

TRABAJO ESPECIAL DE GRADO

REDISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN BANCO DE ENSAYOS PARA EL ESTUDIO DE FLUJO DE GAS Y/O DE LÍQUIDO ISOTÉRMICO EN TUBERÍAS

Presentado ante la ilustre
Universidad Central de Venezuela
Por los Bachilleres
Ibarra Hernández, Roberto
Tovar Ah-Chaye, Karine
Para optar al título de Ingeniero Mecánico

Caracas 2006

TRABAJO ESPECIAL DE GRADO

REDISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN BANCO DE ENSAYOS PARA EL ESTUDIO DE FLUJO DE GAS Y/O DE LÍQUIDO ISOTÉRMICO EN TUBERÍAS

TUTOR ACADÉMICO: Prof. **FRANCISCO GARCÍA.**

Presentado ante la ilustre
Universidad Central de Venezuela
Por los Bachilleres
Ibarra Hernández, Roberto
Tovar Ah-Chaye, Karine
Para optar al título de Ingeniero Mecánico

Caracas 2006

Caracas, 01 de noviembre de 2.006

ACTA

Los abajo firmantes, miembros del jurado por el Consejo de Escuela de Ingeniería Mecánica, para evaluar el Trabajo Especial de Grado presentado por los bachilleres: **KARINE TOVAR** y **ROBERTO IBARRA**

“REDISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN BANCO DE ENSAYOS PARA EL ESTUDIO DE FLUJO DE GAS y/o DE LIQUIDO ISOTÉRMICO EN TUBERIAS”

Consideran que el mismo cumple con los requisitos exigidos por el plan de estudio conducente al Título de Ingeniero Mecánico.



Prof. Antonio Barragán
Jurado





Prof. Rodolfo Berrios
Jurado



Prof. Francisco García
Tutor



Los suscritos, Miembros del Jurado Examinador designado por el Consejo de la Escuela de Ingeniería Mecánica de la Facultad de Ingeniería de la Universidad Central de Venezuela, para evaluar el Trabajo Especial de Grado presentado por los bachilleres: **KARINE TOVAR** y **ROBERTO IBARRA**, titulares de las Cédula de Identidad N° 16.589.604 y N° 15.912.496, respectivamente, el cual lleva por título:

“REDISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN BANCO DE ENSAYOS PARA EL ESTUDIO DE FLUJO DE GAS y/o DE LIQUIDO ISOTÉRMICO EN TUBERIAS”.

Decidimos conferirle una:

“MENCION HONORÍFICA”

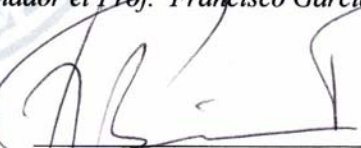
En reconocimiento al esfuerzo realizado como estímulo a la actividad creativa demostrada en el transcurso de la elaboración de este Trabajo Especial de Grado, el cual constituye un aporte importante.

En fe de lo anteriormente expuesto se levanta la presente Acta en la ciudad de Caracas, a los siete días del mes de noviembre del año dos mil seis, dejando constancia que, de acuerdo a la normativa vigente, actuó como Coordinador del Jurado Examinador el Prof. Francisco García.



Prof. Antonio Barragán
Jurado





Prof. Rodolfo Berrios
Jurado



Prof. Francisco García
Coordinador

DEDICATORIA

*A mi familia.
Karine*

*A La Virgen del Valle
por estar día y noche,
en los buenos y malos momentos.
A mi mamá, a mi hermano y a mi novia.
Roberto*

AGRADECIMIENTOS

Primero que nada, a *Dios* y a la *Virgen del Valle*, por habernos dado salud antes, durante y después de realizado el trabajo especial de grado.

A la *Universidad Central de Venezuela*, a la *Escuela de Ingeniería Mecánica y todos sus profesores*, por habernos formado profesionalmente.

Al *Profesor Francisco García*, por su gran ayuda, motivación y conocimientos impartidos.

Un especial agradecimiento a *Mahmoud*, por su gran ayuda y colaboración en todo momento, por su disposición a trabajar otorgando lo mejor de sí.

Al *CDCH* por el apoyo prestado a través de los proyectos de investigación y desarrollo PI 08-15-5195-2005 y PG 08-00-5653-2004 y la ayuda institucional A 08-00-5652-2004.

Al *Laboratorio de Transferencia de Calor*, por permitirnos utilizar sus instalaciones, equipos y herramientas.

A *Daniel Pérez*, por su ayuda y espíritu colaborador.

A *Jerónimo Nieto*, por su ayuda en la realización de la placa orificio.

A los *técnicos* del Galpón de la EIM de la U.C.V., por su ayuda en la construcción del banco de ensayos.

A los integrantes del grupo *SAE UCV* y *MINIBAJA UCV*, por habernos dado su ayuda y colaboración en la construcción del banco de ensayos.

A los *técnicos de servicios básicos y servicios generales* de la U.C.V.

Agradecimientos Karine

A mi *familia*, en especial a *mis padres*, por su apoyo y sabios consejos.

A *Nelson*, por su comprensión y colaboración en todo momento.

A *Roberto*, por su confianza, amistad y por haber sido un excelente compañero de tesis.

A todos mis *amigos* y *compañeros* de la Universidad.

Agradecimientos Roberto

A mi *mamá*, a mi *hermano* y a *toda mi familia*, por darme apoyo y fuerza moral.

A mi *novia* por darme apoyo y motivación a lograr siempre lo mejor.

A *Karine* por ser una excelente compañera de tesis y ante todo una amiga.

A todos mis *amigos* y *compañeros* de Universidad.

Ibarra H., Roberto. Tovar A., Karine.

Rediseño y construcción de un banco de ensayos para el estudio de flujo de gas y/o de líquido isotérmico en tuberías

Tutor Académico: Prof. Francisco García. Trabajo especial de grado. Caracas, UCV. Facultad de Ingeniería, Escuela de Ingeniería Mecánica, 2006, 110 pág.

Palabras Claves: Flujo Bifásico, Esfuerzos, Gradiente Presión, Instrumentación.

RESUMEN

El estudio del flujo simultáneo de gas y de líquido en tuberías es una de las combinaciones de flujo bifásico más complejas que existen. Su estudio experimental contribuye a la comprensión de este fenómeno y al desarrollo de modelos y correlaciones que permitan cuantificar los parámetros necesarios para el diseño de procesos y equipos donde este tipo de flujo esté presente. Este trabajo especial de grado tuvo como objetivo principal rediseñar y construir un banco de ensayos para estudiar flujo de gas y/o de líquido isotérmico en tuberías para diferentes ángulos de inclinación utilizando como base el diseño propuesto por Gómez (2005). Para ello se realizaron análisis de esfuerzos de los diferentes elementos constructivos, evaluación de costos, disponibilidad de materiales en el mercado, procesos de manufactura y métodos de ensamble, obteniéndose como resultado una mejora del diseño original, traducida en versatilidad, fácil manejo y seguridad. Una vez construido el banco de ensayos, se procedió a la instalación de la instrumentación necesaria para llevar a cabo pruebas experimentales con flujo monofásico (aire), de manera de comprobar el funcionamiento del banco.

ÍNDICE DE CONTENIDO

DEDICATORIA.....	v
AGRADECIMIENTOS.....	vi
RESUMEN.....	viii
ÍNDICE DE CONTENIDO	ix
ÍNDICE DE TABLAS.....	xii
ÍNDICE DE FIGURAS	xiv
NOMENCLATURA Y SÍMBOLOS	xvii
INTRODUCCIÓN.....	1
CAPÍTULO I: PROBLEMA EN ESTUDIO.....	3
1.1. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA.....	3
1.2. OBJETIVOS.....	5
1.2.1. Objetivo General	5
1.2.2. Objetivos Específicos	5
1.3. ALCANCES.....	6
CAPÍTULO II: REDISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DEL BANCO EXPERIMENTAL	8
2.1. ESPECIFICACIONES DEL DISEÑO ORIGINAL	8
2.1.1. Concepto Solución Propuesto.....	9
2.1.2. Características del Diseño	9
2.2. REDISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE LA ESTRUCTURA PRINCIPAL.....	11
2.2.1. Cercha.....	11
2.2.1.1. Cargas aplicadas sobre la cercha	12
2.2.2. Apoyos.....	19
2.2.2.1. Apoyo A	23
2.2.2.2. Apoyo B.....	27
2.2.2.3. Soportes de vástagos B sobre carro B	29
2.2.2.4. Fuerzas resultantes sobre carro B	33
2.2.3. Elementos de Unión	34
2.2.3.1. Travesaños y diagonales a largueros	35
2.2.3.2. Apoyo A y B a largueros	35
2.2.3.3. Apoyo B a soportes vástago B.....	35

2.2.4. Riel	37
2.2.5. Patines.....	37
2.2.5.1. Análisis de carga en pernos de los patines	38
2.2.6. Pernos de Anclaje.....	41
2.2.7. Apoyo Auxiliar.....	41
2.2.8. Uniones Soldadas	43
2.3. REDISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DEL SISTEMA DE SOPORTES DE LA TUBERÍA.....	43
2.4. REDISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DEL SISTEMA DE SUMINISTRO DE AIRE..	
.....	45
2.4.1. Distribución de las Líneas de Suministro de Aire	46
2.4.2. Bases para la Tubería de Suministro de Aire	47
2.5. REDISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DEL SISTEMA DE LEVANTAMIENTO	48
2.5.1. Tornillo de Potencia	48
2.5.2. Sistema Motor-Reductor	52
2.5.2.1. Elementos constructivos y ensamble del sistema motor-reductor.....	55
2.5.3. Chumaceras	55
2.5.4. Sistema de Guías	58
2.5.4.1. Elementos constructivos y ensamble del sistema de guías.....	58
2.5.5. Sistema Eléctrico del Motor	59
2.5.6. Análisis de Carga en Pernos.....	60
2.6. EVALUACIÓN DE COSTOS	62
2.7. SÍNTESIS DEL CAPÍTULO	65
CAPÍTULO III: ENSAYOS EXPERIMENTALES	66
3.1. CALIBRACIÓN DEL BANCO DE ENSAYOS.....	66
3.1.1. Medición de Caudal.....	66
3.1.2. Medición de Temperatura.....	68
3.1.3. Intervalo de Operación	68
3.2. EVALUACIÓN DEL GRADIENTE DE PRESIÓN	69
3.2.1. Gradiente de Presión Total	69
3.2.2. Obtención del Factor de Fricción de Fanning Experimental.....	71

3.2.3. Ecuación de Zigrang y Sylvester para el Cálculo del Factor de Fricción.....	72
3.2.4. Propiedades del Aire.....	73
3.2.4.1. Factor de compresibilidad del aire, Z	73
3.2.4.2. Viscosidad del aire	75
3.2.4.3. Densidad del aire	75
3.2.5. Comparación del Factor de Fricción de Fanning Experimental con el obtenido a partir de la ecuación de Zigrang y Sylvester	75
3.3. SÍNTESIS DEL CAPÍTULO	78
CAPÍTULO IV: MANUAL DE OPERACIÓN Y MANTENIMIENTO	79
4.1. MANUAL DE OPERACIÓN	79
4.1.1. Movimiento de los Carros	79
4.1.2. Sistema de Levantamiento.....	80
4.1.3. Sistema de Suministro de Aire	84
4.2. MANUAL DE MANTENIMIENTO	84
SÍNTESIS Y CONCLUSIONES.....	86
RECOMENDACIONES	88
REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS	89
APÉNDICES	94
APÉNDICE A. TABLAS.....	94
APÉNDICE B. FIGURAS.....	107
APÉNDICE C. PLANOS	110

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1. Especificaciones del Diseño	8
Tabla 2. Propiedades mecánicas de ángulo lados iguales	14
Tabla 3. Características y propiedades para el diseño con ángulo lados iguales.....	14
Tabla 4. Distancias y fuerzas aplicadas sobre el travesaño	15
Tabla 5. Momento, deflexión, esfuerzo y factor de seguridad de los travesaños.....	16
Tabla 6. Masas y pesos de elementos que conforman la cercha	16
Tabla 7. Propiedades mecánicas de viga designación UPL.....	17
Tabla 8. Características y propiedades para el diseño con viga designación UPL.....	18
Tabla 9. Valores de las cargas aplicadas sobre los largueros	18
Tabla 10. Dimensiones y distancias de los apoyos.....	21
Tabla 11. Cargas aplicadas sobre la cercha	21
Tabla 12. Cargas aplicadas sobre los apoyos	21
Tabla 13. Propiedades mecánicas de tubo estructural ASTM A 500 grado C	24
Tabla 14. Características y propiedades para el diseño con tubo estructural designación 100×100	24
Tabla 15. Datos para el cálculo de flexocompresión.....	25
Tabla 16. Esfuerzo máximo y factor de seguridad para el apoyo “A”	26
Tabla 17. Factores de fricción para acero dulce-acero dulce	33
Tabla 18. Datos para el análisis de carga del pasador “B”	37
Tabla 19. Resultados del análisis de carga del pasador “B”	37
Tabla 20. Datos para el cálculo de precarga y fatiga en pernos pasantes de los patines	40
Tabla 21. Esfuerzos, factor de seguridad y par torsión de apriete en pernos pasantes de los patines.....	40
Tabla 22. Características de los pernos utilizados en el sistema de patines	40
Tabla 23. Características de los pernos de anclaje	41
Tabla 24. Propiedades mecánicas de tubo estructural ASTM A 500 grado A	42
Tabla 25. Características y propiedades para el diseño con tubo estructural designación 50×50	42
Tabla 26. Características del compresor.....	45
Tabla 27. Características del motor del compresor	45

Tabla 28. Accesorios de la línea de suministro de aire	46
Tabla 29. Datos para el cálculo del tornillo de potencia	51
Tabla 30. Características del motor para el sistema de levantamiento.....	53
Tabla 31. Sistema de Poleas	53
Tabla 32. Características de la banda (correa).....	53
Tabla 33. Características del sistema de potencia	54
Tabla 34. Características y cargas aplicadas sobre el rodamiento.....	57
Tabla 35. Horas de funcionamiento del rodamiento	57
Tabla 36. Datos para el cálculo de precarga y fatiga en pernos pasantes de las chumaceras	61
Tabla 37. Esfuerzos, factor de seguridad y par torsión de apriete en pernos pasantes de las chumaceras	61
Tabla 38. Características de pernos utilizados en el sistema de levantamiento	62
Tabla 39. Costos de materiales.....	62
Tabla 40. Costos de equipos e instrumentación	63
Tabla 41. Accesorios	64
Tabla 42. Movimiento de los carros	80

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1. Concepto Solución Propuesto por Gómez (2005).....	9
Figura 2. Geometría de la tubería de pruebas.....	9
Figura 3. Diseño original.....	10
Figura 4. Configuración de la cercha.....	12
Figura 5. Extensiones de la cercha.....	12
Figura 6. Peso de la tubería sobre los travesaños.....	13
Figura 7. Ángulo de lados iguales.....	14
Figura 8. Viga Simplemente apoyada con cargas gemelas. Fuente: E. Shigley y C. Mischke, 2002.....	15
Figura 9. Largueros de la cercha y sus apoyos.....	17
Figura 10. Viga de sección transversal en forma de canal.....	17
Figura 11. Cargas aplicadas sobre el larguero.....	18
Figura 12. Cercha luego de su construcción.....	19
Figura 13. Cargas aplicadas sobre los apoyos de la cercha.....	20
Figura 14. Configuración de los apoyos.....	20
Figura 15. Reacción en apoyo “A” para tubería de 4” llena de glicerina.....	22
Figura 16. Reacción en apoyo “B” para tubería de 4” llena de glicerina.....	22
Figura 17. Reacción en apoyo “A” para tubería de 4” vacía.....	22
Figura 18. Reacción en apoyo “B” para tubería 4” vacía.....	23
Figura 19. Configuración Apoyo “A”.....	23
Figura 20. Sección transversal de tubo estructural.....	24
Figura 21. Deformación y esfuerzos sobre el apoyo “A”.....	26
Figura 22. Esfuerzos sobre apoyo “A” luego de su rediseño.....	27
Figura 23. Configuración apoyo “B”.....	28
Figura 24. Cargas aplicadas sobre el apoyo “B”.....	29
Figura 25. Unión entre los vástagos “B”.....	29
Figura 26. Configuración de soportes de vástagos “B”.....	30
Figura 27. Esfuerzos sobre al alma de la viga doble T (carro “B”).....	31
Figura 28. Esfuerzos sobre carro “B” con la colocación de refuerzos.....	32
Figura 29. Apoyo “A” luego de su construcción.....	32

Figura 30. Apoyo “B” luego de su construcción.....	33
Figura 31. Soportes de vástagos “B” sobre carro “B” luego de su construcción.....	33
Figura 32. Fuerza resultante sobre carro “B” para una tubería de 4” vacía.....	34
Figura 33. Fuerza resultante sobre carro “B” para una tubería de acrílico de 1½”.....	34
Figura 34. Pernos de unión entre apoyos y largueros.....	35
Figura 35. Configuración pasador apoyo “B”, soportes vástago “B”. Fuente: E. Shigley y C. Mischke, 2002.....	36
Figura 36. Patines.....	38
Figura 37. Distribución de la carga en los patines.....	38
Figura 38. Configuración de cargas sobre al apoyo auxiliar. Fuente: E. Shigley y C. Mischke, 2002.....	42
Figura 39. Apoyo auxiliar luego de su construcción.....	43
Figura 40. Sistema de soportes de la tubería.....	44
Figura 41. Conexiones entre tubos y manguera flexible.....	45
Figura 42. Líneas de suministro de aire: izq. zona cercana al banco de ensayos. Der. zona interna del laboratorio de Transferencia de Calor de la EIM de la UCV.....	47
Figura 43. Bases para la tubería de suministro de aire.....	48
Figura 44. Ubicación tornillo de potencia y carros.....	49
Figura 45. Collarín de empuje del tornillo de potencia.....	50
Figura 46. Sistema de gatos mecánicos para levantamiento inicial.....	51
Figura 47. Torque requerido por el tornillo de potencia.....	52
Figura 48. Sistema motor-reductor.....	54
Figura 49. Acople entre reductor y tornillo de potencia.....	55
Figura 50. Rodamiento rígido de bolas.....	56
Figura 51. Ubicación de chumaceras: Izq. vistas desde el carro 1. Der. sobre carro 2.....	57
Figura 52. Sistema de guías.....	58
Figura 53. Diagrama eléctrico para el motor del sistema de levantamiento.....	59
Figura 54. Panel de control para el sistema de levantamiento.....	60
Figura 55. Sistema de sujeción de las chumaceras.....	61
Figura 56. Características de la placa orificio.....	66
Figura 57. Tomas en la brida para medición de presión diferencial.....	67

Figura 58. Termocupla	68
Figura 59. Tomas de presión en tubería de acrílico.....	69
Figura 60. Balance de energía para dos puntos de un fluido. Fuente: Crane, 1990	70
Figura 61. Gradiente de presión vs. Caudal de aire.....	76
Figura 62. Factor de fricción de Fanning vs. Caudal de aire.....	77
Figura 63. Error absoluto porcentual entre factor de fricción de Fanning experimental y el obtenido mediante Zigrang y Sylvester (1985)	77
Figura 64. Carros del sistema de levantamiento.....	79
Figura 65. Separación apoyo auxiliar – vástago B.....	81
Figura 66. Movimiento de los carros en el paso 3.....	82
Figura 67. Paso 5. Izq: liberación del apoyo auxiliar. Der: retiro del apoyo auxiliar.	82
Figura 68. Topes para posición vertical.....	83
Figura 69. Válvulas para sistema de suministro de aire	84

NOMENCLATURA Y SÍMBOLOS

A_t	Área de esfuerzo a tensión
A_d	Área del diámetro mayor del perno
A_T	Área transversal
C	Fracción de carga externa soportada por el perno; capacidad de base dinámica del rodamiento; coeficiente de descarga.
C_0	Capacidad de base estática del rodamiento
d	Diámetro del orificio de la placa orificio
D	Diámetro de tubería
D_M	Diámetro mayor del tornillo de potencia
e	Eficiencia del tornillo de potencia
E	Módulo de elasticidad
f	Factor de fricción para pares roscados: factor de fricción de Moody
f_F	Factor de fricción de Fanning
F	Fuerza
F_p	Carga de prueba del perno
F_r	Fuerza de roce
g	Aceleración de gravedad
h	Altura
I	Momento de inercia
k_b	Rigidez efectiva estimada en el perno en la zona de sujeción
k_m	Rigidez de los elementos en la zona de sujeción
l	Agarre del perno
l_d	Longitud de la parte sin roscar en el agarre
l_t	Longitud de la parte roscada en el agarre
L	Longitud de la tubería
L_h	Duración nominal en horas de funcionamiento del rodamiento
L_{recta}	Longitud de la tubería recta
m	Masa
M	Momento flector
n_f	Factor de seguridad por fatiga en uniones apernadas
p	Paso del perno
P	Peso; carga equivalente aplicada sobre el rodamiento; presión
P_C	Presión crítica
P_R	Presión reducida
Q	Caudal de aire
r	Radio de giro
R	Radio de tubería “U”; constante de los gases
Re	Número de Reynolds
s	Módulo de sección
S_e	Límite de resistencia a la fatiga
S_y	Límite elástico
S_p	Resistencia de prueba del perno
T	Par torsión de apriete; torque del motor; temperatura
T_C	Temperatura crítica

T_R	Temperatura reducida
T_S	Torque necesario para subir la carga
v	Volumen específico
V	Volumen; velocidad del fluido
V_T	Volumen total de líquido en la tubería
W	Carga distribuida
X	Coefficiente radial de rodamiento
y	Deflexión
Y	Coefficiente axial de rodamiento; factor de expansión en placa orificio
Z	Factor de compresibilidad

LETRAS GRIEGAS

α	Ángulo de inclinación del banco de ensayos
ΔP	Caída de presión
β	Relación de diámetros para cálculo de placa orificio
ε	Rugosidad relativa
θ	Ángulo del vástago “B” con la horizontal
μ	Factor de fricción; viscosidad dinámica
ρ	Densidad
σ	Esfuerzo
σ_a	Esfuerzo alternante
σ_m	Esfuerzo medio
σ_o	Esfuerzo por carga longitudinal en diseño por flexocompresión
τ	Esfuerzo cortante

SUBÍNDICES

acce	Accesorios
ADM	Admisible
CR	Crítico
exp	Experimental
MAX	Máximo
MIN	Mínimo
R	Reducida
SC	Seudocrítica
SR	Seudorreducida

ABREVIATURAS

Cant.	Cantidad
diám.	Diámetro
FS	Factor de seguridad
Long.	Longitud
Núm.	Número
pulg.	Pulgada

INTRODUCCIÓN

El estudio de flujo multifásico se ha hecho notorio a partir del desarrollo de la industria petrolera, y se define como la presencia de varias fases en una misma línea de flujo. El caso que se ha venido estudiando con mayor énfasis es el flujo bifásico, en especial la combinación de gas y de líquido por ser la más compleja, debido principalmente a la gran variedad de configuraciones relacionadas con la distribución espacial de ambas fases en la tubería y a que la fase gaseosa es compresible. Estas configuraciones espaciales se conocen como patrones de flujo.

El flujo bifásico es encontrado frecuentemente en la industria petrolera, química, nuclear, en plantas termoeléctricas, etc. En la industria petrolera el flujo de dos fases a lo largo del sistema de producción puede ser cualquier combinación de una fase de gas natural, una fase líquida de hidrocarburo y una fase de agua, con características únicas que crean complicaciones que no se encuentran en otras industrias (Alarcón, 1998).

La necesidad de entender el comportamiento de una mezcla de gas-líquido dentro de una tubería se ha hecho más imperativa en los últimos años. Hasta ahora, se han diseñado tuberías capaces de manejar flujos multifásicos pero no se sabe con exactitud lo que sucede en el interior de las mismas y por ende la tendencia es a sobredimensionar el sistema de tuberías y accesorios que vayan a manejar el flujo.

El reto asociado en investigación y desarrollo en la industria petrolera es optimizar el diseño de los diferentes componentes del sistema de producción para reducir de manera significativa los costos asociados a la construcción y operación de los mismos. Si se conociera extensivamente el comportamiento detallado de las sustancias dentro de la tubería, sería posible manipular las condiciones de trabajo para aprovechar al máximo la presión del flujo, la cantidad de gas y el patrón de flujo presente, para así economizar en equipos de transporte, red de tuberías y accesorios, medidores, equipos de separación y otros, de acuerdo con las características del sistema y la topografía de la región considerada.

El conocer el gradiente de presión, la fracción volumétrica de líquido con deslizamiento “liquid holdup” y el patrón de flujo existente durante el flujo de gas y de líquido en tuberías es necesario para el diseño de sistemas que operen con flujo bifásico. La necesidad de contar con diseños confiables en estos sistemas ha sido, durante los

últimos 30 años, lo que ha motivado el gran esfuerzo de investigación, especialmente para flujo de gas y de líquido.

Con la intención de ampliar el conocimiento en los sistemas que operen con flujo bifásico, en la Unidad Docente y de Investigación de Transferencia de Calor en el área de flujo multifásico, se requiere de un banco de ensayos para estudiar flujo bifásico isotérmico de gas y de líquido en tuberías, para poder realizar más estudios sobre dicho fenómeno. Para cubrir esta necesidad, el presente trabajo especial de grado tiene como objetivo principal rediseñar y construir un banco de ensayos para estudiar flujo de gas y/o de líquido isotérmico en tuberías para diferentes ángulos de inclinación utilizando como base el diseño propuesto por Gómez (2005).

CAPÍTULO I: PROBLEMA EN ESTUDIO

En este capítulo se presenta el problema en estudio, sus objetivos y alcances.

1.1. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

El flujo de una sola fase en tuberías es un fenómeno bien entendido. Los parámetros de diseño tales como caída de presión se pueden predecir de una manera directa para diferentes flujos: laminar, transición y turbulento. La existencia de una segunda fase ocasiona que la hidrodinámica del fluido sea más compleja. La diferencia esencial entre un flujo de una fase y un flujo multifásico reside en la existencia de los patrones de flujo.

En flujo bifásico, al igual que sucede con las tuberías de flujo homogéneo, existen variantes en cuanto a la dirección de la tubería y la dirección del flujo que hay que tomar en consideración: las tuberías pueden ser horizontales, verticales o inclinadas; y el flujo puede ser paralelo ascendente, paralelo descendente o en contracorriente. Para cada caso, el modelado de la situación física es distinto, y por ende, la obtención de un modelo riguroso para cada una de estas situaciones es complicada y es el objeto de los estudios que involucran este tipo de flujo.

Antes de llegar a modelar los diversos escenarios, los investigadores tuvieron la tarea de observar y clasificar los patrones de flujo para las posiciones de tubos más comunes: horizontal y vertical. Para tuberías inclinadas, se reúnen los patrones de tubos horizontales y verticales, porque en el momento en que se incluye una inclinación en el tubo, todos los patrones pueden existir dependiendo del ángulo de inclinación presente.

Si se dispusiera de modelos rigurosos de cálculo para predecir el patrón de flujo, la caída de presión y el holdup de líquido presentes en un determinado momento en una tubería, el factor de costos tanto de inversión como de mantenimiento de todos los equipos relacionados con el flujo en cuestión, se verían muy reducidos.

Una tendencia en el modelado del flujo bifásico es la adoptada por los modelos mecanicistas en los que se trata de determinar y modelar matemáticamente la física del fenómeno en estudio. Un postulado fundamental en el modelado mecanicista del flujo bifásico a través de una tubería, es la existencia de varias configuraciones espaciales de las fases o patrones de flujo. El primer objetivo de este tipo de modelado es determinar el patrón de flujo existente para unas condiciones dadas (Taitel y Dukler, 1976, Taitel et al.,

1980, Barnea, 1987). Posteriormente, se formulan modelos hidrodinámicos separados para cada uno de los posibles patrones de flujo (Xiao et al., 1990, Ansari et al., 1994, Ouyang, 1998, Gómez et al., 2000, Padrino et al., 2002). Sin embargo, como los procesos en flujo multifásico son muy complejos es necesario simplificar la descripción de los fenómenos estudiados de tal manera que el efecto predominante sea reflejado por el modelo. Estas simplificaciones originan pérdida de información que debe ser repuesta a través de correlaciones empíricas o relaciones de cierre. Debido a las simplificaciones que los modelos mecanicistas incluyen en la descripción del fenómeno físico en estudio, estos modelos deben ser validados experimentalmente.

Otra tendencia en el modelado de flujo bifásico es la presentada por los modelos homogéneos en los cuales se ignora la compleja configuración del flujo y tratan a éste como un fluido pseudo homogéneo. Entre estos modelos se encuentran el denominado modelo de flujo homogéneo, el modelo de flujo separado y los modelos de correlación.

En el modelo de flujo homogéneo se trata a la mezcla de las dos fases como una pseudo fase de fluido cuya velocidad y propiedades físicas son un promedio entre ambas fases (Wallis, 1969).

En el modelo de flujo separado cada fase es analizada por separado y toma en cuenta que cada una puede tener velocidades y propiedades físicas diferentes. Uno de los modelos de flujo separado más conocidos es el desarrollado por Lockhart y Martinelli (1949).

Los modelos de correlación se fundamentan en generar relaciones funcionales de datos experimentales en función de grupos adimensionales que controlen los mecanismos físicos del fenómeno en estudio. Entre las correlaciones desarrolladas para evaluar el gradiente de presión de flujo de gas y de líquido en tuberías horizontales se encuentran las desarrolladas por Reid et al. (1957), Hoogendoorn (1959), Ros (1961), Dukler et al. (1964), Eaton et al. (1967), Beggs y Brill (1973) y Oliemans (1976). La mayoría de estas correlaciones han sido desarrolladas para datos experimentales con un rango de operación muy reducido, lo cual limita severamente su aplicación.

García (2004), recopiló más de 2400 puntos experimentales de diversas fuentes y desarrolló relaciones funcionales directas del factor de fricción para flujo de gas y de líquido en tuberías horizontales, basadas en grupos adimensionales característicos a través

de leyes de potencia compuestas, para evaluar la fracción volumétrica de líquido con deslizamiento y el gradiente de presión. Sin embargo, la mayoría de los datos corresponden a flujo intermitente y líquidos de baja viscosidad. Por otra parte, las correlaciones desarrolladas por García (2004) para evaluar el gradiente de presión y la fracción volumétrica de líquido con deslizamiento para flujo anular y flujo estratificado son las que presentan mayores errores y no se cuenta con suficiente información experimental para evaluar los parámetros adimensionales que gobiernan la hidrodinámica en estos patrones de flujo.

Adicionalmente, no están claramente definidos los mecanismos físicos que gobiernan las transiciones entre los diferentes patrones de flujo y, los datos experimentales recopilados por García (2004), no forman parte de una matriz experimental específicamente diseñada para realizar un estudio que permita determinar de manera concluyente los parámetros adimensionales que rigen el comportamiento hidrodinámico de flujo bifásico de gas y de líquido en tuberías.

Por esta razón, en la Unidad Docente y de Investigación de Transferencia de Calor en el área de flujo multifásico, se requiere diseñar y construir un banco de ensayos para estudiar flujo bifásico isotérmico de gas y de líquido en tuberías.

1.2. OBJETIVOS

1.2.1. Objetivo General

Rediseñar y construir un banco de ensayos experimental para el estudio de la hidrodinámica de flujo de gas y/o de líquido en tuberías.

1.2.2. Objetivos Específicos

- Rediseñar la estructura principal del banco experimental.
- Diseñar el sistema de levantamiento de la plataforma para diferentes ángulos de inclinación.
- Seleccionar y/o fabricar los elementos constructivos y los sistemas de suministro de gas e instrumentación.
- Analizar las cargas y calcular los esfuerzos a los que estará sometido el banco de ensayos propuesto considerando las modificaciones al diseño original.

- Ensamblar los diferentes elementos que conforman el banco experimental.
- Realizar experimentos de prueba para ajustar y calibrar el banco experimental.
- Determinar experimentalmente el intervalo de operación del banco de ensayos para flujo monofásico de gas y obtener datos experimentales de gradiente de presión.
- Evaluar experimentalmente el factor de fricción de Fanning y compararlo con la ecuación de Zigrang y Sylvester (1985).
- Elaborar los planos correspondientes al diseño elaborado.

1.3. ALCANCES

Rediseño de la estructura principal del banco experimental.

Se realizará un estudio de la propuesta original de Gómez (2005), de los diferentes elementos constructivos, de los materiales de construcción para la fabricación de las estructuras y de los soportes del prototipo, incluyendo los procesos de manufactura de los diferentes componentes del banco de ensayos. Esto con la finalidad de optimizar el proceso de fabricación y ensamblaje de todos los elementos que conforman la estructura principal, incluyendo el tendido de tuberías.

