

DISEÑO Y MODELADO DE UN DISPOSITIVO DE LABORATORIO CAPAZ DE
ESTIMAR EL COMPORTAMIENTO A LA FATIGA EN TUBERÍAS DE USO
PETROLERO

HUGO ENRIQUE ORTEGA BARCO
JONATHAN ANDRES PEREA BARRIOS

UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
FACULTAD DE INGENIERÍAS FÍSICO MECÁNICAS
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
BUCARAMANGA

2016

DISEÑO Y MODELADO DE UN DISPOSITIVO DE LABORATORIO CAPAZ DE
ESTIMAR EL COMPORTAMIENTO A LA FATIGA EN TUBERÍAS DE USO
PETROLERO

HUGO ENRIQUE ORTEGA BARCO
JONATHAN ANDRES PEREA BARRIOS

Trabajo de grado para optar al título de
Ingeniero Mecánico

Director

ALBERTO DAVID PERTUZ COMAS
Ingeniero Mecánico, Ph.D

Codirector

OCTAVIO ANDRÉS GONZÁLES ESTRADA
Ingeniero Mecánico, Ph.D

UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
FACULTAD DE INGENIERÍAS FÍSICO MECÁNICAS
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
BUCARAMANGA

2016

DEDICATORIA

En primera instancia quiero dedicar a Dios este hito en mi vida ya que sin Él no tendría ninguno de los medios ni las capacidades que fueron necesarios para cumplir con esta etapa.

A mis padres, Ludwig y María, por apoyarme de manera incondicional durante cada uno de los días de mi vida, por llenarme de ánimo, amor por el conocimiento y lo que me rodea, disposición al trabajo y responsabilidad, gracias a su esfuerzo y dedicación tengo todas estas y muchas más cualidades que sin duda alguna fueron imprescindibles para el logro de mis objetivos.

Hugo Enrique Ortega Barco

DEDICATORIA

A Dios por otorgarme a diario el milagro de la salud y la vida.

A mi hermosa madre Gladys Barrios por ser ese ángel que está todos los días junto a mí y me impulsa a ser siempre el mejor, sin su amor, entrega y conocimientos mi realidad sería otra.

A mi padre por las palabras justas cuando necesité su consejo.

A mis hermanos por su cariño fraternal y sus ejemplos.

A Katherine por su amor y compañía estos años, por comprenderme las veces que mis responsabilidades nos dejaron sin tiempo y sin embargo esperarme con los brazos abiertos y el corazón dispuesto para ser felices...

A mi hijo Julian por su inigualable presencia en mi vida.

Jonathan Andres Perea Barrios.

AGRADECIMIENTOS

Al director del trabajo de grado, el ingeniero Alberto David Pertuz Comas, por su disposición y orientación, sus oportunos y acertados consejos fueron decisivos para la culminación de este documento.

Al codirector del trabajo de grado, el ingeniero Octavio Andres Gonzalez Estrada, ya que gracias a su tutoría y apoyo con el uso del *software*, fue posible la consolidación de los modelos, centro de interés del proyecto.

Al profesor Manuel Martínez que, aunque no tenía ningún compromiso con este trabajo, otorgó todo su interés y su asesoría en la resolución de situaciones problemáticas clave.

Al ingeniero Juan Ricardo Neira González, por compartir de manera desinteresada su conocimiento, contribuyendo con su criterio a la toma de decisiones referentes a parámetros técnicos y de diseño.

A nuestras familias, quienes en todo momento se preocuparon por nuestra correcta formación como profesionales, demostrándolo mediante un constante acompañamiento y ayuda.

CONTENIDO

	pág.
INTRODUCCIÓN.....	22
1. IDENTIFICACIÓN DEL PROBLEMA.....	23
2. JUSTIFICACIÓN PARA SOLUCIONAR EL PROBLEMA	25
3. OBJETIVOS DEL TRABAJO DE GRADO	27
3.1 OBJETIVO GENERAL	27
3.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS	27
4. MARCO TEÓRICO	29
4.1 TUBERÍAS DE TRANSPORTE DE HIDROCARBUROS LÍQUIDOS	29
4.1.1 Diseño de tubería.....	29
4.1.1.1 Presión.....	29
4.1.1.2 Temperatura	30
4.1.1.3 Efectos dinámicos del medio ambiente	30
4.1.1.4 Condiciones de operación normal	31
4.1.1.5 Esfuerzos permisibles	32
4.1.1.6 Espesores de retiro	33
4.1.1.7 Cálculo de espesor	33

4.1.1.8 Materiales	34
4.2 EMPAQUES.....	35
4.2.1 Empaques <i>Ring Joint</i> (RJ)	35
4.2.1.1 Materiales	35
4.2.1.2 Dimensiones y Tolerancias	36
4.3 BRIDAS	36
4.3.1 Condiciones de presión y temperatura	37
4.3.2 Dimensiones	38
4.3.3 Materiales	38
4.3.4 Caras de las bridas	39
4.4 ESPÁRRAGOS	39
4.5 JUNTAS EXPANSIVAS.....	40
4.6 FATIGA.....	42
4.6.1 Definición de Fatiga	42
4.6.2 Proceso de Fatiga.....	43
4.6.3 Fatiga controlada por deformación cíclica	46
4.7 MÉTODO DE LOS ELEMENTOS FINITOS.....	47
5. DESARROLLO DE LA SIMULACIÓN	49
5.1 SELECCIÓN DE TUBERÍA	49
5.1.1 Material.....	49
5.1.2 Dimensiones	50
5.1.3 Presión	51
5.2 SELECCIÓN DE BRIDAS Y EMPAQUES	52
5.2.1 Selección de la brida lado tubo	53
5.2.2 Selección de las bridas ciegas (tapas).....	55
5.2.2.1 Selección de brida ciega plana	55

5.2.2.2 Selección de la brida ciega semielipsoidal	55
5.2.2.3 Selección de la brida ciega semiesférica.....	58
5.2.3 Selección de empaques.....	59
5.3 SELECCIÓN DE ESPÁRRAGOS.....	60
5.4 SELECCIÓN DE TUERCAS.....	61
5.4.1 Prueba de carga	61
5.5 ENSAMBLAJE CON BRIDA CIEGA PLANA	64
5.5.1 Asignación de materiales	65
5.5.2 Asignación de relaciones de conexión (contactos).....	69
5.5.3 Asignación del mallado	71
5.5.4 Establecimiento de la pretensión en los espárragos	72
5.5.5 Definición de la Presión interna.....	75
5.5.6 Configuración del análisis a la fatiga.....	77
5.6 ENSAMBLAJE CON BRIDAS CIEGAS SEMIELIPSOIDAL Y SEMIESFÉRICA	79
6. RESULTADOS.....	80
6.1 RESULTADOS DEL CONJUNTO CON BRIDAS CIEGAS PLANAS	80
6.1.1 Estudio estático	80
6.1.2 Estudio a fatiga	81
6.1.3 Gráfica de P vs N	81
6.2 RESULTADOS DEL CONJUNTO CON BRIDAS CIEGAS SEMIELIPSOIDALES ..	82
6.2.1 Estudio estático	82
6.2.2 Estudio a fatiga	83
6.2.3 Gráfica de P vs N	83
6.3 RESULTADOS DEL CONJUNTO CON BRIDAS CIEGAS SEMIESFÉRICAS.....	84
6.3.1 Estudio estático	84
6.3.2 Estudio a la fatiga	85

6.3.3	Gráfica de P vs N	85
6.4	RESULTADOS DEL CONJUNTO CON BRIDAS CIEGAS SEMIELIPSOIDALES Y JUNTAS EXPANSIVAS	86
6.4.1	Estudio estático	86
6.4.2	Estudio a la fatiga	87
6.4.3	Gráfica de P vs N	87
7.	ANÁLISIS DE RESULTADOS	89
7.1	RESULTADOS DEL ESTUDIO ESTÁTICO DE SISTEMA CON BRIDAS CIEGAS PLANAS	89
7.1.1	Esfuerzo circunferencial.....	89
7.1.2	Esfuerzo longitudinal.....	91
7.1.3	Esfuerzo equivalente de Von-Mises.....	92
7.1.4	Revisión del estado de esfuerzos	94
7.1.5	Revisión de los resultados de fatiga.....	95
7.2	RESULTADOS DEL ESTUDIO ESTÁTICO DEL SISTEMA CON BRIDAS CIEGAS SEMIELIPSOIDALES	96
7.2.1	Esfuerzo circunferencial.....	96
7.2.2	Esfuerzo longitudinal.....	97
7.2.3	Esfuerzo equivalente de Von-Mises.....	98
7.2.4	Revisión del estado de esfuerzos	98
7.2.5	Revisión de los resultados de fatiga.....	99
7.3	RESULTADOS DEL ESTUDIO ESTÁTICO DE SISTEMA CON BRIDAS CIEGAS SEMIESFÉRICAS.....	99
7.3.1	Esfuerzo circunferencial.....	99
	Los valores a comparar son:.....	99
7.3.2	Esfuerzo longitudinal.....	100
7.3.3	Esfuerzo equivalente de Von-Mises.....	101
7.3.4	Revisión del estado de esfuerzos	101

7.3.5	Revisión de los resultados de fatiga.....	102
7.4	RESULTADOS DEL ESTUDIO A LA FATIGA DE LOS SISTEMAS SIN JUNTAS EXPANSIVAS.....	103
7.5	RESULTADOS DEL ESTUDIO DEL SISTEMA CON BRIDAS CIEGAS SEMIELIPSOIDALES Y JUNTAS EXPANSIVAS.....	105
7.5.1	Esfuerzo circunferencial.....	105
7.5.2	Esfuerzo longitudinal.....	106
7.5.3	Esfuerzo equivalente de Von-Mises.....	107
7.5.4	Revisión del estado de esfuerzos.....	107
7.5.5	Revisión de los resultados de fatiga.....	108
7.5.6	Estudio a la fatiga.....	109
8.	DISEÑO DEL SISTEMA HIDRÁULICO DEL BANCO.....	110
8.1	CÁLCULOS DEL SISTEMA.....	113
8.2	CONSUMO ENERGÉTICO DEL SISTEMA HIDRÁULICO.....	116
8.2.1	Potencia consumida por el solenoide.....	117
8.2.2	Potencia consumida por el transmisor de presión.....	117
8.2.3	Potencia consumida por el PLC.....	118
9.	CONCLUSIONES.....	121
10.	RECOMENDACIONES.....	124
	BIBLIOGRAFÍA.....	125

ANEXOS..... 127

LISTA DE FIGURAS

	pág.
Figura 1. Efectos de la corrosión en la pared de una tubería.	23
Figura 2. Diagrama causa efecto. Rotura de tubería.	24
Figura 3. Sección de brida tipo RJ.	35
Figura 4. Juntas Expansivas poliméricas.	40
Figura 5. Junta Expansiva metálica.	41
Figura 6. Etapas de propagación de grietas en fatiga.	44
Figura 7. Diagrama de Wöhler.	46
Figura 8. Ciclo de histéresis.	47
Figura 9. CAD de la tubería seleccionada.	51
Figura 10. Diagrama de flujo para la selección de bridas y empaques según ASME	53
Figura 11. CAD de la Brida Welding Neck seleccionada.	54
Figura 12. CAD de la brida ciega plana.	55
Figura 13. Dimensiones de un cap semielipsoidal.	56
Figura 14. CAD de la brida ciega semielipsoidal.	57
Figura 15. CAD de la brida ciega semiesférica.	58
Figura 16. CAD del empaque seleccionado.	60
Figura 17. CAD del espárrago seleccionado.	60
Figura 18. CAD de la tuerca seleccionada.	61
Figura 19. Diagrama de cargas sobre la tuerca.	61
Figura 20. Diagrama de cargas sobre la brida ciega.	62
Figura 21. CAD del sistema a modelar en primera instancia.	64
Figura 22. Interfaz de ANSYS para edición de materiales.	66
Figura 23. Fracción de resistencia a la fatiga vs. Esfuerzo último del material, con $N = 103$ y para $S_e = S_e' = 0,5 * S_{ut}$	67
Figura 24. Tabla de datos de Número de ciclos (N) vs. Esfuerzo de fatiga (S_f).	68
Figura 25. Definición del tipo de contacto Bonded.	69

Figura 26. Definición del tipo de contacto Frictional.	71
Figura 27. Mallado del sistema.	72
Figura 28. Longitud entre caras externas de las tuercas.	73
Figura 29. Longitud entre caras internas de las tuercas.	73
Figura 30. Sistemas de coordenadas agregados en el centro de cada espárrago.	74
Figura 31. Aplicación del Bolt Pretension.	74
Figura 32. Aplicación de la presión en las superficies al interior del sistema.	76
Figura 33. Creación de estudios en ANSYS.	78
Figura 34. Árbol de entidades para el estudio a la fatiga.	78
Figura 35. Configuración del Fatigue Tool.	78
Figura 36. CAD del sistema con bridas ciegas semielipsoidales.	79
Figura 37. CAD del sistema con bridas ciegas semiesféricas.	79
Figura 38. Diagrama de Wöhler modificado del conjunto con Bidas ciegas planas.	81
Figura 39. Punto de iniciación de la grieta, según ANSYS.	82
Figura 40. Diagrama de Wöhler modificado del conjunto con Bidas ciegas semi-elipsoidales.	83
Figura 41. Punto de iniciación de la grieta, según ANSYS.	84
Figura 42. Diagrama de Wöhler modificado del conjunto con Bidas ciegas semiesféricas.	85
Figura 43. Punto de iniciación de la grieta, según ANSYS.	86
Figura 44. Diagrama de Wöhler modificado del conjunto con Bidas ciegas semi-elipsoidales y juntas expansivas.	87
Figura 45. Punto de iniciación de la grieta, según ANSYS.	88
Figura 46. Diagrama de corte en el plano axial del cuerpo de una tubería.	89
Figura 47. Sección transversal de tubería.	91
Figura 48. Diagrama de Wöhler modificado de los conjuntos sin juntas expansivas.	103
Figura 49. Diagrama de Wöhler modificado del conjunto con bridas ciegas semi-elipsoidales y juntas expansivas.	109
Figura 50. Propuesta de sistema hidráulico.	112

LISTA DE TABLAS

	pág.
Tabla 1. Referencias según la ASME B31.4 para el Esfuerzo permisible usado en oleoductos	33
Tabla 2. Dureza máxima de diferentes tipos de Empaques RJ.	35
Tabla 3. Class por Presión y Temperatura para Aceros al carbono de baja aleación.	37
Tabla 4. Propiedades mecánicas del material A193 Grado B7.	40
Tabla 5. Composición química en porcentaje de peso para la tubería API 5L X65 PSL 1 Seamless.....	49
Tabla 6. Propiedades mecánicas de la tubería API 5L X65 PSL 1 Seamless.	50
Tabla 7. Dimensiones de brida tipo RJ (Ring Joint)	54
Tabla 8. Propiedades mecánicas del ASTM SA-105.....	54
Tabla 9. Dimensiones del empaque seleccionado.	59
Tabla 10. Propiedades mecánicas del ASTM A-193 Grado B7.....	60
Tabla 11. Cargas de prueba para tuercas, utilizando mandril roscado.	64
Tabla 12. Resultados del estudio estático del conjunto con Bridas ciegas planas.....	80
Tabla 13. Resultados del estudio a la fatiga del conjunto con Bridas ciegas planas.	81
Tabla 14. Resultados del estudio estático del conjunto con Bridas ciegas semielipsoidales.	82
Tabla 15. Resultados del estudio a la fatiga del conjunto con Bridas ciegas semielipsoidales.	83
Tabla 16. Resultados del estudio estático del conjunto con Bridas ciegas semiesféricas.	84
Tabla 17. Resultados del estudio a la fatiga del conjunto con Bridas ciegas semiesféricas.	85
Tabla 18. Resultados del estudio estático del conjunto con Bridas ciegas semielipsoidales y juntas expansivas.	86
Tabla 19. Resultados del estudio a la fatiga del conjunto con Bridas ciegas semielipsoidales y juntas expansivas.....	87

Tabla 20. Listado de resultados para esfuerzo longitudinal.....	104
Tabla 21. Características de la manguera hidráulica seleccionada.	114

LISTA DE ANEXOS

Anexo A Código ASME B31.4-2006.

Anexo B Código ASME B16.20-2012.

Anexo C Código ASME B16.5-2013.

Anexo D Tablas de datos para la construcción de los diagramas P vs. N.

Anexo E Plano geométrico de la junta expansiva.

Anexo F Información técnica manguera 56DH-1.5.

Anexo G Información técnica válvula de control direccional Parker Series D1VW-020-F-NKW.

Anexo H Información técnica bomba hidráulica T7B-B02-1-R-00-A-1-00 Fabricante Parker.

Anexo I Información técnica transmisor de presión marca WIKA modelo S-20.

Anexo J Información técnica controlador programable modelo S7-1200 marca SIEMENS.

Anexo K Diseño de las juntas expansivas.

NOTA: LOS ANEXOS CORRESPONDIENTES A ESTA INVESTIGACIÓN PUEDEN SER CONSULTADOS EN LA BIBLIOTECA DE LA UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER – SALA BASE DE DATOS.

RESUMEN

TÍTULO:

DISEÑO Y MODELADO DE UN DISPOSITIVO DE LABORATORIO CAPAZ DE ESTIMAR EL COMPORTAMIENTO A LA FATIGA EN TUBERÍAS DE USO PETROLERO.*

AUTORES:

HUGO ENRIQUE ORTEGA BARCO.

JONATHAN ANDRES PEREA BARRIOS.**

PALABRAS CLAVE:

Diseño, Simulación, Banco de laboratorio, Recipiente a presión, Tubería, Brida, Junta expansiva, Estudio Estático, Estudio a la Fatiga.

RESUMEN:

En este trabajo de grado se simula el funcionamiento de un banco de laboratorio capaz de estimar el comportamiento a la fatiga de tubería de transporte de hidrocarburos. Para lograrlo, se simulan cuatro recipientes a presión conformados por tubería API 5L X65 y bridas ciegas en sus extremos, buscando identificar el más adecuado que podría ser construido. Además se diseña una propuesta de sistema hidráulico para el correcto accionamiento del banco.

Se seleccionan los componentes para la construcción de los modelos de cada sistema, los cuales utilizan como cuerpo la tubería mencionada y como tapas bridas ciegas de diferentes geometrías (plana, semielipsoidal y semiesférica), para luego ensamblar cada modelo utilizando el *software* SOLIDWORKS.

Se llevan a cabo las simulaciones de cada sistema, obteniendo resultados para estudios tanto estáticos como a la fatiga, comparando los comportamientos y seleccionando el mejor conjunto. Posteriormente se realiza el diseño, modelado e implementación de juntas expansivas al mejor conjunto, con el fin de observar las variaciones en el estado de esfuerzos y así se determina si existe o no una mejoría en el comportamiento.

Finalmente se seleccionan los componentes principales (manguera hidráulica, válvula direccional, bomba hidráulica, indicador de presión y controlador lógico programable) del sistema hidráulico propuesto, así como también se estima el consumo energético tanto hidráulico como eléctrico.

* Trabajo de Grado.

** Facultad de Ingenierías Físico-Mecánicas, Escuela de Ingeniería Mecánica. Director: Alberto David Pertuz Comas. Codirector: Octavio Andrés González Estrada.

ABSTRACT

TITLE:

DESIGN AND MODELING OF A LABORATORY DEVICE CAPABLE OF ESTIMATING THE BEHAVIOR AND FATIGUE IN PETROLEUM PIPELINES.*

AUTHORS:

Hugo Enrique Ortega Barco.
Jonathan Andres Perea Barrios.**

KEYWORDS:

Design, Simulation, Laboratory Bank, Pressurized container, Pipeline, Flange, Expansive joint, Static study, Fatigue study.

ABSTRACT:

In this degree work is simulated the performance of a laboratory bank capable of estimating the fatigue performance of a hydrocarbon transport pipeline. For achieve this, four pressurized containers formed by API 5L X65 and closed flanges at their ends are simulated in order to identify the most adequate for possible construction of the device. Also, for the proper performance of the bank, an approach for a hydraulic system is designed.

The components for the construction of the models for each system are selected, using the previously mentioned pipeline type and different geometrically shaped flanges as lids (flat, ellipsoidal and hemispherical), to later assemble each model using SOLIDWORKS software.

Simulations for each system are carried out, obtaining results for both, static studies and fatigue studies, comparing performances and selecting the best combination. Later, the design, modeling and implementation of expansive joints process was applied to the best combination in order to observe the variations in the status of efforts and in this way determine if there is an improvement in performance.

Finally, the principal hydraulic system components are selected (hydraulic hose, directional valve, hydraulic pump, pressure indicator and programmable logic controller). Also, the hydraulic and electrical energetic consumption are estimated.

* Degree work.

** Facultad de Ingenierías Físico-Mecánicas, Escuela de Ingeniería Mecánica. Director: Alberto David Pertuz Comas. Codirector: Octavio Andrés González Estrada.

INTRODUCCIÓN

Un oleoducto es en esencia una tubería que se encarga de transportar cargas líquidas (en este caso petróleo, derivados del mismo o biobutanol) de un punto a otro, con costos de operación más económicos que si se hiciera el mismo proceso por medio de camiones cisterna o ferrocarriles.

El funcionamiento de estos sistemas se logra mediante el uso de estaciones de bombeo, en las cuales se utilizan bombas centrífugas instaladas en serie, cada una con sistema de *bypass*, para generar una diferencia de presión y producir el avance del fluido dentro de la tubería. Es común que durante el bombeo, la velocidad media del fluido oscile entre 1 [m/s] y 6 [m/s], y que la presión o altura piezométrica sea la suficiente para hacer llegar el fluido hasta la siguiente estación de bombeo o, de ser el caso, al punto final del oleoducto, sin por esto exceder las presiones máximas de operación que deben estar por debajo de la presión mínima de testeo hidrostático.

La ingeniería mecánica en la actualidad debe utilizar todos los recursos disponibles para asegurar la confiabilidad de equipos existentes o que se dispongan a construir, es por esto que en este proyecto se modelará un sistema mecánico para la prueba de tuberías llevadas a la fatiga por medio de cargas cíclicas. El modelado en computadora se puede plantear utilizando el método de los elementos finitos, el cual en su base es un método numérico que entrega soluciones aproximadas a problemas físicos que estén gobernados por ecuaciones diferenciales.

1. IDENTIFICACIÓN DEL PROBLEMA

El uso de tuberías para el transporte del petróleo y sus derivados, conocidas como oleoductos, es la manera más rápida de llevar a grandes distancias dichos fluidos, bien sea en tierra o en agua¹. Estos sistemas en la actualidad son imprescindibles para toda la industria que en algún nivel se relacione con la manipulación del petróleo, por lo cual existe un instituto que dicta las medidas suficientes y necesarias en cuanto a la construcción, mantenimiento e inspección de los oleoductos, conocido como *American Petroleum Institute (API)*.

La experiencia y los análisis técnicos realizados por empresas y universidades demuestran que la operación diaria de estos sistemas ocasiona su desgaste debido en gran medida a dos fenómenos simultáneos, los cuales son: Desgaste por fatiga y por corrosión (ver figura 1). Ahora bien, el interés central del presente proyecto, será la fatiga que se presenta debido a cargas cíclicas.

Figura 1. Efectos de la corrosión en la pared de una tubería.



