

**DISEÑO DE UN BANCO DE ENSAYOS MECÁNICOS DE TUBERÍA UTILIZADA
PARA EL TRANSPORTE DE HIDROCARBUROS FABRICADOS CON
MATERIALES COMPUESTOS Y METÁLICOS**

**JAVIER ANDRÉS ROJAS REYES
NÉSTOR FABIÁN ORDOÑEZ MARTÍNEZ**

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

2018

**DISEÑO DE UN BANCO DE ENSAYOS MECÁNICOS DE TUBERÍA UTILIZADA
PARA EL TRANSPORTE DE HIDROCARBUROS FABRICADOS CON
MATERIALES COMPUESTOS Y METÁLICOS**

**JAVIER ANDRÉS ROJAS REYES
NÉSTOR FABIÁN ORDOÑEZ MARTÍNEZ**

**Trabajo de grado presentado como requisito para optar al título de
Ingeniero Mecánico**

**Director
ALBERTO DAVID PERTUZ COMAS
Ingeniero Mecánico, PhD.**

**Codirector
OCTAVIO ANDRÉS GONZÁLEZ ESTRADA
Ingeniero Mecánico, PhD.**

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

2018

CONTENIDO

	pág.
INTRODUCCIÓN	16
1. FORMULACIÓN DEL PROBLEMA.....	19
1.1 PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA.....	19
1.2 JUSTIFICACIÓN PARA SOLUCIONAR EL PROBLEMA	21
2. OBJETIVOS.....	24
2.1 OBJETIVO GENERAL	24
2.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS.....	24
3. MARCO TEÓRICO	25
3.1 LAMINADO	27
3.2 CORROSIÓN.....	28
3.2.1 Corrosión externa	28
3.2.2 Corrosión interna	29
3.3 CAMBIO DE GEOMETRÍA	29
3.3.1 Pérdida de apoyo del terreno.....	29
3.3.2 Fatiga.....	30
3.4 PRESIÓN INTERNA DE DISEÑO	30
3.4.1 Esfuerzo por presión interna.....	30
3.4.2 Presión Externa	31
3.5 TEORÍA DE FALLO DE VON MISES	31
3.6 LEY DE HOOKE (LEY DE LA ELASTICIDAD)	33
3.7 MÉTODOS DE MEDIDA DE DEFORMACIONES	35
3.7.1 El principio del método de las galgas extensiométricas.....	36
3.7.1.1 Principio del strain gauge.....	36
3.7.1.2 Puente de Wheatstone	37

3.8 TRANSDUCTORES.....	39
3.8.1 Transductor de presión.	40
3.8.2 Transductor de temperatura.....	40
4. PROCESO DE DISEÑO	41
4.1 CONDICIONES DE FUNCIONAMIENTO Y ESPECIFICACIONES DEL BANCO	42
4.1.1 Prueba de estallido.	42
4.1.2 Prueba de fatiga.....	42
4.2 DISEÑO DEL CIRCUITO HIDRÁULICO DEL BANCO	43
4.2.1 Generación de ideas y propuestas de solución	44
4.2.1.1 Propuesta 1.....	44
4.2.1.2 Propuesta 2.....	45
4.2.1.3 Propuesta 3.....	47
4.2.2 Análisis de alternativas	49
4.3 CÁLCULOS HIDRÁULICOS Y MECÁNICOS DEL SISTEMA.....	51
4.3.1 Cálculo de la presión de operación del sistema.....	51
4.3.1 Cálculo de la expansión de la tubería debido a la presión.....	53
5.3.1.1 Cálculo de volúmenes debido a los cambios de presión del sistema	53
4.3.1.2 Cálculo del caudal para la prueba de fatiga con tubería metálica	54
4.3.1.3 Cálculo del caudal para la prueba de fatiga con tubería de material compuesto.	54
4.3.2 Cálculo de potencia necesaria en el sistema.....	55
4.3.3 Cálculo del volumen de aceite necesario.....	56
4.3.4 Cálculo de la deformación lineal de las galgas extensiométricas	56
4.4 SISTEMA DE CONTROL Y ADQUISICIÓN DE DATOS DEL BANCO DE PRUEBAS.....	57
4.4.1 Componentes para la adquisición de señales.....	58
4.4.1.2 Transmisor de presión.	58
4.4.1.3 Tarjeta de adquisición de datos.	58

4.4.1 Descripción de la adquisición de datos.....	59
4.4.1.1 Sistemas cada realizado en labview.....	60
4.5 PROTOTIPADO VIRTUAL.....	61
4.6 SELECCIÓN DE PARTES Y EQUIPOS REQUERIDOS	63
4.6.1 Selección de tubería	63
4.6.1.1 Material	63
4.6.1.2 Dimensión.....	63
4.6.2 Selección de bridas y empaques	64
4.6.2.1 Identificación de la clase de brida	64
4.6.2.2 Dimensiones de la brida.....	65
4.6.2.3 Selección de empaques.....	66
4.6.2.4 Selección de pernos y tuercas	67
4.6.3 Selección de manguera	68
4.6.4 Selección de válvula proporcional.....	68
4.6.5 Selección de unidad de potencia hidráulica.....	69
4.6.6 Selección de unidad de refrigeración Cooler.	70
4.6.7 Fluido hidráulico.....	71
4.7 MECANISMO DE SUJECION PARA PROBETA DE MATERIAL COMPUESTO	72
4.7.1 Calculo fuerza de rozamiento entre la superficie de la probeta y la brida partida	72
4.7.2 Modelo en solidworks.....	72
4.8 MAQUETA DEL PROTOTIPO	73
4.9 LISTA DE MATERIALES NECESARIOS PARA LA CONSTRUCCIÓN DEL BANCO	74
5. CONCLUSIONES	76
6. RECOMENDACIONES.....	77

REFERENCIAS78

BIBLIOGRAFÍA.....81

ANEXOS85

LISTA DE FIGURAS

Figura 1. Orientación de las fibras de la capa material compuesto	26
Figura 2. Tubería Fiberspar	27
Figura 3. Efecto del esfuerzo longitudinal en la falla de un ducto según el criterio de Von Mises	33
Figura 4. Efecto del esfuerzo longitudinal en la falla de un ducto según el criterio de Von Mises	35
Figura 5. Estructura de un strain gauge.....	37
Figura 6. Puente de Wheatstone	38
Figura 7. Conectando un Strain gauge.....	38
Figura 8. Transductores.....	39
Figura 9. Propuesta 1	44
Figura 10. Propuesta 2.....	45
Figura 11 Propuesta 3	47
Figura 12. Tubería escogida para el cálculo de la potencia del sistema, norma API5L.	52
Figura 13. Esquema de control lazo cerrado.....	58
Figura 14. Adquisición de datos	60
Figura 15. Conexiones eléctricas entre componentes	60
Figura 16. Sistema SCADA.....	61
Figura 17. Prototipo virtual	62
Figura 18. Prototipo virtual	62
Figura 19. Brida welding neck 1500 ASME B16.5.....	66
Figura 20. Válvula de alivio proporcional	69
Figura 21. Bomba hidráulica variable.....	70
Figura 22. Cooler	70
Figura 23. Brida Partida	73
Figura 24. Brida Partida Vista Explosionada.....	73

Figura 25. Maqueta prototipo74

LISTA DE TABLAS

Tabla 1 Tabla de decisión.....	50
Tabla 2 Tabla de resultados	57
Tabla 3 Composición química en porcentaje de peso para la tubería API 5L A PSL 1 Welded.....	63
Tabla 4. Tubería de acero al carbono API 5L / ASTM a53 / a106.....	63
Tabla 5. Calificaciones de presión y temperatura para el tipo de brida.....	64
Tabla 6 Dimensiones de brida tipo RJ (Ring Joint).	65
Tabla 7. Junta de anillo tipo R Dimensiones y tolerancias.....	66
Tabla 8 Materiales de empernado.	67
Tabla 9 Propiedades mecánicas del material A193 Grado B7.....	68
Tabla 10 Catalogo manguera Parker	68
Tabla 11 Especificaciones técnicas del cooler.....	71
Tabla 12. Lista de materiales	75

LISTA DE ANEXOS

ANEXO A. CIRCUITO HIDRÁULICO DESARROLLADO EN FLUIDSIM.....	85
ANEXO B. CÓDIGO API 5L-2004.....	85
ANEXO C. SIMULACIÓN EN ANSYS DE LA PROBETA DE MATERIAL COMPUESTO.....	85
ANEXO D. INFORMACIÓN TÉCNICA TRASMISOR DE PRESIÓN SPT-5000-N04- 420-MD.	85
ANEXO E. INFORMACIÓN TÉCNICA DE LA TARJETA NI USB 6009.....	85
ANEXO F. DIAGRAMA ELÉCTRICO.....	85
ANEXO G. INTERFAZ DE CONTROL SISTEMA SCADA.....	85
ANEXO H. MANUAL DE OPERACIÓN Y MANTENIMIENTO DEL BANCO DE PRUEBAS.....	85
ANEXO I. MODELO EN SOLIDWORKS DEL BANCO DE PRUEBAS.	85
ANEXO J. PLANOS DEL BANCO DE PRUEBAS.	85
ANEXO K CÓDIGO ASME B31.4-2012.....	85
ANEXO L CÓDIGO ASME B16.5-2013.	85
ANEXO M CÓDIGO ASME B16.20-2012.	85
ANEXO N CATALOGO DE MANGUERAS PARKERSTORE.....	85
ANEXO O INFORMACIÓN TÉCNICA VÁLVULA PROPORCIONAL VICKERS KCG 3 250D Z M U H1.	85
ANEXO P INFORMACIÓN TÉCNICA DE LA BOMBA HIDRÁULICA VICKERS PVQ10.	85
ANEXO Q COTIZACIONES.....	85

RESUMEN

TÍTULO: DISEÑO DE UN BANCO DE ENSAYOS MECÁNICOS DE TUBERÍA UTILIZADA PARA EL TRANSPORTE DE HIDROCARBUROS FABRICADOS CON MATERIALES COMPUESTOS Y METÁLICOS¹

AUTORES:

JAVIER ANDRÉS ROJAS REYES
NESTOR FABIAN ORDOÑEZ MARTÍNEZ.²

PALABRAS CLAVES: Diseño, banco de laboratorio, brida, estudio estático, estudio a la fatiga, tubería material compuesto, tubería metálica, análisis de elementos finitos, simulación, criterios de falla, Norma ASTM B16.5, Norma API 5L, Norma API RP1110, Norma API 1104.

DESCRIPCIÓN:

En este trabajo de grado se diseña un banco de laboratorio capaz de estimar el comportamiento a la fatiga de tubería de materiales compuestos y metálica de transporte de hidrocarburos. Para lograrlo, se plantea un circuito con un filtro, una bomba de desplazamiento positivo la cual se encargará de suministrar fluido al sistema aumentando la presión, en el circuito también se puede apreciar una válvula de seguridad proporcional la cual nos permitirá variar la presión del sistema en los rangos requerido y de esta manera poder realizar la prueba de fatiga a la probeta con un mayor control y precisión, dos válvulas anti retorno una ubicada en la salida de la bomba y la otra en la salida de la direccional de purga esto para evitar contrapresiones y cavitación en el sistema, una válvulas direccionales 2/2 (dos vías, dos posiciones) esta se encuentra entre la probeta a tanque permitiendo purgar el sistema

Para empezar la Bomba arranca mandando todo el fluido al tanque a través de la válvula direccional, la válvula anti retorno me permite un mínimo delta de presión para el llenado de la probeta, seguidamente se procede a cerrar la válvula direccional y de esta manera se aumentará la presión del sistema a la que se encuentre tarada la válvula proporcional, permitiendo así realizar las pruebas requeridas con el banco de laboratorio.

El sistema requiere control por tarjeta NI-USB6009 a través del cual se accionaran la válvula direccional y se ara el control de la válvula proporcional en el rango de presiones necesarios para la prueba de fatiga (1100-2000 psi aproximadamente), esta a su vez nos permitirá tomar datos de presión en la probeta a través de un transductor ubicado justo antes de la probeta y de deformación a través de galgas extensiométricas.

¹ Trabajo de grado

² Facultad de Ingeniería Físico-Mecánicas. Escuela de Ingeniería Mecánica. Director Dr. Alberto David Pertuz Comas, PhD, Ingeniero Mecánico. Codirector Dr. Octavio Andrés González Estrada, PhD, Ingeniero Mecánico.

ABSTRACT

TITLE: DESIGN OF A BENCH OF MECHANICAL PIPING TESTS USED FOR THE TRANSPORT OF HYDROCARBONS MANUFACTURED WITH COMPOSITE AND METALLIC MATERIALS.³

AUTHORS:

JAVIER ANDRÉS ROJAS REYES

NESTOR FABIAN ORDOÑEZ MARTINEZ.⁴

KEYWORDS: Design, laboratory bench, flange, static study, fatigue study, composite material pipe, metal pipe, finite element analysis, simulation, failure criteria, ASTM B16.5 Standard, API Standard 5L, API Standard RP1110, API Standard 1104.

DESCRIPTION:

In this degree work, a laboratory bench was designed to estimate the fatigue behavior of the pipeline of composite and metallic hydrocarbon transport materials. To achieve this, a circuit with a positive displacement pump filter that can be charged with a system feeding the hydraulic system, which can also be seen in a proportional safety valve. In the required ranges and in this way could perform the fatigue test to the test with greater control and precision, two valves anti return one in the output of the pump and the other in the output of the purge direction this to avoid back pressure and cavitation in the system, a 2/2 directional valves (two ways, two positions) is between the probe and a system that allows the system to be purged.

To start the pump starting by sending all the fluid through the tank through the directional valve, the anti-return valve allows me a minimum pressure delta for filling the probe, then proceeds to close the directional valve and thus the pressure is removed from the system to which the proportional valve is tared, as well as the tests required with the laboratory bench.

The system requires control by NI-USB6009 card through which the directional valve is operated and the proportional valve control in the range of the measures necessary for the fatigue test (1100-2000 psi approximately), this in turn we have taken the data of the pressure in the probe through a transducer located just before the probe and the strain through strain gauges.

³ Bachelor thesis.

⁴ Faculty of Physico-Mechanical Engineering, School of Mechanical Engineering. Advisor: Dr. Octavio Andrés González Estrada, PhD, Mechanical Engineer.

INTRODUCCIÓN

La industria energética es una de las industrias que más recursos invierte en el desarrollo de nuevas tecnologías que optimicen de los procesos, este es el caso del sector petrolero. Más específicamente, en el transporte de hidrocarburos mediante oleoductos. En Colombia se calcula una red de 8.500 kilómetros de poliductos y oleoductos [1], que van desde los centros de producción hasta las refinerías y puertos en los océanos Atlántico y Pacífico. En estas redes se pueden observar tuberías de distinto diámetro, espesor de pared y de diferente material.

El uso de tubería de acero ha sido la principal opción en el transporte de hidrocarburos a lo largo de los años y su principal problema es la corrosión que obliga a la industria a invertir grandes cantidades de dinero, 1.4 billones de dólares anualmente en Estados Unidos (NAPCA-2010) [2], en reposición y reparación de sus líneas de tubería debido a la corrosión. Los problemas de corrosión se presentan al interior de la tubería generando adelgazamiento de la pared, adicionalmente la formación de parafinas obstruye el paso del crudo y a largo plazo genera explosiones debido a sobrepresiones, externamente también se presenta corrosión debido a la alta corrosividad del suelo, consecuencia de factores como la resistividad, pH y potencial redox [3]. Gracias a estos problemas se ha dado paso a las tuberías enrollables que se muestra como una excelente alternativa de solución.

La tubería de fibra de vidrio reforzada se ha venido implementando en el transporte de petróleo y gas gracias a su fácil instalación, alta resistencia a la corrosión, excelente relación peso/resistencia [4][5][6] y baja rugosidad en comparación con el acero, es una alternativa que cada vez toma más fuerza en este sector. Villavicencio [7] realizó un análisis comparativo de costos entre la instalación de tubería de acero y la GRE (Glass Reinforced Epoxy), dando como resultado que tan solo es un 9%

más costoso instalar GRE en vez de tubería de acero, pero a largo plazo se ahorra en mantenimiento, por lo que es factible su uso en la industria petrolera.

Rookus et al. [8] documentaron la creación de la ISO 14692 en donde se realizaron estudios hidrostáticos de larga duración en juntas para GRP en alrededor de 550 km de tubería en el golfo arábico, dando como resultado un ratio de falla de 1:17000 juntas y lo más importante vía libre de implementación de esta tecnología en el campo petrolero.

Xia et al. [9] fundamentaron analíticamente las tuberías de material compuesto bajo presión interna teniendo en cuenta el ángulo de enrollamiento y el apilamiento de las capas, dando como resultado una simplificada solución elástica para analizar el esfuerzo y deformación de las tuberías de material compuesto multi-capas bajo presión interna. Adicionalmente demostró que la variación de los esfuerzos y deformaciones depende fuertemente del apilamiento de las capas. En [10] encontraron que el ángulo de enrollamiento óptimo para presión interna sin carga axial es de $\pm 55^\circ$.