Diseño del sistema de levantamiento de la plataforma para diferentes ángulos de inclinación.

Se diseñará un sistema de levantamiento de la plataforma para posicionar la tubería de pruebas a diferentes ángulos de inclinación con respecto a la horizontal. El diseño contemplará la posibilidad de realizar movimientos desde la posición horizontal hasta la vertical con una precisión de al menos 5 grados.

Selección y/o fabricación de los componentes constructivos y de los sistemas de suministro de gas e instrumentación.

Una vez escogido el concepto solución como resultado de las mejoras realizadas en los puntos precedentes, se seleccionarán y/o fabricarán los componentes constructivos de la diferente estructura que conformarán el banco de ensayos y de los sistemas de instrumentación y suministro de gas, indicando las interacciones entre los mismos y su ubicación específica. En esta etapa el gas estará constituido por aire de planta.

Análisis de las cargas y cálculos de esfuerzos.

Una vez seleccionados los diferentes componentes constructivos, estructuras, instrumentos y accesorios que conformarán el banco de ensayos, se realizará un análisis de cargas y se evaluarán los esfuerzos a los cuales estará sometido el mismo.

Ensamblaje de los diferentes elementos que conforman el banco experimental.

Se realizará el ensamblaje de los diferentes elementos que constituyen el banco experimental, incluyendo los sistemas de soporte de tuberías, levantamiento de la estructura principal, suministro de gas e instalación de la instrumentación.

Experimentos de prueba, ajuste y calibración del banco experimental.

Se efectuarán experimentos de prueba para diferentes caudales de aire con la finalidad de ajustar el banco experimental y verificar los medidores de caudal, presión y temperatura.

Determinación experimental del intervalo de operación del banco de ensayos para flujo de gas.

Se inyectarán diferentes caudales de flujo de aire al banco de ensayos para determinar experimentalmente el intervalo de operación del mismo. En cada punto experimental se medirán: Temperatura, presión, caudal de operación y gradiente de presión en la sección de pruebas.

Obtención experimental del factor de fricción de Fanning y comparación con los evaluados a partir de la ecuación de Zigrang y Sylvester (1985).

Con los datos de gradiente de presión y caudal obtenidos en el punto anterior se evaluará el factor de fricción de Fanning para cada experimento $f_{f,exp} = (\Delta p / L) D / (2 \rho_g \bar{U}_g^2)$ y se comparará con los valores obtenidos a partir de la ecuación propuesta por Zigrang y Sylvester (1985).

Elaboración de planos.

Se elaborará un plano general y planos detallados de los diferentes sistemas que conformarán el banco de ensayos propuesto de acuerdo a las normas COVENIN.

Esta propuesta no contempla la instalación del sistema de suministro de líquido ni la construcción de la sección de mezcla. Tampoco se considera la instalación de un sistema de adquisición de datos.

CAPÍTULO II: REDISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DEL BANCO EXPERIMENTAL

Este capítulo contempla el rediseño y construcción del banco experimental y de todos sus elementos constructivos, haciendo un análisis de esfuerzos en todas las piezas que lo conforman. También se estudian los sistemas de soportes de las tuberías, sistemas de suministro de aire y el sistema de levantamiento de la estructura.

2.1. ESPECIFICACIONES DEL DISEÑO ORIGINAL

El diseño original realizado por Gómez (2005) fue obtenido a partir de un análisis previo de tecnologías existentes para el estudio de flujo bifásico, tanto a nivel nacional como a nivel internacional, además de un amplio estudio de usuarios, aspectos ergonómicos y otros importantes parámetros de diseño como operación, espacio disponible, impacto ambiental, entre otros. Este estudio expuso las especificaciones de diseño mostradas en la Tabla 1.

Tabla 1. Especificaciones del Diseño

<i>Dimensiones</i>	
<i>Diámetro interno tubería</i>	3,81 cm. (1 ½ pulgadas)
<i>Longitud máxima de desarrollo</i>	3 m (80D)
<i>Longitud máxima sección de pruebas</i>	3 m (80D)
<i>Longitud máxima desarrollo+pruebas</i>	6m (160D)
<i>Operativas</i>	
<i>Líquido</i>	Con viscosidad entre $1,3 \times 10^{-3} Pa.s < \mu < 1200 \times 10^{-3} Pa.s$
<i>Gas</i>	Aire
<i>Flujo volumétrico máximo de líquido</i>	0,00189 m ³ /s (30 gpm)
<i>Flujo volumétrico máximo de gas</i>	0,146 Sm ³ /s (310 SCFM)
<i>Visualización de sección de desarrollo y pruebas</i>	Deseable
<i>Presión máxima en el mezclador</i>	689 kPa (100 psig)
<i>Cubrimiento ángulos de inclinación desde - 90° hasta 90°</i>	Necesario

Tabla 1. Especificaciones del Diseño (continuación)

Operativas	
<i>Flexibilidad del banco para un posible aumento de diámetro a futuro</i>	Deseable
<i>Independiente del sitio de ubicación</i>	Necesario
<i>Fácil construcción e instalación</i>	Deseable

2.1.1. Concepto Solución Propuesto

Gómez (2005), en el concepto solución plantea una estructura soporte con la flexibilidad de obtener ángulos de inclinación variables, la cual está constituida por un apoyo de inclinación también variable, que se mueve a lo largo de un riel. Esta estructura sirve de base para la tubería de pruebas, la cual tiene configuración en “U” para poder hacer ensayos tanto de flujo ascendente como flujo descendente. La Figura 1 muestra los elementos mencionados.

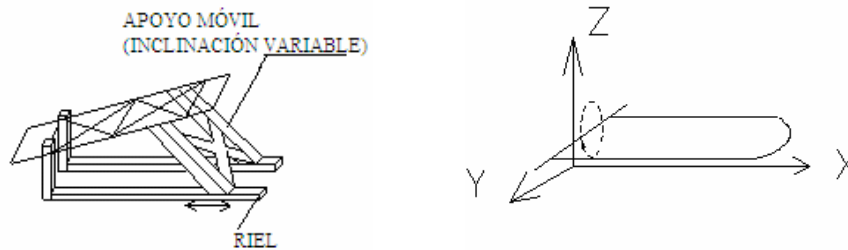


Figura 1. Concepto Solución Propuesto por Gómez (2005)

2.1.2. Características del Diseño

De acuerdo a las especificaciones de diseño planteadas, Gómez (2005) define una tubería de pruebas con las dimensiones mostradas en la Figura 2. Recomienda para la fabricación el uso de materiales como acrílico transparente para secciones de observación, PVC, vidrio y polimetilmetacrilato (PMMA), mejor conocido comercialmente como Plexiglás®.

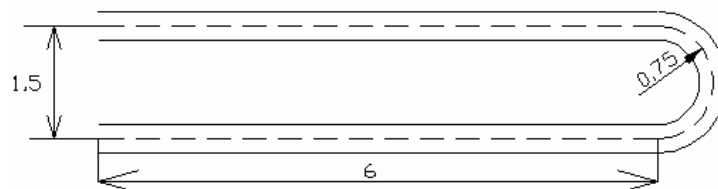


Figura 2. Geometría de la tubería de pruebas

En cuanto a la estructura principal se refiere, esta se divide en tres partes: la primera, *la cercha o marco*, que soporta a la tubería en “U” invertida la cual lleva en su interior la mezcla bifásica además de soportar parte de la instrumentación necesaria en la sección de pruebas. La segunda parte, corresponde a los *apoyos de la cercha*, y la tercera al *riel* sobre el cual deslizan los apoyos para fijar los diversos ángulos de inclinación de las pruebas. La forma física de esta estructura se muestra en la Figura 3.

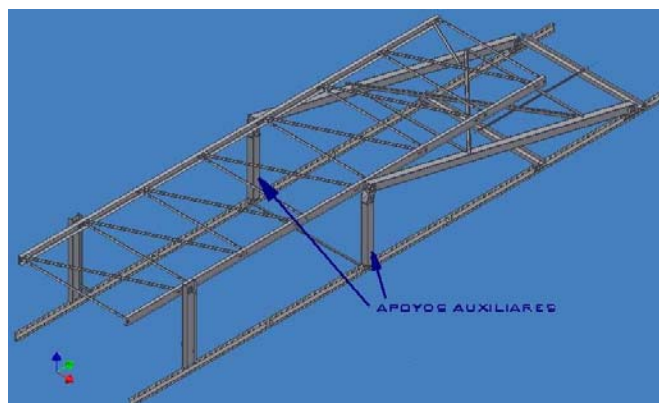


Figura 3. Diseño original

Gómez (2005), para el diseño de esta estructura, fijó en principio la geometría del banco considerando conocida la tubería que la estructura soportaría. Utilizó un criterio de deflexión para la selección de los perfiles de los elementos de la cercha. Para ambos apoyos, hizo un modelado por flexocompresión en la posición más desfavorable (horizontal), así mismo seleccionó el perfil para el riel y dada su forma, los patines que sobre él deslizarían. También seleccionó uniones apernadas donde según el caso de fuerza cortante o cargas combinadas, determinó el diámetro requerido de los mismos, y una vez determinado dicho diámetro, mediante el criterio de fatiga de Goodman verificó los respectivos factores de seguridad, resultando en todos los casos mayores a la unidad.

En otro orden de ideas, propuso un mecanismo para variar la posición del ángulo de inclinación, moviendo para ello el apoyo inclinado mediante un tornillo de potencia ubicado en la parte central inferior del banco. Adicionalmente, diseñó un apoyo de seguridad el cual podría ser colocado debajo de los apoyos móviles para pequeños ángulos de inclinación en la tubería. Este apoyo de seguridad y el sistema de levantamiento mediante el uso del tornillo de potencia, no fueron establecidos en su totalidad.

2.2. REDISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE LA ESTRUCTURA PRINCIPAL

El diseño de la estructura, como se mencionó anteriormente, se basa en el propuesto por Gómez (2005), al cual se le realizaron una serie de modificaciones para conseguir un mejor resultado. Algunas de las modificaciones se realizaron en base a los mecanismos de construcción y a la capacidad de realizar o construir ciertas piezas o ensambles.

La mayoría de los materiales utilizados para la construcción del banco de pruebas son los especificados por Gómez (2005), de igual manera se verifica el uso de dichos materiales según las modificaciones realizadas.

2.2.1. Cercha

Como se mencionó anteriormente, la cercha cumple con el objetivo de soportar la tubería de la sección de desarrollo y pruebas además de la instrumentación en esta sección. Se seleccionó acrílico para la tubería ya que se puede visualizar el flujo a lo largo de la misma, además su peso es menor que una tubería de acero. Las propiedades del acrílico se muestran en el Apéndice A, Tabla A- 9.

La cercha tiene una distribución de barras articuladas para formar una armadura, por lo que se tienen travesaños iguales al ancho de la estructura, y adicionalmente diagonales a lo largo de la misma para darle mayor rigidez (Head, 1976), como se muestra en la Figura 4. Los travesaños son los que soportan el peso de la tubería.

Los travesaños y los diagonales se unen a los largueros que corresponden al lado más largo de la cercha y fueron diseñados para soportar el peso propio de travesaños y diagonales y a su vez, las reacciones que generen estos últimos.

La primera observación sobre el diseño original es el cambio de los largueros a una longitud de 6 m, colocando una extensión cuya función es la de soportar la tubería “U” de retorno. Las consideraciones para el cambio de la longitud de los largueros fueron la disponibilidad limitada en el mercado de viga perfil UPL designación 120 de la longitud deseada, además del peso de las mismas, ya que cada metro de dicho perfil agregan 9,58 kg a la estructura.

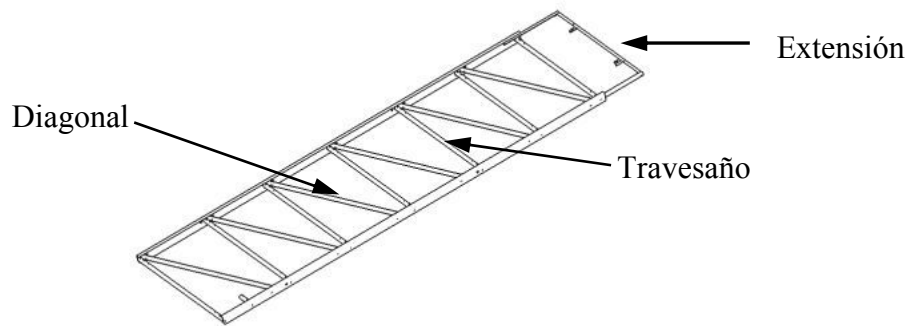


Figura 4. Configuración de la cercha

La extensión de la cercha está realizada con el mismo material de los travesaños y diagonales, ángulos de lados iguales designación L 40×4 (según Norma COVENIN 1036). Esta consta de dos extensiones laterales unidas a los largueros sobre la cual se coloca un travesaño, como se muestra en la Figura 5. De esta manera se obtiene el soporte necesario para la tubería.

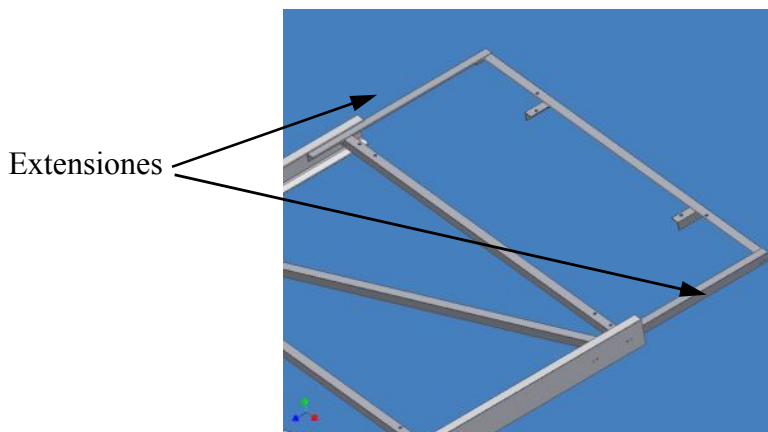


Figura 5. Extensiones de la cercha

2.2.1.1. Cargas aplicadas sobre la cercha

La carga que lleva la cercha es la de la tubería llena de mezcla más la instrumentación, donde se considerará que el peso de ésta última es despreciable frente al de la tubería llena de fluido de operación. Dada la versatilidad del banco al poder disponer de tuberías de diferentes diámetros en etapas futuras, se supondrá una tubería de 10,16 cm (4 pulgadas) de diámetro interno. Además de ello, se supondrá que dicha tubería se encuentra llena de un líquido viscoso denso, como lo es la glicerina, cuya densidad (ρ) a

temperatura ambiente es de 1260 kg/m^3 . Calculando la masa y peso de la tubería llena de este fluido se tiene lo siguiente:

$$m = V_T \times \rho = L_T \times A_T \times \rho = (L_{recta} + \pi \times R) \times \frac{\pi \times D^2}{4} \times \rho \quad [1]$$

$$P_f = m \times g \quad [2]$$

donde m representa la masa total de líquido contenido en la tubería, V_T es el volumen total de líquido en la tubería, A_T representa el área de sección transversal de tubería, L_{recta} la longitud de tubería recta desde el inicio hasta la “U” y de esta hasta el final, R es el radio de curvatura del retorno y D es el diámetro de la tubería.

Se obtienen los siguientes resultados de masa y peso:

$$m = 146,65 \text{ Kg}$$

$$P_f = 1438,65 \text{ N}$$

Adicionalmente, se considera que la masa de una tubería de acero de 4 pulgadas de diámetro es de aproximadamente 10 kg/m , agregando un peso de $1408,34 \text{ N}$. El peso total que soportará la estructura es la suma del peso del fluido y la tubería, el cual resulta en:

$$P = 2487 \text{ N}$$

Se debe tener en cuenta que al aumentar el diámetro de la tubería la longitud de desarrollo y pruebas aumenta, por ende el peso de la tubería y del fluido sería mayor, sin embargo se tiene una buena aproximación utilizando la longitud anterior.

Travesaños

Para la posición horizontal se considera que el peso de la tubería y el fluido está aplicado a todos los travesaños como cargas gemelas, considerando los travesaños articulados en sus extremos (apoyos simples). Se coloca la carga en el centro del apoyo de la tubería, como se muestra en la Figura 6.

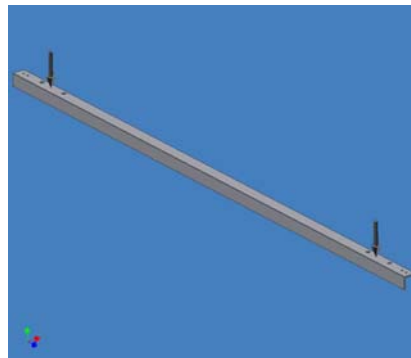


Figura 6. Peso de la tubería sobre los travesaños

Debido a que se tienen 8 travesaños, el peso total se distribuye entre 16 apoyos:

$$F = \frac{P}{N^{\circ} \text{Apoyos}} \quad [3]$$

La fuerza aplicada por apoyo es:

$$F = 177,94N$$

El material utilizado para los travesaños, diagonales y extensión es acero laminado en caliente con sección transversal en forma de L de lados iguales designación L 40×4, como se muestra en la Figura 7, cuyas propiedades se muestran en la Tabla 2 y Tabla 3, (COVENIN 1036).

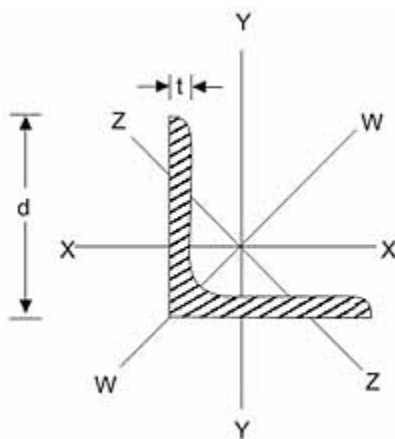


Figura 7. Ángulo de lados iguales

Tabla 2. Propiedades mecánicas de ángulo lados iguales

Grado Acero	Límite elástico mínimo F_y	Resistencia a la tracción mínima F_{su}	Alargamiento mínimo en 50 mm %	Alargamiento mínimo en 200 mm %
COVENIN AE-25	2500 kgf/cm ² 250 MPa	4000-5600 kgf/cm ² 400 - 550 MPa	21	20

Tabla 3. Características y propiedades para el diseño con ángulo lados iguales

Designación	Peso kgf/m	Área cm ²	Eje X-X = Eje Y-Y			Flexotorsión	
			$I_x = I_y$ cm ⁴	$S_x = S_y$ cm ³	$r_x = r_y$ cm	J cm ⁴	C_w cm ⁶
L 40×4	2,42	3,08	4,48	1,56	1,21	0,185	0,195

Donde I es el momento de inercia (segundo momento de área), S el módulo de sección, r el radio de giro y J el segundo momento polar de área.

Se procede a determinar el momento de inercia para la carga aplicada y comprobar si el perfil seleccionado cumple con las características de diseño. Se tiene una viga simplemente apoyada con cargas gemelas, para esta la deflexión máxima se encuentra en la parte media de los dos apoyos y su valor para esta condición se le consigue en tablas de bibliografía relacionada.

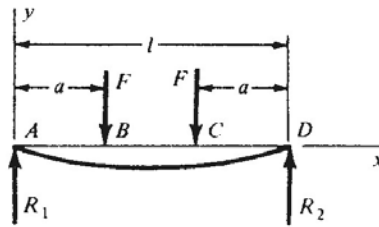


Figura 8. Viga Simplemente apoyada con cargas gemelas. Fuente: E. Shigley y C. Mischke, 2002

$$R_1 = R_2 = F \quad [4]$$

$$M_{MAX} = F \times a \quad [5]$$

$$y_{MAX} = \frac{F \times a}{24 \times E \times I} \times (4 \times a^2 - 3 \times l^2) \quad [6]$$

Utilizando la ecuación [6], se determina el momento de inercia utilizando el criterio ASTM en deflexiones permisibles (1990), referenciado por Gaylord (1992); el cual indica que la deflexión máxima permisible (y_{MAX}) es igual a la milésima parte de la longitud de la viga (l) es decir $y_{MAX} \leq l/1000$. Se emplea este método recomendado generalmente para estructuras de gran tamaño debido a que es una situación indeseable la deflexión en la tubería soportada por la cercha, ya que un cambio significativo en la deflexión de la tubería afecta directamente la inclinación de la misma, por ende, los resultados de las pruebas realizadas podrían perder confiabilidad. La Tabla 4 presenta los datos para calcular el momento de inercia.

Tabla 4. Distancias y fuerzas aplicadas sobre el travesaño

l [m]	1,8
a [m]	0,15
y_{MAX} [m]	0,0018
E [Pa]	200×10^9
F [N]	177,94

Se obtiene que el momento de inercia de la viga mínimo requerido para soportar la carga aplicada es:

$$I_{MIN} = 3,13cm^4$$

Por lo tanto, el ángulo L 40×4 seleccionado cumple con las características del diseño por tener un momento de inercia superior al mínimo requerido. Utilizando las ecuaciones [7] y [8], se procede a determinar los esfuerzos y el factor de seguridad al que estará sometida la viga para una tubería de 4 pulgadas de diámetro llena de glicerina. Los resultados se muestran en la Tabla 5.

$$\sigma_{MAX} = \frac{M_{MAX}}{S} \quad [7]$$

$$FS = \frac{S_{ADM}}{\sigma_{MAX}} = \frac{0,75 \times Sy}{\sigma_{MAX}} \quad [8]$$

Tabla 5. Momento, deflexión, esfuerzo y factor de seguridad de los travesaños

R ₁ [N]	177,94
R ₂ [N]	177,94
M _{MAX} [Nm]	26,69
y _{MAX} [mm]	1,162
σ _{MAX} [MPa]	17,11
FS	10,95

En la Tabla 6 se muestran las masas de los travesaños, diagonales y extensiones totales utilizadas en la cercha.

Tabla 6. Masas y pesos de elementos que conforman la cercha

	Cant.	Long. Total [m]	Masa [kg]	Peso [N]
Travesaños	8	14,4	34,85	341,88
Diagonales	6	11,76	28,46	279,19
Extensiones	2	1,7	4,11	40,32
		Total	67,42	661,39

Largueros

Los largueros sostienen a los travesaños y diagonales y están unidos a los apoyos “A” y “B”, como se muestra en la Figura 9. El apoyo “A” es el pivote sobre el cual rota la cercha y el apoyo “B” es el que le otorga la inclinación.

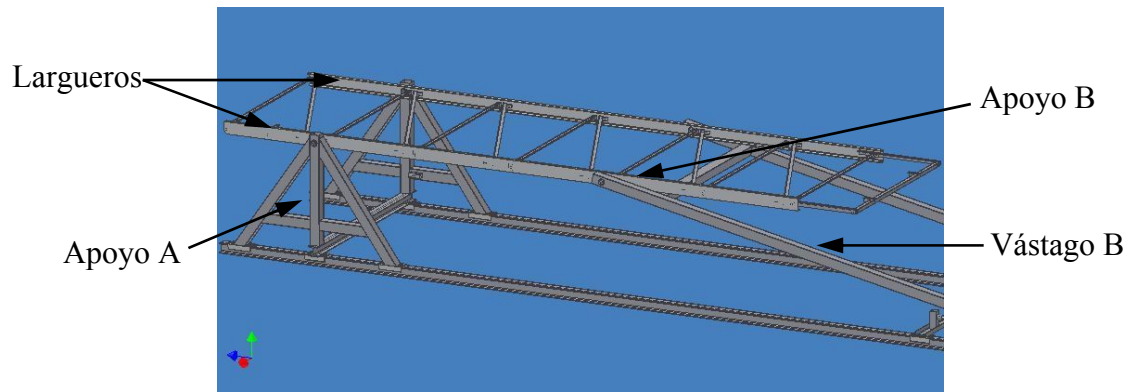


Figura 9. Largueros de la cercha y sus apoyos

Los largueros están realizados con acero laminado en caliente con sección transversal en forma de canal (COVENIN 1037) designación UPL 120, como se muestra en la Figura 10, cuyas propiedades se muestran en la Tabla 7 y Tabla 8.

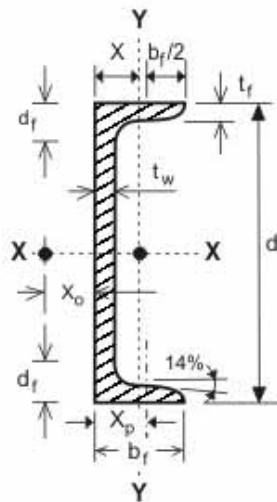


Figura 10. Viga de sección transversal en forma de canal

Tabla 7. Propiedades mecánicas de viga designación UPL

Grado Acero	Límite elástico mínimo F_y	Resistencia a la tracción mínima F_{su}	Alargamiento mínimo en 50 mm %
COVENIN AE-25	2500 kgf/cm ² 250 MPa	4000-5600 kgf/cm ² 400-550 MPa	21

Tabla 8. Características y propiedades para el diseño con viga designación UPL

		Dimensiones					Eje X-X			Torsión	
Designación	Peso kgf/m	Área cm ²	d mm	bf mm	tf mm	tw mm	I _x cm ⁴	S _x cm ³	r _x cm	J cm ⁴	C _w cm ⁶
UPL 120	9,58	12,2	120	45	8,0	5,0	266	44,3	4,67	1,96	520

La modificación al diseño original fue la de cambiar la longitud de 7 m a 6 m. Por ello se realiza el estudio de esfuerzos para verificar si el perfil seleccionado por Gómez (2005) cumple con las características del nuevo diseño. Se procede a determinar la deflexión y el factor de seguridad para las cargas aplicadas sobre un larguero. Se tiene una viga simplemente apoyada en los puntos A y B con la configuración y cargas aplicadas mostradas en la Figura 11.

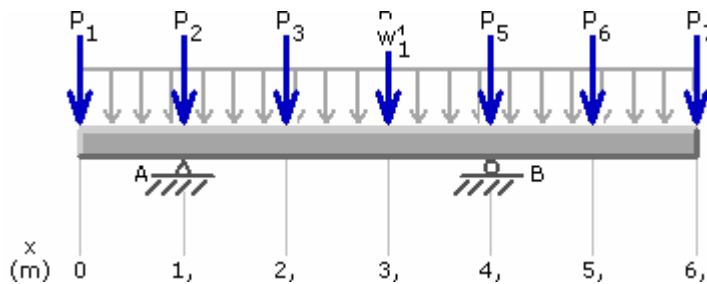


Figura 11. Cargas aplicadas sobre el larguero

donde, de P_1 a P_7 son las reacciones de los travesaños, W es la carga distribuida de la suma del peso de los travesaños, diagonales, extensiones y larguero a lo largo de la viga y R_A y R_B son las reacciones en los apoyos. En la Tabla 9 se muestran los valores de las cargas aplicadas.

Tabla 9. Valores de las cargas aplicadas sobre los largueros

$P_1 - P_7$ [N]	177,94
W [N/m]	149,1

Empleando el programa MDSolids® se determinan las reacciones en los apoyos, momento flector y deflexiones máximas para el larguero, obteniéndose los siguientes resultados:

R_A [N]	594,75
R_B [N]	1723,09
M_{MAX} [Nm]	1187,70
y_{MAX} [mm] para $x=6m$	6,216

A pesar que la deflexión máxima (6,216mm) supera la referencia indicada por el criterio de la ASTM ($\leq 6\text{mm}$) en un 3,6 %; se consideró como aceptable esta diferencia, ya que la variación del ángulo respecto a la horizontal significa una variación de $0,06^\circ$. El esfuerzo máximo por flexión se produce en donde el momento es máximo, es decir; en $x=4\text{m}$, tanto su valor como el del factor de seguridad (FS) son:

$$\sigma_{MAX} = 26,81\text{MPa}$$
$$FS = \frac{S_{ADM}}{\sigma_{MAX}} = 6,99$$

Por lo tanto, el perfil seleccionado cumple con las características de diseño, tomando como referencia el criterio de la deflexión máxima de la ASTM. En la Figura 12 se muestra la cercha luego de su construcción.



Figura 12. Cercha luego de su construcción

2.2.2. Apoyos

Como se mencionó en el diseño de los largueros, los apoyos además de permitir la variación del ángulo de inclinación del banco (α), sirven de soporte principal a la cercha con todos los componentes que ella resiste. El apoyo “A” está ubicado a 1 m del extremo y el apoyo “B” a 3 m del apoyo “A”.

En la sección anterior se calcularon las reacciones R_A y R_B tomando en cuenta la cercha y el peso de los elementos en posición horizontal. Sin embargo, es necesario determinar cómo se comportan ambas reacciones con la variación del ángulo, con la finalidad de realizar el diseño en la posición más desfavorable (ver Figura 13).

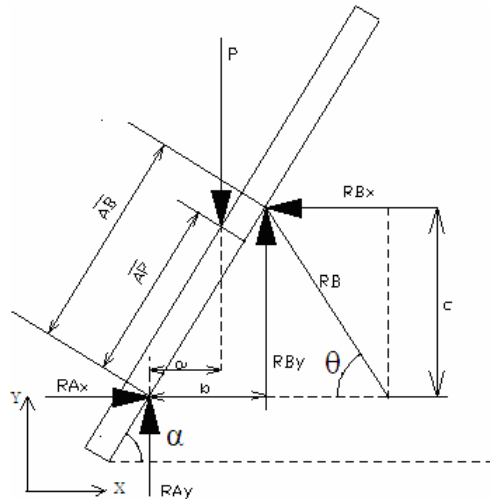


Figura 13. Cargas aplicadas sobre los apoyos de la cercha

Aplicando las ecuaciones de equilibrio estático se obtiene:

$$R_B = \frac{(\overline{AP} / \overline{AB}) \times P \cos \alpha}{\text{sen}(\theta + \alpha)} \quad [9]$$

$$R_A = \sqrt{R_{AX}^2 + R_{AY}^2} \quad [10]$$

$$R_{AX} = R_{BX} = R_B \cos \theta \quad [11]$$

$$R_{AY} = P - R_B \text{sen} \theta \quad [12]$$

Para determinar el ángulo θ que forma el banco con la horizontal, se hizo un estudio geométrico del apoyo "B" para sus diferentes posiciones en el plano, obteniéndose la relación mostrada en la Figura 14.

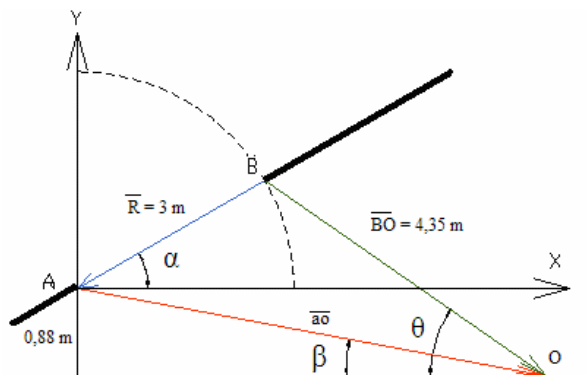


Figura 14. Configuración de los apoyos

$$\text{sen} \theta = \frac{\overline{R} \text{sen} \alpha + \overline{a} \text{sen} \beta}{\overline{BO}} \quad [13]$$

En la Tabla 10 se muestran las dimensiones y distancias necesarias para determinar las reacciones en los apoyos.

Tabla 10. Dimensiones y distancias de los apoyos

\overline{AP} [m]	2
\overline{AB} [m]	3
\overline{R} [m]	3
\overline{BO} [m]	4,35
$a \operatorname{osen} \beta$ [m]	0,88

Al tener la geometría definida se determinan las reacciones para los diferentes ángulos de inclinación, para una tubería de 4 pulgadas llena de glicerina, para una tubería de 4 pulgadas vacía y para una tubería de 1½” de acrílico llena de agua. El valor de la carga P esta definido sólo para un lado de la estructura. En la Tabla 11 y en la Tabla 12 se muestran respectivamente las diferentes configuraciones de la carga P y sus valores.

$$\text{Para Tubería llena de 4'' } P = \frac{P_{\text{glicerina}} + P_{\text{tubería 4''}} + P_{\text{ángulos}} + P_{\text{l arg ueros}}}{2} \quad [14]$$

$$\text{Para Tubería vacía de 4'' } P = \frac{P_{\text{tubería 4''}} + P_{\text{ángulos}} + P_{\text{l arg ueros}}}{2} \quad [15]$$

$$\text{Para Tubería llena de 1½'' } P = \frac{P_{\text{tubería acrílico}} + P_{\text{ángulos}} + P_{\text{l arg ueros}} + P_{\text{acce}} + P_{\text{agua}}}{2} \quad [16]$$

El peso de los accesorios se desprecia en la tubería de 4 pulgadas.

