo representa ser una variación del ASTM 316 al ser añadido una pequeña cantidad de Titanio, cuyo elemento no tiene el 304, se determino que el acero más similar para establecer una comparación de las propiedades es el ASTM 316. Por consiguiente a continuación se detalla en la siguiente tabla las propiedades de estos dos aceros inoxidables.

Tabla 2.3 Comparación ASTM 304 y ASTM316

		Aceros inoxidable																																							
Propiedades		ASTM 304	ASTM 316																																						
Designación ISO Standard		X5CrNi18-10	X5CrNiMo17-12-2																																						
Composición Química		<table border="1"> <thead> <tr> <th colspan="2">% 304</th> </tr> </thead> <tbody> <tr><td>C</td><td>0.08 max</td></tr> <tr><td>Mn</td><td>2.0</td></tr> <tr><td>Si</td><td>0.75</td></tr> <tr><td>P</td><td>0.045</td></tr> <tr><td>S</td><td>0.03</td></tr> <tr><td>Cr</td><td>18-20</td></tr> <tr><td>Ni</td><td>10.5</td></tr> <tr><td>N</td><td>0.1</td></tr> </tbody> </table>	% 304		C	0.08 max	Mn	2.0	Si	0.75	P	0.045	S	0.03	Cr	18-20	Ni	10.5	N	0.1	<table border="1"> <thead> <tr> <th colspan="2">% 316</th> </tr> </thead> <tbody> <tr><td>C</td><td>0.08 max</td></tr> <tr><td>Mn</td><td>2.0</td></tr> <tr><td>Si</td><td>0.75</td></tr> <tr><td>P</td><td>0.045</td></tr> <tr><td>S</td><td>0.03</td></tr> <tr><td>Cr</td><td>16-18</td></tr> <tr><td>Mo</td><td>2-3</td></tr> <tr><td>Ni</td><td>10-14</td></tr> <tr><td>N</td><td>0.1</td></tr> </tbody> </table>	% 316		C	0.08 max	Mn	2.0	Si	0.75	P	0.045	S	0.03	Cr	16-18	Mo	2-3	Ni	10-14	N	0.1
% 304																																									
C	0.08 max																																								
Mn	2.0																																								
Si	0.75																																								
P	0.045																																								
S	0.03																																								
Cr	18-20																																								
Ni	10.5																																								
N	0.1																																								
% 316																																									
C	0.08 max																																								
Mn	2.0																																								
Si	0.75																																								
P	0.045																																								
S	0.03																																								
Cr	16-18																																								
Mo	2-3																																								
Ni	10-14																																								
N	0.1																																								
Dureza	Rockwell B (HR B) max	92	95																																						
	Brinell (HB) max.	201	217																																						
Esfuerzo a la tensión (MPa.) min.		515	515																																						
Elongación (% en 50 mm.) min.		40	40																																						
Módulo Elástico (GPa.).		193	193																																						
Densidad (Kg/m ³)		8000	8000																																						
Punto de fusión (°C)		1400-1450	1375-1400																																						
Resistencia a la Corrosión		Excelente resistencia a la corrosión en una gran variedad de ambientes. Esfuerzos de agrietamiento por corrosión pueden aparecer sobre los 60°C.	Excelente resistencia cuando es expuesto a medios y ambientes corrosivos. Esfuerzos de agrietamiento por corrosión pueden aparecer sobre los 60°C.																																						
Resistencia Térmica		Posee buena resistencia a la corrosión en servicio intermitente a Temp. Superiores a 870 °C y en servicio continuo a 925 °C. Sin embargo en uso continuo a 425-860 °C no es recomendable si se requiere resistencia a la corrosión en agua.	Posee buena resistencia a la corrosión en servicio intermitente a Temp. Superiores a 870 °C y en servicio continuo a 925 °C. Sin embargo en uso continuo a 425-860 °C no es recomendable si se requiere resistencia a la corrosión en agua.																																						
Maquinabilidad		Buena	Buena																																						
Soldabilidad		Excelente	Excelente.																																						

Fuente: Datos de <http://www.azom.com>

Como se puede ver las propiedades y comportamiento de ambos materiales son en su mayoría similares, aunque en la dureza el ASTM 316 es

superior. Sin embargo se considera por cuanto su divergencia no es grande, que la norma si puede ser aplicada a esta tubería elaborada con el acero inoxidable ASTM 304.

2.2.4 ENSAYO DE IMPERMEABILIDAD BAJO PRESIÓN.

El conocimiento de este ensayo es muy importante por cuanto las probetas de los ensayos de flexión estática, flexión por vibración y torsión, serán posteriormente sometidas al ensayo de impermeabilidad bajo presión descrito en la sección 4.4.2 de la norma. Cabe mencionar que las probetas de los ensayos de presión interior y temperaturas operativas también son sometidas a este ensayo.

En este ensayo se examina que las conexiones sean impermeables hasta su presión nominal al ser sometidas ordenadamente a presiones, ya sea de aire o nitrógeno, de 22 mbar, 110 mbar y el factor 1.1 de la presión nominal, siendo mínimo de 3 bares, durante el tiempo de 10 minutos. Las probetas para el ensayo estarán sometidas en agua no más de 50mm por debajo de la superficie.

La norma cita que las conexiones deben cumplir con los requisitos de impermeabilidad que especifica la DIN 3230-3:1983-04, cuya norma equivalente es la norma española UNE-EN 12266-1, titulada “Válvulas industriales; Ensayo de Válvulas; Parte 1: Ensayos de presión, procedimiento de ensayo y criterios de aceptación; Requisitos obligatorios”. Cuyo capítulo 3 “Estanquidad de la carcasa” ha servido para establecer los requisitos para la impermeabilidad de las conexiones bajo presión interior (ANEXO D).

En el capítulo 3 se encuentra la sección A.3.3 “Criterios de Aceptación”, la cual afirma que si el fluido de ensayo es un gas, la persona que verifique la impermeabilidad deberá constatar que no exista burbujas en la superficie de la conexión al momento de estar sumergida. Este criterio es conocido como “Tasa

de fuga 1”, que en pocas palabras estrictamente pregona la existencia de “0 burbujas” al momento del ensayo.

2.3 ESTUDIO DE LA TEORÍA PARA LOS ENSAYOS.

2.3.1 ENSAYO DE RESISTENCIA A FLEXIÓN ESTÁTICA.

2.3.1.1 Análisis del ensayo de la norma

- Descripción

El ensayo de flexión a la tubería descrito por la norma determina que la probeta tendrá unas dimensiones determinadas, que se pueden observar en la siguiente figura 2.10. Estará sometida por el tiempo de 1 hora a una fuerza, cuyo valor varía según sea su diámetro nominal exterior y que se especifican en la tabla 2.4. Se menciona también que la muestra durante el ensayo, deberá estar sujeta a una presión interna cuyo valor será 1.1 veces la presión nominal, con un mínimo de 3 bares.

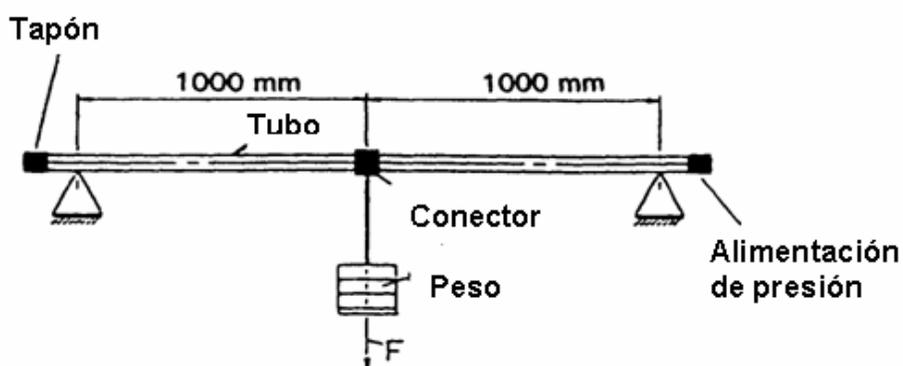


Figura 2.10 Esquema de Ensayo de resistencia a flexión estática

Fuente: Bases de ensayo VP 614/ Abril 2005 “Conexiones inseparables para ductos metálicos de gas; conectores prensados” de la DVGW

Tabla 2.4 Exposición a flexión

Diámetro nominal exterior del tubo en mm.	12	15	18	22	28	35
Fuerza en N	80	110	140	180	240	310
Diámetro nominal exterior del tubo en mm.	42	54	64	76,1	88,9	108
Fuerza en N	380	500	600	720	850	1040

Fuente: Bases de ensayo VP 614/ Abril 2005 "Conexiones inseparables para ductos metálicos de gas; conectores prensados" de la DVGW

– **Requisitos**

La norma establece que las probetas que fueron sometidas a este ensayo de flexión, posteriormente serán sometidos al ensayo de impermeabilidad a presión y debe mantener su impermeabilidad.

2.3.1.2 Fundamentos Teóricos del Ensayo

– **Recipientes a presión de pared delgada**

En este ensayo la tubería y conexiones van a estar sometidas a una presión interna durante el ensayo por consiguiente se considera oportuno revisar cuales serían los esfuerzos teóricos que serían producidos por dicha presión controlada. Es importante mencionar, que las tuberías empleadas para el transporte de gas y agua normalmente son consideradas como un elemento de pared delgada.

La teoría afirma que para considerar que un recipiente a presión es de pared delgada, la relación existente entre el espesor de la pared y el radio del recipiente es tan pequeña que permite considerar una uniformidad, por todo el espesor del recipiente, de la distribución del esfuerzo normal sobre un plano perpendicular a la superficie. Aunque siendo exactos se conoce que este esfuerzo se comporta de la siguiente forma: el valor máximo se encuentra en la superficie interior del recipiente y el valor mínimo se ubica en la parte exterior del mismo.

Para la determinación de los esfuerzos producidos en la tubería se utilizan los diagramas de cuerpo libre de las secciones de los recipientes junto con el fluido contenido ahí. El esfuerzo que se lo determina es el esfuerzo normal, posee dos componentes que son: el esfuerzo axial (meridional) que se ubica en el plano transversal, y el esfuerzo tangencial (zuncho o circunferencial) presente en el plano longitudinal. En la bibliografía consultada la denotación para estos son σ_a y σ_t respectivamente.

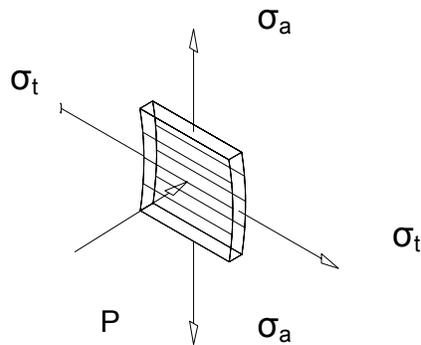


Figura 2.11 Esfuerzos axial y tangencial

Para realizar los cálculos de estos esfuerzos se han desarrollado fórmulas de fácil aplicación, siendo las detalladas en la parte inferior, para calcular el esfuerzo axial y para establecer el esfuerzo tangencial al que esta sometido la tubería.

$$\sigma_a = \frac{p \cdot r}{2 \cdot t} \quad \sigma_t = \frac{p \cdot r}{t} \quad (\text{Ec. 2.1a, b})$$

– Teoría de Flexión

Para una mejor comprensión de la teoría de flexión se detallará conceptos, términos y criterios importantes de manera clara, rápida y concisa. Este estudio es muy importante porque la teoría será relacionada a las condiciones del ensayo.

- Viga

Para introducirnos a lo que es flexión es necesario definir lo que representa una viga, cuyo concepto determina que es un miembro que se encuentra bajo cargas aplicadas en sentido transversal a la dimensión más extensa del miembro haciendo que este se flexione.

- Tipos de vigas

Existen diferentes tipos de vigas que han sido clasificadas según sus apoyos o reacciones. Para citar las más importantes tenemos: la viga simple, viga simple con voladizo, viga continua (con más de dos apoyos), la viga en cantiliver, entre otras. Para el ensayo de flexión estática, el tipo de viga utilizada es la viga simple, también conocida como simplemente apoyada, que se caracteriza por estar sostenida en los extremos por un seguro, rodillo, o por una superficie lisa y por poseer un solo claro. Este tipo de viga es estáticamente determinada puesto que a partir de las ecuaciones de equilibrio se pueden obtener las reacciones en los apoyos.

- Tipos de Cargas

A las vigas se pueden aplicar distintos tipos de cargas entre las cuales se tienen a las vigas de carga concentrada y las de carga distribuida que pueden ser uniformes o de carga linealmente variable, entre otros casos. En el caso de estudio, las pesas ubicadas en su soporte actuarán como una carga concentrada (P), tal como se puede observar en la figura 2.12.

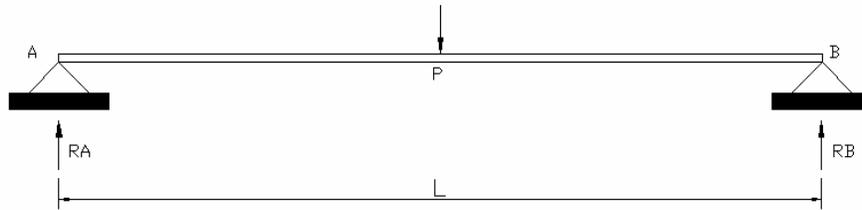


Figura 2.12 Fuerza cortante y momento flexionante.

- Momento flexionante máximo

Para la condición de carga del ensayo la bibliografía determina que el momento flexionante máximo esta determinada la por ecuación 2.2, donde a1 y b1 son las distancias desde los extremos.

$$M_{\max} = \frac{P \cdot a_1 \cdot b_1}{L} \quad (\text{Ec. 2.2})$$

- Módulo de Sección

Se le conoce como módulo de sección a la operación que relaciona el dividir el momento de Inercia (I) para la distancia más alejada hasta la superficie de la viga (superior o inferior) desde la superficie neutra, representada por la letra c. La fórmula establecida para su cálculo de la una sección transversal doblemente simétrica es:

$$S = \frac{I}{c} \quad (\text{Ec. 2.3})$$

Para una sección transversal de un tubo hueco, el momento de inercia y el módulo de sección son:

$$I = \frac{\pi}{64} * (d_{\text{ext}}^4 - d_{\text{int}}^4) \quad (\text{Ec. 2.4})$$

$$S = \frac{\pi}{32 * d_{\text{ext}}} * (d_{\text{ext}}^4 - d_{\text{int}}^4) \quad (\text{Ec. 2.5})$$

- Fórmula de la Flexión

También conocida como la fórmula de flexión elástica, permite calcular los esfuerzos en términos del momento flexionante, demostrándose que son directamente proporcionales entre si. En la fórmula también intervienen el momento de Inercia (I) y la distancia (y) con respecto a su superficie neutra. Es así, que la formula que determina el esfuerzo normal en un plano transversal es la siguiente:

$$\sigma_x = \frac{M*y}{I} \quad (\text{Ec. 2.6})$$

El esfuerzo normal máximo para cualquier sección de la viga, estará localizado en la superficie que esté más alejada del eje neutro, es decir donde $y=c$, por lo que para el esfuerzo máximo viene dado por la siguiente ecuación:

$$\sigma_{\text{máx}} = \frac{M*c}{I} = \frac{M}{S} \quad (\text{Ec. 2.7})$$

- Esfuerzos cortantes en vigas

Estos esfuerzos están relacionados con la fuerza cortante producida cuando una viga es flexionada por cargas transversales. En la viga se presentan los esfuerzos cortantes verticales que actúan sobre una sección transversal y los esfuerzos cortantes horizontales que actúan entre las capas de las vigas, pero se debe señalar que ambos poseen las mismas magnitudes. Para lo cual, se ha determinado que la ecuación para el cálculo del esfuerzo cortante es:

$$\tau = \frac{V*Q}{I*b} \quad (\text{Ec. 2.8})$$

Donde: τ representa el esfuerzo cortante, V es la fuerza cortante, I el momento de inercia, b representa el ancho y Q es el momento estático del área transversal arriba del nivel en el cual se esta evaluando el esfuerzo cortante.

- Esfuerzos cortantes en vigas de sección transversal circular hueca

Los esfuerzos cortantes sobre la sección son máximos en el eje neutro y se supone con una exactitud razonable que son paralelos al eje y , y están uniformemente distribuidos a través de la sección. Para determinarlos se puede aplicar la fórmula del cortante, pero para ello se necesita conocer las siguientes propiedades de una sección transversal circular hueca:

$$I = \frac{\pi}{4}(r_2^4 - r_1^4) \quad (\text{Ec. 2.9})$$

$$Q = \frac{2}{3}(r_2^3 - r_1^3) \quad (\text{Ec. 2.10})$$

$$b = 2(r_2 - r_1) \quad (\text{Ec. 2.11})$$

Conociendo los valores de estas propiedades e identificando que r_1 y r_2 son los radios internos y externos de la sección, el esfuerzo máximo es:

$$\tau_{\max} = \frac{V \cdot Q}{I \cdot b} = \frac{4V}{3A} \left(\frac{r_2^2 + r_2 \cdot r_1^2}{r_2^2 + r_1^2} \right) \quad (\text{Ec. 2.12})$$

en donde

$$A = \pi(r_2^2 - r_1^2) \quad (\text{Ec. 2.13})$$

2.3.2 ENSAYO DE RESISTENCIA A FLEXIÓN POR VIBRACIÓN.

2.3.2.1 Análisis del ensayo de la norma

- Descripción

Para la realización de este ensayo de vibración de 10^6 cambios de carga se utilizará un motor eléctrico, en cuyo eje de transmisión se ubicara un disco excéntrico cuyo desplazamiento del centro es de un 1 mm, que permitirá someter a la tubería y conexiones a una vibración de ~ 20 Hz. Para que la vibración llegue al extremo de la tubería de ensayo, que no se encuentra fijo, se dispondrá de un elemento de transmisión. La probeta tendrá las dimensiones y características que se pueden observar en la figura 2.13, donde se detalla que su otro extremo estará fijo.

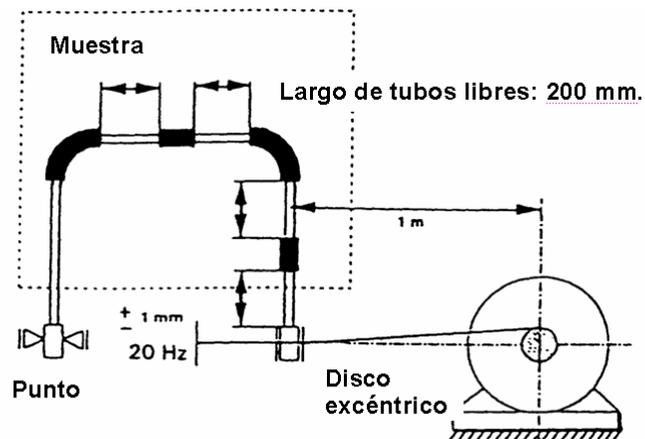


Figura 2.13 Esquema de ensayo de resistencia a flexión por vibración.

Fuente: Bases de ensayo VP 614/ Abril 2005 "Conexiones inseparables para ductos metálicos de gas; conectores prensados" de la DVGW

- Requisitos

Para este ensayo la tubería y conexiones no estarán sometidas a presiones internas, pero se requiere que las probetas resistan la frecuencia de 20 Hz y una vibración de ± 1 mm. con 10^6 cambios de carga. Además deberán pasar el ensayo de impermeabilidad bajo presión.

2.3.2.2 Fundamentos Teóricos del Ensayo

- Vibración

- Definición

Vibración es un tipo de oscilación (movimiento periódico o cuasiperiódico de un objeto o un cuerpo alrededor de un estado de equilibrio), en el que existe, un cambio de energía cinética a energía potencial elástica y viceversa. Se diferencia de las oscilaciones normales ya que generan movimientos de menor magnitud, debido a que tienen deformaciones locales más pequeñas respecto a los desplazamientos del cuerpo, se diferencian también porque tienen mayor frecuencia, pudiendo así ocasionar fatiga en los materiales de los cuerpos en los que interviene la vibración.

Una fuerza de excitación interna o externa al cuerpo, genera una propagación de ondas elásticas ocasionando tensiones y deformaciones en un medio continuo, dicha fuerza determina la amplitud y la frecuencia de la vibración. La frecuencia ayuda a determinar el origen de la vibración, mientras la amplitud ayuda a determinar el grado de severidad del problema.

- Dirección

Cualquier movimiento vibratorio de un cuerpo se puede representar y analizar en una combinación de seis movimientos diferentes e individuales, estos son de traslación en las tres direcciones ortogonales x, y, y z, y de rotación alrededor de los ejes x, y, y z.

- Parámetros

El movimiento vibratorio de un cuerpo tiene una gran cantidad de parámetros los cuales, entre los más importantes se tiene:

PERÍODO: Es el tiempo que se necesita para realizar un ciclo (movimiento que consiste en ir desde una posición inicial a otra posición extrema a la primera y volver a la posición inicial, en la misma dirección), se representa por T y se expresa en segundos.

FRECUENCIA: Es el número de ciclos que ocurren en un segundo, es el recíproco del período y se representa con la letra F. Su unidad es el Hertzio (Hz), la fórmula para determinar la frecuencia de un movimiento vibratorio es:

$$F = \frac{1}{T} \quad (\text{Ec. 2.14})$$

FRECUENCIA NATURAL: Es una característica de los sistemas resorte-masa, es la frecuencia con la que se tiende a vibrar si no se lo altera el sistema. Es una frecuencia resultante de la vibración libre, también se mide en Hertzios y su fórmula está dada por:

$$F_n = \frac{1}{2 * \pi} \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (\text{Ec. 2.15})$$

Donde:

k es la constante del resorte.

m es la masa del cuerpo.

RESONANCIA: Es cuando la frecuencia natural es igual a la frecuencia producida por la fuerza de excitación.

FASE: Es un parámetro que representa la diferencia de tiempo entre dos ondas senoidales. La unidad de medida puede ser el grado o el radian, ya que a pesar de que es una representación del tiempo, su interpretación se lo hace en ángulos. Para este caso se hace la consideración de que un ciclo equivale a 360 grados de desfase entre las ondas.

- Tipos de Vibraciones

Existen muchos tipos de vibración, que se clasifican según su fuerza de excitación, en libre y forzada, según su pérdida de energía en el sistema, en amortiguada y no amortiguada, y según el comportamiento de los elementos del sistema y de la vibración, en lineal y no lineal. Cada uno de ellos tienen características propias y por tal motivo es fundamental identificar a cada uno de ellos.

VIBRACIÓN LIBRE: Se produce cuando al sistema se le aplica una fuerza de excitación instantánea.

VIBRACIÓN FORZADA: Se produce cuando al sistema se le aplica una fuerza de excitación constante o continua.

VIBRACIÓN AMORTIGUADA: Es cuando el sistema tiene una vibración disipada.

VIBRACIÓN NO AMORTIGUADA: Es cuando el sistema tiene una disipación de energía.

VIBRACIÓN LINEAL: Sucede cuando los elementos del sistema y la vibración tienen un comportamiento lineal.

VIBRACIÓN NO LINEAL: Es cuando uno de los elementos del sistema y/o la vibración tienen un comportamiento no lineal.

- Causas para producir Vibraciones

Existen diferentes causas para que se produzca una vibración, las cuales producen graves consecuencias a las máquinas, por ello se debe aprender a diferenciarlas, para luego poder analizarlas, diagnosticarlas y corregirlas. Las principales causas para generar los diferentes tipos de vibraciones mecánicas, son debidas a: desbalance, falta de alineamiento, excentricidad, rodamientos de chumacera defectuosos, elementos rodantes defectuosos, lubricación inadecuada, aflojamiento mecánico, bandas de accionamiento, problemas de engranaje y fallas eléctricas.

Como se puede apreciar existen diferentes causas para generar vibración, las cuales en ciertos casos se las puede aprovechar para diversas aplicaciones, siendo una de ellas la realización de ensayos para analizar el comportamiento de elementos frente a este tipo de oscilación. Para el ensayo de flexión por vibración se utilizará la causa de vibración mecánica debida a la excentricidad.

La excentricidad es una causa para producir la vibración muy común en las máquinas rotativas (motores, rotores, rodets, sopladores, bombas y compresores), la cual se refiere a que la línea central del eje en la que rota el cuerpo no coincide con la línea central del eje del rotor, existe un desplazamiento entre el eje en el que gira el cuerpo y el eje del rotor, ocasionando así, que exista un mayor peso de un lado del centro del eje del rotor, en comparación del otro, produciendo un desbalance.

- Flexión

La fuerza ejercida sobre la tubería y conexiones, producirá esfuerzos a flexión, motivo por lo cual se debe analizar la teoría de la flexión, que se encuentra detallada, sección 2.3.1.2 de este capítulo.

- Fatiga

El estudio de esta teoría es muy importante por las condiciones establecidas del ensayo, ya que algunos elementos que intervienen van a estar sometidos a esfuerzos de fatiga.

- Definición

Es un deterioro progresivo del material de una pieza, la cual se le somete a un esfuerzo cíclico (cargas dinámicas). La falla por fatiga puede ocurrir a una tensión menor que la resistencia a tracción o el límite elástico del material, inclusive en muy poco tiempo, por ello la importancia de su estudio.

La falla por fatiga tiene aspecto frágil, en materiales dúctiles, ya que no se observa ninguna deformación plástica que pueda iniciar la rotura, más bien se puede apreciar pequeñas grietas localizadas que se siguen agrandando por el material hasta que la superficie eficaz que queda, no puede soportar el esfuerzo máximo de la carga dinámica y falla.

Con respecto al ciclo de vida útil de la pieza, la fatiga se puede clasificar en: fatiga de bajo ciclaje (LCF) y fatiga de alto ciclaje (HCF), el primero está considerado en una rango de 1 a 1000 ciclos de vida y el segundo se lo considera desde 1000 ciclos en adelante, hasta una vida infinita.

- Modelo de falla por fatiga Esfuerzo-Vida

Es un modelo que se lo utiliza para aplicaciones de fatiga de alto ciclaje (HCF). Es un modelo que se basa en el esfuerzo, el cual analiza una resistencia a la fatiga y/o un límite de resistencia a la fatiga en el material. Este procedimiento busca que los esfuerzos y las deformaciones en toda la pieza se mantengan en la región elástica, es decir que la iniciación de la grieta nunca aparezca.

Este modelo sirve para el diseño de piezas para una vida infinita sujetas a cargas cíclicas, y se representa mediante los diagramas S-N, que se grafican en papel semilogarítmico o en papel log-log, a partir de muchos ensayos, disminuyendo gradualmente el esfuerzo en cada uno de ellos, y determinando a cuantos ciclos de vida falla la probeta, como se muestra en la siguiente figura la cual se ha graficado a partir de ensayos de probetas en acero UNS G41300:

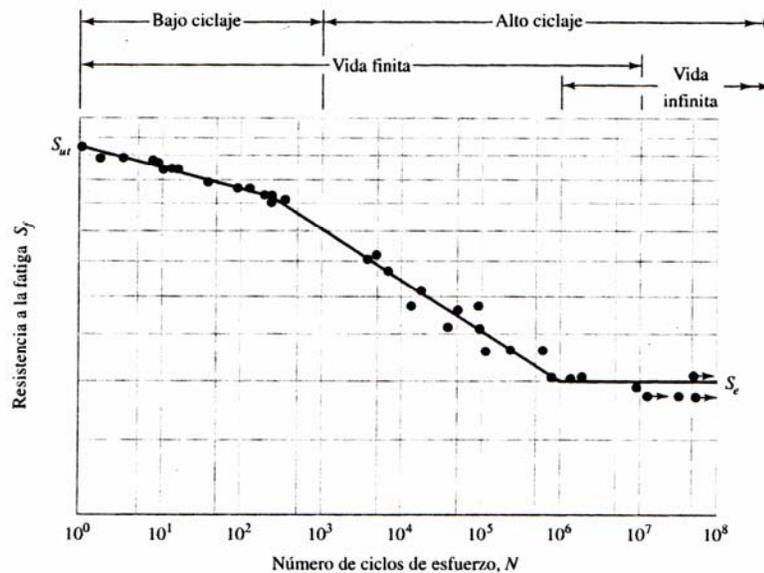


Figura 2.14 Diagrama S-N graficado a partir de los resultados de ensayos a la fatiga axial

Fuente: Shigley, Diseño en Ingeniería Mecánica, 2002, 6ta edición, McGraw-Hill, México, figura 7-6, pág 372

- Límite de resistencia a la fatiga:

Se expresa como S_e' , y es el nivel de esfuerzo por debajo del cual la pieza no falla por fatiga, así sean de ciclos infinitos. Para determinar los límites de la resistencia a la fatiga, se prefieren los ensayos de esfuerzo.

- Resistencia a la fatiga:

Es el esfuerzo máximo que puede tener el material de una pieza sometida a cargas cíclicas, para que ésta no falle durante su vida útil, para la cual fue diseñada. Es un poco menor a la resistencia última del material y está representada por S_f' ,

- Factores que modifican el límite de resistencia a la fatiga:

Para estimar los límites de resistencia a la fatiga se necesita una serie de factores, que alteran dicho valor, ya que los valores de la resistencia fueron tomados en un ensayo, cuya probeta cumplía ciertas condiciones muy específicas con respecto a su superficie, tamaño, tipo y distribución de carga, ambiente, entre otras. Por ello para determinar el límite de resistencia a la fatiga real o corregida, se debe multiplicar el límite de resistencia a la fatiga del ensayo por algunos factores, como se muestra en la ecuación 2.16, los cuales son: factor de superficie, factor de tamaño, factor de carga, factor de temperatura y factor de confiabilidad.

$$S_e = S_e' * C_{\text{carga}} * C_{\text{tamaño}} * C_{\text{sup}} * C_{\text{temp}} * C_{\text{conf}} \quad (\text{Ec. 2.16})$$

De la misma forma, con estos factores multiplicativos se puede determinar la resistencia a la fatiga corregida (S_f), como indica la siguiente ecuación:

$$S_f = S_f' * C_{\text{carga}} * C_{\text{tamaño}} * C_{\text{sup}} * C_{\text{temp}} * C_{\text{conf}} \quad (\text{Ec. 2.17})$$

- Cargas y Esfuerzos por fatiga:

Este tipo de cargas varían con el tiempo, las más conocidas son las cargas de maquinaria rotativa que se las puede representar con una onda senoidal, la cual se gráfica respecto al esfuerzo y al tiempo. Existen tres casos de esfuerzos que puede producir este tipo de carga: alternantes, repetidos y fluctuantes.

Para el ensayo, los esfuerzos considerados para el diseño serán los *Esfuerzos Fluctuantes* que se caracterizan porque todos los tipos de esfuerzo (máximo, mínimo, alternante y medio) son distintos de cero, como indica la figura 2.15. El esfuerzo alternante se lo representa por σ_a , y se expresa mediante la siguiente ecuación:

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2} \quad (\text{Ec. 2.18})$$

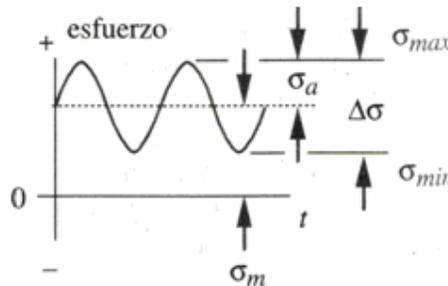


Figura 2.15 Valores alternantes, medios y rangos para esfuerzos cíclicos fluctuantes.

Fuente: Norton, Diseño de Máquinas, 1999, 1era edición, Prentice Hall, México, figura 6-6, pág 356

La expresión del rango de esfuerzo ($\Delta\sigma$) y del esfuerzo medio, se presenta en las ecuaciones 2.29 y 2.30 respectivamente.

$$\Delta\sigma = \sigma_{\max} - \sigma_{\min} \quad (\text{Ec. 2.19})$$

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2} \quad (\text{Ec. 2.20})$$

- Concentrador de esfuerzos

En algunas piezas pueden existir alteraciones o irregularidades (agujeros, ranuras, muescas, filetes, cambios de secciones transversales), las cuales aumentan la concentración de los esfuerzos y con ellos cada pieza se comporta de diferente manera dependiendo del tipo de material del que este conformado.

Se ha determinado un factor de concentración de esfuerzo a la fatiga (K_f), que es un valor reducido del factor de concentración de esfuerzos (K_t), y cuya expresión se encuentra en la siguiente ecuación:

$$K_f = 1 + q * (K_t - 1) \quad (\text{Ec. 2.21})$$

El valor de K_t , para esfuerzos normales está en función del esfuerzo normal máximo y del esfuerzo normal nominal, como indica la ecuación 2.22 y para esfuerzos cortantes, el factor de concentración de esfuerzos (K_{ts}), está en función del esfuerzo cortante máximo y del esfuerzo cortante nominal, como indica la ecuación 2.23.

$$K_t = \frac{\sigma_{\max}}{\sigma_{\text{nom}}} \quad (\text{Ec. 2.22})$$

$$K_{ts} = \frac{\tau_{\max}}{\tau_{\text{nom}}} \quad (\text{Ec. 2.23})$$

Estos valores también se los puede determinar recurriendo a tablas que han sido realizadas con distintos parámetros de geometría y cargas que actúan sobre la pieza a analizarse.

La letra q se refiere a la sensibilidad de las muescas y viene dado por la siguiente ecuación:

$$q = \frac{1}{1 + \frac{\sqrt{a}}{\sqrt{r}}} \quad (\text{Ec. 2.24})$$

Donde r es el radio de la muesca y a , es la constante de Neuber.

- Diagrama Goodman modificado

El Diagrama de Goodman o diagrama de vida constante son una serie de análisis y cálculos que se realizan para determinar el límite de resistencia a la fatiga de las piezas, siendo en este caso la tubería, accesorios y todos los elementos que conforman el ensayo. Como se determino anteriormente el esfuerzo que aparece en el sistema es el fluctuante, por tal motivo el factor de seguridad de las piezas analizadas dependerá de la manera de cómo varían los esfuerzos medios y alternantes, uno respecto al otro durante el ensayo.

A partir de las gráficas del análisis dinámico se puede determinar que los esfuerzos medios y alternantes se pueden incrementar durante el ensayo, pero su relación será constante, determinando así el factor de seguridad como se muestra en la siguiente ecuación.

$$FS = \frac{S_e * S_{ut}}{\sigma_a * S_{ut} + \sigma_m * S_e} \quad (\text{Ec. 2.25})$$

- Transmisión de Potencia de ejes circulares

Los ejes circulares tienen como principal aplicación, transmitir la potencia mecánica de un objeto a otro, la cual se transmite por el movimiento de rotación que el eje realiza. En la siguiente figura se puede observar un motor que gira a una velocidad angular dada, impulsa a un eje, el cual transmite un par a otro cuerpo para realizar un trabajo u otro cambio de energía.

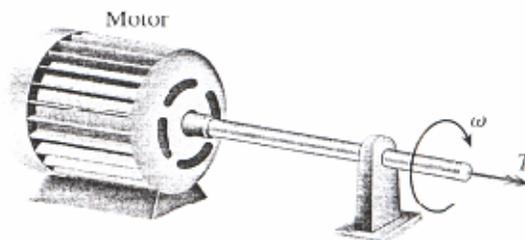


Figura 2.16 Eje que transmite un par de torsión T constante con velocidad angular ω

Fuente: Gere, Mecánica de Materiales, 2002, 5ta edición, Thomson Learning, México, figura 3-29, pág 221

La potencia es el trabajo, o transferencia de energía, realizado por unidad de tiempo, la cantidad de potencia transmitida obedece a la velocidad de rotación y a la magnitud del par. La unidad de la potencia en el sistema internacional es el watt (W), que representa las unidades de energía o trabajo (Joule) divididas entre las unidades de tiempo (segundo). Se usa muy frecuentemente una unidad de potencia que es el caballo de vapor (CV), que equivale a 746 vatios. La potencia transmitida se puede determinar mediante la siguiente fórmula:

$$P = \omega \cdot T \quad (\text{Ec. 2.26})$$

Donde:

ω es la velocidad angular medida en radianes por segundo $\left(\frac{\text{rad}}{\text{seg}}\right)$.

T es el par o torque transmitido medido en newtons metro ($N \cdot m$).

La velocidad angular muy a menudo se puede expresar en función de la frecuencia de rotación, y ésta a su vez en función de n, que representa las revoluciones por minuto (rpm). Las expresiones de la velocidad angular en función de la frecuencia de rotación y de la frecuencia en función de n, se presenta a continuación en las ecuaciones 2.27 y 2.28 respectivamente:

$$\omega = 2 \cdot \pi \cdot F \quad (\text{Ec. 2.27}),$$

$$n = 60 \cdot F \quad (\text{Ec. 2.28})$$

Con estas ecuaciones se puede expresar a la potencia en función de la frecuencia de rotación como se indica en la ecuación 2.29, y en función de las revoluciones por minuto como se indica en la ecuación 2.30.

$$P = 2 * \pi * F * T \quad (\text{Ec. 2.29}),$$

$$P = \frac{2 * \pi * n * T}{60} \quad (\text{Ec. 2.30})$$

2.3.3 ENSAYO ESFUERZO DE TORSIÓN

2.3.3.1 Análisis del ensayo de la norma

– Descripción

El objetivo de este ensayo es someter al conector prensado durante 10 ciclos a un ángulo de torsión $\pm 5^\circ$, en las condiciones mostradas en la figura 2.17. Para la realización del ensayo la temperatura de trabajo será la temperatura ambiente. Posteriormente a este ensayo la probeta será sometida al ensayo de impermeabilidad.

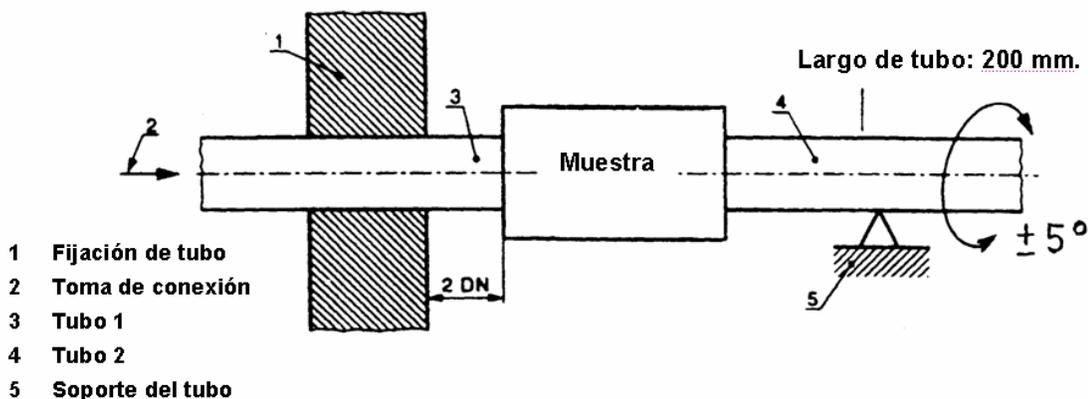


Figura 2.17 Esquema de ensayo de esfuerzo de torsión.

Fuente: Bases de ensayo VP 614/ Abril 2005 "Conexiones inseparables para ductos metálicos de gas; conectores prensados" de la DVGW.

– Requisitos

Las conexiones deberán resistir con el número de ciclos especificados de 10 ciclos de sometimiento a un ángulo de torsión de $\pm 5^\circ$. Posteriormente a este deberán aprobar el ensayo de impermeabilidad de la sección 4.4.2.

2.3.3.2 Fundamentos Teóricos del Ensayo

-Torsión

- Definición

Es un torcimiento (deformación helicoidal) a un cuerpo, cuando se le aplica un par de fuerzas (pares de torsión o momentos) que ocasionan una rotación respecto al eje mas largo del cuerpo (eje longitudinal). El par de fuerzas se refiere a un sistema de fuerza paralelas de igual magnitud pero de sentido contrario.

La torsión se expresa con la letra T y se puede medir determinando la deformación que produce en un cuerpo. Las unidades de la torsión en el sistema internacional es el newton-metro ($N \cdot m$), y en el sistema inglés son la libra-pie (lb-pie) y la libra-pulgada (lb-plg).

- Secciones Circulares sometidas a torque

El par de fuerzas originan en el cuerpo, en este caso de sección circular (como flechas, ejes, tornillos, pasadores), esfuerzos cortantes (τ), que pueden variar desde cero a un valor máximo, siendo estos valores en el centro y en el radio exterior de la sección circular correspondientemente. Como se puede apreciar en la figura 2.18. El esfuerzo por cortante puro se expresa como:

$$\tau = \frac{T \cdot \rho}{J} \quad (\text{Ec. 2.31})$$

Donde:

T es el par de torsión aplicado o torque.

ρ es el radio en cualquier punto de la sección transversal.

J es el momento polar de inercia de la sección transversal, el cual para un cuerpo sólido de sección transversal, se puede expresar de la siguiente manera:

$$J = \frac{\pi \cdot d^4}{32} \quad (\text{Ec. 2.32})$$

Donde d es el diámetro de la sección transversal. Si se trata de una sección trasversal hueca, el momento polar de inercia cambiará, y se podrá interpretar con la fórmula que se encuentra en la ecuación 2.33.

$$J = \frac{\pi * (d_{\text{ext}}^4 - d_{\text{int}}^4)}{32} \quad (\text{Ec. 2.33})$$

Donde d_{ext} representa al diámetro exterior y d_{int} representa al diámetro interior.

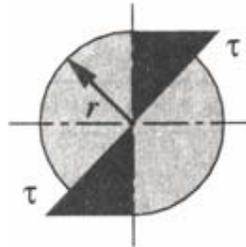


Figura 2.18 Distribución del esfuerzo cortante τ en una barra redonda a torsión pura

Fuente: Norton, Diseño de Máquinas, 1999, 1era edición, Prentice Hall, México, figura 4-28, pág 221.

Los esfuerzos cortantes a los que están sometidos el cuerpo de sección circular, producen en el mismo, una deflexión angular (θ), la misma que se encuentra expresada en la ecuación 2.34.

$$\theta = \frac{T * L}{J * G} \quad (\text{Ec. 2.34})$$

Donde:

G es el módulo de cortante o módulo de rigidez del material del cuerpo, cuya expresión se encuentra en la siguiente ecuación.

$$G = \frac{E}{2 * (1 + \nu)} \quad (\text{Ec. 2.35})$$

La deflexión de un cuerpo de sección circular, sometido a un par de torsión se puede apreciar en la siguiente figura.

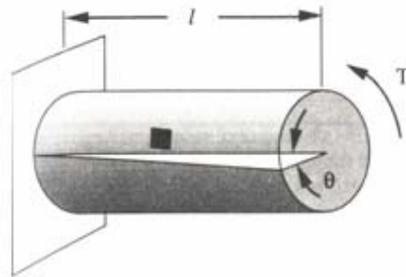


Figura 2.19 Deflexión θ en una barra redonda a torsión pura

Fuente: Norton, Diseño de Máquinas, 1999, 1era edición, Prentice Hall, México, figura 4-28, pág 221

CAPITULO 3

DISEÑO MECÁNICO

El paso previo para el diseño de cada uno de los equipos es familiarizarse con las dimensiones, geometría y elementos que conforman las probetas para cada ensayo, puesto que estas ya han sido establecidas previamente en la norma, y el montaje de cada una ellas es importante.

Se debe mencionar que para el dimensionamiento de las tuberías para cualquiera de los ensayos se debe tomar en cuenta una longitud adicional estipulada en los esquemas de la norma, la que representa la distancia que debe ser introducida dentro del accesorio para formar el sello de la junta press fit. Dicha distancia es estándar para cualquier tipo de accesorio del mismo diámetro, pero si varía según el mismo como se puede observar en la siguiente tabla:

Tabla 3.1 Valores de distancias introducidas en el accesorio según tuberías

Diámetro de tubería	Distancia introducida en el accesorio
$\frac{1}{2}$ "	21 mm.
$\frac{3}{4}$ "	24mm.

Fuente: Catálogo general de la empresa Conduit del Ecuador.

Teniendo en cuenta estos criterios los planos de las probetas han sido elaborados, y se encuentran en los ANEXOS E, F y G, anexos de planos según ensayo, que detallan los planos de probetas para ensayos de la norma DVGW en lo referente a resistencia de materiales, donde se encontrarán los nombres y códigos de accesorios a ser empleados conjuntamente con las longitudes de las tuberías.

3.1 ACCESORIOS PARA EL ENSAYO DE RESISTENCIA ESTÁTICA A FLEXIÓN.

3.1.1 PARÁMETROS DEL ENSAYO

Tal como se describe en la sección 2.3.1.1 (Análisis del ensayo de la norma) existen ciertos parámetros que deben ser cumplidos para la elaboración del ensayo de resistencia estática a flexión, entre los cuales podemos resumir en la siguiente tabla:

Tabla 3.2 Parámetros del ensayo de resistencia estática a flexión

Parámetros	
Longitud entre apoyos	2 metros
Duración del ensayo	1 hora
Presión del ensayo	1.1 veces presión nominal, con mínimo de tres bares

En lo referente a la fuerza transversal aplicada a la sección de la tubería y que esta en función diámetro nominal exterior, esta debe ser calculada por cuanto los diámetros exteriores de la tubería de la empresa no coinciden con los de la tabla 2.4 mencionada en el capítulo 2. Para ello se ha analizado como es el comportamiento de los datos de la tabla para ajustar a una ecuación que permita determinar con exactitud los valores de la fuerza para la tubería de $\frac{1}{2}$ y de $\frac{3}{4}$ que serán sometidas al ensayo. Con este propósito, se grafica los datos y se determina la ecuación y el valor de R^2 , que es el coeficiente de determinación de la muestra y que permite medir la intensidad de la relación entre las dos variables, mientras más se aproxime a uno la correlación es más fuerte.

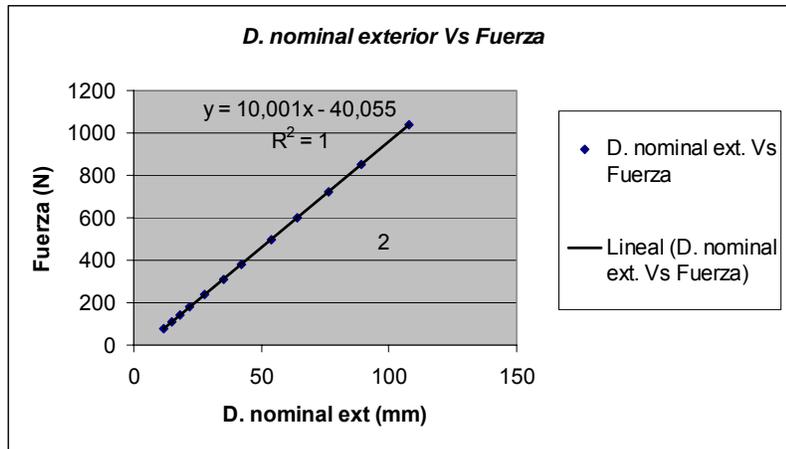


Figura 3.1 Gráfica D. nominal exterior vs Fuerza

Como se puede observar el comportamiento de los datos es lineal, y realizando una regresión se obtiene que la ecuación que más se ajusta al conjunto de puntos es la siguiente:

$$y=10.001x-40.055 \quad (\text{Ec. 3.1})$$

Realizando los reemplazos necesarios con los diámetros exteriores nominales con las dimensiones especificadas por la empresa, se puede determinar que las fuerzas indicadas para los dichos diámetros son los siguientes:

Tabla 3.3 Fuerzas y pesos específicos según diámetro de tubería

Diámetro nominal (in)	Diámetro nominal exterior (mm)	Fuerza (N)	Peso (Kg)
D 1/2	15.88	118,761	12,11
D 3/4	22.22	182,167	18.57

3.1.2 GEOMETRÍA DEL EQUIPO

Considerando que los parámetros especificados en la anterior sección se ha determinado que una estructura idónea para este ensayo debe caracterizarse por ser firme, estable, rígida y que esencialmente cumpla con la distancia de 2 metros entre apoyos. Dichos apoyos, según bibliografía consultada de la norma ASTM E-290 “Métodos Estándares de prueba para ensayos de Flexión para materiales dúctiles”, pueden ser diseñados de diversas geometrías las cuales son: prismas triangulares, rodillos, o elementos con filetes circulares. Para este diseño se empleara rodillos, sobre los cuales se dispondrá la probeta, que se colocará en medio de los ángulos que se están ubicados sobre los dos apoyos de tal manera que posicionen adecuadamente a la misma. En la figura 3.2 se esquematiza la geometría del equipo donde se puede observar la estructura utilizada.

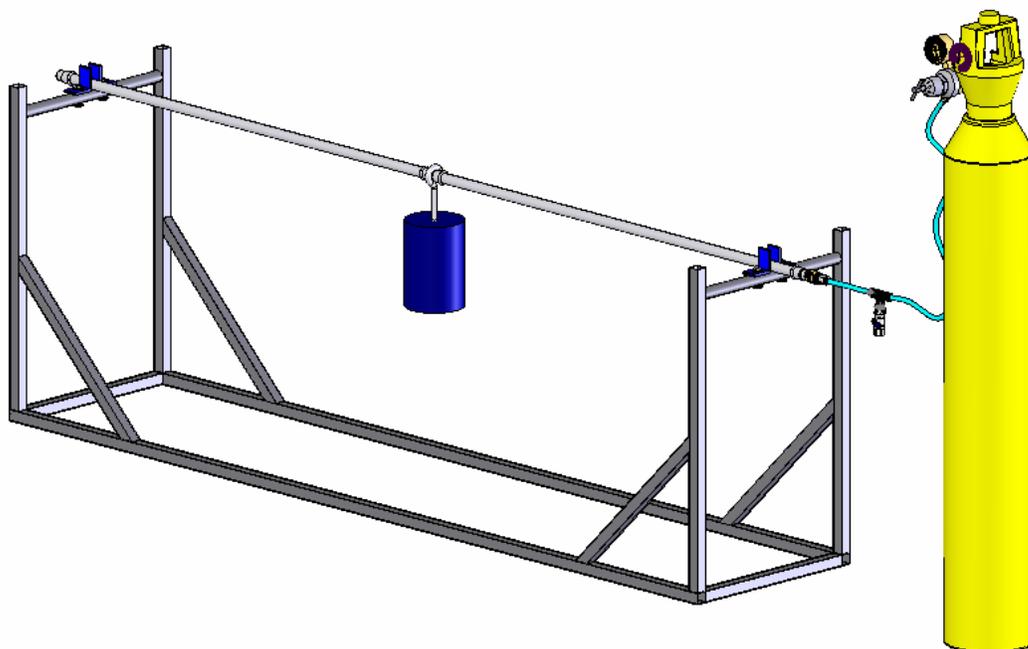


Figura 3.2 Esquema general de ensayo de resistencia a flexión estática.

En lo referente a los pesos se ha buscado alternativas para su elaboración, considerando distintas geometrías y diferentes materiales a utilizarse. Para lo cual se ha determinado que las posibles alternativas son:

- **Adquisición de pesas:** representa una opción, por cuanto en el mercado se dispone de pesas elaboradas, siendo uno de ellas los empleados en gimnasios y los destinados a usos de laboratorios, pero su dificultad es alcanzar el peso específico para cada diámetro de tubería, lo que demandaría apilar distintos pesos de distintos tamaños. Se los puede encontrar en materiales de hierro o caucho.

- **Pesos de acero A36:** En el mercado se pueden encontrar distintos planchas de varios espesores de este material hasta de 100 mm de espesor, lo que permitiría elaborar dichos pesos con una geometría plana, y para alcanzar su calibración se los maquinaria.

- **Pesos de acero 1018:** el acero 1018 representa el acero de transmisión más económico dentro de este grupo, el cuál permitiría elaborar sus pesos con una geometría cilíndrica, del mismo modo para llegar al peso indicado se podría refrentar sus caras en el torno.

- **Pesos elaborados Dross:** los pesos se los podría hacer de la fundición de dross, lo que permitiría determinar la geometría a destinarse según el volumen necesario considerando el valor de su densidad. Se ha puesto en consideración esta alternativa por cuanto la empresa dispone de esta masa de impurezas sólidas que se obtiene en las piscinas de galvanizado de la tubería. Dado sus características uno de sus problemas es su apariencia y homogeneidad, debido a que no es una sustancia pura, su fundición y contextura no es regular.

-**Pesos elaborados de zinc:** se podría elaborar una fundición de zinc en moldes, material que la empresa compra en grandes cantidades para realizar el proceso de galvanizado. Representa una última alternativa cuya característica es su fácil maquinabilidad y su disponibilidad, pero su desventaja representa su alto costo y el tiempo que tomaría realizar una correcta fundición.

Ya establecidas las alternativas se deben establecer los criterios de selección que permitirán determinar la más idónea de ella, cabe mencionar que estos criterios han sido ponderados por cuanto a cada uno de ellos se le ha asignado un peso de acuerdo a su importancia. Los criterios de selección establecidos son los siguientes:

- **Costos:** hace referencia al costo que tendrían de acuerdo al material con que sean elaborados y los recursos destinados para su fabricación. Siempre se buscara en lo posible lo más económico para la empresa.

- **Apariencia:** característica de su aspecto y acabado, es un criterio que se la brinda mucha importancia por cuanto es para una certificación que emitirá el INEN.

- **Disponibilidad:** determina la facilidad con que se podría acceder al material en el mercado local.

- **Facilidad de Maquinado:** determina la facilidad con que se puede trabajar sobre el material, en este caso en máquina de herramientas.

- **Tiempo estimado de fabricación:** determina el tiempo que se debería destinar para la elaboración de la geometría y acabado de los pesos.