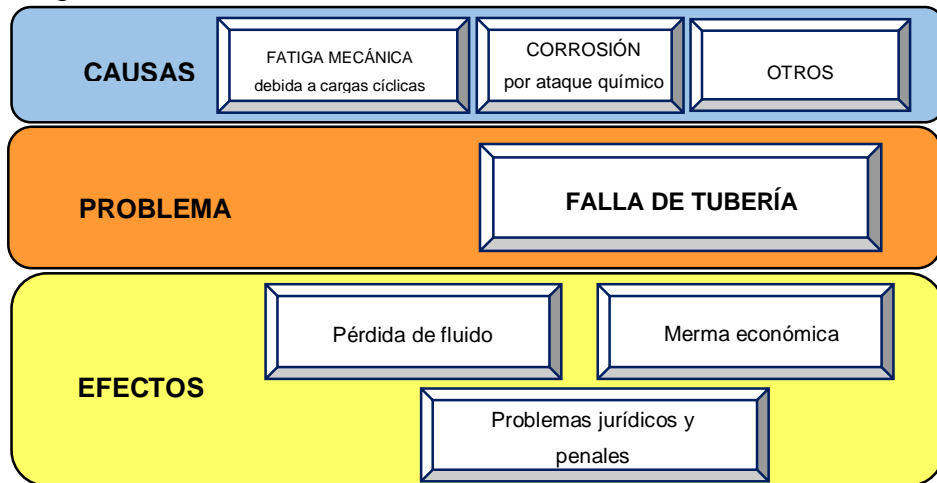
Fuente Servicio corrosión. Disponible en: < <http://serviciocorrosion.com/wp-content/uploads/2015/05/corr.jpg>>.

¹ SHASHI, E. Liquid Pipeline Hydraulics. Lake Havasu City: Marcel Dekker, 2004. p. 1 – 69.

Teniendo como centro de análisis a la fatiga mecánica y cómo esta actúa en los metales, es posible enumerar las siguientes situaciones problemáticas que se presentan en el transporte de hidrocarburos por tuberías, y que hacen necesario el estudio de su comportamiento mecánico.

- El uso continuo de las tuberías de oleoductos, sometidos a ciclos de carga de presión interna, ocasionan indudablemente fatiga mecánica en el material de las paredes de dichas tuberías, lo que podría ocasionar una repentina rotura y pérdida del fluido que en ellas se transporte.
- La pérdida del fluido ocasiona mermas económicas para la empresa a la que le ocurra esta situación.
- Puede que durante la falla por fatiga, una o varias estructuras materiales aledañas y personal de trabajo resulten afectados, lo cual acarrea problemas jurídicos y penales para la empresa, aparte de la pérdida de dinero en activos estropeados.
- Si la falla se anticipara, estos sistemas podrían llevarse a un manejo preventivo en su mantenimiento, lo cual ocasionaría una disminución en costos operativos para la empresa.

Figura 2. Diagrama causa efecto. Rotura de tubería.



2. JUSTIFICACIÓN PARA SOLUCIONAR EL PROBLEMA

El trabajo de grado se encuentra enmarcado en el Convenio Marco de Cooperación Tecnológica y Científica I.C.P. No. 5222395, el cual ha sido constituido para la aplicación, desarrollo y transferencia de tecnologías, con el fin de fomentar procesos de emprendimiento.

Teniendo en cuenta que en el sector de los hidrocarburos el uso de tuberías para transporte de gas y crudo es fundamental, se hace necesario garantizar la integridad de los sistemas de oleoductos, que se mantienen bajo amenazas dependientes del tiempo, por ejemplo, defectos de fabricación y construcción, picaduras por efectos de corrosión y abolladuras generadas tanto por golpes ocasionados por movimientos telúricos como por factores humanos, que tienen un crecimiento potencial debido a los efectos de fatiga que son inducidos por los ciclos de presión.

Esto convierte a la fatiga en una amenaza adicional para los operadores de los sistemas de transporte de fluidos por tuberías, por lo tanto se hace conveniente la realización de un estudio en el cual se simule una prueba real de tuberías sometidas a cargas cíclicas de presión para analizar su comportamiento y poder así determinar las acciones pertinentes.

Con el desarrollo de este trabajo se busca en primera instancia contribuir con la investigación acerca del comportamiento que presentan las tuberías de uso petrolero cuando se ven sometidas a la fatiga, efecto generado por la constante fluctuación de la presión interna ejercida por el fluido transportado.

Es necesario comprender la importancia de la realización de un estudio de este tipo, ya que dado el caso en que el proyecto sea presentado al I.C.P., supondría

un gran beneficio para esta institución contar con el modelo de un dispositivo de laboratorio capaz de proporcionar información útil sobre el estado de carga presente en la pared de la tubería, así como también de los efectos que diversos artefactos instalados en ella ejercen sobre dicho estado de carga.

Esta herramienta de trabajo sin duda alguna representaría una disminución en el tiempo invertido en los estudios que deben realizarse individualmente para cada tipo de tubería, ya que por medio del dispositivo se tiene un procedimiento genérico que es aplicable a varios casos similares en donde solo es pertinente cambiar los parámetros de entrada referentes a las propiedades de cada tipo de tubería y a la presión a la que esta se somete, arrojando resultados aceptables.

A su vez, una disminución en los costos de mantenimiento es evidente, ya que es posible realizar mejoras a los procesos de mantenimiento actuales, optimizando los tiempos de inspección y de cambio de piezas, agilizando los procesos y haciendo más predictivo y confiable el mantenimiento de los sistemas, lo que se resume en una inversión económica menor en lo que tiene que ver con el mantenimiento de los sistemas de transporte de hidrocarburos.

3. OBJETIVOS DEL TRABAJO DE GRADO

3.1 OBJETIVO GENERAL

Contribuir con la misión de la Escuela de Ingeniería Mecánica en la construcción, aplicación, divulgación, desarrollo y transferencia de tecnologías, mediante el diseño y modelado de un dispositivo de laboratorio capaz de estimar el comportamiento a la fatiga en tuberías de uso petrolero.

3.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Simular el comportamiento a la fatiga de un recipiente que utiliza estructuralmente una tubería de uso petrolero API 5L X65, sellada por medio de bridas ciegas planas, con diámetro externo y espesor establecidos por la norma, sometida a una presión alternativa interna con $R_S = 0$, con el fin de generar el gráfico de S-N (diagrama de Wöhler) respectivo.
- Analizar los cambios que se generan en el comportamiento a la fatiga de un recipiente que utiliza estructuralmente la tubería de uso petrolero API 5L X65 analizada, al cambiar la geometría de las bridas ciegas, desde una configuración plana a una semielipsoidal y una semiesférica, comparando los diagramas de Wöhler generados en cada caso.
- Examinar la influencia de juntas expansivas en el conjunto brida ciega/tubería más óptimo que logre en una sección del recipiente, una distribución

de esfuerzos semejante a la de una tubería en servicio, utilizando el *software* ANSYS® como herramienta de simulación.

- Diseñar un sistema hidráulico a utilizar en un dispositivo de laboratorio que cumpla con las condiciones de una distribución de esfuerzos en un recipiente bridado, semejante a la de una tubería en servicio.

- Determinar el consumo específico de energía que tendría el sistema hidráulico y de control, con el objeto de establecer sus requerimientos energéticos.

4. MARCO TEÓRICO

4.1 TUBERÍAS DE TRANSPORTE DE HIDROCARBUROS LÍQUIDOS

Es común dentro de las prácticas de ingeniería en el sector petrolero la realización de estudios y análisis de falla de los sistemas de transporte de hidrocarburos, esto con el fin de detectar la causa raíz que generó la falla y así tomar acciones correctivas o preventivas ante el caso particular. Ahora bien, no es posible desarrollar un análisis minucioso de ningún sistema o componente sin conocer las implicaciones de diseño en la generación de la ingeniería de detalle.

Teniendo en cuenta lo anterior, se indaga acerca de los parámetros de diseño, manufactura y estándares dimensionales de bridas, empaques, espárragos, juntas expansivas y tuberías de transporte de hidrocarburos líquidos.

4.1.1 Diseño de tubería. En el diseño de tuberías se deben tener en cuenta las condiciones y criterios de operación, como lo son la presión, la temperatura y otras fuerzas aplicadas, condiciones del medio ambiente y otras influencias mecánicas.

4.1.1.1 Presión

- **Presión de diseño interna** Es el parámetro fundamental a la hora de diseñar, en donde se debe tener en cuenta la presión estática máxima de operación², más la presión dinámica requerida para vencer tanto las pérdidas por fricción como las contrapresiones originadas por diversas causas.

² AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERS. Pipeline transportation systems for liquid hydrocarbons and other liquids. ASME B31.4. New York: ASME, 2006. 8 p.

- **Presión de diseño externa** Esta presión debe ser tomada en cuenta en el diseño ya que el sistema de oleoductos debe soportar la máxima presión diferencial posible entre la presión externa e interna a la que el sistema estará expuesto.

4.1.1.2 Temperatura. La temperatura de diseño del sistema es la que se espera que el material de la tubería soporte bajo condiciones normales de operación. Debido a las propiedades de los aceros al carbono comúnmente usados para la fabricación de oleoductos, no es necesario variar los esfuerzos de diseño si los rangos de funcionamiento están comprendidos entre -30°C y 120°C , aun así, existen materiales en los que ciertas variaciones deben ser tenidas en cuenta, sobre todo si trabajan cerca al límite inferior del rango permitido por la norma³, así como también sistemas funcionando a bajas temperaturas ambientales o a fluctuaciones constantes de los parámetros de funcionamiento.

4.1.1.3 Efectos dinámicos del medio ambiente

- **Impacto** En el diseño del sistema de oleoductos deben ser considerados los impactos ocasionados tanto por agentes internos como externos al sistema.
- **Viento** Es importante incluir dentro del diseño del sistema aquellos efectos producidos por la carga del viento, sobre todo en tramos suspendidos o en voladizo.

³ Ibid., p. 8.

- **Temblores de tierra** Se deben incluir en el diseño los factores asociados a las regiones localizadas del sistema que se encuentran ubicadas en zonas con actividad sísmica frecuente.
- **Vibraciones** Los esfuerzos generados por vibraciones o, en el peor de los casos, resonancia, deben considerarse y proveerse según las prácticas de ingeniería pertinentes.
- **Efectos del peso** Deben considerarse los efectos tanto de las cargas vivas como de las cargas muertas. Las cargas vivas incluyen el peso del fluido transportado en ese instante, junto con cualquier otro material no común en el sistema (hielo o nieve) que se adhiera a la tubería. Impactos por diversos factores ambientales (viento, olas, etc.) que ocurran de manera frecuente también deben considerarse cargas vivas.

Las cargas muertas incluyen el peso de la tubería junto con sus componentes, aislamientos, relleno, entre otros.

- **Expansión térmica y cargas de contracción** El sistema diseñado debe soportar la expansión y contracción térmica del material de la tubería sin generar alteraciones en el funcionamiento, siempre y cuando los desplazamientos asociados no excedan los estimados para un funcionamiento normal.

4.1.1.4 Condiciones de operación normal. Son dependientes del tipo de sistema y la aplicación del mismo y se refiere a la máxima presión de operación permisible de manera continua sin llegar a exceder la menor de las siguientes presiones:

- Presión interna de diseño.
- Presión máxima soportada por los componentes instalados.

Puesto que estas condiciones de operación estimadas durante el proceso de diseño no permanecerán constantes, existe una tolerancia del 10 % de la máxima presión interna de diseño⁴ en caso de que el sistema se sobrepresurice durante un instante debido, por ejemplo, a una incorrecta manipulación de válvulas, el apagado de una estación de bombeo, entre otros casos.

4.1.1.5 Esfuerzos permisibles. Para el cálculo de tuberías nuevas se determina el esfuerzo permisible "S" (el cual debe ser mayor al esfuerzo de diseño), utilizando la siguiente ecuación:

$$S = 0,72 * E * S_Y [MPa] \quad (1)$$

Donde:

0,72 = Factor de diseño basado en el espesor nominal de la pared.

E = Factor de soldadura de la unión⁵.

S_Y = Resistencia cedente mínima especificada de la tubería.

La ASME B31.4 ed. 2006 tabula algunos ejemplos de distintas tuberías con sus respectivos valores de S_Y, E, y S (ver tabla 1).

En caso de que el sistema opere en zonas con riesgos ambientales como sismos, vientos fuertes, mareas altas, etc., se debe considerar que los esfuerzos producidos por las cargas generadas por estos factores no excedan el 80 % del S_Y.

⁴ Ibid., p. 8.

⁵ Ibid., p. 11.

4.1.1.6 Espesores de retiro. No se considera necesario un espesor extra de sacrificio contra la corrosión en la pared de la tubería si esta y sus componentes cuentan con protección *in situ*.

Tabla 1. Referencias según la ASME B31.4 para el Esfuerzo permisible usado en oleoductos

Specification	Grade	Specified Min. Yield Strength, psi (MPa)	Weld Joint Factor, E	Allowable Stress Value, S, -20°F to 250°F (-30°C to 120°C), psi (MPa)
Seamless				
API 5L	A25	25,000 (172)	1.00	18,000 (124)
API 5L, ASTM A 53, ASTM A 106	A	30,000 (207)	1.00	21,600 (149)
API 5L, ASTM A 53, ASTM A 106	B	35,000 (241)	1.00	25,200 (174)
API 5L	X42	42,000 (289)	1.00	30,250 (208)
API 5L	X46	46,000 (317)	1.00	33,100 (228)
API 5L	X52	52,000 (358)	1.00	37,450 (258)
API 5L	X56	56,000 (386)	1.00	40,300 (278)
API 5L	X60	60,000 (413)	1.00	43,200 (298)
API 5L	X65	65,000 (448)	1.00	46,800 (323)
API 5L	X70	70,000 (482)	1.00	50,400 (347)
API 5L	X80	80,000 (551)	1.00	57,600 (397)
ASTM A 106	C	40,000 (278)	1.00	28,800 (199)
ASTM A 333	6	35,000 (241)	1.00	25,200 (174)
ASTM A 524	I	35,000 (241)	1.00	25,200 (174)
ASTM A 524	H	30,000 (207)	1.00	21,600 (149)

Fuente ASME B 31.4. Pipeline transportation systems for liquids. p. 9.

4.1.1.7 Cálculo de espesor. El espesor de diseño de la pared “t” según la presión interna de la tubería se calcula con la siguiente ecuación:

$$t = \frac{P_i * D}{2 * S} \quad (2)$$

Donde:

P_i = Presión interna de diseño del sistema [bar].

D = Diámetro externo de la tubería [mm].

S = Valor del esfuerzo permisible.

Luego de establecer el espesor de diseño, deben agregarse las tolerancias mencionadas anteriormente, mediante la ecuación:

$$T_n = t + A \quad (3)$$

Donde:

T_n = Espesor nominal de la pared que satisface los requisitos de presión y tolerancias.

A = Suma de los espesores de tolerancia por cualquiera de los factores que apliquen.

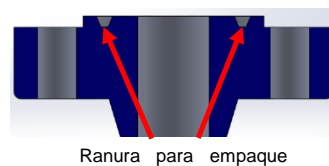
4.1.1.8 Materiales. Debido a las condiciones de operación en la industria petrolera (cargas mecánicas, cargas térmicas y deterioro por corrosión o desgaste), el material mayormente utilizado es el acero. Existen normas específicas para la designación de los distintos aceros usados para tuberías, espárragos, bridas y estructuras de soporte. En el anexo A se encuentra la norma ASME B 31.4 que contiene la tabla 423.1 de materiales estándar para la fabricación de tuberías y accesorios.

Los materiales de tubería utilizados para líneas de transporte están designados por la norma API 5L, la cual entrega una tabla con la composición química del acero usado en cada uno de los grados de tubería de transporte, clasificados en los niveles uno y dos de PSL (*Product Specification Level*) y en la manufactura de la tubería (con y sin cordón de soldadura).

4.2 EMPAQUES

4.2.1 Empaques *Ring Joint* (RJ). Suelen ser metálicos y las bridas correspondientes tienen una característica especial, ya que poseen una ranura en donde se ubica el empaque para luego presionarlo (ver figura 3); por esta razón, los empaques tipo RJ deben tener una sección transversal ya sea octogonal u ovalada. Cabe aclarar que las caras de las dos bridas que presionarán al empaque tipo RJ deben ser idénticas, esto con el fin de garantizar un sello adecuado.

Figura 3. Sección de brida tipo RJ.



4.2.1.1 Materiales. El material de los empaques tipo RJ (ver tabla 2) debe ser seleccionado de acuerdo a las características del proceso. Es importante aclarar que la dureza de los empaques siempre debe ser menor a la de las bridas (material de sacrificio).

Tabla 2. Dureza máxima de diferentes tipos de Empaques RJ.

Ring Gasket Material	Maximum Hardness	
	Brinell	Rockwell "B" Scale
Soft iron	90	56
Low-carbon steel	120	68
4-6 chrome 1/2Mo	130	72
Type 410	170	86
Type 304	160	83
Type 316	160	83
Type 347	160	83

Fuente ASME B16.20. Metallic gaskets for pipe flanges. p. 1.

4.2.1.2 Dimensiones y Tolerancias. La norma⁶ presenta varias tablas con la información relacionada a las dimensiones y tolerancias máximas de cada tipo de empaque RJ. La tabla 3 de la ASME B 16.20 indica las dimensiones y tolerancias para los diferentes tamaños de empaque RJ tipo R. Esta norma se encuentra en el anexo B.

4.3 BRIDAS

El conocimiento que el ingeniero mecánico dedicado a los activos estáticos requiere para realizar una selección o comprobación de bridas, se resume en la norma ASME B16.20. En esta se enfatiza que para seleccionar una brida se deben tener claros los siguientes parámetros:

- *Class* según presión y temperatura.
- Dimensiones.
- Tolerancias.
- Marcado y pruebas.

Es preciso aclarar que todo de lo que se hablará a continuación es relativo a las bridas planas.

⁶ AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERS. Metallic gaskets for pipe flanges: Ring-joint, spiral-wound and jacketed. ASME B16.20. New York: ASME, 2012.

4.3.1 Condiciones de presión y temperatura. Según la presión y temperatura máximas de operación permitidas del sistema (*Rating*) y el material de la brida, la ASME entrega tablas para la selección del *Class* o Clase de la brida, que en un aspecto físico no es más que el espesor de la cara bridada (ver tabla 3).

Es importante notar que el *Rating* no solo afecta la selección de la brida, también al sistema completo, más conocido como junta bridada, el cual está compuesto por las bridas, los espárragos, las tuercas y la empaquetadura (componentes de los que se hablará en posteriores capítulos).

Las condiciones de temperatura de operación deben ser especialmente evaluadas por el ingeniero, ya que todos los materiales de construcción de estos sistemas son susceptibles al cambio en dimensiones debido a la expansión y/o contracción térmica.

Tabla 3. *Class* por Presión y Temperatura para Aceros al carbono de baja aleación.

Nominal Designation	Forgings			Castings		Plates	
C-Si	A105 (1)			A216 Gr. WCB (1)		A515 Gr. 70 (1)	
C-Mn-Si	A350 Gr. LF2 (1)			...		A516 Gr. 70 (1), (2)	
C-Mn-Si-V	A350 Gr. LF6 Cl 1 (3)			...		A537 Cl. 1 (4)	
3 1/2 Ni	A350 Gr. LF3			
Working Pressure by Classes, bar							
	Class						
Temp., °C	150	300	400	600	900	1500	2500
-29 to 38	19.6	51.1	68.1	102.1	153.2	255.3	425.5
50	19.2	50.1	66.8	100.2	150.4	250.6	417.7
100	17.7	46.6	62.1	93.2	139.8	233.0	388.3
150	15.8	45.1	60.1	90.2	135.2	225.4	375.6
200	13.8	43.8	58.4	87.6	131.4	219.0	365.0
250	12.1	41.9	55.9	83.9	125.8	209.7	349.5
300	10.2	39.8	53.1	79.6	119.5	199.1	331.8
325	9.3	38.7	51.6	77.4	116.1	193.6	322.6
350	8.4	37.6	50.1	75.1	112.7	187.8	313.0
375	7.4	36.4	48.5	72.7	109.1	181.8	303.1
400	6.5	34.7	46.3	69.4	104.2	173.6	289.3
425	5.5	28.8	38.4	57.5	86.3	143.8	239.7
450	4.6	23.0	30.7	46.0	69.0	115.0	191.7
475	3.7	17.4	23.2	34.9	52.3	87.2	145.3
500	2.8	11.8	15.7	23.5	35.3	58.8	97.9
538	1.4	5.9	7.9	11.8	17.7	29.5	49.2

NOTES:
 (1) Upon prolonged exposure to temperatures above 425°C, the carbide phase of steel may be converted to graphite. Permissible but not recommended for prolonged use above 425°C.
 (2) Not to be used over 455°C.
 (3) Not to be used over 260°C.
 (4) Not to be used over 370°C.

Fuente ASME B16.5. *Pipe flanges and flanged fittings*. p. 23.

Como recomendación de operación, si se va a instalar una brida ciega en el sistema, se deben usar y seleccionar las de tipo laminado (*plates*).

4.3.2 Dimensiones. Luego del proceso de selección de bridas, y en caso de que el diseñador quiera conocer la geometría completa de la brida seleccionada, la norma ilustra en planos acotados las distintas dimensiones que se deben cumplir en la brida, en conjunto con el posicionamiento, número y dimensiones nominales de los espárragos. Como ejemplo es posible observar en el anexo C la norma ASME B 16.5 2013, que en su tabla 7 presenta las dimensiones para brida tipo *Raised face, Class 150*.

4.3.3 Materiales. La selección del material de la brida tiene en cuenta la compatibilidad del mismo con el fluido que se esté manejando y las condiciones atmosféricas que afectan a la brida. Un resumen de los materiales de brida recomendados por la norma se muestra en el anexo C, en la tabla 1A.

Conforme la diversidad de materiales es mayor, las aleaciones resisten condiciones mecánicas y químicas más exigentes, por lo cual el *Class* para una misma presión y temperatura puede dar menor para una aleación más alta que para una más baja, lo que puede traducirse en menos material y menor costo de compra. Aun así se debe tener presente que estos materiales requieren más procesos para su elaboración y por ende son más costosos.

4.3.4 Caras de las bridas. Según el nivel de estanqueidad y las condiciones de operación que maneje el fluido, las bridas cuentan con distintos diseños en sus caras. Las tres más usadas a nivel industrial son:

- Cara plana (*Flat face*): Común en servicios que se encuentran a baja presión o fluido no tóxico, como ejemplo se tienen las bridas usadas en servicios de agua.
- Cara alzada (*Raised face*): usada en servicios que cuenten con altas presiones y temperaturas, la toxicidad del fluido es baja, el sellado completo lo da una empaquetadura que se auto centra con ayuda de los espárragos de la unión bridada. La diferencia básica entre esta cara y la anterior se nota a simple vista, pues una porción de la cara de la brida se encuentra levantada con respecto al resto del cuerpo de la brida.
- Cara con junta de anillo (*Ring joint*): Este tipo de cara se utiliza en servicios donde una fuga del fluido es inaceptable, bien sea por toxicidad, inflamabilidad o inestabilidad. Usada también cuando las presiones y temperaturas del proceso pueden afectar negativamente un dispositivo cercano si el fluido se llega a escapar o si puede ocasionarle daño al hombre al contacto físico. La cara de la brida tiene un espacio estandarizado según el tamaño de la brida y la clase (*class*) para poner en ella un empaque *Ring joint* (RJ), y así generar un sello más efectivo en el sistema.