Tabla 11. Cargas aplicadas sobre la cercha

$P_{\text{glicerina}}$	1438,65
$P_{\text{tubería 4''}}$	1408,34
$P_{\text{ángulos}}$	661,39
$P_{\text{l arg ueros}}$	1127,76
$P_{\text{tubería acrílico}}$	125,27
P_{acce}	294,30
P_{agua}	160,08

Tabla 12. Cargas aplicadas sobre los apoyos

$P_{\text{tubería 4'' llena glicerina}}$	2318,06
$P_{\text{tubería 4'' vacía}}$	1598,75
$P_{\text{tubería 1½'' llena agua}}$	1184,40

La Figura 15, Figura 16, Figura 17 y Figura 18 muestran los valores de las reacciones en función del ángulo de inclinación del banco.

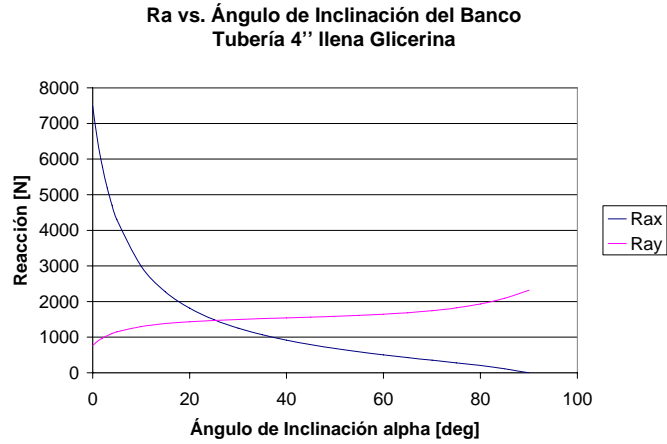


Figura 15. Reacción en apoyo "A" para tubería de 4" llena de glicerina

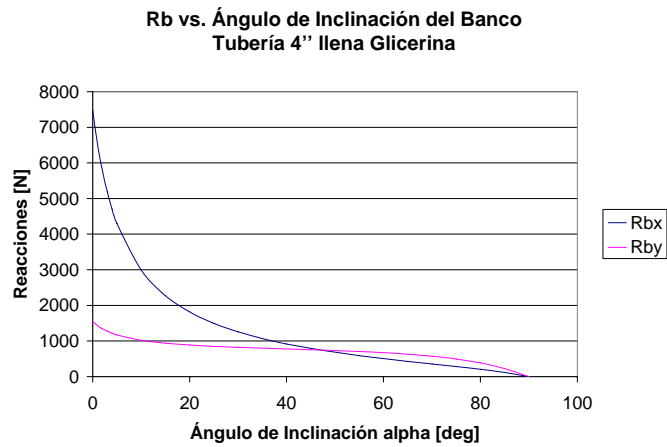


Figura 16. Reacción en apoyo "B" para tubería de 4" llena de glicerina

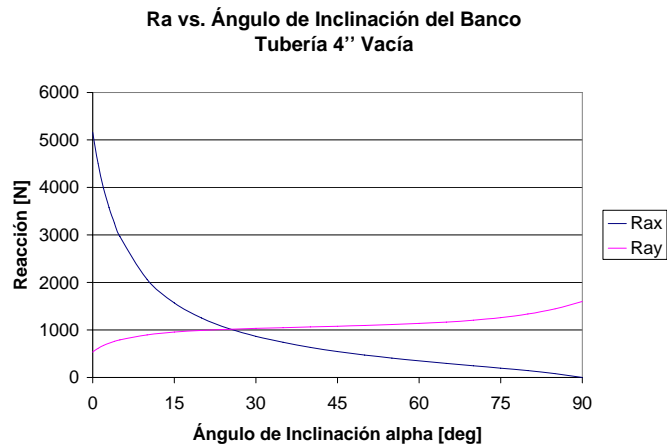


Figura 17. Reacción en apoyo "A" para tubería de 4" vacía

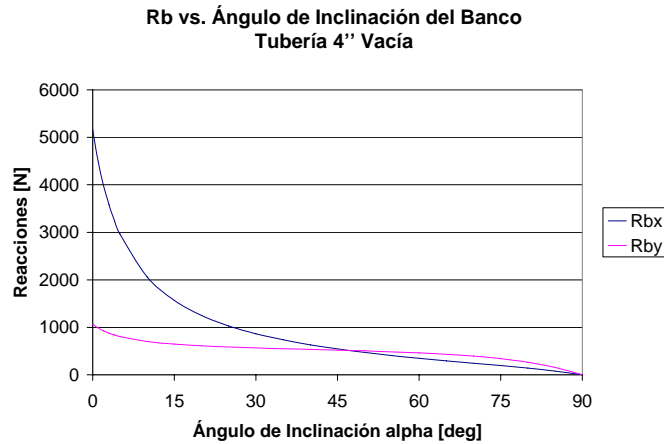


Figura 18. Reacción en apoyo “B” para tubería 4” vacía

2.2.2.1. Apoyo A

El apoyo “A” consta de una viga vertical que soporta parte del peso de la cercha. La parte superior está unida al larguero y la parte inferior empotrada a una viga doble T (carro A), con una altura de 1 m, como se muestra en la Figura 19.

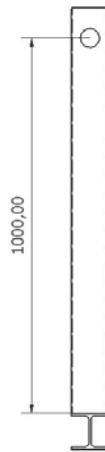


Figura 19. Configuración Apoyo “A”

Debido a la disponibilidad en el mercado, se estudió realizar el apoyo “A” con un tubo estructural de 100×100×3 mm designación ASTM A 500 grado C, cuyas propiedades se muestran en la Tabla 13 y Tabla 14.

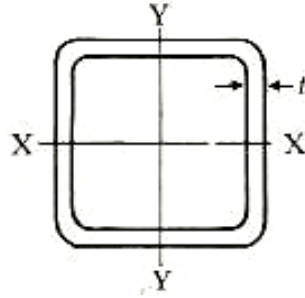


Figura 20. Sección transversal de tubo estructural

Tabla 13. Propiedades mecánicas de tubo estructural ASTM A 500 grado C

Grado Acero	Límite elástico mínimo Fy	Resistencia a la tracción mínima Fsu	Elongación %
ASTM A 500 Grado C	50000 psi 344,74 MPa	62000 psi 427,47 MPa	21

Tabla 14. Características y propiedades para el diseño con tubo estructural designación 100×100

				Eje X-X = Eje Y-Y		
Designación	Espesor mm	Peso kgf/m	Área cm ²	I _x = I _y cm ⁴	S _x = S _y cm ³	r _x = r _y cm
100 × 100	3	8,89	11,33	175,10	35,02	3,93

Modelado por Columna

Dada la condición de fuerza en posición vertical, se utilizó el modelo de *Euler* para columnas, donde tomando un factor de seguridad de 10, se estimó el valor del momento de inercia para una tubería de 4 pulgadas llena de glicerina. Las ecuaciones empleadas para este modelo, se presentan a continuación:

$$P_{CR} = R_{AY} \cdot FS \quad [17]$$

$$L_e = n \cdot L \quad [18]$$

$$P_{CR} = \frac{\pi^2 EI}{L_e^2} \rightarrow I = \frac{P_{CR} L_e^2}{\pi^2 E} \quad [19]$$

donde R_{AY} es la fuerza vertical y n es la constante de condición de los extremos ($n=2$ para extremos empotrado-libre). Se obtienen los siguientes resultados:

$$R_{AY} = 2318,06N$$

$$P_{CR} = 23180,6N$$

$$L_e = 2m$$

$$I_{MIN} = 4,6973cm^4$$

El momento de inercia del tubo estructural seleccionado es superior al mínimo obtenido, por lo tanto, el modelado por columna resulta en un factor de seguridad elevado. Sin embargo, la carga aplicada sobre el apoyo ocurre en ambas direcciones (x-y), por ello, se realiza el estudio por flexocompresión para determinar el esfuerzo máximo y el factor de seguridad bajo esta condición.

Modelado por Flexocompresión

El esfuerzo máximo en el apoyo A ($\sigma_{MAX A}$) está compuesto por σ_0 , debida a la acción directa de la carga R_{AY} y σ_A debida al momento flector máximo total M_A , donde M_A es la suma algebraica de los dos momentos flexionantes, M_1 debida a la carga longitudinal (R_{AY}), (+) para el caso de compresión, (-) para tracción y, M_2 debida a la carga transversal (R_{AX}) cuando alcanza su valor máximo. Para este caso, Avallone (1995) muestra la expresión para su cálculo y Gómez (2005) determina las ecuaciones para determinar el esfuerzo máximo. El esfuerzo máximo que se produce en el apoyo y el respectivo factor de seguridad (FS) se determinan con las ecuaciones [20] y [21] para una tubería de 4 pulgadas llena de glicerina.

$$\sigma_{MÁXA} = \frac{R_{AY}}{A} + \frac{R_{AX}Lr}{I \left(1 - \frac{C''R_{AY}L^2}{EI} \right)} \quad [20]$$

$$FS = \frac{S_{ADM}}{\sigma_{MÁXB}} \quad [21]$$

donde C'' es la constante por el tipo de apoyo y ubicación de la carga y su valor es de 1/3.

En la Tabla 15 y Tabla 16 se muestran respectivamente los datos y el esfuerzo máximo y factor de seguridad obtenidos.

Tabla 15. Datos para el cálculo de flexocompresión

R_{AX} [N]	7481,11
R_{AY} [N]	772,69
L [m]	1
r [cm]	3,93
I [cm ⁴]	175,10
E [GPa]	200
C''	1/3

Tabla 16. Esfuerzo máximo y factor de seguridad para el apoyo “A”

σ_{MAX}	168,71
FS	1,53

El tubo estructural seleccionado cumple con las especificaciones del diseño, sin embargo, este tubo está empotrado a una viga doble T (carro “A”) designación 100×100 y el momento generado por la fuerza en dirección x sobre dicha viga genera una deformación significativa y unos esfuerzos elevados sobre el alma de la viga, como se muestra en la Figura 21. Los esfuerzos en el alma de la viga doble T son mayores a 2000 MPa, superando el límite de fluencia del material llegando a la ruptura. Debido a la deformación del alma, la parte superior del apoyo “A” llega a tener una desviación respecto a la vertical superior a los 400 mm.

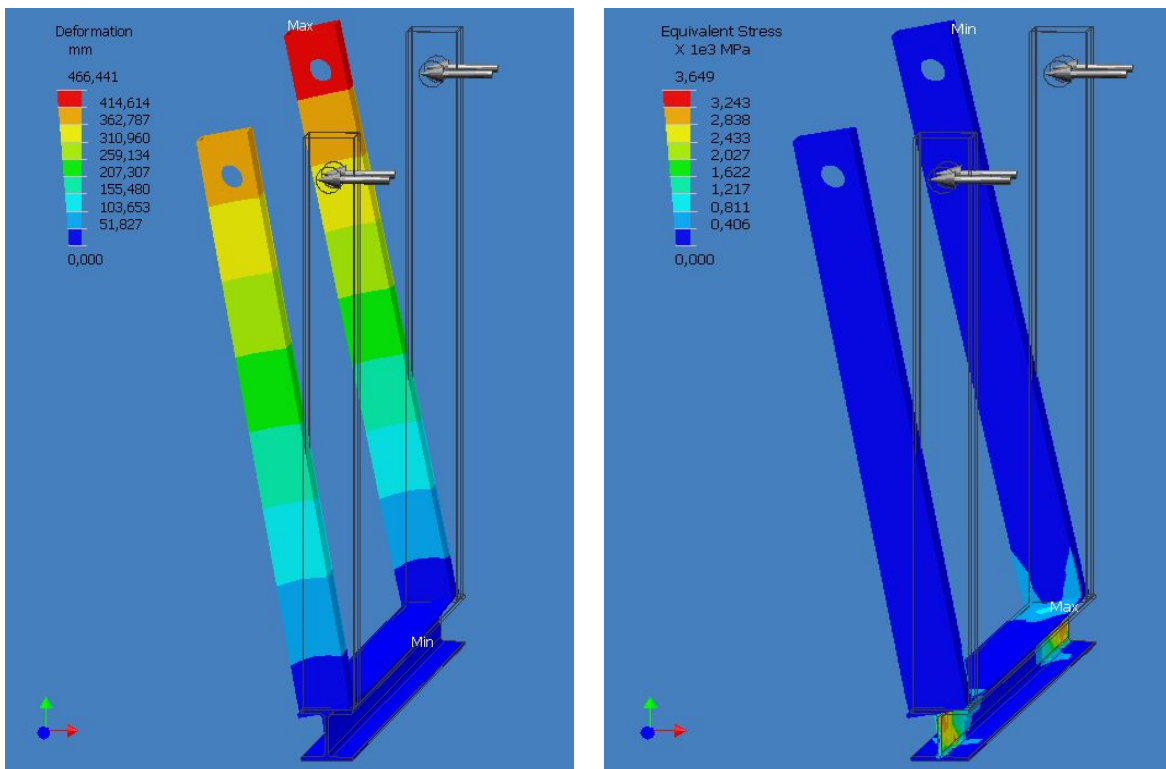


Figura 21. Deformación y esfuerzos sobre el apoyo “A”

Por ello, se estudió la implementación de un soporte adicional para el apoyo “A”, utilizando tubo estructural 100×100×3mm por su disponibilidad en el mercado, llegando a un diseño que minimiza la deformación y los esfuerzos a los cuales está sometido el apoyo, como se muestra en la Figura 22. El nuevo diseño consta de dos apoyos inclinados a cada lado del tubo vertical, unidos a este para formar una armadura (triángulo). De esta forma,

los esfuerzos se distribuyen por todo el sistema y el alma de la viga doble T se libera de tensiones ya que toda la carga la soportan los apoyos inclinados.

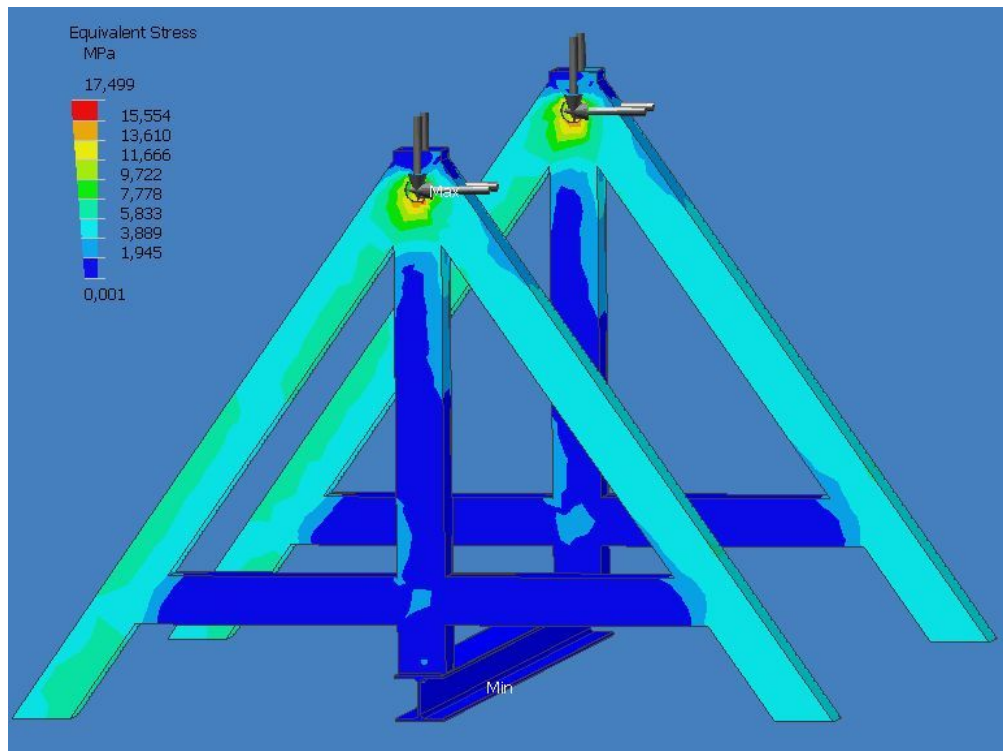


Figura 22. Esfuerzos sobre apoyo “A” luego de su rediseño

La deformación en la parte superior del apoyo “A” respecto a la vertical es menor a 1 mm y el factor de seguridad utilizando un tubo estructural 100×100×3 designación ASTM A 500 grado C es superior a 10. Este apoyo está diseñado para soportar futuras extensiones (superiores al doble de la carga actual).

2.2.2.2. Apoyo B

Para el cálculo del apoyo “B” se tomó en cuenta cómo afecta la reacción R_B a este elemento para una tubería de 4 pulgadas llena de glicerina, al considerar la reacción como una fuerza aplicada en el extremo de una viga con extremos articulados, como se muestra en la Figura 23, para un tubo estructural 100×100×3 designación ASTM A 500 grado C.

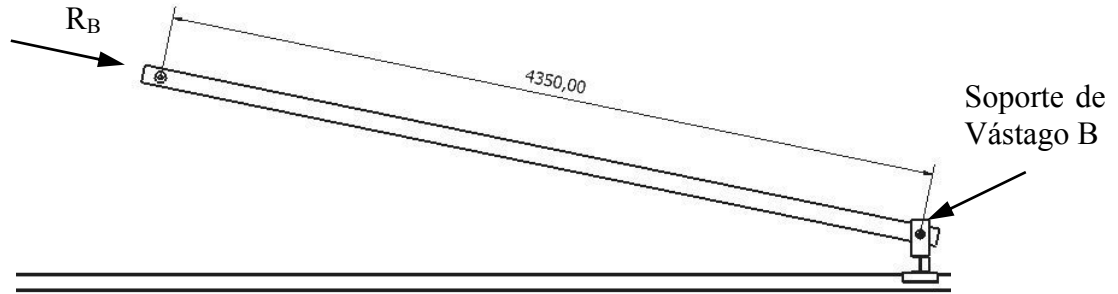


Figura 23. Configuración apoyo “B”

Modelado por Columna

En este apoyo, la fuerza R_B produce compresión en el mismo por lo que se utiliza el modelo de Euler para columnas empleado en el apoyo “A”, donde se ha determinado el valor del momento de inercia mínimo para cumplir con un factor de seguridad de 10 sin haber considerado el peso propio del elemento. En la posición horizontal, la fuerza R_B alcanza su valor máximo (ver Figura 16). Sabiendo que $R_B=7639,06$ N, la constante para la condición de extremos articulados es 1 y utilizando el modelo de Euler, se obtuvieron los siguientes resultados:

P_{CR} [N]	76390,6
L_e [m]	4,35
I_{MIN} [cm ⁴]	73,23

El momento de inercia del tubo estructural seleccionado es superior al mínimo obtenido, por lo tanto el modelado por columna cumple con las especificaciones del diseño.

Modelado por Flexocompresión

Tomando en cuenta el peso propio del apoyo (P), estimado en 396,81N, se calcula el esfuerzo máximo que pudiera alcanzarse por flexocompresión en el mismo. La Figura 24 ilustra las cargas que producen este efecto, tomando un valor de C'' de 1/6, donde ahora la fuerza que origina flexión es la componente del peso propio en la dirección perpendicular al apoyo (P_x'), mientras que la compresión viene dada además de la reacción en “B”, por la componente del peso propio en dirección del apoyo (P_y').

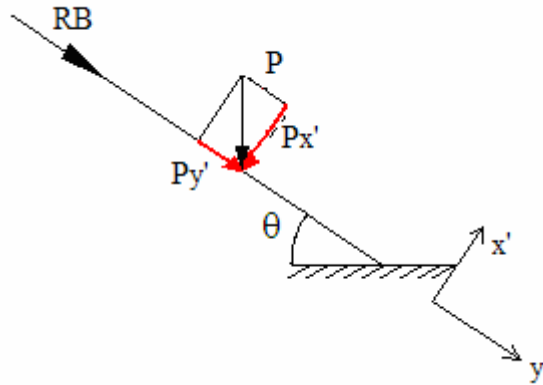


Figura 24. Cargas aplicadas sobre el apoyo “B”

Se obtienen los siguientes resultados del modelado por flexocompresión:

R_{BX} [N]	388,61
R_{BY} [N]	7719,32
$\sigma_{MÁXB}$ [MPa]	47,58
FS	5,43

Adicionalmente, se colocó un tubo estructural 100×100×3 designación ASTM A 500 grado C que une los vástagos “B”, de manera tal que estos se muevan en conjunto y eviten que se desalinee la estructura. La segunda función es la de impedir que el sistema baje de la posición horizontal, sirviendo de elemento de seguridad, como se muestra en la Figura 25.



Unión entre vástagos

Figura 25. Unión entre los vástagos “B”

2.2.2.3. Soportes de vástagos B sobre carro B

Estos soportes son los que transmiten la fuerza del carro “B” al vástago “B”, y este a su vez a la cercha. Para el cálculo se tomó en cuenta cómo afecta la reacción R_B a estos elementos para una tubería de 4 pulgadas llena de glicerina para un tubo estructural 100×100×3 designación ASTM A 500 grado C.

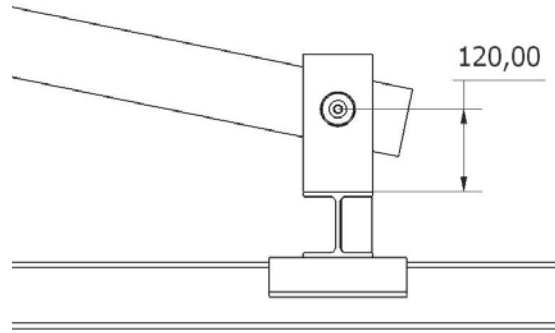


Figura 26. Configuración de soportes de vástagos “B”

Modelado por Columna

En este apoyo, la fuerza R_{BY} produce compresión en el mismo por lo que se utiliza el modelo de Euler para columnas empleado en el apoyo “A”, donde, se ha determinado el valor del momento de inercia mínimo para cumplir con un factor de seguridad de 10 considerando el peso propio del vástago “B”. En la posición horizontal la fuerza R_{BY} alcanza su valor máximo (ver Figura 16). Sabiendo que $R_{BY} = 1545,37$ N, el peso del vástago es de 396,81 N, la constante para la condición de extremos libre y empotrado es 2 y utilizando el modelo de Euler, se obtuvieron los siguientes resultados:

P_{CR} [N]	19421,80
L_e [m]	0,24
I_{MIN} [cm ⁴]	0,0566

El momento de inercia del tubo estructural seleccionado es superior al mínimo obtenido, por lo tanto el modelado por columna cumple con las especificaciones del diseño.

Modelado por Flexocompresión

Para una tubería de 4 pulgadas llena de glicerina en posición horizontal, se determina el factor de seguridad para un estudio por flexocompresión tomando en cuenta el peso del vástago “B” estimado en 396,81 N, con un valor de “C” de 1/3. Se obtienen los siguientes resultados:

F_X [N]	7481,11
F_Y [N]	1942,18
$\sigma_{MÁX}$ [MPa]	21,86
FS	11,82

El tubo estructural seleccionado cumple con las especificaciones del diseño, sin embargo, este tubo está empotrado a una viga doble T (carro “B”) designación 100×100 y el momento generado por la fuerza en dirección x sobre dicha viga además de la fuerza aplicada por el sistema de levantamiento generan una deformación significativa y unos

esfuerzos elevados sobre el alma de la viga, como se muestra en la Figura 27. Los esfuerzos en el alma de la viga doble T son mayores a 400 MPa, superando el límite de fluencia del material llegando a la ruptura. Debido a la deformación del alma, la parte superior del soporte llega a tener una desviación respecto a la vertical superior a los 10 mm.

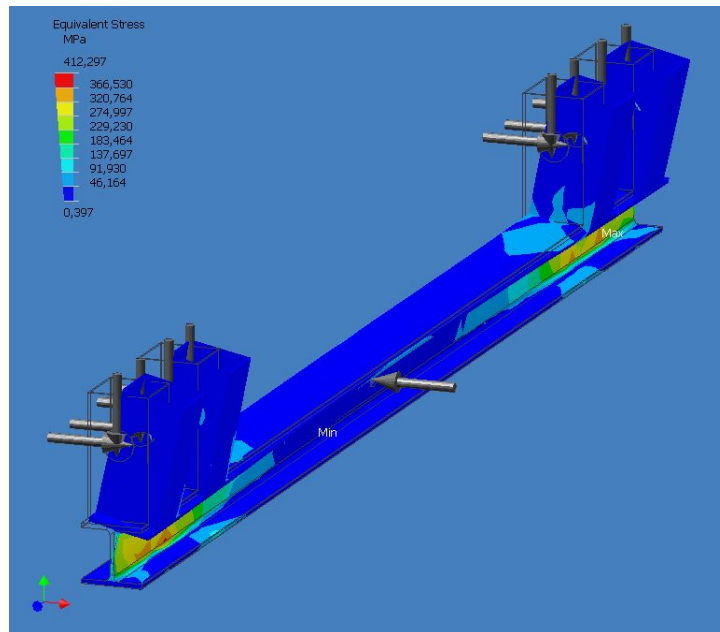


Figura 27. Esfuerzos sobre al alma de la viga doble T (carro “B”)

Debido a esto, se estudió la implementación de un soporte adicional para el carro “B”, utilizando viga perfil UPL designación 120, llegando a un diseño que minimiza la deformación y los esfuerzos a los cuales está sometido, como se muestra en la Figura 28.

El nuevo diseño consta de dos segmentos por lado de viga perfil UPL colocadas en el alma de la viga doble T, de manera tal que esta funcione de soporte adicional transmitiendo la carga de los soportes del vástago B hacia los rieles, minimizando la carga en el alma de viga.

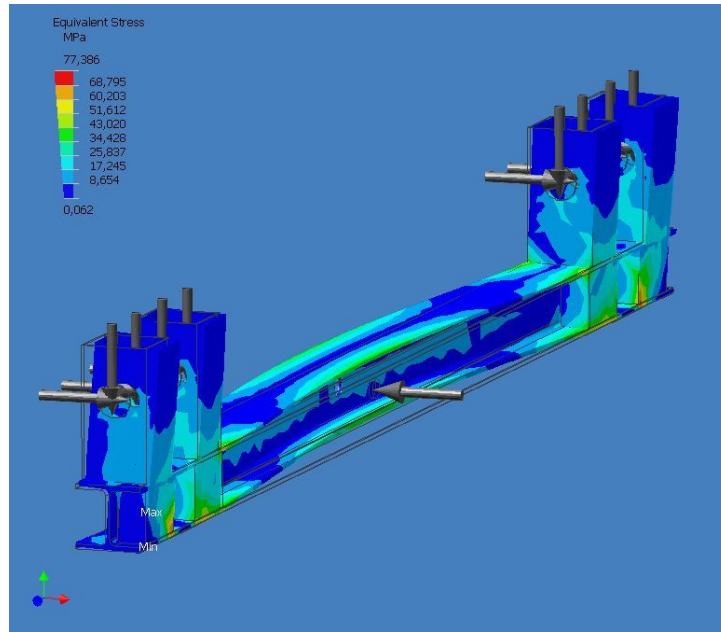


Figura 28. Esfuerzos sobre carro “B” con la colocación de refuerzos

En la Figura 28, se muestra que la mayor parte de la carga de los soportes de los vástagos “B” se transmite a las vigas de perfil UPL, obteniéndose un esfuerzo mínimo sobre el alma de la viga doble T. La deformación en la parte superior de los soportes de los vástagos “B” respecto a la vertical es menor a 1 mm y el factor de seguridad para la viga doble T es superior a 3.

En la Figura 29, Figura 30, y Figura 31 se muestra el sistema de apoyos luego de su construcción.



Figura 29. Apoyo “A” luego de su construcción



Figura 30. Apoyo “B” luego de su construcción



Figura 31. Soportes de vástagos “B” sobre carro “B” luego de su construcción

2.2.2.4. Fuerzas resultantes sobre carro B

Para el estudio del sistema de levantamiento se requiere conocer la fuerza que se debe aplicar al carro “B” considerando la fuerza de roce entre este y los rieles. Para ello, se consideran el peso del vástago “B” (396,81 N), los soportes del vástago “B” (69,77 N) y el carro “B” (379,96 N), donde la fuerza de roce ($F_r = \mu \cdot N$) se agrega a la reacción R_{BX} y se determina la fuerza dinámica resultante para el sistema de levantamiento, para un factor de fricción dinámico acero dulce – acero dulce (Manual del Ingeniero Mecánico, 1984), como se muestra en la Tabla 17.

Tabla 17. Factores de fricción para acero dulce-acero dulce

	Factor de Fricción (μ)
Dinámico Seco	0,57
Dinámico Grasoso	0,19

Se determina la fuerza resultante para los distintos ángulos de inclinación considerando una tubería de 4 pulgadas vacía y una tubería de acrílico de 1½ pulgadas de diámetro interno llena de agua, como se muestra en la Figura 32 y Figura 33.

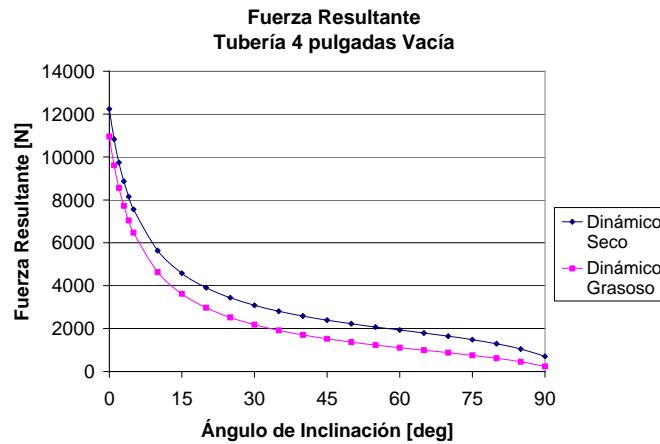


Figura 32. Fuerza resultante sobre carro "B" para una tubería de 4" vacía

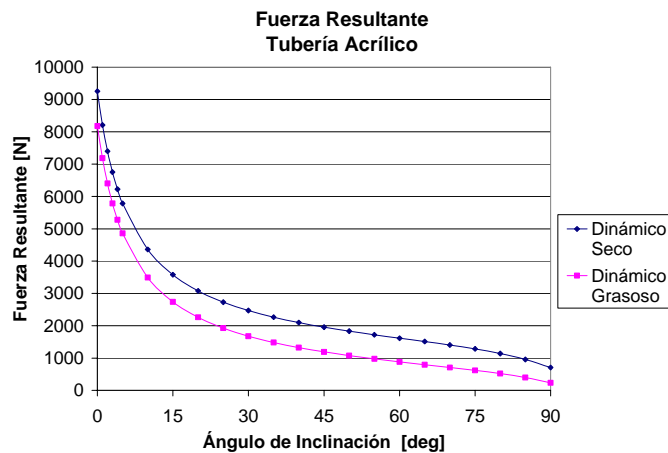


Figura 33. Fuerza resultante sobre carro "B" para una tubería de acrílico de 1½"

2.2.3. Elementos de Unión

Dado que las cargas aplicadas en el banco no son constantes con el tiempo, debido a que las condiciones de flujo son variables, los esfuerzos se repiten un cierto número de veces, por lo que podría tenerse como consecuencia una *falla por fatiga*, esto hace reflexionar sobre la forma más adecuada de realizar la unión de los elementos que conforman la estructura. También hay que considerar el hecho que la inclinación del banco es variable, lo cual se ha tomado en cuenta también para el diseño de dichas uniones.

2.2.3.1. Travesaños y diagonales a largueros

Gómez (2005) realizó el estudio para las uniones entre los travesaños y diagonales a los largueros recomendando la utilización de pernos de 6,35 mm ($\frac{1}{4}$ de pulgada) de diámetro, grado SAE Número 8, serie fina, utilizando en la unión arandelas planas, de seguridad y tuercas correspondientes en función del diámetro de rosca. La unión se realizó utilizando unos conectores según el ángulo deseado con pletina de $1\frac{1}{4}\times 3/16$ ".

2.2.3.2. Apoyo A y B a largueros

Gómez (2005) realizó el estudio para la unión entre los apoyos "A" y "B" a los largueros, siendo estos diferentes entre sí. Luego del rediseño de la estructura, las uniones entre el apoyo "A" y el apoyo "B" a los largueros son iguales y estos a su vez son similares a la unión entre el apoyo "B" y la cercha obtenido por Gómez (2005), por lo tanto se toma dicho análisis en la unión. Para ello, se utilizó una bocina realizada con tubo mecánico cuyas propiedades se muestran en el Apéndice A, Tabla A- 1, colocada en el tubo estructural de manera de distribuir la carga. El perno está realizado con acero AISI 4140 cuyas propiedades se muestran en el Apéndice A, Tabla A- 2, de 31,75 mm ($1\frac{1}{4}$ pulgadas) de diámetro. Entre el larguero y los apoyos se colocó una arandela que sirve de espaciador, finalizando la unión con arandelas planas y tuercas correspondientes en función del diámetro de rosca.