La respectiva ponderación que se ha establecido para cada criterio de selección se encuentra detallada en la siguiente tabla:

Tabla 3.4 Fuerzas y pesos específicos según diámetro de tubería

Criterios de selección	Ponderación
Costos	30%
Apariencia	25%
Disponibilidad	15%
Facilidad de maquinado	15%
Tiempo de fabricación	15%
Total	100%

Conociendo cuales serán los criterios más importantes que han recibido mayor y menor peso de decisión y cuales son las alternativas de materiales posibles a utilizarse se arma la matriz de decisión que queda establecida de la siguiente manera:

Tabla 3.5 Matriz de decisión para elaboración de pesos

N°	Criterios	Peso	Alternativas										Puntaje optimo
			Pesas		Acero A36		Acero 1018		Dross		Zinc		
1	Costos	0.30	8	2.40	7	2.10	7	2.10	10	3	4	1.20	10
2	Apariencia	0.25	5	1.25	8	2.00	10	2.50	3	0.75	8	2	10
3	Disponibilidad	0.15	8	1.20	10	1.5	10	1.5	10	1.5	10	1.5	10
4	Facilidad de maquinado	0.15	4	0.60	9	1.35	9	1.35	9	1.35	10	1.5	10
5	Tiempo de fabricación	0.15	8	1.20	8	1.20	9	1.35	7	1.05	7	1.05	10
	Σ	1.00	6.65		8.15		8.80		7.65		7.25		

Como se pudo determinar el utilizar eje de transmisión SAE 1018 representa la mejor opción según los criterios establecidos, por lo cual a continuación se detalla las propiedades y características de este material.

Tabla 3.6 Propiedades del acero de transmisión SAE1018

Esfuerzo de cedencia N/mm ²	Min. 483
Resistencia ala tensión N/mm ²	566
Elongación, A5	20%
Dureza	163 HB
Modulo de young	210 MPa/30 KSI

Fuente: Catálogo Ivan Bohman C.A, pag.39.

Para la sujeción del peso en la tubería se emplearán ganchos roscados a los ejes, que también son considerados en el peso total de los mismos. Los mismo que serán fabricados de varillas lisas de diámetro 12mm de acero A36.

Su geometría y dimensiones se encuentran en el ANEXO E, donde se detalla todos los planos de este ensayo.

Para el dimensionamiento y geometría de las probetas se debe cumplir con los requerimientos que la norma menciona y estimar la correcta longitud de las mismas, para que en el ensayo estas queden asentadas sobre los apoyos al ser sometidas a las cargas.

La presión interior que se tendrá la probeta se la realizará empleando un tanque de nitrógeno por cuanto la presión no es muy alta, específicamente 3 bares, teniendo en cuenta que un tanque de N₂ posee aproximadamente una presión interior de 2200 psi. Se empleará un regulador de presión, que permitirá su control, y a su vez la conexión hacia la probeta se hará con acoples rápidos neumáticos y manguera neumática Festo de 10 mm cuya presión máximo que soporta es de 10 bares.

3.1. 3 ANÁLISIS DE COMPONENTES DEL ENSAYO

3.1.3.1 Análisis de estructura

Para determinar la resistencia que deben poseer los elementos de la estructura se debe determinar la magnitud y tipo de carga que actuará, en este caso se ha destinado que las fuerzas actuantes serán dadas por los pesos establecidos según norma y por el peso propio de la probeta. Para su análisis se empleará el software especializado Solid Works conjuntamente con Cosmos Works, que permitirán realizar un análisis de esfuerzos y deformaciones por la carga aplicada.

El caso crítico para esta estructura será cuando sobre aquella se realice el ensayo con la tubería de $\frac{3}{4}$, considerando que la norma menciona un peso mayor para este diámetro. Para la cual, en la tabla continúa se detalla los pesos parciales y peso total que se aplicarán sobre la estructura.

Tabla 3.7 Pesos actuantes sobre tubería

<i>Componentes</i>	<i>Peso</i>
Peso de Tubería	1.14 kg.
Peso total de accesorios	0.13 Kg.
Peso requerido de ensayo	18.57 kg.
Peso Total	19.84 kg.

Este peso total equivale a una fuerza aplicada de 194.44 N, la cual se distribuye sobre los dos apoyos de rodillo en igual magnitud, dado que la carga resultante esta ubicada en la mitad de la probeta, estas se encuentran representadas con flechas de color lila en la siguiente figura. Además para el caso de análisis se ha restringido la base de toda la estructura, ya que esta estará asentada sobre el piso, y se encuentra representada con las flechas de color verde.

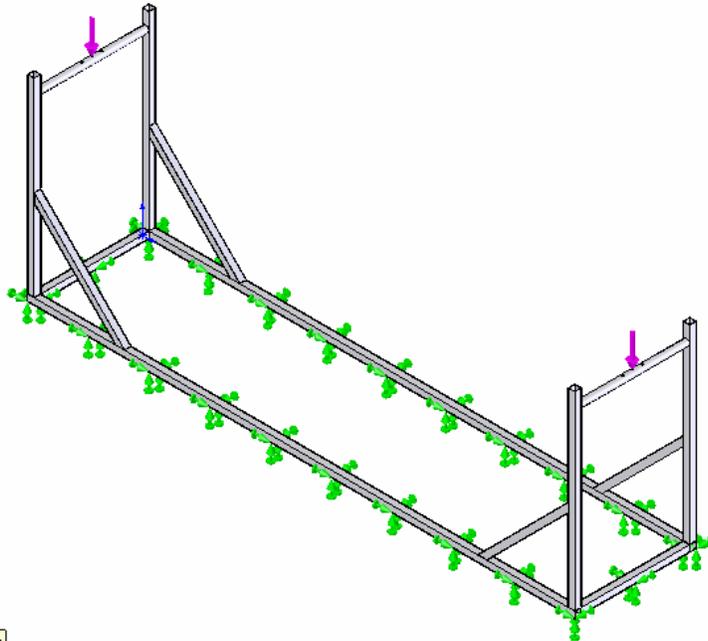


Figura 3.3 Cargas y restricciones en la estructura

Para el diseño de esta estructura se ha determinado el esfuerzo de Von Mises que representa el esfuerzo a tensión uniaxial que se obtiene de la combinación real de esfuerzos multiaxiales de tensión y cortante. El programa especializado ha calculado que el esfuerzo máximo de Von Mises es de 18.15 MPa. Además, dado la facilidad que Cosmos Work permite aplicar otras teorías de fallas, se ha establecido que por la teoría de esfuerzo cortante se tiene un valor máximo de 1.66 MPa.

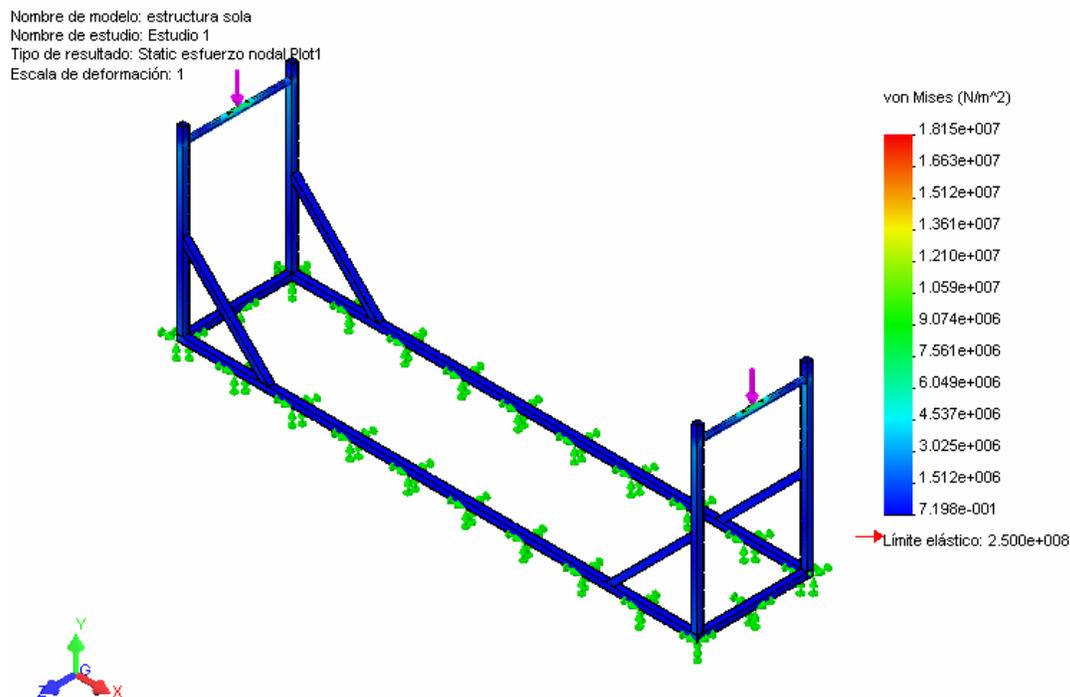


Figura 3.4 Análisis de von Mises en la estructura

En la siguiente figura se detalla la magnitud y localización de la deformación máxima que tendrá la estructura debido a la carga aplicada. Teniendo un valor de 0.044 mm y que se presentará en el centro de los tubos circulares que servirán como apoyos de la probeta. Del mismo modo se puede apreciar que los tubos cuadrados verticales existirán unos pequeños desplazamientos.

Nombre de modelo: estructura sola
Nombre de estudio: Estudio 1
Tipo de resultado: Desplazamiento estático Plot1
Escala de deformación: 1

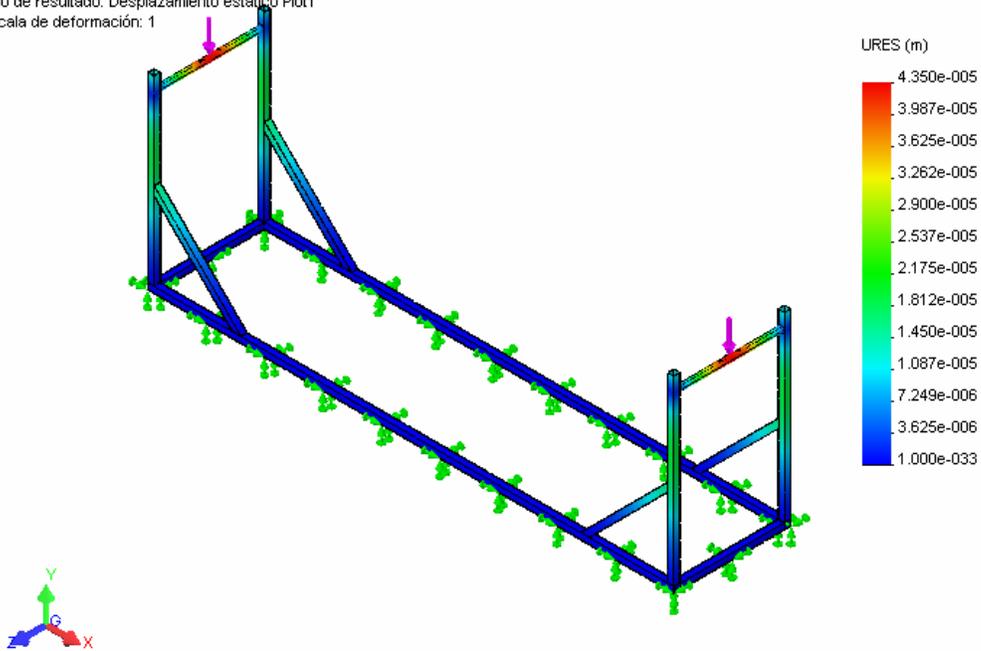


Figura 3.5 Análisis de desplazamiento de la estructura

Se ha determinado mediante el criterio de tensiones de Von Mises la estructura tendrá un factor de seguridad mínimo en la zona más crítica de 14, lo cual se puede observar en la siguiente figura.

Nombre de modelo: estructura sola
Nombre de estudio: Estudio 1
Tipo de resultado: Verificación de diseño Plot1
Criterio: Tensiones von Mises máx.
Distribución de factor de seguridad: FDS mín. = 14

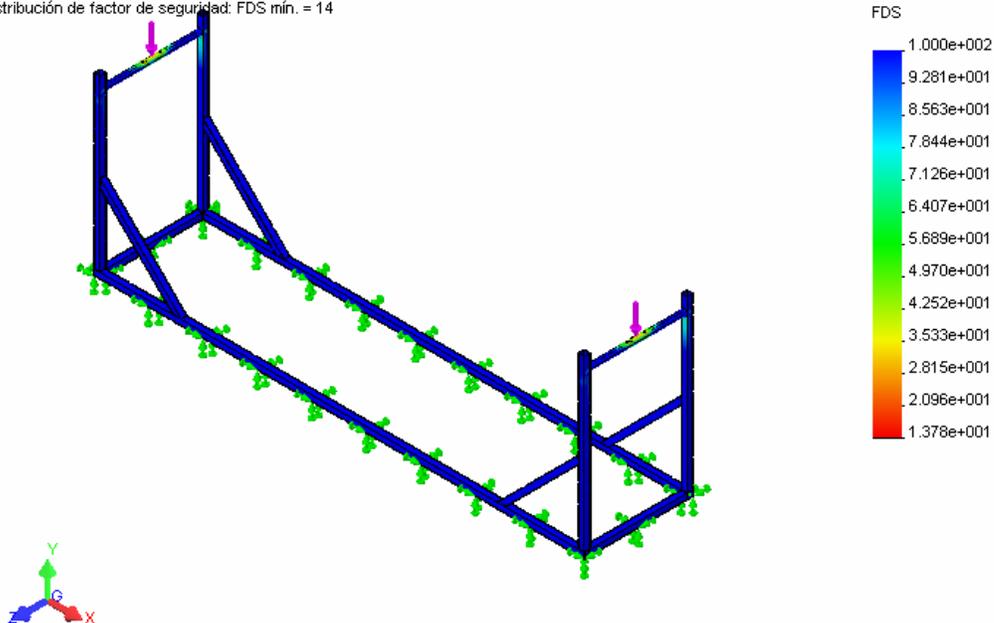


Figura 3.6 Factor de seguridad para análisis de von Mises en la estructura

No se han disminuido las secciones de la tubería para obtener un factor de seguridad más reducido, dado que es necesario que esta sea estable y rígida, lo cual se ha obtendrá con las dimensiones establecidas.

3.1.3.2 Análisis de la deflexión máxima de la tubería

La deflexión máxima en la tubería por la fuerza del peso se la ha determinado en un análisis como una viga simplemente apoyada cuyos cálculos se encuentran en el ANEXO H; cabe acotar que se ha realizado estos cálculos considerando que la sección de la probeta es continua, es decir que el accesorio UNC posee dimensiones iguales a la tubería. El realizar estas operaciones permite determinar la altura que sobre el piso alcanzarían los pesos cuando sean cargados sobre la tubería. Las deflexiones teóricas que se obtuvieron se detallan en la siguiente tabla.

Tabla 3.8 Deflexión teórica máxima según diámetro de tuberías

Diámetro de tubería	Deflexión teórica máxima
1/2"	44.21 mm.
3/4"	99.65 mm.

3.1.3.3 Determinación del volumen estimado para pesos.

Teniendo presente cual sería el peso aproximado por metro del eje de acuerdo a su diámetro se puede determinar cual sería el volumen necesario, y por ende la altura estimada según el mismo, para cada peso de las dos tuberías. Buscando siempre que altura y diámetro sean proporcionales, que los pesos no lleguen al piso considerando la altura de la estructura conjuntamente con la deflexión de las probetas debido a la carga de los mismos, y que su dimensiones permitan un trabajo rápido para llegar al peso justo.

Tabla 3.9 Peso aproximado por metro según diámetro del acero SAE1018

Diámetro en pulgadas	Peso Aproximado kg/m
3	35.8
3 ½	48.7
4	55.9
4 ½	63.6
5	80.5
5 ½	120.2
6	143.1

Fuente: Catálogo Ivan Bohman C.A, pag.39.

Empleando la información proporcionada de la tabla anterior y realizando los respectivos cálculos, detallados en el ANEXO I, se determinó que los diámetros a emplearse serán de 4 y 5 pulgadas para los pesos de 12.11 kg y 18.57 kg respectivamente. Estos diámetros se seleccionaron por cuanto las alturas para cada peso llegan a ser casi similares y de este modo se logra una hegemonía de ellas. De hecho, la opción con otros diámetros superiores eran más proporcionales, pero fue descartada por cuanto demandarían de un mayor tiempo para su refrentado y corte en los ejes.

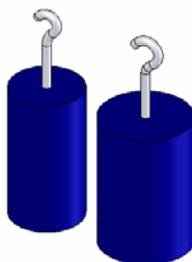


Figura 3.7 Pesos para ensayo de resistencia a flexión estática

Las características y dimensiones principales de estos pesos son resumidas en la siguiente tabla.

Tabla 3.10 Datos referenciales de pesos a construirse

Peso	Diámetro del eje	Altura estimada del eje	Código de plano
12.11 Kg	4"	214 mm	PSO11
18.57 Kg	5"	229 mm	PSO12

3.2 EQUIPO Y ACCESORIOS PARA EL ENSAYO DE RESISTENCIA A FLEXIÓN POR VIBRACIÓN.

3.2.1 PARÁMETROS DEL ENSAYO:

Los parámetros que deben cumplirse para la validez del ensayo de resistencia a flexión por vibración deben ser tomados en cuenta a la hora de su diseño y se presentan a continuación en la siguiente tabla:

Tabla 3.11 Parámetros del ensayo de resistencia a flexión por vibración

Parámetros	
Frecuencia de Vibración	~ 20 Hz
Número de ciclos	10 ⁶ cambios de carga
Excentricidad del disco	1 mm.
Vibración	± 1mm
Presión de ensayo	Sin presión
Distancia del centro del eje a la probeta	1000 mm.
Longitud de los tubos libres	200 mm.

La frecuencia de vibración que se requiere de ~ 20 Hz se la genera a partir de un motor trifásico cuya potencia necesaria será analizada en la siguiente sección 3.2.3, de la misma forma mediante análisis se ha determinado que la velocidad angular necesaria para alcanzar los 20 Hz es de 1200 RPM.

El segundo parámetro que representa el número de ciclos se refiere al tiempo de operación en la que la probeta estará sometida a vibración. En este ensayo los 10⁶ cambios de carga se los realizara en el tiempo de 13: 53' 20", considerando las revoluciones mencionadas del motor.

El parámetro de longitud de tubos libres representa la longitud de tubería visible existente entre cada accesorio, la cual se encuentra esquematizada en la figura 2.13 (Esquema de ensayo de resistencia a flexión por vibración), que

destina la geometría de la probeta para este ensayo y cuales son los accesorios que son parte de la muestra. No se debe olvidar que para realizar los cortes de la tubería se debe incluir las distancias que formarán la junta con los accesorios, ver ANEXO F para planos de probetas.

3.2.2 ALTERNATIVAS DE GEOMETRÍA:

Un punto importante a decidir es el mecanismo a utilizarse para generar la vibración según los parámetros establecidos en la norma. En bibliografía consultada se determinó que los mecanismos más idóneos y de fácil construcción para generar este movimiento vibratorio son los siguientes:

3.2.2.1 Yugo escoses

Representa un mecanismo de cuatro barras que convierte un movimiento rotatorio en un movimiento armónico simple. Este mecanismo tiene una gran similitud en su función con el de una manivela simple pero su diferencia está en que su movimiento de salida es una senoide pura. Las aplicaciones principales de este mecanismo debido a su diseño compacto son bombas y motores. Además es empleado en pruebas para proveer de vibraciones sinusoidales.

Los elementos que conforman el mecanismo yugo escocés son las siguientes:

1. Barra fija
2. Barra de entrada
3. Pasador vertical
4. Seguidor

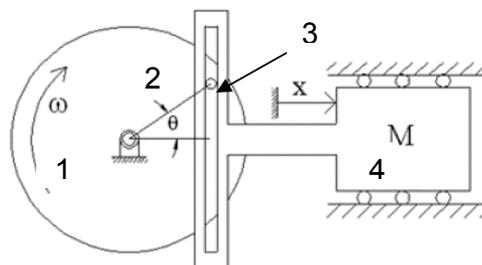


Figura 3.8 Esquema del mecanismo yugo escocés

Fuente: Archivo pdf de Práctica de máquinas de Amalia Luque Sendra

3.2.2.2 Mecanismo Biela-Manivela

El mecanismo de biela manivela es considerado el mecanismo de cuatro miembros más divulgado de todos los utilizados en la técnica moderna. Por medio de este mecanismo se puede convertir el movimiento giratorio continuo de un eje en uno lineal alternativo en el pie de la biela y viceversa.

Los elementos que conforman el sistema biela-manivela básicamente son: una manivela, un soporte y una biela cuya cabeza se conecta con el eje excéntrico de la *manivela* (*empuñadura*). Cabe señalar que una variación de este mecanismo representa el sistema excéntrica-biela que se caracteriza por la sustitución de la manivela por una excéntrica, donde la biela es conectada al eje excéntrico, tal como se puede apreciar en la siguiente figura.



Figura 3.9 Esquema del mecanismo biela manivela con eje excéntrico

Fuente: http://concurso.cnice.mec.es/cnice2006/material107/mecanismos/mec_biela-manivela.htm

3.2.2.3 Selección de alternativa

Como se puede observar los dos mecanismos son aptos para cumplir con el propósito de la vibración de $\pm 1\text{mm}$, pero considerando que el equipo será certificado por representantes del INEN y que ellos se registrarán a los esquemas de la norma, se ha decidido que el mecanismo a emplearse será el de biela manivela. Cabe mencionar, que haciendo un análisis comparativo entre las dos alternativas, los costos de fabricación y la facilidad de construcción son similares. La única dificultad que se tiene para los dos

mecanismos es la exactitud y la precaución que se debe tener al realizar la excentricidad de un milímetro.

Como la teoría describe el mecanismo de yugo escocés genera un movimiento de salida sinusoidal pura, cuya ecuación esta descrita en la ecuación 3.2, distintamente al mecanismo biela manivela a menos que la relación radio de la excéntrica con la longitud de la biela tienda al infinito en la ecuación 3.3, que es la ecuación que describe el desplazamiento del mecanismo biela manivela.

$$x = r(1 - \cos \omega * t) \quad (\text{Ec. 3.2})$$

$$x = r(1 - \cos(\omega * t)) + \frac{r^2}{2 * L} \text{sen}^2(\omega * t) \quad (\text{Ec. 3.3})$$

Como se ha detallado en el esquema de la norma la longitud de la biela aproximada es de 1000 mm, mientras que el radio es de 1mm, por tanto la relación $r^2/2*L$ va a tender a cero, lo que genera que la ecuación del mecanismo biela manivela sea igual al del mecanismo del yugo escocés.

3.2.2.4 Consideraciones para elementos de ensayos

El esquema general tomando en cuenta los parámetros establecidos en la norma y según el mecanismo seleccionado es el que se puede observar en la siguiente figura 3.10 donde se puede identificar sus principales elementos entre los cuales tenemos: estructura, bases, entenalla, probeta estandarizada para ensayo, porta tubería, guía, biela, eje excéntrico, motor y variador. Las geometrías y dimensiones de estos elementos se encuentran detalladas en el ANEXO F. Para la selección de cada uno de estos elementos se han encontrado distintas razones que se mencionan en los siguientes párrafos.

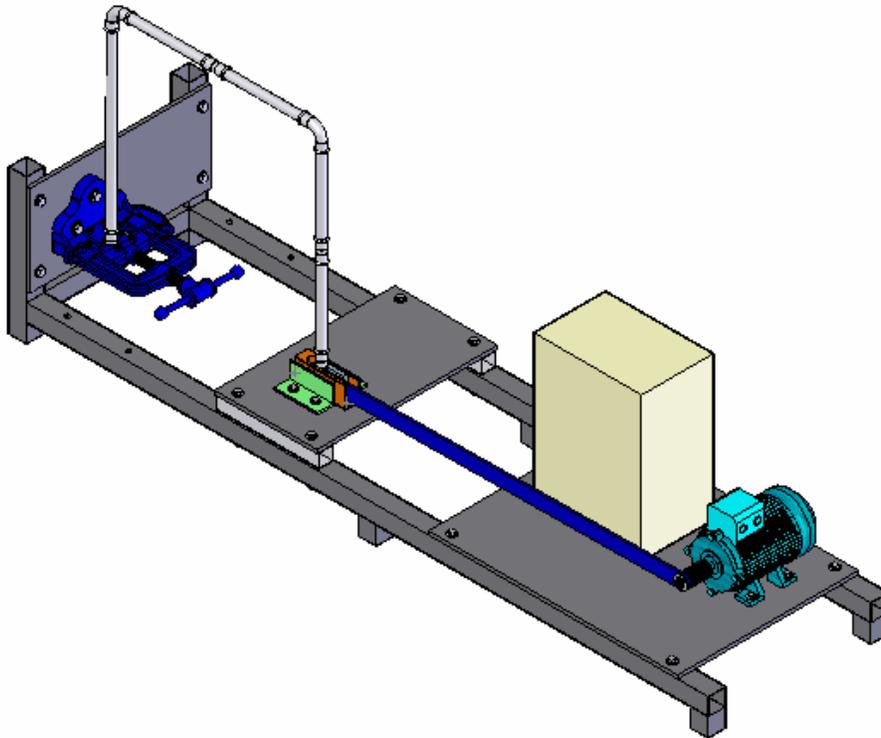


Figura 3.10 Esquema general para Ensayo de Resistencia a flexión por vibración.

Estructura: Se ha establecido que la estructura tiene que ser resistente, versátil y rígida. Primeramente debe ser resistente para que aguante los pesos de los elementos y planchas que conforman este equipo. Segundo, debe ser versátil, porque también será diseñada para en ella se realice también el ensayo de torsión. Finalmente deberá ser rígida para que soporte la vibración que se tendrá. Será elaborada de tubo cuadrado de 25x25x3mm.

Bases: serán elaboradas de planchas de 10 mm de espesor, sobre ellas se dispondrán los distintos elementos como se puede apreciar en la figura superior 3.10 En ella también se manufacturan los ojos chinos que permitirán la versatilidad del equipo para hacer ensayos a tubería de $\frac{1}{2}$ y $\frac{3}{4}$, por cuanto las probetas para este ensayo tienen la misma forma para distintos diámetros de tubería, pero sus dimensiones generales cambian por los tamaños de accesorios. Y como la distancia de 1 m entre probeta y eje excéntrico debe ser respetada siempre, la corredera y el motor deberán poderse desplazar. Cada plancha estará empernada a la estructura.

Entenalla: la entenalla para tubo representa la manera más idónea para la sujeción de la tubería, por cuanto la disposición y geometría de las mordazas no permite un deslizamiento de la tubería. Se es claro que si se producirán unas penetraciones de las mordazas en la tubería, pero estas no alteran el ensayo. La entenalla será empleada también para el ensayo de torsión. La geometría de esta se puede observar en la siguiente figura.

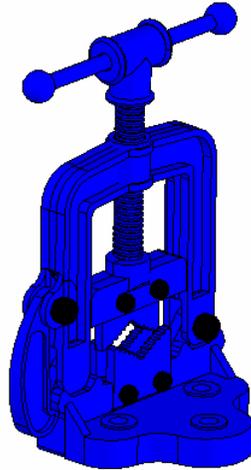


Figura 3.11 Entenalla empleada para ensayos

Guía: conociendo que las fuerzas que actuarán sobre estas serán mínimas y que su función principal será la de guiar el recorrido del porta tubería, se considero que se podría emplear un tubo rectangular de 60x40x2mm, lo que disminuiría notablemente el tiempo y costo de fabricación, si por el contrario se decidiese maquinar una guía.

Porta tubería: este accesorio será el encargado de formar un solo cuerpo con la probeta, de este modo la tubería y accesorios recibirán la vibración que el eje excéntrico producirá y que será transmitida por la biela hasta el porta tubería. Ciertas características que este accesorio tendrá serán las siguientes:

- El accesorio tendrá un agujero roscado con el mismo paso y rosca de los TMN o TMR.
- El desplazamiento que este tendrá será de ± 1 mm.

- Las dimensiones exteriores se deben al tamaño de la guía, que será lubricada para reducir la fuerza de rozamiento que existiría entre estos dos elementos.
- Finalmente conociendo que el sistema es un mecanismo, la biela será conectada al accesorio por un pasador que actuará como un pivote.

Biela: es la encargada de transmitir el movimiento giratorio del eje excéntrico y a su vez convertirlo en el desplazamiento lineal realizado por el porta tubería. La biela se elaborará de un platina de acero A36 de 1 ½ de ancho y de ¼ de espesor, cuyas propiedades están detalladas en el ANEXO J cuya longitud ha sido establecida para que se respete la longitud de 1000 mm, que la norma exige. Conociendo la existencia de la fricción que existirá con el eje excéntrico y con el pasador respectivamente se han fabricado bujes de bronce que entrarán con ajustaje en estas partes de eslabonamiento.

Eje excéntrico: como se menciona en el capítulo anterior, una forma de generar vibración es mediante una excentricidad, para lo cual se escogió esta alternativa para cumplir con el requisito de la norma. Para la elaboración de este pequeño eje se escogió un acero SAE 1018, donde la excentricidad se la dará en el desplazamiento del agujero donde se introducirá el eje del motor. Para el montaje de la biela se empleará seguros y arandelas de 3/4 .

Motor: como se detallará posteriormente la potencia del motor empleada para este equipo no es grande, pero por motivos de disponibilidad se empleará un motor, de no muy distintas características requeridas, que la empresa dispone y que posee la siguiente información técnica detallada en la tabla 3.11.

Tabla 3.12 Características principales del motor SIEMENS, trifásico

Potencia	Eficiencia	Velocidad Nominal	Torque nominal	Peso
1 HP	69.2%	1660 rpm	4.29 Nm	8.1 kg

Fuente: Catálogo motores trifásicos Siemens.

En el ANEXO K se pueden encontrar otras características del motor y sus respectivas dimensiones que son necesarias conocer para su respectiva disposición en el equipo.

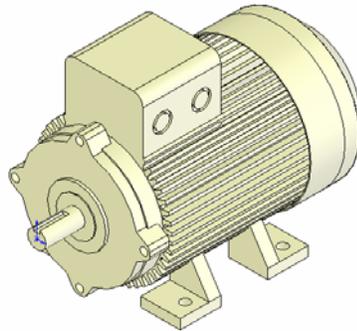


Figura 3.12 Motor siemens de 1Hp

Variador: la función que desempeña el variador será la de regular la frecuencia que será entregada el motor, mediante una programación del mismo, para de esta manera establecer la velocidad de giro del motor a un valor determinado, siendo en este caso 1200 RPM.

Tabla 3.13 Características principales del Variador de frecuencia Telemecanique.

Modelo	Código	Potencia	Voltaje	Corriente Nominal
Altivar 31	ATV31H075N4	1 HP	380 -10%... 500 +10%	2.3 In

Fuente: Catálogo schneider 3 parte Telemecanique.PMD.

3.2.3. ANÁLISIS

3.2.3.1 Análisis estático del equipo

Previamente a realizar el análisis cinemático se deberá calcular las cargas que actúan sobre el sistema cuando este se encuentre en reposo, tal como se puede observar en la figura 3.13, determinando el torque necesario para mover la máquina y la potencia estática del motor. Los cálculos realizados con este propósito se encuentran desarrollados y detallados en el ANEXO L y que arrojaron los valores descritos en la siguiente tabla.

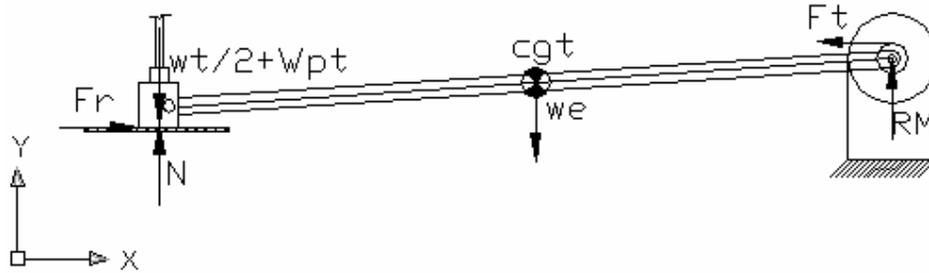


Figura 3.13 Diagrama de cuerpo libre en análisis estático.

Tabla 3.14 Resultados del análisis estático.

Fuerza tangencial	Torque necesario	Potencia estática del motor
5.39 N	0.0054 Nm	0.00091 Hp

3.2.3.2 Análisis Cinemático

El realizar el análisis cinemático permite determinar las trayectorias, velocidades y aceleraciones de algunos puntos del mecanismo biela manivela. A continuación se detallará la obtención de las ecuaciones que permiten graficar y calcular los parámetros anteriormente mencionados. Además en el ANEXO M se encuentran las gráficas que se obtuvieron con estas ecuaciones y que permiten observar el comportamiento particular del mecanismo biela manivela para este ensayo.

Cálculo de la posición

A partir de la figura 3.14 podemos determinar una ecuación vectorial con los vectores de posición, que se expresa en la siguiente ecuación.

$$\vec{r}_1 + \vec{h} = \vec{r}_2 + \vec{r}_3 \quad (\text{Ec. 3.4})$$

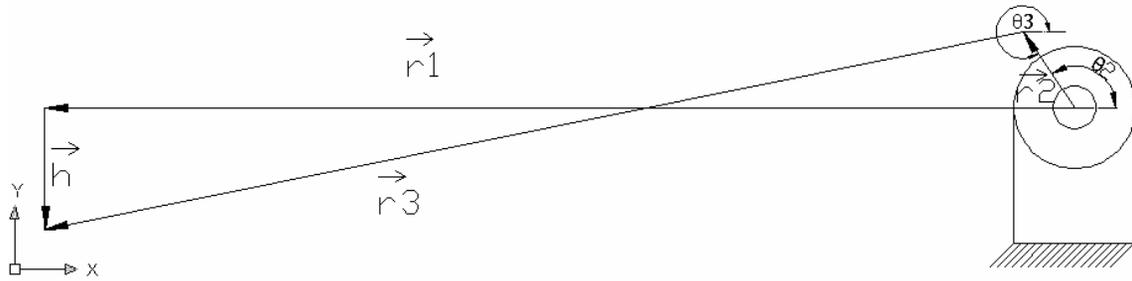


Figura 3.14 Esquema vectorial del mecanismo

Se conoce que el valor de h es constante, y no cambiará su magnitud, sentido y dirección.

$$\vec{h} = \text{cte} \quad (\text{Ec. 3.5})$$

Utilizando la notación de algebra compleja, donde el eje x es el real y el eje y es el imaginario se tiene:

$$r1 * e^{i*\theta_1} + h * e^{i*\theta_h} = r2 * e^{i*\theta_2} + r3 * e^{i*\theta_3} \quad (\text{Ec. 3.6})$$

Empleando la entidad de Euler y conociendo que $\theta_h=3*\pi/2$, y $\theta_1=\pi$, se reemplaza en la ecuación anterior y se tiene que:

$$r1(\cos \pi + i \text{sen } \pi) + h(\cos \frac{3\pi}{2} + i \text{sen } \frac{3\pi}{2}) = r2(\cos \theta_2 + i \text{sen } \theta_2) + r3(\cos \theta_3 + i \text{sen } \theta_3) \quad (\text{Ec. 3.7})$$

Igualando la parte real y la parte imaginaria se tiene:

$$-r1=r2*\cos \theta_2 + r3*\cos \theta_3 \quad (\text{Ec. 3.8})$$

$$-h=r2*\text{sen } \theta_2 + r3*\text{sen } \theta_3 \quad (\text{Ec. 3.9})$$

θ_2 es la variable independiente que varía entre 0° y 360° , por lo tanto se obtiene una ecuación de θ_3 en función de θ_2 despejando la ecuación 3.9

$$\theta_3 = \text{sen}^{-1}\left(\frac{-h - r_2 \cdot \text{sen} \theta_2}{r_3}\right) \quad (\text{Ec. 3.10})$$

Utilizando una identidad trigonométrica y reemplazando en la ecuación 3.8 se obtiene:

$$-r_1 = r_2 \cdot \cos \theta_2 + r_3 \sqrt{1 - \left(\frac{-h - r_2 \cdot \text{sen} \theta_2}{r_3}\right)^2} \quad (\text{Ec. 3.11})$$

Cálculo de la velocidad

Aplicando en la ecuación 3.4 que la velocidad es la derivada de la posición con respecto al tiempo se tiene:

$$\dot{r}_1 e^{i\pi} = \dot{r}_2 e^{i\theta_2} + r_2 \cdot i\omega_2 \cdot e^{i\theta_2} + \dot{r}_3 e^{i\theta_3} + r_3 \cdot i\omega_3 \cdot e^{i\theta_3} \quad (\text{Ec. 3.12})$$

Empleando Euler:

$$\dot{r}_1 (\cos \pi + i \text{sen} \pi) = \dot{r}_2 (\cos \theta_2 + i \text{sen} \theta_2) + r_2 \cdot i\omega_2 (\cos \theta_2 + i \text{sen} \theta_2) + \dot{r}_3 (\cos \theta_3 + i \text{sen} \theta_3) + r_3 \cdot i\omega_3 (\cos \theta_3 + i \text{sen} \theta_3) \quad (\text{Ec. 3.13})$$

Igualando la parte real e imaginaria se obtiene:

$$-\dot{r}_1 = -\dot{V}_1 = -\dot{r}_2 \cdot \cos \theta_2 - r_2 \cdot \omega_2 \cdot \text{sen} \theta_2 - \dot{r}_3 \cdot \cos \theta_3 - r_3 \cdot \omega_3 \cdot \text{sen} \theta_3 \quad (\text{Ec. 3.14})$$

$$0 = \dot{r}_2 \cdot \cos \theta_2 + r_2 \cdot \omega_2 \cdot \text{sen} \theta_2 + \dot{r}_3 \cdot \cos \theta_3 + r_3 \cdot \omega_3 \cdot \text{sen} \theta_3 \quad (\text{Ec. 3.15})$$

Se obtiene la velocidad angular ω_3 despejando de la ecuación 3.15:

$$\omega_3 = -\frac{\dot{r}_2 \cdot \cos \theta_2 + r_2 \cdot \omega_2 \cdot \text{sen} \theta_2 + \dot{r}_3 \cdot \cos \theta_3}{r_3 \cdot \text{sen} \theta_3} \quad (\text{Ec. 3.16})$$

Se encuentra la velocidad despejando de la ecuación 3.14:

$$-V1 = r2 * \omega2 (\cos \theta_2 * \tan \theta_3 - \text{sen} \theta_2) \quad (\text{Ec. 3.17})$$

Cálculo de la aceleración

Aplicando en la ecuación 3.12 que la aceleración es la derivada de la velocidad con respecto al tiempo se tiene:

$$\ddot{r1} * e^{i\pi} = r2 * i * \alpha2 * e^{i\theta_2} + r2 * i^2 * \omega_2^2 * e^{i\theta_2} + r3 * i * \alpha3 * e^{i\theta_3} + r3 * i^2 * \omega_3^2 * e^{i\theta_3} \quad (\text{Ec. 3.18})$$

Empleando Euler:

$$\ddot{r1} (\cos \pi + i \text{sen} \pi) = r2 * (\alpha2 * i - \omega_2^2) (\cos \theta_2 + i \text{sen} \theta_2) + r3 * (\alpha3 * i - \omega_3^2) (\cos \theta_3 + i \text{sen} \theta_3) \quad (\text{Ec. 3.19})$$

Debido a que la velocidad angular es constante en la manivela, la aceleración angular en la misma (α_2) es igual a 0. Igualando la parte real e imaginaria se las siguientes ecuaciones, siendo la ecuación 3.20 la que permite calcular la aceleración y de la ecuación 3.21, que representa la parte imaginaria, se puede obtener la aceleración angular α_3 :

$$-r1 = -a1 = -r2(\omega_2^2 * \cos \theta_2) - r3(\omega_3^2 * \cos \theta_3 + \alpha_3 * \text{sen} \theta_3) \quad (\text{Ec. 3.20})$$

$$0 = -r2(\omega_2^2 * \text{sen} \theta_2) + r3(\alpha_3 * \cos \theta_3 - \omega_3^2 * \text{sen} \theta_3) \quad (\text{Ec. 3.21})$$

$$\alpha_3 = \frac{r2 * \omega_2^2 * \text{sen} \theta_2 + r3 * \omega_3^2 * \text{sen} \theta_3}{r3 * \cos \theta_3} \quad (\text{Ec. 3.22})$$

Cálculo de la aceleración del centro de gravedad de la biela

Para el cálculo de la aceleración del centro de gravedad de la biela se dibujan los vectores posición desde un punto fijo, tal como se observa en la figura 3.15, que permiten determinar el \vec{r}_{cg3} de la biela, que será derivado dos veces para determinar el vector aceleración absoluta del centro de gravedad (\vec{a}_{cg3}).

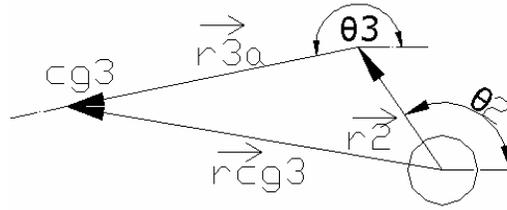


Figura 3.15 Esquema vectorial de los vectores del centro de gravedad de la biela

$$\vec{r}_{cg3} = \vec{r}_2 + \vec{r}_{3a} \quad (\text{Ec. 3.23})$$

$$r_{cg3} = r_2 * e^{i\theta_2} + r_{3a} * e^{i\theta_3} \quad (\text{Ec. 3.24})$$

$$v_{cg3} = r_2 * \omega_2 * (ie^{i\theta_2}) + r_{3a} * \omega_3 * (ie^{i\theta_3}) \quad (\text{Ec. 3.25})$$

$$a_{cg3} = r_2 * e^{i\theta_2} (i * \alpha_2 - \omega_2^2) + r_{3a} * e^{i\theta_3} (i\alpha_3 - \omega_3^2) \quad (\text{Ec. 3.26})$$

Recordando que la velocidad angular de la manivela $\alpha_2 = 0$ y empleando la entidad de Euler, se tiene la siguiente expresión, que se encuentra agrupada en las componentes real e imaginaria del vector de aceleración absoluta:

$$a_{cg3} = (r_2 * \omega_2^2 * \cos\theta_2 - r_{3a} * \alpha_3 * \sen\theta_3 - r_{3a} * \omega_3^2 * \cos\theta_3) + i * (-r_2 * \omega_2^2 * \sen\theta_2 + r_{3a} * \alpha_3 * \cos\theta_3 - r_{3a} * \omega_3^2 * \sen\theta_3) \quad (\text{Ec. 3.27})$$

$$a_{cg3} = a_{cg3x} + ia_{cg3y} \quad (\text{Ec. 3.28})$$

Para determinar la magnitud de la aceleración a_{g3} y el ángulo que esta forma con los reales se pueden determinar con las siguientes expresiones:

$$a_{g3} = \sqrt{a_{g3x}^2 + a_{g3y}^2} \quad (\text{Ec. 3.29})$$

$$\tan \beta = \frac{a_{g3y}}{a_{g3x}} \quad (\text{Ec. 3.30})$$

3.2.3.3 Análisis de fuerzas dinámicas

Permite encontrar las fuerzas y momentos que actúan en los eslabones individuales del sistema, lo que ayudara a determinar la resistencia necesaria para cada componente. Además se debe mencionar que la fuerza de la gravedad actúa en cada uno de los eslabones del mecanismo biela manivela, pero en ciertos de ellos no se los considerará por cuanto sus pesos son pequeños comparadas con las cargas principales.

A continuación se hará un análisis dinámico en cada uno de los elementos para determinar las ecuaciones que permitirán obtener las fuerzas que actúan en el sistema. De igual manera, se pueden observar en el ANEXO N las gráficas del comportamiento de las fuerzas y el torque en cada elemento respectivamente en función del ángulo de giro del motor, siendo posible también determinar sus valores máximos y mínimos.

Manivela (Eje excéntrico)

Para esquematizar la longitud de la manivela se ha excedido en sus dimensiones, por cuanto en la realidad dicha longitud es de 1mm. De hecho, considerando factores como la construcción y diseño se ha llegado a determinar que la mejor alternativa es un eje excéntrico para que cumpla con la función de este eslabón. A continuación se indica el diagrama de cuerpo libre (D.C.L).

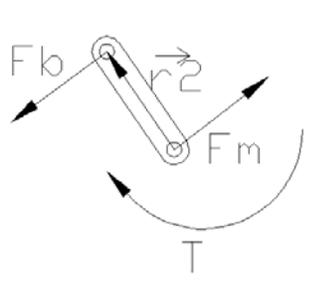


Figura 3.16 Diagrama de cuerpo libre de la manivela

$$\begin{aligned} \Sigma F_x &= 0 \\ F_{mx} + F_{bx} &= 0 \end{aligned} \quad (\text{Ec. 3.31})$$

$$\begin{aligned} \Sigma F_y &= 0 \\ F_{my} + F_{by} &= 0 \end{aligned} \quad (\text{Ec. 3.32})$$

$$\begin{aligned} \downarrow \Sigma T &= I \cdot \alpha_2 = 0 \\ -T + (F_{bx} \cdot r_{2y}) + (F_{by} \cdot r_{2x}) &= 0 \end{aligned} \quad (\text{Ec. 3.33})$$

$$T - (F_{bx} \cdot r_2 \cdot \sin \theta_2) - (F_{by} \cdot r_2 \cdot \cos \theta_2) = 0$$

Biela

En la siguiente figura se esquematiza las fuerzas actuantes en la biela.

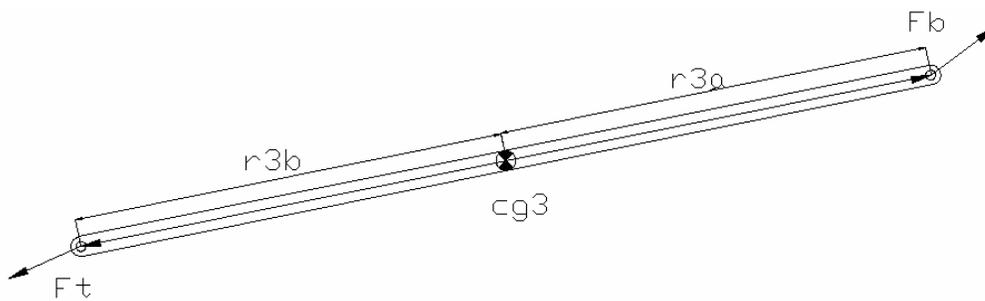


Figura 3.17 Diagrama de cuerpo libre de la biela

$$\begin{aligned} \Sigma F_x &= m_3 \cdot a_{cg3x} \\ F_{bx} - F_{tx} &= m_3 \cdot a_{cg3x} \end{aligned} \quad (\text{Ec. 3.34})$$

$$\begin{aligned} \Sigma F_y &= m_3 \cdot a_{cg3y} \\ F_{by} - F_{ty} &= m_3 \cdot a_{cg3y} \end{aligned} \quad (\text{Ec. 3.35})$$

$$\downarrow \Sigma T = I * \alpha^3$$

$$F_{by} * r_{3ax} - F_{bx} * r_{3ay} + F_{ty} * r_{3bx} - F_{tx} * r_{3by} = I * \alpha^3 \quad (\text{Ec. 3.36})$$

Las componentes de r_{3a} y r_{3b} se representan en las siguientes ecuaciones:

$$r_{3ax} = r_{3a} * \text{sen}(270^\circ - \theta_3) = -r_{3a} * \text{cos} \theta_3$$

$$r_{3ay} = r_{3a} * \text{cos}(270^\circ - \theta_3) = -r_{3a} * \text{sen} \theta_3 \quad (\text{Ec. 3.37 a, b, c, d})$$

$$r_{3bx} = r_{3b} * \text{sen}(270^\circ - \theta_3) = -r_{3b} * \text{cos} \theta_3$$

$$r_{3by} = r_{3b} * \text{cos}(270^\circ - \theta_3) = -r_{3b} * \text{sen} \theta_3$$

Porta tubería en corredera

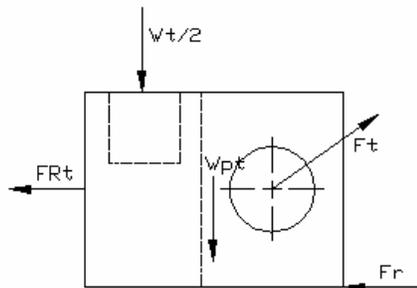


Figura 3.18 Diagrama de cuerpo libre del porta tubería.

Donde:

$W_t/2$: es la mitad del peso del conjunto de la tubería, ya que el peso se distribuye con el otro extremo empotrado en la entalla.

FR_t : es la fuerza que ejerce la tubería sobre el accesorio porta tubería en resistencia al desplazamiento de 1 mm.

Fr : es la fuerza de rozamiento que existe entre el porta tubería y la corredera.

W_{pt} : es el peso del accesorio porta tubería.

$$\Sigma F_x = m_t * a$$

$$F_{tx} - Fr - FR_t = m_t * a$$

$$F_{tx} - \mu * N - FR_t = m_t * a \quad (\text{Ec. 3.38})$$

La aceleración (a) que interviene en esta sumatoria de fuerzas, esta representada por la ecuación 3.20.

$$\sum F_y = 0$$

$$F_{ty} - W_t/2 - W_{pt} + N = 0 \quad (\text{Ec. 3.39})$$

Para encontrar las fuerzas dinámicas se resuelve el sistema de ecuaciones para lo cual se construye una matriz formada por las ecuaciones a partir del literal 3.31 hasta 3.39.

$$\begin{pmatrix} 1 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & r_2 \cdot \sin\theta_2 & 0 & r_2 \cdot \cos\theta_2 & -1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & -1 & 0 \\ 0 & r_3a \cdot \sin\theta_3 & 0 & -r_3a \cdot \cos\theta_3 & 0 & r_3b \cdot \sin\theta_3 & -r_3b \cdot \cos\theta_3 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & -1 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} F_{mx} \\ F_{bx} \\ F_{my} \\ F_{by} \\ T \\ F_{tx} \\ F_{ty} \\ FR_t \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ m_3 \cdot a_{cg3x} \\ m_3 \cdot a_{cg3y} \\ I \cdot \alpha_3 \\ m_{pt} \cdot a + \mu \cdot N \\ W_t/2 + W_{pt} - N \end{pmatrix}$$

Para la determinación de las masas e inercias que intervienen en el sistema de ecuaciones se utilizó el programa de Solidworks. Todos los cálculos fueron realizados en una hoja de cálculos de Math Cad que se detalla en el anexo referido N, cuyos resultados principales se detallan en la siguiente tabla.

Tabla 3.15 Resultados del análisis dinámico del mecanismo biela manivela.

	Valor máximo	Valor mínimo
Fuerza resultante en eje excéntrico (Fm)	1268.5 N	711 N
Fuerza resultante en biela en extremo 1 (Fb)	1268.5 N	711 N
Fuerza resultante en biela en extremo 2 (Ft)	1268.5 N	711 N
Fuerza resultante en porta tubería (FRt)	1263 N	706 N
Torque	0.71 Nm	-1.27 Nm

Con el máximo valor absoluto obtenido del torque podemos determinar la potencia mínima necesaria para que la máquina trabaje. Para su cálculo también se trabajo con la eficiencia del motor empleado, cuyo valor es de 0.692. Finalmente se obtuvo que la potencia requerida sea de 0.309 Hp.

3.2.3.4 Análisis estático y a fatiga de elementos principales

Una vez determinadas las cargas que actuarán en el sistema se debe realizar un análisis estático y a fatiga en los elementos principales para determinar que cada uno de ellos resista a los esfuerzos sometidos. Los cálculos desarrollados con este objetivo, se encuentran en el ANEXO O, donde se detalla las teorías de diseño, factores de concentración, resistencias de materiales, geometría de los elementos, cargas y demás información necesaria. Los resultados obtenidos para estos elementos se detallan a continuación.

Biela

Este elemento elaborado de un acero A36, estará sometido a esfuerzos por cargas de tracción, tal como se puede observar en la figura; su sección crítica de análisis será donde presentan los agujeros. Para el cálculo a esfuerzos a fatiga se estipularon sus respectivos concentradores de esfuerzos dada su geometría y cargas.

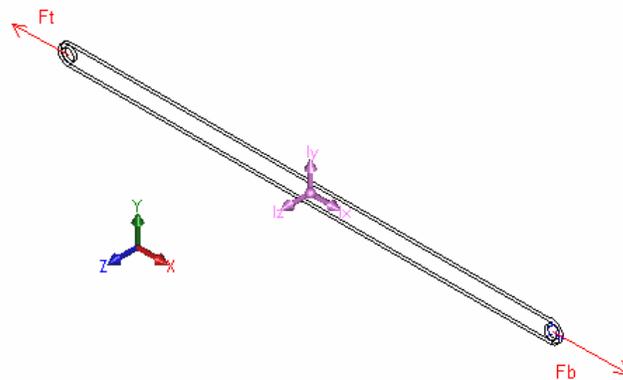


Figura 3.19 Esquema de biela con sus cargas.

La siguiente tabla detalla los resultados obtenidos para este elemento, donde para su análisis estático la teoría de falla empleada es la teoría del esfuerzo normal máximo, mientras que la teoría empleada para el análisis a fatiga es la teoría de Goodman modificado. Cabe señalar que para el cálculo de los factores de seguridad se ha tomado los valores máximos de los esfuerzos para cada caso.

Tabla 3.16 Resultados del análisis estático y a fatiga de la biela.