Por otro lado, Rafiee et al. [11] realizó un análisis estocástico de las presiones de falla en tubos de fibra de vidrio dando como resultado que es más importante el volumen de fibra en la tubería que el ángulo de enrollamiento.

Para el transporte de hidrocarburos mediante tuberías de material compuesto se ha utilizado tubería tipo bonded, desarrollado por Quigley et al. [12] que consiste básicamente en tres capas, la primera capa es una barrera termoplástica impermeable que está en contacto directo con el fluido a transportar, dicha capa es resistente a la corrosión y desgaste. La segunda capa es anisótropa y consta de fibra de vidrio reforzada con una matriz epóxica, dándole las propiedades mecánicas a la tubería. Por último, la tercera capa resistente a las ralladuras y condiciones externas.

González et al. [13] realizaron una caracterización mediante análisis de elementos finitos (FEA) de tubería tipo bonded para el transporte de hidrocarburos comprobando que la capa de laminado compuesto es la que soporta los mayores esfuerzos con un valor de 62 MPa para esfuerzos circunferenciales y 19 MPa para esfuerzos longitudinales. Por su parte Reutov.[14] realizó un modelo de elementos finitos de tubería tri-capa y bi-plástica para calcular el estado de tensión-esfuerzos, dando como resultado que la capa que mayores esfuerzos soporta es la capa media.

Diversos estudios se han realizado alrededor de la fatiga bajo presión interna en tuberías de material compuesto, Tarakçioğlu et al. [15] investigaron acerca del comportamiento de la fatiga en GRE (Glass Reinforced Epoxy) con ángulo de enrollamiento y apilamiento de $\pm 55^\circ$ basándose en la norma ASTM D-2992, dando como resultado las curvas S-N y observando la secuencialidad desde las micro rupturas de fibra hasta la falla final, no se observó límite de fatiga bajo la frecuencia y esfuerzos analizados. Posteriormente Gemi et al. [16] realizó el mismo procedimiento descrito anteriormente, pero para GRP (Glass Reinforced Epoxy) con ángulo de enrollamiento y apilamiento de $\pm 75^\circ$, dando como resultado que para cargas bajas la falla es controlada por la matriz, mientras que para cargas altas la falla final es controlada por las fibras.

En este proyecto se diseña un banco de laboratorio capaz de realizar ciclado de presión además de presión de estallido de tubería de materiales compuestos y metálica defectuosa, utilizada en el transporte de hidrocarburos, con el fin de caracterizar el comportamiento de la tubería sometiéndola a carga de trabajo, este banco de pruebas tiene como finalidad validar y/o retroalimentar la simulaciones realizadas por métodos de elementos finitos realizadas anteriormente en otros proyectos.

1. FORMULACIÓN DEL PROBLEMA

1.1 PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

Para el transporte de hidrocarburos, la manera más rápida, fácil y eficaz de llevar a grandes distancias dichos fluidos, es a través de las tuberías las cuales se pueden implementar bien sea por tierra o por agua. Este medio de transporte de hidrocarburos en la industria petrolera resulta ser un medio mucho más económico y versátil que otros medios de transporte ya que mediante sus estaciones de bombeo logran mantener la producción y transporte 24/7 debido a su alta importancia en la industria 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), dichas regulaciones se realizan para evitar desastres ambientales, muertes y pérdidas económicas para el sector petrolero.

Actualmente en Colombia se calcula una red de 8.500 kilómetros de poliductos y oleoductos, que van desde los centros de producción hasta las refinerías y puertos en los océanos Atlántico y Pacífico dichas tuberías se ven afectadas por efectos como la corrosión, fatiga, daños mecánicos, fractura frágil, defectos de fabricación, defectos de soldadura, produciendo anualmente pérdidas que llegan a cifras muy importantes: en los países industrializados se ha valorado en el 3-4% del PBI (en Colombia 26 mil millones de pesos (4% del PIB)), lo anterior debido a que la industria petrolera cuando sucede una catástrofe ambiental tiene que contener el derrame, reparación ambiental, reparación social, multas estatales, paro de producción, es decir cada vez que falla algún oleoducto para la empresa representa pérdidas monetarias elevadas, por lo tanto el sector petrolero no se puede dar el lujo de todas los meses tener fallos en sus sistemas de transporte de petróleo, por esta razón es de vital importancia prever y prevenir los fallos que se puedan presentar.

Para dicho transporte se está implementando la tubería de acero y tubería flexible de alta presión, fabricada con una matriz epoxica y reforzada en fibra de vidrio, la más utilizada en este sector ha sido la tubería metálica debido a sus grandes propiedades mecánicas, esta tubería tiene grandes problemas en los distintos tipos de corrosión generando un adelgazamiento inminente en el espesor de pared o en ciertas regiones de la tubería haciéndola más susceptible a falla por fatiga o sobrepresiones, dicho esto es de vital importancia estudiar y caracterizar este fenómeno combinado para así poder evitar fallos sorpresivos en las líneas de transporte.

En los últimos años se ha venido utilizando una tubería de material compuesto que se desarrolló para brindar mejores prestaciones que una tubería de material metálica, dichos beneficios prometen a la industria petrolera disminuir sus costos en los siguientes ámbitos:

- **Instalación:** debido a que es una tubería que viene enrollable y de hasta 2 km de distancia, su instalación es sencilla y simplemente se desenrolla donde es necesaria, no necesita soldadura a diferencia de la tubería metálica ni jornadas largas de instalación.
- **Mantenimiento:** debido a ser una tubería plástica no sufre los daños por corrosión, a diferencia de la tubería metálica en donde se gasta un alto valor monetario en prevención de corrosión ya sea por protección catódica o pinturas anti corrosivas.
- **Grandes propiedades:** gracias a ser un material compuesto y sus fibras orientadas, estas tuberías pueden aguantar distintos rangos de presión sin ningún problema con una excelente confiabilidad.

Dicho lo anterior el sector petrolero ha empezado a instalar este tipo de tuberías en los distintos oleoductos nuevos alrededor del mundo, esta tubería se vende en el mercado con el parámetro de presión a manejar en el oleoducto, estas presiones van desde 700 PSI hasta 3000 PSI, actualmente el sector petrolero indaga acerca de su vida útil, y de que depende esta, pero debido a que todos los modelos de fallo que se tienen son de tubería metálica, no se cuenta con un modelo de fallo, por lo que se han realizado múltiples simulaciones sometiendo dicha tubería a distintas pruebas, fatiga, presión máxima, abolladura entre otras, dichas simulaciones únicamente se pueden comparar con el análisis teórico analítico, por lo que se hace necesario tener un banco de pruebas para analizar y comparar los resultados obtenidos en las diversas simulaciones realizadas y los datos obtenidos en el banco de pruebas servirán además para continuar haciendo estudios a los distintos tipos de corrosión en la tubería metálica .

Para el sector petrolero es de vital importancia determinar cuándo una tubería va a fallar para lograr evitar con éxito dicho fallo, realizar el mantenimiento preventivo y evitarse los perjuicios económicos que conlleva, evitando accidentes y contaminaciones ambientales ya que los derrames de hidrocarburos pueden afectar gravemente el ecosistema y es una de las causas más comunes de contaminación producida industrialmente, inclusive cobrar vidas humanas.

1.2 JUSTIFICACIÓN PARA SOLUCIONAR EL PROBLEMA

Para la industria en general es de gran importancia la búsqueda insaciable de nuevas tecnologías y herramientas que faciliten y mejoren los procesos. La industria energética es la industria que más recursos invierte en el desarrollo de nuevas tecnologías que optimicen los procesos, este es el caso del sector petrolero; más específicamente en el transporte de hidrocarburos mediante oleoductos, este campo se verá beneficiado con este proyecto de grado el cual se basará en determinar el modo de fallo de las tuberías tanto metálicas como compuestas; esto

mediante el diseño y construcción de un banco de pruebas de tuberías para el transporte de hidrocarburos que permita analizar y caracterizar el modo de fallo de los distintos tipos de tubería y sus problemas característicos.

La tubería de material metálica ha sido la única usada por muchos años en el transporte de hidrocarburos, por lo que ha sido el centro de estudios durante mucho tiempo logrando caracterizar los modos de fallo, gracias a esto la industria petrolera ha logrado ahorrarse millones de dólares en reparaciones, contención ambiental, reparación ambiental y multas por el fallo de oleoductos, siendo poco común que en estos momentos falle un oleoducto por cualquier factor, los más comunes son por corrosión, sobrepresiones y altas temperaturas.

Siendo consecuentes con lo anterior el sector de transporte de hidrocarburos siempre está buscando la manera de economizar costos tanto en mantenimiento como instalación y durabilidad de los oleoductos, es por ello que se ha desarrollado una nueva tubería para el transporte de hidrocarburos, esta tubería está hecha de materiales compuestos con una matriz epoxica reforzada con fibra de vidrio, la cual brinda una mayor facilidad de instalación, mejor resistencia peso y menor costo de mantenimiento, el problema radica en que aparte de la información que suministra el proveedor acerca de la presión máxima de operación, no brinda más información acerca de los distintos modos de fallo que se pueden presentar en el ambiente de trabajo, ya sea concentradores de esfuerzos, falla por fatiga, entre otras.

Académicamente se han realizado múltiples simulaciones mediante programas como ANSYS, en donde se analiza la presión máxima, falla por fatiga, falla por concentradores de esfuerzos, etc. los cuales permiten tener una idea del modo fallo bajo ciertas condiciones pero hasta el momento solo teóricamente, el banco de pruebas busca validar dichas simulaciones y obteniendo los resultados lograr determinar el modo de fallo de los materiales compuestos, por otro lado se tienen

otras investigaciones que buscan analizar mediante simulación como falla la tubería metálica debido a la corrosión, ya sea por picadura, erosión , o agrietamiento.

2. OBJETIVOS

2.1 OBJETIVO GENERAL

Diseñar un banco para pruebas de fatiga a bajo ciclaje y estallido de tubería utilizada para el transporte de hidrocarburos fabricados con materiales compuestos y metálicos adaptándose a diferentes diámetros y espesores de pared.

2.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Determinar las condiciones de funcionamiento y especificaciones del banco.
- Diseñar el circuito hidráulico del banco de pruebas.
- Realizar los cálculos hidráulicos y mecánicos para la construcción del mismo.
- Seleccionar las partes y los equipos requeridos.
- Generar los manuales de operación y mantenimiento del banco de pruebas.

3. MARCO TEÓRICO

En el sector hidrocarburos es común la realización de estudios y análisis de falla de los sistemas de transporte, esto con el fin de detectar la causa raíz que generó la falla y así tomar acciones correctivas y preventivas ante el caso particular.

El análisis de falla se fundamenta en conocimientos teóricos y prácticos de mecánica de materiales la cual es la disciplina que estudia la resistencia de un cuerpo (mecánica de sólidos). Para ello se debe tener en cuenta tres aspectos:

1. La resistencia del material a la formación y crecimiento de grietas, esto también se le llama tenacidad a la fractura y es una propiedad del material.
2. El factor de intensidad de esfuerzos K que determina la magnitud de esfuerzos en la punta de la grieta y que depende del tamaño y forma de la grieta, del tipo de cuerpo, en este caso tubo. y de la forma de aplicación de carga (presión, flexión, etc).
3. El tamaño, forma y localización de la grieta (si es radial, longitudinal, laminar, etc.) Una de las aplicaciones de mayor impacto de la mecánica de materiales es la predicción de la vida útil de una estructura.

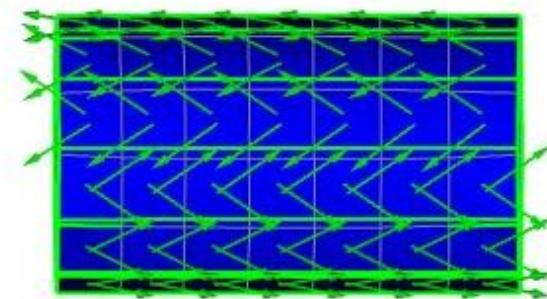
Las formas de daño más comunes que acortan la vida útil de un oleoducto son:

- Corrosión localizada
- Corrosión general
- Picadura
- Agrietamiento inducido por hidrógeno
- Agrietamiento por corrosión bajo esfuerzos

Las tuberías flexibles de material compuesto de tecnología de filamentos enrollables tienen un comportamiento anisótropo debido a los diferentes ángulos que presentan las capas de refuerzo. Las tuberías pueden estar expuestas a cargas termo mecánicas debido al fluido circulante, y se caracterizan por tener una baja rigidez a la flexión comparadas con tuberías de acero.

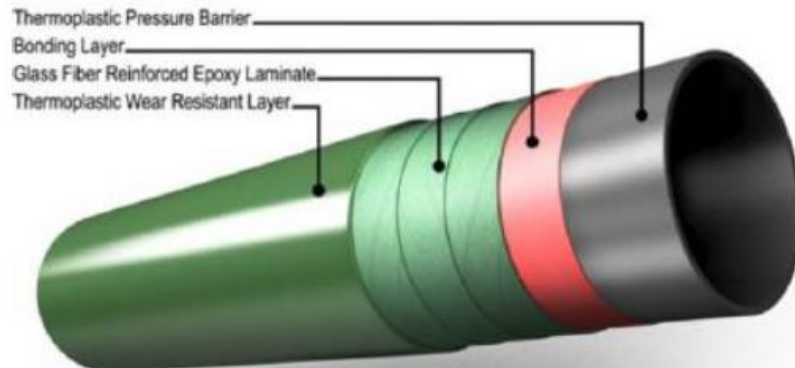
La tubería Fiberspar está constituida por 3 capas principales: capa interior y exterior de polietileno de alta densidad PE 3408 [17] y un refuerzo de epoxi y fibra de vidrio tipo E (dividido en 2 Subcapas 55°, subcapas -55°) de refuerzo, las cuales están apiladas de manera simétrica, las fibras de cada refuerzo corresponde al orden de [+55,-55,+55,-55], la figura 1. Ilustra la forma de las orientaciones de las fibras.

Figura 1. Orientación de las fibras de la capa material compuesto



La figura 2. ilustra la forma integral de la tubería, donde la primera capa de material corresponde a una capa termoplástica resistente al desgaste (thermoplastic wear resistant layer) la cual protege a la tubería de las condiciones externas a ellas, la segunda capa son fibras de vidrio reforzadas con epoxi (glass fiber reinforced epoxy laminate layers) que permite mayor resistencia y flexibilidad de la tubería, la tercera capa es una capa de unión (bonding layer) la cual refuerza la fibra de vidrio y está unida con la cuarta capa (thermoplastic pressure barrier) que funciona como una barrera de presión termoplástica, esta es la que entra en contacto con el fluido que circula por ella.

Figura 2. Tubería Fiberspar



Fuente: www.fiberflex.com.ex

3.1 LAMINADO

Un laminado es un conjunto de láminas apiladas unas sobre otras y que, su proceso de fabricación, garantiza la continuidad de la matriz en la dirección ortogonal al plano de las láminas. En otras palabras, cada lámina trabaja conjuntamente con las otras [18].

Un tipo de apilamiento del laminado que suele utilizarse con mucha frecuencia, y que corresponde al modelo de la tubería Fiberspar, son los denominados laminados simétricos. Para definirlos, es necesario establecer el concepto de plano medio o plano de simetría que separa en dos mitades, del mismo espesor, el laminado. En este plano se consideran los ejes x e y , y un eje z , ortogonal al plano. Cada una de las láminas se define por sus coordenadas z_i , de su cara inferior (más próxima al plano medio), y z_{i+1} , de su cara superior (más alejada del plano medio) y por la orientación de las fibras en su interior respecto a una dirección de referencia que, usualmente, coincide con el eje x definido anteriormente. Un laminado es simétrico cuando la secuencia de apilamiento de las láminas a uno y otro lado del plano medio son idénticas.

3.2 CORROSIÓN

La corrosión es un proceso espontáneo de destrucción que experimentan los metales en contacto con el medioambiente, convirtiéndose en óxidos lo que produce un gradual deterioro de ellos, este es un proceso permanente debido a que ellos están siempre en contacto con los agentes que la provocan, como el agua, el oxígeno del aire y en estos últimos años la lluvia ácida, al mismo tiempo en las zonas costera, también el problema se intensifica debido al ambiente salino.

La forma de corrosión más común y destructiva desde el punto de vista económico es la oxidación del hierro, este problema significa un derroche de energía y de dinero. En el mundo se gastan millones de dólares, tanto en proteger como en reponer los materiales y estructuras metálicas corroídas.