Figura 34. Pernos de unión entre apoyos y largueros

2.2.3.3. Apoyo B a soportes vástago B

De igual manera a las uniones entre los apoyos y los largueros, se utiliza acero AISI 4140 con el mismo diámetro para el pasador y tubo mecánico para las bocinas entre los

tubos estructurales. Se considera como un pasador ya que su función es la de transmitir la carga del sistema de levantamiento a la cercha, por lo tanto su estudio se realiza como una viga simplemente apoyada con una carga en el centro, como se muestra en la Figura 35. Para la simplificación del análisis de esfuerzos se toman los apoyos entre las bocinas de los soportes de los vástagos “B” y la carga aplicada en el punto medio del vástago “B”. Se considera la carga de una tubería de 4 pulgadas llena de glicerina en posición horizontal, tomando la fuerza resultante en el apoyo “B”.

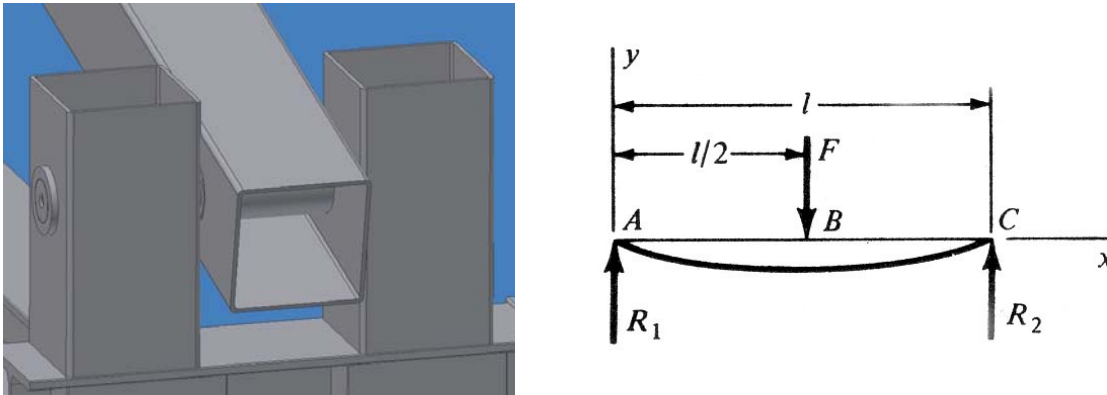


Figura 35. Configuración pasador apoyo “B”, soportes vástago “B”. Fuente: E. Shigley y C. Mischke, 2002

$$R_1 = R_2 = \frac{F}{2} \quad [22]$$

$$M_{MAX} = \frac{F \times l}{4} \quad [23]$$

$$y_{MAX} = \frac{F \times l^3}{48 \times E \times I} \quad [24]$$

El pasador tiene una sección circular y el momento de inercia y el módulo de sección de determinan a través de las siguientes ecuaciones:

$$I_x = I_y = \frac{\pi \times D^4}{64} \quad [25]$$

$$S = \frac{\pi \times D^3}{32} \quad [26]$$

En la Tabla 18 y Tabla 19 se muestran respectivamente los datos y los resultados del análisis de carga en los pasadores del apoyo “B”, mostrándose que cumple con las especificaciones de diseño.

Tabla 18. Datos para el análisis de carga del pasador “B”

Sy [MPa]	784,45
D [mm]	31,75
l [mm]	220
F [N]	7640
E [GPa]	207

Tabla 19. Resultados del análisis de carga del pasador “B”

$I \times 10^{-8} [m^4]$	4,9882
$S \times 10^{-6} [m^3]$	3,1421
$M_{MAX} [Nm]$	420,20
$y_{MAX} [mm]$	0,1641
$\sigma_{MAX} [MPa]$	133,73
FS	4,39

2.2.4. Riel

Sobre este elemento se soporta toda la estructura y deslizan parte de los apoyos para obtener la inclinación variable. Consta de una viga doble T designación 100×100. Dicho perfil debe estar debidamente lubricado para facilitar el deslizamiento de los carros. Del mismo modo, llevará una serie de agujeros a través de los cuales se fijaran los patines para las diferentes posiciones de levantamiento.

2.2.5. Patines

Estos elementos sirven de interfase entre todos aquellos elementos que deslicen sobre el riel. Se han diseñado en función de la forma del riel, utilizando para ello ángulos de lados iguales designación L 50×7 para la parte superior y ángulos de lados iguales designación L 40×4 para la parte inferior. El proceso de fabricación comprende básicamente operaciones de corte y soldadura. Los pernos para la sujeción de estos a los rieles se encuentran en la parte superior, como se muestran en la Figura 36. La geometría de estos elementos se especifica al detalle en el Apéndice C.



Figura 36. Patines

2.2.5.1. Análisis de carga en pernos de los patines

Inicialmente se determina el diámetro requerido de los pernos según las cargas aplicadas en la unión. Luego se realiza un análisis por fatiga, ya que las cargas son variables y se verifica el factor de seguridad por el *Criterio de Fatiga de Goodman*.

La carga aplicada se distribuye a través de 4 pernos, como se muestra en la Figura 37, tomando la posición más desfavorable a partir de 0 grados. Se toma una fuerza axial sobre el apoyo “B” para una tubería de acrílico de 1½ pulgadas llena de agua (ambos lados), de aproximadamente 9300 N, considerando una fuerza de roce dinámica con superficies secas. La carga se distribuye en cuatro pernos por patín, donde la carga por perno es de 1162,5 N. Utilizando la ecuación [29] se estima el área de esfuerzo a tensión para una sobrecarga de 10, tomado el límite de resistencia a la fatiga como determinado para uniones apernadas de 69 MPa (Ver Apéndice A, Tabla A- 13) para pernos sin tratamiento térmico, cuerda estándar y considerando que toda la carga la soporta el perno. Se obtiene que aplicando un esfuerzo cortante el diámetro superior estandarizado es de 12,7 mm (½ pulgada).

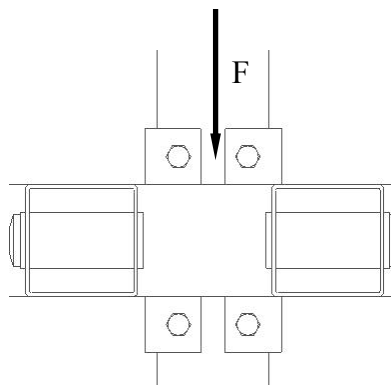


Figura 37. Distribución de la carga en los patines

Un apriete razonable del perno hace que la capacidad de carga alterna del mismo sea independiente del apriete inicial (Juvinall, 1991), donde, por ser los pernos dispositivos de fricción, aspectos como la vibración y la carga variable hacen que los mismos se aflojen. Esta situación es indeseable, y asegurando un alto valor de precarga se previene dicho aflojamiento. Shigley (2002) recomienda para carga de fatiga en conexiones no permanentes una precarga (F_i) de $0,75F_p$, siendo F_p la carga de prueba, y esta se define como el producto de esfuerzo a la tensión por la resistencia de pruebas (S_p) la cual se obtiene mediante tablas. Considerando esta precarga, se ha estimado el factor de seguridad mediante el criterio de fatiga de Goodman. Las ecuaciones aplicadas se muestran a continuación:

$$F_i = 0,75 \times S_p \times A_t \quad [27]$$

$$\sigma_i = \frac{F_i}{A_t} \quad [28]$$

Tensión:
$$\sigma_a = \frac{CP}{2A_t} \quad [29]$$

$$C = \frac{k_b}{k_b + k_m} \quad [30]$$

$$k_b = \frac{A_d A_t E}{A_d l_t + A_t l_d}; \quad k_m = \frac{0,577 \pi E d}{2 \times \ln \left(5 \frac{0,577 l + 0,5 d}{0,577 l + 2,5 d} \right)} \quad [31]$$

Criterio de Goodman:
$$S_m = \frac{S_{ut}(S_e + \sigma_i)}{S_e + S_{ut}} \quad [32]$$

$$S_a = S_m - \sigma_i \quad [33]$$

$$n_f = \frac{S_a}{\sigma_a} \quad [34]$$

$$T = 0,2 F_i d \quad [35]$$

donde, C es la fracción de carga externa soportada por el perno, k_b es la rigidez efectiva estimada en el perno en la zona de sujeción, k_m es la rigidez de los elementos en la zona de sujeción, A_d es el área de diámetro mayor del sujetado, A_t el área de esfuerzo a tensión, l_t longitud de la parte roscada en el agarre, l_d es la longitud de la parte sin roscar en el agarre, n_f es el factor de seguridad y, por último, T es el par de torsión de apriete a la tensión inicial.

La Tabla 20 presenta los datos para determinar la precarga y factor de seguridad en estos pernos mientras que la Tabla 21 presenta los esfuerzos, factor de seguridad y el par torsión para apretar dichos pernos utilizando las ecuaciones de la [27] a la [35], para pernos de Grado SAE Número 5.

Tabla 20. Datos para el cálculo de precarga y fatiga en pernos pasantes de los patines

S_p [MPa]	586
S_{ut} [MPa]	827
A_t [mm ²]	103,16
A_d [mm ²]	126,67
l_t [mm]	2,925
l_d [mm]	15,475
l [mm]	18,4
d [mm]	12,7 (1/2")
k_b [N/m]	1375×10^6
k_m [N/m]	3431×10^6
C	0,2861
S_e [MPa]	69
P [N]	1162,5
F_i [N]	45338,82

Tabla 21. Esfuerzos, factor de seguridad y par torsión de apriete en pernos pasantes de los patines

σ_i [MPa]	439,5
σ_a [MPa]	1,61
S_m [MPa]	469,34
S_a [MPa]	29,84
n_f	18,53
T [Nm]	115,16

Se determinó el factor de seguridad para una tubería de 4 pulgadas llena de glicerina en posición horizontal y se obtuvo un valor de 11,47, de manera tal que dichos pernos soportan la carga aplicada para una futura extensión. En la Tabla 22 se muestran las características de los pernos utilizados en el sistema de patines.

Tabla 22. Características de los pernos utilizados en el sistema de patines


Unión	Grado SAE Num.	Diámetro [mm] (pulg.)	Paso/ Serie	Longitud Total [mm] (pulg.)	Longitud Roscada [mm] (pulg.)
Patines - Rieles	5	12,7 (1/2")	Fino UNF	50,8 (2")	34,925 (1 3/8 ")

2.2.6. Pernos de Anclaje

Los rieles deben estar sujetos a tierra para asegurar que la estructura no tenga un movimiento que propicie el desalineamiento y el volcamiento del sistema. Gómez (2005) estimó la colocación de pernos de anclaje a lo largo de los rieles para una fuerza lateral de aproximadamente 1200 N aplicada a una altura de 1,5 m, obteniéndose la colocación de 3 pernos por hilera, donde cada hilera es un lado del ala de la viga doble T.

Para el sistema de anclaje se colocaron pernos a 1 metro de distancia intercalados en cada hilera colocando el primer perno a una distancia de 0,5 metros del extremo, obteniéndose una hilera con 5 pernos y otra con 4 pernos de anclaje, cuyas características se muestran en la Tabla 23.

Tabla 23. Características de los pernos de anclaje

<i>Diámetro [mm](pulg.)</i>	9,525 (3/8)	
<i>Esfuerzo admisible de tensión [MPa]</i>	13,8	

2.2.7. Apoyo Auxiliar

El apoyo “B” para una posición del banco horizontal y pequeños ángulos produce elevadas reacciones, por tal razón se estudia la colocación de un apoyo auxiliar para estas posiciones, cuya función adicional es la de soportar unos gatos mecánicos para el sistema de levantamiento inicial. Este apoyo no está unido a los rieles y el movimiento paralelo a estos es manual. Consta de dos apoyos laterales y un tubo que une los dos apoyos. Está realizado con tubo estructural 50×50×2,5; 60×60×2,25 y 70×70×3 mm designación ASTM A 500 Grado A.

Se estudian los esfuerzos aplicados sobre el tubo que soporta la cercha que es un tubo estructural 50×50×2,5 designación ASTM A 500 grado A, cuyas propiedades se muestran en la Tabla 24 y Tabla 25. Se realiza un estudio similar al de los largueros para determinar la reacción aplicada sobre el apoyo auxiliar (un solo lado) en posición horizontal para una tubería de 4 pulgadas llena de glicerina.

Tabla 24. Propiedades mecánicas de tubo estructural ASTM A 500 grado A

Grado Acero	Límite elástico mínimo Fy	Resistencia a la tracción mínima Fsu	Elongación %
ASTM A500 Grado A	39000 psi 268,90 MPa	45000 psi 310,26 MPa	25

Tabla 25. Características y propiedades para el diseño con tubo estructural designación 50×50

Eje X-X = Eje Y-Y						
Designación	Espesor mm	Peso kgf/m	Área cm ²	I _x = I _y cm ⁴	S _x = S _y cm ³	r _x = r _y cm
50×50	2,5	3,56	4,54	16,61	6,64	1,91

Se obtiene que la reacción para un apoyo a 0,5 metros de un extremo del larguero es de 1148,81 N. Agregando el peso del gato mecánico se obtiene que la fuerza aplicada sobre el apoyo auxiliar (un solo lado) es de aproximadamente 1295,96 N. Se realiza el análisis de esfuerzos para una viga doblemente empotrada, como se muestra en la Figura 38.

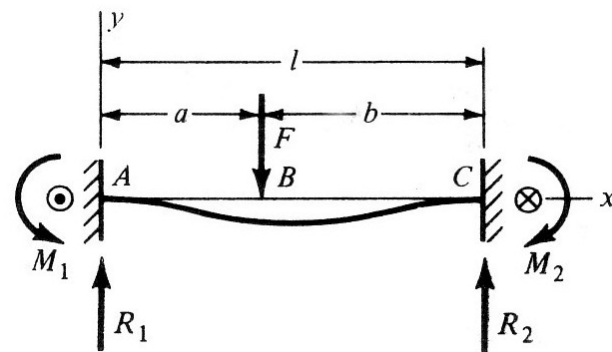
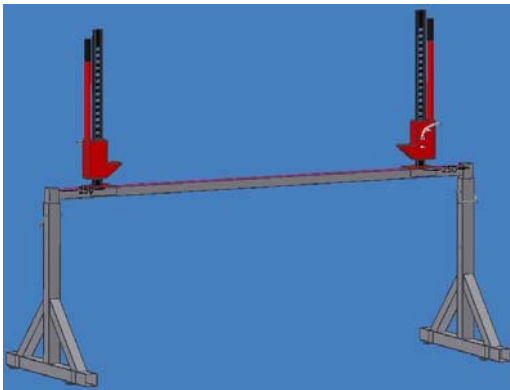


Figura 38. Configuración de cargas sobre al apoyo auxiliar. Fuente: E. Shigley y C. Mischke, 2002

Utilizando la técnica de superposición para una fuerza F aplicada a ambos lados de la viga se determina el momento flector, la deflexión, el esfuerzo y el factor de seguridad para una viga de 2,4 m de longitud (l), una fuerza (F) de 1295,96 N y una distancia del extremo a la carga (a) de 0,25 m.

$$M_{AB} = \frac{F \times b^2}{l^3} [x(3a + b) - a \times l] \quad [36]$$

$$M_{BC} = M_{AB} - F(x - a) \quad [37]$$

$$y_{AB} = \frac{F \times b^2 \times x^2}{6E \times I \times l^3} [x(3a + b) - 3a \times l] \quad [38]$$

$$y_{BC} = \frac{F \times a^2 (l - x)^2}{6E \times I \times l^3} [(l - x)(3b + a) - 3b \times l] \quad [39]$$

Se obtienen los siguientes resultados:

M_{MAX} [Nm]	290,24
y_{MAX} [mm]	0,6298
σ_{MAX} [MPa]	43,71
FS	4,61

El diseño final del apoyo auxiliar se muestra en la Figura 39.



Figura 39. Apoyo auxiliar luego de su construcción

2.2.8. Uniones Soldadas

Una pieza soldada o un conjunto de partes soldadas se fabrican mediante la unión por soldadura de un grupo de elementos de metal cortados según configuraciones particulares (Shigley, 1990). Todas las uniones soldadas realizadas en el banco de ensayos fueron hechas con soldadura eléctrica al arco con electrodo revestido, utilizando para ello electrodos clasificación ASME E6013, E7018 y E7024 según la resistencia a la tracción deseada y la posición de soldadura.

2.3. REDISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DEL SISTEMA DE SOPORTES DE LA TUBERÍA

El sistema de soportes se realizó en base a una tubería de acrílico de 50,8 mm (2 pulgadas) de diámetro externo y 38,1 mm (1 ½ pulgadas) de diámetro interno. La sección recta de tubería (tanto ascendente como descendente) y la manguera de retorno se fijó en

los travesaños, utilizando para ello, un par de abrazaderas por soporte con una goma entre la abrazadera y la tubería (para absorber las vibraciones). Las abrazaderas se sujetan sobre dos barras roscadas de 12,7 mm ($\frac{1}{2}$ pulgada) de diámetro y tienen la forma externa de la tubería para garantizar una buena sujeción. Las barras roscadas se fijan a los travesaños, como se muestra en la Figura 40. Las abrazaderas se realizaron con pletina de $2 \times \frac{1}{8}$ de pulgada, sus propiedades mecánicas se muestran en el Apéndice A, Tabla A- 4. Para fijar las barras roscadas y las abrazaderas se utilizaron arandelas planas, arandelas de seguridad y finalmente tuercas correspondientes en función del diámetro de rosca.

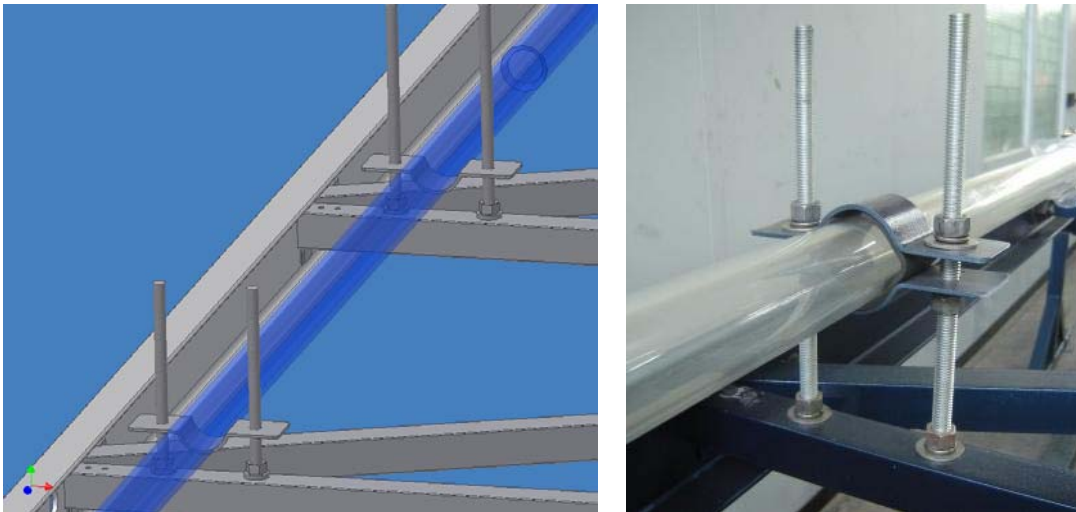


Figura 40. Sistema de soportes de la tubería

Al utilizar las barras roscadas se garantiza que todo el tramo de tubería esté completamente alineado, ya que se puede modificar la altura de la tubería respecto a los travesaños. Cada tramo de tubería de acrílico tiene una longitud de 1800 mm con dos soportes por tramo.

Las uniones entre la manguera flexible y la entrada, el retorno y la salida de la tubería de acrílico se realizaron introduciendo la tubería en la manguera, al menos 50 mm, asegurando la unión con una abrazadera estándar. De igual manera las uniones entre tubos de acrílico se realizó con un tramo de manguera flexible de 100 mm de largo colocada entre la unión, los tubos se colocan a tope y se sujeta la unión con tres abrazaderas estándar para evitar fugas y garantizar la alineación entre los tubos, como se muestra en la Figura 41. Este tipo de unión disminuye las fugas ya que existe un ajuste de apriete entre el diámetro externo de la tubería y el diámetro interno de la manguera.

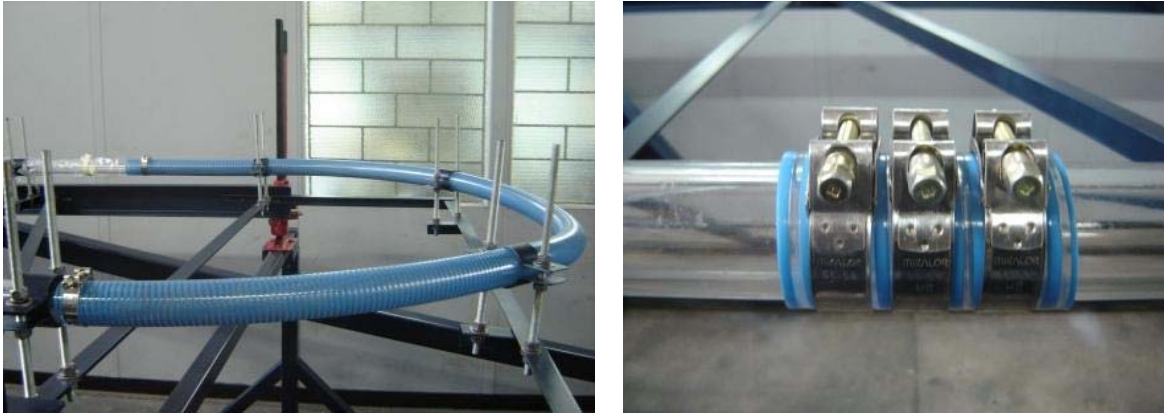


Figura 41. Conexiones entre tubos y manguera flexible

2.4. REDISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DEL SISTEMA DE SUMINISTRO DE AIRE

El suministro de aire está dado por el compresor alternativo marca Ingersoll-Rand ubicado en el galpón de la EIM de la UCV, cuyas características de operación se muestran en la Tabla 26 y Tabla 27.

Tabla 26. Características del compresor

Largo Tanque [m] (pulg.)	1,524 (60)
Ancho Tanque [m] (pulg.)	0,9144 (36)
Volumen Tanque [m ³]	1,0008
Espesor Tanque [pulg.]	3/8
Terminación Tanque	Convexo
Presión de Trabajo [psi]	200
Diámetro Tubería Entrada [pulg.]	2
Diámetro Tubería Salida [pulg.]	2
Número de Etapas	2

Tabla 27. Características del motor del compresor

HP	15
RPM	1750
Frecuencia [Hz]	60
Voltaje [V]	416
Corriente [A]	27

La capacidad de suministro de aire depende del volumen del tanque del compresor. La presión y el volumen suministrado disminuyen a medida que se realizan las pruebas, por ello se recomienda la utilización de un pulmón o tanque de reserva que permita obtener la presión y volumen de aire requerido mientras el compresor recarga el tanque y suministra aire a las líneas.

2.4.1. Distribución de las Líneas de Suministro de Aire

Se toma la línea de suministro de aire ubicada en la parte posterior del laboratorio de Transferencia de Calor ubicado en el galpón de la EIM de la UCV. Esta línea es de 25,4 mm (1 pulgada) de diámetro. A esta línea se le realiza una extensión con tubería de 1 pulgada de diámetro hasta las cercanías del banco de ensayos de manera tal de suministrar aire al mismo; luego se tiene una expansión a 50,8 mm (2 pulgadas) para la colocación del medidor de caudal y su conexión a la tubería de acrílico a través de la manguera flexible, como se muestra en la Figura 42. A lo largo de la línea se colocan la menor cantidad de accesorios posibles para disminuir al máximo la caída de presión. Los accesorios utilizados se presentan en la Tabla 28.

Tabla 28. Accesorios de la línea de suministro de aire

Accesorio	Cantidad
Válvula compuerta ¾"	1
Tee ¾"	1
Tapón ¾"	1
Codo 90° ¾"	1
Expansión ¾" – 1"	1
Tee Reductora 1" × ½"	1
Conector ½" – ⅜"	2
Unión Universal 1"	3
Codo 90° 1"	4
Válvula compuerta 1"	2
Tee 1"	1
Expansión 1" – 2"	1
Unión Universal 2" (porta placa)	1

Tabla 28. Accesorios de la línea de suministro de aire (continuación)

Accesorio	Cantidad
Tee reductora 2'' × ½''	1
Válvula check 2''	1
Manómetro 0 – 200 psi	2



Figura 42. Líneas de suministro de aire: izq. zona cercana al banco de ensayos. Der. zona interna del laboratorio de Transferencia de Calor de la EIM de la UCV

2.4.2. Bases para la Tubería de Suministro de Aire

La tubería de aire en las cercanías al banco de ensayos debe estar a una altura considerable de manera tal de manipular las válvulas de entrada de forma sencilla. Para ello, se debe sostener la tubería a través de una serie de bases que le otorguen la altura y rigidez deseada. Se realizan una serie de bases o soportes con viga doble T designación 100×100 para la parte inferior, tubo estructural 50×50×2,5 designación ASTM A 500 grado A para otorgar la altura deseada y una pletina de 2×3/16'' colocada en la parte superior para sostener el sistema de soporte de la tubería, que tiene las mismas características del sistema de soporte de la tubería de acrílico (barra roscada, abrazaderas). Las bases para la tubería de suministro de aire se muestran en la Figura 43.



Figura 43. Bases para la tubería de suministro de aire

2.5. REDISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DEL SISTEMA DE LEVANTAMIENTO

Para el sistema de levantamiento se utilizó un tornillo de transmisión de potencia, el cual es un dispositivo para convertir un giro o desplazamiento angular en un desplazamiento rectilíneo y transmitir así la acción de una fuerza o potencia mecánica (Shigley, 1990).

En primer lugar se determinó la geometría del tornillo de potencia necesaria para vencer la carga axial ejercida sobre el mismo y luego los componentes necesarios para vencer el par torsión del tornillo.

2.5.1. Tornillo de Potencia

Este tornillo está ubicado entre los dos rieles y sus extremos descansan sobre unas chumaceras fijas a unos carros realizados con viga designación UPL 120 (carros 1 y 2), como se muestra en la Figura 44.

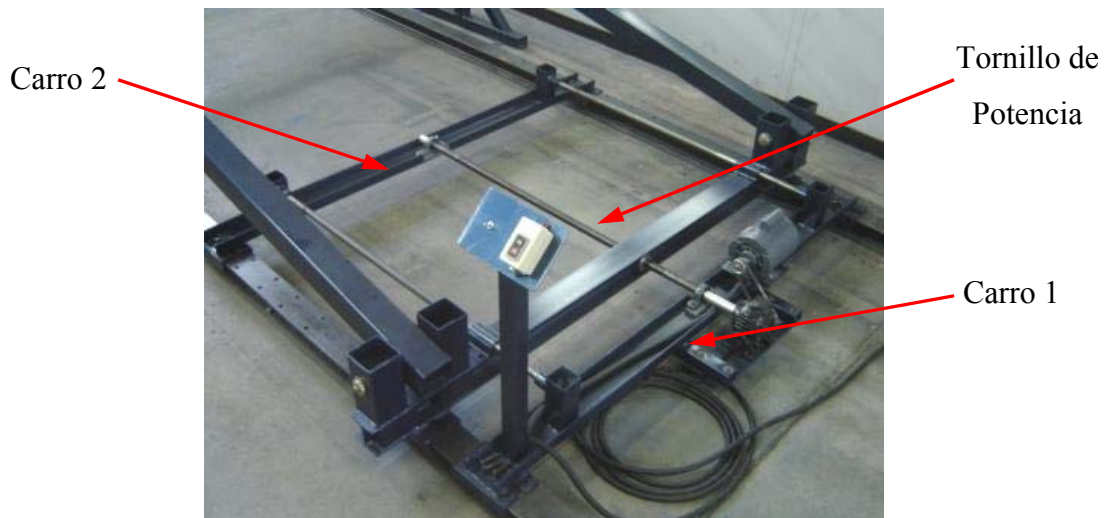


Figura 44. Ubicación tornillo de potencia y carros

Este tornillo fue diseñado para mantener el banco en una determinada posición según el ángulo de operación. Como una de las vigas que lo contiene está solidaria al apoyo “B”, tanto la viga como el tornillo deben soportar la carga producida por la reacción que produce el apoyo “B” en esa dirección (el doble ya que son dos apoyos). Se ha tomado el caso más desfavorable, donde la fuerza más grande está en dirección paralela a los rieles en la posición horizontal, considerando que esta carga es variable entre un valor máximo y mínimo. Esta variación es consecuencia del llenado y del vaciado del circuito de tuberías soportado por la estructura. La fuerza axial máxima para la tubería llena en posición horizontal es de aproximadamente 15000 N y para la tubería vacía es de 10500 N.

Se utiliza un valor promedio con una sobrecarga de 10 y se toma el límite de resistencia a la fatiga como determinado para uniones apernadas de 69 MPa para pernos antes del tratamiento térmico, cuerda estándar y una longitud L_p de 1,5m; se estimó un área de resistencia a la tensión mínima (A_t) cuyo diámetro es de 34,30 mm (1,35 pulg). Sin embargo, la disponibilidad de este tipo de tornillos en el mercado es muy limitada, por ello se utilizó un tornillo usado cuya geometría es similar al obtenido mediante el diseño.

El tornillo utilizado tiene un diámetro externo de 30 mm, un paso de 5,6 mm, una longitud roscada de 1350 mm con rosca sencilla y un eje de 20 mm de diámetro en sus extremos. En base a estas características se determinó el torque necesario para inclinar la estructura para una tubería de 4 pulgadas vacía y si dicho tornillo soporta la carga aplicada. El collarín de empuje se realizó de acero dulce AISI 1020 con unas dimensiones de 66 mm de diámetro y 45 mm de largo soldado al carro B, utilizándose uno a cada lado de la viga

doble T (carro B) de donde están apoyados los vástagos “B”, como se muestra en la Figura 45.



Figura 45. Collarín de empuje del tornillo de potencia

Las ecuaciones para determinar los parámetros relacionados con este tornillo se listan a continuación:

$$d_m = D_M - \frac{p}{2} \quad [40]$$

$$l = p \quad [41]$$

$$d_r = D_M - p \quad [42]$$

$$T_S = \frac{F \times d_m}{2} \left(\frac{l + \pi \times f \times d_m \times \sec \alpha}{\pi \times d_m - f \times l \times \sec \alpha} \right) + \frac{F \times f_c \times d_c}{2} \quad [43]$$

$$\pi \times f \times d_m > l \quad (\text{Condición autobloqueo al bajar}) \quad [44]$$

$$e = \frac{F \times l}{2\pi T} \quad [45]$$

$$\tau = \frac{16T}{\pi \times d_r^3} \quad [46]$$

$$\sigma = \frac{4F}{\pi \times d_r^2} \quad [47]$$

donde, D_M es el diámetro mayor, p es el paso, d_m el diámetro medio, d_c el diámetro del collarín de empuje, l es el avance del tornillo, d_r es el diámetro mínimo, f es el factor de fricción para pares roscados, se le consigue en tablas (Ver Apéndice A, Tabla A- 11), f_c es el factor de fricción con el collarín de empuje, T_S es el torque necesario para subir la carga, e es la eficiencia, τ es el esfuerzo cortante nominal en torsión del cuerpo del tornillo y σ el esfuerzo axial en el tornillo debido a la carga F . La Tabla 29 muestra los datos para el tornillo de potencia.

Tabla 29. Datos para el cálculo del tornillo de potencia

D_M [mm]	30	f	0,14
p [mm]	5,6	f_c	0,14
d_c [mm]	66	α (deg)	30

Para una posición horizontal con una tubería vacía de 4 pulgadas se obtienen los siguientes resultados:

d_m [mm]	27,2	$\pi f d > l$	11,96 > 5,6 (autobloqueante)
l [mm]	5,6	e [%]	11,51
d_r [mm]	24,4	τ [MPa]	34,79
T_s [Nm]	99,24	σ [MPa]	27,41

Sin embargo, el levantamiento inicial se realiza mediante unos gatos mecánicos. Estos gatos tienen dos funciones, una es la de liberar al tornillo de potencia de una tensión inicial elevada, ya que a medida que la estructura se eleva el torque necesario para subir la carga disminuye, y por otro lado se tiene que dada la cinemática del sistema existe un punto de engarrotamiento en posición horizontal. Estos gatos están unidos al apoyo auxiliar a través de 3 pernos, sobre una base de perfil UPL designación 120.