4.4 ESPÁRRAGOS

Para la industria petroquímica y de transporte de fluidos, la norma ASME B16.5 en el capítulo 5 de la edición del 2013 especifica los materiales de fabricación de los espárragos y es tarea del ingeniero seleccionar el material según la sollicitación mecánica, pero en la norma aclaran que como tarea común, se prefiere siempre el

uso de la especificación ASTM A193 grado B7 para la mayoría de procesos, excepto para procesos criogénicos y en aquellos que se requieran juntas de acero inoxidable para evitar el par galvánico (corrosión debida al consumo de uno de los dos metales en contacto por el flujo de electrones). El equivalente de este material en maquinaria es el SAE / AISI 4140. A continuación se presenta la tabla con las propiedades mecánicas de este material:

Tabla 4. Propiedades mecánicas del material A193 Grado B7.

Grade	Diameter, in.	Minimum Tempering Temperature, °F	Tensile Strength, Min., ksi	Yield Strength, Min., 0.2% offset, ksi	Elongation in 4D, Min., %	Reduction of Area, Min., %	Hardness, Max.
Ferritic Steels							
B7							
Chromium-molybdenum	2½ and under	1100	125	105	16	50	321 HB or 35 HRC
	over 2½ to 4	1100	115	95	16	50	321 HB or 35 HRC
	over 4 to 7	1100	100	75	18	50	321 HB or 35 HRC

Fuente ASME Sec. II Part A. Ferrous Material Specifications. p. 269.

4.5 JUNTAS EXPANSIVAS

Llamadas también compensadoras, son elementos elásticos que permiten el movimiento independiente de sus dos extremos bridados (o soldados), con el fin de absorber esfuerzos a través de desplazamientos y deformaciones.

Figura 4. Juntas Expansivas poliméricas.



Fuente http://www.accordintl.com/equipo_especial.html.

Existen diseños que absorben cada uno o la combinación de los siguientes movimientos: longitudinales, laterales, angulares y de rotación.

En la industria los materiales de fabricación comúnmente son de tres tipos: Tejido, goma y metal, siendo de amplio uso en la industria petrolera el metálico, debido a sus características mecánicas.

Figura 5. Junta Expansiva metálica.



Fuente

http://www.incobuil.com/catalogo/22/Juntas_de_expansion_y_compensadores/.

La selección del tipo de junta a utilizar se debe hacer teniendo en cuenta la temperatura y la presión de operación, como también el fluido de trabajo y desde el punto de vista del diseño mecánico de la tubería se debe tener presente la fuerza de activación que cada fabricante de juntas entrega en los catálogos de sus distintos modelos.

La fuerza de activación se define como la mínima energía necesaria para producirle una deformación a la junta, por lo cual un compensador con una fuerza de activación baja disminuye los esfuerzos longitudinales a los que se ve sometido el sistema de tuberías en operación.

4.6 FATIGA

4.6.1 Definición de Fatiga. La fatiga es un fenómeno dado en los materiales que consiste en una alteración estructural permanente, localizada y progresiva. Esta alteración se origina por esfuerzos y deformaciones que ocurren cíclicamente en la zona afectada, debido a fluctuaciones en las cargas a las que se somete el material de una pieza durante su operación.

Si estas condiciones se mantienen en el tiempo, es decir, se repiten un determinado número de veces (ciclos) el material se agrietará, lo que lo llevará a fallar⁷.

Dependiendo de la cantidad de ciclos que soporta el material antes de fallar, se clasifica al fenómeno de fatiga en dos tipos, así:

- Fatiga de alto ciclaje.
- Fatiga de bajo ciclaje.

Para cada tipo de fatiga existen modelos de análisis, ya que los comportamientos de los materiales difieren.

La fatiga de bajo ciclaje se caracteriza porque la magnitud de los esfuerzos en el material es alta (por lo general, por encima del límite elástico) en cada ciclo, lo que genera las grietas rápidamente. Este comportamiento se resume en que el material tendrá una vida a fatiga por debajo de los 10^4 ciclos⁸.

⁷ SUGIMURA, Y; GRONDIN, L y SURESH, S. Scripta Metal. Mater. 1995. vol. 33, p. 2007-2012.

⁸ Ibid., p. 2008.

La fatiga de alto ciclaje, por el contrario, se presenta cuando el esfuerzo al que el material es sometido no supera su límite elástico, permitiendo que la vida a la fatiga sea más prolongada.

4.6.2 Proceso de Fatiga. Una falla por fatiga es consecuencia de la formación y posterior crecimiento de grietas en el material de la pieza en servicio. Cuando una de las grietas formadas se hace dominante, o cuando varias microgrietas convergen en un punto, el tamaño del defecto crecerá hasta que alcance un tamaño en el que el material no afectado no será capaz de soportar la carga aplicada, produciendo la falla⁹.

Las microgrietas generadas por fatiga siempre se comenzarán a formar en las discontinuidades del material de la pieza, preferentemente en la superficie de la misma. Dichas discontinuidades, como marcas superficiales, inclusiones, poros, puntos triples de intersección de bordes de grano, provocarán una concentración de tensiones que potenciará la aparición de grietas¹⁰.

Existen numerosos mecanismos que pueden favorecer la nucleación de microgrietas en un material. Entre los más comunes se encuentran: Formación de grietas en bandas de deslizamiento persistentes (bandas en las cuales se concentra la deformación plástica de los materiales metálicos sometidos a cargas cíclicas), fallo intergranular (ocurre generalmente debido a la rotura o degradación del material en los límites de grano) y a partir de inclusiones no metálicas, óxidos, corrosión o erosión¹¹.

⁹ CARPOFORO, Martin. Crecimiento de grietas pequeñas por fatiga en componentes con concentradores de tensión. Tesis de doctorado. Sevilla: Escuela Técnica Superior de Ingenieros Industriales de la Universidad de Sevilla, 1998.

¹⁰ Ibid., p. 14.

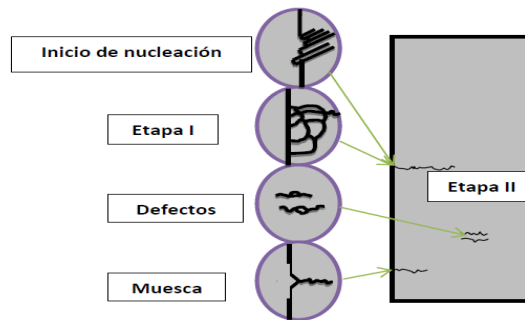
¹¹ Ibid., p. 14.

Como se ha mencionado con anterioridad, el proceso de falla por fatiga se da por la formación y posterior propagación de las grietas, por esta razón, se dividió al fenómeno en dos etapas:

Etapa I: Denominada periodo de crecimiento cristalográfico. Corresponde con el estado inicial de crecimiento, en el que la grieta es del orden del tamaño microestructural característico (el tamaño de grano). En dicha etapa el crecimiento está altamente influenciado por la microestructura del material y se produce fundamentalmente en los planos de deslizamiento del material donde la tensión tangencial es máxima.

Etapa II: En esta fase el tamaño de la grieta es varias veces superior que el tamaño microestructural característico. El plano de propagación de la grieta se sitúa generalmente perpendicular a la dirección de la tensión principal máxima (ver Figura 6)¹².

Figura 6. Etapas de propagación de grietas en fatiga.



Fuente ORTIZ JAIMES, Jackeline. Tesis: “Comportamiento mecánico del acero 35NCD16 sometido a ensayos de fatiga a bajo ciclo”. Universidad Industrial de Santander. (2013).

¹² Ibid., p. 17.

Como es lógico, cuando existe un mayor nivel de carga, la duración relativa de la fase de nucleación es menor que la de propagación, por lo que podría decirse que la grieta se forma instantáneamente. Por otra parte, cuando la carga en el material de la pieza es baja, la primera etapa tiende a ser más prolongada y, en algunos casos, puede durar más que la segunda etapa del fenómeno¹³.

Dentro de las consideraciones para el cálculo de la vida a fatiga de los materiales, se supone que la fase de nucleación de las grietas o es muy corta o no existe, de manera que desde el primer ciclo de carga la grieta se forma y los posteriores ciclos son esencialmente de propagación.

Además de las consideraciones en los cálculos, las curvas de Wöhler son una importante herramienta de análisis en los estudios de fatiga. Estas curvas representan la relación entre la amplitud del esfuerzo y el número de ciclos hasta la falla¹⁴.

El diagrama cuenta con tres zonas principales (ver figura 7):

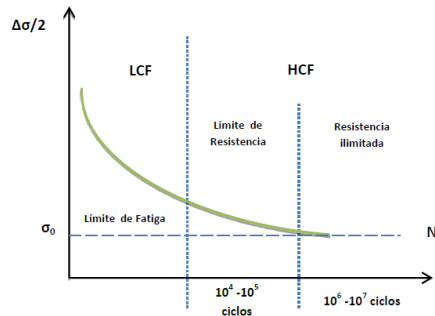
- En la zona de la fatiga de bajo ciclo (LCF), un número reducido de ciclos (10^4 ciclos o menos) son necesarios para romper la muestra, debido a la plasticidad macroscópica inducida por la carga.
- En la zona de alta fatiga (HCF), la carga es baja y más de $10^5 - 10^7$ ciclos es el límite por debajo del cual el material no fallará por fatiga.
- En el área que se encuentra en el centro de la zona de fatiga de alto ciclo (HCF), la carga aplicada y la resistencia a la fatiga son proporcionales¹⁵.

¹³ Ibid., p. 31.

¹⁴ BATHIAS, Claude y BAÏLON Jean Paul. La fatigue des matériaux et des structures. 2 ed. Paris: Hermès-Lavoiser, 1997. p. 70-74, 109-114.

¹⁵ BULTEL, H. y VOGT, J.-B. Fatigue damage of a steel-nickel bimaterial. Unité Matériaux et Transformations, Université des Sciences et Technologies de Lille, 2011.

Figura 7. Diagrama de Wöhler.



Fuente: ORTIZ JAIMES, Jackeline. Tesis: “Comportamiento mecánico del acero 35NCD16 sometido a ensayos de fatiga a bajo ciclo”. Universidad Industrial de Santander. (2013).

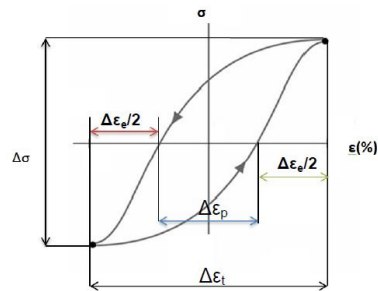
4.6.3 Fatiga controlada por deformación cíclica. La relación esfuerzo-deformación bajo la acción de cargas cíclicas de los materiales metálicos presenta claras variaciones de un material a otro debido a factores como el tipo de material, el tratamiento térmico o mecánico, entre otros.

Si se monitorea la deformación y el esfuerzo durante una prueba de carga cíclica, la respuesta del material puede ser identificada claramente; por ejemplo, para un comportamiento de flujo elástico-plástico homogéneo, la variación completa de carga, tanto positiva como negativa, producirá una curva similar a la de la Figura 8, la cual refleja tanto la deformación elástica como la plástica¹⁶.

El área contenida dentro del ciclo de histéresis representa la cantidad de trabajo por deformación plástica que el material ha realizado. En la Figura 8 está representado el esfuerzo (σ) vs. la deformación unitaria (ε) durante un ciclo de carga, en donde $\Delta\varepsilon_e$ es el rango de la deformación unitaria elástica y $\Delta\varepsilon_p$ es el rango de la deformación unitaria plástica.

¹⁶ SUGIMURA, Y; GRONDIN, L y SURESH, S. Op. cit., p. 2007-2012.

Figura 8. Ciclo de histéresis.



Fuente: ORTIZ JAIMES, Jackeline. Tesis: “Comportamiento mecánico del acero 35NCD16 sometido a ensayos de fatiga a bajo ciclo”. Universidad Industrial de Santander. (2013).

4.7 MÉTODO DE LOS ELEMENTOS FINITOS

Conocido también como MEF, es una alternativa relativamente actual para diseñar, evaluar y optimizar los prototipos mecánicos, la cual se basa en el comportamiento de múltiples subsistemas de menor tamaño (en comparación con el elemento a evaluar) y con geometrías definidas por el usuario, los cuales influyen y son influenciados por el comportamiento de los elementos contiguos, reflejado matemáticamente por medio de ecuaciones diferenciales parciales que subsecuentemente se simplifican en sistemas matriciales para su solución aproximada, induciendo errores de cálculo por la discretización a la que se ve sometida el elemento mecánico.

Algunos autores que anteriormente han investigado la integridad de equipo estático, específicamente tuberías para transporte de crudo o proceso petroquímico, han decidido adoptar esta metodología de cálculo debido a las prestaciones que ella tiene (se pueden variar parámetros de manera instantánea y lograr resultados con distintas cargas en el modelo) y a la versatilidad que

presentan los *software* actuales, en los cuales no solo se modelan efectos de las cargas mecánicas sino también efectos térmicos e hidráulicos.

Pinheiro¹⁷ desarrolla parte de su trabajo basándose en un método no lineal de elementos finitos para evaluar el comportamiento a la fatiga de tuberías de acero sometidas a cargas de presión interna cíclica, con el fin de comparar los resultados obtenidos por este medio al ingresar deformaciones producidas por golpes a la tubería y por ende concentradores de esfuerzos, con datos tomados en un dispositivo de laboratorio básico desarrollado por el autor, para asegurar la veracidad de la simulación y de esta manera generar expresiones analíticas en donde se pueda predecir el esfuerzo concentrado en puntos de la tubería que hayan sido afectados por la situación previamente nombrada.

Hyuk Lee¹⁸ utiliza elementos cúbicos de primer y segundo orden, cada uno con ocho y 20 nodos respectivamente, con una malla adaptativa para modelar el comportamiento de tuberías enterradas que operan en sitios donde se encuentran sometidas a cargas estáticas propias de su filosofía de operación, como también cargas dinámicas del ambiente (sismos). Dio especial atención a las condiciones de frontera que se deberían tener en cuenta para una simulación de una tubería enterrada y a los efectos a modelar que ocurrirían en este tipo de sistema cuando actúan las cargas consideradas. El punto indefectible es el uso de una malla adaptativa para todas las simulaciones realizadas, procurando asociar un error muy bajo a la simulación.

¹⁷ PINHEIRO, H. y PASQUALINO, I. Fatigue analysis of damaged steel pipelines under cyclic internal pressure. International journal of fatigue. Rio de Janeiro: Elsevier Ltd., 2008. 31 (2009) 962-973.

¹⁸ LEE, Hyuk. Finite element analysis of a buried pipeline. Tesis de maestría. Manchester: School of Mechanical, Aerospace and Civil Engineering, 2010.

5. DESARROLLO DE LA SIMULACIÓN

5.1 SELECCIÓN DE TUBERÍA

5.1.1 Material. Considerando que el objetivo de un banco de laboratorio para el estudio de materiales es permitir la realización de ensayos a modelos con metalurgias diferentes, siempre y cuando estas cumplan con el rango de dimensiones geométricas para las cuales fue diseñado el sistema, lo que garantiza que se entreguen en cada caso resultados confiables, la escogencia del material pasa a ser un factor secundario. Ahora bien, según la norma ASME B31.4 “*Pipeline transportation systems for liquids*”, la cual instruye sobre la selección de los componentes requeridos en los sistemas de transporte de hidrocarburos líquidos, el tipo de tubería más recomendable para el fin de este trabajo se encuentra catalogado dentro de la norma API 5L; adicionalmente se ha observado que la tubería API 5L X65 PSL 1 *Seamless* es una de las más utilizadas en la industria nacional de transporte de hidrocarburos¹⁹, lo que la hace un modelo para la simulación a realizar.

Tabla 5. Composición química en porcentaje de peso para la tubería API 5L X65 PSL 1 *Seamless*.

Grado y Clase	Máximo Carbono	Máximo Manganeso	Fósforo		Máximo Azufre	Máximo Titanio	Otros
			Mín.	Máx.			
X65	0,28	1,40	--	0,030	0,030	0,060	a, b

^a Niobio, vanadio o combinaciones de estos son seleccionados confidencialmente por el fabricante.

¹⁹ HERNÁNDEZ, Hector. Análisis de falla por fractura en tuberías de conducción de petróleo. Bogotá: Departamento de Ingeniería Mecánica Universidad Nacional.

^b La suma de los porcentajes en peso de Niobio, vanadio y titanio no deben exceder el 0,15 %.

Tabla 6. Propiedades mecánicas de la tubería API 5L X65 PSL 1 Seamless.

PROPIEDAD	VALOR	UNIDADES
Módulo elástico	30022,81	Ksi
Coefficiente de Poisson	0,3	- -
Módulo cortante	11547,18	Ksi
Densidad	15,23	Slug/ft ³
Esfuerzo de fluencia	65	Ksi
Esfuerzo último	77	Ksi

5.1.2 Dimensiones. Debido a factores tales como consumo energético, tamaño y por ende costo de construcción del sistema, facilidad de instalación y mantenimiento, riesgo al operar debido a niveles de presión, eficiencia durante las pruebas, entre otros, es factible utilizar una tubería de NPS 2", cuyo diámetro externo es de 2 3/8" con espesor de pared de **0,083"**. Además, la longitud del tramo de tubería escogido es de **1,52 [m]**, con lo cual se tiene un volumen interno a llenar dado por la ecuación:

$$V = \left(\frac{\pi}{4} * (D_{ext} - 2 * t)^2 \right) * L \quad (4)$$

En donde:

V = Volumen a llenar.

D_{ext} = Diámetro externo de la tubería.

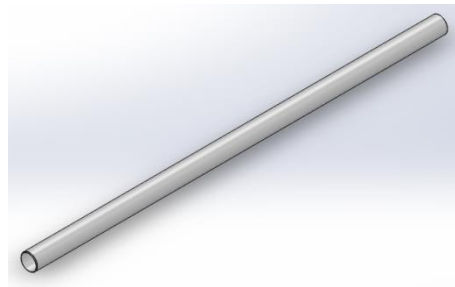
t = Espesor de pared de la tubería.

L = Longitud de la sección de tubería²⁰

Reemplazando los datos, se obtiene:

$$V = 3,762 [L]$$

Figura 9. CAD de la tubería seleccionada.



5.1.3 Presión. Para realizar la selección de los componentes del sistema (bridas, empaques, espárragos, tuercas y juntas expansivas), es necesario conocer la presión correspondiente al esfuerzo de fluencia del material de la tubería. Esta será la presión de partida para realizar las simulaciones, con el fin de validar el modelo computacional de la tubería, corroborando que a la presión calculada por los métodos analíticos se presente, como se espera, fluencia en el modelo.

Se tiene que el esfuerzo máximo a la fluencia (a la respectiva presión máxima) es:

$$S_y = \frac{P_{max} * D_{ext}}{2 * t} \quad (5)$$

Donde:

²⁰ AMERICAN PETROLEUM INSTITUTE. Specification for line pipe. API 5L. Washington, D.C.: API, 2004. 12 p.

P_{max} = Presión máxima interna del sistema.

S_y = Esfuerzo de fluencia de la tubería API 5L X65.

t = Espesor de pared de la tubería API 5L X65.

Despejando la presión máxima, se obtiene:

$$P_{max} = \frac{2 * t * S_y}{D_{ext}} \quad (6)$$

Reemplazando los datos correspondientes a una tubería API 5L X65:

$$P_{max} = \frac{2 * 0,083 * 65000}{2,375}$$
$$P_{max} = 4543 \text{ [psig]}$$

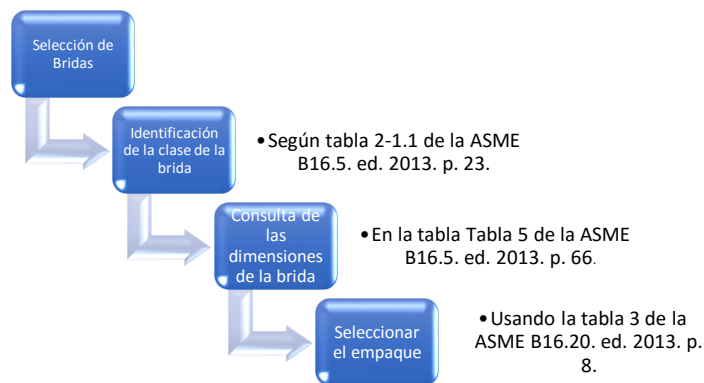
Este valor de presión será la presión de diseño de los demás componentes del sistema, garantizando que el cuerpo de la tubería sea el elemento crítico.

5.2 SELECCIÓN DE BRIDAS Y EMPAQUES

Para la correcta selección de las bridas y empaques que permitirán el acople de las tapas a la sección de tubería, es pertinente seguir el diagrama de flujo de la Figura 10.

5.2.1 Selección de la brida lado tubo. Consultando la norma (ver tabla 3) con la presión máxima de **4543 [psig] (313,23 [bar])** y la temperatura de operación (temperatura ambiente), se obtiene que la brida requerida es de NPS 2”, Clase 2500²¹ y tipo RJ (*Ring Joint*), fabricada con el material *Forging* ASTM SA-105 (este material también aplica para todas las bridas ciegas modeladas). Las principales dimensiones de la brida seleccionada, se muestran en la tabla 7.

Figura 10. Diagrama de flujo para la selección de bridas y empaques según ASME B16.5 y ASME B16.20.



²¹ AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERS. Pipe flanges and flanged fittings, NPS ½ Through NPS 24, Metric/Inch Standard. ASME B16.5. New York: ASME, 2013. 23 p.

Tabla 7. Dimensiones de brida tipo RJ (*Ring Joint*).

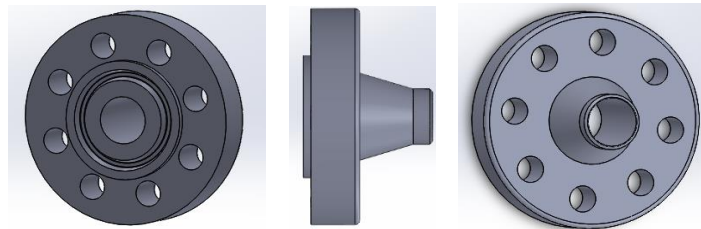
Nominal Size							Groove Dimensions				Radius at Bottom, R
Class 150 NPS	Class 300 NPS	Class 400 NPS [Note (2)]	Class 600 NPS	Class 900 NPS [Note (3)]	Class 1500 NPS	Class 2500 NPS	Groove Number	Pitch Diameter, P	Depth, E [Note (1)]	Width, F	
...	1/2	...	1/2	R11	34.14	5.54	7.14	0.8
...	1/2	12	39.67	6.35	8.74	0.8
...	3/4	...	3/4	1/2	13	42.88	6.35	8.74	0.8
...	3/4	14	44.45	6.35	8.74	0.8
1	15	47.63	6.35	8.74	0.8
...	1	...	1	...	1	3/4	16	50.80	6.35	8.74	0.8
1 1/4	17	57.15	6.35	8.74	0.8
...	1 1/4	...	1 1/4	...	1 1/4	1	18	60.33	6.35	8.74	0.8
1 1/2	19	65.07	6.35	8.74	0.8
...	1 1/2	...	1 1/2	...	1 1/2	...	20	68.27	6.35	8.74	0.8
...	1 1/4	21	72.23	7.92	11.91	0.8
2	22	82.55	6.35	8.74	0.8
...	2	...	2	1 1/2	23	82.55	7.92	11.91	0.8
...	2	24	95.25	7.92	11.91	0.8
2 1/2	25	101.60	6.35	8.74	0.8
...	2 1/2	...	2 1/2	2	26	101.60	7.92	11.91	0.8

Fuente ASME B16.5. *Pipe flanges and flanged fittings*. p. 66.