3.2.1 Corrosión externa La corrosión de los metales, y en particular el hierro, es un proceso electroquímico debido a que sobre la pieza del metal que se corroe existen zonas anódicas y catódicas, en el cual el hierro se oxida con el oxígeno del aire en presencia de humedad, para dar un producto que carece de las propiedades estructurales del hierro metálico, como lo es el óxido de hierro (III) hidratado ($Fe_2O_3 \cdot xH_2O$) de color café rojizo que se llama en lo cotidiano herrumbre.

En otra región contigua a la superficie del metal que funciona como cátodo, tiene lugar la reducción del oxígeno atmosférico a agua según la semi-reacción;
En los ductos la corrosión ocurre generalmente en áreas en que la capa protectora exterior ha sido dañada por:

- Acciones mecánicas sumadas a la agresividad del terreno.
- La exposición a un ambiente altamente corrosivo.
- Pérdida de la protección catódica.

La corrosión externa generalmente produce defectos u orificios localizados que reducen la integridad estructural de la tubería, y en el peor de los casos puede inducir a una fuga, de hidrocarburo [19].

3.2.2 Corrosión interna Causada por bacterias anaeróbicas por la corrosividad del agua que arrastra el petróleo crudo, se conoce también como biocorrosión que es el resultado neto de la interacción entre varios compartimentos que están inmersos en un flujo dinámico.

En sistemas bióticos anaerobios, las sulfato bacterias (bacterias anaerobias) pueden aumentar la corrosión mediante la producción de sulfuro de hidrógeno. Así, los protones o el sulfuro de hidrógeno pueden servir de aceptores de electrones, en vez del oxígeno, en la reacción catódica, produciendo hidrógeno.

3.3 CAMBIO DE GEOMETRÍA

Los cambios de geometría en los ductos que atraviesan diferentes regiones geográficas son quizás los que mayores gastos de mantenimiento acarrear a las empresas operadoras. En efecto existen diversos fenómenos que contribuyen a esto, a saber:

- Pérdidas de apoyo del terreno.
- Fenómenos naturales

Que pueden producir ovalizaciones y/o tensiones de diferente naturaleza y en el peor de los casos roturas de los ductos con los consiguientes daños ambientales.

3.3.1 Pérdida de apoyo del terreno. El terreno en el que se apoya los ductos trasandinos puede estar sometido a diversos movimientos debido a:

- Eventos sísmicos
- Hundimientos.
- Deslizamientos de terreno.
- Inundaciones.

- Formación de quebradas (canalizaciones naturales).

3.3.2 Fatiga. La tubería puede estar sometida a diversos tipos de tensiones:

- Aquellas que vienen desde el suministro del material (de fábrica).
- Durante el tendido del ducto puede estar sometida a tensiones de tracción, compresión, flexión, torsión.
- Durante la operación también puede estar sometida a cambios de tensión y presiones internas.

Con el tiempo, estos cambios de tensión pueden llegar desencadenar en fallas.

En este caso, una prueba de resistencia previa a la puesta en servicio, realizada a presiones mayores que las presiones de operación, servirá para detectar defectos en los materiales y en la construcción, los que eventualmente pueden provocar fallas durante la vida operativa del sistema.

3.4 PRESIÓN INTERNA DE DISEÑO

La tubería y componentes en cualquier punto de la tubería debe ser diseñada para una presión de diseño interna no menor que la presión máxima de funcionamiento en estado estacionario en ese punto, ni menor que la presión de la cabeza estática para la tubería [20].

3.4.1 Esfuerzo por presión interna. Para las tuberías restringidas y no restringidas, el esfuerzo circunferencial (aro) debido a la presión interna se calcula como [21]:
(*U.S. Customary Units*)

$$S_H = \frac{P_i * D}{2 * t}$$

(1)

D = Diámetro exterior del tubo, in.

P_i = Presión interna de diseño, psi.

S_H = Tensión circunferencial (aro) debido a la presión interna, psi.

t = Espesor de la tubería, in.

La ecuación anterior puede no ser aplicable para tubería D / t menor que 20.

3.4.2 Presión Externa. La tubería estará diseñada para soportar el diferencial interno y externo de presión.

3.5 TEORÍA DE FALLO DE VON MISES

La tensión de Von Mises es una magnitud física proporcional a la energía de distorsión. En ingeniería estructural se usa en el contexto de las teorías de fallo como indicador de un buen diseño para materiales dúctiles.

La teoría establece: “La falla se producirá cuando la energía de distorsión por unidad de volumen debida a los esfuerzos máximos absolutos en el punto crítico sea igual o mayor a la energía de distorsión por unidad de volumen de una probeta en el ensayo de tensión en el momento de producirse la fluencia”.

Se define el esfuerzo de Von Misses como [22]:

$$\sigma = \sqrt{\frac{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + \sigma_2^2 + \sigma_1^2}{2}} \quad (2)$$

Elevando al cuadrado:

$$\sigma^2 = \sigma_2^2 + \sigma_1^2 - \sigma_1 * \sigma_2 \quad (3)$$

Esta ecuación es equivalente a:

$$C^2 = x^2 + y^2 - x * y \quad (4)$$

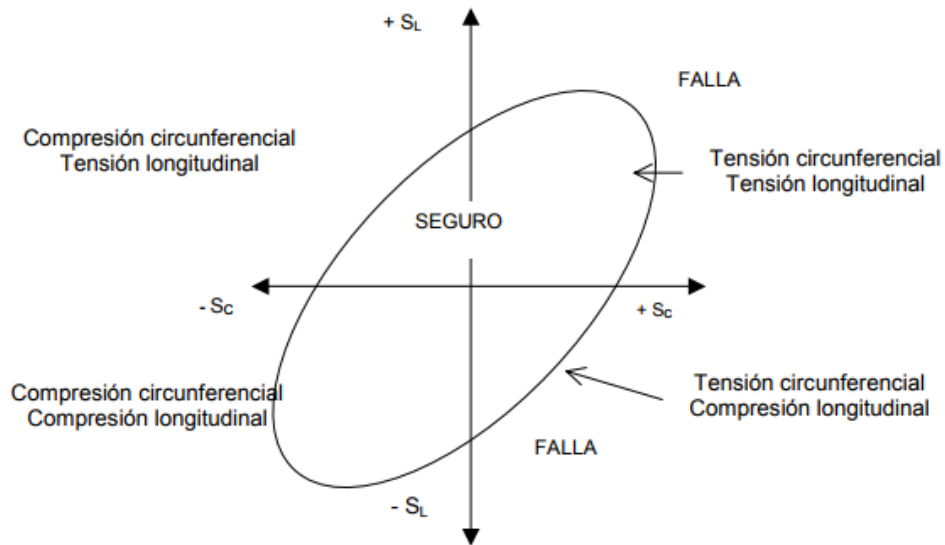
Que es la ecuación de una elipse, que al graficar presenta la forma descrita en la Figura 3.

Así, toda combinación de esfuerzo que este dentro de la elipse no produce cedencia y los puntos que estén fuera significan deformación plástica. El contorno de la elipse es el límite elástico.

Al observar la elipse de la figura 3, se observa que en los cuadrantes I y III (donde existen esfuerzos del mismo signo (+)(+) y (-)(-)) hay una área de aceptación mayor que en los cuadrantes II y IV, lo anterior obedece a que si existe tensión-tensión o compresión-compresión se promueve menor deformación plástica, así como un esfuerzo cortante mínimo.

El esfuerzo longitudinal (SL) tiene un efecto muy importante en la condición de falla del tubo. En general si el SL es de tensión el riesgo de deformación plástica y de colapso disminuyen, mientras que un SL compresivo, facilita la cedencia y el colapso de la tubería. Esto se muestra esquemáticamente en la figura 3.

Figura 3. Efecto del esfuerzo longitudinal en la falla de un ducto según el criterio de Von Mises



3.6 LEY DE HOOKE (LEY DE LA ELASTICIDAD)

En muchos materiales existe una relación proporcional entre tensión y deformación mientras su límite elástico no sea excedido. Esta relación fue experimentalmente revelada por el científico inglés Robert Hooke en 1678, entonces fue llamada Ley de Hooke. La tensión límite a la cual un material mantiene esa relación proporcional entre tensión y deformación se llama límite proporcional (cada material tiene su propio límite proporcional y límite elástico). La mayoría de los cálculos teóricos de resistencia de materiales están basados en esta ley y son aplicados en diseño de maquinaria y estructuras.

Jalar la barra la adelgaza mientras se alarga. Si el diámetro original d_0 es adelgazado hasta llegar a Δd , entonces la deformación en la dirección diametral es:

$$\varepsilon = -\frac{\Delta d}{d_0} \quad (5)$$

La deformación en la dirección ortogonal a la fuerza externa es llamada deformación lateral. Cada material tiene un cierto ratio de deformación lateral respecto a la deformación longitudinal, en la mayoría de los materiales muestra un valor alrededor de 0.3. Este ratio se llama ratio de Poisson, ν , en honor al físico matemático francés que la descubrió Simeon Poisson.

$$\nu = \left| \frac{\varepsilon_2}{\varepsilon_1} \right| = 0,3 \quad (6)$$

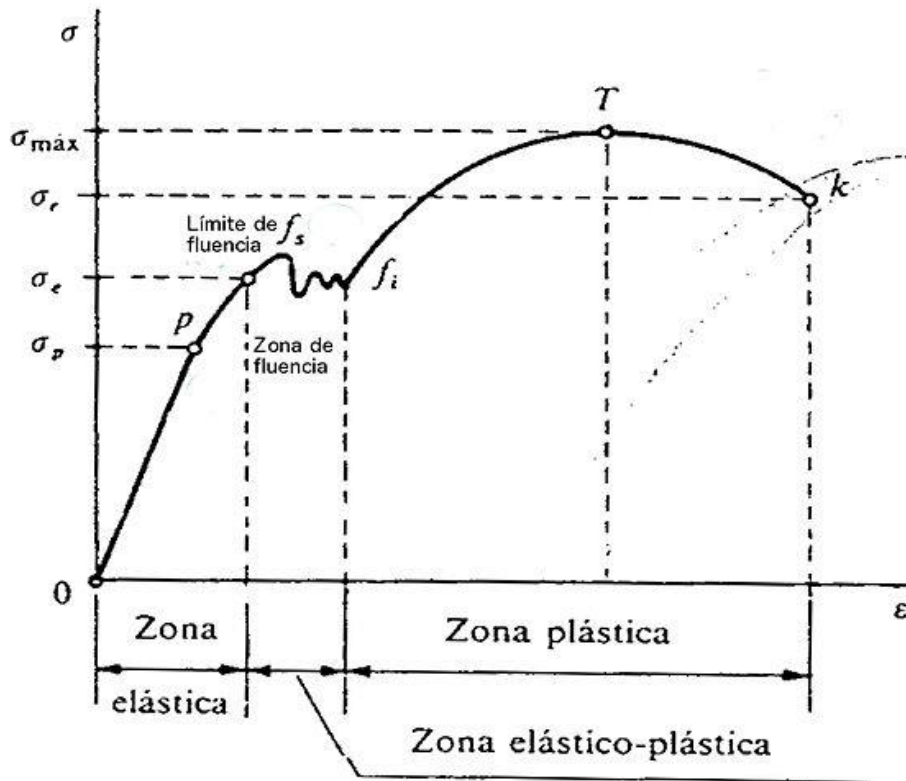
Con diversos materiales, la relación entre deformación y tensión han sido obtenidas experimentalmente. La Figura 4 indica una relación entre tensión y deformación para un acero común. El final de la región en donde tensión y deformación tienen relación lineal se llama límite proporcional; hasta allí se satisface la ley de Hooke.

$$\sigma = E * \varepsilon \quad (7)$$

La constante proporcional, E, entre tensión y deformación en la ecuación 7 se llama módulo de elasticidad o módulo de Young, en honor al físico inglés Thomas Young quien la encontró; su valor depende del material.

La característica de deformación de un material es la que se utilizará para definir las tensiones a las que ha sido sometido el ducto en estudio.

Figura 4. Efecto del esfuerzo longitudinal en la falla de un ducto según el criterio de Von Mises



3.7 MÉTODOS DE MEDIDA DE DEFORMACIONES

Hay diversos métodos para medir deformaciones (mecánicos, ópticos, eléctricos). Dado que la deformación en una pieza puede ser geoméricamente considerada como un cambio de distancia entre dos puntos, todos los métodos están orientados a la medida de tal cambio de distancia. Si el módulo elástico de la pieza es conocido, la medida de la deformación permite el cálculo de la tensión. Así, la medida de la deformación es a menudo utilizada para determinar las tensiones iniciadas en la pieza por una fuerza externa, solamente hay que conocer la cantidad deformada. En este estudio se utilizará los strain gauge que cuando se adosan sobre la superficie de una pieza que se deforma por aplicación de cargas, la galga también lo hace. Así el hilo metálico experimenta una deformación (alargamiento o

acortamiento) que modifica su resistencia eléctrica. La variación de resistencia se puede evaluar con precisión en un equipo de medida y es proporcional a la deformación de la galga según la dirección en la que está situada.

Expresemos el principio como sigue.

$$\frac{\Delta R}{R} = k * \varepsilon \quad (8)$$

Dónde:

R: Es la resistencia original del strain gauge (Ohmios).

ΔR : Es el cambio en la resistencia por elongación o contracción a la que es sometido al strain gauge (Ohmios).

K: Es una constante proporcional (llamada factor de gauge).

ε : Es la deformación.

El factor gauge difiere dependiendo del material metálico. La aleación Cobre-Níquel nos da un factor de alrededor de 2. Entonces un strain gauge que usa esta aleación como elemento sensible permitirá convertir una deformación mecánica en un cambio de resistencia eléctrica. Sin embargo dado que la deformación es un invisible fenómeno infinitesimal, el cambio de resistencia causado por la deformación es extremadamente pequeño.

3.7.1 El principio del método de las galgas extensiométricas. Una galga extensiométrica (strain gauge) es un dispositivo usado para medir la deformación de un objeto. Fue inventado por Edward E. Simmons y Arthur Ruge 1938. Es en esencia un transductor al cual se le aplica una energía a la entrada y devuelve una energía de salida que suele ser diferente al tipo de energía de entrada. [23].

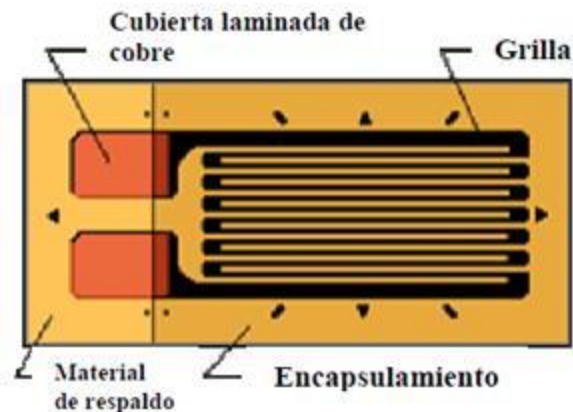
3.7.1.1 Principio del strain gauge. El strain gauge se basa en el hecho que un material conductor que es sometido a un esfuerzo o tensión dentro de su límite de

proporcionalidad se deforma cambiando su longitud (sufrir una elongación o contracción) y experimenta un cambio en su resistencia eléctrica. Estos dispositivos contienen un elemento sensible (hoja metálica resistiva) que si está adosado a un material elástico bajo carga puede alargarse o contraerse, produciendo un cambio en su resistencia que puede ser medido y utilizado para el cálculo de las tensiones.

Generalmente el elemento sensible del strain gauge es una lámina de aleación Cobre Níquel, Níquel-Cromo-Molibdeno, Platino-Tungsteno que tiene un ratio de resistencia que cambia proporcionalmente a la deformación con una cierta constante.

Una galga extensiométrica universal tiene una configuración que consiste en una delgada lámina metálica (de 3 a 6 μm de espesor) en forma de hilo plegado depositado entre delgadas láminas de plástico aislante de unas micras de espesor (de 15 a 16 μm) y es laminado como una delgada capa. La Figura 5 muestra la conformación de un strain gauge.

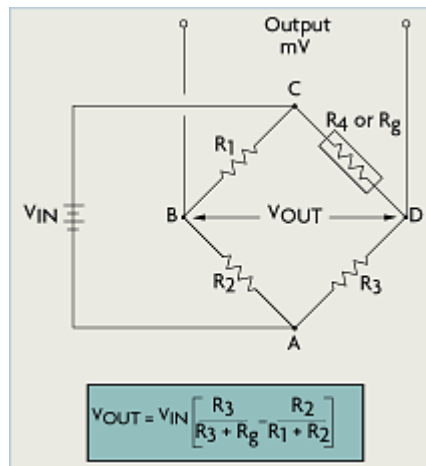
Figura 5. Estructura de un strain gauge



3.7.1.2 Puente de Wheatstone . El puente de Wheatstone es un circuito eléctrico apropiado para detección de pequeños cambios de resistencia. Es por eso usado

para medir cambios de resistencia de un strain gauge. Se configura combinando 4 resistencias como se muestra en la Figura 6.