Figura 46. Sistema de gatos mecánicos para levantamiento inicial

Con la utilización de los gatos el torque necesario por el tornillo de potencia para subir la carga será menor que desde la posición horizontal. El tornillo se utiliza a partir de aproximadamente 3 grados de inclinación del banco, que corresponde a un torque de 69 N.m para un factor de fricción dinámico seco con una tubería de 4 pulgadas de diámetro vacía. En la Figura 47 se muestra como disminuye el torque según el ángulo de inclinación para una tubería vacía de 4 pulgadas.

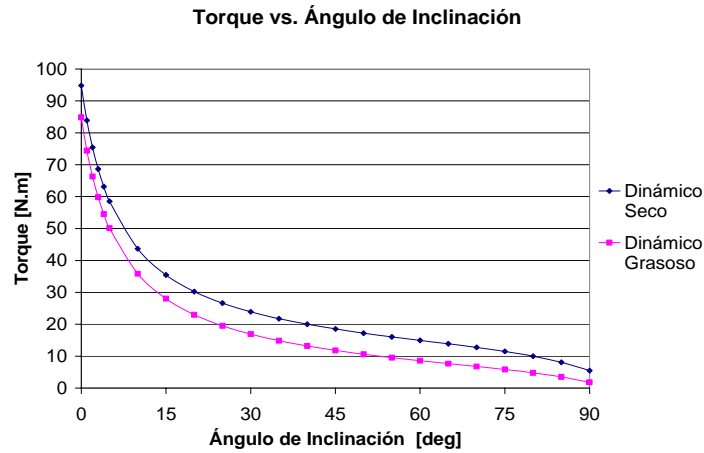


Figura 47. Torque requerido por el tornillo de potencia

El sistema para demarcar el ángulo de inclinación del banco se muestra en el Apéndice B, Figura B- 1.

2.5.2. Sistema Motor-Reductor

Para obtener el torque necesario que el tornillo requiere se utilizó un sistema con una caja reductora acoplada al tornillo y un motor eléctrico acoplado al reductor. La función del reductor es la de disminuir las RPM con un aumento del torque proporcional a la relación del mismo. Al disminuir las RPM se tiene un movimiento más controlado del sistema.

Para determinar la potencia y las RPM necesarias para obtener el torque requerido se utilizó el criterio en ejes de transmisión de potencia.

$$T = \frac{63000.HP}{RPM} \quad [48]$$

$$\frac{RPM_1}{D_2} = \frac{RPM_2}{D_1} \quad [49]$$

donde T es el torque en lb.in., HP son los caballos de fuerza del motor, D_1 es el diámetro externo de la polea del motor y D_2 el diámetro externo de la polea del reductor.

La caja reductora utilizada tiene una relación de 30:1, un diámetro del eje de entrada de 15,8 mm y de salida de 19 mm. En base a esta relación, se determinan las características del motor necesario para suministrar dicho torque. Al evaluar las distintas posibilidades de motores en el mercado que cumplieran con los requerimientos del sistema, se llegó a la conclusión de utilizar un motor monofásico con capacitor de encendido de 3450 RPM y 1 HP con sistema para cambio de giro.

Los motores con capacitor de encendido tienen dos bobinados, uno principal y uno de encendido o de arranque. Tiene un capacitor que se conecta en serie con el bobinado de encendido, lo cual proporciona un torque de encendido o arranque mucho más alto que otro tipo de motor monofásico (Mott, 1995).

Además, se tiene que la transmisión de potencia del motor al reductor es a través de una banda en V. Mott (1995) recomienda para impulsores industriales una banda en V, la forma de la banda se inserta apretadamente en la ranura de la polea, ello aumenta la fricción y permite transmitir torques de magnitud considerable antes que se presente deslizamiento. Para su selección se debe tener en cuenta la relación de velocidades, la distancia entre centros, la potencia del motor y otros factores que dependen de las características del sistema. Con una relación entre las poleas superior a 1:1,2 (reductor-motor) el torque obtenido es superior al necesario para subir la carga luego de los gatos (3 grados de inclinación del banco).

A continuación se presentan las características del sistema motor-reductor, poleas, las características de la banda y del sistema de potencia:

Tabla 30. Características del motor para el sistema de levantamiento

HP	1
RPM	3450
Frecuencia [Hz]	60
Voltaje [V]	115
Corriente [A]	14
IP	21
Servicio	S1
Ia/In	5,5
Polos	2
Aislamiento	B
Diámetro Eje [mm]	19

Tabla 31. Sistema de Poleas

	Diámetro Externo [mm]
Polea Motor	50,8
Polea Reductor	71,1

Tabla 32. Características de la banda (correa)

Correa DAYCO Durapower II V-Belt	
Modelo	4L230
Tamaño	23×½ pulg (584,2×12,7 mm)

Tabla 33. Características del sistema de potencia

RPM Salida Motor	3450
Relación Poleas	1,39
RPM Entrada Reductor	2464,97
RPM Salida Reductor	82,16
Torque Salida Reductor [N.m]	86,62
Avance Lineal de los Carros [mm/min]	460,09

Tanto el motor como el reductor están ubicados sobre el carro 1, por medidas de seguridad y su fácil acceso para el mantenimiento (parte más alejada de la cercha), como se muestra en la Figura 48.



Figura 48. Sistema motor-reductor

El acople entre la caja reductora y el tornillo de potencia se realizó de aluminio como se muestra en la Figura 49, de manera tal que si se presentara algún inconveniente, sea esta pieza la que se deteriore y no el reductor o el tornillo. La transmisión de potencia se realiza por apriete entre los ejes y el acople. Hacer que el diámetro del eje sea más grande que el diámetro interno de la pieza que embona da por resultado un ajuste de interferencia. La presión resultante entre el eje y el acople permite la transmisión de torque a altos niveles (Mott, 1995). De igual manera se colocaron dos tornillos de ajuste o prisioneros por eje de 6,35 mm de diámetro (1/4”), para aumentar el factor de seguridad. Un tornillo de ajuste es un afianzador que se inserta de manera radial a través de una maza para que se apoye en la superficie externa del eje, la punta del tornillo es plana, ovalada, con forma cónica u otro tipo. La punta se apoya en el eje o penetra ligeramente en la superficie, en consecuencia el tornillo de ajuste transmite torque mediante la fricción entre la punta y el eje, o bien, por la resistencia del material ante esfuerzo de corte (Mott, 1995).



Figura 49. Acople entre reductor y tornillo de potencia

2.5.2.1. Elementos constructivos y ensamble del sistema motor-reductor

La caja reductora está colocada sobre una base como se muestra en la Figura 48, que consta de dos tubos estructurales de $50 \times 50 \times 2,5$ mm, soldados a la parte inferior del carro 1, y dos ángulos de lados iguales designación L 40×4 unidos a los tubos estructurales a través de pernos, otorgando la geometría y rigidez necesaria para soportar el reductor. La base del motor está hecha de una lámina de acero al carbono de 3 mm de espesor, soldada a la parte superior del carro 1, como se muestra en la Figura 48. En el Apéndice C se muestran al detalle los planos del sistema.

2.5.3. Chumaceras

Al realizar el cálculo de chumaceras se determina el tipo de rodamientos según las características del sistema. Sin embargo, para un eje de 20 mm de diámetro (tornillo de potencia) sólo se encuentran en el mercado chumaceras con rodamientos rígidos de bolas, como se observa en la Figura 50. A partir de este tipo de rodamiento, utilizando el manual de la SKF, se determinan las horas de funcionamiento, tomando en cuenta que este sólo soportará una carga axial.

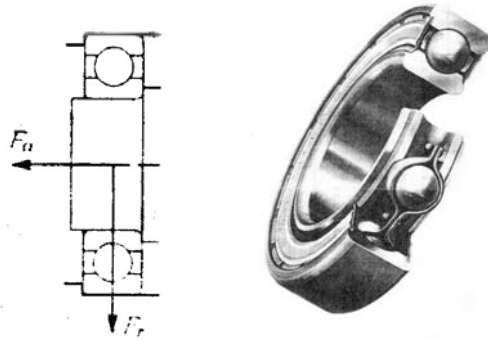


Figura 50. Rodamiento rígido de bolas

Este tipo de rodamiento tiene gran capacidad de carga, incluso en sentido axial; por lo tanto, es muy adecuado para resistir cargas en todas direcciones. Su diseño le permite soportar un empuje axial considerable, aún funcionando a muy altas velocidades.

Como el movimiento del banco se realiza con la tubería vacía, para los cálculos del rodamiento se utiliza el valor promedio de carga axial sobre el carro “B” considerando una fuerza de roce dinámica con una superficie grasosa.

Las ecuaciones para determinar los parámetros relacionados con el rodamiento se listan a continuación:

$$P = X \times Fr + Y \times Fa \quad [50]$$

$$L = \left(\frac{C}{P} \right)^n \quad [51]$$

$$Lh = \frac{L \times 1000000}{60 \times RPM} \quad [52]$$

donde P es la carga equivalente aplicada sobre el rodamiento, Fr es la carga radial, Fa es la carga axial, X el coeficiente radial de rodamiento, Y el coeficiente axial de rodamiento, L la duración nominal expresada en millones de revoluciones, C la capacidad de base dinámica del rodamiento, Co la capacidad de base estática del rodamiento y Lh la duración nominal en horas de funcionamiento. El coeficiente radial y axial del rodamiento se determina a través de la relación Fa/Fr y Fa/Co por tablas (Ver Apéndice A, Tabla A- 22). El valor n está dado según el tipo de rodamiento, para un rodamiento de bolas n es igual a 3.

La Tabla 34 y la Tabla 35 muestran respectivamente los datos y los resultados para el rodamiento.

Tabla 34. Características y cargas aplicadas sobre el rodamiento

Serie	6204
Diámetro Interno [mm]	20
C [N]	9810
Co [N]	6425,5
Fa [N]	3440
Fr [N]	0

Tabla 35. Horas de funcionamiento del rodamiento

X	0,56
Y	1
P [N]	3440
L [10^6 RPM]	23,1916
Lh [hr]	4462,33

Estimando un tiempo de levantamiento de aproximadamente 1 hora, se tiene un funcionamiento de los rodamientos de 4462 movimientos totales del banco (de 0 a 90 grados y de 90 a 0 grados).

Las chumaceras están colocadas en los extremos del tornillo de potencia sobre unas vigas de perfil UPL (carros 1 y 2) con unos cortes para permitir su colocación, como se muestra en la Figura 51.

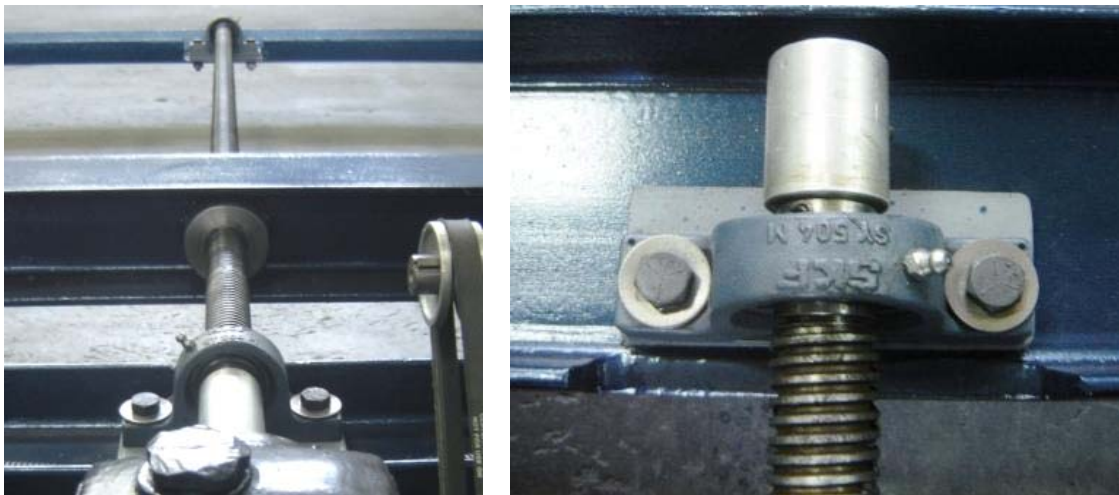


Figura 51. Ubicación de chumaceras: Izq. vistas desde el carro 1. Der. sobre carro 2

Adicionalmente, se colocó un tope de aluminio en el extremo del tornillo de potencia sobre el carro 2, de manera de restringir el movimiento axial de la chumacera, como se muestra en la Figura 51, derecha. Este tope es necesario para transmitir la fuerza axial del tornillo de potencia al carro 2. El tope está unido al tornillo de potencia por apriete entre los ejes y por dos tornillos de ajuste o prisioneros de 6,35 mm de diámetro (1/4”).

2.5.4. Sistema de Guías

Debido a que el tornillo de potencia está ubicado entre los dos rieles, no se garantiza que la fuerza aplicada por este al carro “B” sea equitativa a los dos apoyos, por ello se estudió la colocación de unas guías cuya función es la de alinear el movimiento del carro y repartir la misma carga a ambos lados, de lo contrario, el sistema tiende a aplicar una mayor fuerza de empuje en un lado propiciando que el sistema pierda la alineación.

Se utilizaron dos barras de acero AISI 1045 de 25,4 mm (1”) de diámetro y 1350 mm de longitud, por tener una buena resistencia a la fricción.

Las guías están fijadas a los carros 1 y 2 en sus extremos y el carro “B” se desplaza por debajo de ellas sobre unos canales, como se muestra en la Figura 52.



Figura 52. Sistema de guías

2.5.4.1. Elementos constructivos y ensamble del sistema de guías

El sistema de guías está constituido por 4 tubos estructurales de 70×70×3 mm soldados a la parte superior de los carros 1 y 2, los cuales dan la altura necesaria para colocar las mismas. A estos están soldadas unas bocinas realizadas con tubos mecánicos, cuya función es fijar las barras a los carros, como se muestra en la Figura 52. Sobre el carro “B” se encuentran dos bocinas de tubos mecánicos soldadas a dos ángulos de lados iguales designación L 40×4, unidas a través de pernos a la viga doble T. Estas bocinas guían al carro “B”. En el Apéndice C se muestran al detalle los planos del sistema.

2.5.5. Sistema Eléctrico del Motor

El sistema eléctrico consta de una protección contra cortocircuito, una estación de pulsadores y un dispositivo utilizado para invertir el sentido de giro del motor. Como se trata de un motor monofásico el sentido de giro se logra invirtiendo el recorrido de la corriente en la bobina. Para ello se utiliza un interruptor de doble acción. El diagrama eléctrico se muestra en la Figura 53 para una conexión a baja tensión (110 V).

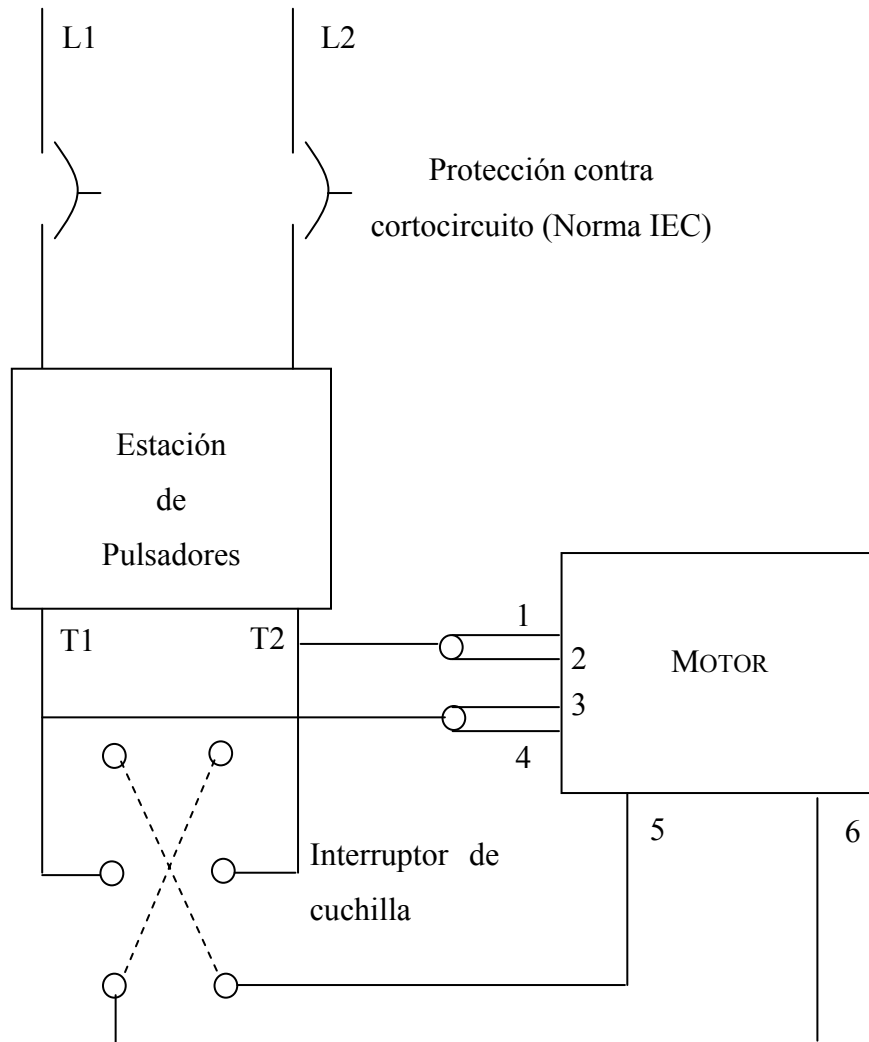


Figura 53. Diagrama eléctrico para el motor del sistema de levantamiento

Los cables del 1 al 6 están incorporados al motor con su debida identificación.

La estación de pulsadores y el interruptor para el cambio de giro se encuentran en un panel de control ubicados a un extremo del carro 1 para su fácil manipulación. Este panel fue realizado con un tubo estructural de 50×50×2,5 mm soldado al carro 1 y con una

lámina de acero al carbono de 3 mm de espesor unida a través de pernos al tubo estructural, como se muestra en la Figura 54.

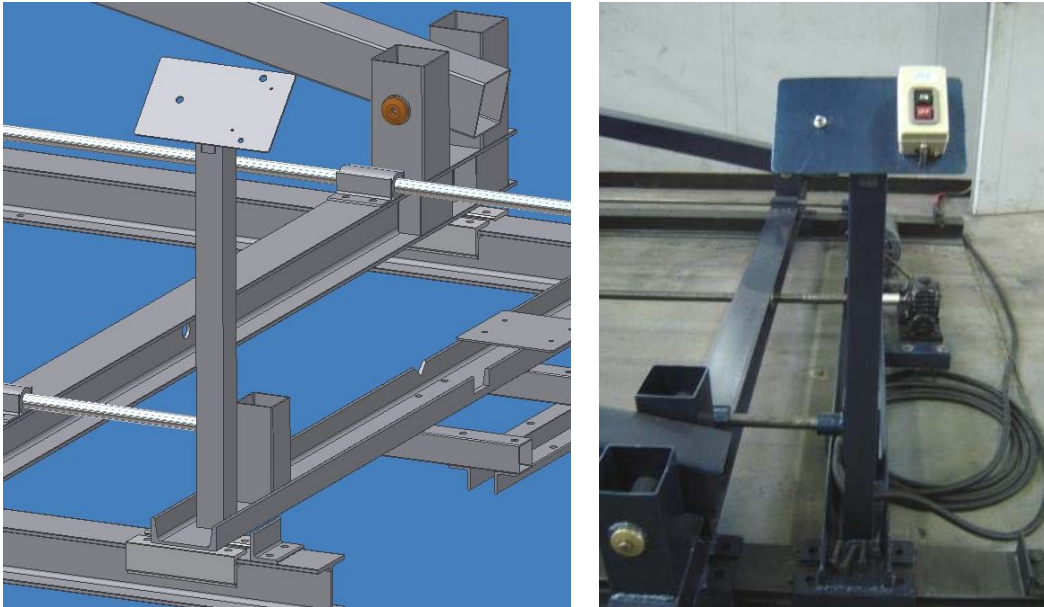


Figura 54. Panel de control para el sistema de levantamiento

2.5.6. Análisis de Carga en Pernos

Estudiando todo el sistema de levantamiento, los pernos que soportan más carga son los de las chumaceras, por lo tanto se realiza el análisis de carga a estos pernos. A pesar de que el sistema de levantamiento se utiliza a partir de 3 grados de inclinación, se estudian los esfuerzos en los pernos a partir de la posición horizontal, para un mayor factor de seguridad. Se toma una fuerza axial sobre el apoyo “B” para una tubería de acrílico de 1½ pulgadas llena de agua (ambos lados), de aproximadamente 9300 N, considerando una fuerza de roce dinámica con superficies secas. La carga se distribuye en cuatro pernos, dos por chumacera. Utilizando la ecuación [29] se estima el área de esfuerzo a tensión para una sobrecarga de 5, tomando el límite de resistencia a la fatiga como determinado para uniones apernadas de 69 MPa para pernos sin tratamiento térmico, cuerda estándar y considerando que toda la carga la soporta el perno. Se obtiene que aplicando un esfuerzo cortante el diámetro superior estandarizado es de 12,7 mm (½ pulgada). Sin embargo, debido a las dimensiones de las chumaceras, estas sólo permiten pernos de un máximo de 11,5 mm de diámetro, de tal manera que se utilizan pernos de 11,125 mm (7/16 de pulgada) y se

verifican los esfuerzos sometidos y el factor de seguridad. En la Figura 55 se muestra la configuración del sistema de sujeción de las chumaceras.

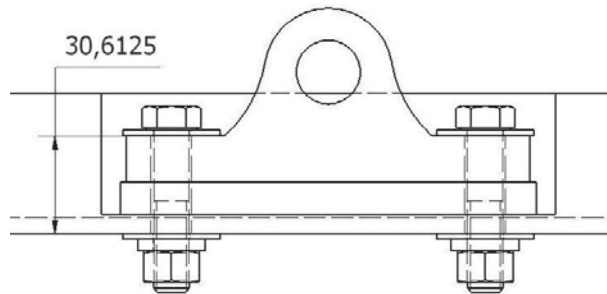


Figura 55. Sistema de sujeción de las chumaceras

La Tabla 36 presenta los datos para determinar la precarga y factor de seguridad en estos pernos mientras que la Tabla 37 presenta los esfuerzos, factor de seguridad y el par torsión para apretar dichos pernos utilizando las ecuaciones de la [27] a la [35] del criterio de fatiga de Goodman, para pernos de Grado SAE Número 5.

Tabla 36. Datos para el cálculo de precarga y fatiga en pernos pasantes de las chumaceras

S_p [MPa]	586
S_{ut} [MPa]	827
A_t [mm ²]	68,58
A_d [mm ²]	96,98
l_t [mm]	11,5625
l_d [mm]	19,05
l [mm]	30,6125
d [mm]	11,1125 (7/16")
k_b [N/m]	$567,07 \times 10^6$
k_m [N/m]	$2222,8 \times 10^6$
C	0,2033
S_e [MPa]	69
P [N]	2325
F_i [N]	30140,91

Tabla 37. Esfuerzos, factor de seguridad y par torsión de apriete en pernos pasantes de las chumaceras

σ_i [MPa]	439,5
σ_a [MPa]	3,45
S_m [MPa]	469,34
S_a [MPa]	29,84
n_f	8,64
T [Nm]	66,98

Se determinó el factor de seguridad para una tubería de 4 pulgadas llena de glicerina en posición horizontal y se obtuvo un valor de 5,36; de manera tal que dichos pernos

soportan la carga aplicada. En la Tabla 38 se muestran las características de los pernos utilizados en todo el sistema de levantamiento.

Tabla 38. Características de pernos utilizados en el sistema de levantamiento

Unión	Grado SAE Núm.	Diámetro [mm] (pulg.)	Paso/ Serie	Longitud Total [mm] (pulg.)	Longitud Roscada [mm] (pulg.)
Chumacera- carros	5	11,1125 (7/16'')	Basto UNC	50,8 (2'')	31,75 (1¼'')
Tubo estructural- ángulo (reductor)	5	11,1125 (7/16'')	Basto UNC	76,2 (3'')	31,75 (1¼'')
Ángulo- reductor	5	11,1125 (7/16'')	Basto UNC	50,8 (2'')	31,75 (1¼'')
Guías	5	11,1125 (7/16'')	Basto UNC	38,1 (1½'')	38,1 (1½'')
Motor	5	7,9375 (5/16'')	Basto UNC	25,4 (1'')	25,4 (1'')
Gatos Mecánicos	5	12,7 (½'')	Basto UNC	38,1 (1½'')	38,1 (1½'')
				88,9 (3½'')	38,1 (1½'')

2.6. EVALUACIÓN DE COSTOS

Los costos del proyecto en general se dividen en tres categorías: materiales, equipos e instrumentación y accesorios.

Tabla 39. Costos de materiales

<i>Materiales</i>	<i>Cantidad</i>	<i>Costo [Bs.]</i>
Viga doble T 100×100 ASTM A-36	2 × 12,1m	919.980
Tubo estructural 100×100×3 designación ASTM A 500 grado C	4 × 6m	628.482
Tubo estructural 70×70×3 designación ASTM A 500 grado A	1 × 6m	75.757
Tubo estructural 60×60×2,5 designación ASTM A 500 grado A	1 × 6m	63.270
Tubo estructural 50×50×2,5 designación ASTM A 500 grado A	1 × 6m	48.598
Viga Perfil UPL 120	1 × 6m	142.534

Tabla 39. Costos de materiales (continuación)

<i>Materiales</i>	<i>Cantidad</i>	<i>Costo [Bs.]</i>
Viga Perfil UPL 120	1 × 12m	285.067
Ángulo designación L 40×4	6 × 6m	191.964
Ángulo designación L 50×7	2 × 6m	135.250
Pletina 1'' × 1/8''	1 × 6m	7.380
Pletina 1¼'' × 3/16''	1 × 6m	13.567
Pletina 2'' × 1/8''	2 × 6m	34.744
Pletina 2'' × 3/16''	1 × 6m	21.465
Tubo mecánico 50×9×32	2 × 900mm	165.699
Tubo mecánico 45×12,5×20	1 × 490mm	66.462
Acero AISI 4140 1¼''	1 × 1m 1 × 0,7m 2 × 0,35m	140.297
Acero AISI 1020 2 ⁵ / ₈ ''	1 × 0,5m	45.000
Acero AISI 1020 5/16''	1 × 5,85m	9.177
Acero AISI 1045 1''	2 × 1,5m	47.880
Aluminio 50 mm diám.	0,5 m	donado
Tubería de acrílico 2'' × 1½''	8 × 1,8m	912.000
	Total	3.954.303

Tabla 40. Costos de equipos e instrumentación

<i>Equipo</i>	<i>Costo [Bs.]</i>
Medidor de Caudal Vortex 1''	4.788.513
Medidor y transmisor de presión diferencial	8.201.046
Bomba HY FLO 20H 7,5HP	1.596.000
Manómetro 150 psi	16.850
Manómetro 200 psi (2 unid.)	70.000
Manómetros diferenciales	donado
Placa Orificio	donado
Motor monofásico 1 HP	267.000

Tabla 40. Costos de equipos e instrumentación (continuación)

<i>Equipo</i>	<i>Costo [Bs.]</i>
Caja reductora	donado
Tornillo de potencia	donado
Compresor recíprocante	--
Total	14.939.409

Tabla 41. Accesorios

<i>Accesorios</i>	<i>Cantidad</i>	<i>Costo [Bs.]</i>
Chumaceras tipo puente SY 20 TF SKF	2	110.000
Camara HP Photosmart E-217 Zoom 4x, 4.0 MP	--	481.080
Manguera Spiraflex y conexiones	--	327.053
Gatos Mecánicos	2	253.980
Tornillería(*)	--	467.480
Plomería	--	1.830.781
Ferretería General(*)	--	1.243.340
Electricidad General(*)	--	492.758
Arrancador bomba	1	230.918
Pintura(*)	--	277.768
Polea FHP 2''-3/4'' × 1/2''	1	29.441
Correa 4L-230 DAYCO	1	17.100
Mecanizado	--	Realizado por los técnicos del Galpón de la EIM de la UCV
Total		5.761.699

(*) Costo aproximado.

El proyecto tuvo un costo total aproximado de 24.655.411 Bs. (costo estimado para el año 2006).

2.7. SÍNTESIS DEL CAPÍTULO

En este capítulo se realizó un estudio detallado del diseño propuesto por Gómez (2005), de manera de modificar algunos aspectos en base a los materiales de construcción, métodos de fabricación y análisis de esfuerzos. Algunos de los materiales utilizados fueron los especificados por Gómez (2005), sin embargo gran parte de ellos fueron seleccionados de acuerdo a la disponibilidad en el mercado. De igual manera se realizó un análisis de esfuerzo a todas las piezas para verificar que con los nuevos materiales se cumplieran los factores de seguridad requeridos.

Los principales elementos modificados en el banco de ensayos fueron: la longitud de los largueros, el sistema de apoyos de la tubería “U” de retorno sobre la cercha, los apoyos “A” y “B”, los patines, el sistema de sujeción de la tubería de pruebas y la línea de suministro de aire. En cuanto a los largueros, fueron modificados a una longitud de 6 m, colocando una extensión cuya función es la de soportar la tubería “U” de retorno. Los apoyos “A” y “B” fueron modificados en su totalidad, ya que luego de un análisis de esfuerzos se determinó que no soportarían la carga aplicada, por ello se les realizaron unos refuerzos que distribuyeran la carga minimizando la deformación y el posible riesgo de fractura. Los patines fueron modificados para que su fijación a los rieles fuera más sencilla y segura para el operario. El sistema de sujeción de la tubería de pruebas se realizó con la finalidad de modificar la altura a la cual está colocada la tubería y así facilitar la nivelación de la misma. La línea de suministro de aire fue tomada de aire de planta proveniente del compresor recíprocante ubicado en el Galpón de la EIM de la UCV, con una extensión desde el Laboratorio de Transferencia de Calor hacia el banco de ensayos, colocando la menor cantidad de accesorios posibles para disminuir la caída de presión.

En cuanto al sistema de levantamiento, este fue diseñado en base a la utilización de un tornillo de potencia propuesto por Gómez (2005). Fueron seleccionados todos los accesorios y elementos necesarios para su implementación, como las chumaceras, acople, reductor, motor y correa o banda. De igual manera, se colocó un sistema de guías para los carros.

Finalmente, se realizó un análisis del costo general del banco de ensayos el cual fue de aproximadamente 24.655.411 Bs., considerando las donaciones y servicios gratuitos que evitaron el incremento del costo.

CAPÍTULO III: ENSAYOS EXPERIMENTALES

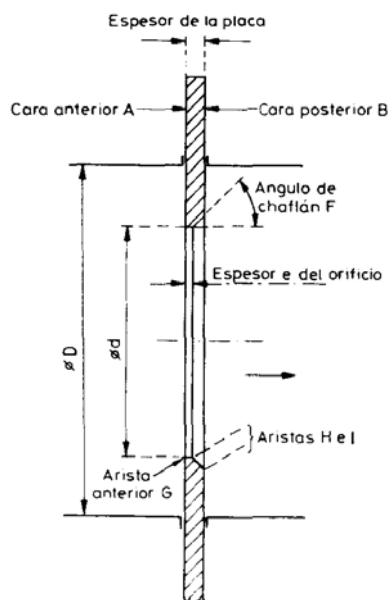
Este capítulo comprende el análisis de caída de presión a lo largo de la tubería, la calibración del banco de ensayos para flujo monofásico (aire) y la evaluación del gradiente de presión comparando el factor de fricción de Fanning experimental con el obtenido a partir de la ecuación de Zigrang y Sylvester.

3.1. CALIBRACIÓN DEL BANCO DE ENSAYOS

Para la calibración del equipo es conveniente utilizar flujo monofásico, en vista de que se puede predecir la caída de presión de una manera sencilla utilizando las leyes fundamentales de la mecánica de fluidos. Para ello se utilizará aire como fluido de operación.

3.1.1. Medición de Caudal

El caudal de aire se obtiene mediante el uso de un medidor de placa orificio cuyas dimensiones e instalación fueron determinadas de acuerdo a las especificaciones de la norma ISO 5167-2:2003. En la Figura 56, se muestran las características de la placa.



Material: Acero Inoxidable Austenítico

Espesor de la placa: $E = 2 \text{ mm}$

Diámetro del orificio: $d = 12 \text{ mm}$ ($\frac{1}{2}''$)

Espesor del orificio: $e = 1 \text{ mm}$

Ángulo de chaflán: $F = 45^\circ$



Figura 56. Características de la placa orificio

Para las medidas de presión diferencial se realizaron tomas en la brida (flange taps), ya que su instalación es más sencilla. Las tomas están localizadas a 1" de distancia sobre

ambas caras de la placa orificio, sin importar el tamaño del tubo, tal como se muestra en la Figura 57. Esta caída de presión es medida en un manómetro diferencial de tubo en “U”, con un rango de 30 pulgHg y una apreciación de $\pm 0,1$ pulgHg.