Tabla 8. Propiedades mecánicas del ASTM SA-105.

PROPIEDAD	VALOR	UNIDADES
Módulo elástico	30022,81	Ksi
Coeficiente de Poisson	0,3	- -
Módulo cortante	11547,18	Ksi
Esfuerzo de fluencia	36	Ksi
Esfuerzo último	70	Ksi

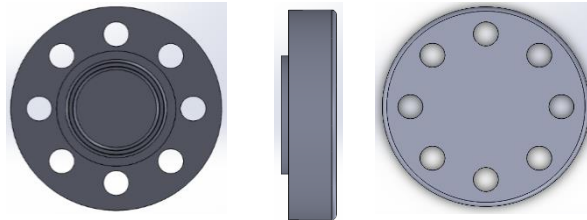
Figura 11. CAD de la Brida *Welding Neck* seleccionada.



5.2.2 Selección de las bridas ciegas (tapas)

5.2.2.1 Selección de brida ciega plana. La brida ciega se selecciona con base en las características obtenidas de la brida tipo RJ, esto con el fin de tener facilidad de cálculo. Debido a lo anterior, se tiene que la brida ciega plana adecuada para el primer modelamiento es una de NPS 2" y Clase 2500.

Figura 12. CAD de la brida ciega plana.



5.2.2.2 Selección de la brida ciega semielipsoidal. Este tipo de brida ciega consta de dos partes, el cap semielipsoidal y el anillo de sujeción en donde están los agujeros de los espárragos. La norma ASME sección VIII Div. 1, en su apartado UG-32 especifica los cálculos requeridos para determinar el espesor mínimo de dicho *cap*. Es importante mencionar que para la realización de los cálculos se escogió una relación entre el diámetro mayor y menor de la semielipse de 2:1 puesto que en el mercado, debido a facilidades en la fabricación de recipientes a presión, se prefiere construir todas las tapas con la misma relación de diámetros.

Según la norma, la ecuación para el cálculo del espesor mínimo es:

$$t_{\min} = \frac{P_{\max} * D * K}{2 * S * E - 0,2 * P_{\max}} \quad (7)$$

$$K = \frac{1}{6} * \left[2 + \left(\frac{D}{2*h} \right)^2 \right] \quad (8)$$

Donde:

D = Diámetro interno de la tubería.

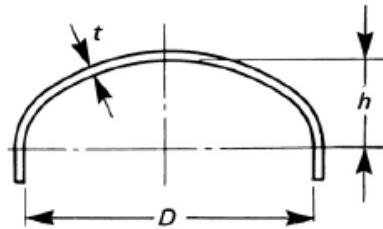
K = Factor geométrico que depende de la relación de diámetros del *cap*.

S = Máximo esfuerzo permisible²².

E = Eficiencia de la junta.

h = Radio menor de la semielipse (ver Figura 13).

Figura 13. Dimensiones de un cap semielipsoidal.



Fuente ASME Sec. VIII Div. 1. *Mandatory Appendix 1. Supplementary design formulas.* p. 353.

Utilizando una relación de diámetros de 2:1, lo que implica que h es la mitad del radio mayor de la semielipse ($D/2$), se tiene:

$$h = \frac{1}{2} * \frac{D}{2} \quad (9)$$

$$h = \frac{D}{4} = \frac{2,375}{4} \quad (10)$$

$$h = 0,594 \text{ [in]}$$

²² AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERS. 2010 ASME Boiler & Pressure Vessel Code. Section II, Part D Properties (customary) Materials. New York: ASME, 2011. 20 p.

Entonces:

$$K = \frac{1}{6} * \left[2 + \left(\frac{2,375}{2 * 0,594} \right)^2 \right]$$
$$K = 1$$

Reemplazando valores:

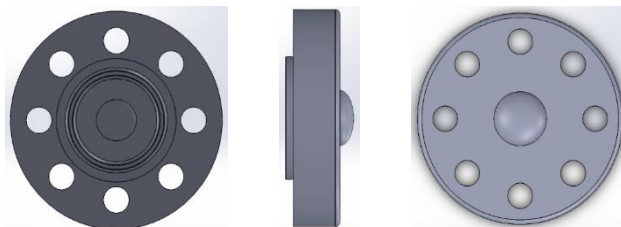
$$t_{\min} = \frac{4543 * 2,375 * 1}{2 * 20000 * 1 - 0,2 * 4543}$$
$$t_{\min} = 0,276 \quad [in]$$

Se observa que el espesor obtenido no es estándar, por lo que se aproxima al siguiente espesor comercial de lámina, el cual es de $\frac{5}{16}$ ”, que equivalen a:

$$t_{\min} = 0,3125 \quad [in]$$

El anillo de sujeción ya tiene sus dimensiones definidas por el *class* 2500 seleccionado anteriormente.

Figura 14.CAD de la brida ciega semielipsoidal.



5.2.2.3 Selección de la brida ciega semiesférica. Para el cálculo de este tipo de brida es posible utilizar las mismas ecuaciones que para la brida ciega semielipsoidal, teniendo en cuenta que en este caso la relación de diámetros (mayor y menor de la elipse) será de 1:1, lo que modifica la constante **K** de la siguiente manera:

$$h = \frac{D}{2} = \frac{2,375}{2} \quad (11)$$

$$h = 1,188 \text{ [in]}$$

Con este nuevo valor de h se calcula la nueva constante, así:

$$K = \frac{1}{6} * \left[2 + \left(\frac{2,375}{2 * 1,188} \right)^2 \right]$$

$$K = 0,5$$

Por lo tanto, el valor del espesor mínimo requerido es:

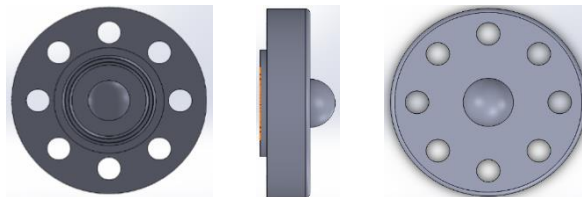
$$t_{\min} = \frac{4543 * 2,375 * 0,5}{2 * 20000 * 1 - 0,2 * 4543}$$

$$t_{\min} = 0,138 \text{ [in]}$$

Es necesario llevar este espesor al inmediatamente mayor disponible en el mercado, que es de $\frac{3}{16}$ ":

$$t_{\min} = 0,1875 \text{ [in]}$$

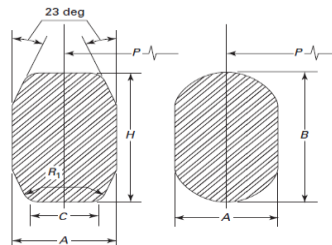
Figura 15. CAD de la brida ciega semiesférica.



5.2.3 Selección de empaques. Partiendo de las dimensiones de la brida seleccionada (*Pitch diameter* específicamente), se busca el empaque que corresponda en la tabla 3 de la ASME B16.20, de donde se obtiene un empaque de referencia R-26, como se ve en la tabla 9.

En cuanto al material del empaque, teniendo en cuenta la metalurgia de la brida y de los espárragos, el material más recomendado es el *Soft iron*²³ (cuya resistencia última a la tracción es de 88,473 [Ksi]), por lo que la referencia completa del empaque seleccionado es R-26D.

Tabla 9. Dimensiones del empaque seleccionado.



Ring Number	Average Pitch Diameter of Ring, P	Width of Ring, A	Height of Ring		Width of Flat on Octagonal Ring, C	Radius in Octagonal Ring, R ₁
			Oval, B	Octagonal, H		
R-11	34.14	6.35	11.2	9.7	4.32	1.5
R-12	39.70	7.95	14.2	12.7	5.23	1.5
R-13	42.88	7.95	14.2	12.7	5.23	1.5
R-14	44.45	7.95	14.2	12.7	5.23	1.5
R-15	47.63	7.95	14.2	12.7	5.23	1.5
R-16	50.80	7.95	14.2	12.7	5.23	1.5
R-17	57.15	7.95	14.2	12.7	5.23	1.5
R-18	60.33	7.95	14.2	12.7	5.23	1.5
R-19	65.10	7.95	14.2	12.7	5.23	1.5
R-20	68.28	7.95	14.2	12.7	5.23	1.5
R-21	72.24	11.13	17.5	16.0	7.75	1.5
R-22	82.55	7.95	14.2	12.7	5.23	1.5
R-23	82.55	11.13	17.5	16.0	7.75	1.5
R-24	95.25	11.13	17.5	16.0	7.75	1.5
R-25	101.60	7.95	14.2	12.7	5.23	1.5
R-26	101.60	11.13	17.5	16.0	7.75	1.5
R-27	107.95	11.13	17.5	16.0	7.75	1.5
R-28	111.13	12.70	19.1	17.5	8.66	1.5
R-29	114.30	7.95	14.2	12.7	5.23	1.5
R-30	117.48	11.13	17.5	16.0	7.75	1.5

Nota: Todas las dimensiones en mm.

Fuente ASME B16.20. *Metallic gaskets for pipe flanges.* p. 8.

²³ AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERS. *Metallic Gaskets for Pipe Flanges.* Op. cit., p. 1.

Figura 16. CAD del empaque seleccionado.



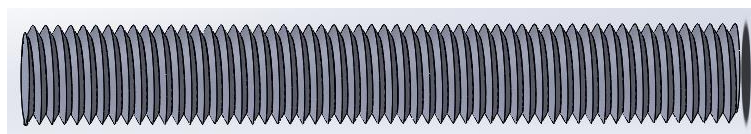
5.3 SELECCIÓN DE ESPÁRRAGOS

Acorde con el numeral 4.4 de este trabajo, el material de los espárragos ya está definido y es el ASTM A193 Grado B7, por lo que solo resta determinar la cantidad de espárragos, el diámetro y la longitud de los mismos. Observando la tabla 21 de la ASME B16.5 2013 (ver anexo C), se tiene que para bridas de NPS 2" se requiere una cantidad de ocho (8) espárragos, cada uno de diámetro 1" y de 180 [mm] de largo.

Tabla 10. Propiedades mecánicas del ASTM A-193 Grado B7.

PROPIEDAD	VALOR	UNIDADES
Módulo elástico	30022,81	Ksi
Coeficiente de Poisson	0,3	- -
Módulo cortante	11547,18	Ksi
Esfuerzo de fluencia	105	Ksi
Esfuerzo último	125	Ksi

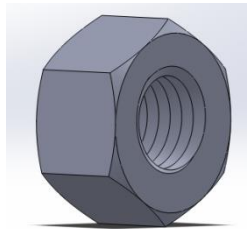
Figura 17. CAD del espárrago seleccionado.



5.4 SELECCIÓN DE TUERCAS

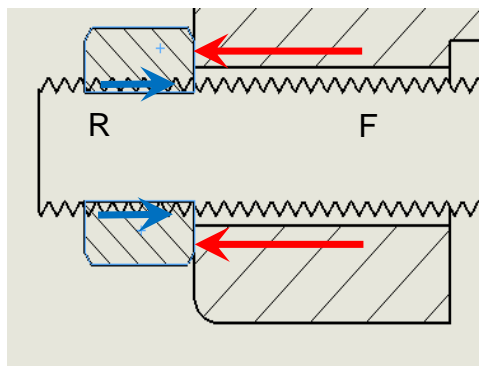
Según la norma ASME PCC-1, (*Guidelines for Pressure Boundary Bolted Flange Joint Assembly*) se determina que el material de las tuercas es el ASTM A-194 Grado 2H, cuya resistencia última es de 161 [Ksi]. Este material es el recomendado por la norma para la utilización junto con el material previamente seleccionado de los espárragos. Además, es un material asequible.

Figura 18. CAD de la tuerca seleccionada.



5.4.1 Prueba de carga. Buscando garantizar la integridad estructural del sistema para el banco de laboratorio, se hace necesario comprobar que las tuercas en conjunto podrán soportar la carga total generada por la presión máxima interna de testeo, lo cual se calcula de la siguiente manera:

Figura 19. Diagrama de cargas sobre la tuerca.



Del diagrama de cargas:

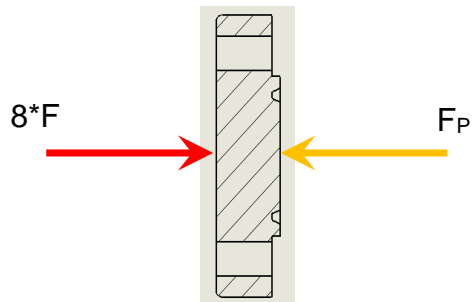
$$F = R \quad (12)$$

Donde:

F = Fuerza que la brida ejerce sobre una tuerca.

R = Reacción de la rosca del espárrago sobre la rosca de la tuerca.

Figura 20. Diagrama de cargas sobre la brida ciega.



De este segundo diagrama de cargas:

$$F = \frac{F_p}{8} \quad (13)$$

Donde:

F_p = Fuerza sobre la brida ciega ejercida por la presión interna del sistema.

De las ecuaciones anteriores se obtiene:

$$R = \frac{F_p}{8} \quad (14)$$

Ahora, se cumple que:

$$F_p = P * A \quad (15)$$

$$A = (D_{ext} - 2 * t)^2 * \frac{\pi}{4} \quad (16)$$

Donde:

A = Área de sección transversal interna (restando el espesor) de la tubería.

D_{ext} = Diámetro externo de la tubería.

t = Espesor de la tubería.

Reemplazando los datos conocidos:

$$A = (2,375 - 2 * 0,083)^2 * \frac{\pi}{4}$$

$$A = 3,83 \quad [in^2]$$

Y:

$$F_p = 4543 * 3,83$$

$$F_p = 17411,01 \quad [lbf]$$

Finalmente:

$$R = \frac{17411,01}{8}$$

$$R = 2176,37 \quad [lbf]$$

Ahora bien, comparando con la carga de prueba establecida por la norma ASME *Section II-A1*²⁴ (ver tabla 11), se observa que existe un factor de seguridad dado por la siguiente expresión:

$$N = \frac{P_p}{R} \quad (17)$$

Donde:

P_p = Carga de prueba según la norma.

²⁴ AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERS. 2010 ASME Boiler & Pressure Vessel Code. Section II, Part A Ferrous Material Specifications (Beginning to SA-450). New York: ASME, 2010. 284 p.

$$N = \frac{90900}{2176,37}$$

$$N = 42$$

Tabla 11. Cargas de prueba para tuercas, utilizando mandril roscado.

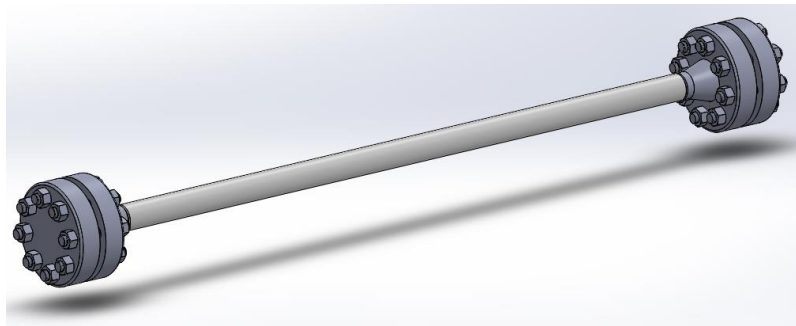
Nominal Size, in.	Threads per Inch	Stress Area, in. ²	Proof Load, lbf [Note (1)]					
			Grade 1		Grades 2, 2HM, 6, 6F, 7M		Grades 2H, 3, 4, 7, 16	
			Heavy Hex [Note (2)]	Hex [Note (3)]	Heavy Hex [Note (4)]	Hex [Note (5)]	Heavy Hex [Note (6)]	Hex [Note (7)]
1/4	20	0.0316	4 130	3 820	4 770	4 300	5 570	4 770
3/16	18	0.0524	6 810	6 290	7 860	7 070	9 170	7 860
3/8	16	0.0774	10 080	9 300	11 620	10 460	13 560	11 620
7/16	14	0.1063	13 820	12 760	15 940	14 350	18 600	15 940
1/2	13	0.1419	18 450	17 030	21 280	19 160	24 830	21 280
9/16	12	0.182	23 660	21 840	27 300	24 570	31 850	27 300
5/8	11	0.226	29 380	27 120	33 900	30 510	39 550	33 900
3/4	10	0.334	43 420	40 080	50 100	45 090	58 450	50 100
7/8	9	0.462	60 060	55 440	69 300	62 370	80 850	69 300
1	8	0.606	78 780	72 720	90 900	81 810	106 000	90 900
1 1/8	8	0.790	102 700	94 800	118 500	106 700	138 200	118 500
1 1/4	8	1.000	130 000	120 000	150 000	135 000	175 000	150 000
1 3/8	8	1.233	160 200	148 000	185 000	166 500	215 800	185 000
1 1/2	8	1.492	194 000	170 040	223 800	201 400	261 100	223 800

Fuente ASME Sección II Part A. *Ferrous Material Specifications*. p. 284.

5.5 ENSAMBLAJE CON BRIDA CIEGA PLANA

Para el primer modelamiento, el sistema a analizar será el mostrado en la imagen.

Figura 21. CAD del sistema a modelar en primera instancia.



5.5.1 Asignación de materiales. La geometría de los modelos, por cuestiones de practicidad, se realiza en SolidWorks y luego se exporta a ANSYS como un ensamblaje. ANSYS identifica por separado cada una de las piezas que componen el sistema, por lo que el paso a seguir es asignar un material a cada grupo de elementos.

ANSYS permite crear materiales personalizados agregando solo las propiedades pertinentes para el análisis, las cuales en este caso son:

- Módulo de Young.
- Coeficiente de Poisson.
- Esfuerzo de fluencia.
- Esfuerzo último.

Adicionalmente, para el cuerpo de la tubería es necesario agregar dos características extras, las cuales son el coeficiente y el exponente de vida a la fatiga, lo que permite al *software* calcular la curva S-N (Esfuerzo vs. Número de ciclos) característica del material (ver figura 22).

En cuanto a las propiedades a la fatiga del material de la tubería, fue necesario calcularlas siguiendo este procedimiento²⁵:

Se tiene que el esfuerzo de fatiga viene dado por la expresión:

$$S_f = a * N^b \quad (18)$$

Donde:

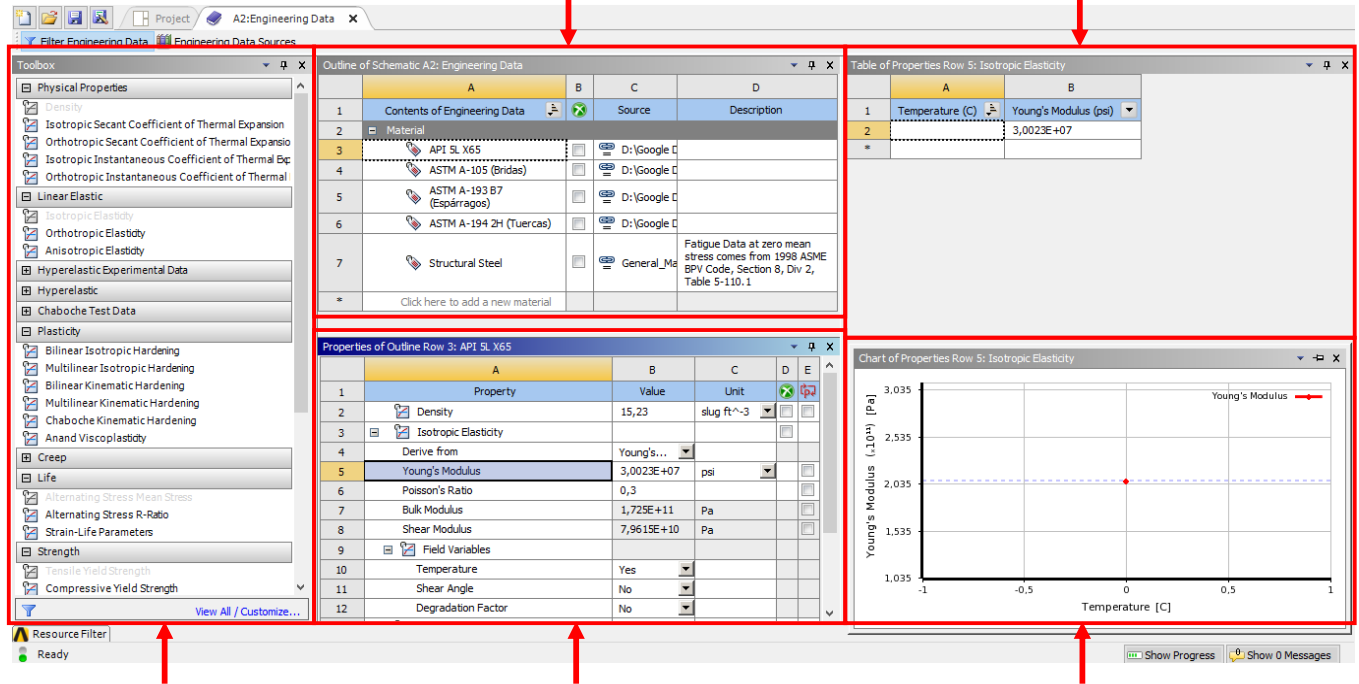
a = Coeficiente de fatiga del material.

²⁵ BUDYNAS, R. y NISBETT, J. Diseño en ingeniería mecánica de Shigley. 8 ed. Mexico: McGraw-Hill, 2008. 277 p.

Figura 22. Interfaz de ANSYS para edición de materiales.

Listado de materiales agregados.

En esta zona es posible agregar datos tabulados sobre la propiedad en edición en función de la variable dependiente.



Zona de selección de las propiedades que se pueden agregar o eliminar a cada

Listado de las propiedades del material en edición. Aquí se digitan las magnitudes de las

Gráfica de la propiedad en edición vs. variable dependiente pertinente.

N = Número de ciclos de carga.

b = Exponente de fatiga del material.

Ahora bien, tanto a como b se calculan de acuerdo a:

$$a = \frac{(f \cdot S_{ut})^2}{S_e} \quad (19)$$

$$b = -\frac{1}{3} * \log \left[\frac{f * S_{ut}}{S_e} \right] \quad (20)$$

Donde:

f = Fracción de resistencia a la fatiga.

S_{ut} = Esfuerzo último del material.

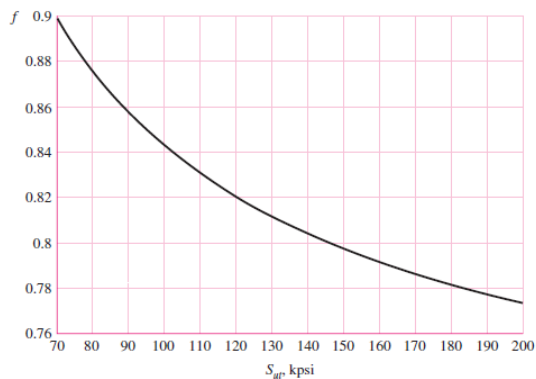
S_e = Resistencia límite a la fatiga (Límite de endurancia).

Entonces, para el material de la tubería API 5L X65, se tiene:

$$S_e = \frac{77}{2} = 38,5 \text{ [Ksi]}$$

El factor f se obtiene de la Figura 23.