Figura 6. Puente de Wheatstone



Suponer que:

$$R_1 = R_2 = R_3 = R_2 \quad (9)$$

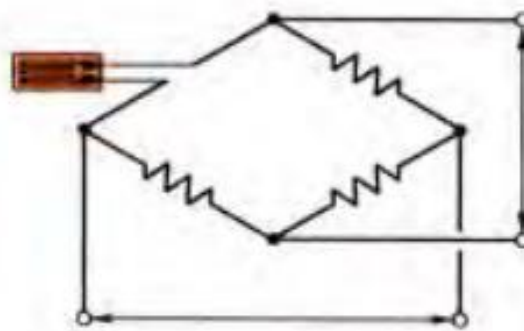
O

$$R_1 * R_2 = R_3 * R_2 \quad (10)$$

Cuando, al aplicar un voltaje cualquiera a la entrada, la salida es cero, tal puente se dice que está “equilibrado”. Cuando el puente pierde el equilibrio, sale un voltaje correspondiente al cambio de resistencia.

Como se muestra en la Figura 7, un strain gauge conectado en el lugar de R1 en el circuito. Cuando el strain gauge se deforma e inicia un cambio de resistencia, ΔR , la salida del puente arroja un voltaje correspondiente a e.

Figura 7. Conectando un Strain gauge.



$$e = \frac{1}{4} \left(\frac{\Delta R}{R} \right) E \quad (11)$$

Esto es:

$$e = \frac{1}{4} k * \varepsilon * E \quad (12)$$

Dado que los otros valores aparte de ε son conocidos, la deformación ε puede ser determinada a través de la medida de la salida de voltaje en el puente.

3.8 TRANSDUCTORES

Un transductor de presión convierte la presión en una señal eléctrica analógica (figura 8).

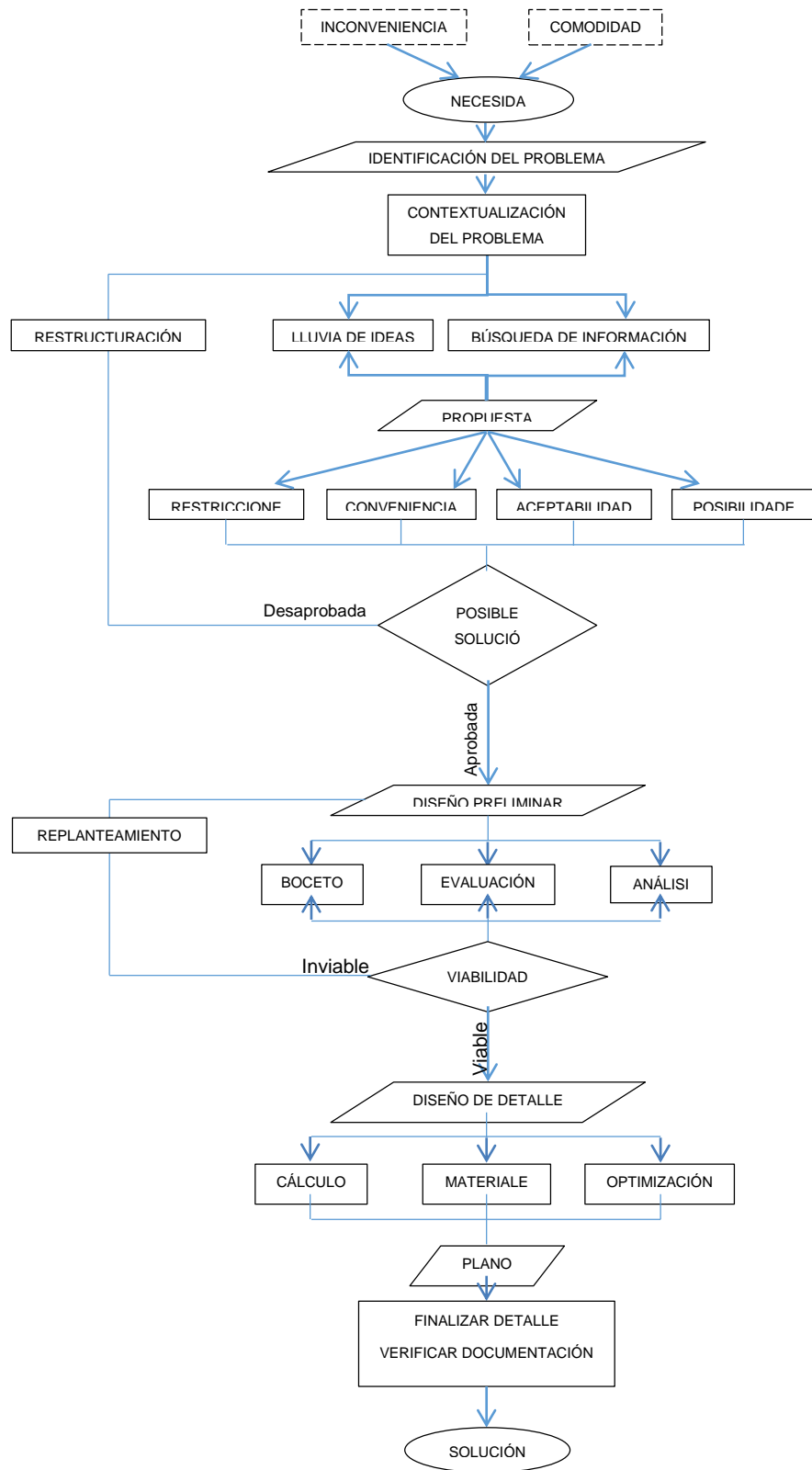
Figura 8. Transductores



3.8.1 Transductor de presión. Uno de los más comunes es el transductor extensiométrico. La conversión de la presión en una señal eléctrica se consigue mediante la deformación física de los extensómetros que están unidos en el diafragma del transductor de presión y cableados en una configuración de puente de Wheatstone. La presión aplicada al sensor produce una deflexión del diafragma, que introduce la deformación a los medidores. La deformación producirá un cambio de resistencia eléctrica proporcional a la presión.

3.8.2 Transductor de temperatura. Los transductores de temperatura transforman la magnitud física de temperatura en una señal eléctrica normalizada que se transfiere a un controlador. Esto permite por ejemplo, al alcanzar un valor máximo o mínimo una alarma.

4. PROCESO DE DISEÑO



A continuación se muestra el proceso de diseño del banco de ensayos mecánicos de tubería utilizada para el transporte de hidrocarburos fabricados con materiales compuestos y metálicos.

4.1 CONDICIONES DE FUNCIONAMIENTO Y ESPECIFICACIONES DEL BANCO

En este banco se podrán realizar dos tipos de pruebas, prueba de estallido y prueba de fatiga, con el fin de caracterizar y poner a prueba los diferentes tipos de variables ambientales en tuberías de transporte de hidrocarburos, como por ejemplo una corrosión por picadura o un desgaste puntual. Para llevar a cabo estas dos pruebas es necesario delimitar el banco para ello veremos cada prueba en detalle con sus respectivas limitantes descritas a continuación.

4.1.1 Prueba de estallido. En esta prueba se busca llevar a la tubería a su esfuerzo último y para ello esta prueba consta de aumentar la presión al interior de la tubería y sobrepasar la presión de fluencia la cual se representa mediante la siguiente ecuación:

$$p_{fluencia} = \frac{2 * S_y * t}{D_{exterior}} \quad (13)$$

Donde P es presión, S_y esfuerzo de fluencia, t el espesor y D diámetro, por lo que las tuberías a probar deben satisfacer esta ecuación, para una presión máxima de 3000 PSI, como podemos observar la ecuación depende del material de la tubería, del espesor de pared y del diámetro externo.

4.1.2 Prueba de fatiga. En esta prueba se busca llevar la tubería a su deformación plástica mediante el fenómeno de fatiga, para realizar esto se deben determinar los rangos de presión mediante el siguiente procedimiento, primero se debe determinar

la presión de fluencia con la ecuación descrita anteriormente, posteriormente se debe aplicar la siguiente ecuación:

$$p_{MAOP} = p_{fluencia} * f \quad (14)$$

Donde p_{MAOP} es presión máxima de operación y esta es la presión máxima que maneja la industria petrolera en el transporte de hidrocarburos y f es un factor de seguridad que según la norma API5L es de 0.85, teniendo el valor de la presión máxima de operación se debe sacar la presión de fatiga máxima y la presión de fatiga mínima mediante la siguiente ecuación:

$$\begin{aligned} p_{min} &= p_{MAOP} * 0,5 \\ p_{max} &= p_{MAOP} * 0,8 \end{aligned} \quad (15)$$

Teniendo estos valores ya tenemos los límites de la prueba de fatiga en nuestro caso las pruebas se realizaran en un rango de presión mínima 1000 Psi y máxima 2000 Psi, por otro lado, tenemos que este banco de pruebas va a quedar limitado a fatiga de bajo ciclaje ya que los componentes del banco no están diseñados para fatiga de alto ciclaje, además de lo anterior la tubería que se debe poner a prueba debe ser una tubería que ya haya cumplido su vida útil en la industria y que tenga los distintos problemas debido a su uso, como por ejemplo corrosión, golpes etc. Por lo que se va a llevar máximo a 1000 ciclos por prueba.

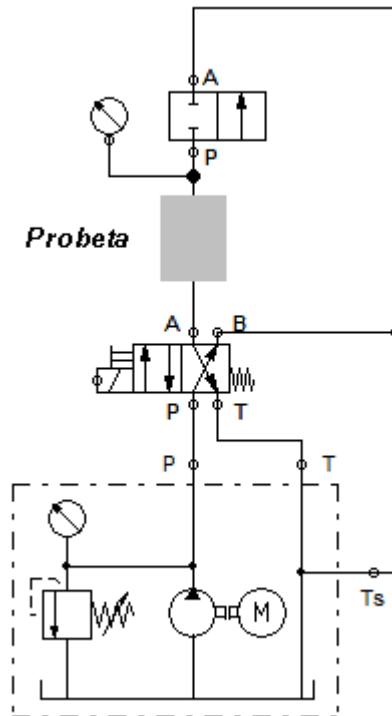
4.2 DISEÑO DEL CIRCUITO HIDRÁULICO DEL BANCO

Para asegurar el cumplimiento de los objetivos de este banco de laboratorio, se procede a generar varias alternativas y propuestas de solución para así lograr determinar el sistema hidráulico más eficiente para el banco de laboratorio.

4.2.1 Generación de ideas y propuestas de solución

4.2.1.1 Propuesta 1

Figura 9. Propuesta 1



En esta propuesta se plantea un circuito con un grupo motriz el cual consta de una bomba con su respectiva válvula de seguridad y manómetro de presión en un solo bloque, en el circuito también se pueden apreciar dos válvulas direccionales una 4/2 (cuatro vías, dos posiciones) la cual en una posición permite el paso de fluido a la probeta y en la otra posición la descarga a tanque, la segunda válvula direccional es una 2/2 (dos vías, dos posiciones), que nos permite realizar una purga al sistema antes de empezar a levantar presión.

Para empezar la Bomba arranca mandando todo el fluido al tanque luego se abre la válvula direccional 2/2 por medio de un solenoide, seguidamente se procede al accionamiento de la 4/2 dando paso de flujo a la probeta y de esta a tanque a través

de la válvula 2/2, cuando el sistema ya esté circulando fluido a través de la probeta se cierra la válvula 2/2 para empezar a levantar presión hasta el taraje de la válvula de seguridad la cual se tara manualmente hasta la presión requerida.

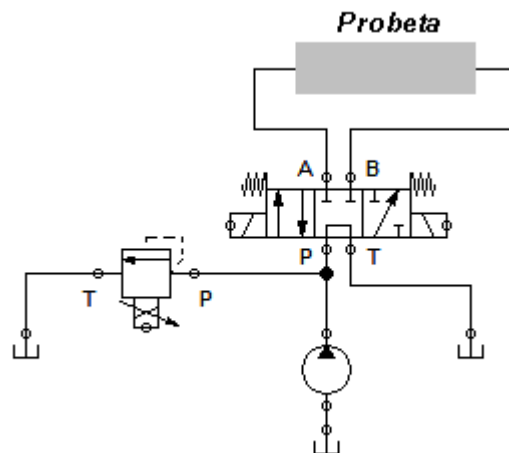
El sistema necesita ser supervisado por un operario, el cual se encargará de montar y desmontar las probetas, tarar la válvula de seguridad y verificar un correcto funcionamiento de cada uno de los componentes para así evitar averías en el sistema y accidentes.

VENTAJAS Y DESVENTAJAS

Es un circuito muy sencillo de fácil montaje fácil mantenimiento, pero en cuanto a su rendimiento es un circuito muy mecánico a la hora de hacer los cambios de presión para la prueba de fatiga ya que este debe realizarse durante varios ciclos (1.000 de ciclos).

4.2.1.2 Propuesta 2

Figura 10. Propuesta 2



En esta propuesta se plantea un circuito con una bomba de desplazamiento positivo la cual se encargará de suministrar fluido al sistema aumentando la presión, en el

circuito también se puede apreciar una válvula de seguridad proporcional la cual nos permitirá variar la presión del sistema en los rangos requerido y de esta manera poder realizar la prueba de fatiga a la probeta, una válvulas direccional 4/3 (cuatro vías, tres posiciones) la cual en posición central permite el paso de fluido de la bomba directo tanque, la posición izquierda permite el paso de fluido la probeta y luego a tanque siendo esta la purga del sistema y en la posición derecha solo ha paso hacia la probeta ya que está obstruido el orificio del tanque permitiendo esto levantar la presión del sistema a la requerida.

Para empezar la Bomba arranca mandando todo el fluido al tanque ya que la válvula direccional está en la posición central, luego se activa la posición izquierda de la direccional por medio del solenoide (permitirá la purga del sistema), seguidamente se procede al accionamiento de la posición derecha dando paso de flujo a la probeta y de esta manera se aumentará la presión del sistema a la que se encuentre tarada la válvula proporcional.

El sistema requiere control por PLC a través del cual se accionaran cada una de las posiciones de la direccional y se ara el control de la válvula proporcional en el rango de presiones necesarios para la prueba de fatiga (1000-2000 psi aproximadamente), este a su vez nos permitirá tomar datos de presión en la probeta a través de un transductor ubicado justo antes de la probeta, el sistema necesita ser supervisado por un operario, el cual se encargará de montar y desmontar las probetas y ordenar al PLC y verificar un correcto funcionamiento de cada uno de los componentes para así evitar averías en el sistema y accidentes.

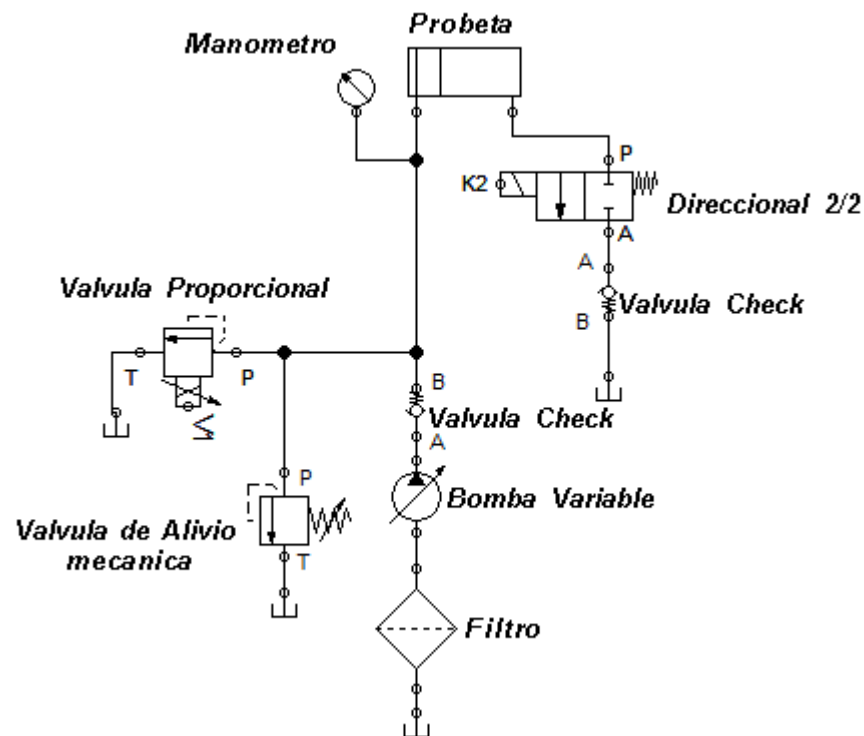
VENTAJAS Y DESVENTAJAS

Es un circuito muy sencillo de fácil montaje, fácil mantenimiento y muy eficiente en cuanto a su rendimiento, es un circuito muy automatizable que a la hora de hacer los cambios de presión para la prueba de fatiga se deja trabajar muy bien gracias a la válvula proporcional ya que esta permite realizar estos cambios durante el ciclaje

requerido (1.000 de ciclos) una de sus desventajas seria en cuanto a costos ya que la válvula direccional de 4 vías 3 posiciones con posición de bloque es un poco menos comercial por tal motivo más difícil de conseguir.