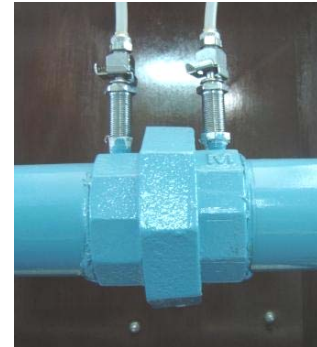
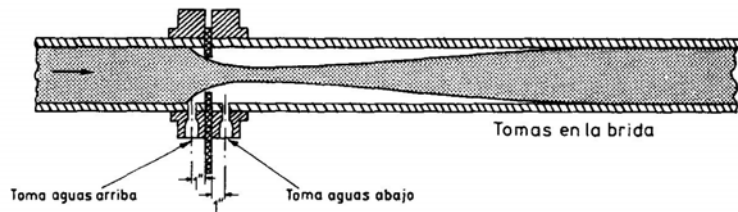


Figura 57. Tomas en la brida para medición de presión diferencial

La instalación de la placa orificio requiere que se respeten unas distancias de tramos rectos de la tubería, antes y después de la misma. Estas son de $28D$ a la entrada y $7D$ a la salida, donde D es el diámetro de la tubería, considerando una relación de diámetros elevada de manera tal de poder medir caudales mayores (Ver Apéndice A, Tabla A- 23).

La fórmula general para el cálculo del caudal es:

$$Q = \frac{C}{\sqrt{1-\beta^4}} Y \pi \frac{d^2}{4} \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}} \quad [53]$$

donde:

Relación de diámetros:
$$\beta = \frac{d}{D} = \frac{\text{Diám. orificio}}{\text{Diám. tubería}} \quad [54]$$

Coefficiente de descarga:
$$C = C_0 + \Delta C \text{Re}^{-a} \quad ; \quad (\text{Re} > 10^4) \quad [55]$$

Factor de expansión:
$$Y = 1 - \left(0,41 + 0,35\beta^4\right) \left(\frac{\Delta p}{p_1 k}\right) \quad ; \quad k_{\text{aire}} = 1,4 \quad [56]$$

Número de Reynolds:
$$\text{Re} = \frac{4\rho Q}{\pi d \mu} \quad [57]$$

Los valores de las constantes necesarias para calcular el coeficiente de descarga se obtienen del Apéndice A, Tabla A- 24.

3.1.2. Medición de Temperatura

Para medir la temperatura del aire a lo largo del circuito de acrílico se realizaron dos tomas, una a la entrada y otra a la salida del mismo, en las cuales se introdujeron termocuplas de inmersión tipo J, como se muestra en la Figura 58.

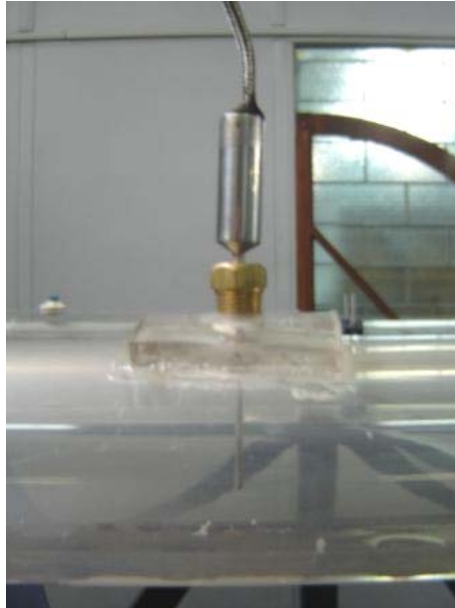


Figura 58. Termocupla

3.1.3. Intervalo de Operación

El intervalo de operación del banco de ensayos es determinado en función de los instrumentos de medición utilizados y las características de la tubería de pruebas.

Para obtener el caudal máximo de aire, se procedió a abrir la válvula de entrada de aire prestando atención principalmente al nivel del mercurio en el manómetro diferencial de tubo en “U” conectado a la placa orificio. El caudal máximo obtenido fue de aproximadamente 19 L/s, sin embargo, este valor fue alcanzado sin haber abierto la válvula de entrada de aire en su totalidad. Esto se debe a que el nivel de mercurio alcanzó el rango máximo del manómetro diferencial. Colocando una placa de mayor diámetro del orificio se podrían alcanzar caudales superiores (abriendo la válvula completamente), ya que la caída de presión en la placa sería menor y podría ser medida en el manómetro utilizado.

La presión máxima que maneja el banco de ensayos es de 80 psig, la cual está basada en las características de la tubería de acrílico y de la manguera Spiraflex.

3.2. EVALUACIÓN DEL GRADIENTE DE PRESIÓN

Las pruebas experimentales comprendidas en este trabajo están basadas en la determinación de la caída de presión del aire entre la entrada y la salida de la tubería de acrílico en posición horizontal. Para ello se realizaron dos tomas de presión, una a 35 cm de la entrada y otra a 15 cm de la salida de la tubería, como se muestra en la Figura 59; tomando en cuenta el hecho de que estas tomas no perturbaran los patrones de flujo y la visualización cuando se estuviese trabajando con flujo bifásico.



Figura 59. Tomas de presión en tubería de acrílico

La caída de presión es leída directamente de un manómetro diferencial de tubo en “U”, con un rango de 36 unidades de H_2O y una apreciación de $\pm 0,2$ unidades de H_2O , donde cada unidad es equivalente a $\frac{1}{2}$ pulg H_2O . Este valor de caída de presión es utilizado para determinar el factor de fricción de Fanning experimental, el cual será comparado posteriormente con el factor de fricción obtenido a partir de la ecuación de Zigrang y Sylvester (1985).

3.2.1. Gradiente de Presión Total

Considérese una situación de flujo incompresible, uniforme y estable en tuberías, como se muestra en la Figura 60.

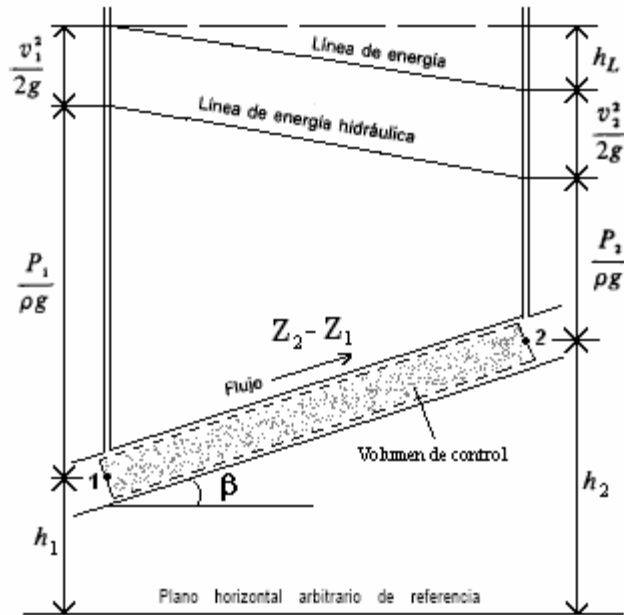


Figura 60. Balance de energía para dos puntos de un fluido. Fuente: Crane, 1990

Para el volumen de control señalado entre las secciones 1 y 2, la ecuación de la energía viene expresada como:

$$\frac{V_1^2}{2g} + \frac{P_1}{\rho g} + h_1 = \frac{V_2^2}{2g} + \frac{P_2}{\rho g} + h_2 + h_L \quad [58]$$

Nótese que la pérdida por rozamiento en la tubería desde el punto 1 al punto 2 viene expresada por h_L , y representa la pérdida de altura en metros de fluido.

Reescribiendo la ecuación [58], se tiene:

$$\frac{P_2 - P_1}{\rho g} = \frac{V_1^2 - V_2^2}{2g} + (h_1 - h_2) - h_L \quad [59]$$

$$P_2 - P_1 = -\rho \left(\frac{V_2^2 - V_1^2}{2} \right) - \rho g(h_2 - h_1) - \rho g h_L \quad [60]$$

De la Figura 60:

$$\text{sen} \beta = \frac{h_2 - h_1}{Z_2 - Z_1} \quad [61]$$

$$P_2 - P_1 = -\rho \left(\frac{V_2^2 - V_1^2}{2} \right) - \rho g \text{sen} \beta (Z_2 - Z_1) - \rho g h_L \quad [62]$$

$$\frac{\Delta P}{\Delta Z} = -\rho \frac{\Delta}{\Delta Z} \left(\frac{V^2}{2} \right) - \rho g \text{sen} \beta - \rho g \frac{\Delta h_L}{\Delta Z} \quad [63]$$

Cuando: $\Delta Z \rightarrow 0 \Rightarrow \Delta \rightarrow d$

$$\frac{dP}{dZ} = -\rho \frac{d}{dz} \left(\frac{V^2}{2} \right) - \rho g \sin \beta - \rho g \frac{dh_L}{dZ} \quad [64]$$

$$-\left(\frac{dP}{dZ} \right)_{Total} = \left(\frac{dP}{dZ} \right)_A + \left(\frac{dP}{dZ} \right)_G + \left(\frac{dP}{dZ} \right)_F \quad [65]$$

Como puede observarse, el gradiente de presión total en la dirección del flujo $\left(\frac{dP}{dZ} \right)$ está conformado por tres componentes: aceleracional $\left(\frac{dP}{dZ} \right)_A$, el cual representa el cambio de energía cinética debido al cambio de caudal volumétrico para un mismo elemento diferencial de volumen; gravitacional $\left(\frac{dP}{dZ} \right)_G$, el cual representa la diferencia de energía potencial entre dos puntos en el espacio; y por último, el término friccional $\left(\frac{dP}{dZ} \right)_F$, el cual representa la energía disipada por el fluido debido a la fricción y es un cambio de energía irreversible.

3.2.2. Obtención del Factor de Fricción de Fanning Experimental

A partir de la ecuación de gradiente de presión total señalada en la sección anterior, ecuación [65], se deben hacer algunas consideraciones que se ajusten a las condiciones físicas de nuestro problema de estudio.

En primer lugar, el término gravitacional no se considera, ya que la tubería se encuentra en posición horizontal y por lo tanto en la ecuación [64] $\sin \beta = 0$.

En segundo lugar, el término aceleracional se considera despreciable, pues a lo largo de la tubería el diámetro permanece constante y no existen cambios de sección que pudiesen ocasionar variación en la velocidad del fluido.

De acuerdo a lo anteriormente señalado, el gradiente de presión total es únicamente función de los cambios producidos en el sistema debido a la fricción.

$$-\left(\frac{dP}{dZ} \right)_{Total} = \left(\frac{dP}{dZ} \right)_F = \rho g \frac{dh_L}{dZ} \quad [66]$$

donde:

$$h_L = f \frac{Z V^2}{D 2g} \quad [67]$$

La ecuación [67] se conoce como *ecuación de Darcy-Weisbach*, en donde f es el factor de fricción de Moody, el cual puede expresarse en función del factor de fricción de Fanning (f_F) como:

$$f = 4f_F \quad [68]$$

A partir de las ecuaciones [66], [67] y [68], el factor de fricción de Fanning experimental a lo largo de una sección de tubería de longitud L , queda definido como:

$$f_F = \frac{\left(\frac{\Delta P}{L}\right) \times D}{2\rho V^2} \quad [69]$$

3.2.3. Ecuación de Zigrang y Sylvester para el Cálculo del Factor de Fricción

El cálculo del factor de fricción está relacionado directamente con el número de Reynolds mediante las siguientes ecuaciones:

Para flujo laminar ($Re < 2000$):

$$f = \frac{64}{Re} \quad [70]$$

Para flujo turbulento ($Re > 4000$), la ecuación de Colebrook:

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \log \left[\frac{\varepsilon/D}{3.7} + \frac{2.51}{Re \sqrt{f}} \right] \quad [71]$$

Se observa que la ecuación de Colebrook es una ecuación implícita, por lo cual su uso requiere de un procedimiento iterativo. Como alternativa al uso de esta ecuación, diversos autores han creado ecuaciones explícitas para aproximar la ecuación de Colebrook. Un detallado estudio comparativo de estas ecuaciones, mostrado en el Apéndice B, Figura B- 3 y Figura B- 4, señala que la ecuación más adecuada por tener una complejidad manejable y un pequeño error absoluto porcentual promedio (0,006% para bajas rugosidades y 0,0003% para altas rugosidades) respecto a la ecuación de Colebrook es la ecuación de Zigrang y Sylvester (1985), la cual viene expresada como:

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \log \left\{ \frac{\varepsilon/D}{3.7} - \frac{4.518}{Re} \log \left[\frac{6.9}{Re} + \left(\frac{\varepsilon/D}{3.7} \right)^{1.11} \right] \right\} \quad [72]$$

donde:

$$Re = \frac{V\rho D}{\mu} \quad [73]$$

3.2.4. Propiedades del Aire

Para realizar el cálculo de la caída de presión del aire en la tubería, es necesario conocer sus propiedades físicas como la densidad y la viscosidad para poder calcular el Número de Reynolds. El aire se considera como un gas real, tomando en cuenta su factor de compresibilidad.

3.2.4.1. Factor de compresibilidad del aire, Z

Los gases se desvían del comportamiento de gas ideal, de manera significativa, en estados cercanos a la región de saturación y al punto crítico. Es posible explicar con exactitud esta desviación del comportamiento de gas ideal a una temperatura y presión determinadas mediante la introducción de un factor de corrección llamado *factor de compresibilidad Z* :

$$P_V = ZRT \quad [74]$$

Este factor adimensional es afectado por presión, temperatura y composición del gas, y varía por lo general entre 0.70 y 1.20; 1.00 representa el comportamiento ideal.

El valor de Z para diferentes gases ha sido determinado en base al Teorema de los Estados Correspondientes, el cual establece que a las mismas condiciones de presión y temperaturas reducidas, todos los gases tienen el mismo factor de compresibilidad Z . La presión y temperatura reducidas P_R y T_R están definidas por:

$$P_R = \frac{P}{P_C} \quad [75]$$

$$T_R = \frac{T}{T_C} \quad [76]$$

donde P y T son la presión y temperatura absolutas a la cual se desea determinar Z y, P_C y T_C son presión y temperatura críticas. Las condiciones en el punto crítico para el aire se obtienen directamente de tablas y sus valores son:

$$P_C = 3,77 \text{ MPa}$$
$$T_C = 132,5 \text{ K}$$

Existen ocho métodos diferentes para el cálculo del factor Z que se han desarrollado a través de los años. Estos métodos entran en dos categorías principales: los que realizan un ajuste analítico de las isothermas de Standing-Katz y los que calculan el valor de Z a partir de una ecuación de estado.

Método de Hall, K.R. y Yarborough, L.

Hall y Yarborough basados en la ecuación de estado de Starling-Carnahan desarrollaron las siguientes ecuaciones para el cálculo de Z :

$$Z = \frac{0.06125 P_{SR} t \exp[-1.2(1-t)^2]}{y} \quad [77]$$

donde:

t : Recíproco de la temperatura seudorreducida, $t = T_{SC} / T$

y : Densidad reducida, la cual se obtiene a partir de la solución de la siguiente ecuación:

$$-AP_{SR} + \frac{y + y^2 + y^3 - y^4}{(1-y)^3} - By^2 + Cy^D = 0 \quad [78]$$

donde:

$$A = 0.06125 t \exp[-1.2(1-t)^2] \quad [79]$$

$$B = 14.76t - 9.76t^2 + 4.58t^3 \quad [80]$$

$$C = 90.7t - 242.2t^2 + 42.4t^3 \quad [81]$$

$$D = 2.18 + 2.82t \quad [82]$$

Takacs, determinó que el error promedio en el cálculo de Z por este método fue de -0.518% en comparación con el obtenido por el método de Standing y Katz. Para obtener buenos resultados con este método, se recomienda que P_{SR} y T_{SR} estén entre los siguientes rangos: $0.1 \leq P_{SR} \leq 24.0$ y $1.2 \leq T_{SR} \leq 3.0$.

Para el aire se considera que las propiedades seudorreducidas y seudocríticas son iguales a las propiedades reducidas y críticas respectivamente.

Debido a que la ecuación [78] es no lineal, se requiere una solución de ensayo y error para resolverla. Un método de ensayo y error frecuentemente utilizado es el método de Newton-Raphson, el cual utiliza el siguiente procedimiento iterativo (aplicado a este caso):

1. Suponer un valor inicial de y_I y calcular $F(y_I)$, donde $F(y)$ es el término de la derecha de la ecuación [78]
2. Si $F(y_I) \approx 0$ ó se encuentra dentro de una tolerancia especificada ($\pm 10^{-4}$), se puede considerar que y_I es la solución. En caso contrario, calcular un nuevo valor de y utilizando la siguiente aproximación (Series de Taylor):

$$y_2 = y_1 - \frac{F(y_1)}{\frac{dF(y_1)}{dy}} \quad [83]$$

donde la expresión para $dF(y)/dy$ se obtiene derivando la ecuación [78] con respecto a y para T_{SR} constante, esto es:

$$\frac{dF}{dy} = \frac{1 + 4y + 4y^2 - 4y^3 + y^4}{(1-y)^4} - 2By + CDy^{(D-1)} \quad [84]$$

3. Hacer $y_1=y_2$ y repetir el paso 2. Continuar el procedimiento hasta obtener la solución.
4. Sustituir el valor correcto de y en la ecuación [77] para obtener Z .

3.2.4.2. Viscosidad del aire

En cuanto a la viscosidad del aire se refiere, esta se obtiene directamente de tablas (Ver Apéndice A, Tabla A- 27), sabiendo que la viscosidad dinámica de los gases es función primaria de la temperatura, y es independiente de la presión (Manual del Ingeniero Mecánico, 1984).

3.2.4.3. Densidad del aire

Usando la ecuación de estado para un gas real y resolviendo para $\rho = 1/v$, se obtiene:

$$\rho = \frac{P}{ZRT} \quad [85]$$

donde:

- ρ : Densidad del aire a P y T , [kg/m^3].
- P : Presión de interés, [kPa].
- T : Temperatura de interés, [K].
- R : Constante del gas ($R_{\text{aire}}=0,287 \text{ kJ}/\text{kgK}$).
- Z : Factor de compresibilidad del aire.

3.2.5. Comparación del Factor de Fricción de Fanning Experimental con el obtenido a partir de la ecuación de Zigrang y Sylvester

De acuerdo al rango y la apreciación de los instrumentos utilizados, se realizó la toma de datos para 10 valores de caudal diferentes. Los valores tomados fueron los de

presión, temperatura y caída de presión en la tubería de pruebas. Además, se consideraron los siguientes datos para la tubería de pruebas:

Diámetro (D):	0,0381 m (1½")
Rugosidad (ϵ):	0 m
Longitud equivalente (L):	16,72 m

Los resultados obtenidos se muestran en la Figura 61, Figura 62 y Figura 63.

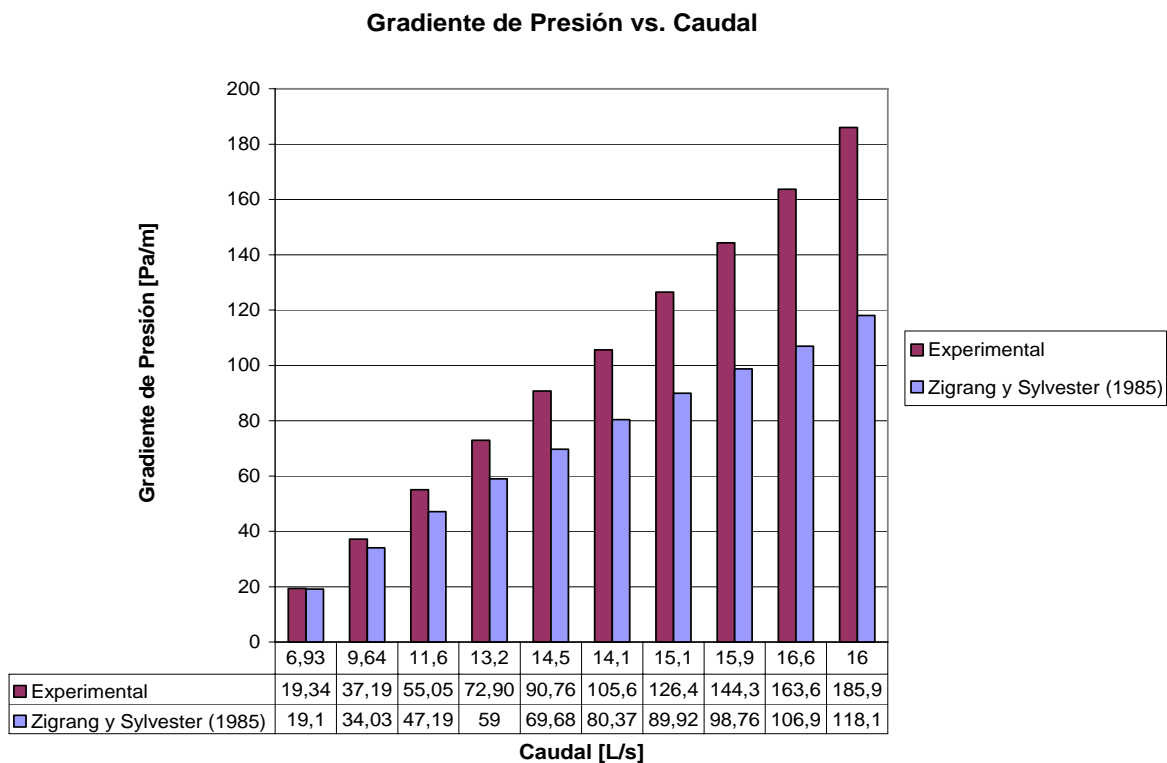


Figura 61. Gradiente de presión vs. Caudal de aire

Factor de Fricción de Fanning vs. Caudal de Aire

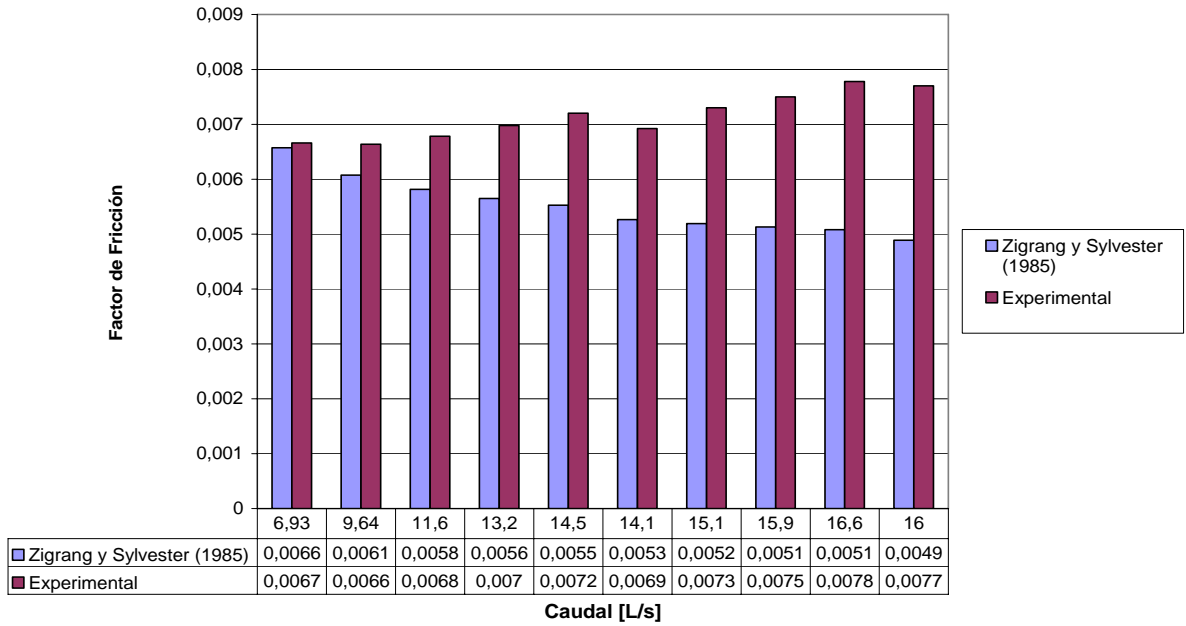


Figura 62. Factor de fricción de Fanning vs. Caudal de aire

Error absoluto porcentual entre Factor de Fricción de Fanning Experimental y el obtenido mediante Zigrang y Sylvester (1985)

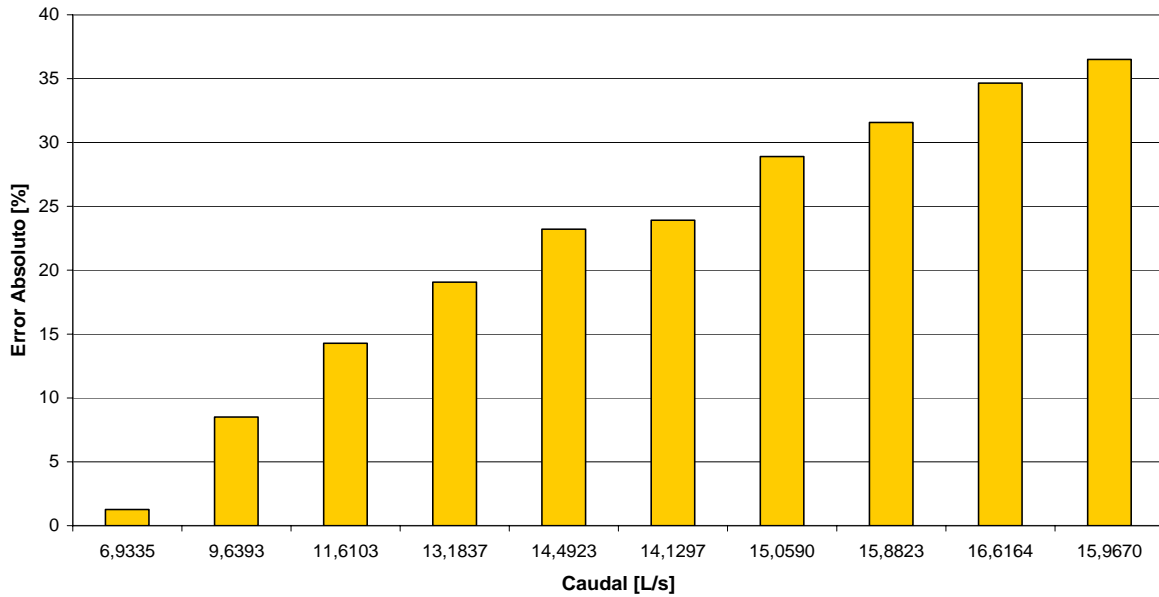


Figura 63. Error absoluto porcentual entre factor de fricción de Fanning experimental y el obtenido mediante Zigrang y Sylvester (1985)

En la Figura 62 se observa una diferencia entre los valores experimentales y teóricos del factor de fricción de Fanning, reflejados en términos de error absoluto porcentual en la Figura 63. El error absoluto porcentual promedio obtenido fue de 22,2%, con un valor máximo de 36,5% y un valor mínimo de 1,2%. Este error se puede atribuir principalmente a la poca precisión de los instrumentos, ya que fueron elaborados artesanalmente, como también al limitado rango de datos obtenidos, la presencia de condensado en el aire comprimido, la expansión debido a la manguera flexible y fugas presentes en la placa orificio.

3.3. SÍNTESIS DEL CAPÍTULO

En este capítulo se seleccionaron los instrumentos para la medición de caudal, temperatura y caída de presión. Para la medición de caudal se utilizó una placa orificio realizada bajo la norma ISO 5167-2:2003. Para la medición de temperatura se utilizaron termocuplas de inmersión tipo J, ubicadas a la entrada y salida de la tubería de pruebas. En cuanto a la medición de la caída de presión a lo largo de la tubería de pruebas, se utilizó un manómetro de tubo en “U” lleno de agua para poder apreciar los cambios de presión en vista de que el fluido de operación es aire.

Se determinó el intervalo de operación del banco en función de los instrumentos utilizados, teniendo en cuenta que una modificación de estos instrumentos podría ampliar el rango de operación del equipo. El caudal máximo obtenido con una placa de ½” de diámetro del orificio, para el máximo de la columna de mercurio del manómetro diferencial, fue de aproximadamente 19 L/s, para la válvula de entrada sin estar completamente abierta. La presión máxima que maneja el banco de ensayos es de 80 psig, la cual está basada en las características de la tubería de acrílico y de la manguera Spiraflex.

Se determinaron todas las ecuaciones necesarias para el cálculo del factor de fricción de Fanning experimental en función de las condiciones físicas del banco. Este factor fue comparado con el obtenido a través de la ecuación de Zigrang y Sylvester y se obtuvo un error absoluto porcentual promedio del 22,2%, el cual se debió principalmente a la poca precisión de los instrumentos, al limitado rango de datos obtenidos, la presencia de condensado en el aire comprimido, la expansión debido a la manguera flexible y fugas en la placa orificio.

CAPÍTULO IV: MANUAL DE OPERACIÓN Y MANTENIMIENTO

En este capítulo se muestran los pasos para la manipulación segura del banco de ensayos y el mantenimiento necesario para un buen funcionamiento del mismo.

4.1. MANUAL DE OPERACIÓN

Para manipular el banco de ensayos se requiere de un mínimo de tres operadores, uno que maneje el panel de control del sistema de levantamiento y dos que se encarguen de manejar los gatos mecánicos y fijar los carros a ambos rieles.





4.1.1. Movimiento de los Carros

Debido a que el sentido de rotación del motor es variable, en función de bajar o subir la estructura, en la Tabla 42 se especifican las diferentes posiciones del interruptor de cambio de giro del motor ubicado en el panel de control en función del desplazamiento requerido por los carros (vista la estructura desde el panel de control). Los carros se muestran en la Figura 64.



Figura 64. Carros del sistema de levantamiento

Tabla 42. Movimiento de los carros

Desplazamiento	Interruptor de giro	Posición
Carros 1 y 2 hacia la izquierda		1
Carros 1 y 2 hacia la derecha		2
Carro B hacia la izquierda		2
Carro B hacia la derecha		1

4.1.2. Sistema de Levantamiento

A continuación se presentan una serie de pasos para levantar la estructura desde la posición horizontal hasta una posición vertical o intermedia.

Paso 1.

Verificar que la tubería de acrílico se encuentre vacía y que el sistema de suministro de aire y/o líquido esté apagado.

Paso 2.

Verificar que la cercha esté apoyada sobre los gatos mecánicos y que ninguno de los tres carros se encuentre apernado a los rieles.

Paso 3.

La estructura es levantada mediante los gatos mecánicos ubicados en el apoyo auxiliar, los cuales deben ser subidos simultáneamente por ambos operadores. Esto genera un desplazamiento de los carros, por lo cual es importante verificar el paso anterior, pues de lo contrario el sistema puede obstruirse. Los gatos mecánicos son utilizados hasta que los vástagos “B” queden lo más cercanos posible a la parte inferior del tubo que soporta los gatos (aproximadamente tres grados de inclinación del banco), como se muestra en la Figura 65.

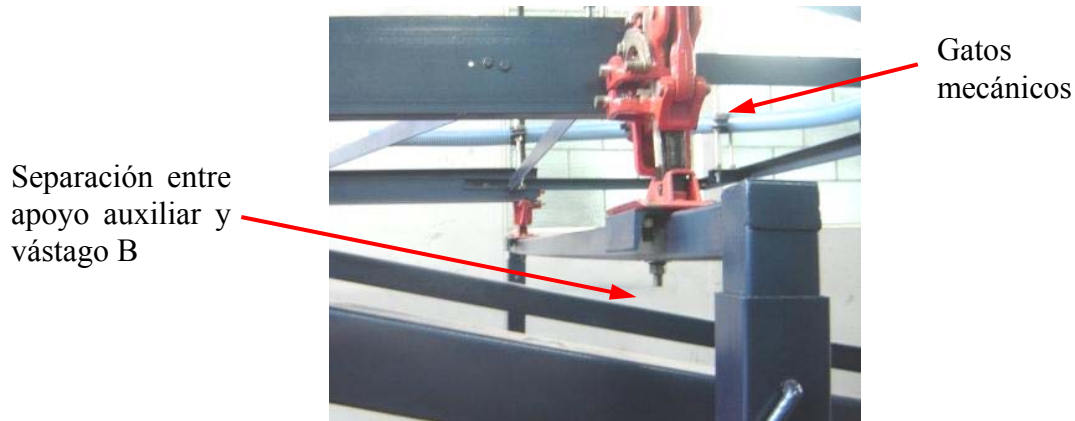


Figura 65. Separación apoyo auxiliar – vástago B

Paso 4.