Figura 23. Fracción de resistencia a la fatiga vs. Esfuerzo último del material, con $N = 10^3$ y para $S_e = S_e' = 0,5 * S_{ut}$.



Fuente Diseño en ingeniería mecánica de Shigley. p. 277.

De la gráfica anterior, para un $S_{ut} = 77$ [Ksi], se tiene que $f \cong 0,88$, por lo tanto, reemplazando valores:

$$a = \frac{(0,88 * 77)^2}{38,5}$$

$$a = 119,258 \quad [\text{Ksi}]$$

$$b = -\frac{1}{3} * \log \left[\frac{0,88 * 77}{38,5} \right]$$

$$b = -0,082$$

Con estos dos valores es posible construir una tabla de datos que posteriormente es ingresada en ANSYS para la caracterización a la fatiga del material de la tubería (ver Figura 24).

Figura 24. Tabla de datos de Número de ciclos (N) vs. Esfuerzo de fatiga (S_f).

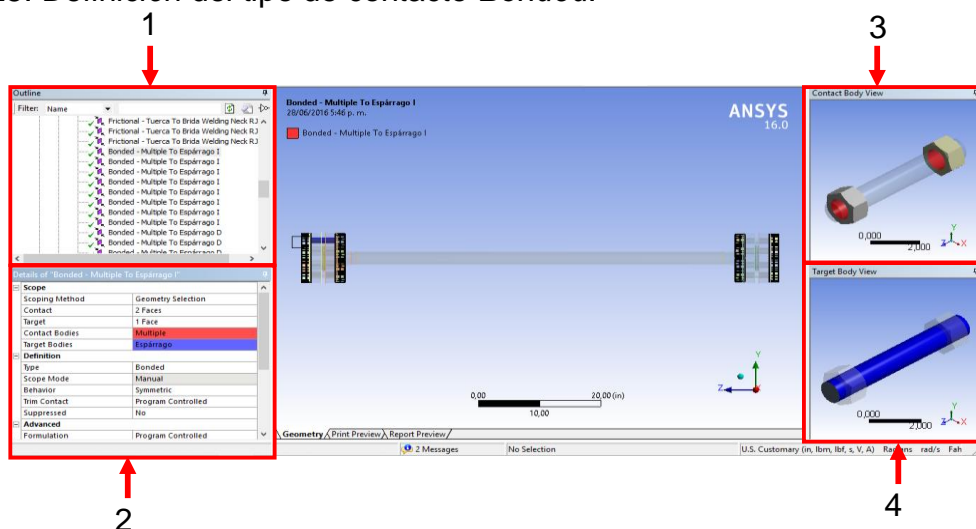
No. de Ciclos	S_f [Ksi]	S_f [psi]
1	119,3	119300
10	98,80989634	98809,89634
100	81,83902443	81839,02443
1000	67,78294652	67782,94652
10000	56,14103872	56141,03872
100000	46,49866065	46498,66065
1000000	38,51238759	38512,38759
10000000	31,89777892	31897,77892
100000000	26,41924751	26419,24751
1000000000	21,88166897	21881,66897
10000000000	18,12343204	18123,43204
1E+11	15,01068266	15010,68266
1E+12	12,43255656	12432,55656

5.5.2 Asignación de relaciones de conexión (contactos). Luego de tener definidas todas las características de los materiales de cada pieza, es necesario relacionarlas mediante relaciones de contacto. Para este caso, las relaciones a utilizar son:

- *Bonded*: Esta relación hace referencia a un contacto rígido entre dos superficies, es decir, bajo ninguna circunstancia (presión, temperatura, fuerza, deformación) habrá un movimiento relativo entre las dos superficies.
- *Frictional*: Como su nombre lo indica, esta es una relación que permite el movimiento relativo entre las dos superficies implicadas, siempre y cuando la carga venza el límite establecido por la fuerza de fricción, la cual se caracteriza ingresando el coeficiente de fricción estática (μ) como dato de entrada.

Para establecer las relaciones de conexión en las piezas, se utiliza el apartado *Connections*, en donde se encuentran todas las relaciones que ANSYS establece por defecto como *Bonded* para cada par de piezas. Aquí se agregan, eliminan o modifican dichas relaciones, estableciendo las características de cada una como se muestra en las siguientes imágenes:

Figura 25. Definición del tipo de contacto *Bonded*.



Los recuadros que se marcan en la imagen corresponden a:

1: Listado de contactos existentes. Se puede notar que en el nombre de cada contacto, se mencionan las piezas implicadas.

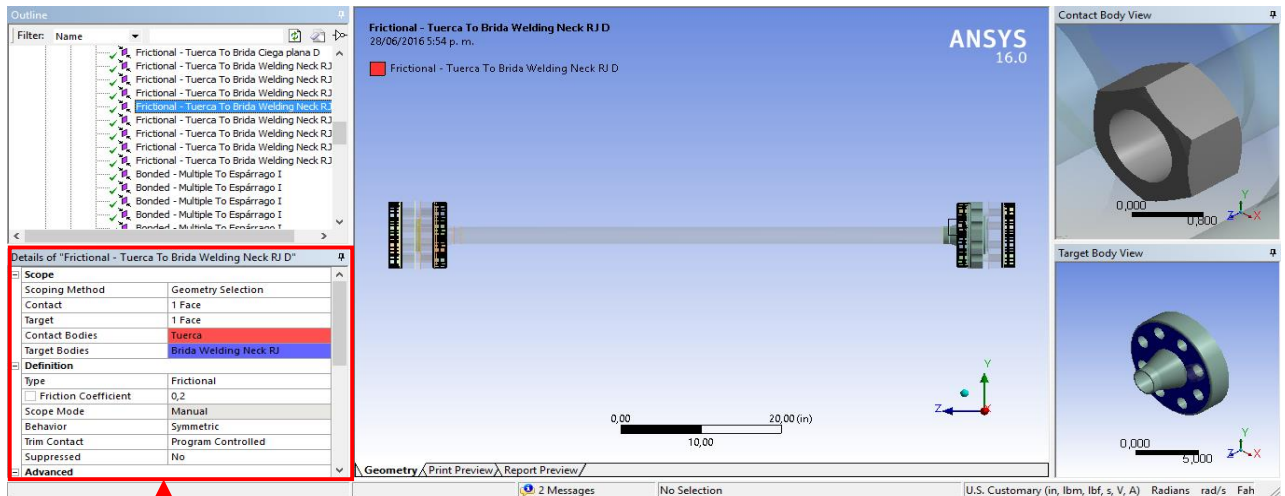
2: Zona de edición de los contactos. Para la especificación de este tipo de contacto (*Bonded*), se definieron tanto las superficies de contacto que están en la tuerca (señaladas en rojo) como la superficie objetivo que está en el espárrago (señalada en azul); estos dos conceptos se refieren a que en los contactos modelados por ANSYS, una de las piezas es la que entra en contacto con la otra, es decir, si llegase a ocurrir un desplazamiento relativo entre las dos, ya sea tangencial o perpendicularmente, la pieza de contacto será la que presente movimiento y la pieza objetivo será el punto de referencia.

Otra característica que se define en este tipo de contacto es el *behavior*, que en este caso corresponde a *Symmetric* ya que ni los elementos ni los nodos de la superficie de contacto penetran a la superficie objetivo ni viceversa, teniendo como resultado que el comportamiento del sistema (el contacto) tenga en cuenta dos cuerpos deformables distintos, los cuales interactúan a través de matrices idénticas de deformación en los nodos de contacto.

3: Representación gráfica de la superficie de contacto.

4: Representación gráfica de la superficie objetivo.

Figura 26. Definición del tipo de contacto *Frictional*.



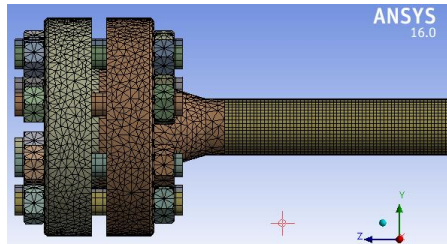
1

1: De igual manera que con el tipo de contacto anterior, en el *Frictional* se establecen las superficies tanto de “contacto” como “objetivo” y se especifica un comportamiento simétrico. La diferencia radica en que se digita el coeficiente de fricción entre los dos materiales implicados, que en este caso tiene un valor de 0,2²⁶.

5.5.3 Asignación del mallado. Se estableció una malla uniforme en todo el conjunto bridado debido a los recursos computacionales con que se cuenta para generar la solución, aun así, es muy importante la obtención de resultados exactos, por lo que a la malla que ANSYS genera por defecto se le disminuyó el tamaño de sus elementos a **8 [mm]** puesto que se observó que este tamaño de elemento era el que más equilibraba los dos aspectos anteriormente mencionados.

²⁶ BEER, F.; JOHNSTON, E. y EISENBERG, E. Mecánica vectorial para ingenieros. Estática. 8 ed. Mexico: McGraw-Hill, 2007. 416 p.

Figura 27. Mallado del sistema.



En cuanto al elemento utilizado, es conveniente permitir que el *software* asigne automáticamente el tipo y la organización de los elementos, ya que lo hará de manera inteligente procurando que no se generen errores de mallado.

5.5.4 Establecimiento de la pretensión en los espárragos. Un factor importante en el análisis del sistema bridado es la precarga existente en los espárragos debida al apriete, ya que esta afectará de cierta manera al cuerpo de la tubería y puesto que se desea conocer qué tanta afectación habrá, deberá ser tenida en cuenta. Para lograr lo anterior, se agrega una herramienta dentro del módulo *Static structural*, llamada *Bolt Pretension*. Luego de seleccionar los 16 espárragos existentes del conjunto, se define la pretensión por medio de la opción *Adjustment*, activando el cuadro *Preadjustment* en donde se digita la deformación lineal (en metros) de los espárragos. Dicha deformación lineal se calcula de la siguiente manera:

Se tiene que según la ASME PCC1, la elongación (ΔL) en el espárrago debida al apriete de la junta bridada es:

$$\Delta L = \frac{S_b * L_{ef}}{E} * \frac{A_r}{A_{ts}} \quad (21)$$

Donde:

S_b = Esfuerzo de apriete en los espárragos. Este valor es dado por la norma y es de 50 [Ksi].

L_{ef} = Longitud efectiva del espárrago (ver figuras 28 y 29).

E = Módulo de Young para metales.

A_r = Área de raíz de la rosca del espárrago²⁷.

A_{ts} = Área efectiva de tensión en el espárrago²⁸.

La longitud efectiva es un promedio de la longitud existente entre las caras externas de las tuercas con la longitud entre las caras internas de las tuercas:

Figura 28. Longitud entre caras externas de las tuercas.

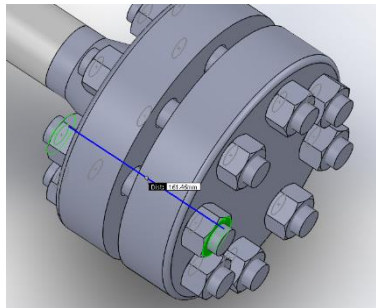
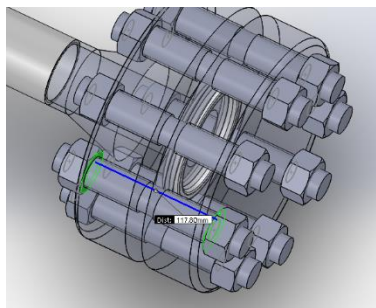


Figura 29. Longitud entre caras internas de las tuercas.



²⁷ AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERS. Guidelines for Pressure Boundary Bolted Flange Joint Assembly. ASME PCC-1-2010. New York: ASME, 2010. p. 45.

²⁸ Ibid., p. 45.

De las figuras:

$$L_{ef} = \frac{161,46 + 117,8}{2}$$
$$L_{ef} = 139,63 \text{ [mm]}$$

Por lo tanto:

$$\Delta L = \frac{50 * 139,63}{30020} * \frac{0,5509}{0,6057}$$
$$\Delta L = 0,212 \text{ [mm]}$$

Para aplicar la pretensión se hizo necesario generar un sistema de coordenadas propio para cada uno de los 16 espárragos del conjunto, dicho sistema se ubicó en el centro de cada pieza, con su eje "Z" en la misma dirección del eje del espárrago (ver figura 30). Adicionalmente se agregaron 16 pretensiones con el mismo valor de deformación (una para cada espárrago). Todo esto se hizo ya que el software requiere establecer un plano de aplicación de la carga en cada elemento a pretensionar.

Figura 30. Sistemas de coordenadas agregados en el centro de cada espárrago.

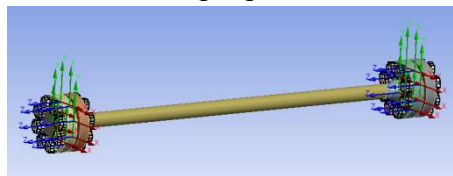
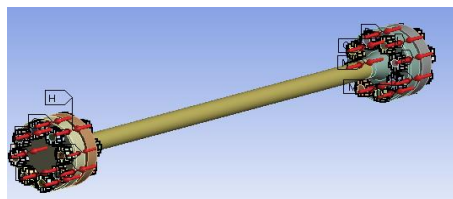


Figura 31. Aplicación del *Bolt Pretension*.



5.5.5 Definición de la Presión interna. Según los objetivos de este trabajo de grado, se busca construir la curva de Carga aplicada (P) vs. Número de ciclos (N) para el conjunto bridas/tubería, por lo cual se debe aplicar una presión fluctuante al interior del sistema hasta que se presente la falla en el cuerpo de la tubería, que sucederá a un número determinado de ciclos. Posteriormente el valor máximo o superior de esta presión será modificado, lo que hará que en esta nueva ocasión la falla se produzca en otro número de ciclos diferente, originando otro punto en la gráfica de P vs. N. Repitiendo este procedimiento se hallarán múltiples puntos que permitirán la construcción de la gráfica del sistema.

Ahora bien, ANSYS cuenta con una herramienta dentro del análisis a fatiga (*Fatigue tool*), llamada *Fatigue Sensitivity* y cuya función es precisamente la que se acaba de describir, variar los límites de la carga alternativa dentro de un rango especificado por el usuario y evaluar múltiples puntos, además de que grafica los resultados obtenidos en cada ocasión, arrojando la gráfica de P vs. N para el sistema en cuestión.

Se hace necesario entonces calcular los límites de variación de la presión superior interna del modelo, que será la responsable de los cambios del esfuerzo alternativo; uno de los límites está relacionado con la presión máxima ($P_{m\acute{a}x}$) calculada en el numeral 5.1.3, la cual tiene un valor de 4543 [psi]. Esta relación será del 90 %, es decir, la presión de la que se partirá para el análisis a la fatiga es del 90 % de la presión máxima (generadora de esfuerzos de fluencia). El otro límite se calcula a partir del límite de endurancia del material de la tubería, así:

Se cumple que:

$$S'_e = \frac{P_e * D}{2 * t} \tag{22}$$

$$P_e = \frac{2 * 0,083 * 38500}{2,375}$$

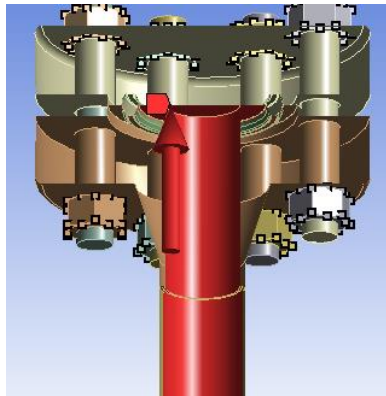
$$P_e = 2691 \text{ [psi]}$$

Por lo tanto, se tiene que la presión superior interna del sistema variará entre 2691 [psi] y 4088 [psi]. ANSYS solicita una variación porcentual de la carga respecto a un valor base, entonces se tomará 4088 [psi] como referencia y la variación porcentual será:

$$\% \text{ Variación} = \frac{2691}{4088}$$
$$\% \text{ Variación} = 0,658 \approx 66 \%$$

Esta presión se aplicará en todas las caras internas del sistema que entren en contacto con el fluido. A continuación se muestra en la figura la selección de dichas superficies (en rojo):

Figura 32. Aplicación de la presión en las superficies al interior del sistema.



Cabe aclarar que los resultados que serán foco de análisis son los relacionados con la vida infinita del sistema (1×10^6 ciclos de carga).

5.5.6 Configuración del análisis a la fatiga. Puesto que en el modelo existen dos tipos de carga, la pretensión en los espárragos (que se aplica al inicio y permanece constante) y la presión interna del sistema (que fluctúa con el pasar del tiempo) se hace necesaria una programación especial, siguiendo lo recomendado por el tutorial de análisis de fatiga de ANSYS, así:

- En primera instancia, se deben crear dos estudios de ANSYS, el primero se encargará de aplicar la pretensión y mantenerla constante, y el segundo aplicará la presión interna fluctuante. Es posible notar (ver figura 33), que ambos estudios están conectados en lo referente a materiales y geometría del modelo, esto para ahorrar tiempo en la construcción del nuevo estudio.
- La presencia de los dos estudios se ve en el árbol de entidades como lo muestra la Figura 34. Nótese que externo a ambos estudios fue necesario agregar un módulo de postprocesamiento llamado *Solution Combination*, que se encargará de relacionar los resultados obtenidos en ambos estudios para calcular los resultados referentes al análisis a la fatiga (el cual se ve agregado dentro del *Solution Combination*).
- Finalmente, en el *Fatigue Tool* agregado, se realiza la configuración que se observa en la Figura 35, la cual comprende la asignación de un tipo de carga No proporcional (debido a la presencia de cargas estáticas y dinámicas, esto acorde al tutorial de ANSYS) y la teoría de esfuerzo equivalente de Goodman.

Figura 33. Creación de estudios en ANSYS.

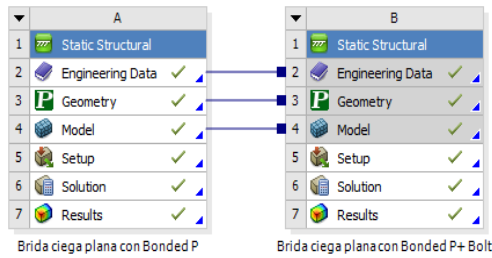


Figura 34. Árbol de entidades para el estudio a la fatiga.

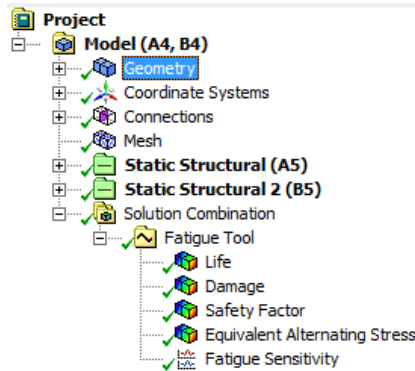
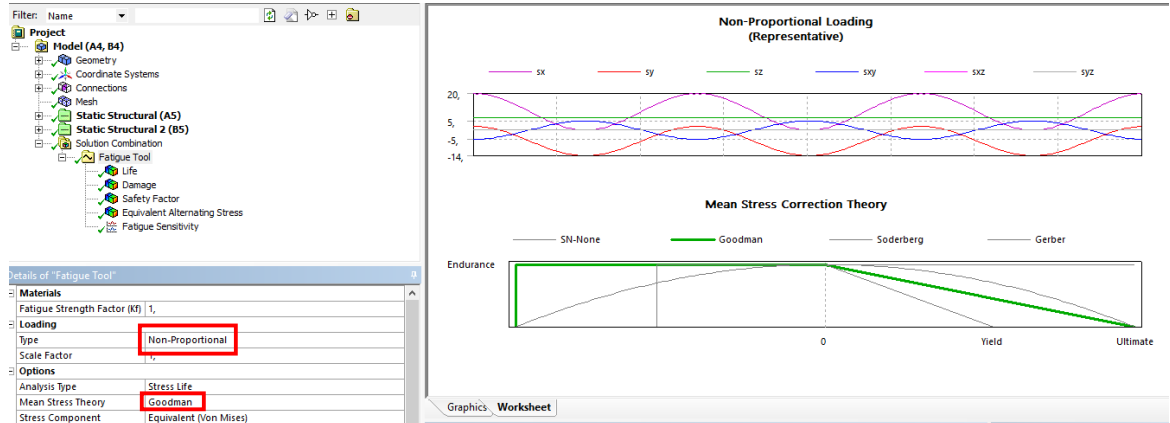


Figura 35. Configuración del Fatigue Tool.



5.6 ENSAMBLAJE CON BRIDAS CIEGAS SEMIELIPSOIDAL Y SEMIESFÉRICA

Para el modelamiento de estos dos sistemas, se siguen los mismos pasos ejecutados en el numeral 5.5, con la diferencia de que se reemplaza la geometría de las bridas ciegas.

Figura 36. CAD del sistema con bridas ciegas semielipsoidales.

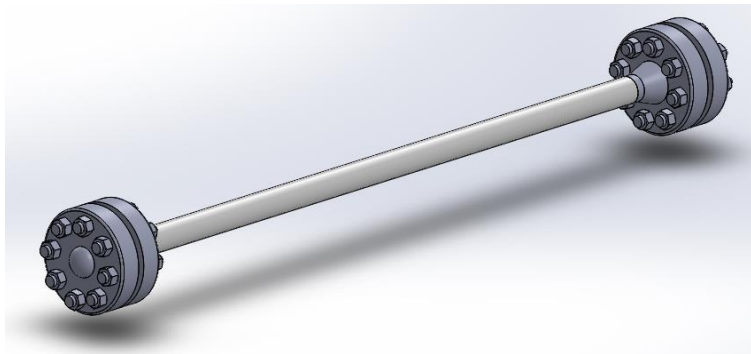
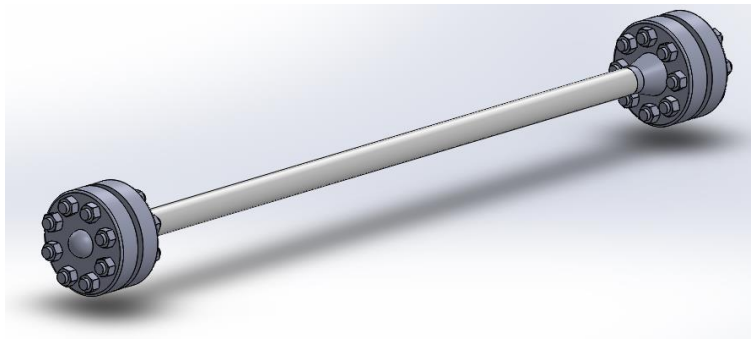


Figura 37. CAD del sistema con bridas ciegas semiesféricas.



6. RESULTADOS

Se presentarán los resultados máximos y mínimos obtenidos (independientes del tiempo, es decir, los máximos y mínimos a observar están ubicados en diferentes puntos a lo largo de la probeta) bajo dos enfoques de cálculo: Análisis estático y análisis a la fatiga, ambos para la carga máxima del sistema (4543 [psi]). Posteriormente se presentará la gráfica de P vs N para cada modelo.

6.1 RESULTADOS DEL CONJUNTO CON BRIDAS CIEGAS PLANAS

6.1.1 Estudio estático

Tabla 12. Resultados del estudio estático del conjunto con Bridas ciegas planas.

Medición	Esfuerzo Circunferencial ($\sigma_{\text{máx}}$)	Esfuerzo Longitudinal (σ_{med})	Esfuerzo Equivalente (Von-Mises)
Resultados máximos [psi]	61449	34811	55052
Resultados mínimos [psi]	42403	28382	38792

6.1.2 Estudio a fatiga

Tabla 13. Resultados del estudio a la fatiga del conjunto con Bridas ciegas planas.