	Estático		Fatiga	
Resistencia	Sutb	Syb	Se1b	Seb
	400 MPa	250 MPa	200 MPa	118 MPa
Área crítica	76.84 mm ²			
Esfuerzos	σ_{1max}	σ_{1min}	σ_a	σ_m
	16.51 MPa	9.25 MPa	22.67 MPa	6.39 MPa
F.S.	15.14		9.03	

Eje excéntrico

Este elemento será elaborado de un acero de transmisión SAE1018, que estará sometido a distintos esfuerzos, cortantes y normales, dado la presencia del torque y la fuerza ejercida por la biela F_b . Considerando la acción de estas cargas, se ha previsto el análisis en dos puntos críticos (A y B), tal como se puede apreciar en la siguiente figura.

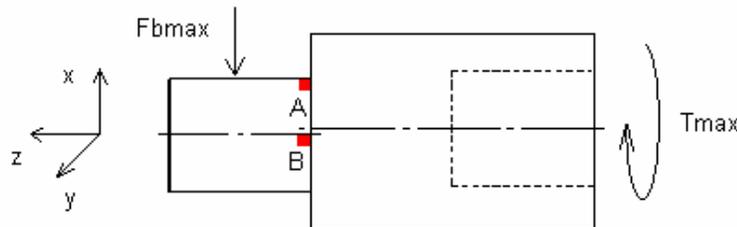


Figura 3.20 Esquema del eje excéntrico con sus cargas

En el punto A el eje excéntrico estará cargado a flexión (como viga en voladizo) como a torsión, por tanto existe una combinación de esfuerzos que

para su solución se ha empleado el método del círculo de mohr para determinar los esfuerzos principales, siendo uno de ellos el esfuerzo principal τ_{max} que se es requerido para la teoría del esfuerzo cortante máximo, teoría de falla conservadora para materiales dúctiles.

En el punto B el esfuerzo cortante y el esfuerzo torsional son máximos, cabe señalar que al eje excéntrico se lo considera como una viga corta y que en dicho punto de análisis solo existirá un esfuerzo cortante puro conformado por la suma o diferencia de los τ producidos por el torque y la fuerza cortante. Para este caso para la determinación del factor de seguridad ha sido empleada la teoría del esfuerzo cortante máximo.

Para el análisis a fatiga de los dos puntos, se debió encontrar el esfuerzo equivalente de Von Misses para los esfuerzos alternantes y medios para poder determinar el FS de diseño al aplicarse la teoría de Goodman modificado.

Tabla 3.17 Resultados del análisis estático y a fatiga del eje excéntrico.

	Estático		Fatiga	
Resistencia	Sute	Sye	Se1e	See
	558.6 MPa	480.2 MPa	279.3 MPa	158.56 MPa
Área crítica	283.53 mm²			
Punto A				
Esfuerzos	τ_{max}	τ_{min}	σ_{avm}	σ_{vm}
	12.57 MPa	7.94 MPa	6.25 MPa	23.84 MPa
F.S.	19.10		12.18	
Punto B				
Esfuerzos	τ_{re}		σ_{avm}	σ_{vm}
	240.1 MPa		2.59 MPa	17.91 MPa
F.S.	23.15		20.67	

Como se podrá tabla superior el punto más crítico del eje excéntrico es el punto A, dado que en él se presentan los valores más altos de esfuerzos y consecuentemente los valores más bajos de los factores de seguridad, pero sin embargo dentro de los rangos aceptables.

Porta tubería

El material empleado para un fácil maquinado del elemento es el acero ASTM A36, cuya sección crítica será donde se encuentra el agujero del pasador y la ranura donde se insertará la biela. Los esfuerzos que actuarán sobre el elemento serán normales debido a la acción de las fuerzas F_{tx} y F_{Rt} , y esfuerzos cortantes que serán producidos por las cargas $Wt/2$ y F_{ty} , tal como se detalla en la siguiente figura.

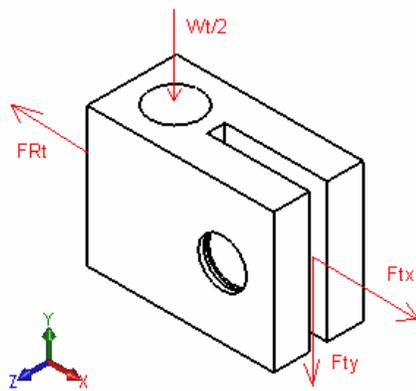


Figura 3.21 Esquema del eje excéntrico con sus cargas

El mismo procedimiento de análisis para el punto A del eje excéntrico será desarrollado para este accesorio, esto implica la aplicación de teoría de falla del esfuerzo cortante máximo, la obtención de esfuerzos principales a través de las ecuaciones del círculo de Mohr y para el análisis a fatiga la obtención de los esfuerzos medios y alternantes de von Mises y el criterio de Goodman modificado.

Tabla 3.18 Resultados del análisis estático y a fatiga del porta tubería

	Estático		Fatiga	
Resistencia	S_{uta}	S_{ya}	Se1b	Sea
	400 MPa	250 MPa	200 MPa	106.88 MPa
Área crítica	1008 mm ²			
Esfuerzos	τ_{max}	τ_{min}	σ_{avm}	σ_{mvm}
	0.63 MPa	0.35 MPa	0.67 MPa	2.39 MPa
F.S.	198.64		117.44	

3.3 EQUIPOS Y ACCESORIOS PARA EL ENSAYO DE ESFUERZO DE TORSIÓN.

3.3.1 PARÁMETROS DEL ENSAYO:

Los requisitos que la norma menciona para este ensayo de torsión se presentan a continuación en la siguiente tabla:

Tabla 3.19 Parámetros del ensayo de esfuerzo a torsión.

Parámetros	
Duración del ensayo	10 ciclos
Angulo de Torsión	$\pm 5^\circ$
Temperatura de trabajo	Ambiente
Distancia entre conexión y fijación del tubo	2 diámetros nominales
Longitud del tubo 2	200 mm.
Presión de ensayo	Sin presión

3.3.2 GEOMETRÍA DEL EQUIPO

Para el diseño del equipo se revisa las exigencias anteriormente mencionadas, por tanto como se puede observar no indica una magnitud de par aplicado, pero si establece el ángulo de torsión. Por tanto la utilización de

un torquímetro no es necesaria, a diferencia que si se requiere un instrumento que puede medir el ángulo mencionado. Previamente se reviso si este ensayo se podría realizar con los instrumentos o equipos del laboratorio de resistencia de materiales de la ESPE, pero no se encontró equipo alguno que cumpla con las condiciones y parámetros del ensayo.

Considerando lo citado anteriormente y la necesidad de medir el ángulo de torsión, se busco en el mercado un transportador de ángulos preciso y de bajo costo que permitiera adaptar para este propósito. Cumpliendo con estas características se adquirió un transportador de marca Mitutoyo, hecho en acero inoxidable, con su apreciación de 1° y un alcance de 180° , que se lo puede observar en la siguiente figura.



Figura 3.22 Transportador de ángulo Mitutoyo

Fuente: <http://www.amazon.com/exec/obidos/ASIN/B000R7ZWHW/ref=nosim/toolrealm-20>

Como se detalla en la figura superior el transportador dispone de una regla que hace de aguja indicadora que marcará el ángulo de giro dado. Para el ensayo esta será desprendida de su pivote de la placa, dado que ahora el pivote será el eje de la tubería. El principio que se empleo fue el observado en los goniómetros, dado que se tiene en este caso una placa fija y un accesorio que sostendrá la regla, que al girar marcará el ángulo de torsión que las llaves producirán con el par generado sobre la junta.

El comportamiento de este accesorio mencionado es muy importante por cuando su propósito es consolidar un solo cuerpo entre tubería y regla indicadora. Al accesorio se lo puede observar en la siguiente figura 3.22 esquema conjunto del ensayo, donde se podrá observar los demás elementos que conforman el equipo. Este se lo elaborará de acero ASTM A36, para que su maquinado sea más rápido. Para elaborarlo se realizarán los siguientes procesos, cortado en pantógrafo, fresado, torneado y taladrado.

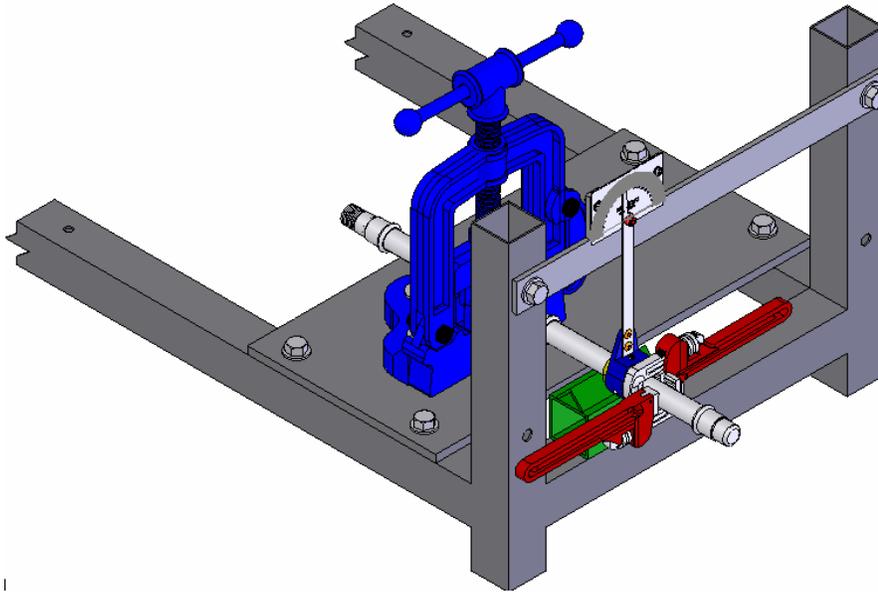


Figura 3.23 Esquema general para Ensayo de esfuerzo a torsión

Además, el accesorio utilizará ciertos elementos de fijación y complementarios que ayudarán para que el ángulo de torsión aplicado sea traslado y medido correctamente; los cuales son:

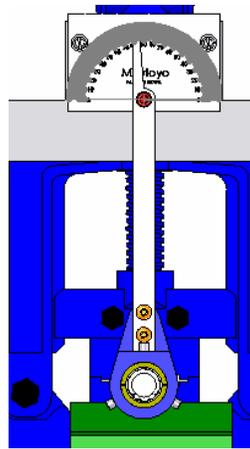


Figura 3.24 Esquema de elementos de medición y fijación

- *Bujes*: elaborados de bronce por ser un material de fácil y rápido trabajo. Son empleados para garantizar la concetricidad de la tubería y el accesorio, de esta manera el ángulo de torsión medido será el correcto. Serán elaborados dos, uno para la tubería de $\frac{1}{2}$ " y una para $\frac{3}{4}$ ". El ajuste provisto será para que su montaje sea a mano.

- *Prisioneros*: la utilización y su disposición a 120° en el accesorio y bujes, permite que mediante su apriete estos remuerdan a la tubería y esta se asocie como un solo cuerpo al accesorio, de este modo cuando se de el torcimiento de la tubería generada por el torque aplicado, los prisioneros serán los responsables de que el ángulo pueda ser medido, porque serán los moverán al accesorio y a su vez a la regla indicadora. Su disposición en el accesorio es como la de un mandril de 3 muelas, dado que de esta manera su acción se vuelve más efectiva para estas circunstancias.
- *Remaches*: serán los encargados de juntar la regla indicadora con el accesorio; y dado que no debe existir un pivoteamiento entre estas dos partes, se han dispuesto de dos remaches, que gracias a su disposición y presión los dos se comportan como si fuesen un solo elemento.

Otros elementos que hacen posible la elaboración del ensayo, son las llaves de tubo que gracias a su configuración y diseño, permiten ser las herramientas que generarán el par sobre la tubería. Es que su forma y sus mordazas han sido diseñadas justamente para ser empleadas para ejercer fuerza sobre tuberías. Es importante mencionar que se utilizan dos, debido a que estas estarán dispuestas en sentidos contrarios para anular el momento flector y la fuerza cortante que se presentaría si solo se emplearía una.

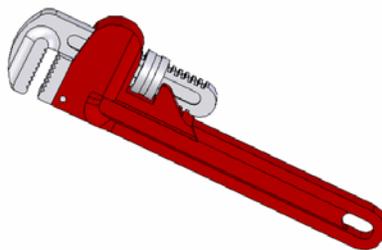


Figura 3.25 Llave de tubo para aplicar torque

Finalmente se debe mencionar cuales serán los apoyos empleados para este ensayo. Como se menciona anteriormente la entenalla será el apoyo fijo también para este ensayo, dado sus aptas características para este propósito, y para el simplemente apoyado se decidió emplear un apoyo triangular tal como menciona la norma, este será elaborado con un pedazo de tubo cuadrado de 50x50 sobre el cual se dispondrá un ángulo laminado de 25x25, considerando que al ser soldado sobre el primero alcanzan la altura que se requiere para estar a nivel con las mordazas inferiores de la entenalla, sobre las cuales también se asentará la probeta.

3.3.2 ANÁLISIS DEL PAR TORSOR

Para determinar la magnitud del par torsor necesario para alcanzar el valor de 5° del ángulo de torsión se debe calcular el módulo de rigidez y el momento polar de inercia, empleando las ecuaciones 2.35 y 2.33 respectivamente. Analizando para cada tipo de tubería tenemos que:

$$G = \frac{193000\text{MPa}}{2 * (1 + 0.29)}$$

$$G = 74806 \text{ MPa.}$$

Para ½

$$J = \frac{\pi * (15.88^4 - 14.28^4)}{32}$$

$$J = 2160.75 \text{ mm}^4$$

Para ¾

$$J = \frac{\pi * (22.22^4 - 20.22^4)}{32}$$

$$J = 7521.23 \text{ mm}^4$$

Con estos valores obtenidos se puede determinar el par necesario despejando de la ecuación 2.34.

$$T = \frac{J \cdot G \cdot \theta}{L} \quad (\text{Ec. 3.40})$$

Para ½:

$$T = \frac{2160.75\text{mm}^4 \cdot 74806\text{MPa} \cdot 5 \cdot \pi}{1000 \cdot 180 \cdot 210\text{mm}} \quad T=67.17 \text{ Nm}$$

Para 3/4:

$$T = \frac{7521.23\text{mm}^4 \cdot 74806\text{MPa} \cdot 5 \cdot \pi}{1000 \cdot 180 \cdot 210\text{mm}} \quad T=233.804 \text{ Nm}$$

CAPÍTULO 4

CONSTRUCCIÓN

La construcción de equipos y accesorios se la realizará en el departamento de mantenimiento de Conduit del Ecuador S.A, por cuanto este se encuentra provisto de herramientas y máquinas necesarias para este propósito. De igual manera, se contará con la colaboración del recurso humano de este departamento.

Para empezar con la construcción se debe contar con planos, diagramas de procesos y hojas de ruta de cada uno de los elementos diseñados, por cuanto la elaboración de los mismos permiten detallar la geometría y dimensiones de las piezas, estimar el tiempo de trabajo, prever recursos y máquinas a utilizarse, y conocer los distintos pasos de fabricación necesarios.

Entre las principales procesos de manufactura ha emplearse estarán: corte, soldadura, técnicas de ajustaje, torneado, fresado, cepillado, pintado, taladrado, oxicorte y doblado. De todas las herramientas requeridas para dichos procesos, la empresa no dispone solamente de una cepilladora, por lo cual la elaboración del chavetero del eje excéntrico se hará en otro taller.

Para esta etapa de construcción un aspecto muy importante a considerarse es la seguridad industrial, para lo cuál las protecciones a emplearse serán vestimenta adecuada, gafas, tapones de oídos, guantes, zapatos industriales, casco y mascarillas.

4.1 ACCESORIOS PARA EL ENSAYO DE RESISTENCIA ESTÁTICA A FLEXIÓN.

Existen tres componentes principales que constituyen este ensayo, estos son: los pesos, la estructura para el ensayo, y las probetas. Se menciona que no se detallará la construcción de estas últimas, ya que su geometría y dimensiones se encuentran indicadas en la norma y en el anexo de planos para este ensayo. Por el contrario, se determinará los elementos que conforman cada uno de las dos primeras partes y la forma en que estos serán elaborados.

4.1.1 ESTRUCTURA

La estructura estará conformada por la estructura en sí, la cual será de tubo cuadrado de 25x25x1.5 mm., y tubo circular Ø 1" para los apoyos, y de los ángulos guía los cuales ayudarán a que la probeta no se deslice durante el ensayo.

Estructura

La estructura deberá cumplir con ciertas características como es estabilidad, firmeza rigidez y ergonomía entre otras como se puede apreciar en la siguiente figura.

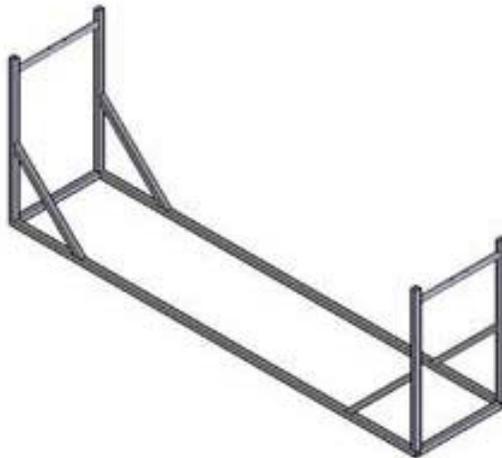


Figura 4.1 Esquema de la estructura para ensayo de resistencia estática a flexión

Diagrama de Procesos:

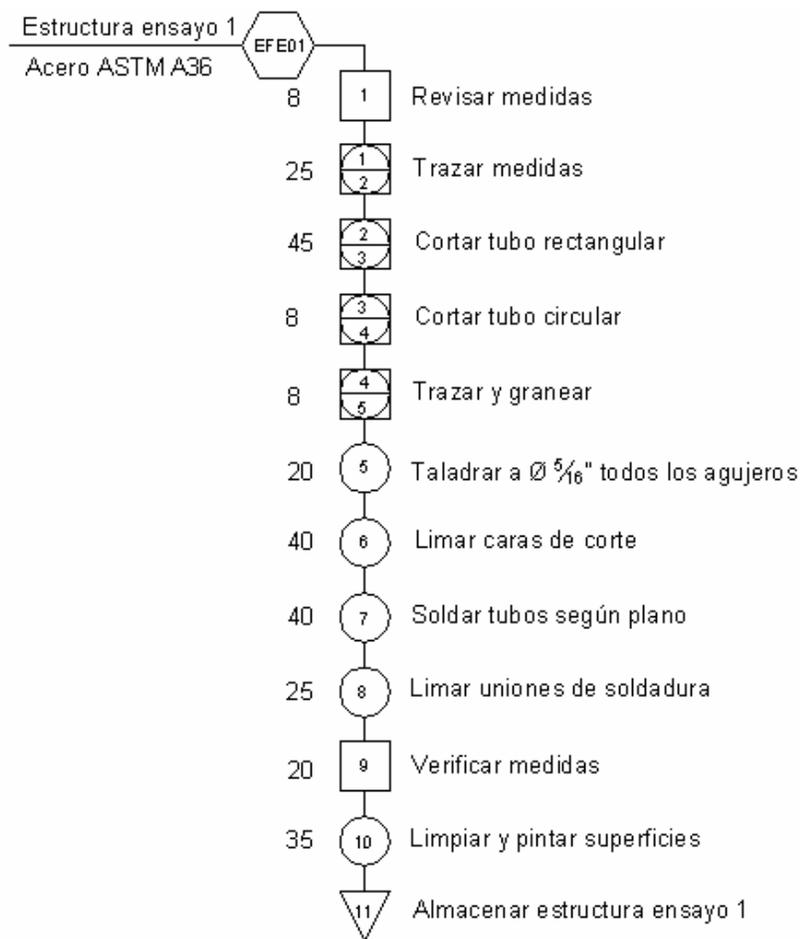


Figura 4.2 Diagrama de procesos de la estructura para ensayo de resistencia estática a flexión

Hoja de Ruta:

Tabla 4.1 Hoja de ruta de la estructura para ensayo de resistencia estática a flexión

Nombre: Estructura para ensayo de resistencia estática a flexión				No parte: E1_01
Material: Acero ASTM A36				Cantidad: 1
No	Descripción	No Máquina	Máquina	Tiempo (mín.)
1	Revisar medidas	1	Plano	8
2	Trazar medidas	2	Mesa, flexómetro, calibrador, escuadra, rayador.	25
3	Cortar tubo rectangular	3	Sierra semiautomática	45
4	Cortar tubo circular	3	Sierra semiautomática	8

**Tabla 4.1 Hoja de ruta de la estructura para ensayo de resistencia estática a flexión
(continuación)**

5	Trazar y granear	2 y 4	Mesa, flexómetro, calibrador, escuadra, rayador. Granete y martillo	8
6	Taladrar a \varnothing 5/16" todos los agujeros	5	Taladro de pedestal	20
7	Limar caras de corte	6	Lima plana bastarda, esmeril	40
8	Soldar tubos según plano	7	Soldadora SMAW	40
9	Limar uniones de soldadura	8	Moladora	25
10	Verificar medidas	1 y 2	Plano, flexómetro, calibrador	20
11	Limpiar y pintar superficies	9	Guaípe, Soplete y pintura	35
12	Almacenar			

Ángulo guía fijo

Como su nombre lo indica es un ángulo fijo, es decir sin movimiento que cumple la función de guía de la probeta durante el ensayo y se realizará de ángulo laminado ASTM A36 con las medidas 50x50x6mm.

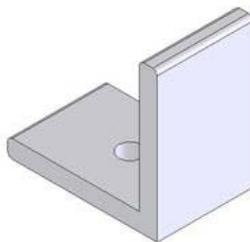


Figura 4.3 Esquema del ángulo guía fijo

Diagrama de Procesos:

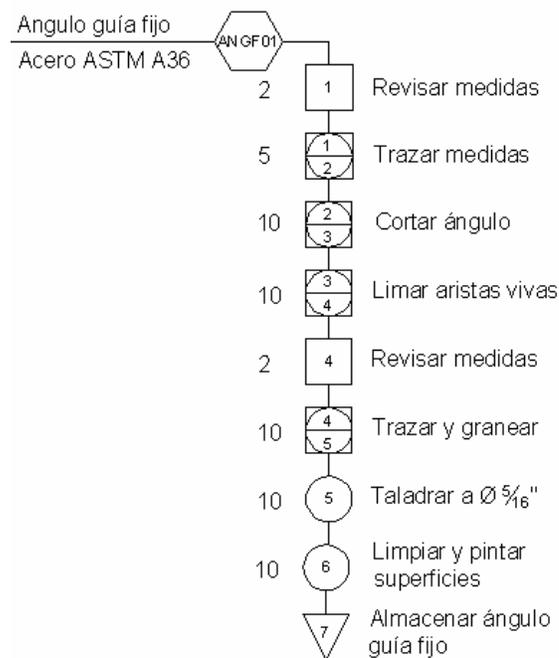


Figura 4.4 Diagrama de procesos del ángulo guía fijo

Hoja de Ruta:

Tabla 4.2 Hoja de ruta del ángulo guía fijo

Nombre: Ángulo guía fijo				No parte: E1_02
Material: Acero ASTM A36				Cantidad: 2
No	Descripción	No Máquina	Máquina	Tiempo (min)
1	Revisar medidas	1	Plano	2
2	Trazar medidas	2	Mesa, flexómetro, calibrador, escuadra, rayador.	5
3	Cortar ángulo	10	Sierra manual	10
4	Limar aristas vivas	6	Lima plana bastarda	10
5	Revisar medidas	1	Plano	2
6	Trazar y granear	2 y 4	Mesa, flexómetro, calibrador, escuadra, rayador. Granete y martillo	10
7	Taladrar a \varnothing 5/16"	5	Taladro de pedestal	10
8	Limpiar y pintar superficies	9	Guaípe, Soplete y pintura	10
9	Almacenar			

Ángulo guía con desplazamiento

Como el ensayo se realizará con probetas de diámetro $\frac{1}{2}$ " y $\frac{3}{4}$ ", se construirá un ángulo guía que se pueda movilizar para que guíe y afirme las probetas dependiendo de su diámetro. Será del mismo material del anterior ángulo fijo.

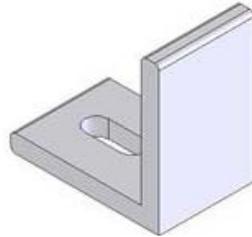


Figura 4.5 Esquema del ángulo guía con desplazamiento

Diagrama de Procesos:

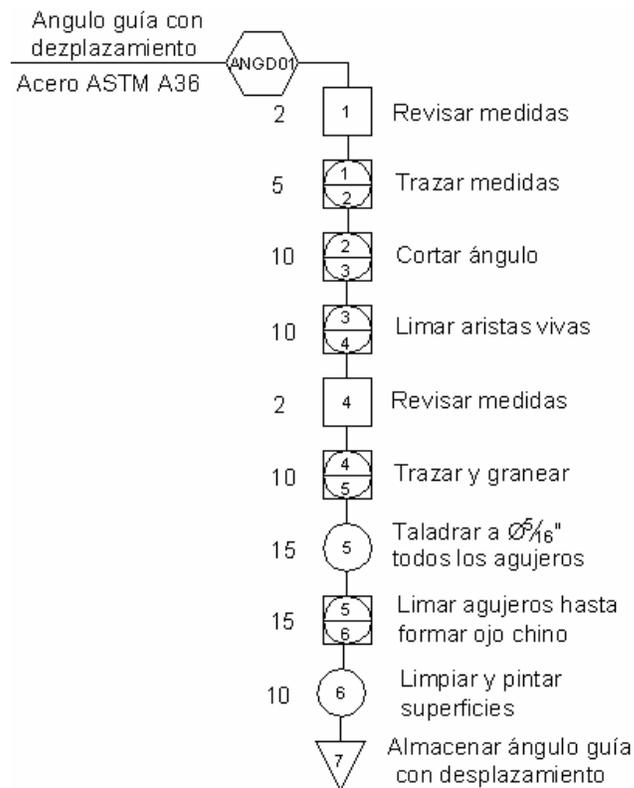


Figura 4.6 Diagrama de procesos del ángulo guía con desplazamiento

Hoja de Ruta:

Tabla 4.3 Hoja de ruta del ángulo guía con desplazamiento

Nombre: Ángulo guía con desplazamiento				No parte: E1_03
Material: Acero ASTM A36				Cantidad: 2
No	Descripción	No Máquina	Máquina	Tiempo (min)
1	Revisar medidas	1	Plano	2
2	Trazar medidas	2	Mesa, flexómetro, calibrador, escuadra, rayador.	5
3	Cortar ángulo	10	Sierra manual	10
4	Limar aristas vivas	6	Lima plana bastarda	10
5	Revisar medidas	1	Plano	2
6	Trazar y granear	2 y 4	Mesa, flexómetro, calibrador, escuadra, rayador. Granete y martillo	10
7	Taladrar a \varnothing 5/16" todos los agujeros	5	Taladro de pedestal	15
8	Limar agujeros hasta formar ojo chino	11	Lima circular	15
9	Limpiar y pintar superficies	9	Guaípe, Soplete y pintura	10
10	Almacenar			

4.1.2 PESOS

Los pesos estarán conformados por el peso y el gancho, que en conjunto deberán cumplir con el peso que se calculó en el capítulo 3, y que dependerá del diámetro de la probeta.

Peso para probeta de diámetro de 1/2"

Se construirá de un eje de acero de transmisión SAE 1018 de 4" de diámetro, tendrá una altura aproximada de 214mm., y junto con el gancho deberá tener un peso de 12.11kg.



Figura 4.7 Esquema del peso para probeta de diámetro de 1/2"

Diagrama de Procesos:

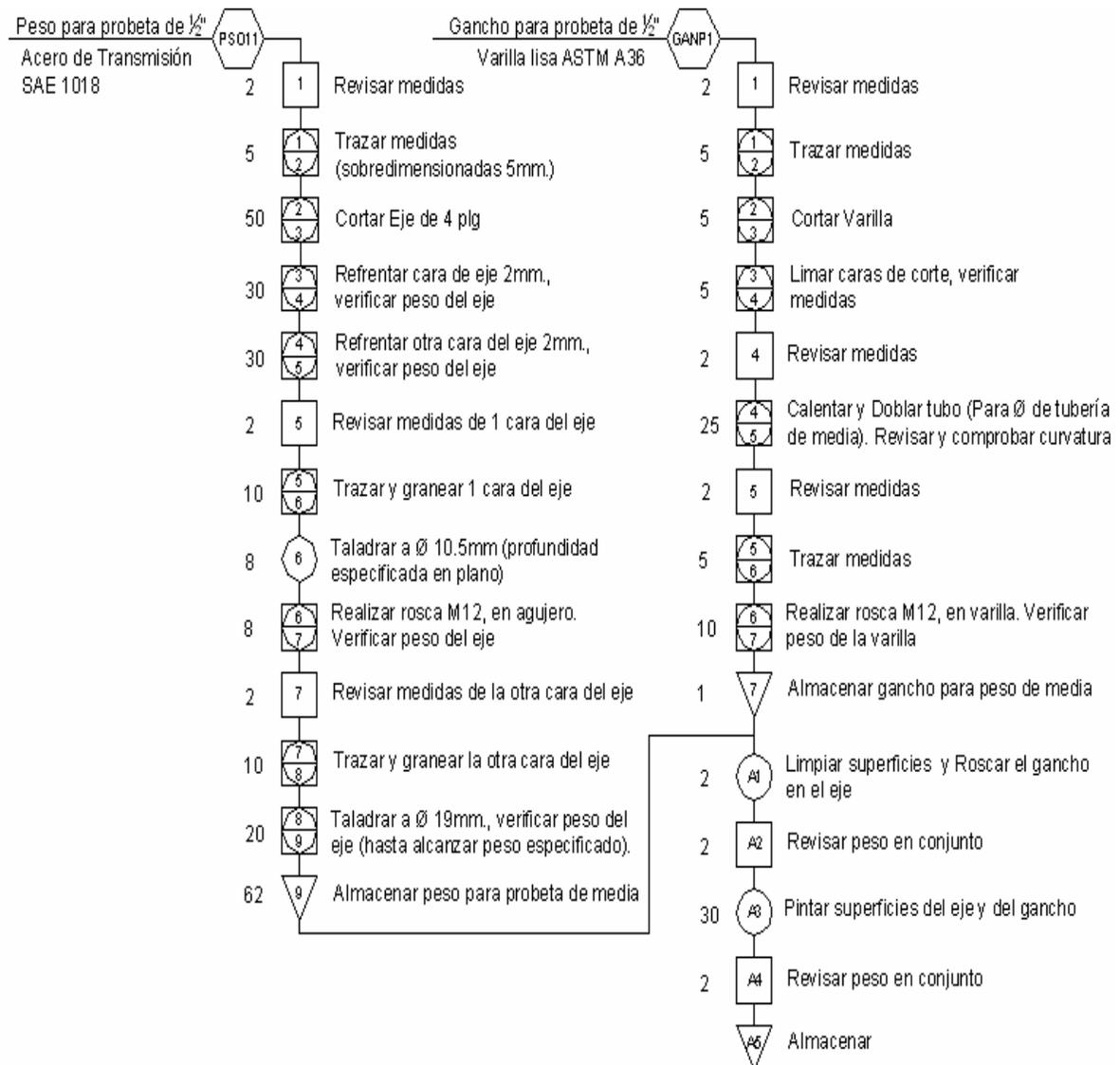


Figura 4.8 Diagrama de procesos del peso para probeta de diámetro de 1/2"

Hoja de Ruta:

Tabla 4.4 Hoja de ruta del peso para probeta de diámetro de 1/2"

Nombre: Peso para probeta de 1/2"				No parte: E1_04
Material: Acero de transmisión SAE 1018				Cantidad: 1
No	Descripción	No Máquina	Máquina	Tiempo (min)
1	Revisar medidas	1	Plano	2
2	Trazar medidas (sobredimensionadas 5mm)	2	Mesa, flexómetro, calibrador, escuadra, rayador.	5
3	Cortar eje de 4"	3	Sierra semiautomática	50
4	Refrentar cara de eje 2mm, verificar peso	12 y 13	Torno, Balanza calibrada	30
5	Refrentar otra cara del eje 2mm, verificar peso	12 y 13	Torno, Balanza calibrada	30
6	Revisar medidas de 1 cara del eje	1	Plano	2
7	Trazar y granear 1 cara del eje	2 y 4	Mesa, flexómetro, calibrador, escuadra, rayador. Granete y martillo	10
8	Taladrar a Ø 10.5mm	5	Taladro de pedestal	8
9	Realizar rosca M12, en agujero	14	Machuelo M12	8
10	Revisar medidas en otra cara del eje	1	Plano	2
11	Trazar y granear la otra cara del eje	2 y 4	Mesa, flexómetro, calibrador, escuadra, rayador. Granete y martillo	10
12	Taladrar a Ø 19mm , verificar peso del eje hasta alcanzar peso especificado	15 y 13	Taladro manual Balanza calibrada	20
13	Almacenar			62

Tabla 4.5 Hoja de ruta del gancho para probeta de diámetro de 1/2"

Nombre: Gancho para probeta de 1/2"			No parte: E1_05	
Material: Varilla lisa de acero ASTM A36			Cantidad: 1	
No	Descripción	No Máquina	Máquina	Tiempo (min)
1	Revisar medidas	1	Plano	2
2	Trazar medidas	2	Mesa, flexómetro, calibrador, escuadra, rayador.	5
3	Cortar varilla	10	Sierra manual	5
4	Limar caras de corte	6	Esmeril	5
5	Revisar medidas	1	Plano	2
6	Calentar y doblar tubo (Ø1/2")	16 y 17	Soldadora oxiacetilénica, tubos	25
7	Revisar medidas	1	Plano	2
8	Trazar medidas	2	Mesa, flexómetro, calibrador, escuadra, rayador.	5
9	Realizar rosca M12, en varilla y verificar peso	18	Terraaja M12	10
10	Almacenar			1

Peso para probeta de diámetro de 3/4"

Se construirá de un eje de acero de transmisión SAE 1018 de 5" de diámetro, tendrá una altura aproximada de 229mm., y junto con el gancho deberá tener un peso de 18.57kg.



Figura 4.9 Esquema del peso para probeta de diámetro de 3/4"

Diagrama de Procesos:

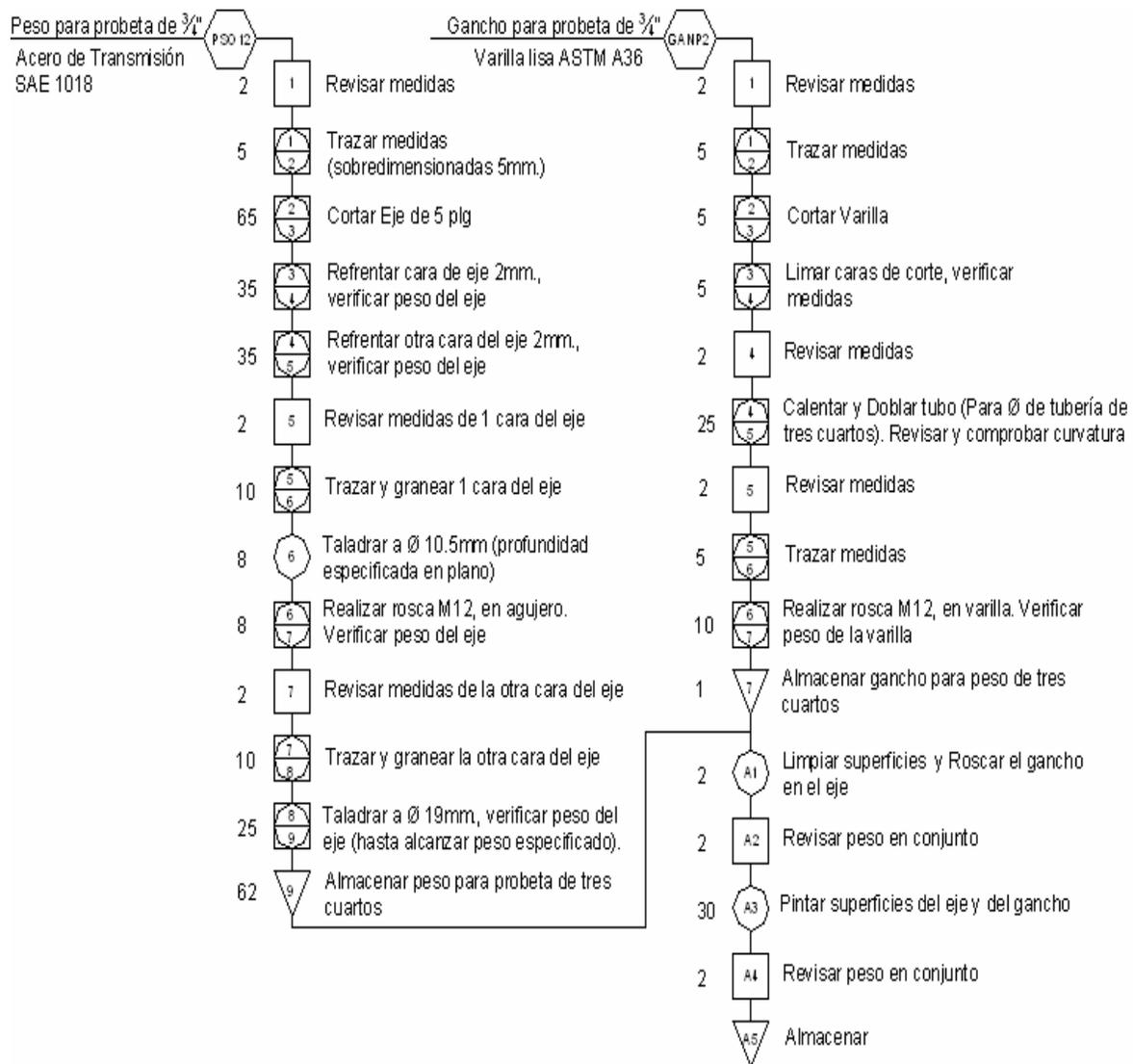


Figura 4.10 Diagrama de procesos del peso para probeta de diámetro de 3/4"

Hoja de Ruta:

Tabla 4.6 Hoja de ruta del peso para probeta de diámetro de 3/4"

Nombre: Peso para probeta de 3/4"				No parte: E1_06
Material: Acero de transmisión SAE 1018				Cantidad: 1
No	Descripción	No Máquina	Máquina	Tiempo (min)
1	Revisar medidas	1	Plano	2
2	Trazar medidas (sobredimensionadas 5mm)	2	Mesa, flexómetro, calibrador, escuadra, rayador.	5
3	Cortar eje de 5"	3	Sierra semiautomática	65

Tabla 4.6 Hoja de ruta del peso para probeta de diámetro de 3/4" (continuación)

4	Refrentar cara de eje 2mm, verificar peso	12 y 13	Torno, Balanza calibrada	35
5	Refrentar otra cara del eje 2mm, verificar peso	12 y 13	Torno, Balanza calibrada	35
6	Revisar medidas de 1 cara del eje	1	Plano	2
7	Trazar y granear 1 cara del eje	2 y 4	Mesa, flexómetro, calibrador, escuadra, rayador. Granete y martillo	10
8	Taladrar a Ø 10.5mm	5	Taladro de pedestal	8
9	Realizar rosca M12, en agujero	14	Machuelo M12	8
10	Revisar medidas en otra cara del eje	1	Plano	2
11	Trazar y granear la otra cara del eje	2 y 4	Mesa, flexómetro, calibrador, escuadra, rayador. Granete y martillo	10
12	Taladrar a Ø 19mm , verificar peso del eje hasta alcanzar peso especificado	15 y 13	Taladro manual Balanza calibrada	25
13	Almacenar			62

Tabla 4.7 Hoja de ruta del gancho para probeta de diámetro de 3/4"

Nombre: Gancho para probeta de 3/4"			No parte: E1_07	
Material: Varilla lisa de acero ASTM A36			Cantidad: 1	
No	Descripción	No Máquina	Máquina	Tiempo (min)
1	Revisar medidas	1	Plano	2
2	Trazar medidas	2	Mesa, flexómetro, calibrador, escuadra, rayador.	5
3	Cortar varilla	10	Sierra manual	5
4	Limar caras de corte	6	Esmeril	5
5	Revisar medidas	1	Plano	2
6	Calentar y doblar tubo (Ø3/4")	16 y 17	Soldadora oxiacetilénica, tubos	25
7	Revisar medidas	1	Plano	2
8	Trazar medidas	2	Mesa, flexómetro, calibrador, escuadra, rayador.	5
9	Realizar rosca M12, en varilla y verificar peso	18 y 13	Terraaja M12 Balanza calibrada	10
10	Almacenar			1

4.2 EQUIPOS Y ACCESORIOS PARA EL ENSAYO DE RESISTENCIA A FLEXIÓN POR VIBRACIÓN.

Los componentes principales que constituyen este ensayo son: la estructura, la base para el motor y el variador, la base para la guía, la base para la entenalla, el eje excéntrico, el buje para eje excéntrico-biela, la biela, el buje para biela-pasador, el pasador, el porta tubería, la guía, los ángulos guía, las alzas y las probetas. A continuación se presentará el diagrama de procesos y la hoja de ruta respectivos de cada componente con excepción de la probeta.

Estructura



Figura 4.11 Esquema de la estructura para ensayo de resistencia a flexión por vibración

Diagrama de Procesos:

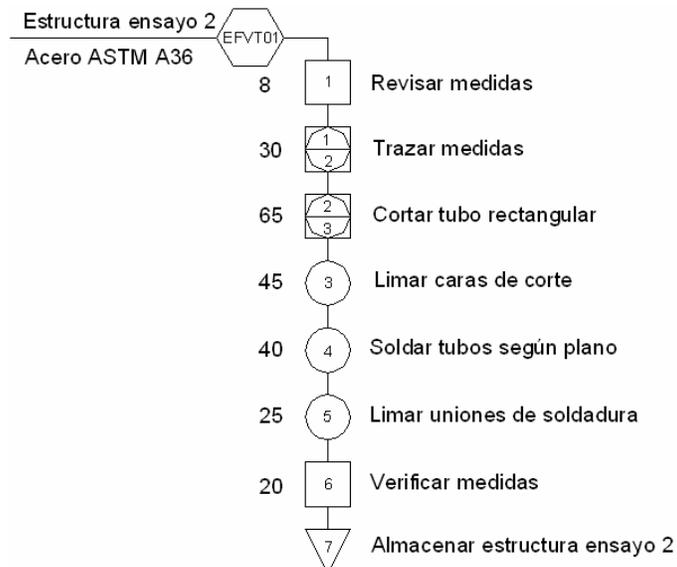


Figura 4.12 Diagrama de procesos de la estructura para ensayo de resistencia a flexión por vibración

Hoja de Ruta:

Tabla 4.8 Hoja de ruta de la estructura para ensayo de resistencia a flexión por vibración

Nombre: Estructura para ensayo de resistencia a flexión por vibración			No parte: E2_01	
Material: Acero ASTM A36			Cantidad: 1	
No	Descripción	No Máquina	Máquina	Tiempo (min)
1	Revisar medidas	1	Plano	8
2	Trazar medidas	2	Mesa, flexómetro calibrador, escuadra, rayador.	30
3	Cortar tubo rectangular	3	Sierra semiautomática	65
4	Limar caras de corte	6	Lima plana bastarda, esmeril	45
5	Soldar tubos según plano	7	Soldadora SMAW	40
6	Limar uniones de soldadura	8	Moladora	25
7	Verificar medidas	1 y 2	Plano, flexómetro calibrador	20
8	Almacenar			

Base para el motor y el variador



Figura 4.13 Esquema de la base para el motor y el variador

Diagrama de Procesos:

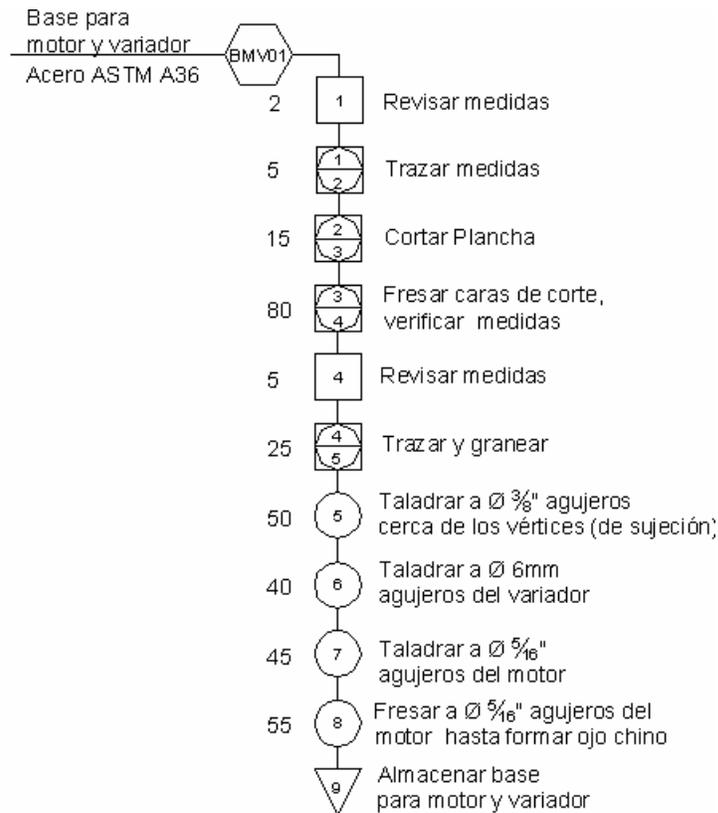


Figura 4.14 Diagrama de procesos de la base para el motor y el variador

Hoja de Ruta:

Tabla 4.9 Hoja de ruta de la base para el motor y el variador

Nombre: Base para el motor y el variador				No parte: E2_02
Material: Acero ASTM A36				Cantidad: 1
No	Descripción	No Máquina	Máquina	Tiempo (min)
1	Revisar medidas	1	Plano	2
2	Trazar medidas	2	Mesa, flexómetro, calibrador, escuadra, rayador.	5
3	Cortar plancha	16	Soldadora oxiacetilénica	15
4	Fresar caras de corte, verificar medidas	19, 1 y 2	Fresadora, Plano, flexómetro, calibrador	80
5	Revisar medidas	1	Plano	5
6	Trazar y granear	2 y 4	Mesa, flexómetro, calibrador, escuadra, rayador. Granete y martillo	25

Tabla 4.9 Hoja de ruta de la base para el motor y el variador (continuación)

7	Taladrar a $\varnothing 3/8"$ agujeros de sujeción	5	Taladro de pedestal	50
8	Taladrar a $\varnothing 6\text{mm}$ agujeros del variador	5	Taladro de pedestal	40
9	Taladrar a $\varnothing 5/16"$ agujeros del motor	5	Taladro de pedestal	45
10	Fresar a $\varnothing 5/16"$ agujeros del motor hasta formar ojo chino	19	Fresadora	55
11	Almacenar			

Base para la guía



Figura 4.15 Esquema de la base para la guía

Diagrama de Procesos:

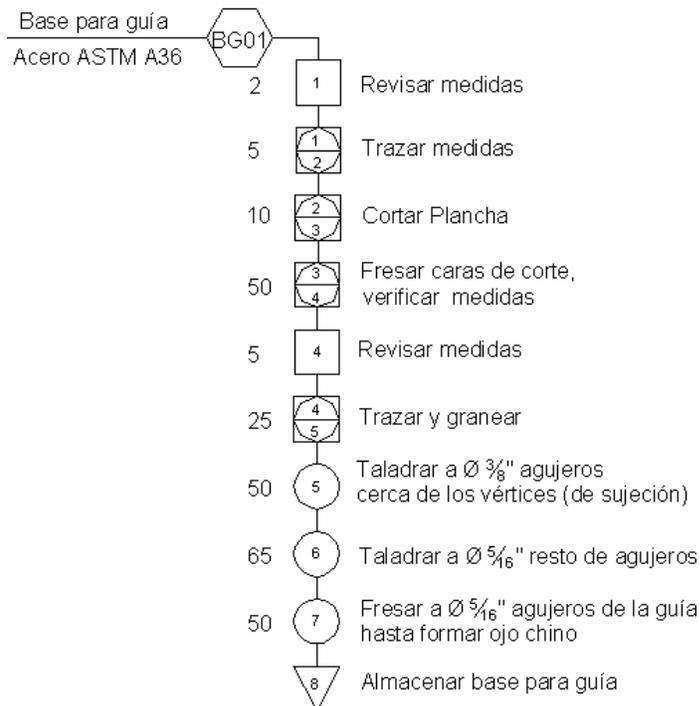


Figura 4.16 Diagrama de procesos de la base para la guía

Hoja de Ruta:

Tabla 4.10 Hoja de ruta de la base para la guía

Nombre: Base para la guía			No parte: E2_03	
Material: Acero ASTM A36			Cantidad: 1	
No	Descripción	No Máquina	Máquina	Tiempo (min)
1	Revisar medidas	1	Plano	2
2	Trazar medidas	2	Mesa, flexómetro, calibrador, escuadra, rayador.	5
3	Cortar plancha	16	Soldadora oxiacetilénica	10
4	Fresar caras de corte, verificar medidas	19, 1 y 2	Fresadora, Plano, flexómetro, calibrador	50
5	Revisar medidas	1	Plano	5
6	Trazar y granear	2 y 4	Mesa, flexómetro, calibrador, escuadra, rayador. Granete y martillo	25
7	Taladrar a \varnothing 3/8" agujeros de sujeción	5	Taladro de pedestal	50
8	Taladrar a \varnothing 5/16" resto de agujeros	5	Taladro de pedestal	65
9	Fresar a \varnothing 5/16" agujeros de la guía hasta formar ojo chino	19	Fresadora	50
10	Almacenar			

Base para la antena



Figura 4.17 Esquema de la base para la antena

Diagrama de Procesos:

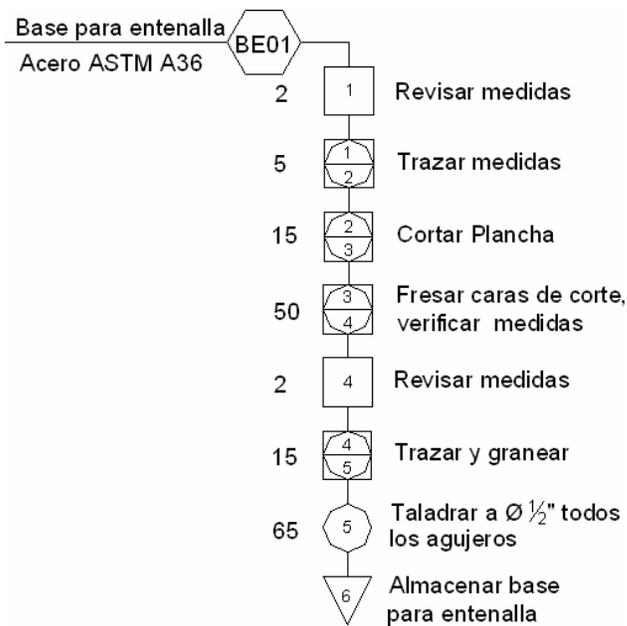


Figura 4.18 Diagrama de procesos de la base para la antena

Hoja de Ruta:

Tabla 4.11 Hoja de ruta de la base para la antena

Nombre: Base para la antena			No parte: E2_04	
Material: Acero ASTM A36			Cantidad: 1	
No	Descripción	No Máquina	Máquina	Tiempo (min)
1	Revisar medidas	1	Plano	2
2	Trazar medidas	2	Mesa, flexómetro, calibrador, escuadra, rayador.	5
3	Cortar plancha	16	Soldadora oxiacetilénica	15
4	Fresar caras de corte, verificar medidas	19, 1 y 2	Fresadora, Plano, flexómetro, calibrador	50
5	Revisar medidas	1	Plano	2
6	Trazar y granear	2 y 4	Mesa, flexómetro, calibrador, escuadra, rayador. Granete y martillo	15
7	Taladrar a Ø 1/2" todos los agujeros	5	Taladro de pedestal	65
8	Almacenar			

Eje excéntrico

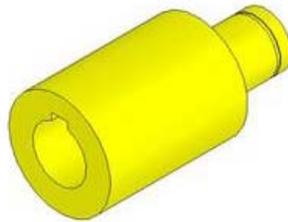


Figura 4.19 Esquema del eje excéntrico

Diagrama de Procesos:

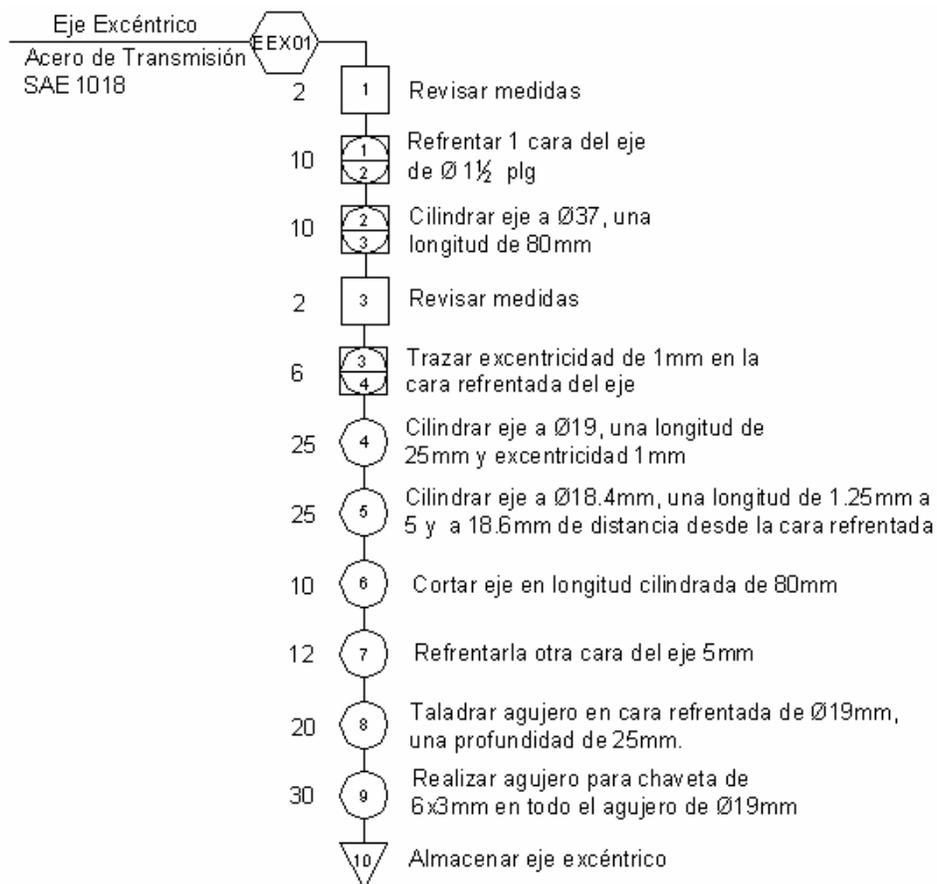


Figura 4.20 Diagrama de procesos del eje excéntrico

Hoja de Ruta:

Tabla 4.12 Hoja de ruta del eje excéntrico

Nombre: Eje excéntrico			No parte: E2_05	
Material: Acero de transmisión SAE 1018			Cantidad: 1	
No	Descripción	No Máquina	Máquina	Tiempo (min)
1	Revisar medidas	1	Plano	2

Tabla 4.12 Hoja de ruta del eje excéntrico (continuación)

2	Refrentar 1 cara del eje de \varnothing 1 1/2"	12	Torno	10
3	Cilindrar eje a \varnothing 37mm, una longitud de 80mm	2 y 12	Calibrador Torno	10
4	Revisar medidas	1	Plano	2
5	Trazar excentricidad de 1mm, en cara refrentada	2	Mesa, flexómetro, calibrador, escuadra, rayador.	6
6	Cilindrar eje a \varnothing 19mm, una longitud de 25mm, y excentricidad 1mm	2 y 12	Calibrador Torno	25
7	Cilindrar eje a \varnothing 18.4mm, una longitud de 1.25mm, a 5 y a 18.6mm de distancia desde cara refrentada	2 y 12	Calibrador Torno	25
8	Cortar eje longitud cilindrada de 80mm	10 y 12	Sierra manual Torno	10
9	Refrentar la otra cara del eje 5mm	2 y 12	Calibrador Torno	12
10	Taladrar agujero en cara refrentada, \varnothing 19mm, una profundidad de 25mm	2 y 12	Calibrador Torno	20
11	Realizar agujero para chaveta de 6x3mm por todo el agujero de \varnothing 19mm,	20	Cepilladora	30
12	Almacenar			

Buje eje excéntrico-biela



Figura 4.21 Esquema del buje eje excéntrico-biela

Diagrama de Procesos:

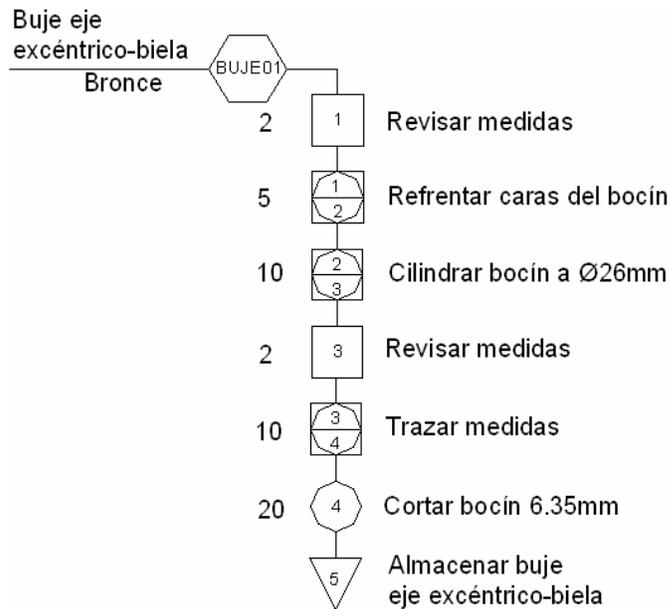


Figura 4.22 Diagrama de procesos del buje eje excéntrico-biela

Hoja de Ruta:

Tabla 4.13 Hoja de ruta del buje eje excéntrico-biela

Nombre: Buje eje excéntrico-biela				No parte: E2_06
Material: Bronce				Cantidad: 2
No	Descripción	No Máquina	Máquina	Tiempo (min)
1	Revisar medidas	1	Plano	2
2	Refrentar cara del bocín	12	Torno	5
3	Cilindrar a Ø 26mm	12	Torno	10
4	Revisar medidas	1	Plano	2
5	Trazar medidas	2	Mesa, flexómetro, calibrador, escuadra, rayador.	10
6	Cortar bocín 6.35mm	2, 10 y 12	Calibrador, Sierra manual, Torno	20
7	Almacenar			

Biela

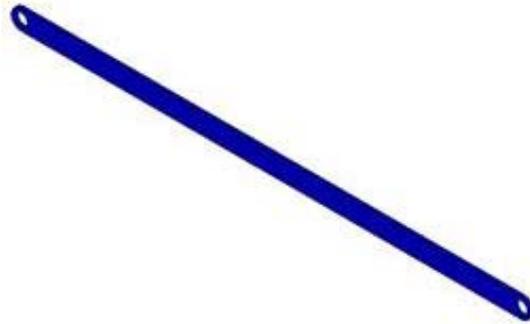


Figura 4.23 Esquema de la biela

Diagrama de Procesos:

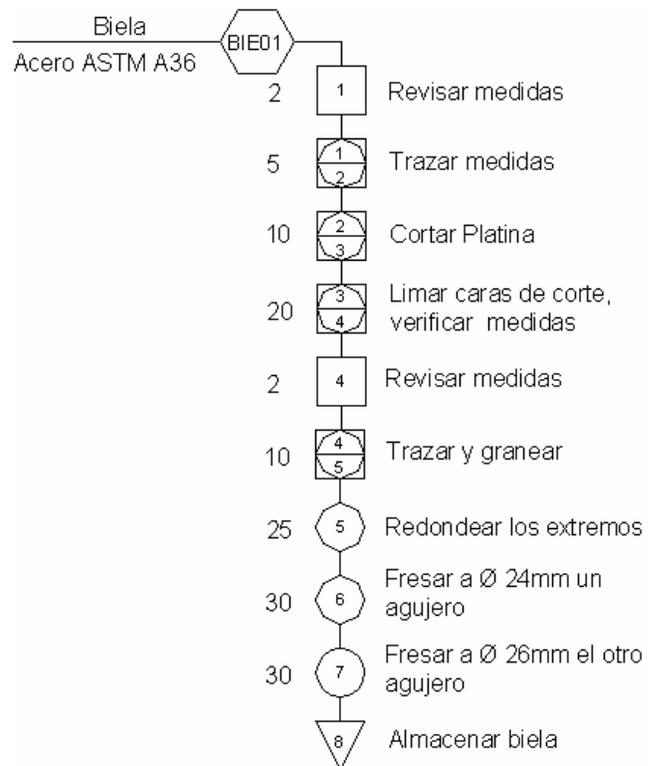


Figura 4.24 Diagrama de procesos de la biela

Hoja de Ruta:

Tabla 4.14 Hoja de ruta de la biela

Nombre: Biela				No parte: E2_07
Material: Acero ASTM A36				Cantidad: 1
No	Descripción	No Máquina	Máquina	Tiempo (min)
1	Revisar medidas	1	Plano	2
2	Trazar medidas	2	Mesa, flexómetro, calibrador, escuadra, rayador.	5
3	Cortar platina	10	Sierra manual	10
4	Limar caras de corte, verificar medidas	6, 1 y 2	Esmeril, Plano, flexómetro, calibrador	20
5	Revisar medidas	1	Plano	2
6	Trazar y granear	2 y 4	Mesa, flexómetro, calibrador, escuadra, rayador. Granete y martillo	10
7	Redondear los extremos	6	Lima plana bastarda, esmeril	25
8	Fresar a \varnothing 24mm un agujero	19	Fresadora	30
9	Fresar a \varnothing 26mm el otro agujero	19	Fresadora	30
10	Almacenar			

Buje biela-pasador



Figura 4.25 Esquema del buje biela-pasador

Diagrama de Procesos:

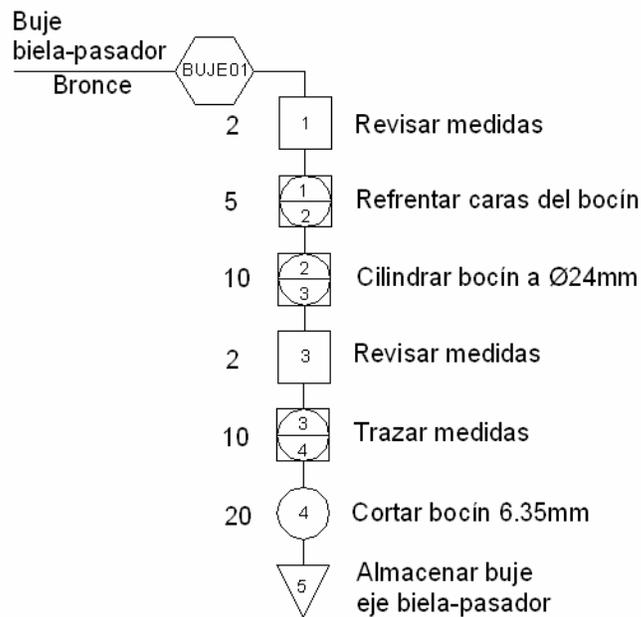


Figura 4.26 Diagrama de procesos del buje biela-pasador

Hoja de Ruta:

Tabla 4.15 Hoja de ruta del buje biela-pasador

Nombre: Buje biela-pasador				No parte: E2_08
Material: Bronce				Cantidad: 2
No	Descripción	No Máquina	Máquina	Tiempo (min)
1	Revisar medidas	1	Plano	2
2	Refrantar cara del bocín	12	Torno	5
3	Cilindrar a Ø 24mm	12	Torno	10
4	Revisar medidas	1	Plano	2
5	Trazar medidas	2	Mesa, flexómetro, calibrador, escuadra, rayador.	10
6	Cortar bocín 6.35mm	2, 10 y 12	Calibrador, Sierra manual, Torno	20
7	Almacenar			

Pasador

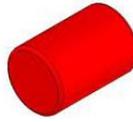


Figura 4.27 Esquema del pasador

Diagrama de Procesos:

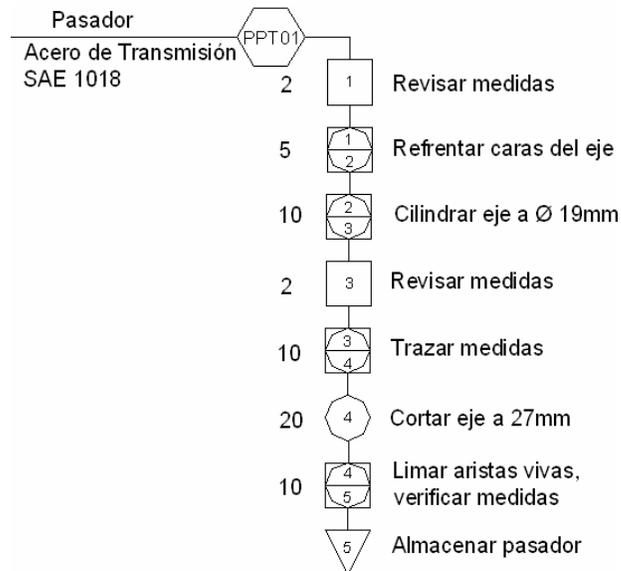


Figura 4.28 Diagrama de procesos del pasador

Hoja de Ruta:

Tabla 4.16 Hoja de ruta del pasador

Nombre: Pasador				No parte: E2_09
Material: Acero de transmisión SAE 1018				Cantidad: 1
No	Descripción	No Máquina	Máquina	Tiempo (min)
1	Revisar medidas	1	Plano	2
2	Refrentar cara del eje	12	Torno	5
3	Cilindrar a \varnothing 19mm	12	Torno	10
4	Revisar medidas	1	Plano	2
5	Trazar medidas	2	Mesa, flexómetro, calibrador, escuadra, rayador.	10
6	Cortar eje a 27mm	2, 10 y 12	Calibrdor, Sierra manual, Torno	20
7	Limar aristas vivas, verificar medidas	6, 1 y 2	Esmeril, Plano, flexómetro, calibrador	10
8	Almacenar			

Porta tubería



Figura 4.29 Esquema del porta tubería

Diagrama de Procesos:

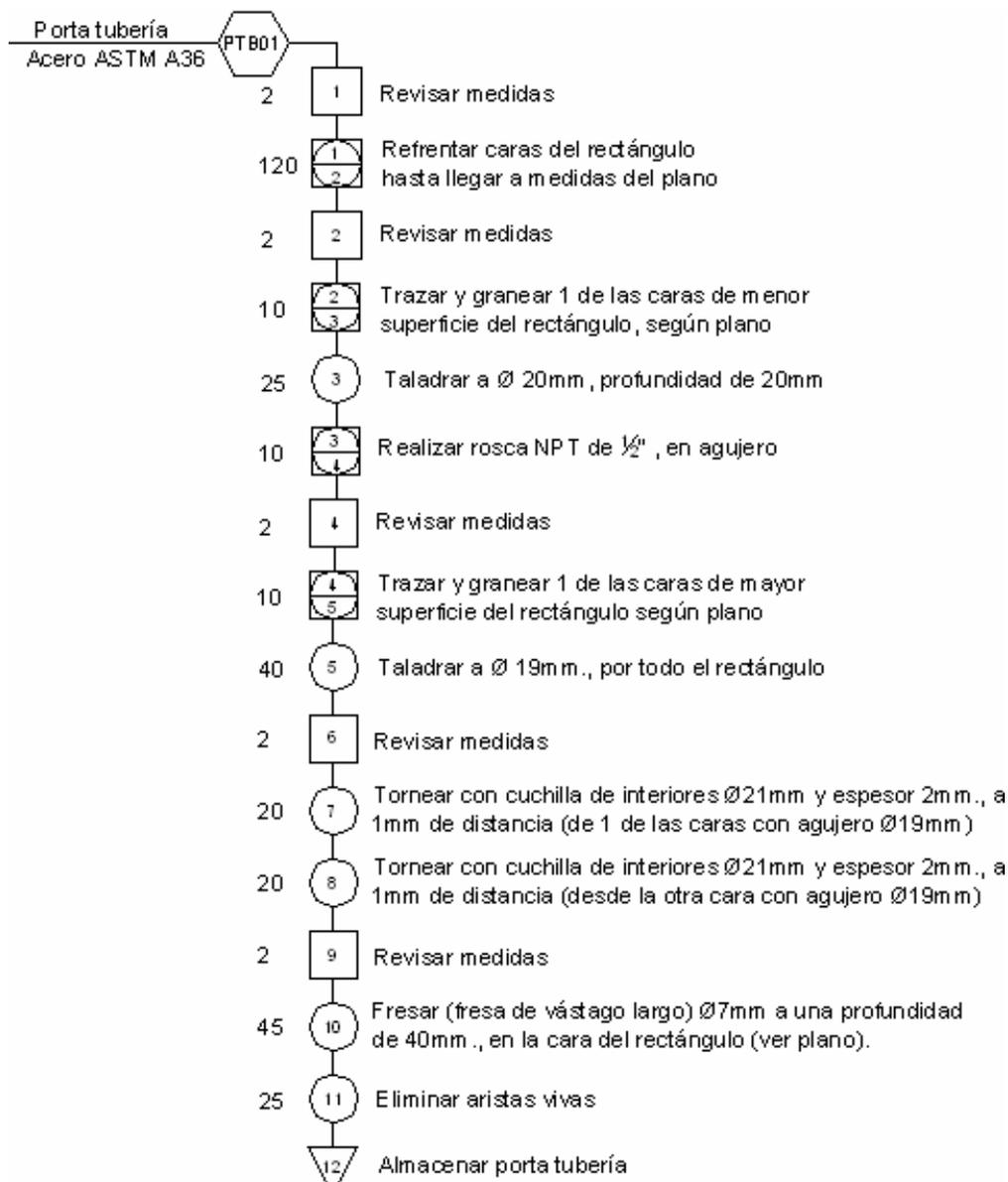


Figura 4.30 Diagrama de procesos del porta tubería

Hoja de Ruta:

Tabla 4.17 Hoja de ruta del porta tubería

Nombre: Porta tubería				No parte: E2_10
Material: Acero ASTM A36				Cantidad: 1
No	Descripción	No Máquina	Máquina	Tiempo (min)
1	Revisar medidas	1	Plano	2
2	Refrentar caras del rectángulo según plano	19	Fresadora	120
3	Revisar medidas	1	Plano	2
4	Trazar y granear cara de menor superficie del rectángulo, según plano	2 y 4	Mesa, flexómetro, calibrador, escuadra, rayador. Granete y martillo	10
5	Taladrar a $\varnothing 20\text{mm}$, profundidad de 20mm	19	Fresadora	25
6	Realizar rosca NPT de 1/2", en agujero	20	Machuelo NPT 1/2"	10
7	Revisar medidas	1	Plano	2
8	Trazar y granear 1 de las caras de mayor superficie del rectángulo, según plano	2 y 4	Mesa, flexómetro, calibrador, escuadra, rayador. Granete y martillo	10
9	Taladrar a $\varnothing 19\text{mm}$, por todo el rectángulo	19	Fresadora	40
10	Revisar medidas	1	Plano	2
11	Tornear $\varnothing 21\text{mm}$, y espesor 2mm, a 1mm de distancia de 1 de las caras con agujero $\varnothing 19\text{mm}$	12 y 21	Torno, cuchilla de interiores	20
12	Tornear $\varnothing 21\text{mm}$, y espesor 2mm., a 1mm de distancia desde la otra cara con agujero $\varnothing 19\text{mm}$	12 y 21	Torno, cuchilla de interiores	20
13	Revisar medidas	1	Plano	2
14	Fresar $\varnothing 7\text{mm}$., a una profundidad de 40mm, en la cara del rectángulo según plano	19	Fresadora, fresa vástago largo $\varnothing 7\text{mm}$	45
15	Eliminar aristas vivas	6	Lima plana bastarda, esmeril	25
16	Almacenar			

Guía

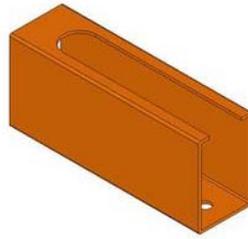


Figura 4.31 Esquema de la guía

Diagrama de Procesos:

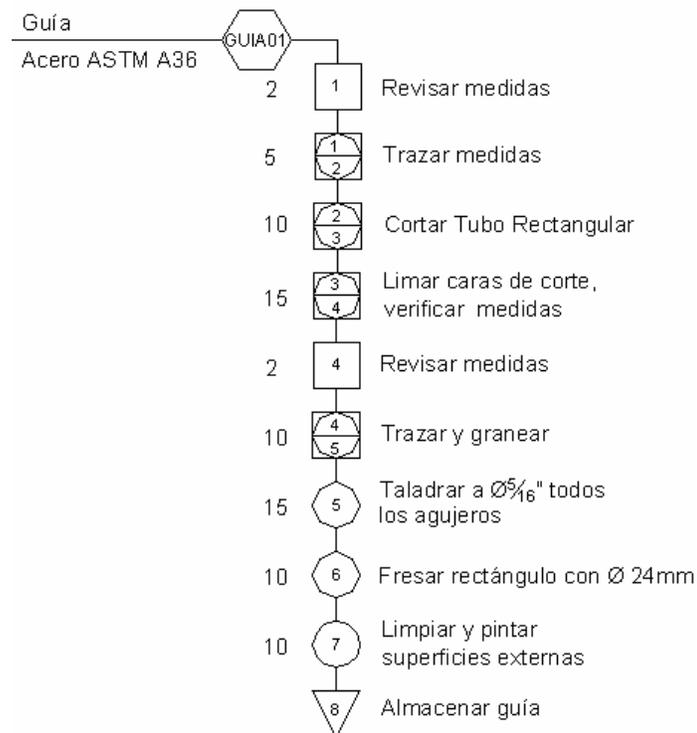


Figura 4.32 Diagrama de procesos de la guía

Hoja de Ruta:

Tabla 4.18 Hoja de ruta de la guía

Nombre: Guía				No parte: E2_11
Material: Acero ASTM A36				Cantidad: 1
No	Descripción	No Máquina	Máquina	Tiempo (min)
1	Revisar medidas	1	Plano	2
2	Trazar medidas	2	Mesa, flexómetro, calibrador, escuadra, rayador.	5

Tabla 4.18 Hoja de ruta de la guía (continuación)

3	Cortar tubo rectangular	10	Sierra manual	10
4	Limar caras de corte, verificar medidas	6, 1 y 2	Esmeril, Plano, flexómetro, calibrador	15
5	Revisar medidas	1	Plano	2
6	Trazar y granear	2 y 4	Mesa, flexómetro, calibrador, escuadra, rayador. Granete y martillo	10
7	Taladrar a $\varnothing 5/16"$ todos los agujeros	5	Taladro de pedestal	15
8	Fresar rectángulo con $\varnothing 24\text{mm}$	19	Fresadora	10
9	Limpiar y pintar superficies externas	9	Guaípe, Soplete y pintura	10
10	Almacenar			

Ángulos guía

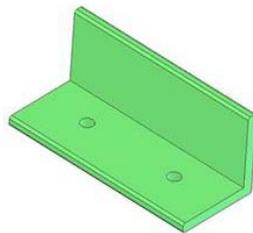


Figura 4.33 Esquema del ángulo guía

Diagrama de Procesos:

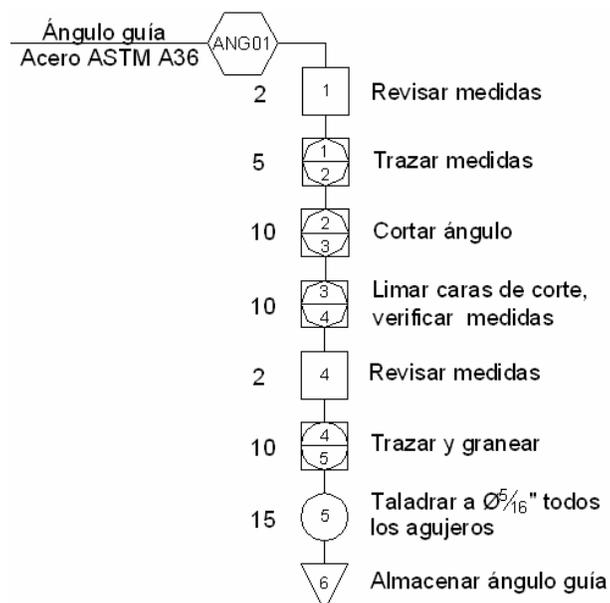


Figura 4.34 Diagrama de procesos del ángulo guía

Hoja de Ruta:

Tabla 4.19 Hoja de ruta del ángulo guía

Nombre: Ángulo guía			No parte: E2_12	
Material: Acero ASTM A36			Cantidad: 2	
No	Descripción	No Máquina	Máquina	Tiempo (min)
1	Revisar medidas	1	Plano	2
2	Trazar medidas	2	Mesa, flexómetro, calibrador, escuadra, rayador.	5
3	Cortar ángulo	10	Sierra manual	10
4	Limar caras de corte, verificar medidas	6, 1 y 2	Esmeril, Plano, flexómetro, calibrador	10
5	Revisar medidas	1	Plano	2
6	Trazar y granear	2 y 4	Mesa, flexómetro, calibrador, escuadra, rayador. Granete y martillo	10
7	Taladrar a \varnothing 5/16"	5	Taladro de pedestal	10
8	Almacenar			

Alzas

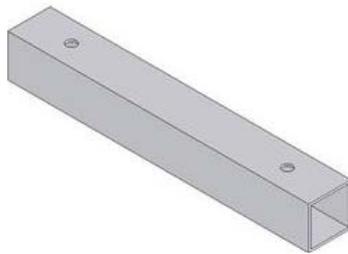


Figura 4.35 Esquema del alza

Diagrama de Procesos:

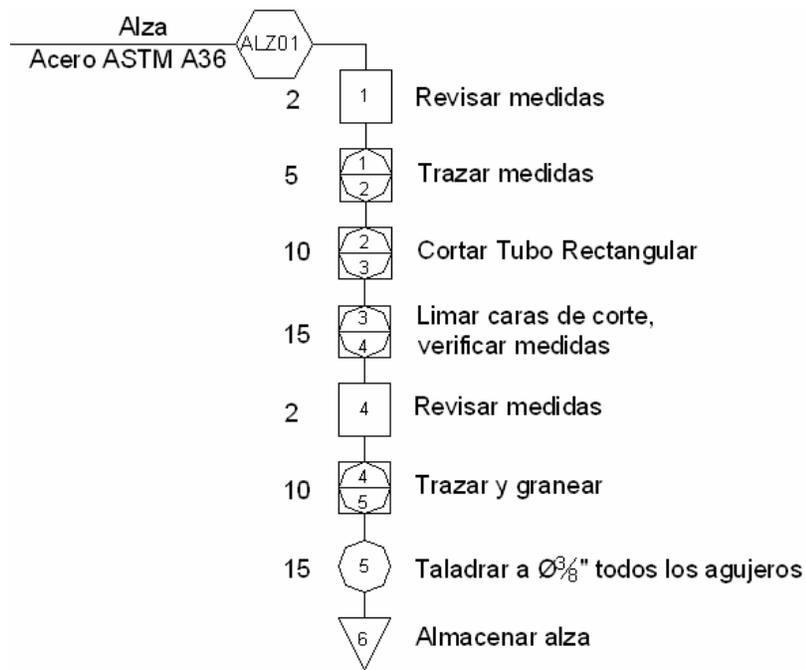


Figura 4.36 Diagrama de procesos del alza

Hoja de Ruta:

Tabla 4.20 Hoja de ruta del alza

Nombre: Alza				No parte: E2_13
Material: Acero ASTM A36				Cantidad: 2
No	Descripción	No Máquina	Máquina	Tiempo (min)
1	Revisar medidas	1	Plano	2
2	Trazar medidas	2	Mesa, flexómetro, calibrador, escuadra, rayador.	5
3	Cortar tubo rectangular	10	Sierra manual	10
4	Limar caras de corte, verificar medidas	6, 1 y 2	Esmeril, Plano, flexómetro, calibrador	15
5	Revisar medidas	1	Plano	2
6	Trazar y granear	2 y 4	Mesa, flexómetro, calibrador, escuadra, rayador. Granete y martillo	10
7	Taladrar a $\varnothing 3/8"$	5	Taladro de pedestal	15
8	Almacenar			

Figura 4.37 Diagrama de procesos del ensamble para ensayo flexión por vibración

(Referirse al Archivo ENSAMBLE ENSAYO 2.pdf)

4.3 EQUIPOS Y ACCESORIOS PARA EL ENSAYO DE ESFUERZO DE TORSIÓN.

Los elementos principales de este ensayo son: la estructura, la base para la entenalla, el apoyo fijo, el buje de sujeción para tubería de $\frac{1}{2}$ " , el buje de sujeción para tubería de $\frac{3}{4}$ " , accesorio transmisor de torsión, platina porta graduador, y las probetas de $\frac{1}{2}$ " y $\frac{3}{4}$ ". Además se utilizará un transportador de ángulos MITUTOYO, el cual no se indicará su diagrama de procesos, ni su hoja de ruta puesto que fue un instrumento adquirido y no diseñado, del mismo modo no se presentará el diagrama de procesos ni la hoja de ruta de la estructura, la base de la entenalla, y las probetas, ya que los dos primeros se utilizarán en el ensayo de resistencia a flexión por vibración, en el cual ya se encuentran detallados en hojas anteriores, y las probetas las cuales ya se encuentran especificadas en la norma.

Apoyo fijo

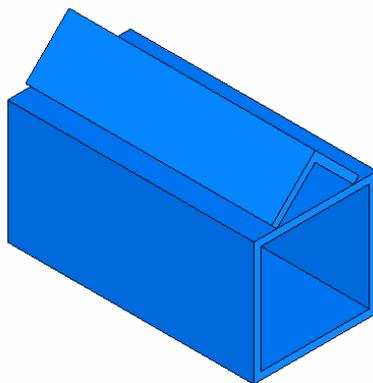


Figura 4.38 Esquema del apoyo fijo

Diagrama de Procesos:

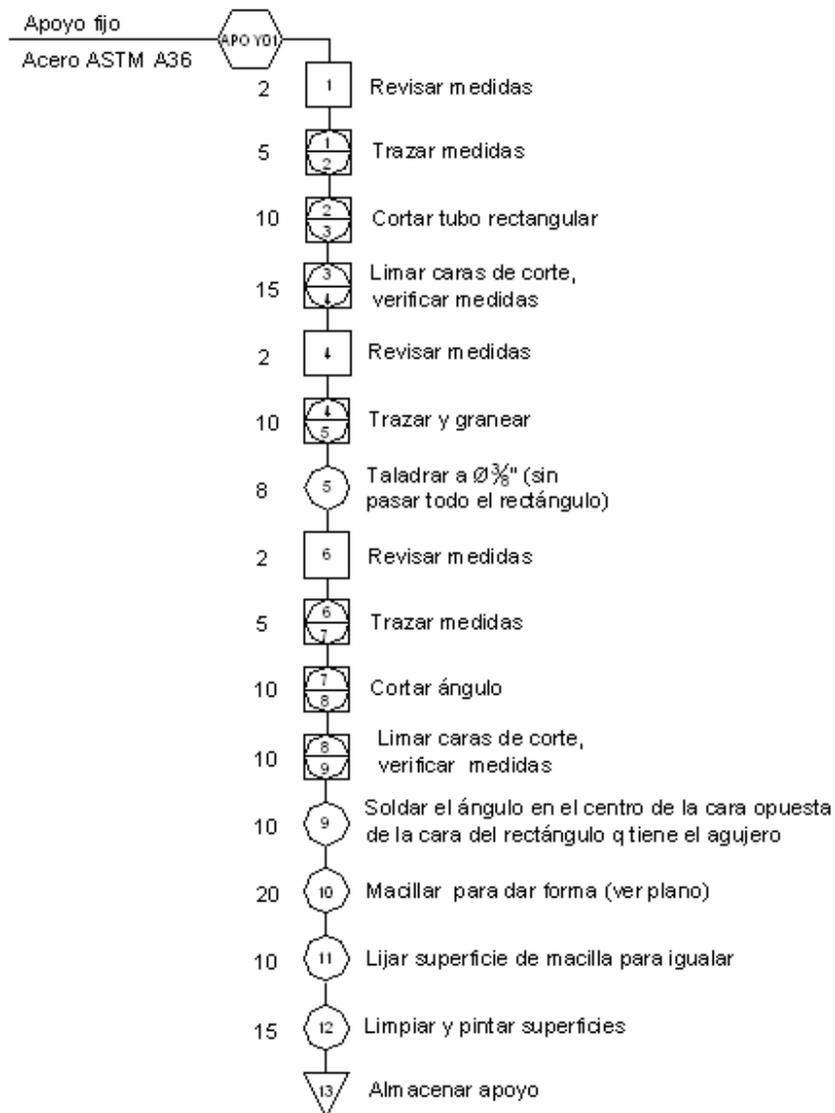


Figura 4.39 Diagrama de procesos del apoyo fijo

Hoja de Ruta:

Tabla 4.21 Hoja de ruta del apoyo fijo

Nombre: Apoyo fijo				No parte: E3_01
Material: Acero ASTM A36				Cantidad: 1
No	Descripción	No Máquina	Máquina	Tiempo (min)
1	Revisar medidas	1	Plano	2
2	Trazar medidas	2	Mesa, flexómetro, calibrador, escuadra, rayador.	5
3	Cortar tubo rectangular	10	Sierra manual	10

Tabla 4.21 Hoja de ruta del apoyo fijo (continuación)

4	Limar caras de corte, verificar medidas	6, 1 y 2	Esmeril, Plano, flexómetro, calibrador	15
5	Revisar medidas	1	Plano	2
6	Trazar y granear	2 y 4	Mesa, flexómetro, calibrador, escuadra, rayador. Granete y martillo	10
7	Taladrar a $\varnothing 3/8"$, sin pasar por todo el rectángulo	5	Taladro de pedestal	8
8	Revisar medidas	1	Plano	2
9	Trazar medidas	2	Mesa, flexómetro, calibrador, escuadra, rayador.	5
10	Cortar ángulo	10	Sierra manual	10
11	Limar caras de corte, verificar medidas	6, 1 y 2	Esmeril, Plano, flexómetro, calibrador	10
12	Soldar el ángulo en el centro de cara opuesta al agujero del rectángulo	7	Soldadora SMAW	10
13	Macillar para dar forma	22	Macilla mustang	20
14	Lijar superficie de macilla	23	Lija de agua	10
15	Limpiar y pintar superficies	9	Guaípe, Soplete y pintura	15
16	Almacenar			

Buje de sujeción para tubería de $1/2"$

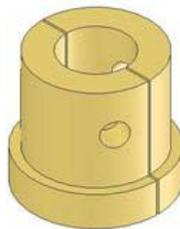


Figura 4.40 Esquema del buje de sujeción para tubería de $1/2"$

Diagrama de Procesos:

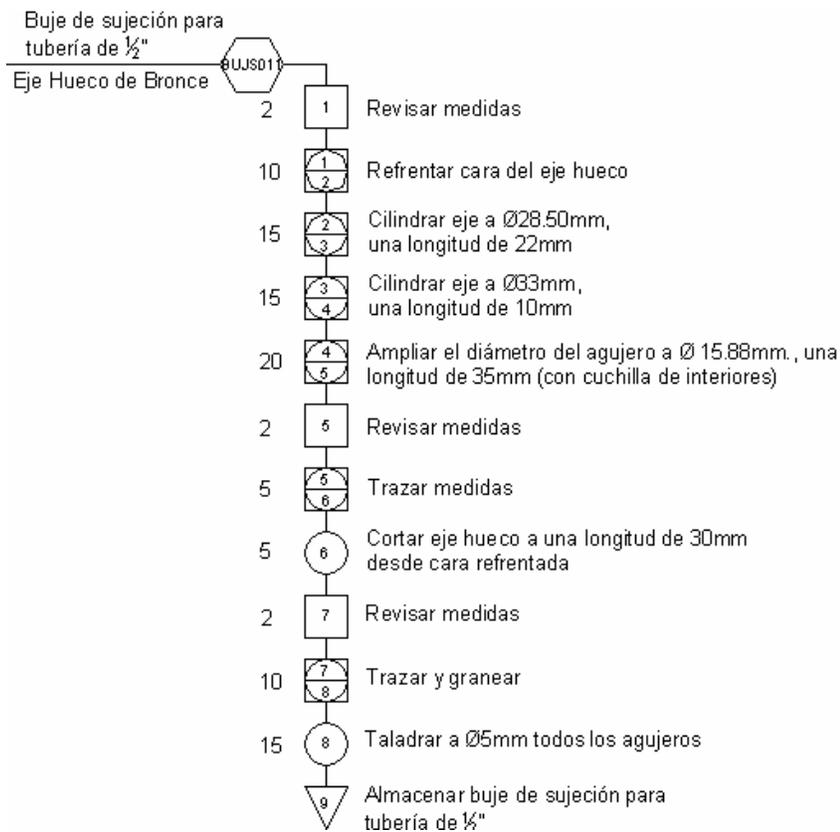


Figura 4.41 Diagrama de procesos del buje de sujeción para tubería de 1/2"

Hoja de Ruta:

Tabla 4.22 Hoja de ruta del buje de sujeción para tubería de 1/2"

Nombre: Buje de sujeción para tubería de 1/2"				No parte: E3_02
Material: Eje hueco de bronce				Cantidad: 1
No	Descripción	No Máquina	Máquina	Tiempo (min)
1	Revisar medidas	1	Plano	2
2	Refrentar cara de eje hueco	12	Torno	10
3	Cilindrar eje a $\varnothing 28.50\text{mm}$, una longitud de 22mm	2 y 12	Calibrador Torno	15
4	Cilindrar eje a $\varnothing 33\text{mm}$, una longitud de 10mm	2 y 12	Calibrador Torno	15
5	Ampliar \varnothing agujero a $\varnothing 15.88\text{mm}$, longitud 35mm	2, 12 y 24	Calibrador Torno, Cuchilla de interiores	20
6	Revisar medidas	1	Plano	2

Tabla 4.22 Hoja de ruta del buje de sujeción para tubería de 1/2" (continuación)

7	Trazar medidas	2	Mesa, flexómetro, calibrador, escuadra, rayador.	5
8	Cortar eje longitud 30mm desde cara refrentada	10 y 12	Sierra manual Torno	5
9	Revisar medidas	1	Plano	2
10	Trazar y granear	2 y 4	Mesa, flexómetro, calibrador, escuadra, rayador. Granete y martillo	10
11	Taladrar, Ø 5mm, todos los agujeros	5	Taladro de pedestal	15
12	Almacenar			

Buje de sujeción para tubería de 3/4"



Figura 4.42 Esquema del buje de sujeción para tubería de 3/4"

Diagrama de Procesos:

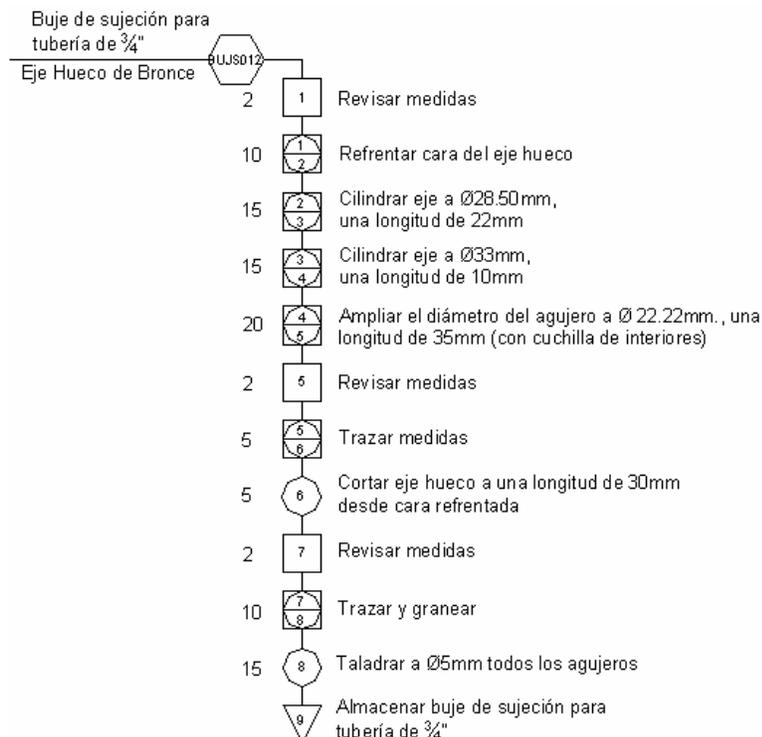


Figura 4.43 Diagrama de procesos del buje de sujeción para tubería de 3/4"

Hoja de Ruta:

Tabla 4.23 Hoja de ruta del buje de sujeción para tubería de 3/4"

Nombre: Buje de sujeción para tubería de 3/4"				No parte: E3_03
Material: Eje hueco de bronce				Cantidad: 1
No	Descripción	No Máquina	Máquina	Tiempo (mín)
1	Revisar medidas	1	Plano	2
2	Refrentar cara de eje hueco	12	Torno	10
3	Cilindrar eje a \varnothing 28.50mm, una longitud de 22mm	2 y 12	Calibrador Torno	15
4	Cilindrar eje a \varnothing 33mm, una longitud de 10mm	2 y 12	Calibrador Torno	15
5	Ampliar \varnothing agujero a \varnothing 22.22mm, longitud 35mm	2, 12 y 24	Calibrador Torno, Cuchilla de interiores	20
6	Revisar medidas	1	Plano	2
7	Trazar medidas	2	Mesa, flexómetro, calibrador, escuadra, rayador.	5
8	Cortar eje longitud 30mm desde cara refrentada	10 y 12	Sierra manual Torno	5
9	Revisar medidas	1	Plano	2
10	Trazar y granear	2 y 4	Mesa, flexómetro, calibrador, escuadra, rayador. Granete y martillo	10
11	Taladrar, \varnothing 5mm, todos los agujeros	5	Taladro de pedestal	15
12	Almacenar			

Accesorio transmisor de torsión

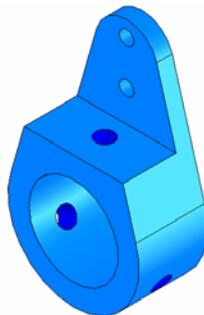


Figura 4.44 Esquema del accesorio transmisor de torsión

Diagrama de Procesos:

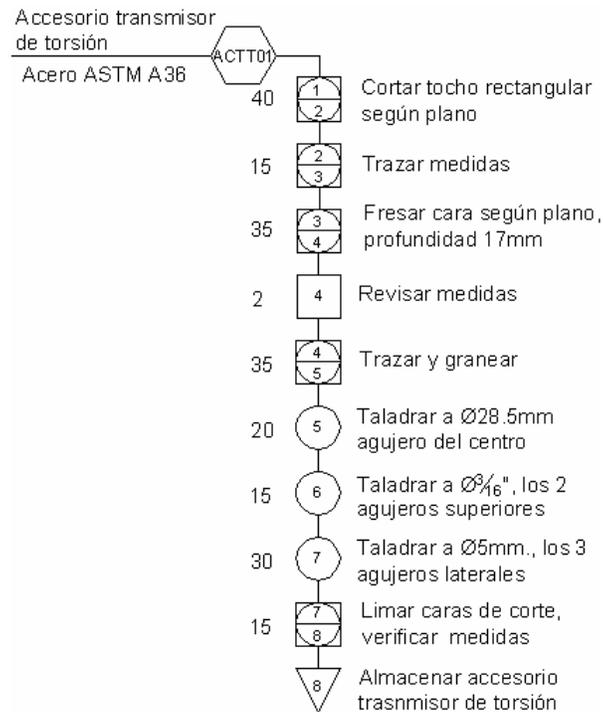


Figura 4.45 Diagrama de procesos del accesorio transmisor de torsión

Hoja de Ruta:

Tabla 4.24 Hoja de ruta del accesorio transmisor de torsión

Nombre: Accesorio transmisor de torsión				No parte: E3_04
Material: Acero ASTM A36				Cantidad: 1
No	Descripción	No Máquina	Máquina	Tiempo (mín)
1	Cortar tocho rectangular según plano	25	Pantógrafo	40
2	Trazar medidas	2	Mesa, flexómetro, calibrador, escuadra, rayador.	15
3	Fresar cara según plano, profundidad 17mm	19	Fresadora	35
4	Revisar medidas	1	Plano	2
5	Trazar y granear	2 y 4	Mesa, flexómetro, calibrador, escuadra, rayador. Granete y martillo	35
6	Taladrar a Ø 28.5mm, agujero del centro	19	Fresadora	20
7	Taladrar a Ø 3/16", los 2 agujeros superiores	5	Taladro de pedestal	15

Tabla 4.24 Hoja de ruta del accesorio transmisor de torsión (continuación)

8	Taladrar a \varnothing 5mm, los 3 agujeros laterales	5	Taladro de pedestal	30
9	Limar caras de corte, verificar medidas	6, 1 y 2	Lima bastarda, Esmeril, Plano, flexómetro,calibrador	15
10	Almacenar			

Platina porta graduador

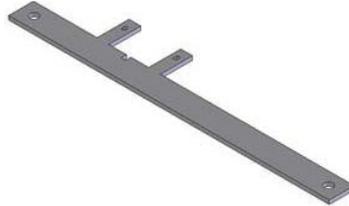


Figura 4.46 Esquema de la platina porta graduador

Diagrama de Procesos:

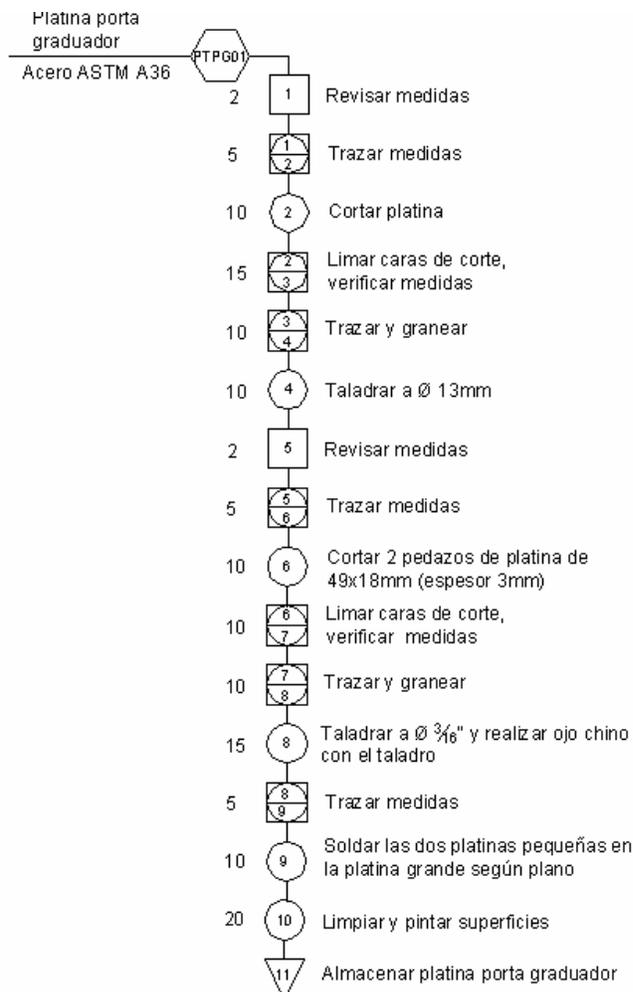


Figura 4.47 Diagrama de procesos de la platina porta graduador

Hoja de Ruta:

Tabla 4.25 Hoja de ruta de la platina porta graduador

Nombre: Platina porta graduador				No parte: E3_05
Material: Acero ASTM A36				Cantidad: 1
No	Descripción	No Máquina	Máquina	Tiempo (min)
1	Revisar medidas	1	Plano	2
2	Trazar medidas	2	Mesa, flexómetro, calibrador, escuadra, rayador.	5
3	Cortar platina	10	Sierra manual	10
4	Limar caras de corte, verificar medidas	6, 1 y 2	Esmeril, Plano, flexómetro, calibrador	15
5	Trazar y granear	2 y 4	Mesa, flexómetro, calibrador, escuadra, rayador. Granete y martillo	10
6	Taladrar a \varnothing 13mm	5	Taladro de pedestal	10
7	Revisar medidas	1	Plano	2
8	Trazar medidas	2	Mesa, flexómetro, calibrador, escuadra, rayador.	5
9	Cortar 2 pedazos de platina de 49x18x3mm	10	Sierra manual	10
10	Limar caras de corte, verificar medidas	6, 1 y 2	Esmeril, Plano, flexómetro, calibrador	10
11	Trazar y granear	2 y 4	Mesa, flexómetro, calibrador, escuadra, rayador. Granete y martillo	10
12	Taladrar a \varnothing 3/16" y realizar ojo chino según plano	15	Taladro manual	15
13	Trazar medidas	2	Mesa, flexómetro, calibrador, escuadra, rayador.	5
14	Soldar platinas pequeñas en platina grande según plano	7	Soldadora SMAW	10
15	Limpiar y pintar superficies	9	Guaípe, Soplete y pintura	20
16	Almacenar			

4.3.1 ENSAMBLE DE EQUIPOS Y ACCESORIOS.

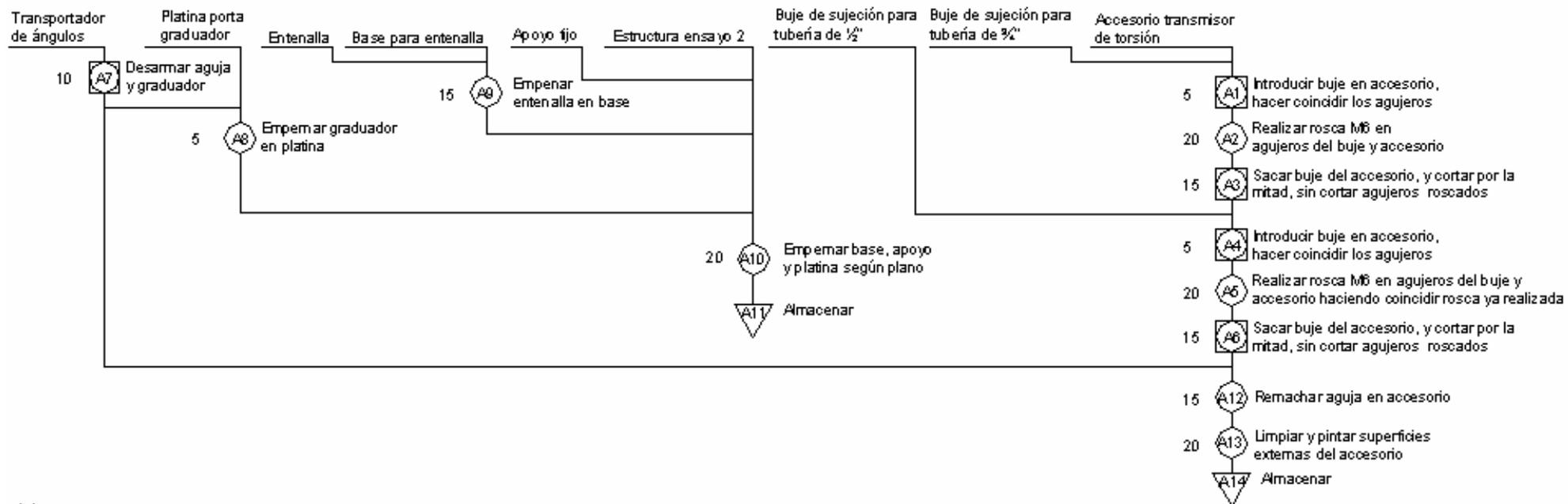


Figura 4.48 Diagrama de procesos del ensamble para ensayo de esfuerzo a torsión

CAPITULO 5

PRUEBAS, PUESTA A PUNTO Y ENSAYOS

5.1 PRUEBAS DE LOS EQUIPOS.

La elaboración de las pruebas de los equipos permite determinar cuales son los aspectos y partes de los equipos que requieren mejoras y no han sido consideradas previamente. Para ello se revisará si los parámetros, de cada uno de los equipos, se están cumpliendo tal como requiere la norma.

5.1.1 ENSAYO DE RESISTENCIA ESTÁTICA A FLEXIÓN.

Para este ensayo se tuvo las siguientes consideraciones de revisión que fueron constatadas mediante sistemas de medición según sea el parámetro.

Longitud entre apoyos: como se es conocimiento el proceso de soldadura expone al acero a altas temperaturas, por lo que se debe considerar que las dimensiones de la estructura pueden alterarse por cuanto los elementos de la misma pueden deformarse, por lo que se debe trabajar en que este no suceda. Las medidas serán revisadas y si han sido alteradas serán corregidas.

Pesos: Los pesos serán verificados por última vez para constatar que son los establecidos por la norma, y que al ser pintados estos no han presentado una variación en su magnitud.

Presión interior: el control de la presión se lo realiza con el regulador AGA comprado por la empresa específicamente para nitrógeno que tiene una apreciación de 0.5 bares. Se ha destinado un acople de bronce roscado de ½ para que este sea enroscado con los TMR y TMN. No se debe olvidar que la colocación de teflón se hace indispensable para sellar bien esta conexión. El

empleo de acoples rápidos facilita notablemente el montaje y desmontaje para las pruebas.

5.1.2 ENSAYO DE RESISTENCIA A FLEXIÓN POR VIBRACIÓN.

Para este ensayo las consideraciones y aspectos a tenerse presente son los siguientes:

Disponibilidad: Para este ensayo se debe verificar que las probetas de $\frac{1}{2}$ y $\frac{3}{4}$ puedan ser montadas en el equipo, es decir los ojos chinos en las planchas donde se disponen los pernos del motor y de la corredera sean de dimensiones suficientes para los correctos montajes de las mismas. En esto también es influyente la correcta disposición y distancias de las planchas en la estructura.

Alineación: Se debe verificar que la biela este dispuesta de tal forma que este alineada en su montaje, lo que requiere que el plano medio y del porta tubería que deslizará sobre la corredera coincida con la ubicación en el eje excéntrico donde será dispuesto el otro extremo de la biela. Esto es muy importante por cuanto una mala disposición de esta desarrollaría en apresurado desgaste en los bujes de la misma, y un mal funcionamiento del equipo, pudiendo incluso remorderse.

Excentricidad: para comprobar la excentricidad de 1 mm del eje excéntrico se monto este sobre el motor y se dispuso un comparador de reloj con su respectivo soporte, lo cual permitió comprobar que la excentricidad sea de 1mm por cuanto el comparador marcaba con su vástago esta dimensión.

Frecuencia: Para determinar cual será la frecuencia que debe dar el variador para que el motor nos de las 1200 RPM, se empleo un tacómetro. El procedimiento empleado inicial fue disponer el tacómetro en la punta del eje excéntrico y ver las revoluciones que daba el motor según se giraba la perilla del potenciómetro, pero dado la excentricidad la toma de valores se torno imprecisa. Para lo cual se toma las revoluciones en la parte posterior del motor

(en el eje del ventilador). Se determinó que la frecuencia que se debe fijar para el requerimiento de revoluciones es de 40.2 Hz.