En vista de que los carros se movieron hacia el apoyo “A”, es necesario regresar los carros 1 y 2 a su posición inicial (ver Figura 66) para fijarlos a los rieles y continuar con el levantamiento mediante el uso del tornillo de potencia. Para ello, se enciende el motor en la posición 2 hasta que los carros 1 y 2 coincidan con sus respectivos agujeros. Al realizar este movimiento, el carro “B” no se desplaza hacia ninguna dirección debido a la cinemática de la estructura.



Figura 66. Movimiento de los carros en el paso 3

Paso 5.

Una vez que los carros 1 y 2 se encuentran fijados a los rieles, se enciende el motor en la posición 2, *sólo para liberar el apoyo auxiliar* (ver Figura 67, izquierda). Se detiene el motor y se retira el apoyo auxiliar hasta una distancia considerable que no afecte el movimiento de los vástagos “B”, como se muestra en la Figura 67, derecha. Luego se continúa con el levantamiento de la estructura hasta que el carro “B” coincida con sus respectivos agujeros.



Figura 67. Paso 5. Izq: liberación del apoyo auxiliar. Der: retiro del apoyo auxiliar.

Paso 6.

Se fija el carro “B” a los rieles y a continuación se liberan los carros 1 y 2. Es de suma importancia seguir esta secuencia, pues de estar libres todos los carros al mismo tiempo, la estructura cede.

Paso 7.

Se enciende el motor en la posición 1 para desplazar los carros 1 y 2 hacia el apoyo “A” hasta que coincidan con sus respectivos agujeros. En este movimiento el carro “B” permanece inmóvil. Es importante que antes de realizar este paso se asegure que los carros 1 y 2 no estén aperrnados.

Paso 8.

Se fijan los carros 1 y 2 a los rieles y a continuación se libera el carro “B”. Al igual que en el paso 5, es de suma importancia seguir esta secuencia, pues de estar libres todos los carros al mismo tiempo, la estructura cede.

Paso 9.

Se repiten los pasos del 5 al 7 hasta llegar a la posición deseada. Si se desea llegar hasta la posición vertical se debe detener el motor justo cuando los largueros hagan contacto con los topes ubicados en el apoyo “A” mostrados en la Figura 68. De no ser así, se sobrecarga el sistema de levantamiento (motor, reductor, tornillo de potencia).



Figura 68. Topes para posición vertical

Una vez levantada la estructura, para regresarla a su posición horizontal se procede de igual manera pero invirtiendo los movimientos del motor en cada paso. *Se recuerda que los últimos tres grados antes de llegar a la posición horizontal el movimiento debe ser realizado con los gatos mecánicos liberando todos los carros*

4.1.3. Sistema de Suministro de Aire

Como se señaló en la sección 3.1, la presión máxima que soporta el banco de ensayos es de 80 psig, por lo tanto esta debe ser verificada en el manómetro que se encuentra al final de la línea de suministro de aire.

Para variar el caudal que se maneja en la tubería del banco de ensayos se deben manipular las válvulas que se encuentran en la línea de suministro de aire, las cuales se muestra en la Figura 69.

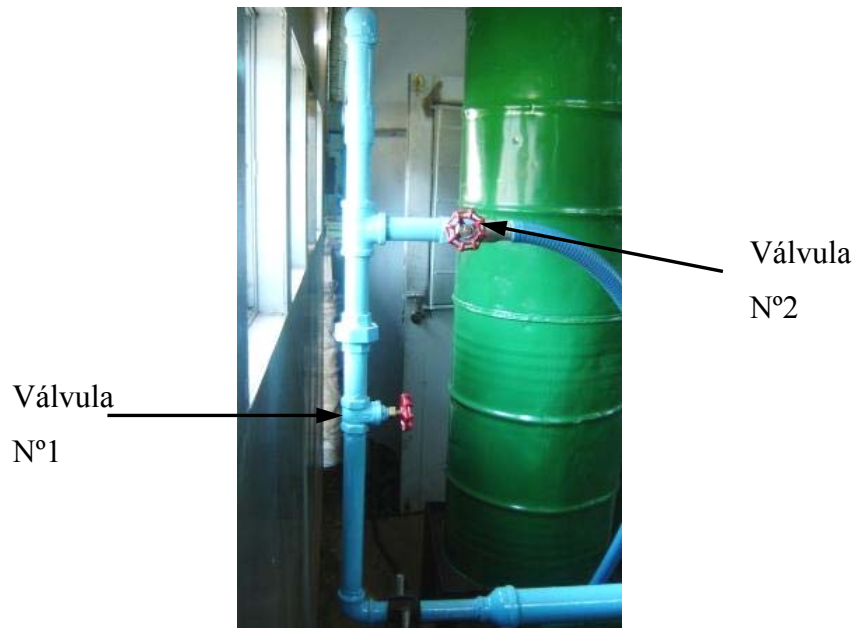


Figura 69. Válvulas para sistema de suministro de aire

4.2. MANUAL DE MANTENIMIENTO

Para que el banco de ensayos funcione de manera óptima se debe seguir una serie de indicaciones y recomendaciones, que incluyen revisiones periódicas de manera de realizar un mantenimiento preventivo de sus componentes.

Rieles: deben mantenerse engrasados y libres de polvo u otras partículas que aumenten la fricción entre estos y los patines de los carros. Se recomienda utilizar grasa de uso múltiple.

Chumaceras: el mantenimiento a realizar es lubricación con grasa de los rodamientos. La ventaja principal de la lubricación con grasa consiste en su acción obturadora, con lo que se impide la salida del medio lubricante. Cantidades excesivas de grasa conducen a un mayor roce (Fratschner, 1969). La mayoría de los rodamientos no

necesitan ser lubricados más de una o dos veces al año a velocidades de rotación moderadas. Para condiciones de funcionamiento relativamente sencillas, se emplean mayormente las grasas cálcicas, hasta una temperatura de funcionamiento de 50°C (Manual de Rodamientos SKF).

Tornillo de Potencia: debe mantenerse engrasado para evitar el desgaste entre este y el collarín de empuje.

Caja Reductora: debe mantenerse lubricada con aceite especial para sistemas reductores.

Sistema motor-correa: se debe verificar periódicamente el funcionamiento del motor para el sistema de levantamiento, la sujeción a su base, el funcionamiento del capacitor de arranque y las poleas para la banda o correa. Se debe verificar la tensión de la correa de manera tal de evitar el deslizamiento entre las poleas o una carga elevada en el eje del motor y la caja reductora.

Guías: deben mantenerse engrasadas para evitar una fricción elevada entre sus partes.

Sistemas de Unión: están referidos a todas las uniones atornilladas. Se debe verificar antes de cada movimiento del banco su apriete (par torsión) para asegurar una buena sujeción, haciendo énfasis en los pernos que unen los vástagos a los largueros.

Mantenimiento General: verificar el alineamiento general de la estructura, los rieles, los carros, las guías, así como las condiciones de las piezas que conforman el banco, refiriéndose a presencia de grietas, oxidación y desgaste, haciendo mayor énfasis en las piezas sometidas a fatiga.

SÍNTESIS Y CONCLUSIONES

- El análisis del diseño propuesto por Gómez (2005) resultó en un rediseño que mejoró las características del banco original, en función de los materiales de construcción, los procesos de manufactura, el ensamble de la estructura y el sencillo funcionamiento del mismo.
- El sistema de levantamiento de la estructura diseñado es versátil y de fácil manejo, permitiendo obtener ángulos de inclinación con una precisión de $\pm 1^\circ$ y un recorrido desde la posición horizontal hasta la vertical en un intervalo de tiempo de aproximadamente 50 minutos, considerando que el levantamiento se realiza a través de un tornillo de potencia. La velocidad de levantamiento de la estructura permite un mayor rango de seguridad ante posibles inconvenientes en la tubería de pruebas o en la estructura.
- Los componentes constructivos fueron seleccionados en base a un análisis de esfuerzos y a un estudio de mercado, ya que en ciertas ocasiones se tuvo que adaptar las características del diseño a los materiales disponibles, cumpliendo siempre con los factores de seguridad requeridos.
- La condición más desfavorable para la estructura es la posición horizontal, y ángulos cercanos a esta posición, por lo tanto los cálculos para la selección de los elementos constructivos y sistema de levantamiento se realizaron considerando esta posición en particular.
- El rediseño de algunos de los elementos del banco de ensayos permitió una mejor distribución de los esfuerzos y cargas aplicadas, prolongando la vida útil de los materiales considerando una futura expansión del banco para tuberías de mayor diámetro.
- El compresor recíprocante utilizado cumple con los requerimientos de caudal de aire del banco de ensayos para el diámetro de tubería utilizado.
- El intervalo de operación del banco fue obtenido en base al rango de los instrumentos utilizados, determinándose que las características del medidor de caudal no cubren con el verdadero rango de caudal de aire suministrado al banco.

- Los experimentos de prueba realizados mostraron una discrepancia entre los valores experimentales y teóricos del factor de fricción de Fanning, con un margen de error del 22,2%, el cual se debe principalmente a la poca precisión de los instrumentos, al limitado rango de datos obtenidos, la presencia de condensado en el aire comprimido, la expansión debido a la manguera flexible y las fugas presentes en la placa orificio.
- Los planos elaborados muestran al detalle las especificaciones de los elementos constructivos, pudiendo llevar a cabo con facilidad la sustitución de alguna de sus piezas, el desarmado y el ensamble de la estructura.
- Los costos de realización del banco de ensayos fueron reducidos en gran parte gracias a las donaciones y servicios gratuitos realizados.

RECOMENDACIONES

- Utilizar el manual de operación y mantenimiento propuesto para un óptimo desempeño del banco, preservar las condiciones del mismo y garantizar la seguridad del operario.
- Evaluar la utilización de un pulmón o tanque de reserva para el aire comprimido proveniente del compresor en pruebas o ensayos que requieran de mayores períodos de tiempo.
- Evaluar la adquisición de un compresor de mayor capacidad para una ampliación de la tubería de pruebas.
- Evaluar diversas opciones para eliminar el condensado de la línea de suministro de aire proveniente del Galpón de la EIM de la UCV.
- Utilizar instrumentos de mayor precisión para obtener mediciones más confiables.
- Realizar un minucioso proceso de calibración del banco de ensayos.
- Realizar un estudio de niveles ruido con todos los equipos en funcionamiento normal, para determinar si es necesario o no, el uso de protectores auditivos en el momento de realización de las pruebas.
- Realizar un estudio detallado de vibraciones en la estructura para las pruebas de altas velocidades superficiales de líquido y/o de gas con mayores dimensiones de tubería.
- Permanecer fuera de la línea amarilla que rodea al banco, al menos que se esté realizando la fijación de los carros a los rieles o algún tipo de mantenimiento.
- Colocar un apoyo adicional para la tubería “U” de retorno.

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- Alarcón, G., 1998. *Flujo de dos fases*. Facultad de Ingeniería, Escuela de Mecánica, ULA, Venezuela.
- Ansari, A., Sylvester, N., Sarica, C., Shoham, O., Brill, J., 1994. A comprehensive mechanistic model for upward two-phase flow in wellbores. *SPE Production & Facilities J.*, 142-152.
- Asheim, H., Grodal, E., 1998. Holdup propagation predicted by steady-state drift flux models, *Int. J. Multiphase Flow* 24(5), 757-774.
- Avallone, E., Baumeister, T. 1984. *Marks, Manual del ingeniero mecánico*. Tomos I y II. Editorial Mc Graw Hill; octava edición, México.
- Bachmann, A., Forberg, R., 1982. *Dibujo técnico*. Editorial Labor S.A.; segunda edición; España.
- Badie, S., Hale, C., Lawrence, C., Hewitt, G., 2000. Pressure gradient and holdup in horizontal two-phase gas-liquid flows with low liquid loading. *Int. J. Multiphase Flow* 26(9), 525-1543.
- Barnea, D., 1987. A unified model for predicting flow pattern transitions in the whole range of pipe inclination. *Int. J. Multiphase Flow* 13(1), 1-12.
- Barnea, D., Shoham, O., Taitel, Y., 1980. Flow pattern characterization in two-phase flow by electrical conductance probe. *Int. J. Multiphase Flow* 6, 387-397.
- Beggs, H., Brill, J., 1973. A study of two-phase flow in inclined pipes. *J. Pet. Tech.* 25(5), 607-617.
- Burden, R., Douglas, J., 1998. *Análisis Numérico*. Internacional Thomson Editores; sexta edición; México.
- Cengel, Y., Boles, M., 2003. *Termodinámica*. Editorial Mc. Graw Hill; cuarta edición; México.
- Chen, X., Cai, X., Brill, J., 1997. Gas-liquid stratified-wavy flow in horizontal pipelines. *Journal of Energy Resources Technology* 119, 209-216.

- Crane, 1990. *Flujo de fluidos en válvulas, accesorios y tuberías*. Editorial Mc. Graw Hill, México.
- Creus, A., 1998. *Instrumentación industrial*. GLOBAL Ediciones, S.A., Sexta edición, México.
- Cross, N., 2002, *Métodos de diseño*, Editorial Limusa, S.A. International Thomson Editores Spain.
- De Jesús, J., Kawaji, M., 1990. *Investigation of interfacial area and void fraction in upward cocurrent gas-liquid flow*. *The Canadian Journal of Chemical Engineering* 68. 904-912.
- Dukler, A.E., Wicks III, M., Cleveland, R., 1964. Frictional pressure drop in two-phase flow: B. An approach through similarity analysis. *AIChE Journal* 10, 44-51.
- Eaton, B., Andrews, D., Knowles, C., Silberberg, I., Brown, K., 1967. The prediction of flow patterns, liquid holdup and pressure losses occurring during continuous two-phase flow in horizontal pipelines. *Trans. AIME*, 815.
- Fratschner, O., 1969. *Elementos de máquinas*. Editorial Gustavo Pili, S.A.; tercera edición; España.
- García, F., 2004. *Factor de fricción para flujo bifásico de gas y de líquido en tuberías horizontales para régimen laminar y turbulento*. Tesis Doctoral, Facultad de Ingeniería, Universidad Central de Venezuela, Caracas, Venezuela.
- Gómez, L., Shohan, O., Schmidt, Z., Chokshi, R., Northug, T., 2000. Unified mechanistic model for steady-state two-phase flow: horizontal to vertical upward flow. *SPE* 65705, *SPE J* 5 (3), 339-350.
- Gómez, Yenny, 2005. *Diseño de un banco de ensayos para el estudio de flujo bifásico isotérmico de gas y de líquido en tuberías*. Ing. Mecánico, Escuela de Ingeniería Mecánica, Universidad Central de Venezuela, Caracas.
- Grolman, E., Fortuin, Jan M., 1997. Liquid hold-up, pressure gradient, and flow patterns in inclined gas-liquid pipe flow. *Experimental Thermal and Fluid Science* 15(3), 174-182.

- Hall, K., Yarborough, L., 1973. A new equation of state for Z-factor calculations. *The Oil and Gas Journal* 82-85.
- Hart, J., Hamersma, P., Fortuin, J., 1989. Correlations predicting frictional pressure drop and liquid hold-up during horizontal gas-liquid pipe flow with a small liquid hold-up. *Int. J. Multiphase Flow* 15, 947-964.
- Head, C., Benson, J., 1976. *Análisis elemental de estructuras*. Editorial Mc. Graw Hill, segunda edición, México.
- Hoogendoorn, C., 1959. Gas-liquid flow in horizontal pipes. *Chem. Eng. Sci.* 9, 205-217.
- Ignoto, V., 2004. *Soldadura para ingenieros*. Centro Venezolano de Soldadura, Facultad de Ingeniería. Escuela Metalúrgica y Ciencia de los Materiales. Caracas, Venezuela.
- Johnson, H., Abou-Sabe, A., 1952. Heat transfer and pressure drop for turbulent flow of air-water mixtures in a horizontal pipe. *Transactions of the ASME* 74, 977-987.
- Juvinall, R., 1991. *Fundamentos de diseño en ingeniería mecánica*. Editorial limusa, México.
- Lee, H., Lee, S., 2001. Pressure drop correlations for two-phase flow within horizontal rectangular channels with small heights. *Int. J. Multiphase Flow* 27(5), 783-796.
- Lockhart, R., Martinelli, R., 1949. Proposed correlation of data for isothermal two-phase two component flow in pipes. *Chem. Eng. Prog.* 45(1), 39-48.
- Mott, R., 1995. *Diseño de elementos de máquinas*. Editorial PRENTICE HALL; segunda edición; México.
- Mukherjee, J., Brill, J., 1985. Empirical equations to predict flow patterns in two-phase flow. *Int. J. Multiphase Flow* 11, 299-315.
- Nguyen, V., Spedding, P., 1977. Holdup in two-phase, gas-liquid flow-II: Experimental results, *Chemical Engineering Science* 32, 1015-1021.
- Oliemans, R., 1976. Two phase flow in gas-transmission pipelines. ASME paper 76-Pet-25, presented at Pet. Div. ASME meeting, Mexico.

- Ouyang, L., 1998. *Single phase and multiphase fluid flow in horizontal wells*. Ph.D. Dissertation Thesis. Department of Petroleum Engineering. School of Earth Sciences. Stanford University. Stanford, CA., 248.
- Padrino, J., Pereyra, E., Brito, A., García, F., Cardozo, M., Ortega, P., Colmenares, J., Trallero, J., 2002. Modelo para la predicción del gradiente de presión en pozos y tuberías horizontales – Parte I, *INT-9508,2002. PDVSA INTEVEP*, 141.
- Potter, M., Wiggert, D., 1998. *Mecánica de fluidos*. Editorial PRENTICE HALL; segunda edición; México.
- Reid, R., Reynolds, A., Diglio, A., Spiewak, I., Klipstein, D., 1957. Two-phase pressure drops in large-diameter pipes. *AIChE J.* 3(3), 321-324.
- Ros, N., 1961. Simultaneous flow of gas and liquid as encountered in well tubing. *J. Pet. Technology*, 1037-1049.
- Sanz, F., Lafargue, J., 2002, *Diseño industrial, desarrollo del producto*, International Thomson Editores Spain.
- Shigley, E., Mischke, C., 2002. *Diseño en ingeniería mecánica*. Editorial Mc. Graw Hill; sexta edición; México.
- Tablante, O., 1988. *El proceso de investigación y desarrollo en el diseño de equipos productos y máquinas*. Trabajo de Ascenso, Escuela de Ingeniería Mecánica, Universidad Central de Venezuela, Caracas, Venezuela.
- Taitel, Y., Barnea, D., Dukler, A., 1980. Modeling flow pattern transition for steady upward gas-liquid flow in vertical tubes. *AIChE J.* 26(3), 345-354.
- Taitel, Y., Dukler, A., 1976. A model for prediction of flow regime transitions in horizontal and near horizontal gas-liquid flow. *AIChE J.* 22(1), 47-55.
- Ullman, D., 1997. *The mechanical design process*. 2nd Edition, McGraw Hill Companies.
- Wallis, G., 1969. *One dimensional two-phase flow*. McGraw-Hill.
- Weisman, J., Duncan, D., Gibson, J., Crawford, T., 1979. Effect of fluid properties and pipe diameter on two-phase flow pattern in horizontal lines. *Int. J. Multiphase Flow* 5, 437-460.

Westaway, C., Loomis, A., 1981. *Cameron Hydraulic Data*. INGERSOLL-RAND; sixteenth edition; U.S.A.

Woods G., Spedding P., Watterson J., Raghunathan R., 1998. Three-phase oil/water/air vertical flow, *Chemical Engineering Research and Design* 76(5), 571-584.

Xiao, J., Shoham, O., Brill, J., 1990. A comprehensive mechanistic model for two-phase flow in pipelines. En The 65th SPE Annual Technical Conference and Exhibition, New Orleans, LA. *Paper SPE* 20631. 167-180. September 23-26.

Yarborough, L., Hall, K., 1974. How to solve equation of state for Z-factor. *The Oil and Gas Journal* 86-87.

Zigrang, D., Sylvester, N., 1985. A review of explicit friction factor equations. *J. of Energy Resources Technology* 107, 280-283.

Catálogos

INVERSIONES ARCOMETAL, C.A. 2004. *Catalogo de productos. Electroodos revestidos*.

RODAMIENTOS SKF. *Un manual para escuelas*. 1962.

UNICON ESTRUCTURAL. *Tubos y perfiles para uso estructural*.

Reglamentos

REGLAMENTO DE LAS CONDICIONES DE HIGIENE Y SEGURIDAD EN EL TRABAJO (1968). Decreto número 1290.

Normas

ISO 5167-1, 2003-03-01. Measurement of fluid flow by means of pressure differential devices inserted in circular cross-section conduits running full.

APÉNDICES

APÉNDICE A. TABLAS

Tabla A- 1. Propiedades mecánicas de tubo mecánico

Tubo mecánico (sin costura)	
Color de identificación:	no requiere
Aleación:	C% 0.19-0.25 máx. Si% 0.65-0.75 Mn% 1.37-1.65 V% 0.1
Denominación según:	DIN: ST 52 AISI C1024 / C1518
Descripción:	Acero al carbono de alta calidad, Utilizado en la construcción de maquinaria en general, para partes y piezas de mediana exigencia.
Estado de entrega:	Natural
Dureza en estado de entrega:	natural 70 kg/mm ² .

Tabla A- 2. Propiedades mecánicas acero AISI 4140


CM 4140	
Color de identificación:	
Aleación:	C% 0.4 - Si% 0.3 - Mn% 0.70 - Cr.% 1.1 - Mo% 0.20
Denominación según:	
DIN: 41CrMo4 - 42CrMo4 W	AISI 4140
No 1.7223–1.7225	Böhler 320
Descripción:	Acero de especial para bonificado con aleación al cromo-molibdeno. Muy resistente a la torsión, buena resistencia al desgaste y al impacto, utilizable en temperaturas hasta 450°C sin perder su bonificación equivalente al AISI 4142 y ASTM a-193 Grado B-7. Es aplicable en la construcción de vehículos, engranajes y motores, partes y repuestos de maquinarias tales como árboles de transmisión, brazos de ejes, bombas cardanes, cigüeñales, pines, émbolos, moldes de inyección de plástico como el VCN 150 donde las exigencias son menos estrictas.
Estado de entrega:	Bonificada 95 - 115 kg/mm ² (300 HB) por lo que generalmente no requiere de tratamiento térmico.
Dureza en estado de entrega:	95 – 115 kg/mm ² liberado de tensiones.
Resistencia a la tracción:	95-115 kg/mm ²
Límite de fluencia:	70 – 90 kg/mm ²

Tabla A- 3. Características y propiedades para el diseño con ángulo L 50×7

			Eje X-X = Eje Y-Y			Flexotorsión	
Designación	Peso kgf/m	Área cm ²	$I_x = I_y$ cm ⁴	$S_x = S_y$ cm ³	$r_x = r_y$ cm	J cm ⁴	C_w cm ⁶
L 50×7	5,15	6,56	14,6	4,16	1,49	1,15	1,92

Tabla A- 4. Propiedades mecánicas de pletinas

Grado Acero	Límite elástico mínimo Fy	Resistencia a la tracción mínima Fsu	Alargamiento mínimo en 50 mm %	Alargamiento mínimo en 200 mm %
COVENIN AE-25	2500 kgf/cm ² 250 MPa	4000-5600 kgf/cm ² 400 - 550 MPa	21	20

Tabla A- 5. Características y propiedades para el diseño con tubo estructural designación 60×60

				Eje X-X = Eje Y-Y		
Designación	Espesor mm	Peso kgf/m	Área cm ²	$I_x = I_y$ cm ⁴	$S_x = S_y$ cm ³	$r_x = r_y$ cm
60×60	2,25	3,94	5,02	27,40	9,13	2,34

Tabla A- 6. Características y propiedades para el diseño con tubo estructural designación 70×70

				Eje X-X = Eje Y-Y		
Designación	Espesor mm	Peso kgf/m	Área cm ²	$I_x = I_y$ cm ⁴	$S_x = S_y$ cm ³	$r_x = r_y$ cm
70×70	2,5	6,07	7,73	56,57	16,16	2,71

Tabla A- 7. Propiedades mecánicas acero AISI 1020


Acero dulce 1015-1020 (Thomas)	
Color de identificación:	
Aleación:	C% 0.15 – 0.23 máx. Si% 0.1 - 0.2 Mn% 0.30 - 0.60
Denominación según:	
DIN: St.37k	AISI 1015 - 1020
Descripción:	Este acero se utiliza para piezas simples como pasadoras, engranajes, ejes, piezas troqueladas y estampadas, tornillería etc...Es utilizado por la industria en general.
Estado de entrega:	Natural negro o calibrado ISA h-11.
Dureza en estado de entrega:	natural 37-45 kg/mm ² .

Tabla A- 8. Propiedades mecánicas acero AISI 1045


1045	
Color de identificación:	
Aleación:	C% 0.44 máx. - Si% 0.25 - Mn% 0.70
Denominación según:	
DIN: C45W W	AISI 1045
No 1.1730	Böhler K945
Descripción:	Acero fino al carbono de alta calidad, templabilidad garantizada. Utilizado en la construcción de maquinaria en general, para partes y piezas de mediana exigencia, como ejes, arboles, piezas prensadas o estampadas, chavetas y piezas expuestas al desgaste por fricción.
Estado de entrega:	Natural o calibrado.
Dureza en estado de entrega:	natural 70 kg/mm ² .

Tabla A- 9. Propiedades del acrílico

<i>Propiedades</i>	<i>Acrílico</i>
Resistencia a la tracción [psi]	8000 – 1000
Elongación %	2 – 7
Resistencia a la compresión [psi]	11000 – 19000
Resistencia a la flexión [psi]	12000 – 17000
Dureza Rockwell	M80 – M100
Módulo de flexión [$\text{psi} \times 10^{-5}$]	3.90 – 4.75
Módulo de tracción [$\text{psi} \times 10^{-5}$]	3.5 – 4.5
Módulo de compresión [$\text{psi} \times 10^{-5}$]	3.90 – 4.75
Peso específico [gr/cm^3]	1.17 – 1.20
Conductividad térmica [$\times 10^{-1} \text{cal}/\text{s}/\text{cm}^2$]	4.6
Calor específico [$\text{cal}/^\circ\text{C}/\text{gm}$]	0.35
Resistencia al calor continuo [$^\circ\text{C}$]	60 – 93
Efecto de los rayos solares	Ninguna
Resistencia a los ácidos leves	Buena
Resistencia a las bases débiles	Buena

Tabla A- 10. Características de roscas unificadas UNC y UNF

Designación de tamaño	Serie basta-UNC				Serie fina-UNF		
	Diámetro mayor nominal pulg	Hilos por pulgada N	Área de esfuerzo de tensión A, pulg ²	Área al diámetro menor A, pulg ²	Hilos por pulgada N	Área de esfuerzo de tensión A, pulg ²	Área al diámetro menor A, pulg ²
0	0.0600				80	0.001 80	0.001 51
1	0.0730	64	0.002 63	0.002 18	72	0.002 78	0.002 37
2	0.0860	56	0.003 70	0.003 10	64	0.003 94	0.003 39
3	0.0990	48	0.004 87	0.004 06	56	0.005 23	0.004 51
4	0.1120	40	0.006 04	0.004 96	48	0.006 61	0.005 66
5	0.1250	40	0.007 96	0.006 72	44	0.008 80	0.007 16
6	0.1380	32	0.009 09	0.007 45	40	0.010 15	0.008 74
8	0.1640	32	0.014 0	0.011 96	36	0.014 74	0.012 85
10	0.1900	24	0.017 5	0.014 50	32	0.020 0	0.017 5
12	0.2160	24	0.024 2	0.020 6	28	0.025 8	0.022 6
$\frac{1}{4}$	0.2500	20	0.031 8	0.026 9	28	0.036 4	0.032 6
$\frac{3}{16}$	0.3125	18	0.052 4	0.045 4	24	0.058 0	0.052 4
$\frac{3}{8}$	0.3750	16	0.077 5	0.067 8	24	0.087 8	0.080 9
$\frac{7}{16}$	0.4375	14	0.106 3	0.093 3	20	0.118 7	0.109 0
$\frac{1}{2}$	0.5000	13	0.141 9	0.125 7	20	0.159 9	0.148 6
$\frac{9}{16}$	0.5625	12	0.182	0.162	18	0.203	0.189
$\frac{5}{8}$	0.6250	11	0.226	0.202	18	0.256	0.240
$\frac{3}{4}$	0.7500	10	0.334	0.302	16	0.373	0.351
$\frac{7}{8}$	0.8750	9	0.462	0.419	14	0.509	0.480
1	1.0000	8	0.606	0.551	12	0.663	0.625
$1\frac{1}{4}$	1.2500	7	0.969	0.890	12	1.073	1.024
$1\frac{1}{2}$	1.5000	6	1.405	1.294	12	1.581	1.521









* Esta tabla se compiló de la norma ANSI B1.1-1974. El diámetro menor se determinó mediante la ecuación $d_1 = d - 1.299 \cdot 0.038p$ y el diámetro de paso a partir de $d_2 = d - 0.649 \cdot 0.519p$. Para calcular el área de esfuerzo de tensión se calcularon la media del diámetro de paso y el diámetro menor.

Tabla A- 11. Coeficientes de fricción para pares roscados

Steel screw and bronze or cast-iron nut			Thrust-collar friction		
Conditions	Average coefficient of friction, μ		Materials	Average coefficient of friction, μ_c	
	Starting	Running		Starting	Running
High-grade materials and workmanship and best running conditions . . .	0.14	0.10	Soft steel on cast iron	0.17	0.12
Average quality of materials and workmanship and average running conditions			0.18	0.13	Hardened steel on cast iron
Poor workmanship or very slow and infrequent motion with indifferent lubrication or newly machined surfaces	0.21	0.15	Soft steel on bronze	0.10	0.08
				Hardened steel on bronze	0.08

* After C. W. Ham and D. G. Ryan, An Experimental Investigation of the Friction of Screw Threads, *Univ. Illinois Eng. Expt. Sta. Bull.* 247, 1932.

Tabla A- 12. Especificaciones SAE para pernos de acero

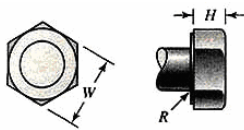
Grado SAE Núm.	Intervalo de tamaños, inclusive, pulg	Resistencia de prueba mínima,* kpsi	Resistencia mínima de tensión,* kpsi	Resistencia mínima de fluencia,* kpsi	Material	Marca en la cabeza
1	$\frac{1}{4}$ - $1\frac{1}{2}$	33	60	36	Acero al bajo o medio carbono	
2	$\frac{1}{8}$ - $1\frac{1}{2}$	55	74	57	Acero al bajo o medio carbono	
		33	60	36		
4	$\frac{1}{4}$ - $1\frac{1}{2}$	65	115	100	Acero al medio carbono, estirado en frío	
5	$\frac{1}{8}$ - $1\frac{1}{2}$	85	120	92	Acero al medio carbono, T y R	
		74	105	81		
5.2	$\frac{1}{4}$ -1	85	120	92	Acero martensítico al bajo carbono, T y R	
7	$\frac{1}{4}$ - $1\frac{1}{2}$	105	133	115	Acero de aleación al medio carbono, T y R	
8	$\frac{1}{4}$ - $1\frac{1}{2}$	120	150	130	Acero de aleación al medio T y R	
8.2	$\frac{1}{4}$ -1	120	150	130	Acero martensítico al bajo carbono, T y R	

* Las resistencias mínimas son resistencias excedidas por 99% de los sujetadores.