Medición	Esfuerzo Alternante equivalente ($\sigma_{a,eq}$)	Vida
Resultados máximos [psi] – N° de ciclos	48937	7,82x10 ¹⁰
Resultados mínimos [psi] – N° de ciclos	15315	53555

6.1.3 Gráfica de P vs N

Figura 38. Diagrama de Wöhler modificado del conjunto con Bridas ciegas planas.

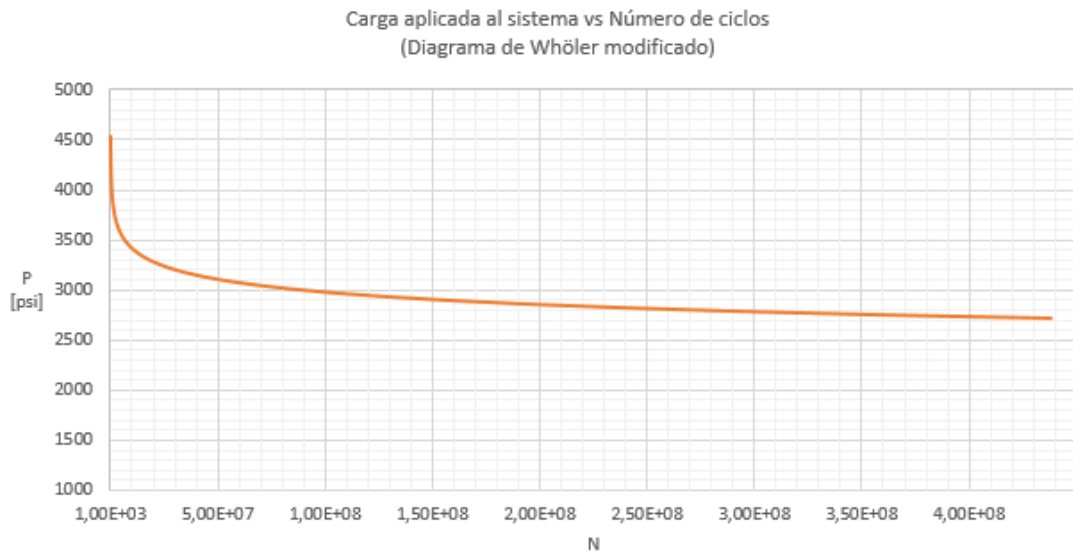
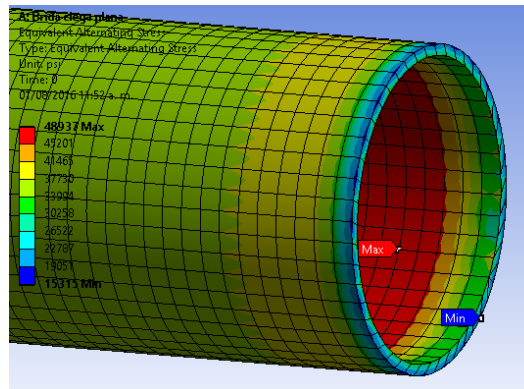


Figura 39. Punto de iniciación de la grieta, según ANSYS.



6.2 RESULTADOS DEL CONJUNTO CON BRIDAS CIEGAS SEMIELIPSOIDALES

6.2.1 Estudio estático

Tabla 14. Resultados del estudio estático del conjunto con Bridas ciegas semielipsoidales.

Medición	Esfuerzo Circunferencial ($\sigma_{\text{máx}}$)	Esfuerzo Longitudinal (σ_{med})	Esfuerzo Equivalente (Von-Mises)
Resultados máximos [psi]	61405	28648	55146
Resultados mínimos [psi]	43176	23390	38913

6.2.2 Estudio a fatiga

Tabla 15. Resultados del estudio a la fatiga del conjunto con Bridas ciegas semielipsoidales.

Medición	Esfuerzo Alternante equivalente ($\sigma_{a,eq}$)	Vida mínima (N_{min})
Resultados máximos [psi] – N° de ciclos	49022	$3,62 \times 10^{10}$
Resultados mínimos [psi] – N° de ciclos	16314	52432

6.2.3 Gráfica de P vs N

Figura 40. Diagrama de Wöhler modificado del conjunto con Bridas ciegas semielipsoidales.

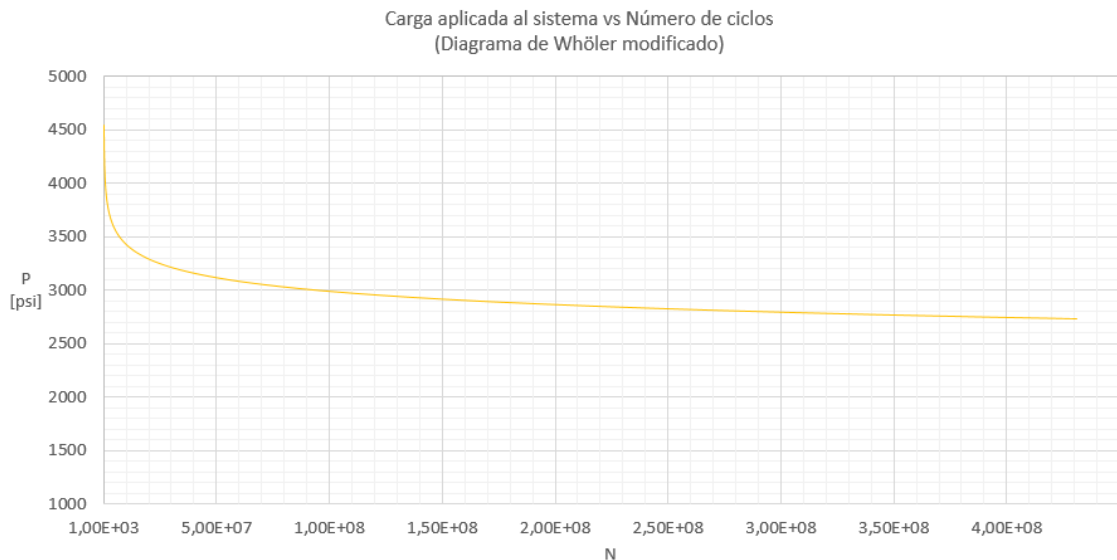
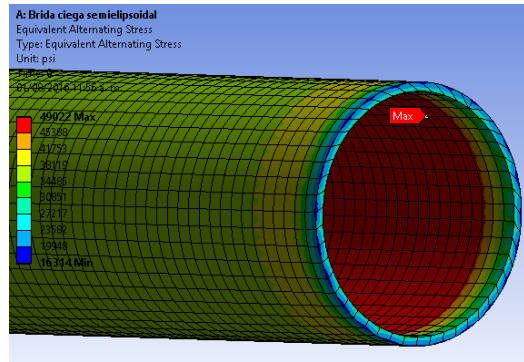


Figura 41. Punto de iniciación de la grieta, según ANSYS.



6.3 RESULTADOS DEL CONJUNTO CON BRIDAS CIEGAS SEMIESFÉRICAS

6.3.1 Estudio estático

Tabla 16. Resultados del estudio estático del conjunto con Bridas ciegas semiesféricas.

Medición	Esfuerzo Circunferencial ($\sigma_{\text{máx}}$)	Esfuerzo Longitudinal (σ_{med})	Esfuerzo Equivalente (Von-Mises)
Resultados máximos [psi]	61403	28610	55143
Resultados mínimos [psi]	43151	23389	38955

6.3.2 Estudio a la fatiga

Tabla 17. Resultados del estudio a la fatiga del conjunto con Bridas ciegas semiesféricas.

Medición	Esfuerzo Alternante equivalente ($\sigma_{a,eq}$)	Vida mínima (N_{min})
Resultados máximos [psi] – N° de ciclos	49036	$3,75 \times 10^{10}$
Resultados mínimos [psi] – N° de ciclos	16264	52244

6.3.3 Gráfica de P vs N

Figura 42. Diagrama de Wöhler modificado del conjunto con Bridas ciegas semiesféricas.

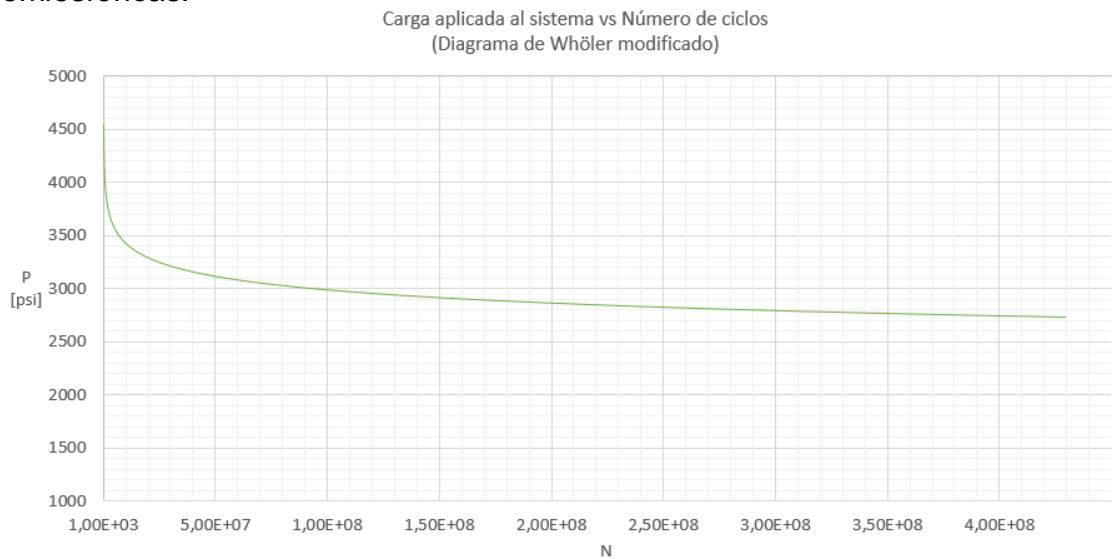
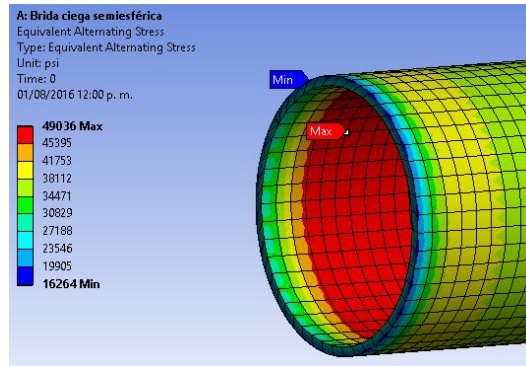


Figura 43. Punto de iniciación de la grieta, según ANSYS.



6.4 RESULTADOS DEL CONJUNTO CON BRIDAS CIEGAS SEMIELIPSOIDALES Y JUNTAS EXPANSIVAS

6.4.1 Estudio estático

Tabla 18. Resultados del estudio estático del conjunto con Bridas ciegas semielipsoidales y juntas expansivas.

Medición	Esfuerzo Circunferencial ($\sigma_{\text{máx}}$)	Esfuerzo Longitudinal (σ_{med})	Esfuerzo Equivalente (Von-Mises)
Resultados máximos [psi]	61826	29922	57163
Resultados mínimos [psi]	19710	8855,6	21542

6.4.2 Estudio a la fatiga

Tabla 19. Resultados del estudio a la fatiga del conjunto con Bridas ciegas semielipsoidales y juntas expansivas.

Medición	Esfuerzo Alternante equivalente ($\sigma_{a,eq}$)	Vida mínima (N_{min})
Resultados máximos [psi] – N° de ciclos	73072	1×10^{12}
Resultados mínimos [psi] – N° de ciclos	5913,7	399,28

6.4.3 Gráfica de P vs N

Figura 44. Diagrama de Wöhler modificado del conjunto con Bridas ciegas semielipsoidales y juntas expansivas.

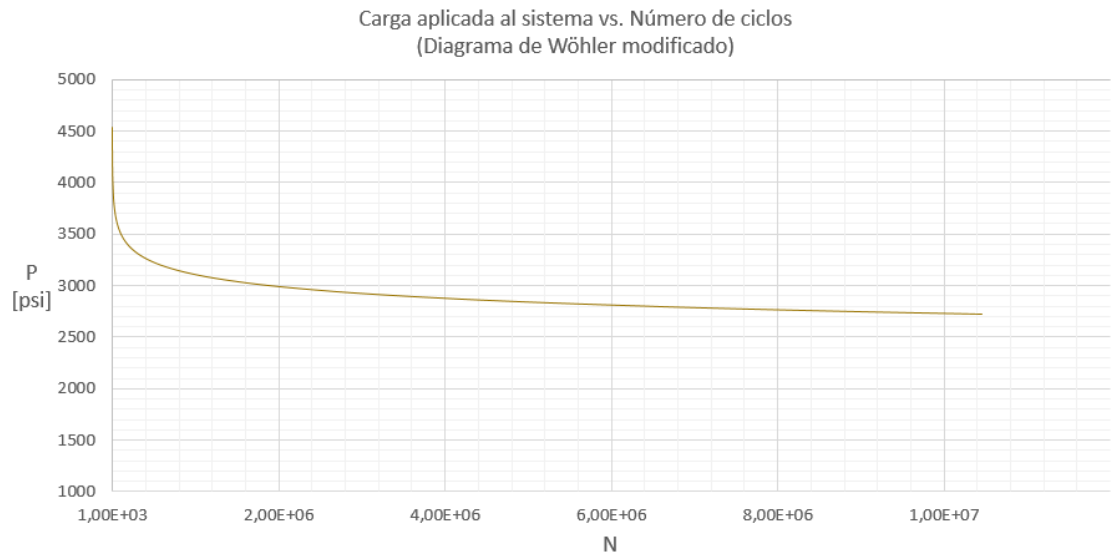
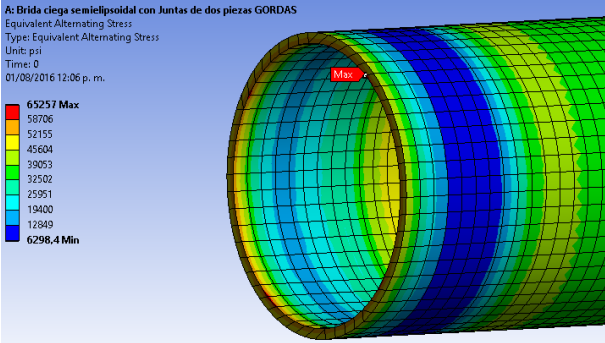


Figura 45. Punto de iniciación de la grieta, según ANSYS.



7. ANÁLISIS DE RESULTADOS

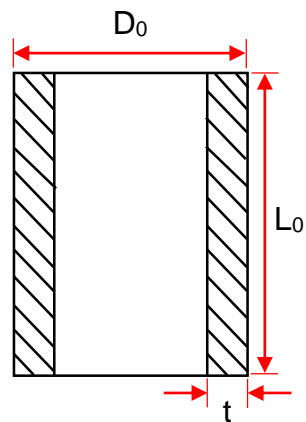
Para corroborar que los resultados obtenidos en ANSYS se ajustan a la realidad, se hace necesaria la validación de los modelos.

El diseño geométrico de los sistemas se ejecutó partiendo de lo recomendado por las normas, por lo que esto mismo servirá de punto de referencia. Aun así no es suficiente, entonces se procede a realizar cálculos analíticos de los estados reales de esfuerzos de cada sistema para la correcta validación de los resultados.

7.1 RESULTADOS DEL ESTUDIO ESTÁTICO DE SISTEMA CON BRIDAS CIEGAS PLANAS

7.1.1 Esfuerzo circunferencial. Para el caso del esfuerzo circunferencial, se cumple que el estado de esfuerzos real en un punto intermedio de la longitud de la probeta se calcula así:

Figura 46. Diagrama de corte en el plano axial del cuerpo de una tubería.



Teniendo en cuenta que en el diagrama anterior la presión actúa en la superficie interna y el esfuerzo en las superficies laterales, se realiza la siguiente formulación:

$$P * (D_0 - 2 * t) * L_0 = \sigma_c * L_0 * 2 * t \quad (23)$$

Despejando:

$$\sigma_c = P * \frac{D_0 - 2 * t}{2 * t} \quad (24)$$

Reemplazando con los datos de la tubería:

$$\sigma_c = 60455 \text{ [psi]}$$

Entonces, los tres datos a comparar son:

$$\sigma_{c,analítico} = \sigma_c = 60455 \text{ [psi]}$$

$$\sigma_{c,diseño} = 65000 \text{ [psi]}$$

$$\sigma_{c,ANSYS} = 60295 \text{ [psi]}$$

Por lo tanto, los errores porcentuales respecto al esfuerzo real ($\sigma_{c,analítico}$) son:

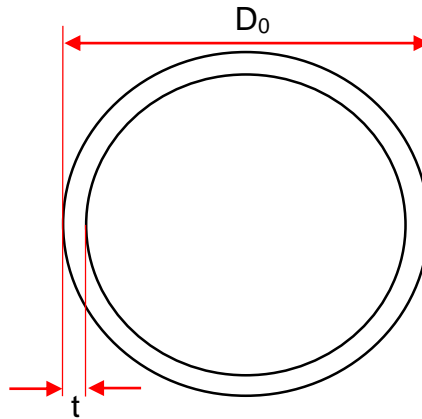
$$\%E_{ANSYS} = 0,26 \%$$

$$\%E_{diseño} = 7,5 \%$$

Lo anterior indica que, según la norma, es permisible un error porcentual mayor que el que se está cometiendo en el modelamiento de este trabajo de grado, de lo que se puede concluir que, para el esfuerzo circunferencial del sistema con bridas ciegas planas, los resultados obtenidos del modelo son confiables.

7.1.2 Esfuerzo longitudinal. Desarrollando un análisis similar al del numeral anterior, se parte de:

Figura 47. Sección transversal de tubería.



Teniendo en cuenta que en el diagrama anterior la presión actúa en la superficie interna y el esfuerzo en las superficies laterales, se realiza la siguiente formulación:

$$P * \frac{\pi * (D_0 - 2 * t)^2}{4} = \sigma_L * \frac{\pi * (D_0^2 - (D_0 - 2 * t)^2)}{4} \quad (25)$$

Despejando:

$$\sigma_L = P * \frac{(D_0 - 2 * t)^2}{D_0^2 - (D_0 - 2 * t)^2} \quad (26)$$

Reemplazando con los datos de la tubería:

$$\sigma_L = 29133 \text{ [psi]}$$

Entonces, los tres datos a comparar son:

$$\begin{aligned}\sigma_{L,analítico} &= \sigma_L = 29133 \text{ [psi]} \\ \sigma_{L,diseño} &= \frac{\sigma_{c,diseño}}{2} = 32500 \text{ [psi]} \\ \sigma_{L,ANSYS} &= 31122 \text{ [psi]}\end{aligned}$$

Por lo tanto, los errores porcentuales respecto al esfuerzo real ($\sigma_{L,analítico}$) son:

$$\begin{aligned}\%E_{ANSYS} &= 6,8 \% \\ \%E_{diseño} &= 11,5 \%\end{aligned}$$

Lo anterior indica que según la norma, es permisible un error porcentual mayor que el que se está cometiendo en el modelamiento de este trabajo de grado, de lo que se puede concluir que para el esfuerzo longitudinal del sistema con bridas ciegas planas, los resultados obtenidos del modelo son confiables.

7.1.3 Esfuerzo equivalente de Von-Mises. A continuación se calcula el esfuerzo equivalente de Von-Mises por medio de la siguiente formulación analítica²⁹:

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_{máx}^2 + \sigma_{med}^2 + \sigma_{min}^2 - \sigma_{máx} * \sigma_{med} - \sigma_{med} * \sigma_{min} - \sigma_{min} * \sigma_{máx}} \quad (27)$$

Es pertinente aclarar que para este cálculo solo se tomó un estado biaxial de esfuerzos ya que el esfuerzo mínimo o radial es muy cercano a cero puesto que la

²⁹ NORTON, Robert. Diseño de Máquinas. 4 ed. Mexico: Pearson, 2011. 294 p.

tubería actúa como un recipiente de pared delgada. Esto inducirá un error que se tendrá en cuenta a la hora de analizar los resultados.

En primera instancia se calcula el esfuerzo equivalente según la norma, así:

De los parámetros de diseño se tiene:

$$\sigma_{m\acute{a}x} = \sigma_{c,dise\tilde{n}o} = 65000 \text{ [psi]} \quad (28)$$

Por el estado de cargas del sistema:

$$\sigma_{med} = \sigma_{axial} = \frac{\sigma_{c,dise\tilde{n}o}}{2} = 32500 \text{ [psi]} \quad (29)$$

Entonces, reemplazando valores se obtiene:

$$\sigma_{eq,dise\tilde{n}o} = 56292 \text{ [psi]}$$

Ahora, utilizando las mismas ecuaciones, pero con los datos pertinentes a esfuerzos reales, se tiene que:

$$\sigma_{eq,anal\acute{i}tico} = 52367 \text{ [psi]}$$

Entonces, los datos a comparar son:

$$\sigma_{eq,anal\acute{i}tico} = 52367 \text{ [psi]}$$

$$\sigma_{eq,dise\tilde{n}o} = 56292 \text{ [psi]}$$

$$\sigma_{eq,ANSYS} = 54126 \text{ [psi]}$$

Finalmente, los errores porcentuales respecto al esfuerzo calculado analíticamente, son:

$$\%E_{ANSYS} = 3,4 \%$$

$$\%E_{diseño} = 7,5 \%$$

Lo anterior indica que según la norma, es permisible un error porcentual mayor que el que se está cometiendo en el modelamiento de este trabajo de grado, de lo que se puede concluir que para el esfuerzo equivalente de Von-Mises del sistema con bridas ciegas planas, los resultados obtenidos del modelo son confiables.

7.1.4 Revisión del estado de esfuerzos. Partiendo de que los resultados obtenidos de ANSYS son confiables, es pertinente comprobar que el estado de esfuerzos en el sistema se asemeja a uno presente en una tubería de transporte de hidrocarburos (con flujo). Según la literatura³⁰, el esfuerzo longitudinal que debe tener una tubería con flujo interno, viene dado por la expresión:

$$\sigma_{L,flujo} = \nu * \sigma_c \quad (30)$$

Donde:

ν = Coeficiente de Poisson del material de la tubería analizada.

σ_c = Esfuerzo circunferencial debido a la presión interna de la tubería analizada.

Para el caso de este proyecto, reemplazando el esfuerzo obtenido y validado de ANSYS:

$$\sigma_{L,flujo} = 0,3 * 60295$$

³⁰ ANDERSON, L. y WATKINS, Structural Mechanics of Buried Pipes. Estados Unidos, 1999.

$$\sigma_{L,flujo} = 18089 \text{ [psi]}$$

Comparando con el esfuerzo longitudinal obtenido por la simulación de ANSYS, se tiene una desviación de:

$$\%E_{flujo} = 72,1 \%$$

Lo que indica que al instalar bridas ciegas planas en los extremos del tramo de tubería, esta se transforma automáticamente en un recipiente a presión, justificando la utilización de otras geometrías de brida ciega.