Distancia de 1 m: el parámetro de 1000 mm de distancia desde el centro eje excéntrico hasta el centro del agujero roscado del porta tubería requiere su verificación.

Entenalla: se verifica que la sujeción de la entenalla que actúa como soporte fijo de la probeta cumpla con su propósito y que su disposición de sus mordazas permitan que las probetas estén alineada a la biela.

Conexiones eléctricas: se verifica que las conexiones estén bien realizadas, que motor, variador, guarda motor, potenciómetro y demás estén funcionando correctamente.

5.1.3 ENSAYO DE ESFUERZO DE TORSIÓN.

Para el ensayo de esfuerzo de torsión es muy importante verificar los siguientes puntos que permitirán que el ensayo se realice de mejor manera.

Disposición de graduador: se encuentre dispuesta sobre la platina que deberá permitir un desplazamiento vertical pequeño del mismo por cuanto el emplear tubería de $\frac{1}{2}$ y $\frac{3}{4}$ así lo requieren. Se verifica que su localización permita una correcta lectura del ángulo torsor.

Bujes: se verifica que los diámetros de estos sean los más justos, que garanticen que se de concetricidad entre el accesorio y tubería. Estos fueron divididos en la mitad para que se puedan sacarlos, dado que el empleo de las llaves de tubo para generar el torque deforman un poco al tubo, dándole un forma ovalada, que dificultaría su retiro si fuesen un solo cuerpo.

Llaves de tubo: se observa que la generación del torque se de con esta herramienta y que las garras de la misma no deslicen en la superficie del tubo.

Prisioneros: se examina que los prisioneros dispuestos a 120° agarren y presionen al tubo de tal manera que formen un solo cuerpo al accesorio con la tubería.

Accesorio y regleta: se analiza que no exista deslizamiento entre regla y accesorio, de tal manera que los remaches los unan como un solo elemento, de esta manera la medición del ángulo torsor sea exacto. Se observa que la regla vaya marcando el ángulo según se vaya aplicando la fuerza.

5.2 PUESTA A PUNTO DE LOS EQUIPOS.

Para la puesta a punto de los equipos se ha realizado los distintos controles de los elementos principales previamente, para que de esta manera los ensayos sean realizados de la manera más similar como la norma específica.

Para el ensayo de flexión estática se realizo las siguientes acciones:

- Para poder desfogar la presión interior del sistema, posteriormente al ensayo, se considero oportuno colocar un racor rápido roscado en T FESTO conjuntamente con una llave de compuerta; de este modo que al abrirla la presión fugará por esta.
- El rayar previamente la probeta señalando la distancia de 1 m del centro de la UNC a cada uno de los extremos de la misma se es necesario para una correcta colocación sobre la estructura.
- Se coloco regatones cuadrados como tapas para la estructura cuadrada para una mejor apariencia.

Para el ensayo de resistencia a flexión por vibración se realizo las siguientes acciones:

- Para una mejor apariencia y para que el caucho asimile la vibración del sistema se dispuso regatones en la estructura de tubo cuadrada del sistema.
- La correcta lubricación del eje excéntrico con la biela y la de la corredera con el porta tubería y biela, son muy necesarias para que la fuerza de fricción sea reducida y los bujes tengan un mayor periodo de vida.
- Para cada ensayo se debe colocar la probeta montada en el sistema, es decir en el porta tubería y en la entenalla, para de este modo disponer en las posiciones necesarias al motor y corredera.

Para el ensayo de esfuerzo a torsión se realizó las siguientes acciones:

- El emplear un tornillo que permita encerar (poner la regleta en el graduador en 90 grados) representa una ayuda para el momento de montar correctamente los accesorios y probeta para el ensayo.
- Marcar sobre la tubería la distancia de $2D_n$ hasta la junta permitiría un más fácil montaje de la probeta.

Se debe mencionar que el diseño y funcionamiento de los equipos fueron puestos a consideración a los miembros del subcomité técnico de gas que esta trabajando en la norma NTE-2260. La revisión de los equipos se realizó el 5 de Octubre del año 2007 en la planta de la empresa, donde se destino que instrumentos y elementos deben ser certificados por el INEN. Los elementos relacionados a estos ensayos que deben ser certificados serán:

- Los manómetros del regulador del tanque de nitrógeno.
- Los pesos para el ensayo de resistencia estática a flexión.

Posteriormente se realizó una presentación de los equipos el día miércoles 10 de octubre del 2007 en el edificio del INEN en presencia de de los miembros del subcomité técnico de gas y representantes de la Escuela Politécnica del Ejército. En esta reunión se verifico los requerimientos de los ensayos de la norma y si los equipos cumplen con ellos. Para certificar esta reunión se puede observar en el ANEXO P el acta de esta reunión.

Considerando que los diseños establecidos fueron aceptados en la reunión, se procedió al envío hacia los laboratorios del INEN de los manómetros y pesos para su debida certificación. Llegado el tiempo de entrega los equipos han sido certificados y se les ha colocado sus respectivos sellos.



Figura 5.1 Manómetros y pesos a ser calibrados en el INEN

5.3 ENSAYOS CON EQUIPOS Y ACCESORIOS.

Para la elaboración de los ensayos tal como menciona la norma se debe escoger un lote de producción, siendo en este caso un lote de importación para la empresa, puesto que los accesorios son provenientes de Uruguay. Los lotes seleccionados varían a veces según el accesorio y el diámetro, por aquello se debe llevar un registro de sus códigos que vienen impresos en cada uno de ellos, lo cual determinará los lotes aprobados para ser empleados en el transporte de gas combustible para edificaciones.

5.3.1 PROCEDIMIENTO PARA ENSAYO DE RESISTENCIA ESTÁTICA A FLEXIÓN.

Para la elaboración del ensayo de flexión estática se requiere realizar el siguiente procedimiento:

1.- Elaboración de probetas según planos. (ANEXO E).



Figura 5.2 Elaboración de probetas ensayo 1

2.- Comprobar con el pasa/no pasa que las juntas estén bien remachadas.



Figura 5.3 Verificación de junta con pasa/no pasa de probeta ensayo 1

2.- Rayar probetas a la distancia de 1000 mm desde el centro de la UNC hasta extremos.



Figura 5.4 Rayado sobre probeta ensayo 1

3.- Poner teflón en el accesorio roscado del extremo. (TMR o TMN según sea el caso).



Figura 5.5 Colocación de teflón en accesorio roscado de probeta para ensayo 1

4.- Colocar el acople de bronce hembra a dicho accesorio. Se emplea dos llaves de pico #12 para este propósito.



Figura 5.6 Colocación de acople en accesorio roscado de probeta para ensayo 1

5.- Realizar un ensayo de impermeabilidad preliminar a 3 bares de presión antes de realizar la prueba. Para ello abrir llaves del tanque y establecer la presión con la llave del regulador montado en el tanque de nitrógeno.



Figura 5.7 Ensayo preliminar de impermeabilidad de probetas de ensayo 1

6.- Colocar tubería sobre estructura, teniendo presente que las marcas coincidan en la mitad de los apoyos.

7.- Cerrar apoyos guías laterales según tubería empleada, ajustar con llaves de boca #13.



Figura 5.8 Disposición de probetas sobre estructura y apoyos

8.- Cargar presión interior a 3 bares. (Si este ensayo se hace inmediatamente después al de impermeabilidad preliminar y si la probeta no presenta fuga, no hace falta descargar el sistema; solamente sacar de la piscina y montar sobre la estructura).

9.-Colocar peso según sea la tubería a analizarse.



Figura 5.9 Disposición final de ensayo de resistencia estática a flexión

10.- Tomar el tiempo y dejar el peso por el tiempo de 1 hora.

11. Realizar el ensayo de impermeabilidad.

5.3.2 PROCEDIMIENTO PARA ENSAYO DE RESISTENCIA A FLEXIÓN POR VIBRACIÓN.

Para la elaboración del ensayo de resistencia a flexión con vibración se requiere realizar el siguiente procedimiento:

- 1.- Elaboración de probetas según planos. (ANEXO F). Tener precaución que al ser remachados los codos la probeta esta alineada.



Figura 5.10 Elaboración de probetas ensayo 2

- 2.- Comprobar con el pasa/no pasa que las juntas estén bien remachadas.



Figura 5.11 Verificación de junta con pasa/no pasa de probeta ensayo 2

- 3.- Se recomienda hacer un ensayo de impermeabilidad preliminar, de este modo se ahorra la realización del ensayo, si ya se presentasen fugas.



Figura 5.12 Ensayo preliminar de impermeabilidad de probetas de ensayo 2

4.- Verificar que la plancha con entenalla se encuentra dispuesta para ensayo de flexión por vibración, si estuviese dispuesta para ensayo de torsión, colocarla en posición. Para esto se requeriría dos llaves de corona ($\frac{3}{4}$ y 19).

5.- Enroscar probeta en porta tubería y ver que esta alcance el apoyo fijo, que es la entenalla. Si su colocación se dificulta, se recomienda desajustar los pernos de corredera y sacar porta tubería.



Figura 5.13 Disposición de probeta sobre equipo de ensayo 2

6.- Verificar disposición de equipo. Esto se refiere a constatar posición de motor y corredera según probeta empleada. Se recorren los accesorios por los ojos chinos. Para esta operación las herramientas a utilizarse son llaves de boca #13.



Figura 5.14 Ajuste de elementos según probeta a emplearse

7.- Lubricar corredera y eje excéntrico.



Figura 5.15 Lubricación de elementos

- 8.- Ajustar probeta al punto fijo (entenalla).
- 9.- Conectar equipo a tomacorriente de 440 V.
- 10.- Subir switch de guarda motor y encender equipo.



Figura 5.16 Encendido del equipo

- 11.- Regular potenciómetro hasta que en el lector del variador se lea 40.2 Hz, lectura necesaria para que el motor gire a 1200 RPM.



Figura 5.17 Regulación del variador

- 12.- Comenzar a tomar el tiempo. El ensayo tiene una duración de 13 h 53 min.

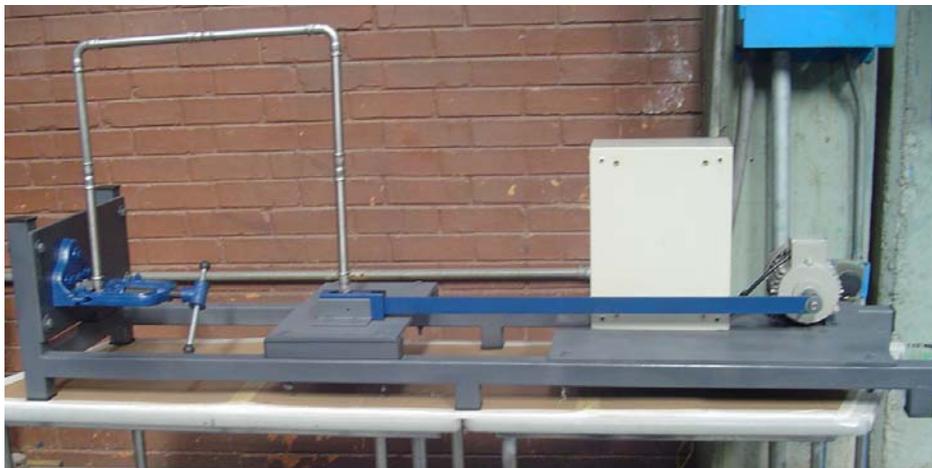


Figura 5.18 Disposición final de ensayo de resistencia a flexión por vibración

13.- Posterior al tiempo señalado se apaga equipo, se desmonta corredera para porta tubería y se desenrosca probeta.

14.-Poner teflón en el accesorio roscado del extremo. (TMR o TMN según sea el caso).

15.- Colocar el acople de bronce hembra a dicho accesorio. Se emplea dos llaves de pico #12 para este propósito.



Figura 5.19 Colocación de teflón y acople en accesorio roscado de probeta para ensayo 2

16.- Realizar el ensayo de impermeabilidad.



Figura 5.20 Ensayo de impermeabilidad de probeta de ensayo 2

NOTA: Se recomienda una lubricación con brocha cada 45 minutos en corredera y en eje excéntrico.

5.3.3. PROCEDIMIENTO PARA ENSAYO DE ESFUERZO DE TORSIÓN.

Para la elaboración del ensayo de esfuerzo de torsión se requiere realizar el siguiente procedimiento:

1.- Elaboración de probetas según planos. Se señala que el tapón será remachado posteriormente a la prueba. (ANEXO G).



Figura 5.21 Elaboración de probetas ensayo 3

2.- Rayar probeta a la distancia de $2D_n$ desde extremo de la UNC en la tubería de 200 mm.



Figura 5.22 Rayado sobre probeta ensayo 3

3.- Verificar que plancha con entenalla se encuentren dispuestas para ensayo de torsión en posición correcta.



Figura 5.23 Disposición de plancha de la entenalla para ensayo 3

4.- Montar platina porta placa graduada en posición establecida. Posteriormente ajustar pernos. Herramienta empleada para este propósito. Dos llaves de boca (19 y $\frac{3}{4}$.)

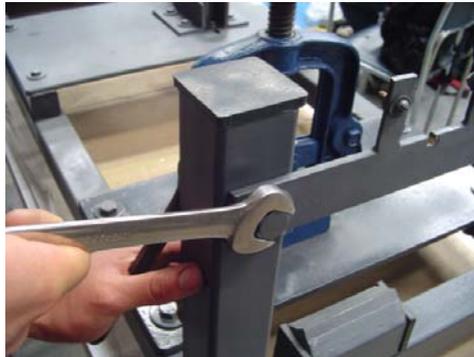


Figura 5.24 Disposición de la platina porta graduador para ensayo 3

5.- Montar graduador en platina según posición establecida. Posteriormente ajustar pernos.



Figura 5.25 Disposición de graduador en platina para ensayo 3

6.- Colocar accesorio transmisor de torque, este ya deberá contar con el buje adecuado según la tubería.



Figura 5.26 Disposición del accesorio transmisor de torque en tubería para ensayo 3

7.- Disponer prisioneros en agujeros. No presionar tubería todavía con los mismos.



Figura 5.27 Ajuste de prisioneros en tubería para ensayo 3

8.- Colocar y fijar la probeta en la entenalla, teniendo presente que la marca se encuentre coincidente con la mordaza superior de la misma. No ajustar totalmente.



Figura 5.28 Disposición de probeta en entenalla para ensayo 3

9.- Recorrer accesorio transmisor hasta que tope con placa graduada, esta última deberá ser subida o bajada según sea la tubería empleada mediante los pequeños ojos chinos dispuestos en la platina portadora de la misma.

10.- En ese momento se coloca el perno posicionador que coincidirá con el agujero de la placa y el agujero dispuesto en la regla que se encuentra remachada al accesorio transmisor de torque.



Figura 5.29 Disposición del perno posicionador para ensayo 3

11.- Sujetando la probeta para que se mantenga encerrada se ajusta con firmeza la probeta a la entenalla.

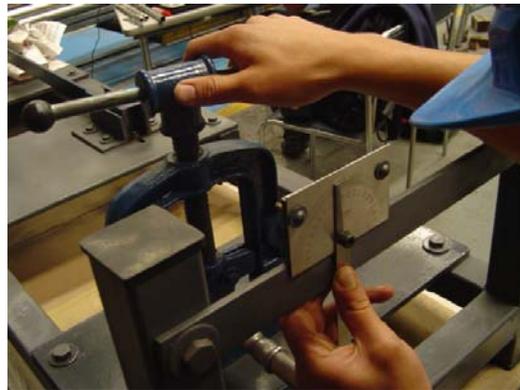


Figura 5.30 Ajuste de la probeta en la entenalla para ensayo 3

12.- Los prisioneros serán ajustados con firmeza, para que el accesorio transmisor de torque forme un solo cuerpo con la tubería. Se debe cuidar que la regla siga marcando los 90°. Se emplea una llave hexagonal #6.



Figura 5.31 Ajuste de los prisioneros en para ensayo 3

13.- Se saca el perno posicionador.



Figura 5.32 Desmontaje del perno posicionador para ensayo 3

14.- Se dispone a montar las llaves de tubo que serán encargadas de generar el par torsor. Estas deberán ser montadas lo más cercanas al accesorio transmisor de torque.



Figura 5.33 Disposición de las llaves de tubo para ensayo 3

15.- Se generará el torque hasta llegar al ángulo de $+5^\circ$ y luego se invertirá el giro hasta llegar a -5° . Se repetirá este ciclo durante 10 veces.



Figura 5.34 Aplicación de par necesario

16.- Posteriormente, se retira las llaves de tubo, se aflojan totalmente prisioneros y mordazas de antena. (Si se presentase dificultades en sacar los bujes se presiona con fuerza la parte del buje superior con los dedos).

17.- Se remacha el tapón en las probetas.



Figura 5.35 Prensado del tapón de la probeta para ensayo 3

18.- Poner teflón en el accesorio roscado del extremo. (TMR o TMN según sea el caso).



Figura 5.36 Colocación de teflón en accesorio roscado de probeta para ensayo 3

19.- Realizar el ensayo de impermeabilidad.



Figura 5.37 Ensayo de impermeabilidad de probeta de ensayo 3

5.4. ANÁLISIS DE RESULTADOS.

Tabla 5.1 Resultados del ensayo de resistencia a flexión estática

Ensayo de Resistencia a Flexión Estática									
Nº	Diámetro de tubería	Accesorios	Lote	Fugas en ensayo preliminar de impermeabilidad		Fugas durante ensayo		Fugas en ensayo impermeabilidad posterior al ensayo.	
				SI	NO	SI	NO	SI	NO
1*	Ø1/2	TA13	S/L		x		x		x
	Ø1/2	UNC13	1125-2\U		x		x		x
	Ø1/2	TMN13	S/L		x		x		x
2*	Ø1/2	TA13	S/L		x		x		x
	Ø1/2	UNC13	1125-2\U		x		x		x
	Ø1/2	TMN13	S/L		x		x		x
3*	Ø1/2	TA13	S/L		x		x		x
	Ø1/2	UNC13	1125-2\U		x		x		x
	Ø1/2	TMN13	S/L		x		x		x
4	Ø3/4	TA20	S/L		x		x		x
	Ø3/4	UNC20	1111-1\U	x					
	Ø3/4	TMR20x13	S/L		x		x		x
5	Ø3/4	TA20	S/L		x		x		x
	Ø3/4	UNC20	S/L		x		x		x
	Ø3/4	TMR20x13	S/L		x		x		x
6	Ø3/4	TA20	S/L		x		x		x
	Ø3/4	UNC20	1113-2\U		x		x		x
	Ø3/4	TMR20x13	S/L		x		x		x
7	Ø3/4	TA20	S/L		x		x		x
	Ø3/4	UNC20	1113-2\U		x		x		x
	Ø3/4	TMR20x13	S/L		x		x		x

* En los ensayos de flexión estática con tubería de 13 la UNC para este diámetro presentó una deflexión excesiva con el peso que la norma exige (12.11 Kg) al ser dispuestos sobre apoyos simplemente apoyados, por lo que se requirió disponer de topes que limiten a una deflexión máxima aproximada de 27 cm, siendo un valor superior a la exigida por la norma para accesorios de cobre blandos y semiduros (10 cm), haciendo más crítico el ensayo.

Tabla 5.2 Resultados del ensayo de resistencia a flexión por vibración

Ensayo de Resistencia a Flexión por Vibración							
Nº	Diámetro de tubería	Accesorios	Lote	Fugas en ensayo preliminar de impermeabilidad		Fugas en ensayo impermeabilidad posterior al ensayo.	
				SI	NO	SI	NO
1	Ø1/2	CN9013	1121-10\U		x		x
	Ø1/2	UNC13	1113-1\U		x		x
	Ø1/2	CN9013	1121-10\U		x		x
	Ø1/2	UNC13	1113-1\U		x		x
2	Ø1/2	CN9013	1121-10\U		x		x
	Ø1/2	UNC13	1125-2\U		x		x
	Ø1/2	CN9013	1121-10\U		x		x
	Ø1/2	UNC13	1125-2\U		x		x
4	Ø3/4	CN9020	1120-4\U		x		x
	Ø3/4	UNC20	1113-2\U		x		x
	Ø3/4	CN9020	1120-4\U		x		x
	Ø3/4	UNC20	1113-2\U		x		x
5	Ø3/4	CN9020	1120-4\U		x		x
	Ø3/4	UNC20	S/L		x		x
	Ø3/4	CN9020	1120-4\U		x		x
	Ø3/4	UNC20	S/L		x		x
6	Ø3/4	CN9020	1120-4\U		x		x
	Ø3/4	UNC20	1113-2\U		x		x
	Ø3/4	CN9020	1120-4\U		x		x
	Ø3/4	UNC20	1113-2\U		x		x

NOTA: como se puede observar en la tabla de resultados de este ensayo, no se menciona los accesorios TMR 20x13, TMN13, TA13 y TA20, por cuanto la norma no los considera dentro de la muestra de análisis, pero su disposición son indispensables para el montaje de la probeta para este ensayo y su ensayo posterior de impermeabilidad, tal como se puede observar en la figura 2.13 en el capítulo 2.

Tabla 5.3 Resultados del ensayo de esfuerzo a torsión.

Ensayo de Esfuerzo a Torsión							
N°	Diámetro de tubería	Accesorios	Lote	Fugas en ensayo preliminar de impermeabilidad		Fugas en ensayo impermeabilidad posterior al ensayo.	
				SI	NO	SI	NO
1	Ø1/2	TA13	S/L		x		x
	Ø1/2	UNC13	1125-2U		x		x
	Ø1/2	TMN13	S/L		x		x
2	Ø1/2	TA13	S/L		x		x
	Ø1/2	UNC13	S/L		x		x
	Ø1/2	TMN13	S/L		x		x
3	Ø3/4	TA20	S/L				x
	Ø3/4	UNC20	1111-1/U	x			
	Ø3/4	TMR20x13	S/L		x		x
4	Ø3/4	TA20	S/L				x
	Ø3/4	UNC20	1113-2U		x		x
	Ø3/4	TMR20x13	S/L		x		x
5	Ø3/4	TA20	S/L				x
	Ø3/4	UNC20	1113-2U		x		x
	Ø3/4	TMR20x13	S/L		x		x
6	Ø3/4	TA20	S/L				x
	Ø3/4	UNC20	S/L		x		x
	Ø3/4	TMR20x13	S/L		x		x

Analizando las tablas de resultados de los ensayos mecánicos se puede observar como una única anomalía de las pruebas, que las uniones UNC 20

del lote 1111-1/U que la empresa ha importado recientemente, tienen problemas al momento de ser remachadas, por cuanto su resistencia a la compresión es muy alta debido a problemas en el tratamiento térmico dado al accesorio, consecuentemente la junta no logra sellarse correctamente con la bomba. Esto se puede observar en el ANEXO Q, donde se indican las gráficas de fuerza-desplazamiento del cabezal para el ensayo de compresión, donde sus valores son superiores con relación a otros lotes existentes.

Por otro lado se puede observar la importancia del ensayo preliminar de impermeabilidad para determinar las fugas, ya que la realización de este ensayo nos permite un ahorro en tiempo, dado que de este modo se constata que la probeta este remachada correctamente, o caso contrario se habría realizado un ensayo improductivo, por cuanto la probeta ya no es impermeable.

Con los resultados obtenidos se puede determinar que los lotes que han pasado con éxito los diferente ensayos respectivos de resistencia a la flexión estática, resistencia a la flexión por vibración, esfuerzo a torsión, y finalmente al ensayo a impermeabilidad; son los que se encuentran detallados en la siguiente tabla. Cabe señalar que estos mismos lotes deben pasar los otros ensayos que la norma menciona para poder ser utilizados en el transporte gas.

Tabla 5.4 Lotes de accesorios que pasaron las pruebas.

Nº1	Diámetro de tubería	Accesorios	Lote
1	Ø1/2	TA13	S/L
2	Ø1/2	UNC13	1125-2\U
3	Ø1/2	TMN13	S/L
4	Ø1/2	CN9013	1121-10\U
5	Ø3/4	TA20	S/L
6	Ø3/4	UNC20	1113-2\U
7	Ø3/4	UNC20	S/L
8	Ø3/4	TMR20x13	S/L
9	Ø3/4	CN9020	1120-4\U

A continuación se muestra las probetas luego de haber sido sometidas a los diferentes ensayos, donde se puede observar sus formas y geometrías. Se puede apreciar que las probetas de ensayo de resistencia a flexión se encuentran deformadas permanentemente luego de haber sido cargada por los pesos especificados.

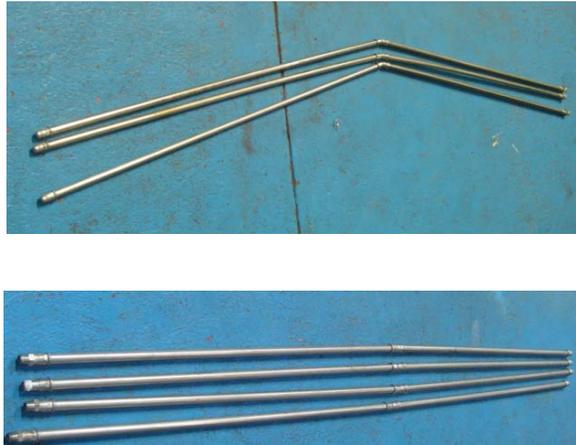


Figura 5.38 Probetas sometidas a ensayos de resistencia a flexión estática



Figura 5.39 Probetas sometidas a ensayos de resistencia a flexión por vibración.



Figura 5.40 Probetas sometidas a ensayos de resistencia a esfuerzo a torsión.

CAPÍTULO 6

ANÁLISIS ECONÓMICO Y FINANCIERO

6.1. ANÁLISIS ECONÓMICO

6.1.1. COSTOS INDIRECTOS

6.1.1.1. Rubro del Personal

Tabla 6.1 Costos indirectos a personal

No		[horas]	[USD/h]	Total
1	Ing. Diego Altamirano	30	8	240
TOTAL 1.1 (USD)				240

6.1.1.2. Misceláneos

Tabla 6.2 Costos de misceláneos

Descripción	[USD]
Suministros de Oficina	100
Combustibles	800
Alimentación	640
Servicios básicos (teléfono, agua potable, electricidad)	120
Internet	70
Materiales varios	100
TOTAL 1.2 (USD)	1830
TOTAL COSTOS INDIRECTOS (TCI)	2070

6.1.2. COSTOS DIRECTOS

6.1.2.1 Honorarios a Profesionales

Tabla 6.3 Remuneración a profesionales

No		[horas]	[USD/h]	Total
1	Director de Tesis	30	15	450
1	Codirector de Tesis	20	15	450
TOTAL 2.1 (USD)				900

6.1.2.2 Remuneración a no profesionales

Tabla 6.4 Remuneración a no profesionales

No		[horas]	[USD/h]	Total
1	Soldadores	20	3	60
1	Electricistas	5	5	25
TOTAL 2.2 (USD)				85

6.1.2.3 Remuneraciones a Estudiantes

Tabla 6.5 Remuneración a estudiantes

Nombre	Cargo	Tiempo Horas	Valor H (USD)	Costo total (USD)
Sr. Daniel Altamirano	Responsable del Proyecto	1000	3.75	3750
Sr. Holger Llerena	Responsable del Proyecto	1000	3.75	3750
TOTAL 2.3 (USD)				7500

6.1.2.4. Adquisición de materiales para los diferentes ensayos

Tabla 6.6 Costos de materiales para ensayo de flexión estática

Ensayo 1: Flexión Estática		
Descripción	Cantidad	Precio
Materiales:		
Tubo cuadrado de 25x25x1.5 mm.	9500 mm.	\$14.00
Tubo circular Ø 1"	800 mm.	\$1.00
Pernos hexagonales 5/16x2 plg	4	\$0.48
Arandelas 5/16".	8	\$0.32
Ángulo de 50x50x6mm.	145 mm.	\$0.70
Regatones cuadrados de 1"	8	\$1.20
Eje de acero de transmisión SAE 1018 de 4"	200 mm.	\$28.60
Eje de acero de transmisión SAE 1018 de 5"	200 mm.	\$44.75
Varillas lisas de construcción Ø 12mm	400 mm.	\$0.35
Regulador de Presión para tanque	1	\$119.70
Tanque de nitrógeno	1	\$15.00
Válvula de globo 3/8	1	\$32.85
Racor Rápido Roscado en T 3/8 para mang 10 mm	1	\$2.00
Manguera neumática 10 mm (10 bares)	2 m	\$7.00
Racor Rápido Roscado recto 3/8 para mang. de 10 mm	1	\$2.00
Reducción de 1/2 a 3/8	1	\$2.00
Probetas		
Tubería de ½ , longitud 1080 mm	6	\$11.89
Tubería de ¾, longitud 1080 mm	10	\$39.82
Unión normal corta Hidrinox de ½ (UNC)	3	\$4.02
Unión normal corta Hidrinox de ¾ (UNC)	5	\$8.70
Tapa Hidrinox de ½ (TA)	3	\$6.54
Tapa Hidrinox de ¾ (TA)	5	\$13.85
Tubo macho reducción Hidrinox de ¾ x ½ (TMR)	5	\$25.45
Tubo macho normal Hidrinox ½ (TMN)	3	\$12.66
TOTAL 2.4 (USD)		394.88

Tabla 6.7 Costos de materiales para ensayo de flexión por vibración

Ensayo 2: Flexión por Vibración		
Descripción	Cantidad	Precio
Materiales:		
Tubo cuadrado de 50x50x3 mm.	6000 mm.	\$34.68
Plancha de acero 700mmx500mmx10mm	1	\$50.40
Plancha de acero 250mmx500mmx10mm	1	\$18.00
Plancha de acero 285mmx500mmx10mm	1	\$20.52
Platina de 1 ½x1/4"	1100 mm.	\$2.22
Eje de transmisión de Ø 1 ½	85 mm.	\$2.47
Eje de transmisión de Ø 1"	75mm	\$1.32
Tubo rectangular 60x40x2mm.	140 mm.	\$1.15
Tocho rectangular de hierro 75x58x38mm	1	\$2.12
Buje de 34.5x19x56 mm.	1	\$3.50
Anillos de sujeción para eje de 18 mm.	2	\$0.56
Tubo cuadrado de 40x40x2mm	575mm	\$1.35
Ángulos laminados 50x50x6mm	245 mm	\$1.18
Pernos hexagonales 1/2x2 ½"	3	\$0.84
Arandelas ½"	14	\$0.84
Pernos hexagonales ½x3".	4	\$1.20
Pernos hexagonales de 3/8x3".	4	\$0.80
Pernos hexagonales 5/16x1"	2	\$0.20
Arandelas de ¾".	2	\$0.60
Pernos hexagonales de 3/8x5".	4	\$1.00
Pernos hexagonales de 5/16x1 ½".	8	\$0.80
Arandelas 3/8	16	\$0.80
Arandelas 5/16"	19	\$0.76
Pernos hexagonales M6x12mm.	2	\$0.20
Pernos hexagonales M6x20mm.	4	\$0.48
Arandelas ¼"	8	\$0.32
Cable sucre de 2 pares	3500 mm.	\$2.10
Enchufe para 440 V	1	\$2.00

Tabla 6.7 Costos de materiales para ensayo de flexión por vibración (Continuación)

Descripción	Cantidad	Precio
Caja térmica 300x400x200mm	1	32.86
Alambre cableado #14	4000 mm	\$0.96
Regatones cuadrados 1 ½"	4	\$0.60
Regatones cuadrados 2"	10	\$16.20
¼ de Aceite SAE 10	1	\$4.00
Sprays de pintura azul	2	\$4.40
¼ de pintura automotriz color gris	1	\$5.00
¼ de pintura anticorrosivo rojo óxido	1	\$4.16
Equipos e instrumentos		
Motor Siemens trifásico de 1HP, 1660 rpm.	1	\$120
Variador de frecuencia Telemecanique 1HP 440V	1	\$420
Guardamotor Siemens	1	\$44.09
Potenciómetro	1	\$28
Switch	1	\$8.76
Entenalla de tubo	1	\$13.00
Probetas		
Tubería de ½, longitud 242 mm.	8	\$3.52
Tubería de ¾, longitud 248 mm.	16	\$14.48
Unión normal corta Hidrinox de ½ (UNC)	4	\$5.36
Unión normal corta Hidrinox de ¾ (UNC)	8	\$13.92
Tapa Hidrinox de ½ (TA)	2	\$4.36
Tapa Hidrinox de ¾ (TA)	4	\$11.08
Tubo macho reducción Hidrinox de ¾ x ½ (TMR)	4	\$20.36
Tubo macho normal Hidrinox ½ (TMN)	2	\$8.44
Codo hidrinox de 90 de ½ . (CN90)	4	\$6.16
Codo hidrinox de 90 de ¾ . (CN90)	8	\$16.00
Tubería de ½", longitud 523mm.	2	\$1.92
Tubería de ¾", longitud 521 mm.	4	\$7.60
TOTAL 2.5 (USD)		967.64

Tabla 6.8 Costos de materiales para ensayo de esfuerzo a torsión

Ensayo 3: Esfuerzo a torsión		
Descripción	Cantidad	Precio
Materiales:		
Platina 1 ½x1/4”	500 mm	\$1.11
Angulo de 25x25x3mm	100 mm	\$0.20
Tubo cuadrado de 50x50mmx3mm	100 mm	\$0.58
Pieza de acero A36	1	\$1.46
Eje hueco de bronce 1 1/4x1/2”	100 mm.	\$8.00
Perno de 3/8x2 ½”	1	\$0.20
Perno de 1/2x3”	2	\$0.60
Pernos de 3/16x3/4”	2	\$0.16
Prisioneros de 6mm Longitud 15mm	3	\$0.60
Platinas 3/4x5/32”	100mm	\$0.20
Remaches 3/16x1/2”	2	\$0.04
Arandelas 3/8”	2	\$0.10
Arandelas 3/16”	4	\$0.12
¼ de masilla corrida mustang	1	\$5.66
Regatones cuadrados de 2”	2	\$3.24
Equipos e instrumentos		
Transportador de ángulos Mitutoyo	1	\$40
Probetas		
Tubería de ½, longitud 242 mm.	2	\$0.88
Tubería de ¾, longitud 248 mm.	3	\$2.73
Unión normal corta Hidriox de ½ (UNC)	2	\$2.68
Unión normal corta Hidriox de ¾ (UNC)	3	\$5.22
Tapa Hidriox de ½ (TA)	2	\$4.36
Tapa Hidriox de ¾ (TA)	3	\$8.31
Tubo macho reducción Hidriox de ¾ x ½ (TMR)	3	\$15.27
Tubo macho normal Hidriox ½ (TMN)	2	\$8.44
Tubo de ½, longitud 200 mm.	2	\$0.74
Tubo de ¾, longitud 200 mm.	8	\$2.67
TOTAL 2.6 (USD)		113.57

Tabla 6.9 Costos de insumos para la construcción de equipos

Insumos para la construcción de equipos de Ensayos		
Descripción	Cantidad	Precio
Galón de thiñer	1	\$4.80
Whippes	12	\$1.80
Lijas de hierro	2	\$1.00
Lijas de agua	3	\$1.05
Masking de ¾	1	\$0.90
Pares de guantes de cuero	2	\$7.20
Par de gafas de seguridad industrial	2	\$7.00
Tapones para oídos	2	\$4.00
TOTAL 2.7 (USD)		27.75

6.1.2.5. Otros costos directos

Tabla 6.10 Costos de certificación de equipos

Certificación de equipos		
Descripción	Cantidad	Precio
Certificación de peso 18.57 Kg	1	\$22.00
Certificación de peso 12. 11 Kg	1	\$22.00
Certificación de manómetros de regulador de presión	2	\$67.00
TOTAL 2.8 (USD)		\$111
TOTAL DE COSTOS DIRECTOS (TCD)		\$10099.84

COSTO TOTAL DE PROYECTO= TCI+ TCD 12169.84 [USD]

Nota: Los costos fueron asumidos por la empresa a excepción de los costos de honorarios a profesionales, remuneración a estudiantes y ciertos costos de misceláneos.

6.1.3 INGRESOS Y AHORROS DE COSTOS GENERADOS POR EL PROYECTO.

Lo que se detallará en esta sección serán las variables que se las considera que han impactado positivamente en el resultado de la inversión en este proyecto. Para ello se han determinado dos importantes variables que serán muy influyentes para determinar la importancia de la construcción de los equipos y la realización de las pruebas como un proyecto de grado, estas son: los ingresos que se generarán por la venta de los accesorios con junta press fit para la instalación de gas luego que se acepte su empleo para esta actividad; y el otro es el ahorro que tendrá la empresa por los altos costos que se darían si se realizasen los ensayos en el exterior.

6.1.3.1 Ingresos por la venta de los accesorios (IVAC).

Como se es de conocimiento para emprender un proyecto en el mayor número de ocasiones estos son apoyados por una empresa si la inversión es justificada por un incremento futuro en una ganancia monetaria posterior. Y este proyecto no es la excepción, dado que la empresa Conduit del Ecuador S.A se ha propuesto incursionar en una aplicación de la junta press fit, que es el transporte de gas por tubería de acero inoxidable y con accesorios con este tipo de junta. Por aquello primero se debe conseguir que el empleo de estos accesorios sea aprobado, para posteriormente poner en el mercado este producto destinado para esta aplicación, y así poder recibir el respectivo beneficio económico.

Según Nassir Sapag en su libro “Proyectos de Inversión, Formulación y evaluación”, se menciona que en estos tiempos las empresas buscan ganar las preferencias del consumidor a través de una estrategia basada en la diferenciación del producto ofertado, para que de esta forma el producto sea atractivo para ser comprado. Se puede considerar que esta empresa está empleando una de las vías para conseguir aquello, y esta es la de ofertar unos accesorios y una forma de instalar las tuberías de gas centralizado distinta en

relación a otras opciones, pero generando una imagen al consumidor para que vea en el producto ciertas características adicionales a la competencia, ventajas que fueron detalladas en la sección 2.1.6.

Dicho de otro modo, la empresa sabe que este producto es bueno y que va a tener acogida en el mercado, por ende los ingresos del proyecto harán aumentar las utilidades contables de la empresa. Para lograr determinar cuantitativamente este beneficio se debe conocer aproximadamente el tamaño del mercado, es decir la demanda que existe de instalaciones de gas centralizado en el ámbito de la construcción. Conociéndose que el principal competidor en esta área es la tubería de cobre cuyos accesorios son unidos a través del proceso de soldadura.

Para la determinación de esta demanda se trabajará partiendo con la información que el número de instaladores a nivel nacional son aproximadamente 25, concentrados principalmente en Quito y Guayaquil, con 15 y 7 respectivamente. Ciertos de ellos prestan sus servicios en otras ciudades del país. De igual manera se menciona que se puede tomar que 5 de ellos se dedican a las instalaciones de proyectos industriales, por ende se tomará como referencia que 20 es el número total de instaladores para proyectos residenciales.

Se conoce que un instalador de sistemas de gas centralizado promedio, en el año 2006 instaló 19 proyectos residenciales, con un número total estimado de 168 unidades habitacionales, Por tanto se puede proyectar que el número total de instalaciones de unidades habitacionales a nivel nacional serán 3360, considerando que el instalador promedio citado cubre el 5% del nivel nacional.

Para el análisis de la factibilidad del proyecto se ha determinado que el área de mercado de estudio será el país, aunque los focos de mercado son las ciudades principales. Como objetivo de la empresa esta que este nuevo producto tenga aceptación y que su participación dentro del mercado alcance

Tabla 6.11 Costos promedio de instalaciones de gas de una unidad habitacional

ACCESORIO	CODIGO			CANT.	PRECIO	TOTAL
CODO 90° 1/2" Gas	'07	CN90G	13	17	\$ 1,91	\$ 33,19
CODO 90° 3/4" Gas	'07	CN90G	20	4	\$ 2,60	\$ 11,05
REDUCCIÓN 3/4" x 1/2" Gas	'07	RG	2013	1	\$ 3,17	\$ 3,96
TE 1/2" Gas	'07	TNG	13	1	\$ 4,64	\$ 4,06
TE 3/4" Gas	'07	TNG	20	1	\$ 6,10	\$ 5,34
TE REDUC. CENTRAL 3/4 x 1/2 Gas	'07	TRG	2013	1	\$ 5,76	\$ 6,48
TUBO DE SOBREPASO 1/2" (13mm)	'07	CS	13	3	\$ 0,97	\$ 2,67
TUBO HEMBRA 1/2" Gas	'07	THNG	13	2	4,29	\$ 8,58
TUBO HIDRINOX 1/2" (13mm)	'07	C	134000	7	\$ 7,34	\$ 47,71
TUBO HIDRINOX 3/4" (20mm)	'07	C	204000	2	\$14,60	\$ 21,90
TUBO MACHO 1/2" Gas	'07	TMNG	13	6	\$4,41	\$ 24,81
TUBO MACHO 3/4" Gas	'07	TMNG	20	2	\$ 5,57	\$ 11,14
UNIÓN CORTA 1/2" Gas	'07	UNCG	13	7	\$1,71	\$ 11,12
UNIÓN CORTA 3/4" Gas	'07	UNCG	20	2	\$2,34	\$ 3,51
Subtotal de accesorios						195,51
Porcentaje de utilidad para CONDUIT (35%)						68,43

Fuente: Conduit del Ecuador S.A. Departamento de Hidrinox

Por consiguiente se puede establecer que los ingresos en el primer año que la empresa recibirá por la venta de tubería y accesorios para este propósito será aproximadamente de \$45984.96, considerando el porcentaje de mercado meta establecido y el grado de demanda para este sector. Se debe señalar que no ha sido considerado en este valor lo que la empresa percibiría por proyectos industriales, ya que la determinación de su beneficio demanda un estudio más minucioso, dado que dichos proyectos son muy heterogéneos y el volumen de tubería y accesorios varía según los mismos.

6.1.3.2 Ahorro de costos por realización de ensayos (ACRE)

Otro de los beneficios de la construcción de los equipos será que estos permitirán un ahorro de costos, debido que la inversión inicial en ellos se verá justificada por cuanto se evitaría una destinación de recursos económicos para el outsourcing de este servicio, que prestaría un laboratorio para la realización de estas pruebas.

Como es de conocimiento existen solamente en el exterior laboratorios que podría realizar estos tipos, por cuanto son equipos para una procedimiento y parámetros específicos descritos en la norma DVGW VP614. Por aquello el costo final de ellos serían más elevados considerando que su realización tendría costos adicionales tales como envío y trámites relacionados a ellos.

Buscando en la web se encontró en la página oficial de la DVGW un listado de laboratorios certificados por este instituto, en los cuales se puede realizar los ensayos de esta norma, los cuales en su mayoría se encuentran en Alemania y cuyos precios son elevados y más aun por el valor del cambio monetario de euros a dólares.

Según una cotización recibida del laboratorio Materialprüfungsamt NRW se menciona que el costo total de la realización de los ensayos de la norma para seis dimensiones de tubería es de aproximadamente €15000. Partiendo de este valor, y conociendo que el análisis de este proyecto involucra 4 ensayos, y en solo dos dimensiones de tubería, se puede mencionar que el precio final aproximado de estos ensayos es de €2000, si se enviasen las probetas para cada ensayo y para cada diámetro.

Se ha considerado el 10% del precio final de los ensayos, como el costo extra que involucraría los costos adicionales, tales como envío y trámites. Por consiguiente el costo final que será considerado para el análisis del flujo neto de caja será, con su respectiva equivalencia en dólares, de \$3300.

Se es importante esclarecer que la elaboración de estos ensayos son de carácter de conformidad de la junta press fit, esto establece que la elaboración de los ensayos es para demostrar que este tipo de junta puede soportar las condiciones impuestas en su realización, y avala el uso de ella en esta aplicación. Se podrían realizar ensayos posteriores a distintos nuevos lotes, pero estos serán aleatorios por cuanto no son ensayos de verificación dado que los accesorios no son elaborados en la planta; son productos provenientes de distribuidores exteriores, los cuales deberán garantizar la calidad del producto vendido. Por esto, se estima que no se puede incluir este ahorro dentro de los ingresos durante cada año, solo formará parte como ingreso en el periodo uno.

Se establece que según un breve análisis económico de los ensayos, los costos de mano de obra, costo de operación de la máquina, mantenimiento y costo de probetas, no serán consideradas en el estudio de flujo neto de caja, por cuanto el número de ensayos y probetas establecidas ha realizarse no pueden ser previamente definidas; además su costo no es representativo.

6.1.4 DEPRECIACIÓN DE LOS EQUIPOS

El cálculo de la depreciación es importante por cuanto representa la pérdida contable anual del valor promedio de los equipos, esta pueda ser calculada de distintas maneras, pero se recomienda para análisis de prefactibilidad de un proyecto, el método a emplearse es el lineal; cuya fórmula se presenta a continuación.

$$\text{Depreciación} = \frac{\text{VC} - \text{VR}}{n} \quad (\text{Ec. 6.1})$$

Donde

VC: Valor de la compra

VR: Valor recuperado

n: número de años en que es posible depreciar el activo.

Se debe mencionar que el valor recuperado representa el valor que se le asigna al equipo al final del periodo de depreciación, independientemente de su vida útil real. Para poder determinarlo se debe calcular D que representa el monto para depreciar anualmente y viene dado por la ecuación 6.2, que como resultado da el valor siguiente:

$$D = \frac{2}{n} \quad (\text{Ec. 6.2})$$

$$D = \frac{2}{10}$$

$$D = 0.20$$

Para determinar el valor recuperado para un periodo de 10 años, y teniendo presente que el equipo se va a depreciar el 20% anualmente se establece la siguiente tabla donde se detalla el valor del bien y la depreciación para cada año, y así podremos destinar cual sería el valor de recuperado transcurrido el periodo establecido.

Tabla 6.12 Costos de depreciación de equipos

Año	Depreciación	Valor del bien
0,00		12169,84
1,00	2433,97	9735,87
2,00	1947,17	7788,70
3,00	1557,74	6230,96
4,00	1246,19	4984,77
5,00	996,95	3987,81
6,00	797,56	3190,25
7,00	638,05	2552,20
8,00	510,44	2041,76
9,00	408,35	1633,41
10,00	326,68	1306,73

De este modo teniendo que el valor recuperado para el periodo de los 10 años, tiempo establecido de vida útil para el equipo, se puede establecer la depreciación lineal anual que es:

$$\text{Depreciación} = \frac{\text{VC} - \text{VR}}{n}$$

$$\text{Depreciación} = \frac{12169.84 - 1306.73}{10}$$

$$\text{Depreciación} = 1086.31 \frac{\$}{\text{año}}$$

6.2. ANÁLISIS FINANCIERO

La realización de un estudio financiero es importante por cuanto permite determinar la rentabilidad de este proyecto, y esta viene dada por la magnitud de los beneficios netos que la empresa obtendría con referencia a la inversión realizada para la construcción de los equipos y realización de las pruebas. Para determinar el beneficio del proyecto se emplean ciertos indicadores, los cuales son: el valor actual neto (VAN) y la tasa interna de retoro (TIR) y también se realiza el análisis costo beneficio. Además para realizar los cálculos se hace necesario estimar previamente cual sería el flujo neto de caja (FNC) para este proyecto.

6.2.1 ESTIMACIÓN DEL FLUJO DE CAJA NETO

En esta sección se detallará el flujo neto de caja del proyecto, estructurado con la información de costos y beneficios de las secciones anteriores para un horizonte de evaluación de 10 años, dicho de otra forma representa la proyección de los ingresos y egresos de caja para el periodo mencionado. Para determinar los valores de los años posteriores se trabajo con una tasa de crecimiento del 3% anual que la empresa se ha impuesto.

Para poder determinarlo se armará la siguiente tabla donde se detalla los movimientos de caja provistos durante cada año y los desembolsos que serán realizados para los eventos del periodo siguiente que puedan ocurrir. Además se especificará para el año cero (momento cero) los desembolsos previos a la puesta en marcha del proyecto, mientras que el ahorro que determino la construcción de los equipos como un beneficio del proyecto serán considerados para el primer año.

La ecuación para determinar el flujo neto de caja es la siguiente:

$$FNC = \sum \text{ingresos} - \sum \text{egresos} \quad (\text{Ec. 6.3})$$

Tabla 6.13 Flujo neto de caja para un periodo de 10 años.

Año	Ingresos		Egresos	Inversión (\$)	Flujo Neto de Caja (\$)
	IVAC (\$)	ACRE (\$)	Depreciación (\$)		
0				12169,84	-12169,84
1	45984,96	3300	1086,31		48198,65
2	47364,51		1086,31		46278,20
3	48785,44		1086,31		47699,13
4	50249,01		1086,31		49162,70
5	51756,48		1086,31		50670,17
6	53309,17		1086,31		52222,86
7	54908,45		1086,31		53822,14
8	56555,70		1086,31		55469,39
9	58252,37		1086,31		57166,06
10	59999,94		1086,31		58913,63

6.2.2 CÁLCULO DEL VALOR ACTUAL NETO (VAN) Y CÁLCULO DE DE LA TASA INTERNA DE RETORNO (TIR)

Valor actual neto (VAN)

El Valor actual neto mide la rentabilidad deseada posteriormente a haber recuperado toda la inversión. Para ello se debe calcular el valor actual de todos los flujos futuros de cajas, proyectados a partir del primer periodo de operación, menos la inversión total detallada en el momento cero.

Para que la empresa gane con el proyecto se debe alcanzar un resultado del VAN mayor que cero, esto implica que se recuperará la inversión, y estará sobre la tasa i que exija de retorno el proyecto. Por el contrario si el resultado es igual a cero, indica que el proyecto reporta justamente la tasa i que se quería obtener después de recuperar el capital invertido.

Para poder determinar el valor de este indicador se tiene la siguiente expresión:

$$\text{VAN} = -\text{Inversión} + \frac{\text{FNC1}}{(1+i)^1} + \frac{\text{FNC2}}{(1+i)^2} + \dots + \frac{\text{FNC}}{(1+i)^n} \quad (\text{Ec. 6.4})$$

Donde:

FNC: representa el flujo neto de caja para cada año.

i : es la tasa mínima aceptable de rendimiento (TMAR)

Para calcular TMAR se tiene la siguiente expresión:

$$\text{TMAR} = i_f + i_R \quad (\text{Ec. 6.5})$$

Donde:

i_f = inflación

i_R = porcentaje de riesgo

En promedio un proyecto normal oscila entre un 6 a 8% de riesgo según bibliografía consultada, por tanto se ha tomado el valor de 8% para estos cálculos. Del mismo modo según consulta a la información provista de la página oficial del INEC, la inflación anual establecida en este mes es de 2.36%.

Tasa interna de Retorno (TIR)

La tasa interna de retorno constituye un segundo criterio de evaluación, que permite medir la rentabilidad como porcentaje. La máxima tasa que se puede exigir al proyecto es aquella que haga que el VAN sea cero y esta deberá ser superior a la tasa mínima aceptable de rendimiento. La ecuación para poder determinarla viene dada por la siguiente expresión.

$$\text{Inversión} = \frac{\text{FNC1}}{(1+i)^1} + \frac{\text{FNC2}}{(1+i)^2} + \dots + \frac{\text{FNCn} + \text{VR}}{(1+i)^n} \quad (\text{Ec. 6.6})$$

Donde FNC es el flujo neto de caja y VR es el valor recuperado del bien.

Tabla 6.14 Cálculos de Valores de VAN y TIR.

Año	Flujo Neto de Caja (\$)	VAN (10.36%)	TIR (393,458%)
0	-12169,84	-12169,84	-12169,84
1	48198,65	43674,02138	9767,53
2	46278,199	37997,32852	1900,54
3	47699,134	35487,50114	396,97
4	49162,697	33142,78014	82,92
5	50670,168	30952,36812	17,32
6	52222,862	28906,16768	3,62
7	53822,137	26994,73668	0,76
8	55469,391	25209,24618	0,16
9	57166,062	23541,44117	0,03
10	58913,633	21983,6036	0,01
	Σ	295719,3546	0,00

Como se puede observar en la tabla anterior el valor del VAN es superior a 0, de igual manera el TIR es mayor que el TMAR (393.458>10.36), por lo tanto se puede determinar que es muy rentable.

6.2.3 ANÁLISIS BENEFICIO- COSTO DEL PROYECTO

El determinar la relación beneficio-costo permite comparar el valor actual de los costos, incluida la inversión, con el valor actual de los beneficios proyectados. La regla de decisión para este criterio es que esta deberá ser superior a 1, para que sea determinado como viable el proyecto.

Tabla 6.15 Ingresos y Egresos a presente.

Año	Ingresos (\$)	Egresos (\$)	Flujo Neto de Caja (\$)	Ingresos en Valor Actual (\$)	Egresos en Valor Actual (\$)
0		12169,84	-12169,84	0,00	12169,84
1	49284,96	1086,31	48198,65	44658,35	984,33
2	47364,51	1086,31	46278,20	38889,26	891,93
3	48785,44	1086,31	47699,13	36295,70	808,20
4	50249,01	1086,31	49162,70	33875,11	732,33
5	51756,48	1086,31	50670,17	31615,95	663,58
6	53309,17	1086,31	52222,86	29507,46	601,29
7	54908,45	1086,31	53822,14	27539,58	544,84
8	56555,70	1086,31	55469,39	25702,94	493,70
9	58252,37	1086,31	57166,06	23988,79	447,35
10	59999,94	1086,31	58913,63	22388,96	405,36
TOTALES				314462,11	18742,76

La relación beneficio costo para este proyecto es de 16.77, lo que podemos determinar cuan bueno es la realización del mismo, y se puede establecer que la recuperación de su inversión se dará en el primer año.