4.2.1.3 Propuesta 3

Figura 11 Propuesta 3



El banco de ensayos mecánicos de tubería utilizada para el transporte de hidrocarburos fabricados con materiales compuestos y metálicos se compone de un circuito con un filtro, una bomba de desplazamiento positivo la cual se encargará de suministrar fluido al sistema aumentando la presión, en el circuito también se puede apreciar una válvula de seguridad proporcional la cual nos permitirá variar la presión del sistema en los rangos requerido y de esta manera poder realizar la prueba de fatiga a la probeta con un mayor control y precisión, dos válvulas anti-retorno (Check) una ubicada en la salida de la bomba y la otra en la salida de la direccional

de purga esto para evitar contrapresiones y cavitación en el sistema, una válvula direccional 2/2 (dos vías, dos posiciones) que en una posición permite y en la otra obstruye flujo de la probeta a tanque permitiendo purgar el sistema, para la seguridad de aquellos que utilicen el banco y en caso de sobrepresiones por falla de alguno de los componentes o algún otro factor este tiene una válvula de alivio mecánica que limitara la presión máxima del sistema(ver anexo A).

Para empezar la Bomba arranca mandando todo el fluido al tanque a través de la válvula de direccional de purga estando ésta abierta por medio del solenoide para que permita el flujo, una vez purgado el sistema (nos aseguramos de que no haya aire en el sistema y esté totalmente lleno de fluido) se procede a cerrar la válvula direccional y de esta manera se aumentará la presión del sistema a la que se encuentre tarada la válvula proporcional la cual será controlada por medio de una tarjeta NI USB-6009.

El sistema requiere control por tarjeta NI USB-6009 a través del software LabVIEW desde el que se accionara la válvula direccional y se ara el control de la válvula proporcional en el rango de presiones necesarios para la prueba de fatiga (1000-2000 psi aproximadamente), este a su vez nos permitirá tomar datos de presión en la probeta a través de un transductor ubicado justo antes de la probeta y datos de deformación de la probeta a través de galgas extenso-métricas. El sistema necesita ser supervisado por un operario, el cual se encargará de montar y desmontar las probetas, ordenar a través del LabVIEW las pruebas y verificar el correcto funcionamiento de cada uno de los componentes para así evitar averías en el sistema y accidentes.

VENTAJAS Y DESVENTAJAS

Es un circuito muy sencillo de fácil montaje, fácil mantenimiento, con un filtro en la succión de la bomba para evitar impurezas en el fluido ya que esto podría causar averías en la misma, muy eficiente en cuanto a su rendimiento, es un circuito muy

automatizable que a la hora de hacer los cambios de presión para la prueba de fatiga se deja trabajar muy bien gracias a la válvula proporcional ya que esta permite realizar estos cambios durante el ciclaje requerido (1.000 ciclos) y en cuanto a costos es mucho más viable ya que sus componentes son más comerciales económicos y fáciles de conseguir.

4.2.2 Análisis de alternativas. Teniendo las propuestas anteriores de diseño, es de vital importancia elegir la más viable para la elaboración de este proyecto, por lo tanto es necesario implementar un método de selección mediante una matriz de decisión (Matriz de pugh), con el objetivo de obtener la propuesta más óptima teniendo en cuenta los siguientes criterios.

Cabe resaltar que estos criterios son unos parámetros de evaluación de las propuestas, se toma la primera alternativa de diseño y se analiza criterio por criterio si su cumplimiento es superior al diseño actual, es inferior o es igual. Si es superior se coloca un signo "+", si es inferior un signo "-" y si es igual un "0".

CRITERIOS DE EVALUACIÓN

- **Costos:** Este parámetro es de vital importancia debido a que se tienen los fondos asignados y siendo este un proyecto hidráulico de antemano se sabe que ciertas piezas e instrumentos de medición son costosos, por lo tanto se evaluará qué tan razonable económicamente es la propuesta.
- **Seguridad:** Este es un parámetro importante en cualquier banco de pruebas que se esté diseñando, debido a que se tienen vidas humanas trabajando cercanamente al proyecto, por lo tanto se buscará un diseño que sea lo más seguro posible.
- **Rendimiento:** Se hace necesario que el banco de pruebas cumpla con su función de manera óptima y realice bien su trabajo, obteniendo resultados verídicos y confiables.

- **Mantenimiento:** El banco de pruebas estará operado por gente capacitada por lo tanto sobre cargas al sistema serán muy poco comun asi como un mal manejo, por lo que cada componente cuando falle será cuando cumpla su vida útil.
- **Montaje:** El montaje se realizará por gente capacitada por el SENA, por lo tanto se busca un diseño eficaz, siendo de vital importancia la facilidad de montaje de los accesorios de la propuesta.

Una vez establecidos claramente los parámetros de selección, se evaluarán las propuestas con cada uno de los criterios.

Tabla 1 Tabla de decisión

<i>Criterios</i>	<i>Valor del criterio</i>	<i>Propuesta 1</i>	<i>Propuesta 2</i>	<i>Propuesta 3</i>
<i>Costos</i>	3	++	++	+++
<i>Seguridad</i>	3	+	++	+++
<i>Rendimiento</i>	3	0	++	+++
<i>Mantenimiento</i>	2	+	++	+++
<i>Montaje</i>	2	+	++	+++
	Totales	13	26	39

Las tres propuestas son buenas, sin embargo la propuesta 3 resulta ser la más adecuada para la solución que se requiere teniendo muy en cuenta cada uno de los parámetros establecidos en este método utilizado para la selección, no obstante, este puede ser retocado en el diseño de detalle para la reducción de los costos de fabricación y en especial aumentar la facilidad en el funcionamiento y mantenimiento de la misma.

4.3 CÁLCULOS HIDRÁULICOS Y MECÁNICOS DEL SISTEMA

Para la elaboración de los cálculos hidráulicos del sistema se empezó con la norma API5L, extrayendo los diámetros y espesores de las tuberías de interés, posteriormente se calculó la presión de fluencia para la tubería. El método de solución planteado para llegar a la potencia requerida es hallar cuanto es el caudal necesario para la prueba de fatiga, es decir cuánto se deforma la tubería radialmente debido a la presión interna para así lograr conocer cuánto es el delta de volumen, una vez obtenido este delta de volumen es posible calcular el caudal que requiere el sistema tomando como base que la subida de presión se realice en dos segundos, finalmente se realiza el cálculo de la potencia teniendo el caudal y la presión.

4.3.1 Cálculo de la presión de operación del sistema. Estos datos de diámetros son tomados de la norma API5L (ver anexo B), tomando como referencia tubería grado A y la tubería más grande que se pone a prueba en este banco, para el diámetro de 6 pulgadas nominal se tienen distintos espesores de pared, la tubería escogida fue la del mayor espesor que se pueda poner a prueba en este banco tomando como base 2850 psi máximo. En la figura 12 se puede observar que las tuberías menor espesor exigirán en menor proporción el banco de pruebas, por lo que se podrá poner a prueba estas tuberías sin ningún inconveniente.

Figura 12. Tubería escogida para el cálculo de la potencia del sistema, norma API5L.

Size	Outside Diameter <i>D</i> (in.)	Wall Thickness <i>t</i> (in.)	Weight per Unit Length <i>w_{pu}</i> (lb/ft)	Inside Diameter ^a <i>d</i> (in.)	Minimum Test Pressure (psi) ^b										
					Grade A	Grade B	Grade X42	Grade X46	Grade X52	Grade X56	Grade X60	Grade X65	Grade X70	Grade X80	
6 5/8 ^c	6.625	0.083	5.80	6.459	Std.	450	530	790	860	980	1050	1130	1220	1320	1500
					Alt.	560	660	790	860	980	1050	1130	1220	1320	1500
6 5/8 ^c	6.625	0.109	7.59	6.407	Std.	590	690	1040	1140	1280	1380	1480	1600	1730	1970
					Alt.	740	860	1040	1140	1280	1380	1480	1600	1730	1970
6 5/8 ^c	6.625	0.125	8.69	6.375	Std.	680	790	1190	1300	1470	1580	1700	1840	1980	2260
					Alt.	850	990	1190	1300	1470	1580	1700	1840	1980	2260
6 5/8 ^c	6.625	0.141	9.77	6.343	Std.	770	890	1340	1470	1660	1790	1920	2080	2230	2550
					Alt.	960	1120	1340	1470	1660	1790	1920	2080	2230	2550
6 5/8 ^c	6.625	0.156	10.79	6.313	Std.	850	990	1480	1620	1840	1980	2120	2300	2470	2830
					Alt.	1060	1240	1480	1620	1840	1980	2120	2300	2470	2830
6 5/8	6.625	0.172	11.87	6.281	Std.	930	1090	1640	1790	2030	2180	2340	2530	2730	3000
					Alt.	1170	1360	1640	1790	2030	2180	2340	2530	2730	3120
6 5/8	6.625	0.188	12.94	6.249	Std.	1020	1190	1790	1960	2210	2380	2550	2770	2980	3000
					Alt.	1280	1490	1790	1960	2210	2380	2550	2770	2980	3410
6 5/8	6.625	0.203	13.94	6.219	Std.	1100	1290	1930	2110	2390	2570	2760	2990	3000	3000
					Alt.	1380	1610	1930	2110	2390	2570	2760	2990	3220	3680
6 5/8	6.625	0.219	15.00	6.187	Std.	1190	1390	2080	2280	2580	2780	2980	3000	3000	3000
					Alt.	1490	1740	2080	2280	2580	2780	2980	3220	3470	3970
6 5/8	6.625	0.250	17.04	6.125	Std.	1360	1580	2380	2600	2940	3000	3000	3000	3000	3000
					Alt.	1700	1980	2380	2600	2940	3170	3400	3680	3960	4530
6 5/8	6.625	0.280	18.99	6.065	Std.	1520	1780	2660	2920	3000	3000	3000	3000	3000	3000
					Alt.	1900	2220	2660	2920	3300	3550	3800	4120	4440	5070
6 5/8	6.625	0.312	21.06	6.001	Std.	1700	1980	2970	3000	3000	3000	3000	3000	3000	3000
					Alt.	2120	2470	2970	3250	3670	3960	4240	4590	4940	5650
6 5/8	6.625	0.344	23.10	5.937	Std.	1870	2180	3000	3000	3000	3000	3000	3000	3000	3000
					Alt.	2340	2730	3270	3580	4050	4360	4670	5060	5450	6230
6 5/8	6.625	0.375	25.05	5.875	Std.	2040	2380	3000	3000	3000	3000	3000	3000	3000	3000

Para el cálculo de la presión de fluencia utilizaremos la ecuación de Barlow, al obtener esta presión se puede calcular la presión máxima de operación que según la norma es el 85% de la presión de fluencia.

$$P_{fluencia} = 2 * S_y * \frac{t}{D_{ext}} \tag{16}$$

$$P_{Max} = P_{fluencia} * f$$

$P_{fluencia}$: Presión de fluencia

P_{Max} : Presión máxima de operación

S_y : Resistencia del material a la fluencia

t : Espesor de la tubería

D_{ext} : Diámetro exterior de la tubería

f : Factor de seguridad

Posteriormente se calcula los rangos de fatiga que para la carga mayor será el 85% de la presión máxima de la tubería y para la carga menor será el 50% de la presión máxima.

$$P_{max} = P_{Maop} * 0,85$$

$$P_{min} = P_{Maop} * 0,50$$

4.3.1 Cálculo de la expansión de la tubería debido a la presión. Teniendo ya los rangos de presiones se calcula cuanto es la deformación de la tubería debido a la presión obteniendo un delta de radio, es decir calcular la deformación del radio debido a la presión.

$$\Delta R_{min} = \frac{P_{min} * R_{int}^3}{E * (R_{ext}^2 - R_{int}^2)} * \left[\frac{R_{ext}^2}{R_{int}^2} * (1 - \nu) + 1 - \nu \right] \quad (17)$$
$$\Delta R_{max} = \frac{P_{max} * R_{int}^3}{E * (R_{ext}^2 - R_{int}^2)} * \left[\frac{R_{ext}^2}{R_{int}^2} * (1 - \nu) + 1 - \nu \right]$$

ΔR_{min} : Delta de radio a la presión mínima

ΔR_{max} : Delta de radio a la presión máxima

E : Módulo de elasticidad del material

ν : Coeficiente de Poisson

A partir del radio base se obtienen los deltas a la presión máxima y mínima del sistema

5.3.1.1 Cálculo de volúmenes debido a los cambios de presión del sistema. Teniendo la deformación de los radios ahora es posible calcular los delta de

volúmenes, tanto de la presión de fatiga máxima como de la presión de fatiga mínima.

$$\begin{aligned} R_{min} &= R_{int} + \Delta R_{min} \\ R_{max} &= R_{int} + \Delta R_{max} \end{aligned} \quad (18)$$

$$\begin{aligned} Vol_{min} &= \pi * R_{min}^2 * L \\ Vol_{max} &= \pi * R_{max}^2 * L \end{aligned} \quad (19)$$

Vol_{min} : Volumen a la presión mínima de operación

Vol_{max} : Volumen a la presión máxima de operación

4.3.1.2 Cálculo del caudal para la prueba de fatiga con tubería metálica

Teniendo en cuenta lo anterior se calcula el caudal necesario con la siguiente fórmula.

$$\begin{aligned} \Delta Vol_{met} &= Vol_{max} - Vol_{min} \\ Q_{metalico} &= \frac{\Delta Vol}{Tiempo} \end{aligned} \quad (20)$$

$Q_{metalico}$: Caudal para la prueba de fatiga en tubería metálica

ΔVol : Delta de volumen de la probeta

$Tiempo$: Tiempo de presurización

4.3.1.3 Cálculo del caudal para la prueba de fatiga con tubería de material compuesto. Debido al comportamiento anisótropo de la tubería de material compuesto no se puede aplicar las mismas ecuaciones descritas anteriormente por lo que se realizó una simulación mediante métodos de elementos finitos en ANSYS (ver anexo C) para lograr determinar el delta del volumen para una tubería del

mismo diámetro y longitud que la analizada anteriormente, dicha simulación arroja como resultado un delta de volumen es de 0,15 L.

$$Q_{compuesto} = \frac{\Delta Vol_{comp}}{Tiempo} \quad (21)$$

$Q_{compuesto}$: Caudal para la prueba de fatiga en tubería compuesta

ΔVol_{comp} : Delta de volumen de la probeta de material compuesto tomando como dato (0,15 Litros) que resulta de una simulación que se realizó en ANSYS para este tipo de tubería.

4.3.2 Cálculo de potencia necesaria en el sistema. Finalmente se calcula la potencia requerida por cada tubería para llevar a cabo la prueba.

$$Pot_{comp} = Q_{compuesto} * P_{fluencia}$$

$$Pot_{met} = Q_{metalico} * P_{fluencia} \quad (22)$$

$$Pot_{comp} = 3,3 [HP]$$

$$Pot_{met} = 0,06[HP]$$

Pot_{comp} : Potencia para la prueba con tubería de material compuesto

Pot_{met} : Potencia para la prueba con tubería metálica

Es curioso observar que la potencia requerida por la tubería de material metálico sea tan baja y esto se debe principalmente a que la deformación radial que sufre la tubería metálica en comparación de la tubería de material compuesto es muy pequeña, por lo tanto la tubería metálica requiere mucho menos caudal, ahora bien para el cálculo de la potencia para la tubería metálica se optó por calcular el caudal a partir de una velocidad de flujo en la tubería del sistema hidráulico de $0,4 \frac{m}{s}$. El diámetro de la tubería del sistema hidráulico es de 0,75 pulgadas.

$$Q_{metalico} = V * A$$

$$Pot_{met} = Q_{metalico} * P_{fluencia} \quad (23)$$

V: Velocidad de flujo en la tubería del sistema hidráulico

A: Área de paso del flujo

4.3.3 Cálculo del volumen de aceite necesario. Para el cálculo del volumen de aceite se toma como referencia el mayor gasto de aceite posible para este banco, que sería llenar la probeta más grande y además tener en cuenta las tuberías del sistema hidráulico finalmente aplicarle un factor de seguridad.

$$\begin{aligned}V_{probeta} &= A_{probeta} * L_{probeta} \\V_{sistema} &= A_{sistema} * L_{sistema} \\V_{total} &= V_{probeta} + V_{sistema} \\V_{requerido} &= V_{total} * 1,5\end{aligned}\tag{ 24)}$$

4.3.4 Cálculo de la deformación lineal de las galgas extensiométricas. A la hora de seleccionar las galgas extensiométricas es indispensable saber cuánta deformación perimetral va a medir para esto se calcula la deformación radial y con esta obtener la deformación perimetral de la probeta.

$$\begin{aligned}P_{base} &= 2 * \pi * R_{min} \\P_{max} &= 2 * \pi * R_{max} \\ \Delta_{perimetro} &= P_{max} - P_{min}\end{aligned}\tag{ 25)}$$

P_{base} : Perímetro base.