7.1.5 Revisión de los resultados de fatiga. Realizando un procedimiento similar al del estudio estático, se procede a comprobar que los resultados obtenidos a la fatiga son confiables, así:

Ecuación de Goodman:

$$\frac{\sigma_a}{S_e'} + \frac{\sigma_m}{S_{ult}} = \frac{1}{n} \quad (31)$$

Donde:

n = Factor de seguridad.

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} = \frac{\sigma_{eq}}{2} = \text{Esfuerzo alternativo.}$$

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} = \frac{\sigma_{eq}}{2} = \text{Esfuerzo medio.}$$

Entonces reemplazando en la anterior ecuación con los datos analíticos y de diseño, se tienen factores de seguridad en el cuerpo de la tubería de:

$$n_{analítico} = 0,98$$

$$n_{diseño} = 0,912$$

$$n_{ANSYS} = 1,02$$

Finalmente, los errores porcentuales respecto al factor de seguridad calculado analíticamente, son:

$$\%E_{ANSYS} = 4,08\%$$

$$\%E_{diseño} = 6,94\%$$

Lo anterior indica que según la norma, es permisible un error porcentual mayor que el que se está cometiendo en el modelamiento de este trabajo de grado, de lo que se puede concluir que para el factor de seguridad a la fatiga (con vida infinita de 1×10^6 ciclos) del sistema con bridas ciegas planas, los resultados obtenidos del modelo son confiables.

7.2 RESULTADOS DEL ESTUDIO ESTÁTICO DEL SISTEMA CON BRIDAS CIEGAS SEMIELIPSOIDALES

Debido a que los procedimientos a aplicar en este numeral son idénticos a los del numeral anterior, se mostrarán únicamente los valores de esfuerzo obtenidos en cada caso, junto con los respectivos errores porcentuales.

7.2.1 Esfuerzo circunferencial. Los valores a comparar son:

$$\sigma_{c,analítico} = \sigma_c = 60455 \text{ [psi]}$$

$$\sigma_{c,diseño} = 65000 \text{ [psi]}$$

$$\sigma_{c,ANSYS} = 60361 \text{ [psi]}$$

Por lo tanto, los errores porcentuales respecto al esfuerzo real ($\sigma_{c,analítico}$) son:

$$\%E_{ANSYS} = 0,15 \%$$

$$\%E_{diseño} = 7,5 \%$$

Lo anterior indica que según la norma, es permisible un error porcentual mayor que el que se está cometiendo en el modelamiento de este trabajo de grado, de lo que se puede concluir que para el esfuerzo circunferencial del sistema con bridas ciegas semielipsoidales, los resultados obtenidos del modelo son confiables.

7.2.2 Esfuerzo longitudinal. Los tres datos a comparar son:

$$\sigma_{L,analítico} = 29133 \text{ [psi]}$$

$$\sigma_{L,diseño} = 32500 \text{ [psi]}$$

$$\sigma_{L,ANSYS} = 25688 \text{ [psi]}$$

Por lo tanto, los errores porcentuales respecto al esfuerzo real ($\sigma_{L,analítico}$) son:

$$\%E_{ANSYS} = 11,8 \%$$

$$\%E_{diseño} = 11,5 \%$$

Lo anterior indica que, a pesar de que el error de los resultados obtenidos de ANSYS aumentó, incluso hasta llegar a ser superior a la desviación que la norma tiene respecto al cálculo analítico, es deseable que esto ocurra, ya que se busca precisamente disminuir el esfuerzo longitudinal hasta llevarlo al que se presentaría en una tubería en servicio, esto se comprobará más adelante en la revisión del estado de esfuerzos.

7.2.3 Esfuerzo equivalente de Von-Mises. Los datos a comparar son:

$$\sigma_{eq,analítico} = 52367 \text{ [psi]}$$

$$\sigma_{eq,diseño} = 56292 \text{ [psi]}$$

$$\sigma_{eq,ANSYS} = 54199 \text{ [psi]}$$

Finalmente, los errores porcentuales respecto al esfuerzo calculado analíticamente, son:

$$\%E_{ANSYS} = 3,4 \%$$

$$\%E_{diseño} = 7,5 \%$$

Lo anterior indica que según la norma, es permisible un error porcentual mayor que el que se está cometiendo en el modelamiento de este trabajo de grado, de lo que se puede concluir que para el esfuerzo equivalente de Von-Mises del sistema con bridas ciegas semielipsoidales, los resultados obtenidos del modelo son confiables.

7.2.4 Revisión del estado de esfuerzos. El esfuerzo longitudinal para este caso debe tener un valor de:

$$\sigma_{L,flujo} = 18108 \text{ [psi]}$$

Por lo que, al comparar con el esfuerzo longitudinal obtenido de ANSYS, se tiene un error de:

$$\%E_{flujo} = 41,9 \%$$

Lo anterior corrobora lo planteado en el análisis del resultado obtenido para el esfuerzo longitudinal, es decir, el sistema se aleja de la referencia de un recipiente a presión, para acercarse a la referencia de un sistema con flujo interno.

7.2.5 Revisión de los resultados de fatiga. Los datos a comparar son:

$$n_{analítico} = 0,98$$

$$n_{diseño} = 0,912$$

$$n_{ANSYS} = 1,01$$

Finalmente, los errores porcentuales respecto al factor de seguridad calculado analíticamente, son:

$$\%E_{ANSYS} = 3,06\%$$

$$\%E_{diseño} = 6,94\%$$

Lo anterior indica que según la norma, es permisible un error porcentual mayor que el que se está cometiendo en el modelamiento de este trabajo de grado, de lo que se puede concluir que para el factor de seguridad a la fatiga (con vida infinita de 1×10^6 ciclos) del sistema con bridas ciegas semielipsoidales, los resultados obtenidos del modelo son confiables.

7.3 RESULTADOS DEL ESTUDIO ESTÁTICO DE SISTEMA CON BRIDAS CIEGAS SEMIESFÉRICAS

7.3.1 Esfuerzo circunferencial. Los valores a comparar son:

$$\sigma_{c,analítico} = \sigma_c = 60455 \text{ [psi]}$$

$$\sigma_{c,diseño} = 65000 \text{ [psi]}$$

$$\sigma_{c,ANSYS} = 60361 \text{ [psi]}$$

Por lo tanto, los errores porcentuales respecto al esfuerzo real ($\sigma_{c,analítico}$) son:

$$\%E_{ANSYS} = 0,15 \%$$

$$\%E_{diseño} = 7,5 \%$$

Lo anterior indica que, según la norma, es permisible un error porcentual mayor que el que se está cometiendo en el modelamiento de este trabajo de grado, de lo que se puede concluir que, para el esfuerzo circunferencial del sistema con bridas ciegas semiesféricas, los resultados obtenidos del modelo son confiables.

7.3.2 Esfuerzo longitudinal. Los tres datos a comparar son:

$$\sigma_{L,analítico} = 29133 \text{ [psi]}$$

$$\sigma_{L,diseño} = 32500 \text{ [psi]}$$

$$\sigma_{L,ANSYS} = 25688 \text{ [psi]}$$

Por lo tanto, los errores porcentuales respecto al esfuerzo real ($\sigma_{L,analítico}$) son:

$$\%E_{ANSYS} = 11,8 \%$$

$$\%E_{diseño} = 11,5 \%$$

Lo anterior indica que, a pesar de que el error de los resultados obtenidos de ANSYS aumentó, incluso hasta llegar a ser superior a la desviación que la norma

tiene respecto al cálculo analítico, es deseable que esto ocurra, ya que se busca precisamente disminuir el esfuerzo longitudinal hasta llevarlo al que se presentaría en una tubería en servicio, esto se comprobará más adelante en la revisión del estado de esfuerzos.

7.3.3 Esfuerzo equivalente de Von-Mises. Los datos a comparar son:

$$\sigma_{eq,analítico} = 52367 \text{ [psi]}$$

$$\sigma_{eq,diseño} = 56292 \text{ [psi]}$$

$$\sigma_{eq,ANSYS} = 54199 \text{ [psi]}$$

Finalmente, los errores porcentuales respecto al esfuerzo calculado analíticamente, son:

$$\%E_{ANSYS} = 3,4 \%$$

$$\%E_{diseño} = 7,5 \%$$

Lo anterior indica que, según la norma, es permisible un error porcentual mayor que el que se está cometiendo en el modelamiento de este trabajo de grado, de lo que se puede concluir que para el esfuerzo equivalente de Von-Mises del sistema con bridas ciegas semiesféricas, los resultados obtenidos del modelo son confiables.

7.3.4 Revisión del estado de esfuerzos. El esfuerzo longitudinal para este caso debe tener un valor de:

$$\sigma_{L,flujo} = 18108 \text{ [psi]}$$

Por lo que, al comparar con el esfuerzo longitudinal obtenido de ANSYS, se tiene un error de:

$$\%E_{flujo} = 41,9 \%$$

Lo anterior corrobora lo planteado en el análisis del resultado obtenido para el esfuerzo longitudinal, es decir, el sistema se aleja de la referencia de un recipiente a presión, para acercarse a la referencia de un sistema con flujo interno.

7.3.5 Revisión de los resultados de fatiga. Los datos a comparar son:

$$n_{analítico} = 0,98$$

$$n_{diseño} = 0,912$$

$$n_{ANSYS} = 1,01$$

Finalmente, los errores porcentuales respecto al factor de seguridad calculado analíticamente, son:

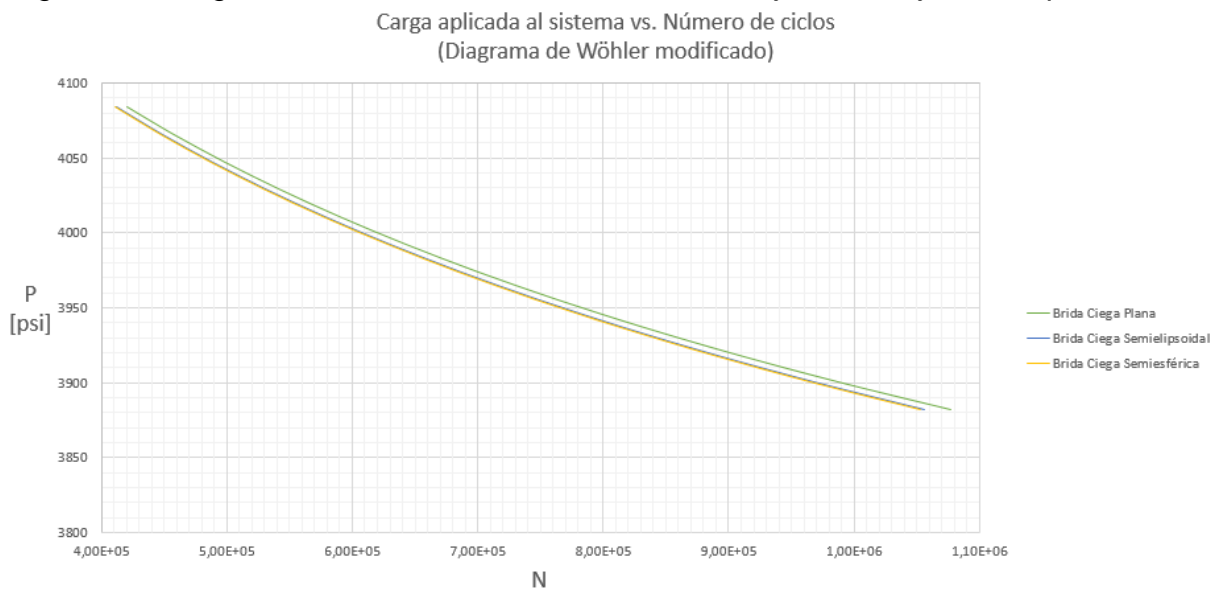
$$\%E_{ANSYS} = 3,06\%$$

$$\%E_{diseño} = 6,94\%$$

Lo anterior indica que, según la norma, es permisible un error porcentual mayor que el que se está cometiendo en el modelamiento de este trabajo de grado, de lo que se puede concluir que para el factor de seguridad a la fatiga (con vida infinita de 1×10^6 ciclos) del sistema con bridas ciegas semiesféricas, los resultados obtenidos del modelo son confiables.

7.4 RESULTADOS DEL ESTUDIO A LA FATIGA DE LOS SISTEMAS SIN JUNTAS EXPANSIVAS

Figura 48. Diagrama de Wöhler modificado de los conjuntos sin juntas expansivas.



De la gráfica es evidente que el comportamiento a la fatiga de los tres sistemas es muy similar³¹, por lo que la geometría de las bridas que tendrá el banco físico no genera cambios significativos, es decir, se puede seleccionar el tipo de brida teniendo en cuenta otros parámetros, no la vida a la fatiga.

En cuanto al comportamiento individual de cada geometría, es válido afirmar que aplicando una presión interna por debajo de 3882 [psi], se garantiza una vida infinita (1×10^6 ciclos de carga), comparando esto con la presión máxima de trabajo (MAWP por sus siglas en inglés) según API 5L, que corresponde a 2184 [psi], se puede inferir que los resultados obtenidos del *software* garantizan un buen

³¹ Ver Anexo D.

comportamiento a la fatiga de la probeta, lo que se resume en afirmar que dichos resultados son confiables.

Ahora bien, teniendo en cuenta las dos consideraciones anteriores se concluye que la fatiga no es un factor crítico para la selección de la geometría de la brida, por lo que esta se seleccionará en función de la proximidad entre el esfuerzo longitudinal que se logre en cada caso evaluado, respecto al esfuerzo que, en teoría, se desarrolla en una tubería con flujo.

Citando una vez más los resultados obtenidos para los esfuerzos longitudinales de cada geometría, así como también el esfuerzo longitudinal teórico de una tubería en servicio, se tiene:

Tabla 20. Listado de resultados para esfuerzo longitudinal.

ESFUERZOS LONGITUDINALES (σ_L) [psi]	
Tubería con flujo	18108
Sistema brida ciega plana	31122
Sistema brida ciega semielipsoidal	25688
Sistema brida ciega semiesférica	25688

Se evidencia que tanto el sistema con brida ciega semielipsoidal como el sistema con brida ciega semiesférica tienen la misma cercanía al estado de esfuerzos de una tubería en servicio, por lo tanto, las bridas ciegas planas quedan descartadas y se procede a seleccionar entre las dos geometrías restantes.

Como ya se ha analizado anteriormente, los comportamientos de las dos geometrías candidatas son muy similares en todos los aspectos, lo que lleva a

tener en cuenta factores menos directos como por ejemplo el método de fabricación.

En la industria se ha comprobado con base en la experiencia que los *caps* toroidales y semielipsoidales son más factibles que los semiesféricos a pesar de que estos últimos requieren un espesor menor para resistir el mismo nivel de presión interna, y esto es precisamente por la manera en que se fabrican las diferentes geometrías. La conformación de una lámina semiesférica es más complicada ya que requiere una máquina más voluminosa y un procedimiento más largo y costoso, así como también el espacio requerido para la instalación del componente es mayor. Estas consideraciones son las que llevan a tomar la decisión de que la geometría más adecuada para continuar con el desarrollo de este trabajo es la brida ciega semielipsoidal.

7.5 RESULTADOS DEL ESTUDIO DEL SISTEMA CON BRIDAS CIEGAS SEMIELIPSOIDALES Y JUNTAS EXPANSIVAS

Aplicando la misma metodología de análisis de resultados de los sistemas anteriores, se procede a comprobar los resultados.

7.5.1 Esfuerzo circunferencial. Los valores a comparar son:

$$\sigma_{c,analítico} = \sigma_c = 60455 \text{ [psi]}$$

$$\sigma_{c,diseño} = 65000 \text{ [psi]}$$

$$\sigma_{c,ANSYS} = 60384 \text{ [psi]}$$

Por lo tanto, los errores porcentuales respecto al esfuerzo real ($\sigma_{c,analítico}$) son:

$$\%E_{ANSYS} = 0,12 \%$$

$$\%E_{diseño} = 7,5 \%$$

Lo anterior indica que según la norma, es permisible un error porcentual mayor que el que se está cometiendo en el modelamiento de este trabajo de grado, de lo que se puede concluir que para el esfuerzo circunferencial del sistema con bridas ciegas semielipsoidales y juntas expansivas, los resultados obtenidos del modelo son confiables.

7.5.2 Esfuerzo longitudinal. Los tres datos a comparar son:

$$\sigma_{L,analítico} = 29133 \text{ [psi]}$$

$$\sigma_{L,diseño} = 32500 \text{ [psi]}$$

$$\sigma_{L,ANSYS} = 25688 \text{ [psi]}$$

Por lo tanto, los errores porcentuales respecto al esfuerzo real ($\sigma_{L,analítico}$) son:

$$\%E_{ANSYS} = 11,8 \%$$

$$\%E_{diseño} = 11,5 \%$$

Lo anterior indica que, a pesar de que el error de los resultados obtenidos de ANSYS aumentó, incluso hasta llegar a ser superior a la desviación que la norma tiene respecto al cálculo analítico, es deseable que esto ocurra, ya que se busca precisamente disminuir el esfuerzo longitudinal hasta llevarlo al que se presentaría en una tubería en servicio, esto se comprobará más adelante en la revisión del estado de esfuerzos.

7.5.3 Esfuerzo equivalente de Von-Mises. Los datos a comparar son:

$$\sigma_{eq,analítico} = 52367 \text{ [psi]}$$

$$\sigma_{eq,diseño} = 56292 \text{ [psi]}$$

$$\sigma_{eq,ANSYS} = 54238 \text{ [psi]}$$

Finalmente, los errores porcentuales respecto al esfuerzo calculado analíticamente, son:

$$\%E_{ANSYS} = 3,6 \%$$

$$\%E_{diseño} = 7,5 \%$$

Lo anterior indica que según la norma, es permisible un error porcentual mayor que el que se está cometiendo en el modelamiento de este trabajo de grado, de lo que se puede concluir que para el esfuerzo equivalente de Von-Mises del sistema con bridas ciegas semielipsoidales y juntas expansivas, los resultados obtenidos del modelo son confiables.

7.5.4 Revisión del estado de esfuerzos. El esfuerzo longitudinal para este caso debe tener un valor de:

$$\sigma_{L,flujo} = 18115 \text{ [psi]}$$

Por lo que, al comparar con el esfuerzo longitudinal obtenido de ANSYS, se tiene un error de:

$$\%E_{flujo} = 41,8 \%$$

Lo anterior corrobora lo planteado en el análisis del resultado obtenido para el esfuerzo longitudinal, es decir, el sistema se aleja de la referencia de un recipiente a presión, para acercarse a la referencia de un sistema con flujo interno.

Comparando la revisión del estado de esfuerzos de este último sistema con el sistema de bridas ciegas semielipsoidales pero sin juntas expansivas, se evidencia que son prácticamente iguales, lo que quiere decir que el hecho de agregar las juntas expansivas diseñadas en este trabajo al sistema no logra hacer que el esfuerzo longitudinal se asemeje en una mayor medida al de una tubería con flujo interno (en ambos casos existen desviaciones del orden del 40 %), por lo tanto no es necesaria la implementación de estas juntas que hacen que el conjunto se haga más costoso y complicado de analizar.

7.5.5 Revisión de los resultados de fatiga. Los datos a comparar son:

$$n_{analítico} = 0,98$$

$$n_{diseño} = 0,912$$

$$n_{ANSYS} = 1,016$$

Finalmente, los errores porcentuales respecto al factor de seguridad calculado analíticamente, son:

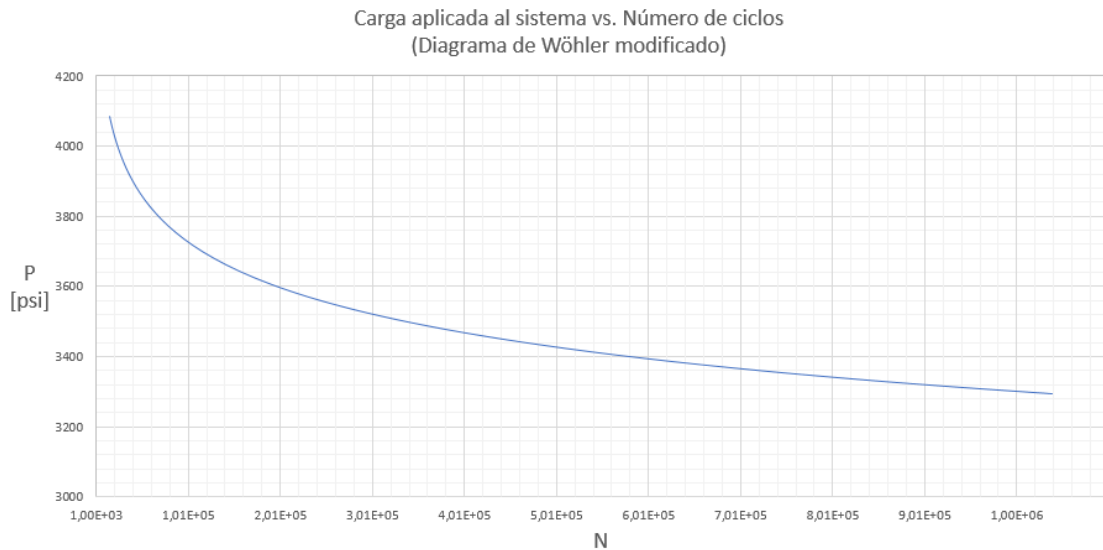
$$\%E_{ANSYS} = 3,67\%$$

$$\%E_{diseño} = 6,94\%$$

Lo anterior indica que según la norma, es permisible un error porcentual mayor que el que se está cometiendo en el modelamiento de este trabajo de grado, de lo que se puede concluir que para el factor de seguridad a la fatiga (con vida infinita de 1×10^6 ciclos) del sistema con bridas ciegas semielipsoidales y juntas expansivas, los resultados obtenidos del modelo son confiables.

7.5.6 Estudio a la fatiga

Figura 49. Diagrama de Wöhler modificado del conjunto con bridas ciegas semielipsoidales y juntas expansivas.



Del diagrama es posible inferir que el comportamiento a la fatiga del sistema cumple con los requerimientos de diseño de una tubería API 5L, pero al comparar los valores de presión para los cuales se tiene vida infinita, vemos que con respecto al sistema sin juntas expansivas se tiene una disminución del 15,25 %. A pesar de que este valor de presión sigue por encima del nivel establecido por la API 5L, lo que es bueno, no supera la confiabilidad del sistema sin juntas expansivas, esto lleva a determinar que el sistema definitivo es el que utiliza un par de bridas ciegas semielipsoidales como tapa y prescinde del uso de las juntas expansivas diseñadas.

8. DISEÑO DEL SISTEMA HIDRÁULICO DEL BANCO

Para asegurar el cumplimiento de los objetivos de este trabajo de grado, se procede a diseñar una alternativa para el sistema hidráulico responsable de la aplicación y variación de la presión interna de la probeta a analizar en el banco de laboratorio.

Dicho sistema hidráulico cumplirá con los siguientes parámetros básicos:

1. **Presión:** El sistema logrará elevar y mantener la presión al interior de la tubería que se está probando.
2. **Confiabilidad:** Cuento con sistemas confiables de medición de la variable fundamental del proceso, que en este caso es la presión manométrica al interior de la tubería.
3. **Control:** Cuento con un sistema de control para que el usuario pueda ajustar de manera adecuada la presión a la cual desea realizar las pruebas de presurización.
4. **Seguridad:** Cuento, como mínimo, con un sistema de auto-protección para evitar fallas en sus elementos o subsistemas por una operación fuera de rangos, es decir una sobre-presurización, así como también a las personas que manipulen el dispositivo.