CAPÍTULO 7

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

7.1 CONCLUSIONES

1. La realización de los ensayos de conformidad, según la norma DVGW VP 614, a los accesorios con junta press fit de acero inoxidable permitió establecer la validez preliminar de este producto para este tipo de instalaciones; por cuanto lotes de accesorios han pasado los requerimientos establecidos de las pruebas de resistencia mecánica, faltando aprobar el resto de ensayos exigidos por la norma.
2. El ensayo de resistencia a flexión estática, diseñado de acorde a la norma, representa ser una prueba muy exigente, por cuantos los pesos 12.11kg y 18.57kg para cada diámetro de tubería someten a una carga alta a flexión a la probeta, llegando incluso el accesorio UNC 13 para la tubería de ½ a deformarse permanentemente, pero manteniéndose la impermeabilidad de la junta.
3. El empleo del mecanismo biela manivela con eje excéntrico permite alcanzar el parámetro de la vibración de $\pm 1\text{mm}$, exigido por la norma para el ensayo de resistencia a flexión por vibración, el cual mediante el motor que se encuentra conectado a un variador de frecuencia somete a la probeta a una frecuencia constante de 20 Hz. Demostrándose por los ensayos realizados que este sistema de tubería resiste estas condiciones, manteniendo su impermeabilidad.
4. Los factores de seguridad alcanzados en el diseño de los elementos, del equipo para el ensayo de resistencia a flexión por vibración, son todos superiores a 1 para los análisis estático y dinámico de los mismos, lo que garantiza que no fallarán dadas las cargas actuantes que aparecen en el mecanismo empleado.

5. La junta press fit de acero inoxidable mantiene su impermeabilidad luego de haber sido sometida al ensayo en el equipo de esfuerzo a torsión, lo que determina su buen comportamiento frente a este tipo de carga.
6. El criterio de tasa fuga 1 (0 burbujas) del ensayo de impermeabilidad, es determinante para establecer si las probetas de cada uno de los ensayos han pasado las pruebas.
7. Las uniones UNC 20 del lote 1111-1/U no son impermeables debido a que la junta no logra sellarse correctamente con la bomba al momento de ser remachadas, concluyendo por pruebas que el valor de su resistencia a la compresión es muy alto por fallas en el tratamiento térmico dado al accesorio.
8. Según el estudio financiero realizado la rentabilidad del proyecto es grande para la empresa, tal como los valores de los indicadores lo demuestran, siendo el VAN \$295719.36 y el TIR 393.458% para un horizonte de evaluación de 10 años.

7.2 RECOMENDACIONES

7.2.1 RECOMENDACIONES GENERALES

1. Se recomienda realizar los ensayos de resistencia mecánica detallados en la base preliminar de la DVGW cada ocasión que la empresa considere oportuno; acción que garantizará la calidad y seguridad del producto importado para estas instalaciones.
2. Conduit S.A deberá exigir a la empresa proveedora de los accesorios, que estos tengan su certificado de calidad para dar una mayor confiabilidad al sistema.

3. Una correcta capacitación de los instaladores de tubería con este tipo de junta se hace indispensable para que el montaje, desempeño y seguridad de estas instalaciones sea la más óptima.

7.2.2 RECOMENDACIONES PARA REALIZACIÓN DE ENSAYOS

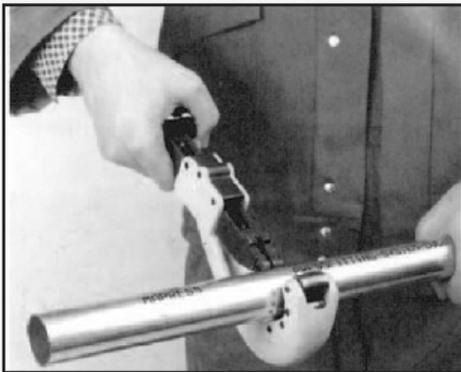
1. Se recomienda que todo accesorio deberá pasar por un ensayo de impermeabilidad preliminar a los ensayos, para verificar que la junta sea totalmente impermeable, de este modo se ahorra tiempo en la elaboración de ensayos fallidos.
2. Evitar que la placa graduada y la regla indicadora de ensayo de torsión (elementos de acero inoxidable) entren en contacto directo con elementos de acero negro por cuanto su apariencia y vida pueden deteriorarse al ser víctimas de salpicaduras de óxido.
3. La correcta lubricación del eje excéntrico y porta tubería durante el ensayo permitirá una mayor vida útil para estos elementos y su vez reducirá el desgaste de los bujes de la biela.
4. Para el montaje y la realización correcta de cada uno de los ensayos se recomienda seguir el procedimiento establecido para cada uno de ellos descritos en el capítulo 5.
5. Para la elaboración de las probetas empleadas en los ensayos se recomienda referirse a los planos de las mismas ubicados en los anexos, donde se consideran las distancias de tubería que deben ser introducidas en el accesorio para realizar la junta.
6. La correcta verificación de la junta remachada mediante el calibre pasa/no pasa garantiza que la presión ejercida sobre la junta ha sido la necesaria para unir completamente accesorio con tubería.

ANEXOS

ANEXO A

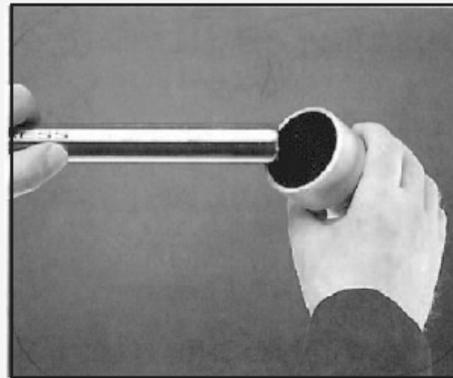
Detalles para la instalación del Sistema Hidrinox

Detalles para la instalación del Sistema Hidrinox



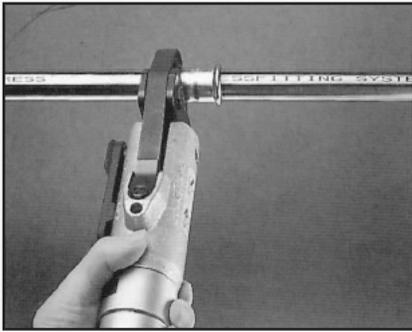
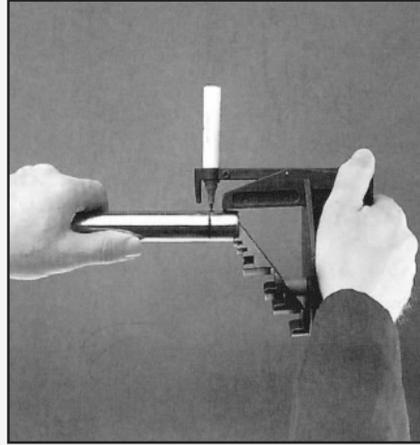
Cortar el tubo con
cortadora de
discos.

Eliminar la rebaba
generada en la zona
del corte en caso
de existir, utilizando
una lima



Lubricar el o-ring con
agua jabonosa.

Tener la precaución de insertar el tubo en toda la longitud permitida en el accesorio.



Verificar que el anillo del accesorio coincida con el destaje de la garra.

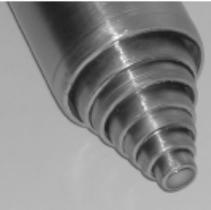
Tener la precaución de verificar el sellado del sistema con el calibre pasa / no pasa.

ANEXO B

Tuberías y accesorios Hidrinox

Tuberías y accesorios Hidrinox

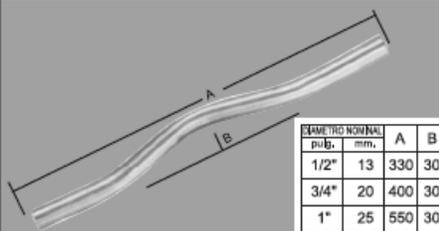
I. TUBOS / CAÑOS HIDRINOX



DIAMETRO NOMINAL		DIAMETRO EXTERNO mm	ESPESOR PARED mm	PESO Kg/m
PULGADAS	MILIMETROS			
1/2"	13	15,88	0,8	0,301
3/4"	20	22,22	1,0	0,529
1"	25	28,58	1,0	0,687
1 1/4"	30	34,00	1,2	0,980
1 1/2"	40	42,70	1,2	1,240
2"	50	48,60	1,2	1,420
2 1/2"	60	60,50	1,5	2,200

1- Tubo/Caño HIDRINOX código: C

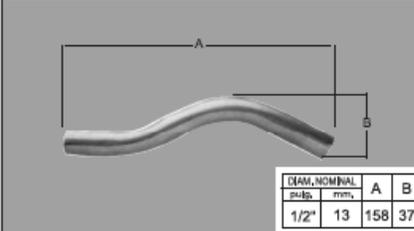
Tubo especial de acero inoxidable AISI 304 con prueba hidráulica. Largo: 4.00 m.



DIAMETRO NOMINAL		A	B
pu/.	mm.		
1/2"	13	330	30
3/4"	20	400	30
1"	25	550	30

2- Tubo/Caño de Sobrepasso HIDRINOX código: CS

Tubo especialmente diseñado para cruzar sobre otro tubo.

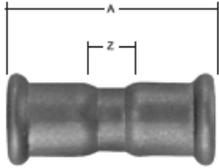


DIAM. NOMINAL		A	B
pu/.	mm.		
1/2"	13	158	37

3- Tubo/Caño corto de sobrepasso HIDRINOX. Código CSC

Tubo corto especialmente diseñado para cruzar sobre otro tubo.

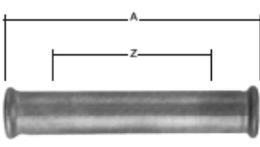
II. ACCESORIOS HIDRINOX



DIAMETRO NOMINAL		A	Z
pu/.	mm.		
1/2"	13	53	11
3/4"	20	60	12
1"	25	60	12
1 1/4"	30	100	22
1 1/2"	40	116	22
2"	50	126	22
2 1/2"	60	152	26

4- Unión Normal Corta HIDRINOX código: UNC

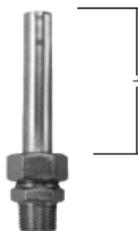
Para unir tubos de un mismo diámetro en sentido longitudinal.



DIAMETRO NOMINAL		A	Z
pu/.	mm.		
1/2"	13	116	73
3/4"	20	129	80
1"	25	129	80
1 1/4"	30	90	12
1 1/2"	40	105	11
2"	50	115	11
2 1/2"	60	140	12

5- Unión Normal Corrediza HIDRINOX código: UNL

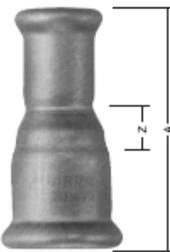
Para unir tubos de un mismo diámetro en sentido longitudinal en casos de reparaciones o ampliaciones de la instalación.



DIAMETRO NOMINAL		L
pu/.	mm.	
1/2"	13	80
3/4"	20	90
1"	25	100
1 1/4"	30	100
1 1/2"	40	100
2"	50	100
2 1/2"	60	100

6- Unión Doble HIDRINOX código: UD

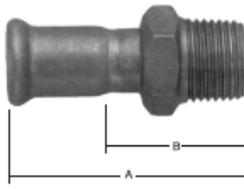
Para unir fácilmente partes desmontables de un sistema.



DIAMETRO NOMINAL		A	Z	DIAMETRO NOMINAL		A	Z
pub.	mm.			pub.	mm.		
3/4x1/2	20X13	60	15	2 X 3/4	50X20	131	55
1 x 1 1/2	25X13	75	30	2 X 1/2	50X25	131	55
1 x 3/4	25X20	64	16	2 X 1 1/4	50X30	146	55
1 1/4 x 1/2	30X13	105	45	2 X 1 1/2	50X40	133	34
1 1/4 x 3/4	30X20	103	40	2 1/2 X 1/2	60X13	165	75
1 1/4 x 1	30X25	90	27	2 1/2 X 3/4	60X20	153	65
1 1/2 x 1/2	40X13	123	55	2 1/2 X 1/4	60X25	153	65
1 1/2 x 3/4	40X20	121	50	2 1/2 X 1 1/4	60X30	168	65
1 1/2 x 1	40X25	121	50	2 1/2 X 1 1/2	60X40	176	65
1 1/2 x 1 1/4	40X30	122	36	2 1/2 X 2	60X50	157	41
2 x 1/2	50X13	133	60				

7- Reducción HIDRINOX
código: R

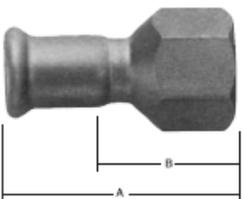
Para conectar tubos de diferentes diámetros.



DIAMETRO NOMINAL		A	B
pub.	mm.		
1/2"	13	57	36
3/4"	20	64	40
1"	25	68	44
1 1/4"	30	105	70
1 1/2"	40	114	70
2"	50	120	72
2 1/2"	60	152	90

9- Tubo Macho Reducción HIDRINOX
código: TMN

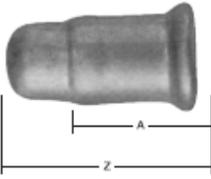
Para conexión a accesorios roscados o a otras instalaciones existentes.



DIAMETRO NOMINAL		A	B
pub.	mm.		
1/2"	13	53	32
3/4"	20	57	35
1"	25	65	40

11- Tubo Hembra Reducción HIDRINOX
código: THN

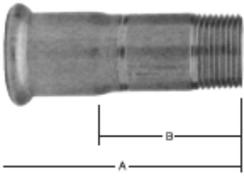
Para conexión a accesorios roscados o a otras instalaciones existentes.



DIAMETRO NOMINAL		A	Z
pub.	mm.		
1/2"	13	21	31
3/4"	20	24	42
1"	25	24	44
1 1/4"	30	39	85
1 1/2"	40	47	93
2"	50	52	98
2 1/2"	60	63	112

8- Tapa HIDRINOX
código: TA

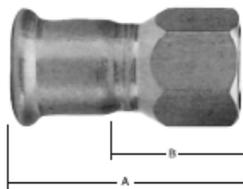
Para sellar un extremo del tubo.



DIAMETRO NOMINAL		A	B
pub.	mm.		
1/2 x 3/4	13X3/4"	57	36
3/4 x 1/2	20X1/2"	57	36
1 1/4 x 1	30X1"	97	60
1 1/2x1 1/4	40X1 1/4"	105	60
2 x 1 1/2	50X1 1/2"	108	60
2 1/2 x 2	60X2"	130	65

10- Tubo Macho Reducción HIDRINOX
código: TMR

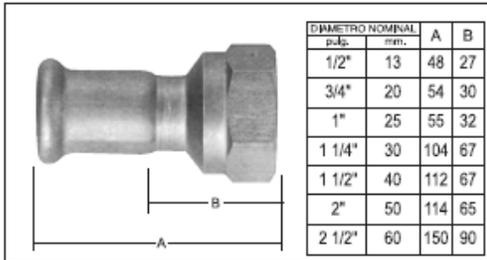
Para conexión a accesorios roscados o a otras instalaciones existentes reduciendo o ampliando un diámetro.



DIAMETRO NOMINAL		A	B
pub.	mm.		
1/2x3/8"	13X3/8"	55	33
3/4 x 1/2	20X1/2"	55	33
1 x 1/2	25X1/2"	57	36
1 x 3/4	25X3/4"	60	36

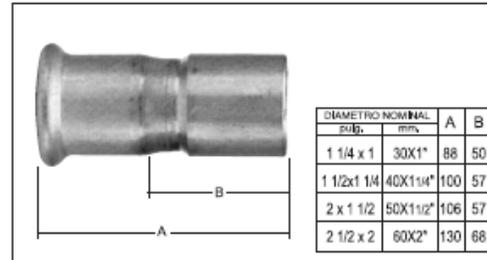
12- Tubo Hembra Reducción HIDRINOX
código: THR

Para conexión a accesorios roscados o a otras instalaciones existentes reduciendo un diámetro.



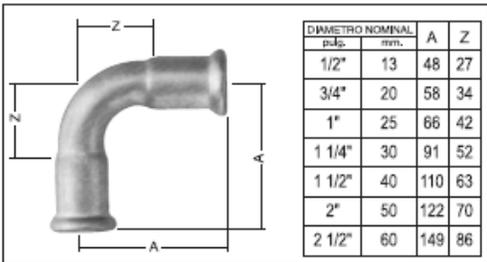
13- Tubo Corto Hembra HIDRINOX
código: TCNH

Para conexión a accesorios roscados o a otras instalaciones existentes.



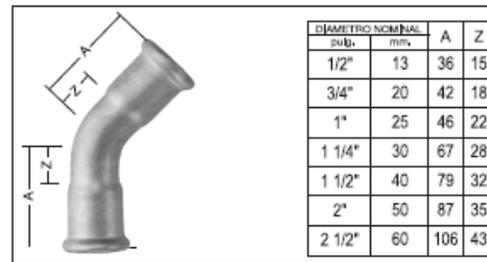
14- Tubo Corto Reducción Hembra HIDRINOX
código: TCRH

Para conexión a accesorios roscados o a otras instalaciones existentes reduciendo un diámetro.



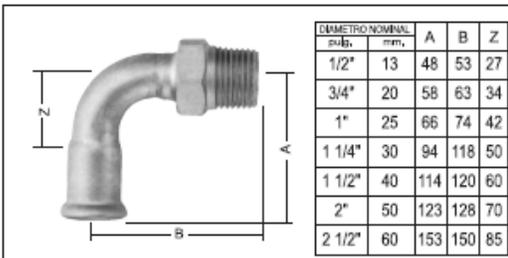
15- Codo 90° HIDRINOX
código: CN90

Para unir tubos de un mismo diámetro a 90°.



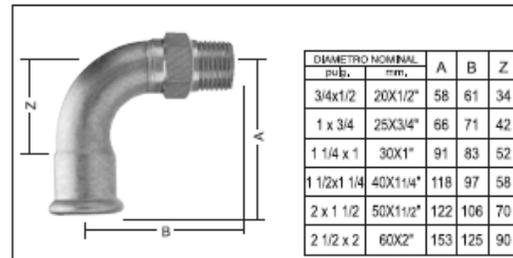
16- Codo 45° HIDRINOX
código: CN45

Para unir tubos de un mismo diámetro a 45°.



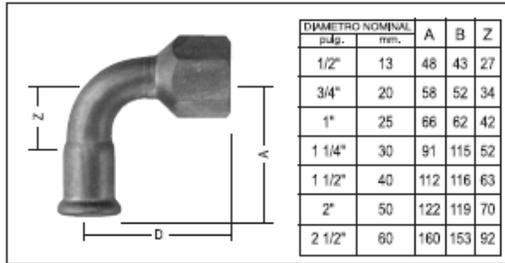
17- Codo con Rosca Macho HIDRINOX
código: CNM

Para conexión a accesorios roscados o a otras instalaciones existentes a 90°.



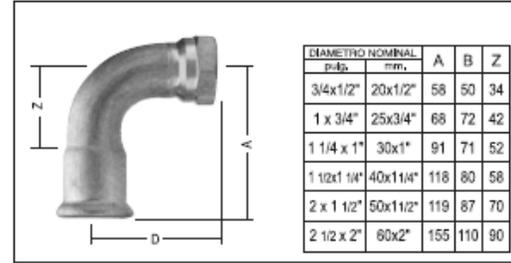
18- Codo Reducción con Rosca Macho HIDRINOX
código: CRM

Para conexión a accesorios roscados o a otras instalaciones existentes a 90° reduciendo un diámetro.



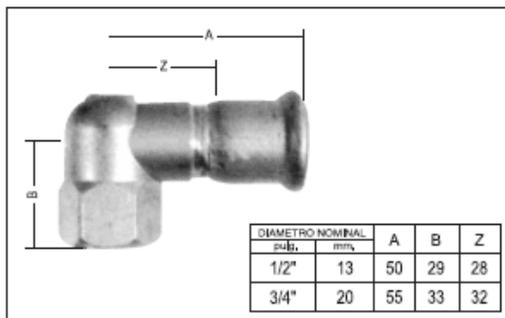
19- Codo con Rosca Hembra HIDRINOX código: CNH

Para conexión a accesorios roscados o a otras instalaciones existentes a 90°.



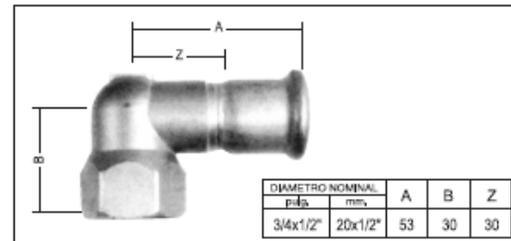
20- Codo Reducción con Rosca Hembra HIDRINOX código: CRH

Para conexión a accesorios roscados o a otras instalaciones existentes a 90° reduciendo un diámetro.



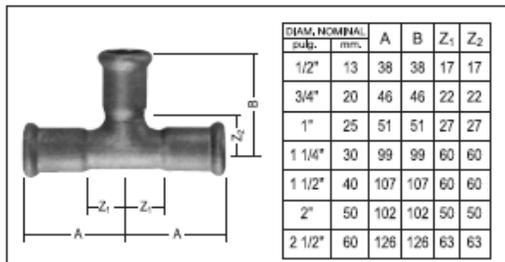
21- Codo Hembra 90° HIDRINOX código: COH

Para conexión a accesorios roscados o a otras instalaciones existentes a 90° con radio corto.



22- Codo Hembra 90° Reducción HIDRINOX código: COHR

Para conexión a accesorios roscados o a otras instalaciones existentes a 90° con radio corto reduciendo un diámetro.

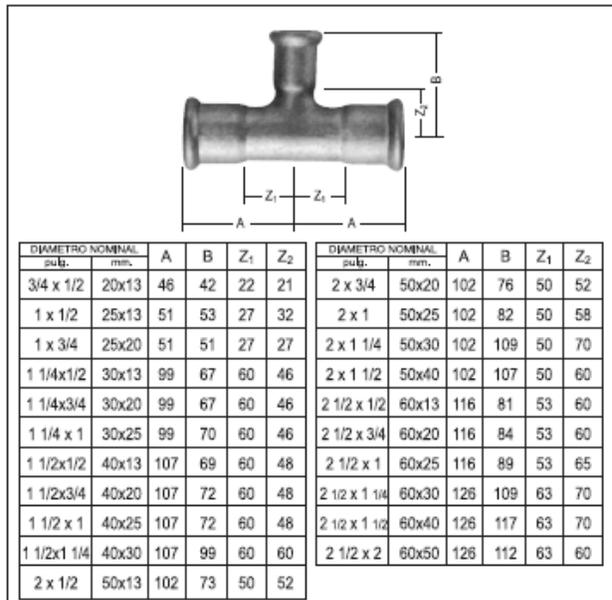


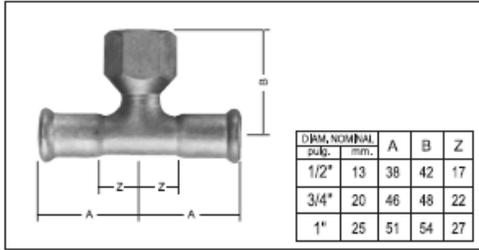
23- Te HIDRINOX código: TN

Para derivar una línea a 90° con el mismo diámetro y sin interrumpir el trayecto original.

24- Te Reducción Central HIDRINOX código: TR

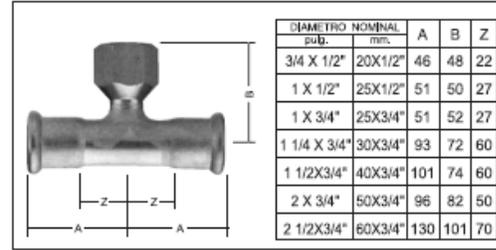
Para derivar una línea a 90° con menor diámetro





**25- Te con Rosca Central Hembra HIDRINOX
código: TNH**

Para derivar una línea a 90° con el mismo diámetro con rosca hembra.



**26- Te Reducción con Rosca Central Hembra HIDRINOX
código: TRH**

Para derivar una línea a 90° con menor diámetro con rosca hembra.

ANEXO C

Lista de Aceros inoxidable mencionados en la Norma

Lista de Aceros inoxidables mencionados en la Norma

Podrán utilizarse los aceros inoxidables listados a continuación. En su composición deberán cumplir con las normas en sus respectivas versiones vigentes.

- **Aceros inoxidables**

- X5CrNiMo17-12-2 material no. 1.4401 según DIN EN 10088-1
ASTM 316
- X6CrNiMoTi17-12-2 material no. 1.4571 según DIN EN 10088-1
ASTM 316Ti
- G-X5CrNiMoNb18-10 material no. 1.4581 según DIN EN 10283
ASTM A351 CF10MC

Fuente: Sección 4.1.1 Materiales metálicos, página 10 de la norma técnica “Bases de ensayo VP 614/ Abril 2005” hace referencias a “Conexiones inseparables para ductos metálicos de gas; conectores prensados” de la DVGW, Bonn, abril del 2005.

ANEXO D

Capítulo 3 “Estanquidad de la carcasa”

Norma española UNE-EN 12266-1.

El ensayo de resistencia mecánica de la carcasa se puede aplicar por separado a los componentes individuales de la carcasa, siempre que, con posterioridad, la carcasa montada se someta al ensayo de estanquidad para verificar que no se producen fugas en las superficies de contacto de los componentes.

A.2.2.2 Presión de ensayo. La presión de ensayo (véase el apartado A.1.6) debe ser, como mínimo, 1,5 veces la presión admisible a la temperatura ambiente.

A.2.2.3 Duración del ensayo. La presión de ensayo se debe mantener durante un tiempo no inferior al especificado en la tabla A.2.

Tabla A.2
Duración mínima de los ensayos de la carcasa

Dimensión nominal	Duración mínima de ensayo	
	Ensayo de producción y ensayo de recepción s	Ensayo de tipo min
hasta DN 50	15	10
de DN 65 a DN 200	60	10
DN 250 y superiores	180	10

Cuando la carcasa se ensaye en la línea de producción, y el tiempo de un ciclo de producción sea más corto que el tiempo de ensayo de producción especificado en la tabla A.2, la carcasa se debe ensayar durante el tiempo que dure el ciclo de producción. En ese caso, se deben realizar ensayos de control por procedimientos estadísticos, con el fin de confirmar que todas las válvulas son capaces de cumplir los requisitos del apartado A.2.3.

A.2.3 Criterios de aceptación

No se permite la existencia de fugas que se detecten visualmente en las paredes exteriores de la carcasa.

A menos que se especifique lo contrario en la norma de producto apropiada, se admiten fugas en el órgano de maniobra a la presión del ensayo de la carcasa, siempre que no se detecten visualmente fugas cuando la presión de ensayo sea 1,1 veces la presión admisible a la temperatura ambiente.

A.3 Estanquidad de la carcasa, ensayo P11

A.3.1 Objeto

Este ensayo debe verificar la estanquidad de la carcasa, incluyendo el dispositivo de estanquidad del órgano de maniobra, frente a la presión interior.

A.3.2 Método de ensayo

A.3.2.1 Procedimiento de ensayo. El fluido de ensayo debe ser un líquido o un gas. La elección del fluido es responsabilidad del fabricante.

El obturador de las válvulas de seccionamiento y de regulación debe estar en una posición de apertura parcial.

Se deben tapar los extremos de la carcasa y se deben llenar con el fluido de ensayo todas las cavidades.

Se debe aplicar al fluido de ensayo la presión especificada en el apartado A.3.2.2.

La presión de ensayo se debe mantener durante el tiempo especificado en el apartado A.3.2.3.

La estanquidad de la carcasa se debe verificar del siguiente modo:

- si el fluido de ensayo es un líquido, la totalidad de la superficie exterior de la carcasa se debe comprobar visualmente para detectar fugas;
- si el fluido de ensayo es un gas, la válvula se debe sumergir en agua con la superficie superior de la válvula situada no más de 50 mm por debajo de la superficie del agua. Se debe comprobar la existencia de burbujas en la superficie del agua;

Otro método consiste en revestir la válvula con un fluido para detectar fugas, realizándose una comprobación de formación continua de burbujas.

A.3.2.2 Presión de ensayo. La presión de ensayo (véase el apartado A.1.6) debe ser la siguiente:

- si el fluido de ensayo es un líquido, la presión de ensayo debe ser, como mínimo, 1,5 veces la presión admisible a la temperatura ambiente;
- si el fluido de ensayo es un gas, la presión de ensayo debe ser inferior a 1,5 veces la presión admisible de ensayo a la temperatura ambiente o (6 ± 1) bar.

A.3.2.3 Duración de ensayo. La presión de ensayo se debe mantener durante un período de tiempo no inferior al especificado en la tabla A.2.

Cuando la carcasa se ensaye en la línea de producción, y el tiempo de un ciclo de producción sea más corto que el tiempo de ensayo de producción especificado en la tabla A.2, la carcasa se debe ensayar durante el tiempo que dure el ciclo de producción. En ese caso, se deben realizar ensayos de control por procedimientos estadísticos, con el fin de confirmar que todas las válvulas son capaces de cumplir los requisitos del apartado A.3.3.

A.3.3 Criterios de aceptación

Los criterios de aceptación deben ser los siguientes:

- si el fluido de ensayo es un líquido, no se permite la existencia de fugas visibles a través de las paredes exteriores de la carcasa.
- si el fluido de ensayo es un gas:
 - no se permite la aparición de burbujas en la superficie del agua cuando la válvula está sumergida;
 - no se permite la formación continua de burbujas cuando la válvula esté cubierta por un fluido detector de fugas.

A menos que se especifique lo contrario en la norma de producto, cuando el fluido de ensayo es un líquido, se admiten fugas en el órgano de maniobra, siempre que no se detecten visualmente fugas cuando la presión de ensayo sea 1,1 veces la presión admisible a la temperatura ambiente.

A.4 Estanquidad del asiento, ensayo P12

A.4.1 Objeto

Este ensayo debe verificar la capacidad del (de los) asiento(s) de cumplir la tasa de fugas especificada:

- en el momento de la fabricación; y
- en la(s) dirección(es) para la(s) cual(es) se diseñó la válvula.

A.4.2 Método de ensayo

A.4.2.1 Procedimiento de ensayo. El fluido de ensayo debe ser un líquido o un gas. La elección del fluido de ensayo es responsabilidad del fabricante.

El procedimiento de ensayo a utilizar para los diferentes tipos de válvulas se debe seleccionar de la tabla A.3.

AENOR AUTORIZA EL USO DE ESTE DOCUMENTO A CONDUIT DEL ECUADOR S.A.

ANEXO E

Planos del Ensayo de resistencia a flexión estática

(Referirse al Archivo ANEXOS DE PLANOS.pdf)

ANEXO F

Planos del Ensayo de resistencia a flexión por vibración

(Referirse al Archivo ANEXOS DE PLANOS.pdf)

ANEXO G

Planos del Ensayo de esfuerzo a torsión

(Referirse al Archivo ANEXOS DE PLANOS.pdf)

ANEXO H

Análisis de la deflexión máxima de la tubería

Análisis de Deflexión Máxima de la tubería

Datos :

Modulo de elasticidad del acero AISI 304	E := 193000 MPa
Resistencia a la tracción	Sut := 515 MPa
Diámetro exterior de tubería de 3/4	dextt := 22.22 mm
Diámetro exterior de tubería de 1/2	dextm := 15.88 mm
Diámetro interior de tubería de 3/4	dintt := 20.22 mm
Diámetro interior de tubería de 1/2	dintm := 14.28 mm
Masa de la tubería de 3/4	mtt := 0.529 $\frac{\text{kg}}{\text{m}}$
Masa de la tubería de 1/2	mtm := 0.301 $\frac{\text{kg}}{\text{m}}$
Longitud de Tuberías para ensayo	L := 2 m
Fuerza aplicada a tubería de 3/4	Ftt := 182.17 N
Fuerza aplicada a tubería de 1/2	Ftm := 118.76 N
Gravedad	g := 9.81 $\frac{\text{m}}{\text{s}^2}$

Cálculos :

Tubería de 3/4

Inercia:

$$I_t := \frac{\pi \cdot (d_{extt}^4 - d_{intt}^4)}{64} \quad I_t = 3.761 \times 10^3 \quad \text{mm}^4$$

Deflexión máxima:

$$\delta_{maxt} := \frac{(m_{tt} \cdot g \cdot L + F_{tt}) \cdot (L \cdot 1000)^3}{48 \cdot E \cdot I_t} \quad \delta_{maxt} = 44.215 \quad \text{mm}$$

Tubería de 1/2

Inercia:

$$I_m := \frac{\pi \cdot (d_{extm}^4 - d_{intm}^4)}{64} \quad I_m = 1.08 \times 10^3 \quad \text{mm}^4$$

Deflexión máxima:

$$\delta_{maxm} := \frac{(m_{tm} \cdot g \cdot L + F_{tm}) \cdot (L \cdot 1000)^3}{48 \cdot E \cdot I_m} \quad \delta_{maxm} = 99.647 \quad \text{mm}$$

ANEXO I

Determinación del volumen estimado para pesos

Determinación del volumen estimado para pesos

Determinación de pesos aproximados de ganchos

Datos :

Densidad del acero ASTM A36	$\rho_{va} := 0.0078$	$\frac{\text{gr}}{\text{mm}^3}$
Longitud de varilla	$L_{va} := 185$	mm
Diámetro de varilla	$\phi_{va} := 12$	mm

Cálculos

Volumen del gancho

$$V_{va} := \frac{\pi \cdot \phi_{va}^2 \cdot L_{va}}{4} \quad V_{va} = 2.092 \times 10^4 \quad \text{mm}^3$$

Peso aprox del gancho

$$P_{eva} := \rho_{va} \cdot V_{va}$$

$$P_{eva} = 163.199 \quad \text{gr}$$

Determinación de diámetros más idóneos para pesos

Datos :

Peso aprox. por metro de eje de 3"	$P_{md3} := 35.8$	$\frac{\text{kg}}{\text{m}}$
Peso aprox. por metro de eje de 4"	$P_{md4} := 55.9$	$\frac{\text{kg}}{\text{m}}$
Peso aprox. por metro de eje de 5"	$P_{md5} := 80.5$	$\frac{\text{Kg}}{\text{m}}$
Peso aprox. por metro de eje de 6"	$P_{md6} := 143.1$	$\frac{\text{Kg}}{\text{m}}$

Peso requerido segun norma para tubería de 1/2"

$$P_{socm} := 12.11 \quad \text{Kg}$$

Peso requerido segun norma para tubería de 3/4"

$$P_{soctc} := 18.57 \quad \text{Kg}$$

Peso final requerido para ejes considerando peso de ganchos para tubería de 1/2"

$$P_{fm} := \text{Pesocm} - \frac{P_{eva}}{1000} \quad P_{fm} = 11.947 \quad \text{Kg}$$

Peso final requerido para ejes considerando peso de ganchos para tubería de 3/4"

$$P_{ftc} := \text{Pesoctc} - \frac{P_{eva}}{1000} \quad P_{ftc} = 18.407 \quad \text{Kg}$$

Cálculos

Alturas necesarias estimadas según pesos requeridos:

Opción 1:

$$h_{me1} := \frac{P_{fm}}{P_{md3}} \quad h_{me1} = 0.334 \quad \text{m}$$

$$h_{tce1} := \frac{P_{ftc}}{P_{md4}} \quad h_{tce1} = 0.329 \quad \text{m}$$

Opción 2:

$$h_{me2} := \frac{P_{fm}}{P_{md4}} \quad h_{me2} = 0.214 \quad \text{m}$$

$$h_{tce2} := \frac{P_{ftc}}{P_{md5}} \quad h_{tce2} = 0.229 \quad \text{m}$$

Opción 3:

$$h_{me3} := \frac{P_{fm}}{P_{md5}} \quad h_{me3} = 0.148 \quad \text{m}$$

$$h_{tce3} := \frac{P_{ftc}}{P_{md6}} \quad h_{tce3} = 0.129 \quad \text{m}$$

ANEXO J

Platinas existentes en el mercado y sus propiedades.

Platinas existentes en el mercado y sus propiedades.



4. Especificaciones Generales

Calidad ASTM A 36 SAE 1008
Otras calidades Previa consulta
Largo normal 6 mts.
Otros largos Previa consulta
Acabado Natural
Otro acabado Previa consulta



DENOMINACION	DIMENSIONES		PESO		AREA
	mm		kg/m	kg/6m	cm2
	a	e			
PLT 12X3	12	3	0.28	1.70	0.36
PLT 12X4	12	4	0.38	2.45	0.48
PLT 12X6	12	6	0.57	3.40	0.72
PLT 19X3	19	3	0.45	2.68	0.57
PLT 19X4	19	4	0.60	3.58	0.76
PLT 19X6	19	6	0.89	5.37	1.15
PLT 25X3	25	3	0.59	3.53	0.75
PLT 25X4	25	4	0.79	4.71	1.00
PLT 25X3	25	6	1.18	7.07	1.50
PLT 25X12	30	3	0.71	4.24	0.90
PLT 30X4	30	4	0.94	5.65	1.20
PLT 30X6	30	6	1.41	8.47	1.80
PLT 30X9	30	9	2.12	12.71	2.70
PLT 30X12	30	12	2.83	16.95	3.60
PLT 38X3	38	3	0.89	5.37	1.15
PLT 38X4	38	4	1.19	7.16	1.52
PLT 38X6	38	6	1.79	11.40	2.28
PLT 38X9	38	9	2.69	16.11	3.42
PLT 38X12	38	12	3.58	21.48	4.56
PLT 50X3	50	3	1.18	7.08	1.50
PLT 50X4	50	4	1.58	9.42	2.00
PLT 50X6	50	6	2.26	14.16	3.00
PLT 50X9	50	9	3.53	21.20	4.50
PLT 50X12	50	12	4.71	28.26	6.00
PLT 65X6	65	6	3.06	18.37	3.90
PLT 65X9	65	9	4.59	27.55	5.85
PLT 65X12	65	12	6.12	36.73	7.80
PLT 75X6	75	6	3.53	21.20	4.50
PLT 75X9	75	9	5.30	31.80	6.75
PLT 75X8	75	8	7.07	28.26	9.00
PLT 75X12	75	12	7.07	42.39	9.00
PLT 100X6	100	6	4.71	28.26	6.00
PLT 100X8	100	8	7.07	37.68	9.00
PLT 100X9	100	9	7.07	43.00	9.00
PLT 100X12	100	12	9.42	58.00	12.00
PLT 120X12	120	12	67.82	67.82	14.40
PLT 150X15	150	15	105.88	105.88	22.50
PLT 150X20	150	20	145.44	145.00	30.00



Propiedades Mecánicas

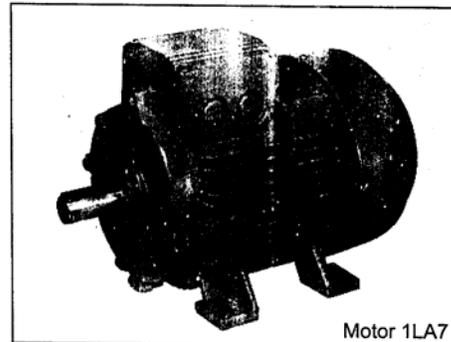
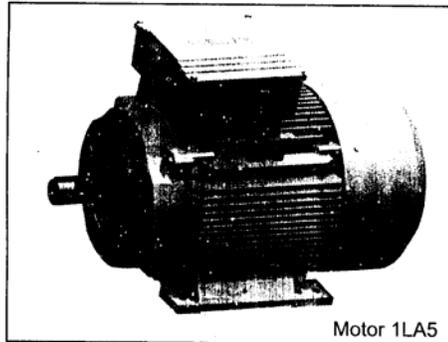
Grado de Acero	Composición Química (% en peso)											Espesor		Requerimientos Físicos					
	C Máx.	Mn	P Máx.	S Máx.	Si Máx.	Cu	Cb	V	Ni	Cr	N2	Pulg.	mm	Límite de Fluencia Mín.		Resistencia a la Tensión		Elongación % Mín.	
														KSI	MPA	KSI	MPA	EN 8"	EN 2"
ASTM A-36	0.25	0.80 - 1.20	0.040	0.050	0.40	---	---	--	---	---	---	0.180 - 0.500	4.6 - 12.7	36	250	58 - 80	400 - 550	20	21

<http://www.dipacmanta.com/productos/acero/perfiles-laminados/platinas.html>

http://www.tarsa.biz/pagina_nueva_27.htm

ANEXO K

Características del motor utilizado



1. Generalidades

Para evitar accidentes personales y/o daños en el motor, lea cuidadosamente estas instrucciones antes de poner en funcionamiento el equipo.

2. Descripción.

Este es un motor de inducción con rotor jaula de ardilla para baja tensión.

2.1. Normas

El motor cumple con la norma IEC 34 y sus equivalentes VDE 0530 y NTC (ICONTEC). Adicionalmente hay ejecuciones según los requerimientos de otras normas como la norma NEMAMG 1.

Siemens posee un sistema de aseguramiento de calidad, certificado según norma NTC- ISO 9001, que garantiza que el motor es diseñado, fabricado y probado según las más altas exigencias de norma y del cliente.

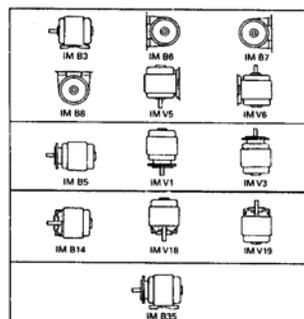
2.2 Grado de protección

El motor tiene un grado de protección IP55 de acuerdo con IEC 34-5, en ejecución estándar.

El grado de protección se indica, para cada motor, en la placa de características.

2.3. Forma constructiva

La forma constructiva suministrada, de acuerdo con IEC 34-7, se indica en la placa de características. El motor se puede instalar según lo indicado en cada uno de los siguientes grupos:



Si se desea utilizar el motor en una forma constructiva distinta a la indicada, favor consultar previamente debido a eventuales modificaciones que se requieran según el caso.

3. Montaje

3.1. Almacenamiento

El motor se debe almacenar en un lugar cerrado y libre de humedad hasta el momento de la instalación.

3.2. Instalación

Para la instalación del motor deben tenerse en cuenta, como mínimo, las siguientes recomendaciones:

- El motor debe ser instalado de tal manera que el aire de refrigeración pueda circular libremente.
- El motor debe estar perfectamente alineado con su carga.
- Preferiblemente emplear acoples flexibles.
- La carga debe estar muy bien balanceada para evitar vibraciones anormales.
- Téngase en cuenta que el rotor ha sido equilibrado dinámicamente en la fábrica con la chaveta colocada en el eje.
- Si el montaje es tal que el eje queda en posición vertical, debe garantizarse que el agua no entre al rodamiento superior.
- En caso de accionamiento por correa debe preverse que el motor sea montado sobre rieles tensores o sobre una base desplazable, para poder ajustar la tensión y retensarla cuando sea necesario. Si la correa queda excesivamente tensionada, se pueden producir daños en los rodamientos.
- Remover con varsol o similar, la capa de protección contra el óxido aplicada al eje en la fábrica. Debe evitarse que el líquido limpiador penetre en el rodamiento pues lo puede dañar. No use tela de esmeril ni ningún otro abrasivo para la limpieza del eje.
- Para ensamblar el elemento de acople (polea, rueda dentada, etc.), utilice un dispositivo adecuado de montaje. En ningún caso golpee el eje ni el elemento acoplado a él, pues se pueden producir daños en los rodamientos.

3.3 Conexión

Para la conexión eléctrica del motor, se recomienda el siguiente procedimiento:

- Si el motor ha estado almacenado por un periodo largo en un lugar húmedo, mida la resistencia de aislamiento del devanado respecto a tierra. Si dicha resistencia resulta menor de 30 Mohm a una temperatura del devanado de 25°C, medida con 500V, o bien, inferior a 1 Mohm a 75°C, medida con 500V, es preciso secar los devanados.

- Compare la tensión de la red con la nominal del motor que se indica en la placa de características. Seleccione los cables de calibres adecuados a la corriente nominal del motor.

- Proteja el motor atendiendo una de las siguientes alternativas:

...Con guardamotor tipo 3RV, cuya función es proteger el motor contra sobrecarga y cortocircuito por medio de disparadores de sobre-intensidad regulables que se deben graduar exactamente a la intensidad nominal del motor.

...Mediante interruptores 3MCCB/VF22/SENTRON 3VL, Contactores 3RT y relés bimetalicos 3RU para obtener protección contra cortocircuito y sobrecarga, permitiendo además control a distancia.

- En lo posible, los cables de alimentación deben llegar a la caja de bornes dentro de tubo flexible de protección, el cual se fijará a ella mediante acople adecuado. Verificar que la caja de bornes quede sometida al menor esfuerzo mecánico posible.

- Conecte el motor de acuerdo con el esquema de conexiones que se encuentra adherido a la tapa de la caja de bornes. Al terminar las conexiones coloque nuevamente la tapa y asegúrese de que quede bien cerrada, para garantizar el grado de protección indicado.

- Verifique el sentido de giro del motor. Lo puede cambiar intercambiando dos de las líneas de alimentación.

4. Mantenimiento

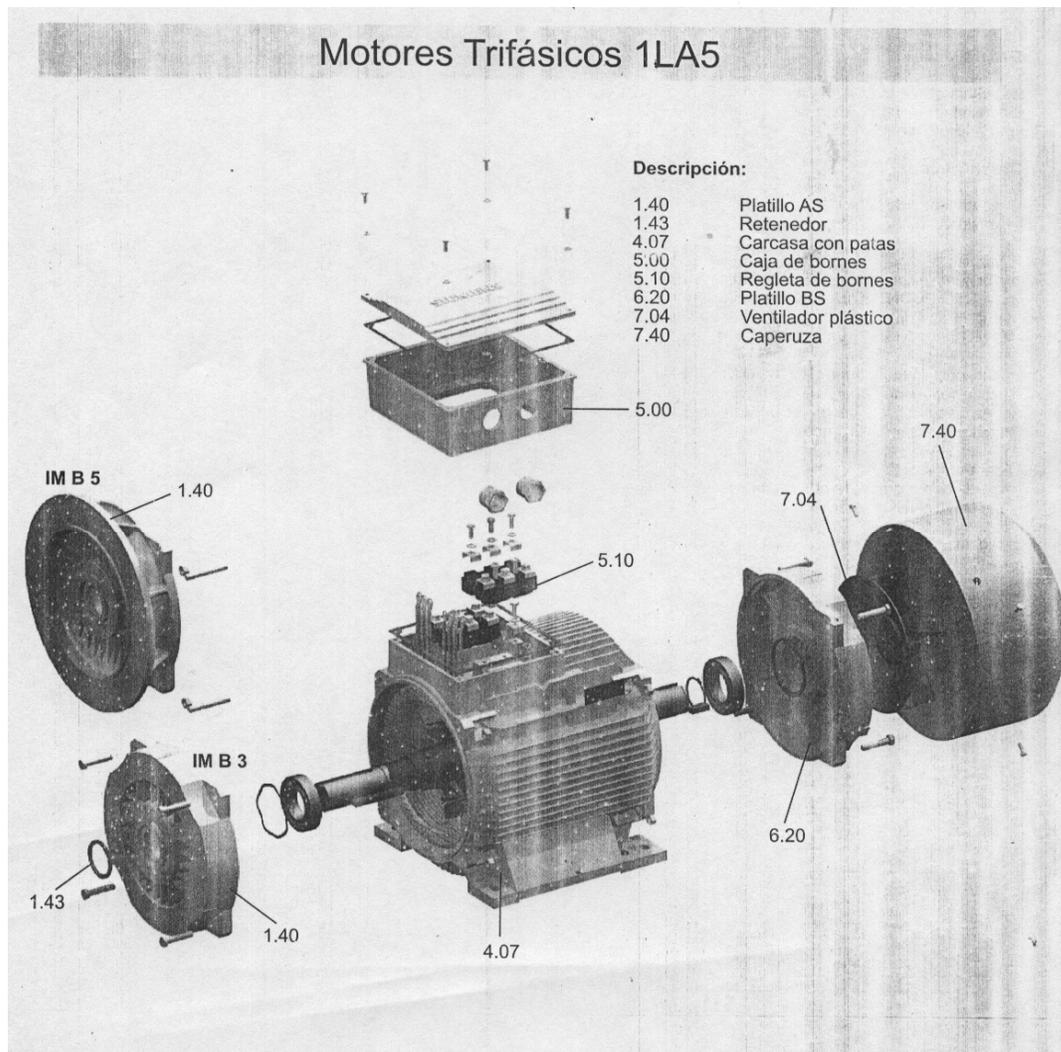
4.1. Advertencia de Seguridad

Antes de efectuar cualquier trabajo sobre el motor, asegúrese de que esté desconectado y que no es posible su reconexión.

4.2 Intervalos de mantenimiento

Es necesario efectuar periódicamente inspecciones para verificar que no haya anomalías que puedan conducir a daños mayores.

Como las condiciones de servicio son tan variadas, los periodos de inspección dependen del sitio de instalación, de la frecuencia de maniobras, de la carga, etc.



4.3. Lubricación

Los motores tienen rodamientos rígidos de bolas con dos tapas de protección (tipo 2Z) y prelubricados. Los rodamientos tienen juego interno C3 y su designación está dada en la siguiente tabla:

Tipo	Lado AS	Lado BS
1LA7 071	6202-2Z	6202-2Z
1LA7 080	6004-2Z	6004-2Z
1LA7 090	6205-2Z	6004-2Z
1LA7 100	6206-2Z	6205-2Z
1LA7 112	6206-2Z	6205-2Z
1LA7 132	6208-2Z	6208-2Z
1LA7 160	6209-2Z	6209-2Z
1LA5 180	6210-Z	6210-Z
1LA5 200	6212-Z	6212-Z
1LA5 225	6213-Z	6213-Z

Para montar nuevos rodamientos, en caso de ser necesario, debe tenerse en cuenta su tipo y tamaño. Los rodamientos, se pueden montar a presión mediante dispositivos mecánicos o hidráulicos, o mediante calentamiento en seco.

4.4. Limpieza

En cada inspección debe limpiarse el polvo que se haya acumulado en la superficie externa del motor. Puede usarse para ello aire seco a presión.

4.5. Piezas de repuesto

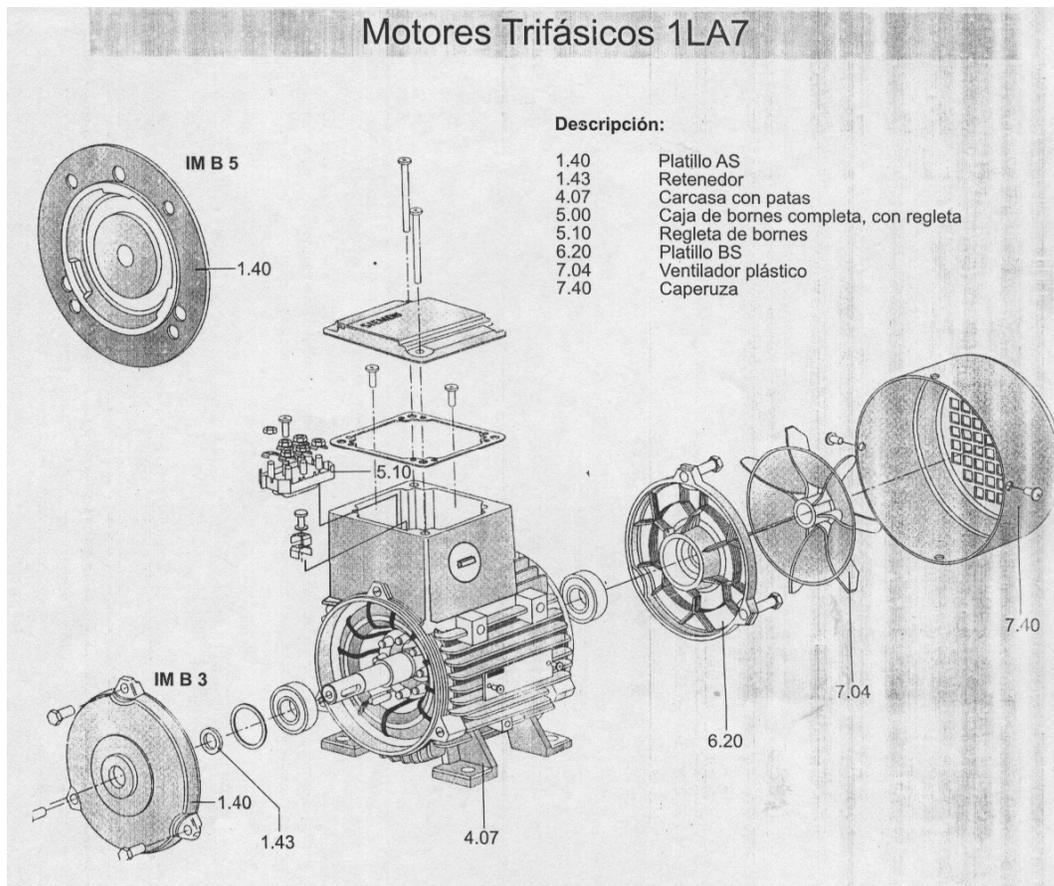
Al efectuar el pedido de repuestos, por favor indique el tipo de motor y el número de fabricación, información que se encuentra en la carcasa. En la figura anexa se indican las piezas de recambio.

4.6. Disposición final

Al terminar la vida útil del motor tenga en cuenta que:

- Las partes constitutivas hechas de hierro, aluminio, cobre, acero o lamina CR (según el tipo de motor), son 100% reciclables (chatarra)
- Las partes constitutivas hechas de plástico, corresponden al tipo PP5 (100% reciclable).
- Las partes constitutivas hechas de caucho sintético pueden enviarse a procesos de vulcanización.

"Trabajemos respetando el medio ambiente."