P_{max} : Perímetro máximo.

R_{max} : Radio máximo debido a la presión máxima.

R_{min} : Radio máximo debido a la presión máxima.

Teniendo en cuenta lo anterior se necesitan galgas extensiométricas con sensibilidad de 2 mm.

En la tabla 2 se pueden observar los resultados de los respectivos cálculos

Tabla 2 Tabla de resultados

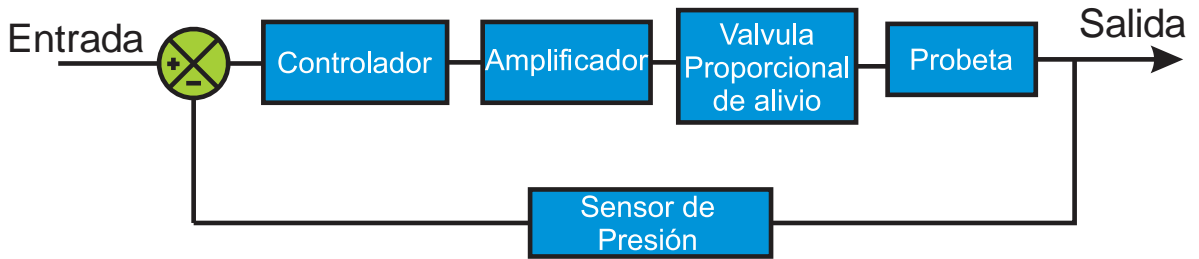
ECUACIÓN	VARIABLE	RESULTADO (Unid)
16	$P_{fluencia} - P_{Max}$	2830 – 2606 (Psi)
17	$\Delta R_{min} - \Delta R_{max}$	0,0007022 - 0,001124 (in)
18	$R_{min} - R_{max}$	2,938 – 2,939 (in)
19	$Vol_{min} - Vol_{max}$	1068 – 1068,11 (in ³)
20	$Q_{metalico}$	0.000001255 (in ³ /s)
21	$Q_{compuesto}$	0,0000625 (in ³ /s)
22	$Pot_{comp} - Pot_{met}$	2 – 0,06 (Hp)
23	Pot_{met}	3 (Hp)
24	$V_{total} - V_{requerido}$	28 – 42 (L)
25	$\Delta_{perimetro}$	1,41 (mm)

4.4 SISTEMA DE CONTROL Y ADQUISICIÓN DE DATOS DEL BANCO DE PRUEBAS

A continuación se hará una descripción del sistema de control empleado para el banco y su funcionamiento.

El sistema de control del banco de pruebas se realizara mediante la válvula proporcional de alivio, consiste en generar desde la computadora una señal de fuerza, que es convertida en un diferencial de potencial para posteriormente ser amplificado y efectuar el accionamiento de la válvula. El aumento o disminución del voltaje se refleja en cambios de la presión del fluido que se emplea, proporcionalmente al valor de consigna que se ha solicitado. La presión en el circuito actúa directamente sobre la probeta. El control del sistema se realiza mediante la realimentación de la señal de presión que se mide con la ayuda de un transductor; dicha señal se compara con la entrada, la diferencia entre ambas medidas determina el error, que se compensa mediante el controlador que se ha destinado para tal fin (ver figura 13).

Figura 13. Esquema de control lazo cerrado



4.4.1 Componentes para la adquisición de señales. El sistema cuenta con una señal de entrada que brinda la información correspondiente a la presión en la probeta, además de la señal de salida que permite controlar la válvula de alivio proporcional. A continuación se describen los elementos que generan las señales o las reciben para su posterior análisis.

4.4.1.2 Transmisor de presión. El transductor de presión es de tipo piezorresistivo STAUFF SPT-5000-N04-420-MD (ver anexo D), la máxima presión que registra es de 5000 psi y la salida es de 4 a 20 mA; por lo que se hace necesario convertir la señal a voltaje y posteriormente a una medida de presión, mediante la ecuación (26).

$$P = 1250 * (V - 1)[Psi] \quad (26)$$

4.4.1.3 Tarjeta de adquisición de datos. La tarjeta NI-USB6009 (ver anexo E) es la interface que permite la conexión de la señales análogas, digitalizarlas y enviarlas al computador. Posee 8 entradas designadas (AI) y 2 salidas análogas (AO), 12 canales de entrada (PI) o salida (PO) digitales, más un contador de 32 bits.

La configuración de entradas análogas está compuesta por un multiplexor, un amplificador de ganancias programables y un convertidor análogo digital, así como de un dispositivo que permite efectuar conversiones A/D simples y múltiples, el

valor máximo de la frecuencia de muestreo es de 10kS/s. En tanto las salidas análogas requieren de un convertidor digital a análogo cuyo valor puede variar de 0 a 5V.

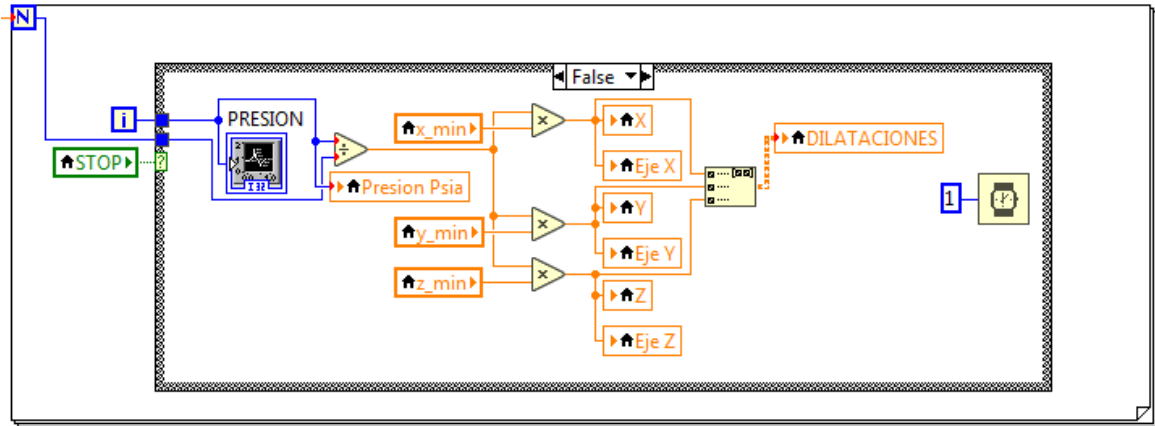
La comunicación de la tarjeta con el computador en especial con el software de LabVIEW, se realiza mediante un módulo denominado NI-DAQmx.

4.4.1 Descripción de la adquisición de datos. Se diseñó un sistema SCADA (Supervisión, Control y Adquisición de Datos) desde el programa LabVIEW y con la ayuda de la interfaz de la tarjeta de adquisición de datos, se logra la adquisición de datos como presión y deformación de la probeta necesarios para el control del banco de pruebas.

La deformación registrada en las galgas, depende del incremento de la presión. Tanto la deformación como la de presión, debieron ser adecuadas al pasar de ser una señal de corriente a una de voltaje.

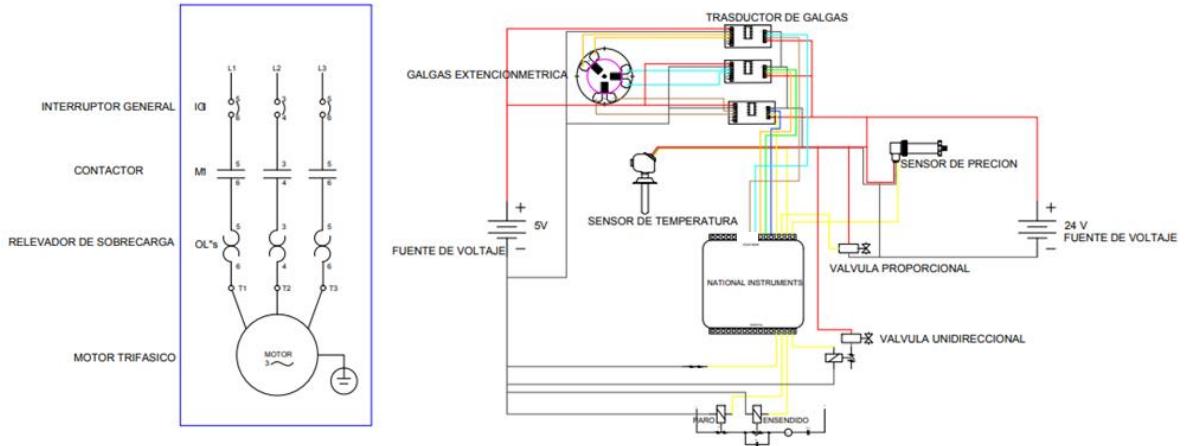
La figura 14 esquematiza la adquisición de datos empleando la tarjeta 6009, de acuerdo a la excitación de la válvula proporcional de alivio. Dichos datos son tomados con una tasa de muestreo 10 ms y son guardados mediante el empleo de una función que permiten ser leídos con posterioridad.

Figura 14. Adquisición de datos



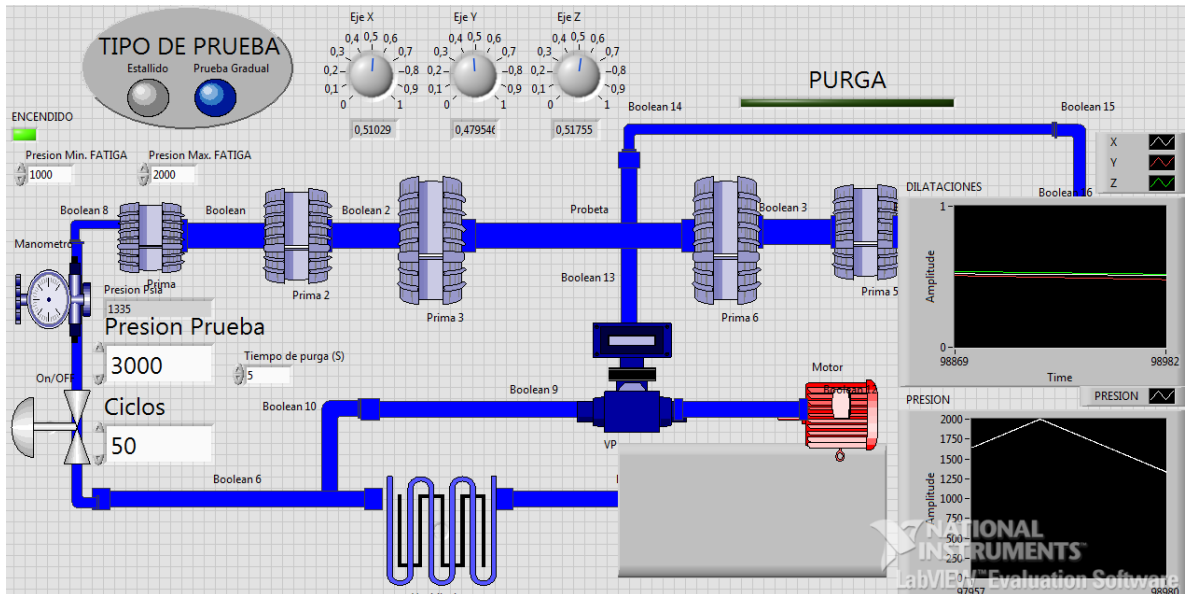
En la figura 15 se muestran las conexiones necesarias del banco de pruebas, el motor, el sensor de presión, galgas extensiométricas, sensor de temperatura, la válvula proporcional de alivio y la tarjeta de adquisición de datos (ver anexo F).

Figura 15. Conexiones eléctricas entre componentes



4.4.1.1 Sistemas cada realizado en labview. El panel de control realizado en LabVIEW (ver anexo G), se representa en la figura 16, su funcionamiento se describe en el manual de operación y mantenimiento (ver anexo H).

Figura 16. Sistema SCADA



4.5 PROTOTIPADO VIRTUAL

Para el prototipado del banco de pruebas se utilizó el software solidworks (ver anexo I) como se puede observar en la figura 14 y figura 15 y sus respectivos planos se pueden ver en el anexo J.

Figura 17. Prototipo virtual

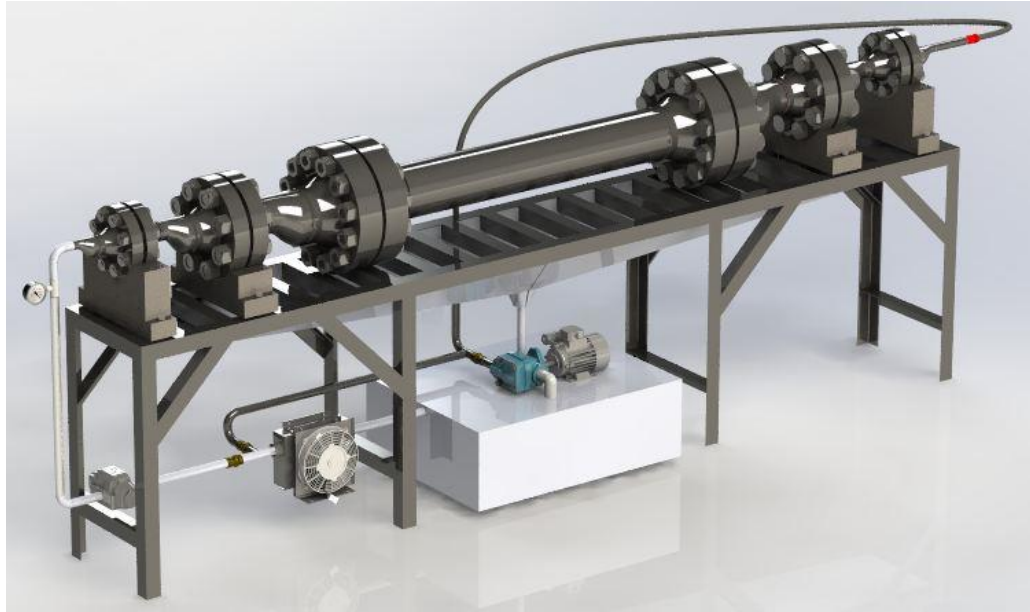
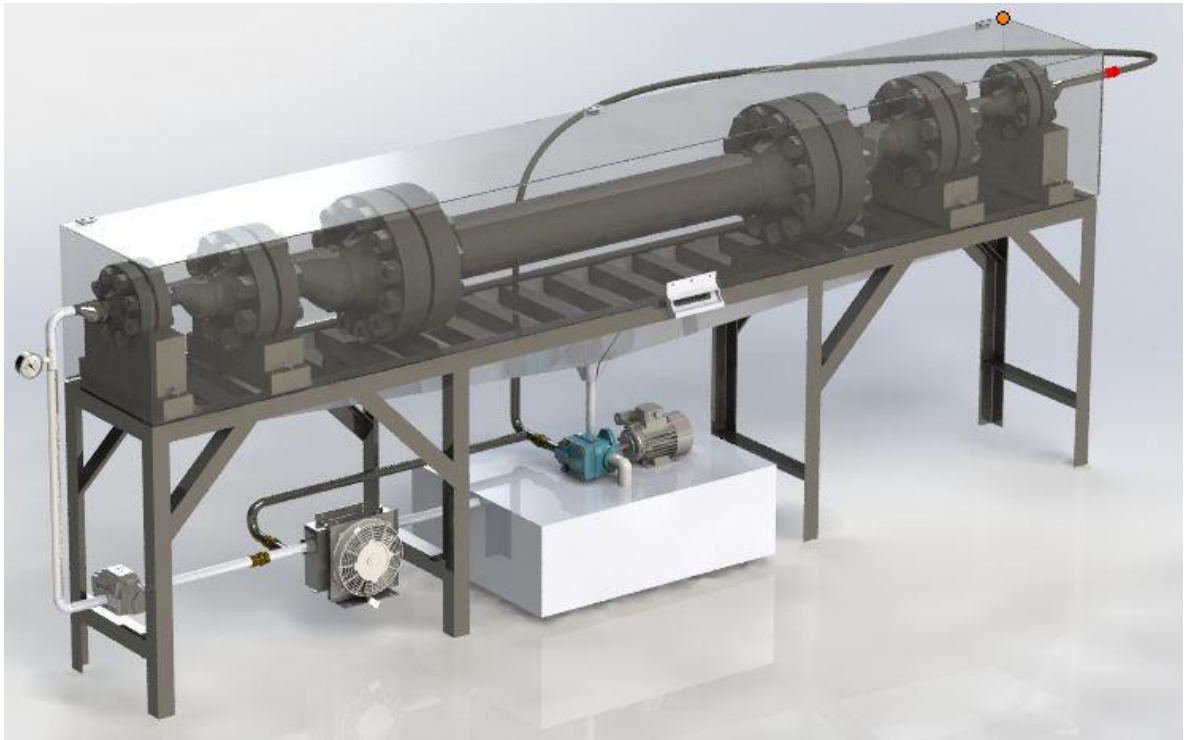


Figura 18. Prototipo virtual



4.6 SELECCIÓN DE PARTES Y EQUIPOS REQUERIDOS

4.6.1 Selección de tubería

4.6.1.1 Material . Basados en la norma ASME B31.4[24] “Pipeline transportation systems for liquids” (ver anexo K), 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 este fin se encuentra catalogado dentro de la norma API 5L [25] (Tabla 3).