Entonces, para cumplir con cada uno de los ítems anteriormente nombrados, a continuación se plantea el diseño conceptual del sistema hidráulico.

1. **Presión:** Para cumplir con este ítem se propone un sistema hidráulico sencillo, que consta de: Un reservorio de aceite, un filtro de malla fina entre el reservorio y la bomba para evitar que a esta lleguen partículas dañinas y contaminantes, una bomba de desplazamiento positivo, un motor eléctrico asociado a la bomba, una válvula direccional de cuatro (4) vías - dos (2) posiciones posicionada por resorte y

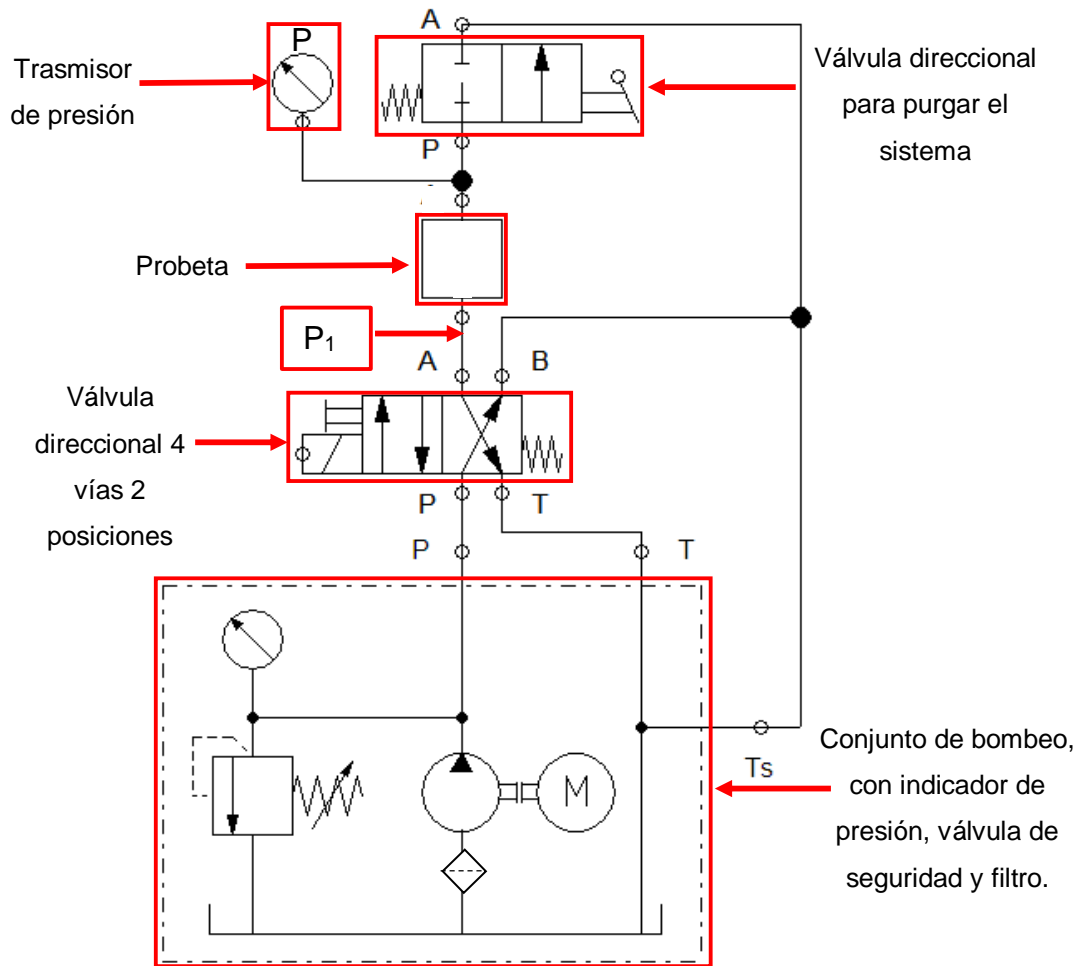
actuada por solenoide ubicada entre la salida de la bomba y la entrada de la probeta, una válvula direccional de una (1) vía - dos posiciones posicionada por resorte y actuada manualmente a la salida de la probeta y conectada a tanque con la finalidad de purgar y llenar completamente las probetas antes de realizar las pruebas respectivas, racores de conexión, mangueras para aceite hidráulico que trabajen a alta presión y servicios pulsantes y aceite hidráulico.

2. **Confiability:** Para esto se requieren dos elementos distintos, el primero es un manómetro instalado inmediatamente después de la salida de la bomba para conocer la presión que esta levanta sin tener atenuaciones por pérdidas en los elementos; el segundo es un transmisor de presión instalado a la entrada de la probeta, este elemento (de preferencia electrónica) tiene como finalidad enviar señales proporcionales a la presión que se experimenta en la probeta, con el objetivo de servir como transductor al sistema de control que opere el solenoide de la válvula direccional y cargue el sistema de una manera adecuada y controlada.
3. **Control:** El sistema de control está compuesto básicamente por el indicador de presión anteriormente mencionado, un sistema actuador, que por facilidad del caso es un solenoide, un controlador programable, cables y un sistema de comunicación con el usuario, para que este pueda fijar el *set point*, el cual es el punto máximo de presión al que se va a llevar el equipo para realizar las pruebas de fatiga.
4. **Seguridad:** Una válvula de seguridad instalada entre la salida de la bomba y el tanque, en la cual se fije la presión máxima a la que, por seguridad, se puede elevar la presión del sistema.

Para este caso de simulación se realizarán cálculos y se diseñará un equipo hidráulico que cumpla satisfactoriamente con los requerimientos particulares, pero es imperioso señalar que para la selección y posterior construcción de un banco

de laboratorio basándose en el presente trabajo, se debe tener fija la presión máxima que el sistema debe alcanzar, la cual está directamente relacionada con el diámetro y el espesor de pared de la probeta, dependiendo además del tipo de análisis de fatiga que se desea realizar, ya sea de alto ciclaje (esfuerzos cercanos e inferiores al de fluencia) o bajo ciclaje (esfuerzos por encima del límite de fluencia); por ende se recomienda que los cálculos aquí presentados se tomen solo como referencia para la selección de los posibles equipos reales.

Figura 50. Propuesta de sistema hidráulico.



8.1 CÁLCULOS DEL SISTEMA

La presión máxima a la que el sistema deberá operar debe ser igual a la presión necesaria para llevar la probeta con la que se realizaron las simulaciones hasta su esfuerzo de fluencia y así, poder realizar estudios en la zona de fatiga de alto ciclaje. Este dato se ha calculado previamente y tiene un valor de:

$$P_{max} = 4543[psi]$$

Según lo dicho, esta presión es la P_1 de la Figura 50. Ahora bien, la bomba debe levantar una presión máxima un poco mayor a la anterior, esto debido a las posibles pérdidas que ocurran en la válvula direccional momentos antes de alcanzar la presión máxima. Para calcular este dato, se debe primero fijar el caudal que se requiere en el equipo; cabe aclarar que para los casos de análisis evaluados en este trabajo, la variable principal es la presión interna del dispositivo y no el caudal, el cual está dado, básicamente, por el producto entre el desplazamiento volumétrico de la bomba " C_b " y las revoluciones por minuto del eje de entrada de la bomba, este caudal afectará la velocidad con la que la válvula direccional a la entrada de la probeta conmutará y por ende también está relacionado con la frecuencia de carga del sistema.

Para los análisis que se realizaron, los cuales pertenecen a fatiga de alto ciclaje, altas o bajas frecuencias de carga no afectan el desempeño de las pruebas, pues como los esfuerzos no recaen en las zonas plásticas del material, los efectos de superposición no corrompen los resultados de las pruebas³². Entonces el dimensionamiento del caudal no está restringido por los anteriores aspectos, pero sí por consideraciones hidráulicas en el interior de las mangueras de conexión del banco.

³² FUJCZAK, Robert. The effects of fatigue loading frequency on fatigue life of high-strength pressure vessel steels. Watervliet: Us army armament research, development and engineering center, 1994. 4 p.

Según estudios realizados por parte de los fabricantes de aceites hidráulicos, la velocidad máxima recomendada para el flujo es $4 [m/s]$. Como consideración mecánica, las tapas bridadas son las que servirán como conexión en el sistema, por lo que en las mismas se debe operar un orificio para la adecuación de un racor de conexión y, como es preferible la remoción de poco material, además de que las mangueras de alta presión son mecánicamente más estables, requieren menos material y menor espacio para dar curvas, a medida que el diámetro interno es menor, se opta por seleccionar una manguera de la marca Parker con referencia 56DH-1.5, la cual tiene las siguientes características:

Tabla 21. Características de la manguera hidráulica seleccionada.

Numero de parte	Diámetro interno [in]	Diámetro externo [in]	Presión máxima de trabajo [psi]	Radio mínimo de curvatura [in]	Peso [lb/ft]	Serie de acople apropiado
56DH-1.5	0.09	0.20	6000	0.25	0.02	SF

Con los datos de la tabla anterior y la consideración previa acerca de la velocidad de flujo se calcula el caudal así:

$$Q = v * a \quad (32)$$

Donde:

Q = Caudal al interior de la manguera [gpm].

v = Velocidad promedio desarrollada por el perfil hidráulico al interior de la manguera.

a = Área de la sección transversal de la manguera:

$$a = \frac{\pi * d^2}{4} \quad (33)$$

$$a = \frac{\pi * 0.09^2}{4}$$

$$a = 0.0063 [in^2]$$

Con esto se calcula el caudal:

$$Q = 4 \left[\frac{m}{s} \right] * 0,0063 [in^2] * \left(2,54 \left[\frac{cm}{in} \right] \right)^2 * \left(\frac{1}{100} \left[\frac{m}{cm} \right] \right)^2 * \left(1000 \left[\frac{lt}{m^3} \right] \right) * \left(60 \left[\frac{s}{min} \right] \right)$$

$$Q = 0,98 \left[\frac{lt}{min} \right]$$

O en unidades inglesas:

$$Q = 0,98 \left[\frac{lt}{min} \right] * \left(\frac{1}{3,785} \left[\frac{gal}{lt} \right] \right)$$

$$Q = 0,26 \left[\frac{gal}{min} \right]$$

Con los datos que se tienen hasta el momento se puede seleccionar la válvula direccional a usar para cargar y descargar la presión en la probeta:

- Válvula de control direccional Parker Series D1VW-020-F-NKW.
Para esta válvula, según las gráficas de caída de presión entregadas en el *Datasheet* del fabricante, y el caudal que se está manejando, se tiene una caída de presión tan baja que se puede aproximar, sin riesgo de cometer un error importante, a 0 [psi]; por lo anterior, la presión que la bomba debe entregar es la misma que se registra en el punto P_1 . Se selecciona con lo anterior la bomba hidráulica:
- *Industrial vane pump* T7B-B02-1-R-00-A-1-00 Fabricante Parker.

Se debe tener en cuenta que el diseño de esta bomba recomienda una velocidad de operación de 600 [rpm], pero a la vez garantiza una eficiencia de un 94 % a velocidades de rotación inferiores, por lo que se calcula la velocidad de rotación que se debe utilizar para satisfacer las necesidades de flujo en el sistema:

$C_b = 5,8 \left[\frac{cm^3}{rev} \right]$ Desplazamiento volumétrico de la bomba, dado en el datasheet del fabricante.

A partir de la siguiente formula se calcula la velocidad de rotación:

$$Q = C_b * \omega \quad (34)$$

Donde:

ω = Velocidad de rotación en revoluciones por minuto.

Reemplazando y despejando con los datos conocidos:

$$\begin{aligned} \omega &= \frac{Q}{C_b} \\ \omega &= \frac{0,98}{5,8} * 1000 \\ \omega &= 168,97 \text{ [rpm]} \end{aligned}$$

8.2 CONSUMO ENERGÉTICO DEL SISTEMA HIDRÁULICO

Conociendo el caudal y la presión que el sistema requiere, es posible estimar la potencia consumida así:

$$Pot_H = Q * \Delta P \quad (35)$$

Reemplazando con los datos obtenidos, se tiene:

$$Pot_H = 0,98 \left[\frac{lt}{min} \right] * 4543 [psi] * \left(\frac{1}{1000} \right) \left[\frac{m^3}{lt} \right] * \left(\frac{1}{60} \right) \left[\frac{min}{s} \right] (6894,76) \left[\frac{Pa}{psi} \right]$$
$$Pot_H = 511,6 [Wtt]$$

O en unidades inglesas:

$$Pot_H = 0,69 [Hp]$$

Con este valor de potencia es posible iniciar un posterior proceso de selección de la fuente motriz que impulsará el sistema.

Y para el cálculo del consumo energético del sistema de control, verificando los datos de fabricantes, se tiene:

8.2.1 Potencia consumida por el solenoide. En el *datasheet* de la válvula direccional se tiene una potencia de **8[Wtt]** por parte del solenoide al momento de ser energizado³³.

8.2.2 Potencia consumida por el transmisor de presión. Se selecciona un transmisor de presión, marca WIKA, modelo S-20, el cual requiere una alimentación de **35 [V]** de corriente directa y un consumo máximo de **12[mA]**³⁴, con estos datos se calcula la potencia eléctrica necesaria para que opere este equipo:

³³ Ver Anexo G.

³⁴ Ver Anexo I.

$$Pot_{trasmisor} = V * I \quad (36)$$

Reemplazando los datos:

$$Pot_{trasmisor} = 35 * 0,012$$

$$Pot_{trasmisor} = 0,42 [Wtt]$$

8.2.3 Potencia consumida por el PLC. Debido a la variación de las condiciones de operación que tendrá el banco, la potencia consumida por el controlador lógico programable no será constante y se hace necesario calcular un valor estimado teniendo en cuenta los demás componentes ya seleccionados. Es por esto que la potencia consumida por el PLC se define así:

$$Pot_{PLC} = V_{PLC} * I_{Total} \quad (37)$$

Donde:

V_{PLC} = Diferencia de potencial con que se alimenta al PLC (depende del dispositivo seleccionado).

I_{Total} = Suma de las corrientes consumidas por cada elemento conectado al PLC, más un excedente debido al consumo propio del controlador.

Para el cálculo de la corriente total, se cumple que:

$$I_{Total} = I_{solenoides} + I_{transmisor\ de\ presión} + I_{excedente} \quad (38)$$

En donde cada corriente tiene el valor de:

$$I_{solenoides} = \frac{Pot_{solenoides}}{V_{solenoides}} \quad (39)$$

Del *datasheet* de la válvula direccional seleccionada, se tiene que la potencia consumida por el solenoide de la misma es de 8 [Wtt] y la diferencia de potencial con la que se alimenta es de 12 [V], por lo que reemplazando valores:

$$I_{\text{solenoides}} = \frac{8}{12}$$

$$I_{\text{solenoides}} = 0,666 \text{ [A]}$$

En cuanto a la corriente consumida por el transmisor de presión, se sabe que tiene un valor de 12 [mA], entonces:

$$I_{\text{transmisor de presión}} = 0,012 \text{ [A]}$$

Finalmente, para la estimación de la corriente consumida por el trabajo de cómputo del PLC, se establece que esta será un 10 % mayor a la suma de las corrientes consumidas por cada dispositivo conectado al mismo, esto para garantizar la confiabilidad en el dimensionamiento de la potencia requerida para el funcionamiento del sistema, por ende:

$$I_{\text{excedente}} = (I_{\text{solenoides}} + I_{\text{transmisor de presión}}) * 0,1 + (I_{\text{solenoides}} + I_{\text{transmisor de presión}})$$

(40)

Por lo tanto:

$$I_{\text{excedente}} = (0,666 + 0,012) * 0,1 + (0,666 + 0,012)$$

$$I_{\text{excedente}} = 0,746 \text{ [A]}$$

Lo que significa que la corriente total consumida por el PLC es:

$$I_{\text{Total}} = 0,666 + 0,012 + 0,746$$

$$I_{\text{Total}} = 1,424 \text{ [A]}$$

Para el cálculo del voltaje se tomará como referencia la serie S7-1200 de Siemens, una familia de controladores que tiene la posibilidad de conectarse a la línea de energía eléctrica, por lo que la diferencia de potencial tendrá un valor de 110 [V] de corriente alterna. Se ha observado que muchos controladores de diversas marcas también cuentan con esta posibilidad, por lo que los cálculos a realizar no condicionarán la selección del tipo de controlador.

Ahora bien, para el cálculo de la potencia consumida por el PLC, es necesario el voltaje eficaz (V_{PLC}) con que se alimenta este dispositivo, no el voltaje de corriente alterna de la línea eléctrica, la relación entre los dos está dada por la expresión:

$$V_{PLC} = \frac{V_{Vac}}{\sqrt{2}} \quad (41)$$

Reemplazando datos:

$$V_{PLC} = \frac{110}{\sqrt{2}}$$
$$V_{PLC} = 77,782 [V]$$

Con todos los datos, se tiene que la potencia consumida por el PLC es:

$$Pot_{PLC} = 77,782 * 1,424$$
$$Pot_{PLC} = 110,762 [Wtt]$$

9. CONCLUSIONES

- Se simuló el comportamiento estático de un recipiente sometido a presión interna de 4543 [psi], que tiene como tapas un par de bridas ciegas planas tipo *Ring Joint* y utiliza como elemento estructural una tubería API 5L X65 con NPS de 2", obteniendo como resultados los valores de esfuerzos circunferenciales, axiales y equivalentes por el método de Von-Mises. Se validaron los resultados obtenidos al compararlos con cálculos analíticos encontrándose errores de: 0,26 %, 6,8 % y 3,4 % respectivamente, siendo estos menores que los errores calculados al comparar el método analítico con los valores aceptados por el código ASME Sec. VIII Div. 1 *Rules for construction of pressure vessels*.
- Para el sistema de bridas ciegas planas se simuló el comportamiento a la fatiga en 100 escenarios, en donde en el primer escenario se tuvo una fluctuación de presión interna entre 0 y 4089 [psi] y en el último escenario la fluctuación fue de 0 y 2726 [psi] con una variación de la carga máxima entre escenarios consecutivos de 18,4 [psi], encontrando que la vida infinita (1×10^6 ciclos) se alcanza con presiones por debajo o iguales a 3882 [psi], lo que garantiza que este sistema tiene un mejor comportamiento a la fatiga que el mínimo establecido según la API 5L.
- Se estimó el valor del esfuerzo longitudinal que según la literatura debe tener una tubería con flujo interno, el cual corresponde a $\sigma_L = 18089$ [psi]. Tomando como referencia este dato, se calculó una desviación porcentual para el sistema con bridas ciegas planas, que fue de 72,1 %; con lo que se concluye que este sistema no es acorde con la finalidad del banco de laboratorio.

- Se realizaron estudios estáticos y de fatiga a las configuraciones con bridas ciegas semielipsoidales y semiesféricas, encontrando que el comportamiento a la fatiga es muy similar (variaciones máximas de 1400 ciclos, respecto a vidas de servicio de 50000 ciclos aproximadamente), por lo que para la fatiga del cuerpo de la tubería, es posible utilizar una u otra geometría. Esto llevó a considerar la distribución de esfuerzos longitudinales como parámetro de comparación, encontrando que las geometrías curvas presentan comportamientos similares entre sí y más cercanos al de una tubería en servicio, teniendo una desviación de 41,9 % respecto a esta. Debido a la alta similitud entre los esfuerzos longitudinales de las dos geometrías curvas, se recurre a tener en cuenta el método de fabricación de las mismas, llegando a la conclusión de que la más adecuada para el banco de laboratorio es la brida ciega semielipsoidal.

- Se modeló el sistema de bridas ciegas semielipsoidales con un par de juntas expansivas metálicas diseñadas bajo el código ASME Sec. VIII Div. 1 *Mandatory Appendix 26*, hallando que la disminución de los valores, en lo que a distribución de esfuerzos longitudinales se refiere, es muy similar a la del conjunto con bridas semielipsoidales sin juntas expansivas, logrando una desviación entre el sistema y una tubería en servicio del 41,8 %. Además, el comportamiento a la fatiga de este sistema no logra ser mejor que su homólogo que no presenta juntas, ya que el nivel de presión por debajo del cual se garantiza la vida infinita es de 3290 [psi]. De lo anterior es posible afirmar que no sería recomendable la adición de los elementos expansivos modelados en este trabajo.

- Se diseñó una propuesta de sistema hidráulico que cumple con los requerimientos mecánicos para el funcionamiento del banco modelo, también para este sistema hidráulico en particular, se calculó el consumo de potencia hidráulico

siendo de 0,69 [Hp] y consumo de potencia eléctrica para el sistema de control de 119,2 [Wtt] o 0,16 [Hp].

10. RECOMENDACIONES

- Para la construcción del banco se recomienda realizar un análisis a profundidad de los esfuerzos generados entre la brida *welding neck* y la tubería, ya que la junta soldada no fue tomada en cuenta para la generación de resultados de este trabajo.
- Se recomienda indagar más acerca del modelo de junta expansiva que obtenga la máxima similitud entre los esfuerzos longitudinales de un recipiente a presión con una tubería en servicio, teniendo en cuenta el código ASME Sección VIII División 1. *Mandatory Appendix 26*.

BIBLIOGRAFÍA

AMERICAN PETROLEUM INSTITUTE. Specification for line pipe. API 5L. Washington, D.C.: API, 2004.

AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERS. Metallic gaskets for pipe flanges: Ring-joint, spiral-wound and jacketed. ASME B16.20. New York: ASME, 2012.

AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERS. Pipe flanges and flanged fittings, NPS ½ Through NPS 24, Metric/Inch Standard. ASME B16.5. New York: ASME, 2013.

AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERS. Pipeline transportation systems for liquid hydrocarbons and other liquids. ASME B31.4. New York: ASME, 2006.

BUDYNAS, Richard G. y NISBETT, J. Keith. Diseño en ingeniería mecánica de Shigley. 8 ed. Mexico: McGraw-Hill, 2008.

FUJCZAK, Robert. The effects of fatigue loading frequency on fatigue life of high-strength pressure vessel steels. Watervliet: Us army armament research, development and engineering center, 1994.

HERNÁNDEZ, Hector. Análisis de falla por fractura en tuberías de conducción de petróleo. Bogotá: Departamento de Ingeniería Mecánica Universidad Nacional.

LEE, Hyuk. Finite element analysis of a buried pipeline. Tesis de maestría. Manchester, United Kingdom: School of Mechanical, Aerospace and Civil Engineering, 2010.

MENON, Sashi E. Liquid Pipeline Hydraulics Lake Havasu City: Marcel Dekker, 2004. p. 1 – 69.

NORTON, Robert. Diseño de Máquinas. 4 ed. Mexico: Pearson, 2011.

PINHEIRO, Bianca de C. and PASQUALINO, Ilson P. Fatigue analysis of damaged steel pipelines under cyclic internal pressure. International journal of fatigue. [En línea] 2009, mayo. Vol. 31 N° 5 [consultado 3 marzo 2016]. Disponible en: ELSEVIER – SCIENCE DIRECT, vía Universidad Industrial de Santander. <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0142112308002144>.

WATKINS, Reynold King and ANDERSON, Loren Runar. Structural Mechanics of Buried Pipes. London: CRC Press, 1999.

ANEXOS

NOTA: LOS ANEXOS CORRESPONDIENTES A ESTA INVESTIGACIÓN PUEDEN SER CONSULTADOS EN LA BIBLIOTECA DE LA UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER – SALA BASE DE DATOS.