Velocidad 1800 rpm, 4 polos, 60 Hz

Código	Tipo	Frame IEC Tamaño	Potencia		F.S.	In		Eficiencia η	Factor de potencia $\cos \phi$	Velocidad nominal rpm	Torque nominal Nm	Torque de arranque Tarr / Tn	Cte. de arranque Iarr / In	Momento de inercia kg m ²	Peso kg
			HP	kW		220V A	440V A								
25000001108	1LA7 070-4YC60	71M	0,4	0,30	1,05	1,60	0,80	66	0,77	1640	1,74	1,8	2,8	0,0006	4,7
25000001109	1LA7 070-4YA60	71M	0,5	0,37	1,15	1,90	0,95	66	0,81	1590	2,24	1,3	2,7	0,0006	5,5
25000001110	1LA7 071-4YA60	71M	0,6	0,45	1,05	2,20	1,10	69	0,76	1680	2,54	1,8	3,4	0,0008	6
25000001111	1LA7 073-4YA60	71M	0,75	0,56	1,15	2,90	1,45	65	0,79	1650	3,24	1,9	3,7	0,0008	6
25000001113	1LA7 080-4YA60	80M	1	0,75	1,15	3,50	1,75	69,2	0,87	1660	4,29	1,9	3,7	0,0015	8,1
25000001114	1LA7 081-4YA60	80M	1,2	0,90	1,05	4,00	2,00	70	0,85	1675	5,10	2,2	3,7	0,0018	9,3
25000001115	1LA7 083-4YA60	80M	1,5	1,12	1,15	5,00	2,50	72	0,89	1650	6,48	1,8	3	0,0018	9,3
25000001117	1LA7 090-4YA60	90S/L	2	1,49	1,15	7,00	3,50	77	0,80	1700	8,38	2,2	4,4	0,0028	12,1
25000001118	1LA7 094-4YA60	90S/L	2,4	1,79	1,05	7,40	3,70	77	0,86	1690	10,12	2	4,5	0,0035	14,9
25000001119	1LA7 096-4YA60	90S/L	3	2,24	1,15	9,60	4,80	79	0,83	1708	12,51	1,8	3,6	0,0035	14,9
25000001120	1LA7 111-4YA60	112M	4	2,98	1,15	13,00	6,50	76,3	0,79	1750	16,28	2,2	5,6	0,0048	27,1
25000001121	1LA7 112-4YA60	112M	5	3,73	1,15	15,80	7,90	80,5	0,78	1740	20,47	2,3	6,5	0,0058	28,7
25000001122	1LA7 113-4YA60	112M	6,6	4,92	1,05	19,60	9,80	78	0,83	1740	27,02	2	6	0,011	31
25000001123	1LA7 114-4YA60	112M	7,5	5,60	1,15	23,20	11,60	80	0,79	1740	30,71	2,2	5,6	0,011	32,7
25000001124	1LA7 131-4YA70	132S/M	10	7,46	1,15	28,80	14,40	81	0,84	1750	40,71	2,3	6	0,018	46,5
25000001125	1LA7 133-4YA70	132S/M	12	8,95	1,05	34	17,00	81,2	0,83	1750	48,85	2,5	6,6	0,024	49
25000001126	1LA7 134-4YA70	132S/M	15	11,19	1,15	43	21,50	82,5	0,84	1750	61,06	1,8	5	0,024	62
25000001127	1LA5 164-4YB70	160 M/L	20	14,92	1,15	53	26,50	85	0,85	1760	80,95	1,8	6,3	0,04	77,5
25000001128	1LA5 167-4YC70	160 M/L	25	18,65	1,15	64	32,00	89	0,87	1755	101,48	1,8	5,4	0,052	85,5
25000001129	1LA4 183-4YA80	180M	30	22,38	1,05	78	39,00	90,7	0,83	1755	121,77	2	4,9	0,13	170
25000001130	1LA4 186-4YA80	180L	36	26,86	1,05	93	46,50	91,3	0,83	1760	145,71	2,8	6,8	0,15	190
25000001131	1LA4 187-4YA80	180L	40	29,84	1,05	104	52,00	91,3	0,83	1750	162,83	2	5,6	0,15	190
25000001132	1LA4 207-4YC80	200L	50	37,30	1,15	126	63,00	91,3	0,84	1760	202,38	2,7	6,8	0,24	250
25000001133	1LA6 220-4YA80	225S	60	44,76	1,15	148	74,00	96,2	0,86	1765	242,17	2,7	6,6	0,44	314
25000001134	1LA6 224-4YC80	225M	75	55,95	1,15	188	94,00	92,7	0,86	1780	300,16	2	5,1	0,52	321
26697 ¹⁾	1LG4 253-4AA60	250M	100	75,00	1,00		120,00	93,3	0,85	1780	355	2,5	6,3	0,69	390
26698 ¹⁾	1LG4 280-4AA60	280S	125	93,00	1,00		145,00	94,2	0,85	1785	482	2,5	7,4	1,29	520
26699 ¹⁾	1LG4 283-4AA60	280M	150	111,90	1,00		177,50	94,6	0,86	1785	579	2,5	7,4	1,47	565
26700 ¹⁾³⁾	1LG4 310-4AA60	315S	200	150	1,00		240,00	94,5	0,84	1783	707	2,6	6,5	2	700
26701 ¹⁾³⁾	1LG4 313-4AA60	315M	225	168	1,00		265,20	94,8	0,85	1783	848	2,8	6,9	2,46	775
26702 ¹⁾³⁾	1LG4 316-4AA90Z	315L	275	205	1,10		323,10	95,4	0,86	1783	1028	2,8	6,9	3,01	955
26703 ¹⁾³⁾	1LG4 317-4AA90Z	315L	350	261	1,10		409,50	95,7	0,88	1785	1285	2,8	7	3,91	1050

- 1) Para tensión de servicio a 220V, favor consultar.
- 2) Motores de fabricación bajo pedido.
- 3) Consultar tiempo de entrega.

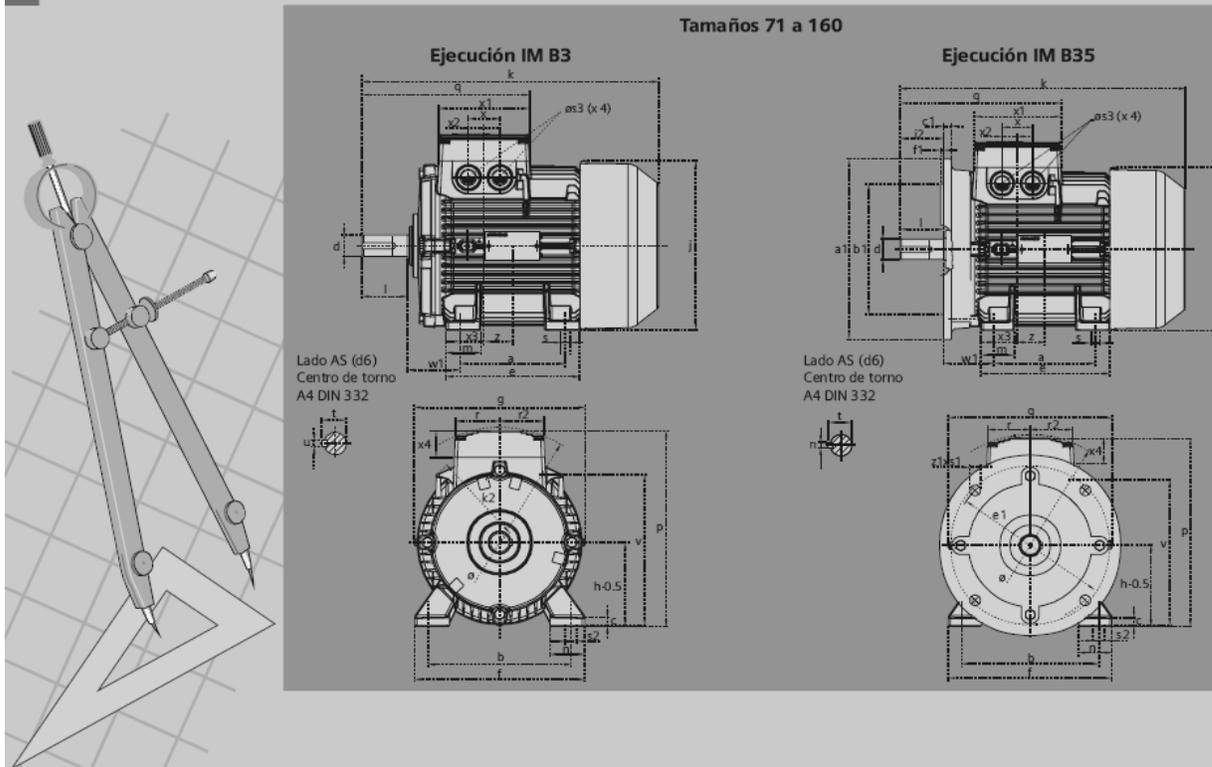


Medidas para montaje (dimensiones en mm)

Motor tamaño	Medidas comunes (IM B3, IM B5)						medidas de la forma constructiva IM B3							Medidas de la forma constructiva IM B5 / IM B35								
	l	d	t	u	g	g ₁	p/p ₂	k	a	b	h	w ₁	s	e	f	a1	b1	c1	e1	f1	s1	k
071	30	14	16.1	5	148	-	178.5	240	90	112	71	45	7	107.5	132	160	110	5.5	130	3.5	10.5	231
080	40	19	21.5	6	163	-	193.5	273.5	100	125	80	50	9.5	119.5	150	200	130	8	165	3.5	13	283
090 S	50	24	26.9	8	181	-	211.5	331	100	140	90	56	10	114.5	165	200	130	7	165	3.5	13	324
090 L	50	24	26.9	8	181	-	211.5	331	125	140	90	56	10	144.5	165	200	130	7	165	3.5	13	324
112 M	60	28	31.0	8	227	-	260	393	140	190	112	70	12	176	226	250	180	11	215	4	14.5	388
132 S	80	38	41.3	10	264.5	-	315	481	140	216	132	89	12	1218	256	300	230	14	265	4	15	481
132 M	80	38	41	10	266	-	299	491	178	216	132	89	12	218	226	300	230	12	265	4	4.5	491
160 M	110	42	45.0	12	320	-	365.5	629	210	254	160	109	15	300	300	350	250	20	300	5	18	628
160 L	110	42	45.0	12	320	-	365.5	629	254	254	160	109	15	300	300	350	250	20	300	5	18	628
180 M	110	48	51.5	14	357	499	410	653	241	279	180	121	16	301	339	350	250	13	300	5	18	653
180 L	110	48	51.5	14	357	499	410	691	279	279	180	121	16	339	339	350	250	13	300	5	18	691
200 L	110	55	59.0	16	403	534	460	743	305	318	200	133	20	385	398	400	300	15	350	5	18	743
225 S	*140	*60	*64	18	447	-	569	*830	286	356	225	149	19	361	436	450	350	16	400	5	17.5	*830
225 M	*140	*60	*64	18	447	-	569	*830	311	356	225	149	19	361	436	450	350	16	400	5	17.5	*830
250 M	140	*65	*69	18	520	-	680	930	349	406	250	168	24	409	506	550	450	18	500	5	17.5	930
280 S	140	*75	*79.5	*20	575	-	735	1005	368	457	280	190	24	479	557	550	450	18	500	5	17.5	1005
280 M	140	*75	*79.5	*20	575	-	735	1005	419	457	280	190	24	479	557	550	450	18	500	5	17.5	1005
315 S ¹⁾	140	65	69	18	645	-	-	1110	406	508	315	216	28	527	628	660	550	22	600	6	22	1110
315 S ²⁾	170	85	85	22	-	-	-	1140	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	1140
315 M ¹⁾	140	65	69	18	645	-	-	1110	406	508	315	216	28	527	628	660	550	22	600	6	22	1110
315 M ²⁾	170	80	85	22	-	-	-	1140	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	1140
315 L ¹⁾	140	65	69	18	645	-	-	1250	508	508	315	216	28	578	628	660	550	22	600	6	22	1250
315 L ²⁾	170	80	85	22	-	-	-	1280	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	1280

- 1) Motores de dos polos
2) Motores de 4 a 8 polos

* Para motores de dos polos cambian las siguientes medidas: - Tamaño constructivo 225 M: l=110; d=55; t=59; u=16 mm.; k=800.....
- Tamaño constructivo 250 M: d=60; t=64.....
- Tamaño constructivo 280 S: d=65; t=69; u=18 mm.



ANEXO L

Análisis de las cargas Estáticas actuantes en el sistema

**Análisis de las cargas Estáticas actuantes en el sistema
(caso crítico - tubería 3/4)**

Datos :

Longitud del eslabón:	$Le := 1.0021$	m
Ancho del eslabón:	$Ae := 0.0381$	m
Espesor del eslabón:	$Ee := 0.00635$	m
Densidad del material:	$\delta_{acero} := 7850$	$\frac{Kg}{m^3}$
Peso de la tubería (3/4):	$mt := 0.529$	$\frac{Kg}{m}$

Masa de accesorios

masa CN9020	$m_{CN9020} := 0.058$	Kg
masa TA20	$m_{TA20} := 0.025$	Kg
masa TMR2013	$m_{TMR2013} := 0.067$	Kg
masa UNC20	$m_{UNC20} := 0.037$	Kg

Masa total de accesorios de probeta:

$$m_{acc} := 2m_{CN9020} + m_{TA20} + m_{TMR2013} + 2m_{UNC20}$$

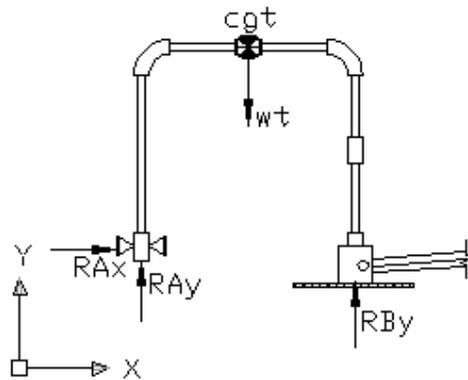
$$m_{acc} = 0.282 \quad Kg$$

Masa del accesorio del porta tubería: $m_{pt} := 0.87 \quad kg$

Coefficiente de rozamiento estático (acero duro-acero duro) $\mu := 0.23$

Manual del Ingeniero Mecánico de Marks - Tomo 1 Pág 230. Tabla de coeficientes estático y deslizante.

Cálculos



Peso de la probeta:

Para el ensayo la longitud total necesaria será de 1.515 m y se ha de emplear 6 accesorios (2 codos, 2 uniones, un tapón y un accesorio roscado)

$$Wt := 1.515 \cdot mt \cdot 9.8 + macc \cdot 9.8$$

$$Wt = 10.618 \quad N$$

Peso del accesorio Porta tubería:

$$Wpt := mpt \cdot 9.8$$

$$Wpt = 8.526 \quad N$$

Peso del eslabón

El eslabón conforme señala el esquema del ensayo, la longitud es de 1.002 metro y con la ayuda de solid Works. la masa del eslabón es:

$$me := 1.86 \quad Kg$$

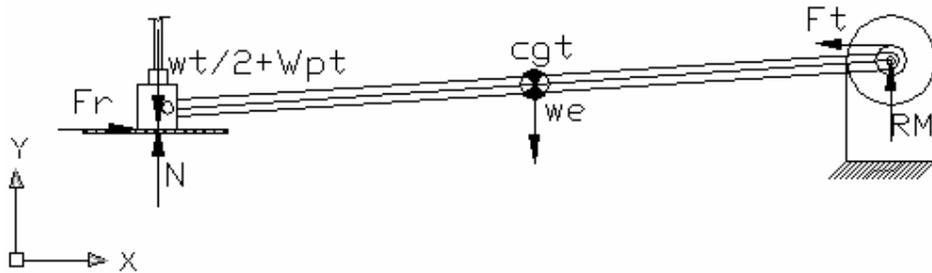
$$We := me \cdot 9.8$$

$$We = 18.228 \quad N$$

Consideración tomada:

En la figura se puede observar que el peso total de la tubería se distribuye en los apoyos, lo cual determina que la mitad de su peso se va ejercer en el accesorio porta tubería.

Diagrama del Cuerpo Libre



Sumatoria de Fuerzas

$$\Sigma Fy = 0$$

$$N + RM = \frac{Wt}{2} + Wpt + We$$

$$\Sigma MB = 0$$

$$Ft \cdot 0.011 + RM \cdot 1 = We \cdot 0.5$$

$$\Sigma Fx = 0$$

$$Ft = Fr$$

$$Ft - \mu \cdot N = 0$$

$$a := \begin{pmatrix} 1 & 1 & 0 \\ -\mu & 0 & 1 \\ 0 & 1 & 0.011 \end{pmatrix}$$

$$b := \begin{pmatrix} \frac{Wt}{2} + Wpt + We \\ 0 \\ We \cdot 0.5 \end{pmatrix}$$

$$c := a^{-1} \cdot b$$

$$c = \begin{pmatrix} 23.007 \\ 9.056 \\ 5.292 \end{pmatrix} \quad \text{donde} \quad c = \begin{pmatrix} N \\ RM \\ Ft \end{pmatrix}$$

De donde obtenemos que la fuerza tangencial es:

$$Ft := 5.392 \quad N$$

Torque

Con Ft se puede calcular el torque necesario, si se sabe que la manivela tiene 1 mm de longitud

$$\text{Torque} := Ft \cdot 0.001 \quad \text{Torque} = 5.392 \times 10^{-3} \text{ Nm}$$

Determinación de la potencia estática de un motor

Con el torque encontrado se puede determinar la potencia estática del motor, como se presenta a continuación:

Datos :

Frecuencia del ensayo

$$F := 20 \quad \text{Hz}$$

Velocidad del motor:

$$n := F \cdot 60 \quad n = 1.2 \times 10^3 \quad \text{RPM}$$

Cálculo :

Potencia del motor:

$$P := \frac{2 \cdot \pi \cdot n \cdot \text{Torque}}{60 \cdot 746} \quad P = 9.083 \times 10^{-4} \quad \text{Hp}$$

Esta potencia calculada representa la potencia necesaria para poder arrancar el motor.

ANEXO M

Análisis cinemático del mecanismo biela manivela

Análisis Cinemático Mecanismo Biela Manivela:

Datos :

Longitudes de los eslabones:

$$r_2 := 0.001 \quad \text{m}$$

$$r_3 := 1.000 \quad \text{m}$$

$$h := 0.01 \quad \text{m}$$

Revoluciones del motor:

$$n := 1200 \quad \text{rpm}$$

Velocidad angular del motor:

$$\omega_2 := n \cdot \frac{2 \cdot \pi}{60} \quad \omega_2 = 125.664 \quad \frac{\text{rad}}{\text{s}}$$

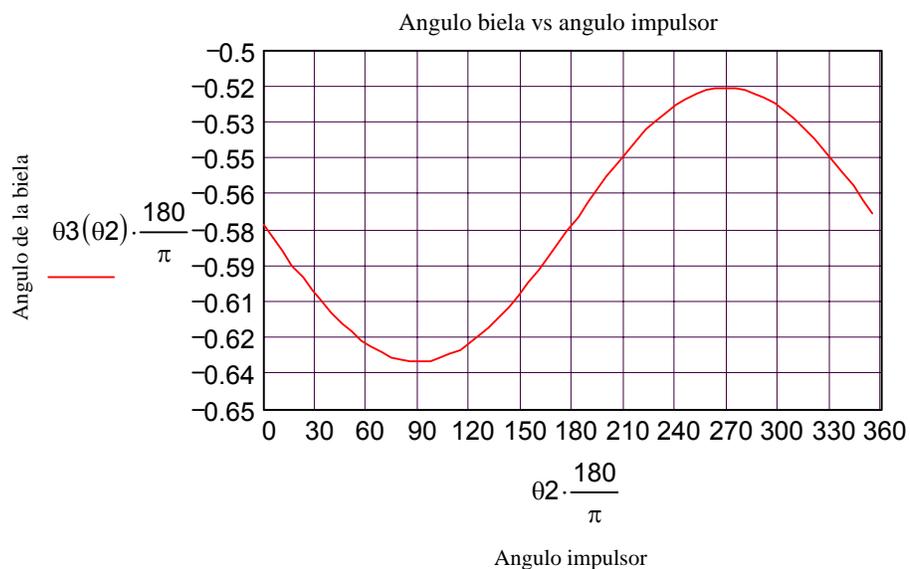
Angulo de giro de la manivela:

$$\theta_2 := 0, .1 .. 2 \cdot \pi$$

DESARROLLO

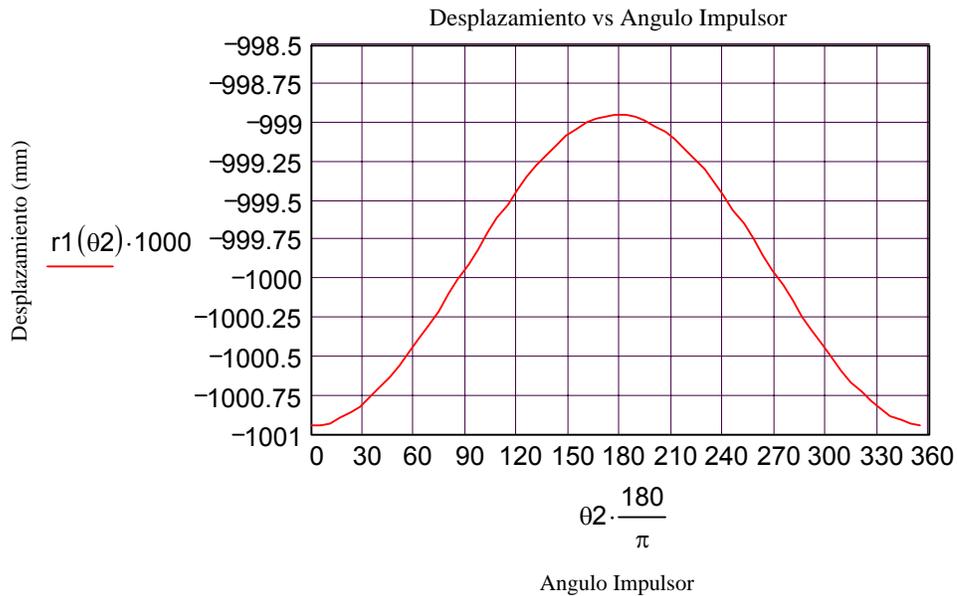
Ecuación y gráfica de θ_3 :

$$\theta_3(\theta_2) := \text{asin}\left(\frac{-h - r_2 \cdot \sin(\theta_2)}{r_3}\right)$$



Ecuación y gráfica de r1:

$$r1(\theta_2) := (-r_2 \cdot \cos(\theta_2)) - r_3 \sqrt{1 - \left(\frac{-h - r_2 \cdot \sin(\theta_2)}{r_3} \right)^2}$$

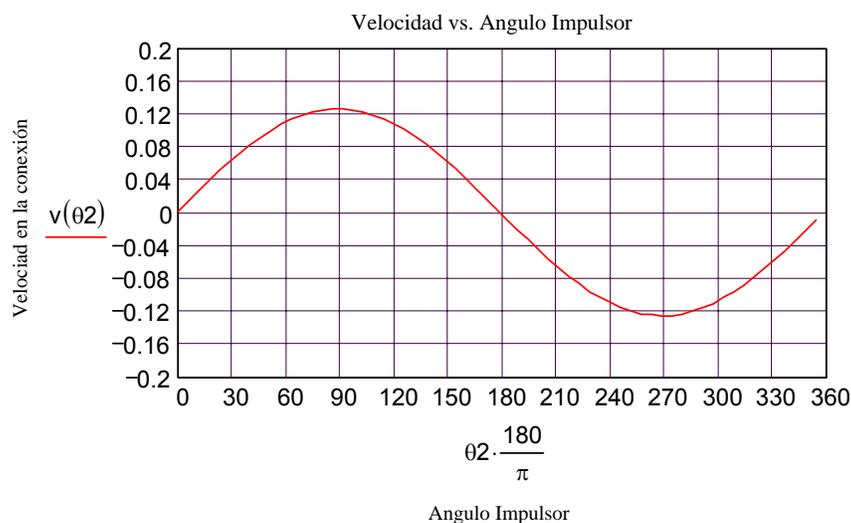


Observación:

El desplazamiento es negativo por cuanto el eje de referencia para el análisis está localizado coincidentemente con el eje del motor que se encuentra en la parte derecha del sistema, lo que determina que el desplazamiento se desarrolle en el cuadrante de las x negativas.

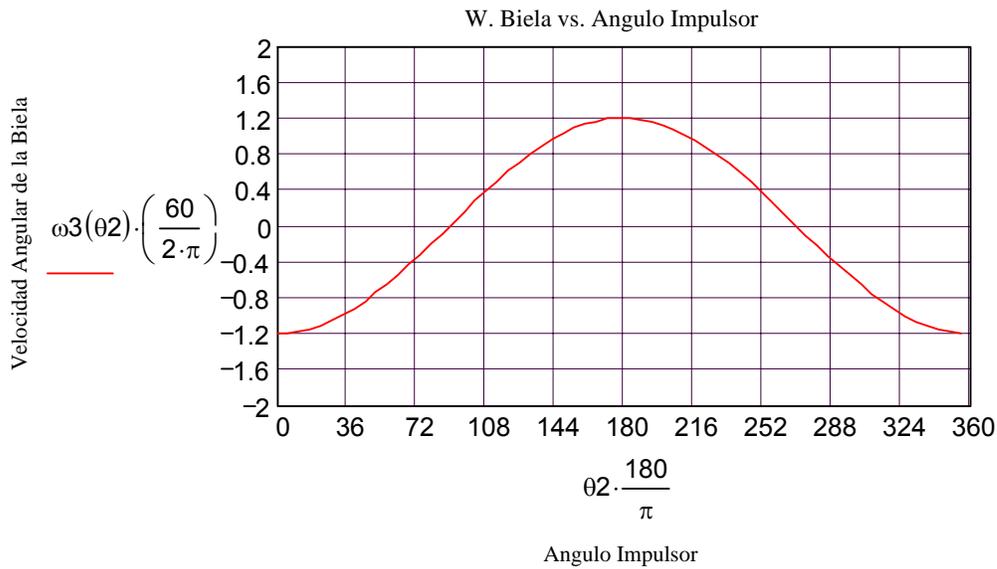
Ecuación y gráfica de V1:

$$v(\theta_2) := -r_2 \cdot \omega_2 \cdot (\cos(\theta_2) \cdot \tan(\theta_3(\theta_2)) - \sin(\theta_2))$$



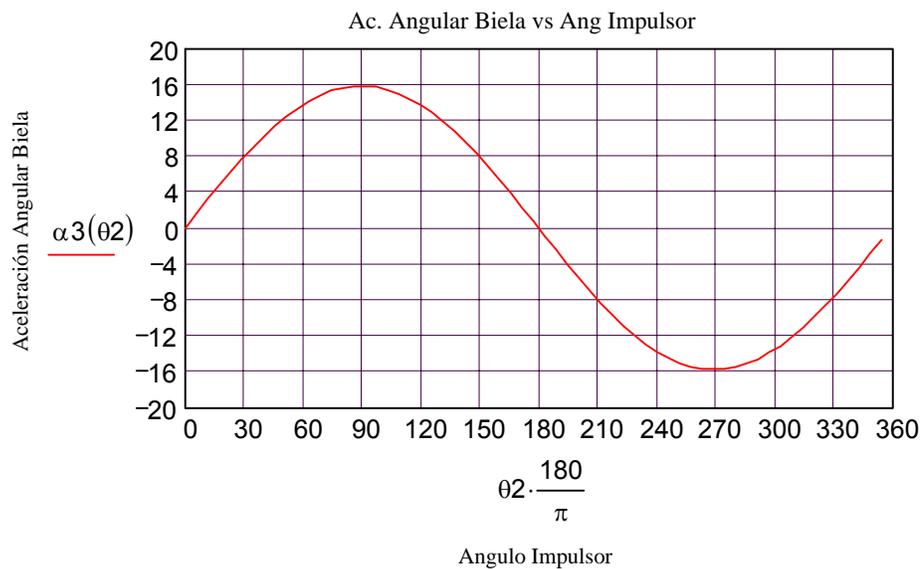
Ecuación y gráfica de la velocidad angular ω_3 :

$$\omega_3(\theta_2) := \frac{-r_2 \cdot \omega_2 \cdot \cos(\theta_2)}{r_3 \cdot \cos(\theta_3(\theta_2))}$$



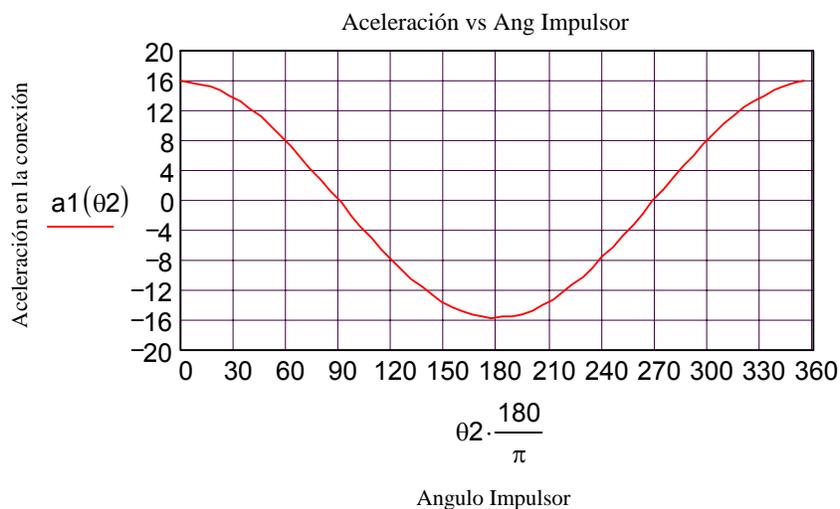
Ecuación y gráfica de la aceleración angular α_3 :

$$\alpha_3(\theta_2) := \frac{r_2 \cdot \omega_2^2 \cdot \sin(\theta_2) + r_3 \cdot \omega_3(\theta_2)^2 \cdot \sin(\theta_3(\theta_2))}{r_3 \cdot \cos(\theta_3(\theta_2))}$$



Ecuación y gráfica de la aceleración a1

$$a_1(\theta_2) := r_2 \cdot \omega_2^2 \cdot \cos(\theta_2) + r_3 \cdot (\omega_3(\theta_2)^2 \cdot \cos(\theta_3(\theta_2)) + \alpha_3(\theta_2) \cdot \sin(\theta_3(\theta_2)))$$



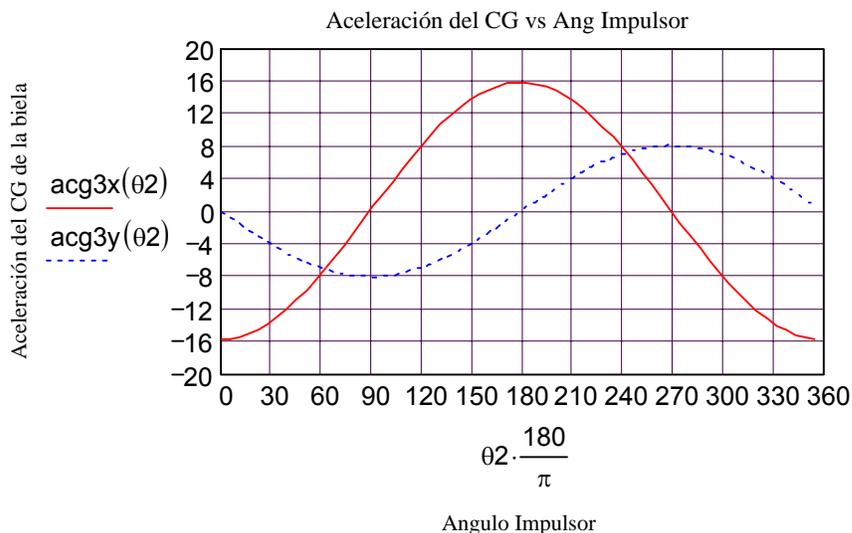
Ecuación y gráfica de la aceleración del centro de gravedad de la biela

Longitudes del centro de gravedad de las bielas:

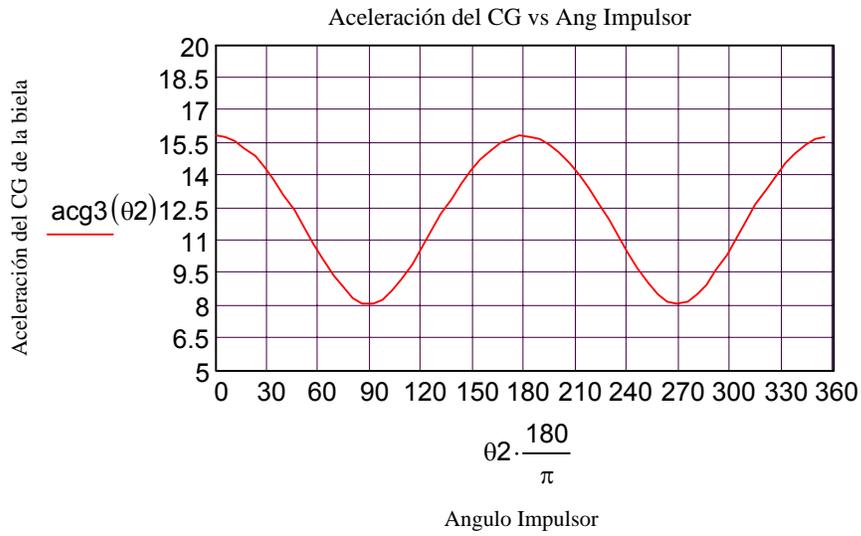
$$r_{3a} := 0.49 \quad \text{m} \qquad r_{3b} := 0.480 \quad \text{m}$$

$$acg_{3x}(\theta_2) := -r_2 \cdot \omega_2^2 \cdot \cos(\theta_2) - r_{3a} \cdot \alpha_3(\theta_2) \cdot \sin(\theta_3(\theta_2)) - r_{3a} \cdot \omega_3(\theta_2)^2 \cdot \cos(\theta_3(\theta_2))$$

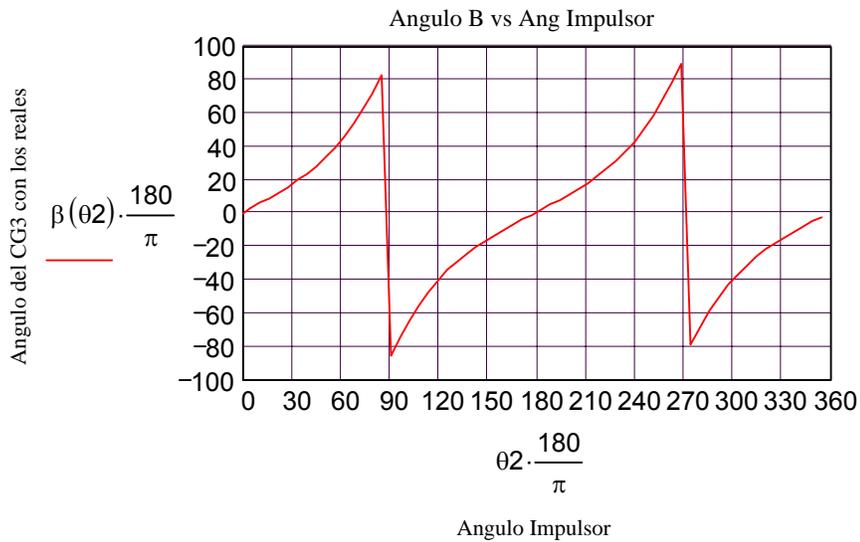
$$acg_{3y}(\theta_2) := -r_2 \cdot \omega_2^2 \cdot \sin(\theta_2) + r_{3a} \cdot \alpha_3(\theta_2) \cdot \cos(\theta_3(\theta_2)) - r_{3a} \cdot \omega_3(\theta_2)^2 \cdot \sin(\theta_3(\theta_2))$$



$$acg3(\theta_2) := \sqrt{acg3x(\theta_2)^2 + acg3y(\theta_2)^2}$$



$$\beta(\theta_2) := \text{atan}\left(\frac{acg3y(\theta_2)}{acg3x(\theta_2)}\right)$$



ANEXO N

Análisis dinámico del mecanismo biela manivela

Análisis dinámico de mecanismo Biela Manivela:

Datos :

Masa de la biela (eslabón3)	m3 := 1.84	Kg
Inercia másica de la biela	I := 0.57	$\frac{\text{kg}}{\text{m}^2}$
Peso de la tubería y accesorios	Wt := 10.618	N
Peso del accesorio Porta tubería	Wpt := 8.526	N
Masa del accesorio Porta tubería	mpt := $\frac{Wpt}{9.8}$	mpt = 0.87 kg
Coeficiente de Fricción	$\mu := 0.23$	
Normal obtenida del análisis estático	$\underline{N} := 23.456$	N

Cálculos

$$\theta_2 := 0, .1 .. 2 \cdot \pi$$

$$MT(\theta_2) := \begin{pmatrix} 1 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & r_2 \cdot \sin(\theta_2) & 0 & r_2 \cdot \cos(\theta_2) & -1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & -1 & 0 \\ 0 & r_{3a} \cdot \sin(\theta_3(\theta_2)) & 0 & -r_{3a} \cdot \cos(\theta_3(\theta_2)) & 0 & r_{3b} \cdot \sin(\theta_3(\theta_2)) & -r_{3b} \cdot \cos(\theta_3(\theta_2)) & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & -1 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \end{pmatrix}$$

$$CT(\theta_2) := \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ m_3 \cdot \text{acg}_{3x}(\theta_2) \\ m_3 \cdot \text{acg}_{3y}(\theta_2) \\ I \cdot \alpha_3(\theta_2) \\ m_{pt} \cdot a_1(\theta_2) + \mu \cdot N \\ \frac{W_t}{2} + W_{pt} - N \end{pmatrix}$$

A partir de las propiedades de las matrices se tiene que:

$$FT(\theta_2) := MT(\theta_2)^{-1} \cdot CT(\theta_2)$$

$$\theta_2 := \frac{170 \cdot \pi}{180} \quad FT(\theta_2) = \begin{pmatrix} -929.172 \\ 929.172 \\ 12.194 \\ -12.194 \\ 0.173 \\ 900.546 \\ -9.621 \\ 908.668 \end{pmatrix}$$

$$\theta_2 := 0, 0.01 \dots 2\pi$$

$$Fmx(\theta_2) := FT(\theta_2)_0$$

$$Fbx(\theta_2) := FT(\theta_2)_1$$

$$Fmy(\theta_2) := FT(\theta_2)_2$$

$$Fby(\theta_2) := FT(\theta_2)_3$$

$$T(\theta_2) := FT(\theta_2)_4$$

$$Ftx(\theta_2) := FT(\theta_2)_5$$

$$Fty(\theta_2) := FT(\theta_2)_6$$

$$FRt(\theta_2) := FT(\theta_2)_7$$

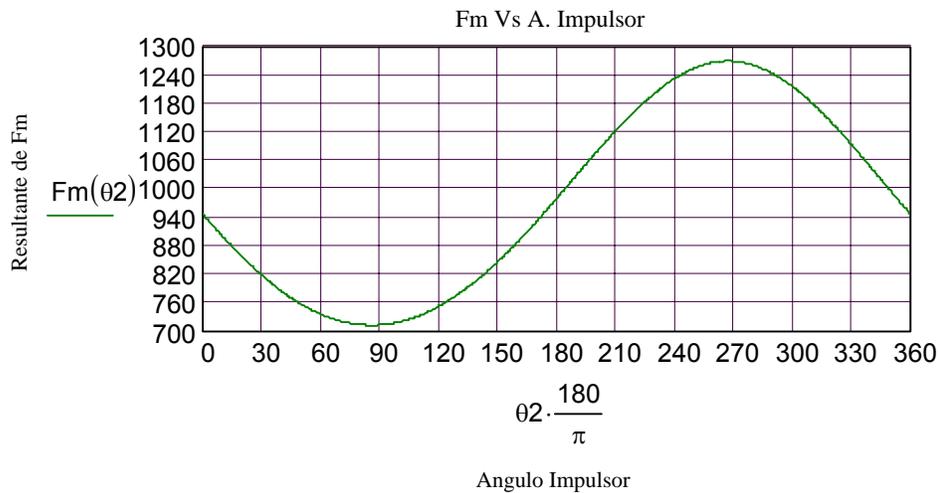
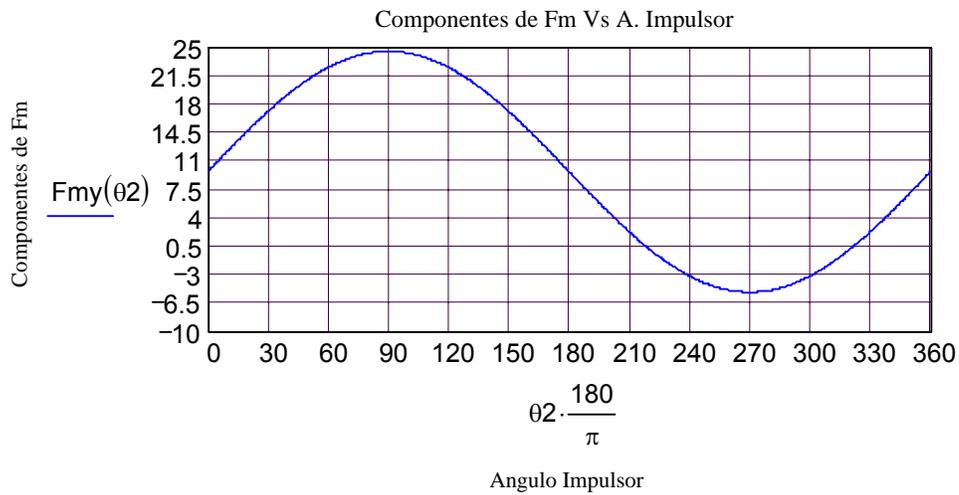
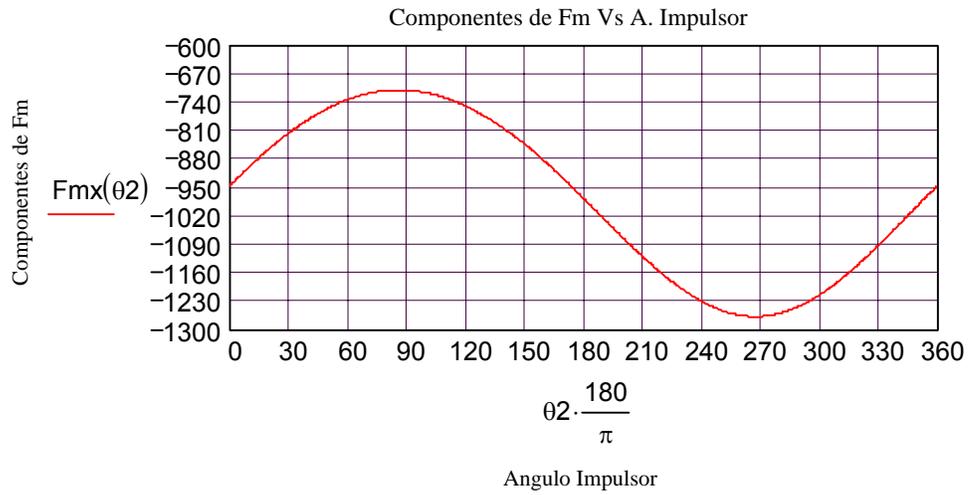
Hallando las resultantes:

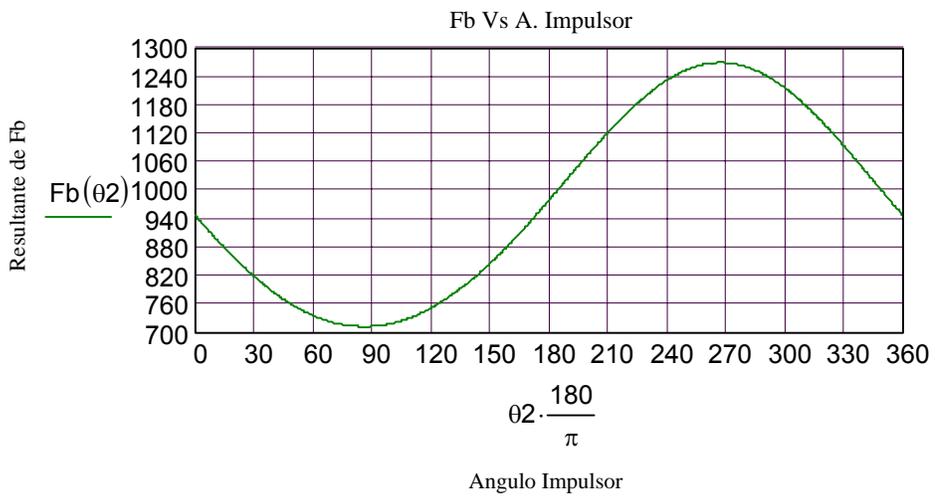
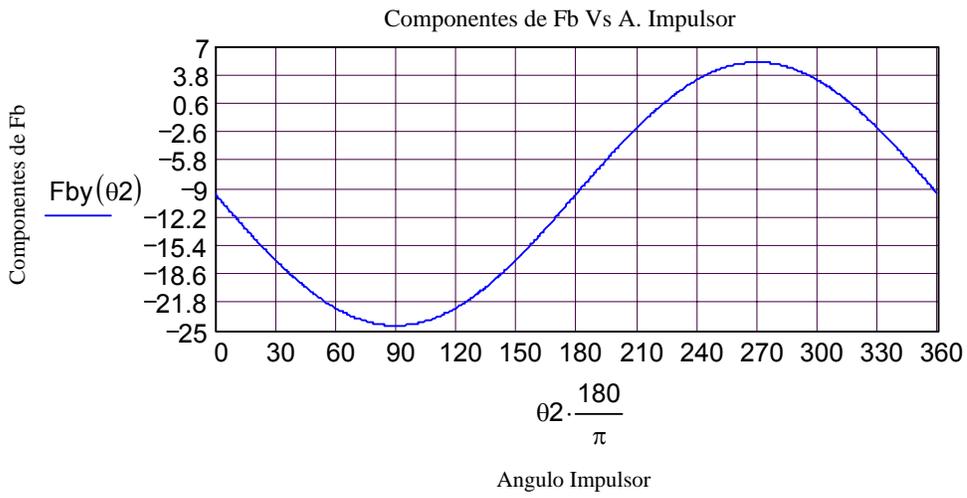
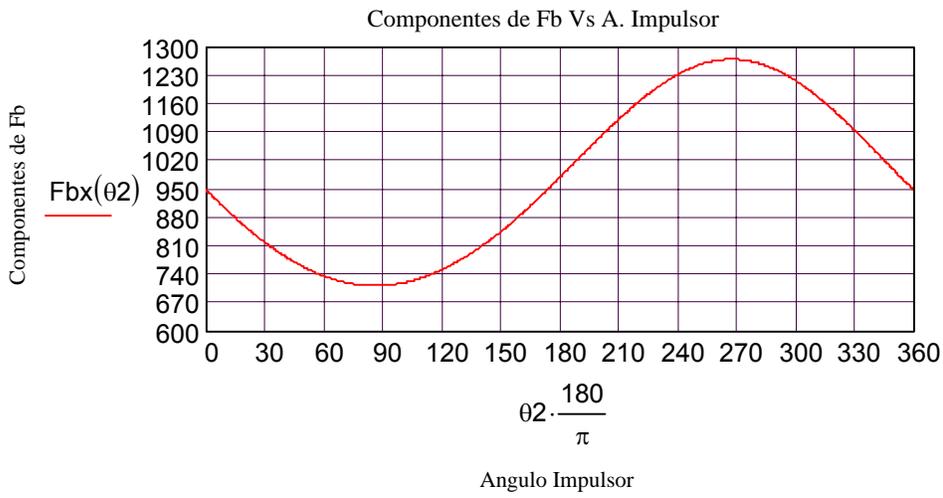
$$Fm(\theta_2) := \sqrt{Fmx(\theta_2)^2 + Fmy(\theta_2)^2}$$

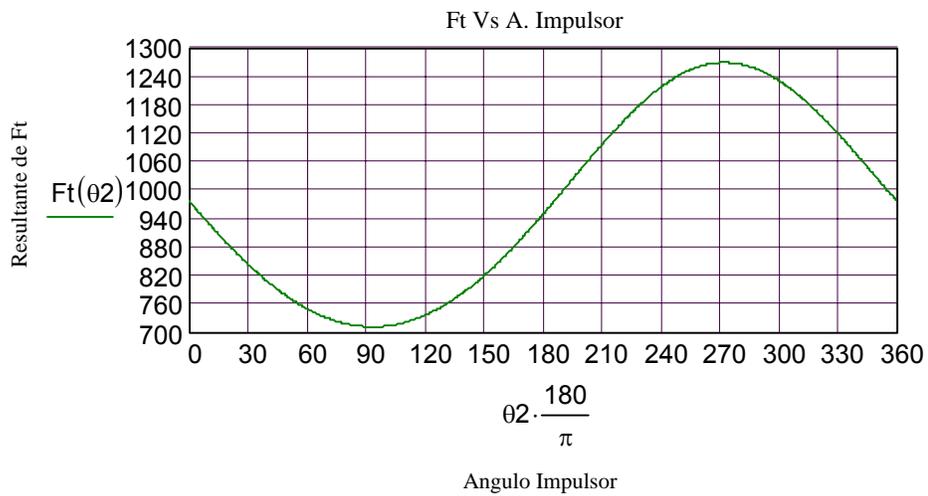
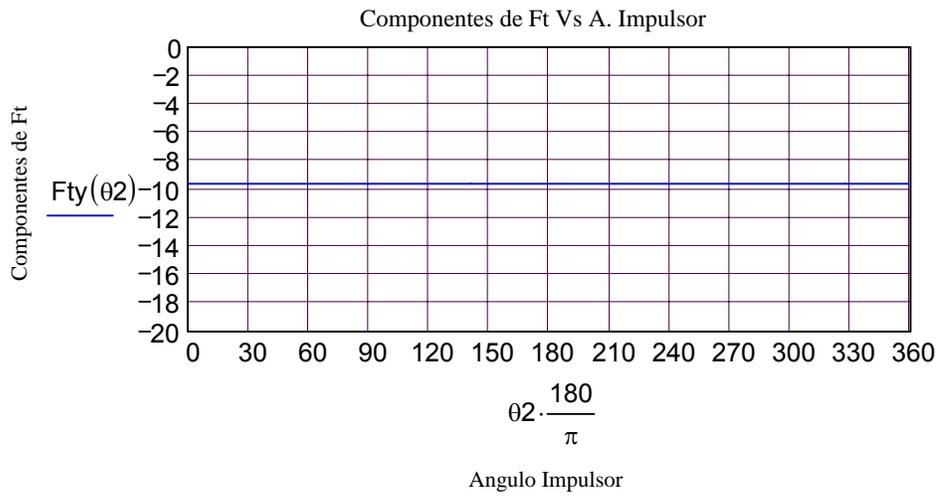
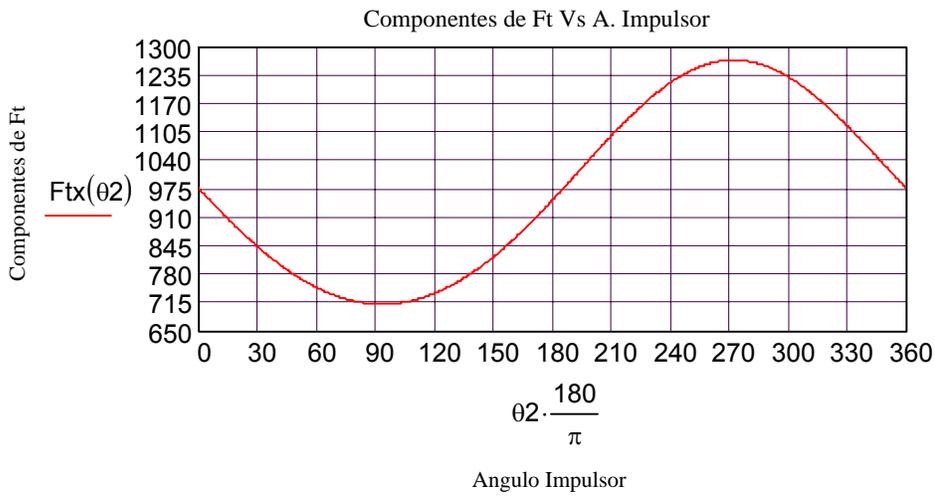
$$Fb(\theta_2) := \sqrt{Fbx(\theta_2)^2 + Fby(\theta_2)^2}$$