Tabla 3 Composición química en porcentaje de peso para la tubería API 5L A PSL 1 Welded.

Grado y Clase	Máximo Carbono	Máximo Manganeso	Fósforo		Máximo Azufre	Máximo Titanio	Otros
			Mín.	Máx.			
A	0,22	0,90	-----	0,030	0,030	-----	-----

4.6.1.2 Dimensión. Teniendo en cuenta factores como tamaño, facilidad de instalación, costo de construcción, fiabilidad, seguridad y mantenimiento del sistema, riesgo al operar debido a niveles de presión, eficiencia durante las pruebas, entre otros, es viable utilizar una tubería NPS 3/4 SCH 80 (3,91mm de espesor) (Tabla 4).

Tabla 4. Tubería de acero al carbono API 5L / ASTM a53 / a106.

Diámetro Nominal NPS		Diámetro Exterior Real		Espesor de Pared		Identificación		Peso del Tubo		ASTM A53 PRESION DE PRUEBA			
Pulgadas in.	Milímetros mm.	(in.)	mm.	Pulgadas (in.)	Milímetros (mm.)	Weight Class	Schedule	lb/pie	kg/m	Grado A		Grado B	
										psi	Kg/cm2	psi	Kg/cm2
1/2	15	0.840	21.3	0.109	2.77	STD	40	0.85	1.27	700	49	700	49
				0.147	3.73	XS	80	1.09	1.62	850	60	850	60
3/4	20	1.050	26.7	0.113	2.87	STD	40	1.13	1.69	700	49	700	49
				0.154	3.91	XS	80	1.47	2.20	850	60	850	60
1	25	1.315	33.4	0.133	3.38	STD	40	1.68	2.50	700	49	700	49
				0.179	4.55	XS	80	2.17	3.24	850	60	850	60
1-1/4	32	1.660	42.2	0.140	3.56	STD	40	2.27	3.39	1200	84	1300	91
				0.191	4.85	XS	80	3.00	4.47	1800	127	1900	134
1-1/2	40	1.900	48.3	0.145	3.68	STD	40	2.72	4.05	1200	84	1300	91
				0.200	5.08	XS	80	3.63	5.41	1800	127	1900	134

4.6.2 Selección de bridas y empaques. Consultando la norma ASME B16.5 (ver anexo L) para la selección de bridas y la ASME B16.20 (ver anexo M) para la selección de empaques (Tabla 5 y Tabla 6).

4.6.2.1 Identificación de la clase de brida

Tabla 5. Calificaciones de presión y temperatura para el tipo de brida.

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

Fuente ASME B16.5. Pipe flanges and flanged fittings. Ed. 2013. p.23.

4.6.2.2 Dimensiones de la brida

Tabla 6 Dimensiones de brida tipo RJ (Ring Joint).

Nominal Size						Groove Dimensions				Radius at Bottom, R	
Class 150 NPS	Class 300 NPS	Class 400 NPS	Class 600 NPS	Class 900 NPS	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
...	2	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 1/2	2	...	24	95.25	7.92	11.91	0.8
...	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
...	2 1/2	...	27	107.95	7.92	11.91	0.8
...	2 1/2	28	111.13	9.52	13.49	0.8
3	29	114.30	6.35	8.74	0.8
...	(2)	...	(2)	30	117.48	7.92	11.91	0.8
...	3 (2)	...	3 (2)	3	31	123.83	7.92	11.91	0.8
...	3	32	127.00	9.53	13.49	1.5
3 1/2	33	131.78	6.35	8.74	0.8
...	3 1/2	...	3 1/2	34	131.78	7.92	11.91	0.8
...	3	...	35	136.53	7.92	11.91	0.8
4	36	149.23	6.35	8.74	0.8
...	4	4	4	4	37	149.23	7.92	11.91	0.8
...	4	38	157.18	11.13	16.66	1.5
...	4	...	39	161.93	7.92	11.91	0.8
5	40	171.45	6.35	8.74	0.8
...	5	5	5	5	41	180.98	7.92	11.91	0.8
...	5	42	190.50	12.70	19.84	1.5
6	43	193.68	6.35	8.74	0.8
...	5	...	44	193.68	7.92	11.91	0.8
...	6	6	6	6	45	211.12	7.92	11.91	0.8
...	6	...	46	211.14	9.53	13.49	1.5

Fuente ASME B16.5. Pipe flanges and flanged fittings. Ed. 2013. p.64.

En este caso seleccionamos 3 diámetros de brida diferentes ya que en el banco se van a trabajar probetas de 6", 4" y 2" de diámetro respectivamente.

Con la presión máxima de 3500 [psi] (241.3165 [bar]) y la temperatura de operación (Un poco mayor a la temperatura ambiente), se obtiene que la brida requerida es

una NPS, Clase 1500 y tipo RJ (Ring Joint), BRIDA WELDING NECK 1500 ASME B16.5 (figura 15) fabricada con el material Forging ASTM SA-105.

Figura 19. Brida welding neck 1500 ASME B16.5



FUENTE <http://www.tubos-acero-aleacion.com/assets/images/310-bridas.jpg>

4.6.2.3 Selección de empaques. Consultando la norma ASME B16.20 (Tabla 7).

Tabla 7. Junta de anillo tipo R Dimensiones y tolerancias.

Ring Number	Average Pitch Diameter of Ring, <i>P</i>	Width of Ring, <i>A</i>	Height of Ring		Width of Flat on Octagonal Ring, <i>C</i>	Radius in Octagonal Ring, <i>R</i> ₁
			Oval, <i>B</i>	Octagonal, <i>H</i>		
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

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

4.6.2.4 Selección de pernos y tuercas. La norma ASME B16.5 en el capítulo 5 de la edición del 2013 especifica los materiales de fabricación de los pernos y en la norma aclaran que como tarea común, se prefiere siempre el uso de la especificación ASTM A193 grado B7 (Tabla 8) para la mayoría de procesos, las tuercas pueden mecanizarse del mismo material o pueden ser de una calidad compatible, de ASTM A 194.

La temperatura máxima de funcionamiento se ajusta arbitrariamente a 260 ° C (500 ° F), a menos que el material haya sido recocido o terminado en caliente porque el mal temperamento afecta negativamente el esfuerzo de diseño en el rango de ruptura de fluencia (Tabla 9).

Tabla 8 Materiales de empernado.

Bolting Materials [Note (1)]											
High Strength [Note (2)]			Intermediate Strength [Note (3)]			Low Strength [Note (4)]			Nickel and Special Alloy [Note (5)]		
Spec. No.	Grade	Notes	Spec. No.	Grade	Notes	Spec. No.	Grade	Notes	Spec. No.	Grade	Notes
A 193	B7	...	A 193	B5	...	A 193	B8 Cl.1	(6)	B164	...	(7)(8)(9)
A 193	B16	...	A 193	B6	...	A 193	B8C Cl.1	(6)			
			A 193	B6X	...	A 193	B8M Cl.1	(6)	B166	...	(7)(8)(9)
A 320	L7	(10)	A 193	B7M	...	A 193	B8T Cl.1	(6)			
A 320	L7A	(10)									
A 320	L7B	(10)	A 193	B8 Cl.2	(11)	A 193	B8A	(6)	B335	N10665 N10675	(7) (7)
			A 193	B8 Cl.2B	(11)						
A 320	L7C	(10)	A 193	B8C Cl.2	(11)	A 193	B8CA	...			
A 320	L43	(10)	A 193	B8M Cl.2	(11)	A 193	B8MA	...	B408	...	(7)(8)(9)
			A 193	B8M Cl.2B	(11)						
			A 193	B8T Cl.2	(11)	A 193	B8TA	(6)			
A 354	BC	...							B473	...	(7)
A 354	BD	...	A 320	B8 Cl.2	(11)	A 307	B	(12)			
			A 320	B8C Cl.2	(11)				B574	...	(7)
A 540	B21	...	A 320	B8F Cl.2	(11)	A 320	B8 Cl.1	(6)			
A 540	B22	...	A 320	B8M Cl.2	(11)	A 320	B8C Cl.1	(6)			
A 540	B23	...	A 320	B8T Cl.2	(11)	A 320	B8M Cl.1	(6)			
A 540	B24	...				A 320	B8T Cl.1	(6)			
			A 449		(13)						
			A 453	651	(14)						
			A 453	660	(14)						

Fuente ASME B16.5. Pipe flanges and flanged fittings. Ed. 2013. p.7

Tabla 9 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.

4.6.3 Selección de manguera

Se realiza la selección de una manguera de la marca Parker por sus excelentes prestaciones a fluctuaciones de presión (Tabla 10) (ver anexo N).

Tabla 10 Catalogo manguera Parker

301SN - Manguera No-Skive - EN 853 2SN / ISO 1436 Tipo 2								
Referencia	Diámetro interno de manguera				Diámetro externo mm	Presión de trabajo		Radio de curvatura mm
	DN	pulgada	módulos	mm		psi	Mpa	
301SN-4	6	1/4	-04	6.3	15.0	5800	40.0	100
301SN-5	8	5/16	-05	7.9	16.6	5075	35.0	115
301SN-6	10	3/8	-06	9.5	19.0	4775	33.0	130
301SN-8	12	1/2	-08	12.7	22.2	4000	27.5	180
301SN-10	16	5/8	-10	15.9	25.4	3600	25.0	200
301SN-12	20	3/4	-12	19.1	29.3	3100	21.5	240
301SN-16	25	1	-16	25.4	38.1	2400	16.5	300
301SN-20	32	1 1/4	-20	31.8	47.5	1800	12.5	420
301SN-24	40	1 1/2	-24	38.1	55.0	1300	9.0	500
301SN-32	50	2	-32	50.8	67.0	1150	8.0	630



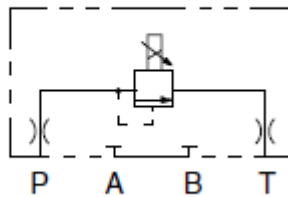
4.6.4 Selección de válvula proporcional . Una válvula de alivio proporcional electrohidráulica es diseñada para regular la presión en un sistema hidráulico en proporción a una entrada eléctrica aplicada.

Estas válvulas de bucle abierto de una etapa pueden ser utilizadas para el control directo de presión en sistemas de bajo flujo, o para piloto control de controles de presión más grandes.

En este caso se seleccionó una válvula de alivio proporcional de referencia -KCG 3 250D Z M U H1 10 (ver anexo O) con un rango de presión de trabajo entre 5 - 250 bar (73-3625 psi) (figura 20).

Figura 20. Válvula de alivio proporcional

KCG-3



4.6.5 Selección de unidad de potencia hidráulica. Las bombas de pistón PVQ Vickers, con desplazamiento variable, el desplazamiento es variado por medio de un compensador de presión y / o flujo de control lo que ofrece la máxima flexibilidad operativa de las mismas.

Para estos requerimientos se optó por una bomba de desplazamiento variable PVQ10 A2R SE1S 10 CG 30 S9 (ver anexo P) con una capacidad de 10,5 cc/rev (0.64 cir), 210 bar (3000 psi) (figura 21).

Figura 21. Bomba hidráulica variable



4.6.6 Selección de unidad de refrigeración Cooler. Los enfriadores de aceite Parker producen una buena capacidad de enfriamiento y menor caída de presión para mejorar optimización de la temperatura en un sistema.

Se seleccionó un enfriador de aceite de aire con motor de CC ULDC-011 de la empresa PARKER (figura 22) cuyas especificaciones se pueden observar en la tabla 11.

Figura 22. Cooler



Tabla 11 Especificaciones técnicas del cooler

FLUJO ESPECIFICADO (GPM)
28 gpm
CAPACIDAD DE ENFRIAMIENTO MÁXIMA (HP)
7.8 hp
CAPACIDAD DE ENFRIAMIENTO MÁXIMA (KW)
5.81646 kW
FLUJO ESPECIFICADO (LPM)
109 lpm
TENSIÓN
24 VDC
ALTURA (MM)
381 mm
LONGITUD (MM)
381 mm
ANCHO (MM)
215.9 mm
TAMAÑO DE CONEXIÓN DEL PUERTO (PULG)
1" (#16)
TAMAÑO DE LA ROSCA DE LA CONEXIÓN (PULG)
1 5/16 - 12
PRESIÓN DE TRABAJO MÁXIMA (PSI)
300 psi
PRESIÓN DE TRABAJO MÁXIMA (BAR)
20.7 bar
TEMPERATURA MÁXIMA DE ADMISIÓN (C)
121°C
TIPO DE FLUIDO
Mineral Oil, Oil/Water Emulsion, Water Glycol, Phosphate Ester
SALIDA DE MOTOR
.13 HP
PESO (KG)
7 kg

4.6.7 Fluido hidráulico. El elemento fundamental, que permite la transmisión de la presión en un rango de temperatura definido es el fluido hidráulico, para el caso se emplea un aceite mineral con una viscosidad cinemática de 37 centistokes y una densidad 875 kg/m^3 ; con buenas propiedades como la estabilidad térmica, resistencia a la oxidación en presencia de aire, agua y cobre, además posee baja fricción. El fluido hidráulico debe poseer un bajo nivel de compresibilidad, es decir la resistencia que posee el fluido de cambiar su volumen al estar sometido a variaciones de presión.

4.7 MECANISMO DE SUJECION PARA PROBETA DE MATERIAL COMPUESTO

Debido a que no es posible soldar la probeta de material compuesto con una brida metálica welding neck se optó por diseñar un mecanismo basado en una brida partida capaz de sujetar la probeta, como básicamente se sujeta por fricción entre la brida partida y la probeta a estas se le realiza un moleteado superficial para aumentar el coeficiente de fricción entre las dos superficies.

4.7.1 Calculo fuerza de rozamiento entre la superficie de la probeta y la brida partida

$$F_R = A * P * \mu \quad (23)$$

F_R : Fuerza de rozamiento.

A : Área de contacto entre la brida y la probeta.

P : Presión unitaria ejercida en la superficie de contacto.

μ : Coeficiente de fricción estático entre la brida y la probeta.

Como se puede evidenciar en la ecuación la fuerza de rozamiento está directamente relacionada con la carga aplicada a la probeta por lo que al aumentar la presión en la probeta así mismo aumenta la fuerza de rozamiento estática entre las superficies.

4.7.2 Modelo en solidworks. En el modelo de la figura 23 se puede notar el corte de la brida escalonado esto con el fin de tener una guía a la hora de realizar el montaje y que estas queden alineadas, también se debe realizar un moleteado a las dos superficies con el fin de aumentar el coeficiente de fricción entre ellas como se muestra en la figura 24.

Figura 23. Brida Partida

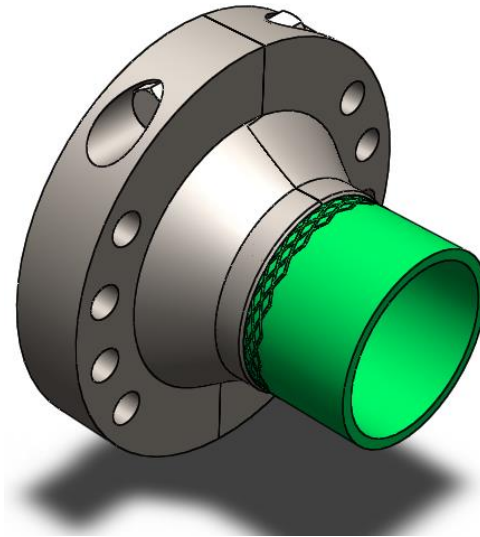
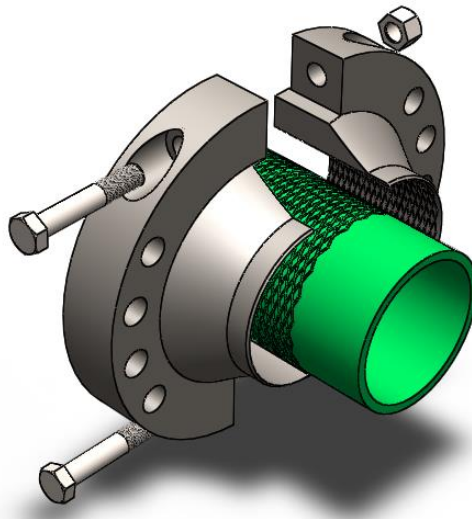


Figura 24. Brida Partida Vista Explosionada



4.8 MAQUETA DEL PROTOTIPO

La realización del maquetado del banco, en base al prototipo virtual se realizó en impresora 3D como se muestra en la figura 25.