Tabla A- 13. Resistencias a la fatiga completamente corregidas para pernos apretados

Material	Cuerda rolada	Acabado	Cuerda ISO	S_a		
				klb/pulg ²	MPa	
Acero, $S_u = 120 - 260$ klb/pulg ²	Antes del T.T.	Fosfatado y aceite	Estándar	10	69	
	Después del T.T.	“	“	21	145	
		Revestimiento de cadmio	“	19	131	
	“	“	Fosfatado y aceite	Especial ^b	26	179
	“	“	Revestimiento de cadmio	“	23	158
Titanio, $S_u = 160$ klb/pulg ²			Estándar	10	69	
			Especial ^b	14	96	

Tabla A- 14. Dimensiones de pernos de cabeza cuadrada y hexagonal



Tamaño nominal, pulg	Tipo de cabeza										
	Cuadrada		Hexagonal regular			Hexagonal pesada			Hexagonal estructural		
	W	H	W	H	R_{min}	W	H	R_{min}	W	H	R_{min}
1/4	3/8	11/64	7/16	11/64	0.01						
5/16	1/2	13/64	1 1/8	7/32	0.01						
3/8	9/16	1/4	9/16	1/4	0.01						
7/16	5/8	13/64	5/8	13/64	0.01						
1/2	3/4	21/64	3/4	11/32	0.01	7/8	11/32	0.01	7/8	5/16	0.009
5/8	15/16	27/64	15/16	27/64	0.02	1 1/16	27/64	0.02	1 1/16	27/64	0.021
3/4	1 1/8	1/2	1 1/8	1/2	0.02	1 1/4	1/2	0.02	1 1/4	15/32	0.021
1	1 1/2	23/32	1 1/2	23/32	0.03	1 5/8	23/32	0.03	1 5/8	23/32	0.062
1 1/8	1 11/16	3/4	1 11/16	3/4	0.03	1 7/8	3/4	0.03	1 7/8	11/16	0.062
1 1/4	1 7/8	29/32	1 7/8	29/32	0.03	2	29/32	0.03	2	29/32	0.062
1 5/8	2 1/16	29/32	2 1/16	29/32	0.03	2 3/16	29/32	0.03	2 3/16	29/32	0.062
1 1/2	2 1/4	1	2 1/4	1	0.03	2 3/8	1	0.03	2 3/8	15/16	0.062

Tabla A- 15. Dimensiones de tornillos de cabeza hexagonal común y pesada (W=ancho entre caras planas, H=altura de la cabeza)

Tamaño nominal, pulg	Radio mínimo del entalle	Tipo de tornillo		
		De presión W	Pesado W	Altura H
$\frac{1}{4}$	0.015	$\frac{7}{16}$		$\frac{5}{32}$
$\frac{5}{16}$	0.015	$\frac{1}{2}$		$\frac{13}{64}$
$\frac{3}{8}$	0.015	$\frac{9}{16}$		$\frac{15}{64}$
$\frac{7}{16}$	0.015	$\frac{5}{8}$		$\frac{9}{32}$
$\frac{1}{2}$	0.015	$\frac{3}{4}$	$\frac{7}{8}$	$\frac{5}{16}$
$\frac{5}{8}$	0.020	$\frac{15}{16}$	$1\frac{1}{16}$	$\frac{25}{64}$
$\frac{3}{4}$	0.020	$1\frac{1}{8}$	$1\frac{1}{4}$	$\frac{15}{32}$
$\frac{7}{8}$	0.040	$1\frac{5}{16}$	$1\frac{7}{16}$	$\frac{25}{64}$
1	0.060	$1\frac{1}{2}$	$1\frac{5}{8}$	$\frac{39}{64}$
$1\frac{1}{4}$	0.060	$1\frac{7}{8}$	2	$\frac{25}{32}$
$1\frac{3}{8}$	0.060	$2\frac{1}{16}$	$2\frac{3}{16}$	$\frac{27}{32}$
$1\frac{1}{2}$	0.060	$2\frac{1}{4}$	$2\frac{3}{8}$	$\frac{15}{16}$

Tabla A- 16. Dimensiones de tuercas hexagonales

Tamaño nominal, pulg	Ancho W	Altura H		
		Hexagonal regular	Gruesa o ranurada	Contratuercas
$\frac{1}{4}$	$\frac{7}{16}$	$\frac{7}{32}$	$\frac{9}{32}$	$\frac{5}{32}$
$\frac{5}{16}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{17}{64}$	$\frac{21}{64}$	$\frac{3}{16}$
$\frac{3}{8}$	$\frac{9}{16}$	$\frac{21}{64}$	$\frac{13}{32}$	$\frac{7}{32}$
$\frac{7}{16}$	$\frac{11}{16}$	$\frac{3}{8}$	$\frac{29}{64}$	$\frac{1}{4}$
$\frac{1}{2}$	$\frac{3}{4}$	$\frac{7}{16}$	$\frac{9}{16}$	$\frac{5}{16}$
$\frac{9}{16}$	$\frac{7}{8}$	$\frac{31}{64}$	$\frac{39}{64}$	$\frac{5}{16}$
$\frac{5}{8}$	$\frac{15}{16}$	$\frac{35}{64}$	$\frac{23}{32}$	$\frac{3}{8}$
$\frac{3}{4}$	$1\frac{1}{8}$	$\frac{41}{64}$	$\frac{13}{16}$	$\frac{27}{64}$
$\frac{7}{8}$	$1\frac{5}{16}$	$\frac{3}{4}$	$\frac{29}{32}$	$\frac{31}{64}$
1	$1\frac{1}{2}$	$\frac{55}{64}$	1	$\frac{35}{64}$
$1\frac{1}{8}$	$1\frac{11}{16}$	$\frac{31}{32}$	$1\frac{5}{32}$	$\frac{39}{64}$
$1\frac{1}{4}$	$1\frac{7}{8}$	$1\frac{1}{16}$	$1\frac{1}{4}$	$\frac{23}{32}$
$1\frac{3}{8}$	$2\frac{1}{16}$	$1\frac{11}{64}$	$1\frac{3}{8}$	$\frac{25}{32}$
$1\frac{1}{2}$	$2\frac{1}{4}$	$1\frac{9}{32}$	$1\frac{1}{2}$	$\frac{27}{32}$

Tabla A- 17. Dimensiones básicas de arandelas sencillas, estándar americano (todas las dimensiones en pulgadas)

Tamaño del sujetador	Tamaño de la arandela	Diámetro		Espesor
		DI	DE	
#6	0.138	0.156	0.375	0.049
# 8	0.164	0.188	0.438	0.049
# 10	0.190	0.219	0.500	0.049
$\frac{3}{16}$	0.188	0.250	0.562	0.049
# 12	0.216	0.250	0.562	0.065
$\frac{1}{4}$ N	0.250	0.281	0.625	0.065
$\frac{1}{4}$ W	0.250	0.312	0.734	0.065
$\frac{5}{16}$ N	0.312	0.344	0.688	0.065
$\frac{5}{16}$ W	0.312	0.375	0.875	0.083
$\frac{3}{8}$ N	0.375	0.406	0.812	0.065
$\frac{3}{8}$ W	0.375	0.438	1.000	0.083
$\frac{7}{16}$ N	0.438	0.469	0.922	0.065
$\frac{7}{16}$ W	0.438	0.500	1.250	0.083
$\frac{1}{2}$ N	0.500	0.531	1.062	0.095
$\frac{1}{2}$ W	0.500	0.562	1.375	0.109
$\frac{9}{16}$ N	0.562	0.594	1.156	0.095
$\frac{9}{16}$ W	0.562	0.625	1.469	0.109
$\frac{5}{8}$ N	0.625	0.656	1.312	0.095
$\frac{5}{8}$ W	0.625	0.688	1.750	0.134
$\frac{3}{4}$ N	0.750	0.812	1.469	0.134
$\frac{3}{4}$ W	0.750	0.812	2.000	0.148
$\frac{7}{8}$ N	0.875	0.938	1.750	0.134
$\frac{7}{8}$ W	0.875	0.938	2.250	0.165
1 N	1.000	1.062	2.000	0.134
1 W	1.000	1.062	2.500	0.165
$1\frac{1}{16}$ N	1.125	1.250	2.250	0.134
$1\frac{1}{16}$ W	1.125	1.250	2.750	0.165
$1\frac{1}{4}$ N	1.250	1.375	2.500	0.165
$1\frac{1}{4}$ W	1.250	1.375	3.000	0.165
$1\frac{1}{2}$ N	1.375	1.500	2.750	0.165
$1\frac{1}{2}$ W	1.375	1.500	3.250	0.180
$1\frac{3}{4}$ N	1.500	1.625	3.000	0.165
$1\frac{3}{4}$ W	1.500	1.625	3.500	0.180
$1\frac{5}{8}$	1.625	1.750	3.750	0.180
$1\frac{3}{4}$	1.750	1.875	4.000	0.180
$1\frac{7}{8}$	1.875	2.000	4.250	0.180
2	2.000	2.125	4.500	0.180
$2\frac{1}{4}$	2.250	2.375	4.750	0.220
$2\frac{1}{2}$	2.500	2.625	5.000	0.238
$2\frac{3}{4}$	2.750	2.875	5.250	0.259
3	3.000	3.125	5.500	0.284

N = angosta; W = ancha; use W cuando no se especifique el tipo.

Tabla A- 18. Potencia (fuerza) de sujeción típica para tornillos de presión de cabeza hueca

Tamaño, pulg	Par de torsión de asiento, lb · pulg	Potencia de sujeción, lb
#0	1.0	50
#1	1.8	65
#2	1.8	85
#3	5	120
#4	5	160
#5	10	200
#6	10	250
#8	20	385
#10	36	540
$\frac{1}{4}$	87	1 000
$\frac{5}{16}$	165	1 500
$\frac{3}{8}$	290	2 000
$\frac{7}{16}$	430	2 500
$\frac{1}{2}$	620	3 000
$\frac{9}{16}$	620	3 500
$\frac{5}{8}$	1 325	4 000
$\frac{3}{4}$	2 400	5 000
$\frac{7}{8}$	5 200	6 000
1	7 200	7 000

* Con base en un tornillo de acero aleado contra un eje de acero, de rosca basta o fina clase 3A en agujeros clase 2B y tornillos de presión de punta ahuecada y cabeza hueca.

Tabla A- 19. Propiedades electrodo revestidos E6013 recomendados para soldar acero al carbono

AM R-10

CLASIFICACION: AWS/ASME: SFA 5.1/ E6013
COVENIN: E 41413

POSICIONES: TODAS

CORRIENTE: ALTERNA Y CONTINUA POLO NEGATIVO (CA/CC-)

DESCRIPCION: Electrodo con revestimiento rutilico, el cual proporciona un arco estable con operación muy suave, baja salpicadura, fácil remoción de escoria y un cordón de soldadura libre de poros.

APLICACION: Carpintería metálica de aceros en general: Fabricación de puertas, ventanas, rejas, ensamblaje de carrocería, etc.

OPERACIONES: Se recomienda mantener el arco lo más corto posible sin permitir que la punta del electrodo toque el metal fundido, dando al electrodo una inclinación de aprox. 45° en la dirección del avance.

CARACTERISTICAS:

Diámetro (mm) Pulg.	Largo m m	Amperaje (A)	Resistencia a la tracción	Alargamiento en 50 mm	Resistencia al impacto
2.5 3/32	350	60 - 90	414 N/mm ² Min	17% Min.	AWS no la requiere
3.25 1/8	350	90 - 130			
4.0 5/32	350	120 - 170			
5.0 3/16	350	170 - 230			

COMPOSICION QUIMICA (%):
No requerida por la norma AWS

Tabla A- 20. Propiedades electrodo revestidos E7018 recomendados para soldar acero al carbono

CLASIFICACION: AWS/ASME: SFA 5.1 / E7018
COVENIN: E 48218

POSICIONES: TODAS

CORRIENTE: ALTERNA Y CONTINUA POLO POSITIVO (CA/CC+)
OCV 70 VOLTIOS (MINIMO)

DESCRIPCION: Electrodo tipo bajo hidrógeno con un revestimiento desarrollado para minimizar la absorción de humedad del medio ambiente. Produce soldaduras de óptima calidad, libres de poros, grietas e inclusiones de escoria.

APLICACION: Apropriado para la soldadura de aceros de bajo y medio carbono, aceros de muy baja aleación, aceros que contienen impurezas de azufre y fósforo (difíciles de soldar) y aceros de mediana resistencia. Recomendado para los aceros que se consideran no soldables o solo soldables con electrodos inoxidables, reduciendo considerablemente el costo de la soldadura.

OPERACION: Mantener el arco lo más corto posible durante su aplicación. Una vez destapado el empaque, los electrodos deben almacenarse en lugares secos y/o hornos portátiles en un rango de temperatura de 40° a 150° C.

CARACTERISTICAS:

Diámetro (mm) Pulg.	Largo mm	Amperaje (A)	Resistencia a la tracción	Alargamiento en 50 mm	Resistencia al impacto
2,5 3/32	350	70 - 100	482 N/mm ² Min.	22% Min.	27 N.m Min. a -29°C
3,25 1/8	350/450	100 - 140			
4,0 5/32	350/450	140 - 190			
5,0 3/16	350/450	190 - 230			

COMPOSICIÓN QUÍMICA (%):

Mn: 1,60 máx. Si: 0,75 máx. Ni: 0,30 máx.
Cr: 0,20 máx. Mo: 0,30 máx. V: 0,08 máx.

Tabla A- 21. Propiedades electrodo revestidos E7024 recomendados para soldar acero al carbono

CLASIFICACION: AWS/ASME: SFA 5.1 / E7024
COVENIN: E 48224

POSICIONES: PLANA Y HORIZONTAL

CORRIENTE: ALTERNA Y CONTINUA POLO NEGATIVO (CA/CC-)

DESCRIPCION: Electrodo con alto contenido de polvo de hierro en su revestimiento, lo que incrementa su eficiencia de deposición en un 150%. Genera un arco de bajo chisporroteo y una escoria de fácil remoción permitiendo efectuar soldaduras a alta velocidad en planchas gruesas, reduciendo costos operativos.

APLICACION: Reparación y montaje de gabarras, tanques de almacenamiento de la industria petrolera, equipos de construcción y maquinaria pesada, cuerpos de camiones, barcos y ferrocarriles.

OPERACION: Mantener el electrodo inclinado de 5° a 10° en la dirección de aplicación y de 40° a 50° del bisel del material base al soldar en posición horizontal.

CARACTERISTICAS:

Diámetro (mm) Pulg.	Largo mm	Amperaje (A)	Resistencia a la tracción	Alargamiento en 50 mm	Resistencia al impacto
3,25 1/8	450	120 - 180	482 N/mm ² Min.	17% Min.	AWS no la requiere
4,0 5/32	450	140 - 200			
5,0 3/16	450	180 - 240			

COMPOSICIÓN QUÍMICA (%):

Mn: 1,25 máx. Si: 0,90 máx. Ni: 0,30 máx.
Cr: 0,20 máx. Mo: 0,30 máx. V: 0,08 máx.

Tabla A- 22. Coeficiente axial y radial de rodamientos rígidos de bolas

Tipos de rodamientos	$\frac{F_a}{F_r} \leq e$		$\frac{F_a}{F_r} > e$		e
	X	Y	X	Y	
Rodamientos rígidos de bolas Series EL, R, 160, 60, 62, 63, 64					
$\frac{F_a}{C_0} = 0,025$				2	0,22
$= 0,04$				1,8	0,24
$= 0,07$			0,56	1,6	0,27
$= 0,13$				1,4	0,31
$= 0,25$				1,2	0,37
$= 0,5$				1	0,44

Tabla A- 23. Longitudes a la entrada y salida de la placa orificio

Values expressed as multiples of internal diameter, D

Diameter ratio β	Upstream (inlet) side of orifice plate														Downstream (outlet) side of the orifice plate											
	Single 90° bend Two 90° bends in any plane (S > 30D) ^a		Two 90° bends in the same plane: S-configuration (30D ≥ S > 10D) ^a		Two 90° bends in the same plane: S-configuration (10D ≥ S) ^a		Two 90° bends in perpendicular planes (30D ≥ S ≥ 5D) ^a		Two 90° bends in perpendicular planes (5D > S) ^{a, b}		Single 90° tee with or without an extension Mitre 90° bend		Single 45° bend Two 45° bends in the same plane: S-configuration (S ≥ 2D) ^a			Concentric reducer 2D to D over a length of 1,5D to 3D	Concentric expander 0,5D to D over a length of D to 2D	Full bore ball valve or gate valve fully open	Abrupt symmetrical reduction	Thermometer pocket or well ^c of diameter ≤ 0,03D ^d	Fittings (columns 2 to 11) and the densitometer pocket					
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14												
—	A ^e	B ^f	A ^e	B ^f	A ^e	B ^f	A ^e	B ^f	A ^e	B ^f	A ^e	B ^f	A ^e	B ^f	A ^e	B ^f	A ^e	B ^f	A ^e	B ^f	A ^e	B ^f	A ^e	B ^f		
≤ 0,20	6	3	10	9	10	9	19	18	34	17	3	9	7	9	5	9	6	9	12	6	30	15	5	3	4	2
0,40	16	3	10	9	10	9	44	18	50	25	9	3	30	9	5	9	12	8	12	6	30	15	5	3	6	3
0,50	22	9	18	10	22	10	44	18	75	34	19	9	30	18	8	5	20	9	12	6	30	15	5	3	6	3
0,60	42	13	30	18	42	18	44	18	65 ^h	25	29	18	30	18	9	5	26	11	14	7	30	15	5	3	7	3,5
0,67	44	20	44	18	44	20	44	20	60	18	36	18	44	18	12	6	28	14	18	9	30	15	5	3	7	3,5
0,75	44	20	44	18	44	20	44	20	75	18	44	18	44	18	13	8	36	18	24	12	30	15	5	3	8	4

NOTE 1 The minimum straight lengths required are the lengths between various fittings located upstream or downstream of the orifice plate and the orifice plate itself. Straight lengths shall be measured from the downstream end of the curved portion of the nearest (or only) bend or of the tee or the downstream end of the curved or conical portion of the reducer or the expander.

NOTE 2 Most of the bends on which the lengths in this table are based had a radius of curvature equal to 1,5D.

^a S is the separation between the two bends measured from the downstream end of the curved portion of the upstream bend to the upstream end of the curved portion of the downstream bend.

^b This is not a good upstream installation; a flow conditioner should be used where possible.

^c The installation of thermometer pockets or wells will not alter the required minimum upstream straight lengths for the other fittings.

^d A thermometer pocket or well of diameter between 0,03D and 0,13D may be installed provided that the values in Columns A and B are increased to 20 and 10 respectively. Such an installation is not, however, recommended.

^e Column A for each fitting gives lengths corresponding to "zero additional uncertainty" values (see 6.2.3).

^f Column B for each fitting gives lengths corresponding to "0,5 % additional uncertainty" values (see 6.2.4).

^g The straight length in Column A gives zero additional uncertainty, data are not available for shorter straight lengths which could be used to give the required straight lengths for Column B.

^h 95D is required for $Re_{D, \beta} > 2 \cdot 10^6$ if $S < 2D$.

Tabla A- 24. Coeficiente de descarga en placa orificio

β	$D = 2$ pulg		$D = 4$ pulg		$D = 8$ pulg		$D = 16$ pulg	
	C_o	ΔC	C_o	ΔC	C_o	ΔC	C_o	ΔC
Tomas en la brida, $a = 1$								
0.20	0.5972	127	0.5946	200	0.5951	327	0.5955	551
0.30	0.5978	144	0.5977	209	0.5978	307	0.5980	457
0.40	0.6014	181	0.6005	256	0.6002	362	0.6001	514
0.50	0.6050	260	0.6034	386	0.6026	584	0.6022	903
0.60	0.6078	392	0.6055	622	0.6040	1,015	0.6032	1710
0.70	0.6068	573	0.6030	953	0.6006	1,637	0.5991	2898
Tomas en la vena contracta, $a = 1/2$								
0.20	0.5938	1.61	0.5928	1.61	0.5925	1.61	0.5924	1.61
0.30	0.5938	1.78	0.5934	1.78	0.5933	1.78	0.5932	1.78
0.40	0.5970	2.01	0.5954	2.01	0.5953	2.01	0.5953	2.01
0.50	0.5994	2.29	0.5992	2.29	0.5992	2.29	0.5991	2.29
0.60	0.6042	2.68	0.6041	2.68	0.6041	2.69	0.6041	2.70
0.70	0.6069	3.34	0.6068	3.37	0.6067	3.44	0.6068	3.57
Tomas de $1 D$ y $1/2 D$, $a = 1/2$								
0.20	0.5909	2.03	0.5922	1.41	0.5936	1.10	0.5948	0.94
0.30	0.5915	2.02	0.5930	1.50	0.5944	1.24	0.5956	1.12
0.40	0.5936	2.17	0.5951	1.72	0.5963	1.49	0.5974	1.38
0.50	0.5979	2.40	0.5978	1.99	0.5999	1.79	0.6007	1.69
0.60	0.6036	2.67	0.6040	2.31	0.6044	2.12	0.6048	2.11
0.70	0.6078	3.19	0.6072	2.98	0.6068	3.07	0.6064	3.51

Recopilado de los datos publicados por Murdock, ASME 64-WA/FM-6.

Tabla A- 25. Tipos de termocuplas

ANSI C96.1 – CÓDIGO DE TIPOS Y ESPECIFICACIONES					
TIPO	TERMOPAR		RANGO DE USO (°C)	LÍMITE DE ERROR (1)	
	+	-		Calidad Standard	Calidad especial
E	Cromel Cr	Constantan Co	0 a 900	$\pm 1.7^\circ\text{C}$ ó $\pm 0.5\%$	$\pm 1^\circ\text{C}$ ó $\pm 0.4\%$
J	Hierro Fe	Constantan Co	0 a 760	$\pm 2.2^\circ\text{C}$ ó $\pm 0.75\%$	$\pm 1.1^\circ\text{C}$ ó $\pm 0.4\%$
K (2)	Cromel Cr	Alumel Al	0 a 300 300 a 1260	$\pm 2.2^\circ\text{C}$ ó $\pm 0.75\%$	$\pm 1.1^\circ\text{C}$ ó $\pm 0.4\%$
R	Platino Rodio 13%	Platino Pt	1000 a 1400	$\pm 1.5^\circ\text{C}$ ó $\pm 0.25\%$	$\pm 0.6^\circ\text{C}$ ó $\pm 0.1\%$
S	Platino Rodio 10%	Platino Pt	1000 a 1400	$\pm 1.5^\circ\text{C}$ ó $\pm 0.25\%$	$\pm 0.6^\circ\text{C}$ ó $\pm 0.1\%$
T	Cobre Cu	Constantan Co	-200 a -67	$\pm 1.5\%$	-
			-67 a 133	$\pm 1^\circ\text{C}$	-
			133 a 350	$\pm 0.75\%$	$\pm 0.5^\circ\text{C}$ ó $\pm 0.4\%$

NOTA: (1) El error en la medición se determinará por el mayor valor resultante de aplicar °C ó %.

(2) Según normas DIN-IEC, el tipo K se denomina Níquel-Cromo/Níquel.

Tabla A- 26. Código de colores para termocuplas

CÓDIGO DE COLORES PARA TERMOCUPLAS						
TIPO	ANSI		DIN		MAGNETISMO	
	+	-	+	-	+	-
E	Púrpura	Rojo	Rojo	Negro	No	No
J	Blanco	Rojo	Rojo	Azul	Si	No
K	Amarillo	Rojo	Rojo	Verde	No	Si
R/S	Negro	Rojo	Rojo	Blanco	No	No
T	Azul	Rojo	Rojo	Marrón	No	No

Tabla A- 27. Propiedades del aire

Propiedades del aire a presión atmosférica

Temperatura T (°C)	Densidad ρ (kg/m ³)	Viscosidad μ (N · s/m ²)	Viscosidad cinemática ν (m ² /s)	Velocidad del sonido c (m/s)
-30	1.452	1.56×10^{-5}	1.08×10^{-5}	312
-20	1.394	1.61	1.16	319
-10	1.342	1.67	1.24	325
0	1.292	1.72	1.33	331
10	1.247	1.76	1.42	337
20	1.204	1.81	1.51	343
30	1.164	1.86	1.60	349
40	1.127	1.91	1.69	355
50	1.092	1.95	1.79	360
60	1.060	2.00	1.89	366
70	1.030	2.05	1.99	371
80	1.000	2.09	2.09	377
90	0.973	2.13	2.19	382
100	0.946	2.17	2.30	387
200	0.746	2.57	3.45	436
300	0.616	2.93×10^{-5}	4.75×10^{-5}	480

APÉNDICE B. FIGURAS

Figura B- 1. Preparación de bordes para soldadura eléctrica al arco con electrodo revestido

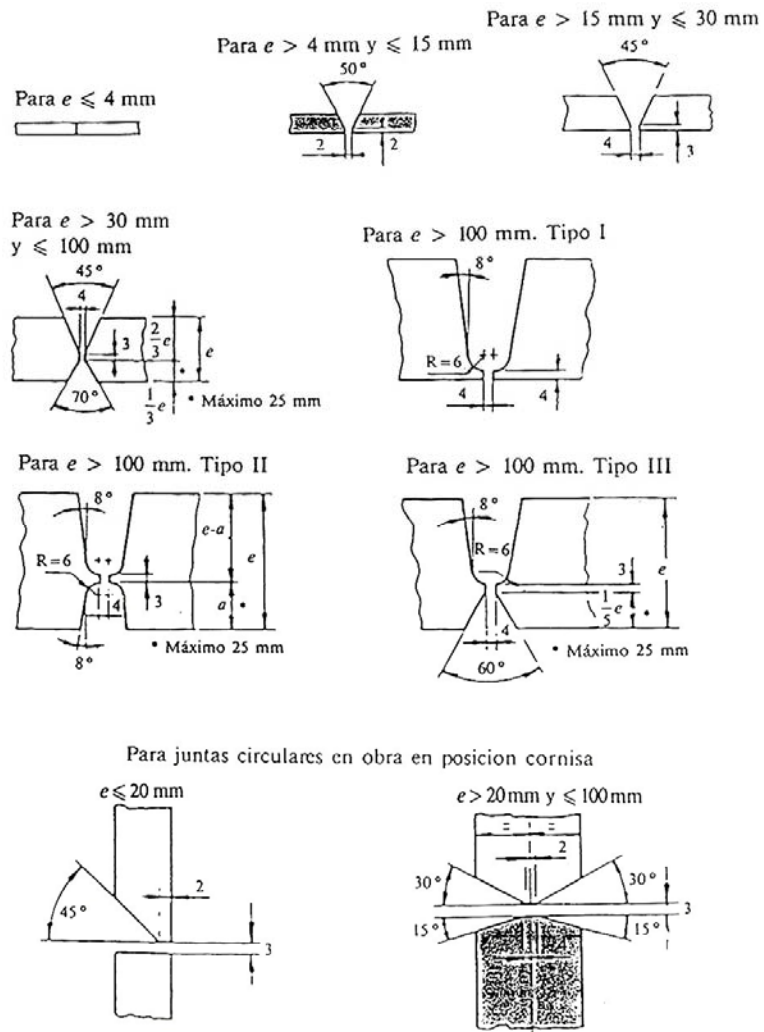


Figura B- 2. Sistema para demarcación de ángulo de inclinación



Figura B- 3. Comparación ecuación de Colebrook y ecuaciones explícitas para bajas rugosidades

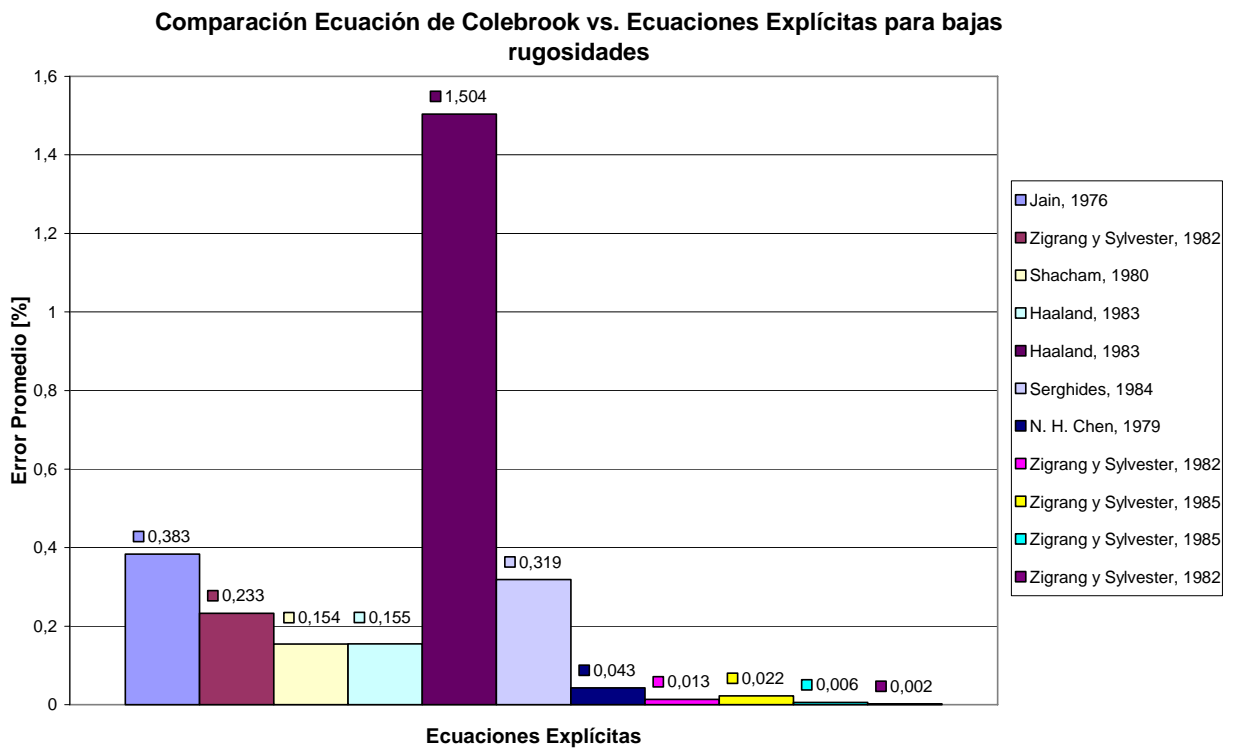
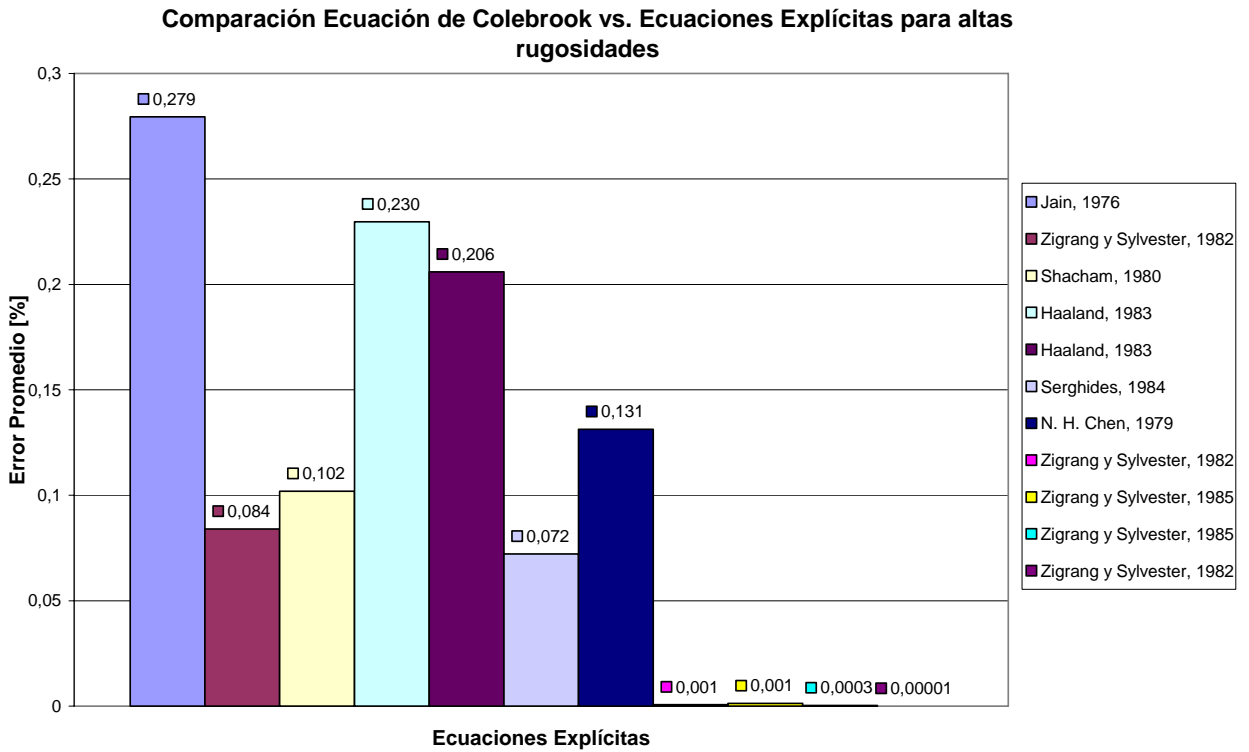


Figura B- 4. Comparación ecuación de Colebrook y ecuaciones explícitas para altas rugosidades



APÉNDICE C. PLANOS

Plano C- 1. Ensamble cercha y estructura

Plano C- 2. Componentes cercha

Plano C- 3. Componentes apoyos A y B

Plano C- 4. Componentes carros 1, 2 y estructura

Plano C- 5. Componentes estructura, apoyo auxiliar y base tubería aire