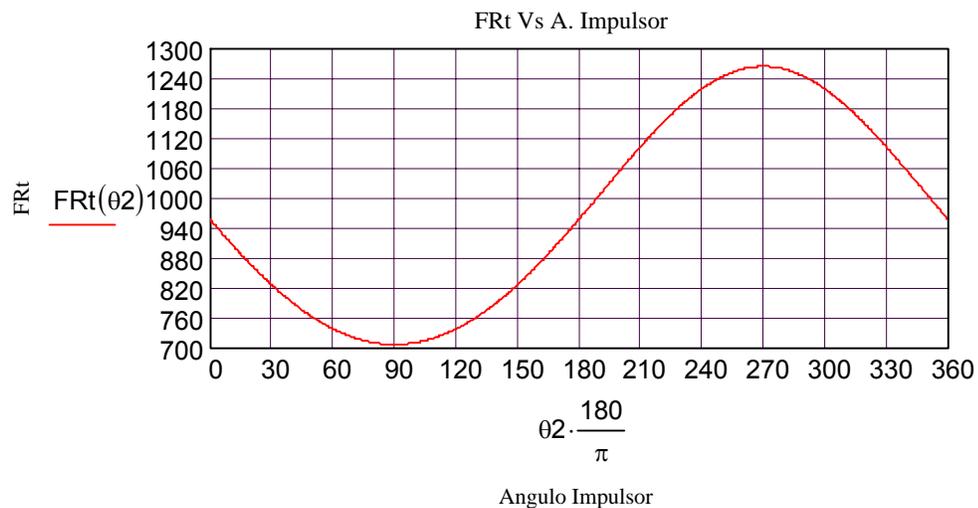
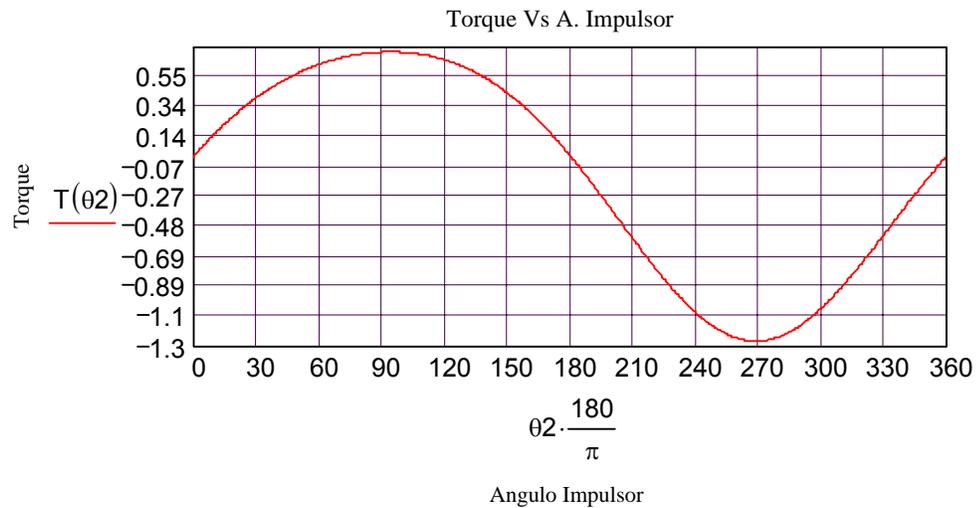
$$Ft(\theta_2) := \sqrt{Ftx(\theta_2)^2 + Fty(\theta_2)^2}$$

Gráfica de las fuerzas para determinar las fuerzas máximas y mínimas









De las gráficas se tiene:

$$F_{m\acute{a}x} = 1268.5 \text{ N}$$

$$F_{m\acute{m}n} = 711 \text{ N}$$

$$F_{t\acute{m}a}x = 1268.5 \text{ N}$$

$$F_{t\acute{m}n} = 711 \text{ N}$$

$$FR_{t\acute{m}a}x = 1263 \text{ N}$$

$$FR_{t\acute{m}n} = 706 \text{ N}$$

$$F_{b\acute{m}a}x = 1268.5 \text{ N}$$

$$F_{b\acute{m}n} = 711 \text{ N}$$

$$T_{m\acute{a}x} = 0.71 \text{ N.m}$$

$$T_{m\acute{m}n} = -1.27 \text{ N.m}$$

Se calculará la potencia del motor, considerando el torque de mayor valor absoluto, y utilizando las respectivas eficiencia del motor con la siguiente ecuación:

$$T_{m\acute{a}x\text{abs}} := 1.27 \quad \text{Nm}$$

$$P_{\text{motor}} := \frac{T_{m\acute{a}x\text{abs}} \cdot \omega^2}{746 \cdot 0.692}$$

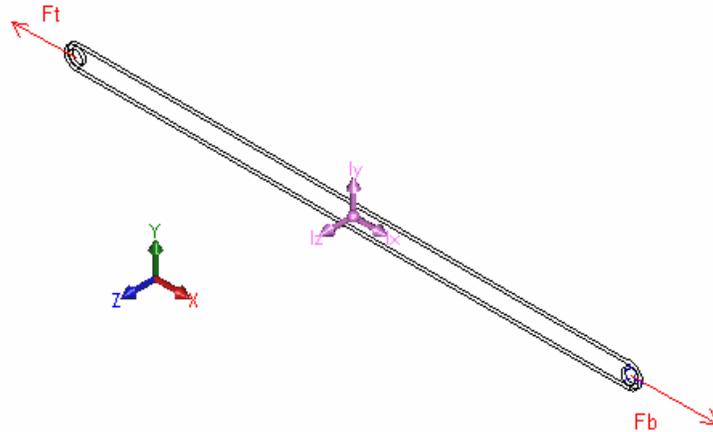
$$P_{\text{motor}} = 0.309 \quad \text{HP}$$

ANEXO O

Análisis estático y de fatiga de elementos principales

ANÁLISIS DE LA BIELA

Estático:



Datos :

Resistencia del Material (acero al carbono):

$S_{utb} := 400 \text{ MPa}$

$S_{yb} := 250 \text{ MPa}$

Dimensiones:

Espesor $e_b := 6.35 \text{ mm}$

Ancho $h_b := 38.1 \text{ mm}$

Diámetro de pasador : $d_{ag} := 24 \text{ mm}$

Diámetro de agujero de eje excéntrico: $d_{ae} := 26 \text{ mm}$

Áreas de Análisis:

Área transversal $A_b := e_b \cdot h_b$ $A_b = 241.935 \text{ mm}^2$

Área de agujero de pasador $A_{ag} := d_{ag} \cdot e_b$ $A_{ag} = 152.4 \text{ mm}^2$

Área de agujero excéntrico $A_{ae} := d_{ae} \cdot e_b$ $A_{ae} = 165.1 \text{ mm}^2$

Área crítica

$A_{critb} := A_b - A_{ae}$

$A_{critb} = 76.835 \text{ mm}^2$

Fuerzas actuantes:

$F_{máxb} := 1268.5 \text{ N}$

$F_{minb} := 711 \text{ N}$

Esfuerzos:

$$\sigma_1 := \frac{F_{\text{máxb}}}{A_{\text{critb}}} \quad \sigma_1 = 16.509 \quad \text{MPa}$$

Factor de Seguridad:

$$FS := \frac{S_yb}{\sigma_1} \quad FS = 15.143$$

Fatiga:

Límite de resistencia a la fatiga:

$$Se_{1b} := 0.5 \cdot S_{utb}$$

$$Se_{1b} = 200 \quad \text{Mpa}$$

Determinación de factores

Factor de carga	$C_{\text{carga}} := 0.85$	Shigley, Tabla 7.7 Pág. 383 Carga axial.
Factor de tamaño	$C_{\text{tamaño}} := 1$	Por cuanto para una carga Axial no hay efecto de tamaño.
Factor de superficie	$A_s := 4.51$ $b := -0.265$ $C_{\text{sup}} := A_s \cdot S_{utb}^b$ $C_{\text{sup}} = 0.922$	Norton, Tabla 6-3, Pág. 378 Maquinado o estirado en frío.
Factor de temperatura	$C_{\text{temp}} := 1$	Norton, Pág. 381 Temperatura ambiente
Factor de confiabilidad	$C_{\text{conf}} := 0.753$	Norton, Tabla 6-4, Pág. 381 Confiabilidad 99.9%

Límite de resistencia a la fatiga corregido

$$Se_b := C_{\text{carga}} \cdot C_{\text{tamaño}} \cdot C_{\text{sup}} \cdot C_{\text{temp}} \cdot C_{\text{conf}} \cdot Se_{1b}$$

$$Se_b = 117.998 \quad \text{MPa}$$

Esfuerzos máximos y mínimos

$$\sigma_{1\text{máx}} := \frac{F_{\text{máxb}}}{A_{\text{critb}}} \quad \sigma_{1\text{máx}} = 16.509 \quad \text{MPa}$$

$$\sigma_{1\text{mín}} := \frac{F_{\text{mínb}}}{A_{\text{critb}}} \quad \sigma_{1\text{mín}} = 9.254 \quad \text{MPa}$$

Concentrador de esfuerzos

Factor de concentración de esfuerzos	$K_t := 2.13$		Shigley, Figura E-15-1, Pág. 1201. $d/w=0.62$
Constante de Neuber	$a_n := 0.112$	plg	Norton, Tabla 6-6, Pág. 390 $S_{ut}=58$ Ksi
Radio de la muesca	$r_m := 0.472$	plg	
Sensibilidad a muescas	$q := \frac{1}{1 + \frac{\sqrt{a_n}}{\sqrt{r_m}}}$		$q = 0.672$

$$K_f := 1 + (K_t - 1) \cdot q$$

$$K_f = 1.76$$

Determinación del factor de Concentración de esfuerzos para los esfuerzos medios

Si $K_f \cdot \sigma_{1\text{máx}} < S_y$ entonces $K_{fm} = K_f$

$$K_f \cdot \sigma_{1\text{máx}} = 29.054 \quad \text{MPa} \quad S_{yb} = 250 \quad \text{MPa}$$

Por lo tanto:

$$K_{fm} := K_f$$

Teoría de falla de Goodman modificado:

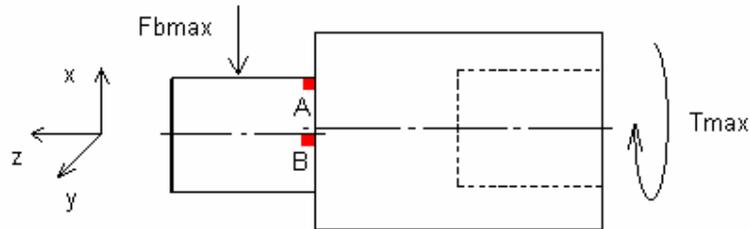
$$\text{Esfuerzo medio} \quad \sigma_m := K_{fm} \cdot \left(\frac{\sigma_{1\text{máx}} + \sigma_{1\text{mín}}}{2} \right) \quad \sigma_m = 22.67 \quad \text{MPa}$$

$$\text{Esfuerzo alternante} \quad \sigma_a := K_f \cdot \left(\frac{\sigma_{1\text{máx}} - \sigma_{1\text{mín}}}{2} \right) \quad \sigma_a = 6.385 \quad \text{MPa}$$

$$\text{Factor de seguridad} \quad FS := \frac{S_{utb} \cdot S_{eb}}{\sigma_a \cdot S_{utb} + \sigma_m \cdot S_{eb}} \quad FS = 9.027$$

ANÁLISIS DE EJE EXCÉNTRICO

Estático:



Datos :

Resistencia del Material (SAE 1018-eje de transmisión):

$$S_{ute} := 558.6 \quad \text{MPa}$$

Catálogo de Ivan Bohman Pág. 38

$$S_{ye} := 480.2 \quad \text{MPa}$$

Dimensiones:

$$\text{Longitud del eje excéntrico} \quad L_e := 25 \quad \text{mm}$$

$$\text{Diámetro del eje excéntrico:} \quad d_{ee} := 19 \quad \text{mm}$$

$$\text{Diámetro del eje transmisor:} \quad d_{et} := 37 \quad \text{mm}$$

$$\text{Radio de chaflán entre diámetros} \quad r_c := 5 \quad \text{mm}$$

Áreas de Análisis:

$$\text{Área transversal eje excéntrico} \quad A_e := \frac{\pi \cdot d_{ee}^2}{4} \quad A_e = 283.529 \quad \text{mm}^2$$

Fuerzas actuantes:

$$F_{máx} := 1268.5 \quad \text{N} \quad F_{mín} := 711 \quad \text{N}$$

Análisis en el punto A

Esfuerzos:

Esfuerzo normal debido al momento:

$$M_{máx} := F_{máx} \cdot \frac{L_e}{2} \quad M_{máx} = 1.586 \times 10^4 \quad \text{Nmm}$$

$$M_{mín} := F_{mín} \cdot \frac{L_e}{2} \quad M_{mín} = 8.887 \times 10^3 \quad \text{Nmm}$$

Inercia del eje excéntrico: $I_e := \frac{\pi \cdot d_{ee}^4}{64}$ $I_e = 6.397 \times 10^3$ mm⁴

Distancia al eje neutro $y_e := \frac{d_{ee}}{2}$ $y_e = 9.5$ mm

$\sigma_{zmaxe} := \frac{M_{maxA} \cdot y_e}{I_e}$ $\sigma_{zmaxe} = 23.547$ MPa

$\sigma_{zmine} := \frac{M_{minA} \cdot y_e}{I_e}$ $\sigma_{zmine} = 13.198$ MPa

Esfuerzo cortante debido al torque del motor

Torque del motor de 1HP $T_m := \frac{1.746 \cdot 60}{2 \cdot \pi \cdot n}$ $T_m = 5.936$ Nm

Momento de inercia polar $J_e := \frac{\pi \cdot d_{ee}^4}{32}$ $J_e = 1.279 \times 10^4$ mm⁴

Radio del eje excéntrico $\rho_e := \frac{d_{ee}}{2}$ $\rho_e = 9.5$ mm

$\tau_{zxe} := \frac{T_m \cdot 1000 \cdot \rho_e}{J_e}$ $\tau_{zxe} = 4.408$ MPa

Esfuerzos principales (círculo de Mohr)

$\sigma_{max1} := \frac{\sigma_{zmaxe}}{2} + \sqrt{\frac{\sigma_{zmaxe}^2}{4} + \tau_{zxe}^2}$ $\sigma_{max1} = 24.345$ MPa

$\sigma_{max2} := \frac{\sigma_{zmaxe}}{2} - \sqrt{\frac{\sigma_{zmaxe}^2}{4} + \tau_{zxe}^2}$ $\sigma_{max2} = -0.798$ MPa

$\tau_{max} := \sqrt{\frac{\sigma_{zmaxe}^2}{4} + \tau_{zxe}^2}$ $\tau_{max} = 12.572$ MPa

$\sigma_{min1} := \frac{\sigma_{zmine}}{2} + \sqrt{\frac{\sigma_{zmine}^2}{4} + \tau_{zxe}^2}$ $\sigma_{min1} = 14.535$ MPa

$\sigma_{min2} := \frac{\sigma_{zmine}}{2} - \sqrt{\frac{\sigma_{zmine}^2}{4} + \tau_{zxe}^2}$ $\sigma_{min2} = -1.337$ MPa

$\tau_{min} := \sqrt{\frac{\sigma_{zmine}^2}{4} + \tau_{zxe}^2}$ $\tau_{min} = 7.936$ MPa

Aplicando la teoría del Esfuerzo cortante máximo, que es una teoría un poco más conservadora, se tiene lo siguiente:

$$\tau_{fl} := \frac{S_{ye}}{2} \quad \tau_{fl} = 240.1 \quad \text{MPa}$$

Factor de Seguridad:

$$FS := \frac{\tau_{fl}}{\tau_{max}} \quad FS = 19.098$$

Análisis en el punto B

Esfuerzos:

Debido a que se trata de una viga corta se analizará el Esfuerzo cortante debido a la fuerza transversal F_b

$$\tau_{vmaxe} := \frac{4 \cdot F_{máxe}}{3 \cdot A_e} \quad \tau_{vmaxe} = 5.965 \quad \text{MPa}$$

$$\tau_{vmine} := \frac{4 \cdot F_{mine}}{3 \cdot A_e} \quad \tau_{vmine} = 3.344 \quad \text{MPa}$$

Esfuerzo cortante debido al torque del motor

$$\text{Torque del motor de 1HP} \quad T_m := \frac{1.746 \cdot 60}{2 \cdot \pi \cdot n} \quad T_m = 5.936 \quad \text{Nm}$$

$$\text{Momento de inercia polar} \quad J_e := \frac{\pi \cdot dee^4}{32} \quad J_e = 1.279 \times 10^4 \quad \text{mm}^4$$

$$\text{Radio del eje excéntrico} \quad \rho_e := \frac{dee}{2} \quad \rho_e = 9.5 \quad \text{mm}$$

$$\tau_e := \frac{T_m \cdot 1000 \cdot \rho_e}{J_e} \quad \tau_e = 4.408 \quad \text{MPa}$$

Esfuerzo cortante resultante en el punto B es igual a la suma algebraica del esfuerzo cortante transversal y del esfuerzo cortante de torsión, ya que los dos actúan en los mismos planos y en la misma dirección.

$$\tau_{re} := \tau_e + \tau_{vmaxe} \quad \tau_{re} = 10.373 \quad \text{MPa}$$

Aplicando la teoría del Esfuerzo cortante máximo, que es una teoría un poco más conservadora, se tiene lo siguiente:

$$\tau_{fl} := \frac{S_{ye}}{2} \quad \tau_{fl} = 240.1 \quad \text{MPa}$$

Factor de Seguridad:

$$FS := \frac{\tau_{fl}}{\tau_{re}} \quad FS = 23.146$$

Fatiga:

Análisis en el punto A

Límite de resistencia a la fatiga:

$$Se_{1e} := 0.5 \cdot S_{ute}$$

$$Se_{1e} = 279.3 \quad \text{Mpa}$$

Determinación de factores

Factor de carga	$C_{carga} := 1$	Norton, Pág. 376 Fricción
Factor de tamaño	$C_{tamaño} := 1.189 \cdot dee^{-0.097}$ $C_{tamaño} = 0.894$	Norton, Pág. 376. $8\text{mm} \leq dee \leq 250\text{mm}$
Factor de superficie	$A_s := 4.51$ $b := -0.265$ $C_{sup} := A_s \cdot S_{ute}^b$ $C_{sup} = 0.844$	Norton, Tabla 6-3, Pág. 378 Maquinado o estirado en frío.
Factor de temperatura	$C_{temp} := 1$	Norton, Pág. 381 Temperatura ambiente
Factor de confiabilidad	$C_{conf} := 0.753$	Norton, Tabla 6-4, Pág. 381 Confiabilidad 99.9%

Límite de resistencia a la fatiga corregido

$$See := C_{carga} \cdot C_{tamaño} \cdot C_{sup} \cdot C_{temp} \cdot C_{conf} \cdot Se_{1e}$$

$$See = 158.564 \quad \text{MPa}$$

Determinación del factor de Concentración de esfuerzos para los esfuerzos alternantes

Factor de concentración de esfuerzos de flexión.	$K_t := 1.34$	Norton, Figura E-2, Pág. 1006. $r_c/dee=0.263$ y $det/dee=1.947$
--	---------------	---

Factor de concentración de esfuerzos de torsión. $K_{ts} := 1.23$ Norton, Figura E-3, Pág 1007. $r_c/d_{ee}=0.263$ y $d_{et}/d_{ee}=1.947$

Constante de Neuber $a_n := 0.079$ plg Norton, Tabla 6-6, Pág 390 $S_{ut}=80.93$ Ksi

Radio de la muesca $r_m := 0.196$ plg

Sensibilidad a muescas $q := \frac{1}{1 + \frac{\sqrt{a_n}}{\sqrt{r_m}}}$ $q = 0.612$

$$K_f := 1 + (K_t - 1) \cdot q$$

$$K_f = 1.208$$

$$K_{fs} := 1 + (K_{ts} - 1) \cdot q$$

$$K_{fs} = 1.141$$

Determinación del factor de Concentración de esfuerzos para los esfuerzos medios

Si $K_f \cdot \sigma_{zmaxe} < S_y$ entonces $K_{fm} = K_f$ $K_{fsm} = K_{fs}$
 $K_f \cdot \sigma_{zmaxe} = 28.444$ MPa $S_{ye} = 480.2$ MPa

Por lo tanto:

$$K_{fm} := K_f \quad K_{fsm} := K_{fs}$$

Determinación de Esfuerzos medios y alternantes

Esfuerzo medio

$$\sigma_m := K_{fm} \cdot \left(\frac{\sigma_{zmaxe} + \sigma_{zmine}}{2} \right) \quad \sigma_m = 22.194 \quad \text{MPa}$$

$$\tau_m := K_{fsm} \cdot \left(\frac{\tau_{zxe} + \tau_{zxe}}{2} \right) \quad \tau_m = 5.028 \quad \text{MPa}$$

Esfuerzo alternante

$$\sigma_a := K_f \cdot \left(\frac{\sigma_{zmaxe} - \sigma_{zmine}}{2} \right) \quad \sigma_a = 6.251 \quad \text{MPa}$$

$$\tau_a := K_{fs} \cdot \left(\frac{\tau_{zxe} - \tau_{zxe}}{2} \right) \quad \tau_a = 0 \quad \text{MPa}$$

Esfuerzos de Von Misses alternantes y medios

$$\sigma_{avm} := \sqrt{\sigma_a^2 + 3\tau_a^2} \quad \sigma_{avm} = 6.251 \quad \text{MPa}$$

$$\sigma_{mvm} := \sqrt{\sigma_m^2 + 3\tau_m^2} \quad \sigma_{mvm} = 23.841 \quad \text{MPa}$$

Factor de seguridad

$$\underline{\underline{FS}} := \frac{Sute \cdot See}{\sigma_{avm} \cdot Sute + \sigma_{mvm} \cdot See} \quad FS = 12.18$$

Análisis en el punto B

Determinación de Esfuerzos medios y alternantes

Esfuerzo medio

$$\tau_{vm} := K_{fsm} \cdot \left(\frac{\tau_{vmaxe} + \tau_{vmine}}{2} \right) \quad \tau_{vm} = 5.309 \quad \text{MPa}$$

Esfuerzo alternante

$$\tau_{va} := K_{fs} \cdot \left(\frac{\tau_{vmaxe} - \tau_{vmine}}{2} \right) \quad \tau_{va} = 1.495 \quad \text{MPa}$$

Esfuerzos resultantes

$$\tau_{rm} := \tau_m + \tau_{vm} \quad \tau_{rm} = 10.337 \quad \text{MPa}$$

$$\tau_{ra} := \tau_a + \tau_{va} \quad \tau_{ra} = 1.495 \quad \text{MPa}$$

Esfuerzos de Von Misses alternantes y medios

$$\underline{\underline{\sigma_{avm}}} := \sqrt{3\tau_{ra}^2} \quad \sigma_{avm} = 2.59 \quad \text{MPa}$$

$$\underline{\underline{\sigma_{mvm}}} := \sqrt{3\tau_{rm}^2} \quad \sigma_{mvm} = 17.905 \quad \text{MPa}$$

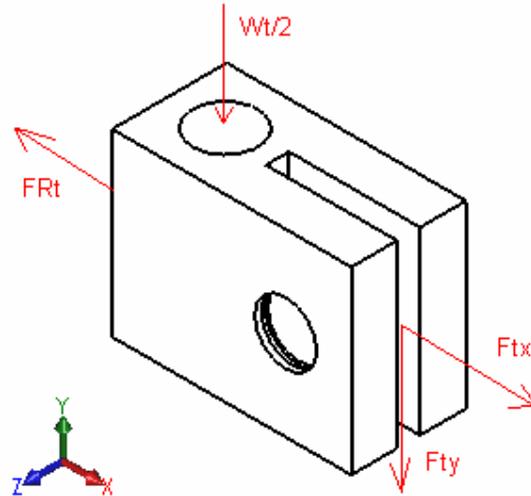
Factor de seguridad

$$\underline{\underline{FS}} := \frac{Sute \cdot See}{\sigma_{avm} \cdot Sute + \sigma_{mvm} \cdot See}$$

$$FS = 20.667$$

ANÁLISIS DEL ACCESORIO PORTA TUBERÍA

Estático:



Datos :

Resistencia del Material (ASTM A36):

Suta := 400 MPa ANEXO J
Sya := 250 MPa

Dimensiones:

Longitud del accesorio	La := 73	mm
Ancho del accesorio	Aa := 55	mm
Espesor del accesorio	ea := 35	mm
Diámetro del agujero roscado	da := 20	mm
Diámetro del pasador	dp := 19	mm
Área de la perforación rectangular	apr := 385	mm ²

Área de Análisis:

Área transversal crítica $A_{crit} := Aa \cdot ea - (dp \cdot ea) - (apr - dp \cdot 7)$
 $A_{crit} = 1.008 \times 10^3 \text{ mm}^2$

Fuerzas actuantes:

$$F_{txmax} := 1268.5 \quad \text{N} \qquad F_{txmin} := 711 \quad \text{N}$$

$$\frac{Wt}{2} = 5.309 \quad \text{N}$$

$$F_{ty} := 9.62 \quad \text{N}$$

Esfuerzos:

Esfuerzo normal debido a tracción:

$$\sigma_{xmax} := \frac{F_{txmax}}{A_{crit}} \qquad \sigma_{xmax} = 1.258 \quad \text{MPa}$$

$$\sigma_{xmint} := \frac{F_{txmin}}{A_{crit}} \qquad \sigma_{xmint} = 0.705 \quad \text{MPa}$$

Esfuerzo cortante debido a la carga cortante $Wt/2$

$$\tau_{xyt1} := \frac{2 \cdot \frac{Wt}{2}}{3A_{crit}} \qquad \tau_{xyt1} = 3.511 \times 10^{-3} \quad \text{MPa}$$

Esfuerzo cortante debido a la carga cortante F_{ty}

$$\tau_{xyt2} := \frac{2 \cdot F_{ty}}{3A_{crit}} \qquad \tau_{xyt2} = 6.362 \times 10^{-3} \quad \text{MPa}$$

Esfuerzo cortante total:

$$\tau_{xyt} := \tau_{xyt1} + \tau_{xyt2} \qquad \tau_{xyt} = 9.874 \times 10^{-3}$$

Esfuerzos principales (círculo de Mohr)

$$\sigma_{max1} := \frac{\sigma_{xmax}}{2} + \sqrt{\frac{\sigma_{xmax}^2}{4} + \tau_{xyt}^2} \qquad \sigma_{max1} = 1.259 \quad \text{MPa}$$

$$\sigma_{max2} := \frac{\sigma_{xmax}}{2} - \sqrt{\frac{\sigma_{xmax}^2}{4} + \tau_{xyt}^2} \qquad \sigma_{max2} = -7.746 \times 10^{-5} \quad \text{MPa}$$

$$\tau_{\max} := \sqrt{\frac{\sigma_{x\max}^2}{4} + \tau_{xy}^2} \quad \tau_{\max} = 0.629 \quad \text{MPa}$$

$$\sigma_{\min 1} := \frac{\sigma_{x\min}}{2} + \sqrt{\frac{\sigma_{x\min}^2}{4} + \tau_{xy}^2} \quad \sigma_{\min 1} = 0.705 \quad \text{MPa}$$

$$\sigma_{\min 2} := \frac{\sigma_{x\min}}{2} - \sqrt{\frac{\sigma_{x\min}^2}{4} + \tau_{xy}^2} \quad \sigma_{\min 2} = -1.382 \times 10^{-4} \quad \text{MPa}$$

$$\tau_{\min} := \sqrt{\frac{\sigma_{x\min}^2}{4} + \tau_{xy}^2} \quad \tau_{\min} = 0.353 \quad \text{MPa}$$

Aplicando la teoría del Esfuerzo cortante máximo, que es una teoría un poco más conservadora, se tiene lo siguiente:

$$\tau_{fl} := \frac{S_{ya}}{2} \quad \tau_{fl} = 125 \quad \text{MPa}$$

Factor de Seguridad:

$$FS := \frac{\tau_{fl}}{\tau_{\max}} \quad FS = 198.635$$

Fatiga:

Límite de resistencia a la fatiga:

$$Se_{1a} := 0.5 \cdot S_{uta}$$

$$Se_{1a} = 200 \quad \text{Mpa}$$

Determinación de factores

Factor de carga $C_{carga} := 1$ Norton, Pág. 376
Fricción

Factor de tamaño $A_{95} := 0.05 A_a \cdot e_a$ $A_{95} = 96.25 \quad \text{mm}^2$

$$d_{eq} := \sqrt{\frac{A_{95}}{0.0766}} \quad d_{eq} = 35.448 \quad \text{mm}$$

$$C_{tamaño} := 1.189 \cdot d_{eq}^{-0.097}$$

$$C_{tamaño} = 0.841$$

Norton, Pág 376.

$$8\text{mm} \leq d_{eq} \leq 250\text{mm}$$

Factor de superficie $A_s := 4.51$ Norton, Tabla 6-3, Pág. 378
 $b := -0.265$ Maquinado o estirado en frío.
 $C_{sup} := A_s \cdot S_{ute}^b$
 $C_{sup} = 0.844$

Factor de temperatura $C_{temp} := 1$ Norton, Pág. 381
 Temperatura ambiente

Factor de confiabilidad $C_{conf} := 0.753$ Norton, Tabla 6-4, Pág. 381
 Confiabilidad 99.9%

Límite de resistencia a la fatiga corregido

$S_{ea} := C_{carga} \cdot C_{tamaño} \cdot C_{sup} \cdot C_{temp} \cdot C_{conf} \cdot S_{e1a}$
 $S_{ea} = 106.879 \quad \text{MPa}$

Determinación del factor de Concentración de esfuerzos para los esfuerzos alternantes

Factor de concentración de esfuerzos de tensión. $K_t := 3$ Norton, Figura E-13, Pág 1012.

Factor de concentración de esfuerzos a fuerza cortante $K_{ts} := 3$

Constante de Neuber $a_n := 0.112$ plg Norton, Tabla 6-6, Pág 390
 $S_{ut} = 58 \text{ Ksi}$

Radio de la muesca $r_m := 0.71$ plg

Sensibilidad a muescas $q := \frac{1}{1 + \frac{\sqrt{a_n}}{\sqrt{r_m}}}$ $q = 0.716$

$K_f := 1 + (K_t - 1) \cdot q$

$K_{fs} := 1 + (K_{ts} - 1) \cdot q$

$K_f = 2.431$

$K_{fs} = 2.431$

Determinación del factor de Concentración de esfuerzos para los esfuerzos medios:

Si $K_f \cdot \sigma_{x\max t} < S_y$ entonces $K_{fm} = K_f$ $K_{fsm} = K_{fs}$

$K_f \cdot \sigma_{x\max t} = 3.06 \quad \text{MPa}$ $S_{ye} = 480.2 \quad \text{MPa}$

Por lo tanto:

$K_{fm} := K_f$

$K_{fsm} := K_{fs}$

Determinación de Esfuerzos medios y alternantes

Esfuerzo medio

$$\sigma_m := K_{fm} \cdot \left(\frac{\sigma_{x_{max}} + \sigma_{x_{min}}}{2} \right) \quad \sigma_m = 2.387 \quad \text{MPa}$$

$$\tau_m := K_{fsm} \cdot \left(\frac{\tau_{xyt} + \tau_{xyt}}{2} \right) \quad \tau_m = 0.024 \quad \text{MPa}$$

Esfuerzo alternante

$$\sigma_a := K_f \cdot \left(\frac{\sigma_{x_{max}} - \sigma_{x_{min}}}{2} \right) \quad \sigma_a = 0.672 \quad \text{MPa}$$

$$\tau_a := K_{fs} \cdot \left(\frac{\tau_{xyt} - \tau_{xyt}}{2} \right) \quad \tau_a = 0 \quad \text{MPa}$$

Esfuerzos de Von Mises alternantes y medios

$$\sigma_{avm} := \sqrt{\sigma_a^2 + 3\tau_a^2} \quad \sigma_{avm} = 0.672 \quad \text{MPa}$$

$$\sigma_{mvm} := \sqrt{\sigma_m^2 + 3\tau_m^2} \quad \sigma_{mvm} = 2.388 \quad \text{MPa}$$

Factor de seguridad

$$FS := \frac{S_{ute} \cdot S_{ee}}{\sigma_{avm} \cdot S_{ute} + \sigma_{mvm} \cdot S_{ee}} \quad FS = 117.438$$

ANEXO P

Acta de la reunión cuadragésima del Subcomité Técnico
“Instalaciones para gas combustible en edificaciones”.

	SUBCOMITE TECNICO INSTALACIONES PARA GAS COMBUSTIBLE EN EDIFICACIONES	Código: F-IG-01 Página: 1 de 2 Edición: 1 Revisión: 0 Fecha: 2005-12-15
---	---	---

ACTA No.:40

01. ANTECEDENTES:

En la ciudad de Quito, el día miércoles 10 de Octubre del 2007, a las 09:00, en la sala de sesiones del cuarto piso del INEN, se instala la reunión cuadragésima del Subcomité Técnico “**INSTALACIONES PARA GAS COMBUSTIBLE EN EDIFICACIONES**”, presidido por el Ing. Daniel Vizuite de la empresa MASTER CONTROL CIA. LTDA., y con la asistencia de las siguientes personas:

Ing. Diego Altamirano	CONDUIT DEL ECUADOR
Ing. Patricio Quezada	ESPE
Ing. Mario Marcillo	ALCANOS INGENIERÍA
Ing. José Pérez	ESPE
Ing. Marco Yépez	GAS & DUCTOS
Ing. Víctor Hugo Caicedo	CCT
Sr. José Madero	CUERPO DE BOMBEROS DE QUITO
Ing. Paúl Montoya P.	TALLERES DE INGENIERÍA
Ing. Patricio Estupiñán	EPN
Ing. Aníbal Díaz	AGIPECUADOR S.A.
Ing. Daniel Vizuite	MASTER CONTROL
Ing. Carlos Ayala	INCOAYAM
Sr. Milton Sánchez	INEN-Secretario Técnico

02. ORDEN DEL DIA

Se da lectura el orden del día y se aprueba de la siguiente forma:

1. Lectura y aprobación del acta No.: 39.
2. Presentación de la empresa Conduit del Ecuador, sobre los ensayos a realizarse en el sistema Press Fit de acuerdo a la norma DVGW VP 614.
3. Continuación del estudio de la Primera revisión de la NTE INEN 2 260:2001 “**INSTALACIONES PARA GAS COMBUSTIBLE EN EDIFICACIONES DE USO RESIDENCIAL, COMERCIAL E INDUSTRIAL. REQUISITOS**”
4. Asuntos varios

MS/.

	<p style="text-align: center;">SUBCOMITE TECNICO</p> <p style="text-align: center;">INSTALACIONES PARA GAS COMBUSTIBLE EN EDIFICACIONES</p>	<p>Código: F-IG-01 Página: 2 de 2 Edición: 1 Revisión: 0 Fecha: 2005-12-15</p>
---	---	--

03. DESARROLLO DE LA REUNION

1. Lectura y aprobación del Acta No. 39

1.1 El Secretario Técnico da lectura al acta, la misma que es aprobada sin ningún cambio.

2. Presentación de la empresa Conduit del Ecuador, sobre los ensayos a realizarse en el sistema Press Fit de acuerdo a la norma DVGW VP 614.

2.1 Los señores Daniel Altamirano, Carlos Torres, Holger Llerena y David Altamirano en representación de la empresa Conduit del Ecuador, presentaron ante el Subcomité, los ensayos a realizarse en el sistema de unión Pess Fit en acero inoxidable para la conducción de GLP y los equipos construidos en esta empresa, de acuerdo a la norma DVWG V-614.

2.2 Los miembros del subcomité solicitaron que estos ensayos se realicen adicionalmente con otros accesorios.

2.3 El Ing. Diego Altamirano de la empresa Conduit del Ecuador indico que cuando tengan calibrados los instrumentos de medición, comunicará a los miembros del Subcomité para presenciar los ensayos en el sistema Press Fit.

3. Continuación del estudio de la Primera revisión de la NTE INEN 2 260:2001 "INSTALACIONES PARA GAS COMBUSTIBLE EN EDIFICACIONES DE USO RESIDENCIAL, COMERCIAL E INDUSTRIAL.". REQUISITOS.

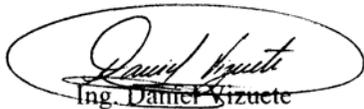
2.1 En esta reunión se revisaron varios puntos de la norma, cuya redacción se presenta en el anexo 1 adjunto.

3. Asuntos Varios

3.1 El Subcomité Técnico resuelve que la siguiente reunión oficial se llevará a cabo el miércoles 24 de Octubre del 2007 desde las 09:00, en el local del INEN Quito.

3.2 Siendo las 13:15 el Presidente da por terminada la reunión.

Para dejar constancia de lo actuado firman:

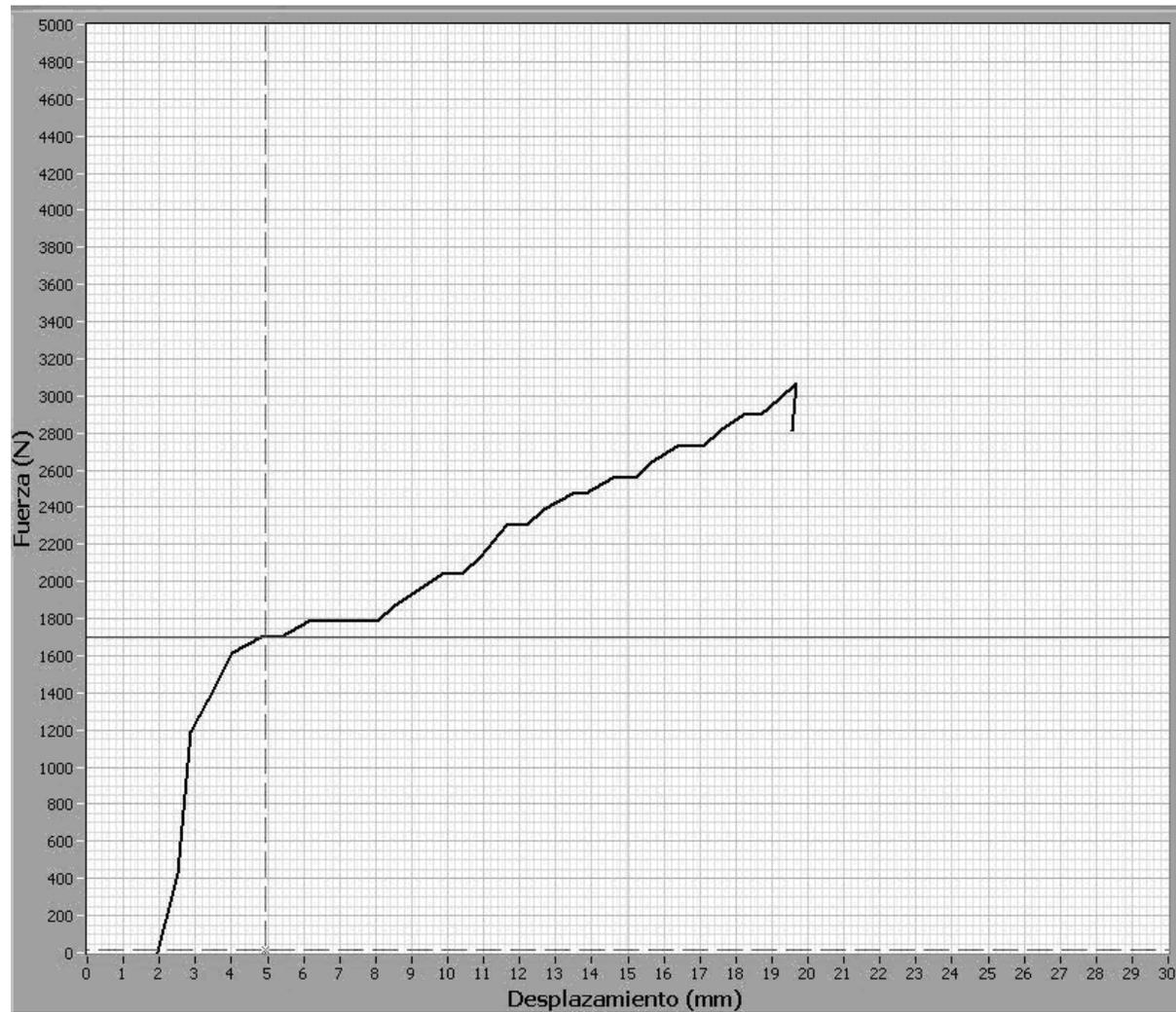

Ing. Daniel Vizuetec
PRESIDENTE
SUBCOMITE TECNICO

MS/.


Sr. Milton Sánchez
SECRETARIO TECNICO

ANEXO Q

Gráficas fuerza-desplazamiento del cabezal para el ensayo
de compresión en accesorios UNC



Cliente

CONDUIT

Probeta

HIDRINOX 20

Área

0 mm²

Fuerza Máxima

3066 N

Resistencia Máxima

Inf N/mm²

Fuerza Fluencia

1700 N

Resistencia Fluencia

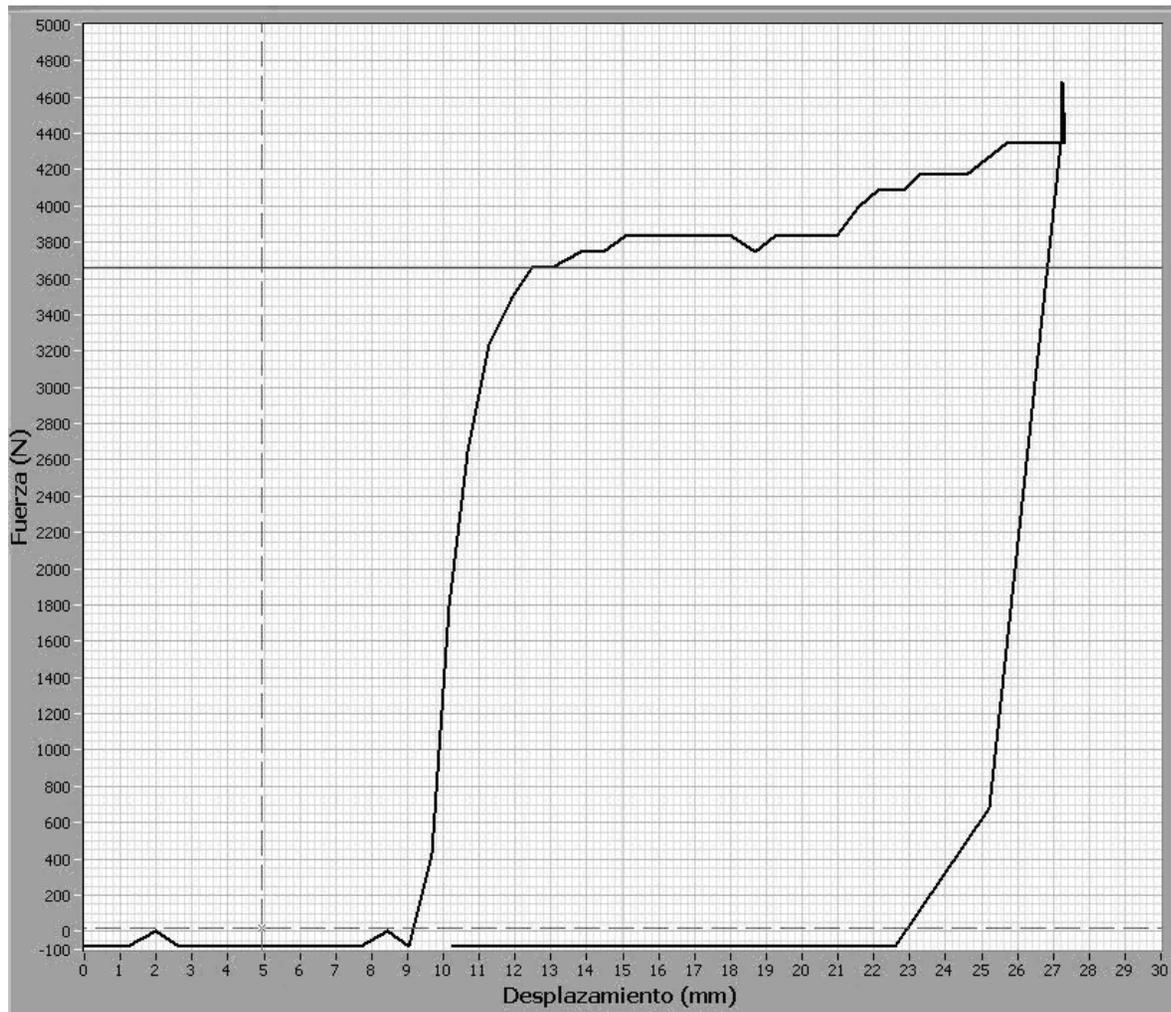
Inf N/mm²

Observaciones

UNC20
 PROBETA S/N
 HIDRINOX20
 PRIMERA PRUEBA

Fecha

30/11/2007



Cliente
 CONDUIT

Probeta
 1111-1 U

Área
 0 mm²

Fuerza Máxima
 4684 N

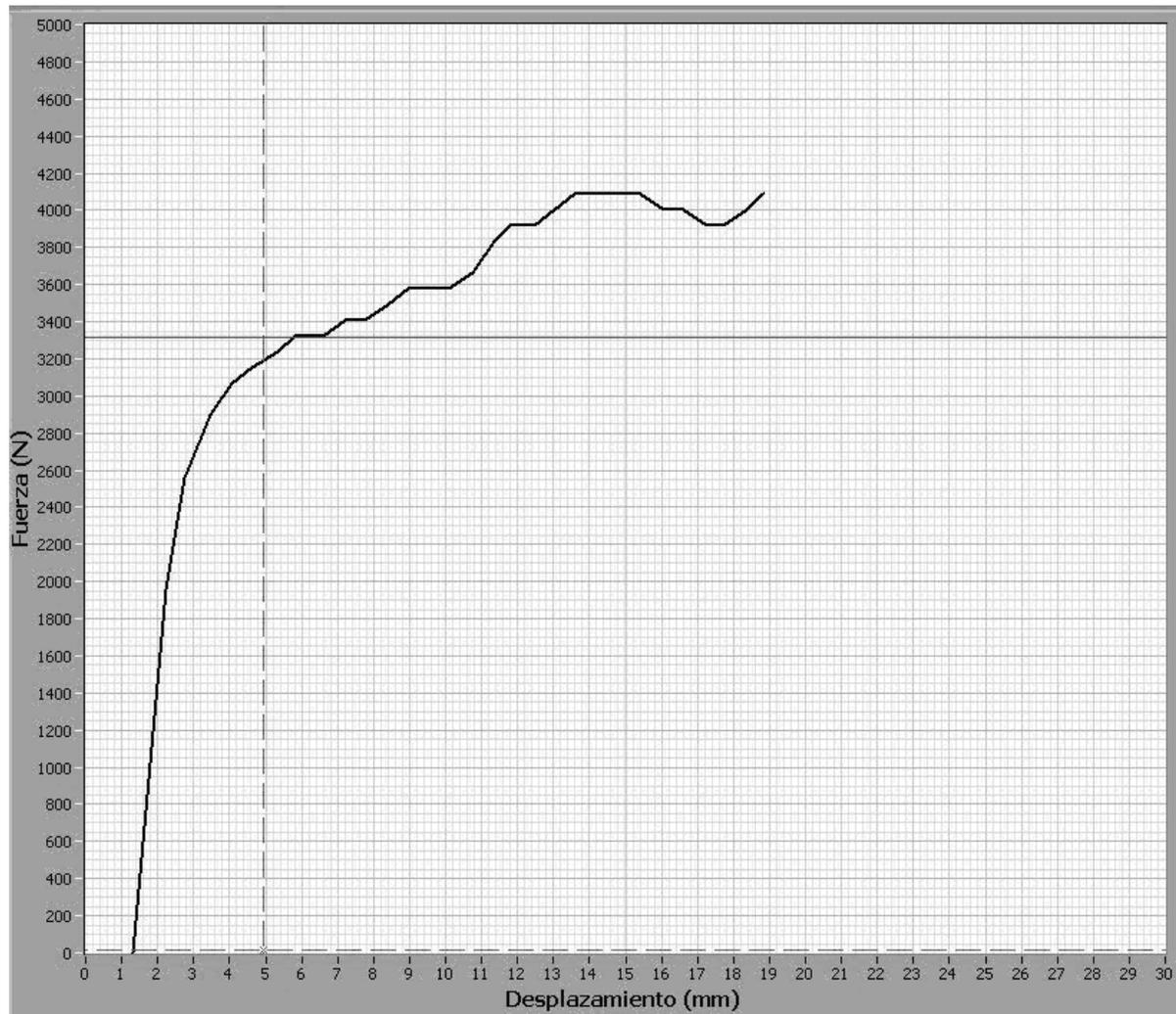
Resistencia Máxima
 Inf N/mm²

Fuerza Fluencia
 3657 N

Resistencia Fluencia
 Inf N/mm²

Observaciones
 UNC20
 PROBETA 1111-1/U
 SEGUNDA PRUEBA

Fecha
 30/11/2007



Cliente

CONDUIT

Probeta

1113-2/U

Área

0 mm²

Fuerza Máxima

4087 N

Resistencia Máxima

Inf N/mm²

Fuerza Fluencia

3318 N

Resistencia Fluencia

Inf N/mm²

Observaciones

UNC20
 PROBETA 1113-2/U
 PRIMERA PRUEBA

Fecha

30/11/2007

ANEXO R

Carta de satisfacción de la empresa.



Quito, diciembre 28 de 2007
C-PL-015777

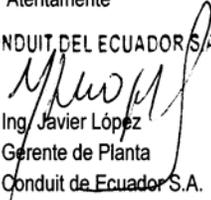
Señor
Ing. Juan Díaz
Coordinador de la Carrera de Ingeniería Mecánica
Escuela Politécnica del Ejército
Presente.

Por medio de la presente certifico que se ha finalizado el proyecto de tesis titulado "Diseño y construcción de equipos y accesorios necesarios para realizar los ensayos de torsión y flexión descritos en la Base provisional de ensayos de certificación DVGW VP 614, aplicados al tipo de junta press fit de acero inoxidable para la conducción de GLP" realizado por los señores Daniel Altamirano y Holger Llerena.

La empresa Conduit del Ecuador se encuentra conforme con el trabajo realizado por los estudiantes.

Atentamente

CONDUIT DEL ECUADOR S.A.


Ing. Javier López
Gerente de Planta
Conduit de Ecuador S.A.



Huayanay Ñan Oe1-476 y Panamericana Sur Km. 10
Telfs. PBX 2691-131-2691-507/509
Fax: (593)2-2691-903
e-mail: conduit@conduit.com.ec
web: www.conduit.com.ec
QUITO-ECUADOR

BIBLIOGRAFÍA

- BACA URBINA GABRIEL. Evaluación del Proyecto. 3era ed. Colombia, McGraw-Hill, Febrero 1999. pp13-81, 179-205.
- GERE James. Mecánica de Materiales, Traducido del inglés por José de la Cera. 5ta ed. México, Internacional Thomson, 2001. pp311-332, 187-191.
- NORTON ROBERT. Diseño de máquinas. Traducido del inglés por Gabriel Sánchez García. 1era ed. México, Prentice Hall, 1999. pp345-470.
- OLMEDO FERNANDO. Mecanismo con MATHCAD. 2da ed. Ecuador, Escuela Politécnica del Ejército, 2005, pp45-62.
- RILLEY WILLIAM , LEROY STURGES y MORRIS DON. Mecánica de Materiales. Traducido del inglés por Raúl Arrijoa Juárez. 1era ed. México, Limusa, 2001. 681p.
- SAPAG CHAIN NASSIR. Proyectos de Inversión. Formulación y evaluación. 1era edición. México, Pearson Prentice Hall, 2007. pp185- 257.
- SHIGLEY JOSEPH y MISCHKE CHARLES, Diseño en ingeniería mecánica. Traducido del inglés por Javier León Cárdenas. 6ta ed. México, McGraw-Hill, Junio del 2002. pp 364-444.
- ACOSTA JUAN y CARRILLO DANIEL. Diseño y construcción de una máquina clasificadora por diámetro para champiñones con capacidad de 1 Ton/día para la empresa Kennet". Tesis Ing. Mec. Quito. Escuela Politécnica del Ejército. Carrera de Ingeniería Mecánica. 2007. pp45-62.
- CORTEZ BYRON y GUARANDA RODRIGO. Diseño y construcción de un equipo de cizallamiento para elementos elásticos y un extensómetro para compresión en madera para el LRM de la FIME. Tesis Ing. Mec. Quito. Escuela Politécnica del Ejército. Carrera de Ingeniería Mecánica. 2007. pp107-123 y pp144-154.

- GARZÓN CRISTIAN y RAMOS DIEGO. Diseño y construcción de accesorios y adaptación de una celda de carga para la máquina de ensayos universales MTS TK/T5002. Tesis Ing. Mec. Quito. Escuela Politécnica del Ejército. Carrera de Ingeniería Mecánica. 2006. pp107-123 y pp 68-120.

DIRECCIONES DE INTERNET

Acero inoxidable:

http://www.ceintec.upc.edu/Archivos/Acero_inox_familias_durabilidad_fabricacion.pdf

http://es.wikipedia.org/wiki/Acero_inoxidable

http://www.euro-inox.org/htm/p_5_SP.html

http://www.euro-inox.org/pdf/build/roofing/RoofingTech_SP.pdf

<http://www.cedinox.es/#>

Especificaciones de Acero Inoxidables

<http://www.azom.com/details.asp?ArticleID=863>

<http://www.azom.com/Details.asp?ArticleID=965>

<http://www.azom.com/Details.asp?ArticleID=2868>

http://www.cromova.es/feinguss/fundicion_fina.htm

<http://www.fergusonmetals.com/media/302-304-304l-305.pdf>

<http://www.fergusonmetals.com/media/316-317.pdf>

Press fit joints:

<http://www.cda.org.uk/Megab2/build/pub-808-copper-the-modern-solution.pdf>

<http://www.ukcopperboard.co.uk/literature/pdfs/Installation-Tips/flame-free-jointing.pdf>

<http://www.bssa.org.uk/cms/File/1585-Bulletin%20556-12-13.pdf>

O ring:

http://www.parker.com/ar/catalogs/o_ring.pdf

<http://en.wikipedia.org/wiki/O-ring>

http://www.winner-pak.com.ar/prod_Cast/o'ring1.htm

http://www.modbs.co.uk/news/fullstory.php/aid/1567/Modern_metallic_plumbing_systems_show_their_mettle.html

Yugo escocés

<http://www.alu.us.es/a/amaluqsen/pmaquinas.pdf>

Otros:

http://www.aga.org/Content/ContentGroups/Operations_and_Engineering2/Gas_Quality/berthold.pdf