Figura 25. Maqueta prototipo



4.9 LISTA DE MATERIALES NECESARIOS PARA LA CONSTRUCCIÓN DEL BANCO

A continuación en la tabla 12 se describe la lista de materiales necesarios para la construcción del banco de pruebas mecánicas para tubería de materiales compuestos y metálicos.

Tabla 12. Lista de materiales

ÍTEM	DESCRIPCIÓN DETALLADA	U/M	CANT.
1	Tubería 3/4 SCH 80 (5.80mts de longitud) (3,73mm de espesor)	unidades	2
2	Válvula hidráulica de dos posiciones dos vías, posición inicial por muelle activada por solenoide (para purgar el sistema)	unidad	1
3	Válvula anti retorno acero inoxidable hasta 3500 psi	unidad	3
4	Válvula de seguridad tarable por resorte hasta 3500 psi (2000-3500 psi)	unidad	1
5	Manómetros de capacidad de 3500 psi mínimo	unidad	1
6	Brida welding neck 6" 1500 NPS ASME B16.5	unidad	4
7	Brida welding neck 4" 1500 NPS ASME B16.5	unidad	6
8	Brida welding neck 2" 1500 NPS ASME B16.5	unidad	6
9	Transductor de temperatura hasta 500°C salida 4-20mA/ 0-24VDC	unidad	1
10	Galgas extenso-métrica para material metálico en rosetas a 45° auto compensadas en temperatura	unidad	10
11	Galgas extenso-métrica para material compuesto en rosetas a 45° auto compensadas en temperatura	unidad	10
12	Arrancador para motor de 10 HP	unidad	1
13	Tarjeta de adquisición de datos National Instruments NI UBS-6009	unidad	1
14	Perfil en L de 50mm y 12 mts de longitud, espesor 4mm	metros	4
15	Aceite URSA-ED 10W	galones	11
16	Expansiones-Reducciones de un 6"x4" SCH 80 EXCENTRICAS	unidad	2
17	Expansiones-Reducciones de un 4"x2" SCH 80 EXCENTRICAS	unidad	2
18	Expansiones-Reducciones de un 2"x3/4" SCH 80 EXCENTRICAS	unidad	2
19	Cooler 8HP y 6 GPM para el enfriamiento del aceite del sistema.	unidad	1
20	Interruptor selector de dos posiciones para tablero	unidad	2
21	Pulsador de auto enclavamiento normalmente cerrado (Paro emergencia) para tablero.	unidad	1
22	Interruptores dos posiciones para tablero	unidad	5
23	Cables de potencia de 10 metros para motor de 10HP a 220V con terminal Hembra	unidad	1
24	Cables de control	metros	20
25	Lámina en policarbonato 2X4 Metros	unidad	2
26	Abrazaderas omega pesadas de 0.75 pulgadas con tornillos y tuercas	unidad	20

5. CONCLUSIONES

En el sistema SCADA se definieron los instrumentos de medición y de procesamiento de información, así como la comunicación e interacción de las señales involucradas en el entorno entre el controlador y la planta física (El banco de pruebas), mediante el empleo de la tarjeta de adquisición de datos en conjunto con la estrategia de control implementada en labVIEW a través del computador, a manera de interfaz gráfica, que permite observar los cambios e interactuar con el sistema.

Se logró controlar eficazmente la presión tanto para la prueba de estallido como para la prueba de fatiga mediante el uso de la válvula de alivio proporcional, lo anterior se puede evidenciar en la simulación realizada en FLUIDSIM en donde se puede observar cada componente del banco trabajando en el sistema hidráulico para llevar a cabo el desarrollo de las pruebas satisfactoriamente.

Se concluye mediante cálculos analíticos y simulaciones realizadas en ANSYS que la tubería de material metálico en comparación con la tubería de material compuesto tiene mucha menos deformación radial, es por esto que la tubería de material compuesto requiere mucho más caudal para la prueba de fatiga lo cual se traduce en más potencia comparado con tubería metálica.

Se logró diseñar el banco de pruebas satisfactoriamente, en donde se podrá poner a prueba tubería tanto metálica como de material compuesto y someterla a la prueba de estallido con presión máxima de 2850 PSI y pruebas de fatiga de máximo 1000 ciclos por prueba, también se generaron manuales de operación y descripción de las partes y su mantenimiento recomendado.

6. RECOMENDACIONES

Es necesario caracterizar muy bien cada uno de los componentes de control, de esta manera a la hora de sintonizar las señales y ejecutar el control este se realizara con mayor eficiencia.

Se recomienda efectuar el proceso de purga el tiempo necesario para que el banco este completamente lleno de fluido y sin aire en el sistema cada vez que se realice una prueba en el banco.

REFERENCIAS

- [1] ECOPETROL S.A. (2014). Bogotá D.C: "ECOPETROL". <http://www.ecopetrol.com.co/wps/portal/es/ecopetrol-web/nuestra-empresa/quienes-somos/lo-que-hacemos/transporte/transporte-informacion>.
- [2] Koch, G H, Brongers, MPH, Thompson, N G, Virmani, Y P, Payer, J H "CORROSION COST AND PREVENTIVE STRATEGIES IN THE UNITED STATES" NACE international 2002 <https://trid.trb.org/view/707382>.
- [3] A. Calderón J. Delgado S. Peñaranda "ANÁLISIS ESTADÍSTICO DE LOS FACTORES QUE INTERVIENEN EN LA CORROSIÓN DE TUBERÍAS ENTERRADAS" Revista Facultad de Ingeniería vol 34. pp. 23-34. Septiembre, 2005.
- [4] Hollaway LC. "A REVIEW OF THE PRESENT AND FUTURE UTILISATION OF FRP COMPOSITES IN THE CIVIL INFRASTRUCTURE WITH REFERENCE TO THEIR IMPORTANT IN-SERVICE PROPERTIES." Constr Build Mater 2010; 24:2419–45.
- [5] J. L. C. G. De Kanter and J. Leijten, "THERMOPLASTIC COMPOSITE PIPE : ANALYSIS AND TESTING OF A NOVEL PIPE SYSTEM FOR OIL & GAS."
- [6] R. Rafiee, "ON THE MECHANICAL PERFORMANCE OF GLASS-FIBRE-REINFORCED THERMOSETTING-RESIN PIPES: A REVIEW" Compos. Struct., vol. 143, pp. 151–164, 2016.
- [7] J. Villavicencio "OPTIMIZACIÓN DEL TRANSPORTE DE HIDROCARBUROS MEDIANTE EL USO DE TUBERÍAS DE RESINA EPOXY REFORZADA CON FIBRA DE VIDRIO EN EL NOROESTE PERUANO" 2013.
- [8] International Syposium And Exhibition On Formation a Damage Control, Kees Rooku "SUCCEFULL APPLICATION OF FIBERFLASS PIPE IN CRUDE OIL PIPELINES IN THE ARABIAN GULF" 2010.
- [9] M. Xia, "ANALYSIS OF MULTI-LAYERED FILAMENT-WOUND COMPOSITE PIPES UNDER INTERNAL PRESSURE", Elsevier, composite structure, vol

53, pp. 483-491.

- [10] A.F. Hamed, "EFFECTS OF WINDING ANGLES ON THE STRENGTH OF FILAMENT WOUND COMPOSITE TUBES SUBJECTED TO DIFFERENT LOADING MODES" *Polymers & Polymer Composites*, Vol. 15, No. 3, 2007.
- [11] R.Rafiee, "STOCHASTIC ANALYSIS OF FUNCTIONAL FAILURE PRESSURES IN GLASS FIBER REINFORCED POLYESTER PIPES" *Materials and Design*, vol 67, pp. 422–427, 2015.
- [12] Quigley, P., Nolet, S., & Williams, J., 2011. Patent No. US 8,066,033 B2., 2(60), p.19.
- [13] González-Estrada, O.A., Leal Enciso, J. & Reyes Herrera, J.D., 2016. "ANÁLISIS DE INTEGRIDAD ESTRUCTURAL DE TUBERÍAS DE MATERIAL COMPUESTO PARA EL TRANSPORTE DE HIDROCARBUROS POR ELEMENTOS FINITOS." *UIS Ingenierías*, 15(2), pp.105–116. doi: 10.18273/revuin.v15n2-2016009.
- [14] Y. Reutov, "THE CALCULATION OF MULTILAYER POLYMER PIPES USING FINITE ELEMENTS AND THEIR APPLICATION TO GAS AND OIL PIPELINES" In 7th International Forum on Strategic Technology (IFOST), 2012, pp. 1–3.
- [15] Tarakcioglu N. "FATIGUE FAILURE BEHAVIOR OF GLASS/EPOXY ± 55 FILAMENT WOUND PIPES UNDER INTERNAL PRESSURE" Elsevier, *composites science and technology*, vol 65 pp. 703–708, 2005.
- [16] Gemi L. "PROGRESSIVE FATIGUE FAILURE BEHAVIOR OF GLASS/EPOXY (± 75) FILAMENT-WOUND PIPES UNDER PURE INTERNAL PRESSURE" Elsevier, *Materials and Design*, vol 30 pp. 4293–4298, 2009.
- [17] P. A. Quigley, S. C. Nolet, and J. G. Williams, "Composite spoolable tube," 2001.
- [18] L. Arias Maya and L. Vanegas Useche, "Falla de los materiales compuestos laminados," *Sci. Tech.*, no. 25, pp. 113–118, 2004.
- [19] Jorge Yasksetig-Castillo, "Análisis de la integridad mecánica de un tramo de oleoducto afectado por un fenómeno geodinámico," *Piura, setiembre de 2011*.

- [20] American Society Of Mechanical Engineers, "Pipeline transportation systems for liquid hydrocarbons and other liquids," ASME B31.4. New York: ASME, 2006. 8 p.
- [21] American Society Of Mechanical Engineers, "Pipeline transportation systems for liquid hydrocarbons and other liquids," ASME B31.4. New York: ASME, 2006. 13 p
- [22] Cindy Monserrat Cortes Carrión "ANÁLISIS DE INTEGRIDAD DE DUCTOS". Cap. 3, p. 46-47
- [23] Jorge Yasksetig-Castillo, "Análisis de la integridad mecánica de un tramo de oleoducto afectado por un fenómeno geodinámico" Piura, setiembre de 2011.
- [24] ASTM Standard, "ASTM 2290-12 Standard Test Method for Apparent Hoop Tensile Strength of Plastic or Reinforced," *ASTM B. Stand.*, pp. 1–8, 2016.
- [25] AMERICAN PETROLEUM INSTITUTE. "Specification for line pipe". API 5L. Washington, D.C.: API, 2004.
- [26] Fiberspar, "Full Reel Program. Certified Installer Training," 2010.

BIBLIOGRAFÍA

A. Calderón J. Delgado S. Peñaranda "ANÁLISIS ESTADÍSTICO DE LOS FACTORES QUE INTERVIENEN EN LA CORROSIÓN DE TUBERÍAS ENTERRADAS" Revista Facultad de Ingeniería vol 34. pp. 23-34. Septiembre, 2005.

A.F. Hamed, "EFFECTS OF WINDING ANGLES ON THE STRENGTH OF FILAMENT WOUND COMPOSITE TUBES SUBJECTED TO DIFFERENT LOADING MODES" Polymers & Polymer Composites, Vol. 15, No. 3, 2007.

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

American Society Of Mechanical Engineers, "Pipeline transportation systems for liquid hydrocarbons and other liquids," ASME B31.4. New York: ASME, 2006. 8 p.

American Society Of Mechanical Engineers, "Pipeline transportation systems for liquid hydrocarbons and other liquids," ASME B31.4. New York: ASME, 2006. 13 p
Clndy Monserrat Cortes Carrión "ANÁLISIS DE INTEGRIDAD DE DUCTOS". Cap. 3, p. 46-47

ECOPETROL S.A. (2014). Bogotá D.C: "ECOPETROL". <http://www.ecopetrol.com.co/wps/portal/es/ecopetrol-web/nuestra-empresa/quienes-somos/lo-que-hacemos/transporte/transporte-informacion>.

Fiberspar, "Full Reel Program. Certified Installer Training," 2010.

Gemi L. "PROGRESSIVE FATIGUE FAILURE BEHAVIOR OF GLASS/EPOXY (± 75) FILAMENT-WOUND PIPES UNDER PURE INTERNAL PRESSURE" Elsevier, Materials and Design, vol 30 pp. 4293–4298, 2009.

González-Estrada, O.A., Leal Enciso, J. & Reyes Herrera, J.D., 2016. "ANÁLISIS DE INTEGRIDAD ESTRUCTURAL DE TUBERÍAS DE MATERIAL COMPUESTO PARA EL TRANSPORTE DE HIDROCARBUROS POR ELEMENTOS FINITOS." UIS Ingenierías, 15(2), pp.105–116. doi: 10.18273/revuin.v15n2-2016009.

Hollaway LC. "A REVIEW OF THE PRESENT AND FUTURE UTILISATION OF FRP COMPOSITES IN THE CIVIL INFRASTRUCTURE WITH REFERENCE TO THEIR IMPORTANT IN-SERVICE PROPERTIES." Constr Build Mater 2010; 24:2419–45.

International Symposium And Exhibition On Formation a Damage Control, Kees Rooku "SUCCEFULL APPLICATION OF FIBERGLASS PIPE IN CRUDE OIL PIPELINES IN THE ARABIAN GULF" 2010.

J. L. C. G. De Kanter and J. Leijten, "THERMOPLASTIC COMPOSITE PIPE : ANALYSIS AND TESTING OF A NOVEL PIPE SYSTEM FOR OIL & GAS."

J. Villavicencio "OPTIMIZACIÓN DEL TRANSPORTE DE HIDROCARBUROS MEDIANTE EL USO DE TUBERÍAS DE RESINA EPOXY REFORZADA CON FIBRA DE VIDRIO EN EL NOROESTE PERUANO" 2013.

Jorge Yasksetig-Castillo, "Análisis de la integridad mecánica de un tramo de oleoducto afectado por un fenómeno geodinámico," Piura, setiembre de 2011.

Jorge Yasksetig-Castillo, "Análisis de la integridad mecánica de un tramo de oleoducto afectado por un fenómeno geodinámico" Piura, setiembre de 2011.

Koch, G H, Brongers, MPH, Thompson, N G, Virmani, Y P, Payer, J H “CORROSION COST AND PREVENTIVE STRATEGIES IN THE UNITED STATES” NACE international 2002 <https://trid.trb.org/view/707382>.

L. Arias Maya and L. Vanegas Useche, “Falla de los materiales compuestos laminados,” Sci. Tech., no. 25, pp. 113–118, 2004.

M. Xia, “ANALYSIS OF MULTI-LAYERED FILAMENT-WOUND COMPOSITE PIPES UNDER INTERNAL PRESSURE”, Elsevier, composite structure, vol 53, pp. 483-491.

P. A. Quigley, S. C. Nolet, and J. G. Williams, “Composite spoolable tube,” 2001. Quigley, P., Nolet, S., & Williams, J., 2011. Patent No. US 8,066,033 B2., 2(60), p.19.

R. Rafiee, “ON THE MECHANICAL PERFORMANCE OF GLASS-FIBRE-REINFORCED THERMOSETTING-RESIN PIPES: A REVIEW” Compos. Struct., vol. 143, pp. 151–164, 2016.

R.Rafiee, “STOCHASTIC ANALYSIS OF FUNCTIONAL FAILURE PRESSURES IN GLASS FIBER REINFORCED POLYESTER PIPES” Materials and Design, vol 67, pp. 422–427, 2015.

Tarakcioglu N. “FATIGUE FAILURE BEHAVIOR OF GLASS/EPOXY ±55 FILAMENT WOUND PIPES UNDER INTERNAL PRESSURE” Elsevier, composites science and technology, vol 65 pp. 703–708, 2005.

Y. Reutov, “THE CALCULATION OF MULTILAYER POLYMER PIPES USING FINITE ELEMENTS AND THEIR APPLICATION TO GAS AND OIL PIPELINES” In 7th International Forum on Strategic Technology (IFOST), 2012, pp. 1–3.

ASTM Standard, “ASTM 2290-12 Standard Test Method for Apparent Hoop Tensile Strength of Plastic or Reinforced,” ASTM B. Stand., pp. 1–8, 2016.

ANEXOS

- ANEXO A. CIRCUITO HIDRÁULICO DESARROLLADO EN FLUIDSIM
- ANEXO B. CÓDIGO API 5L-2004.
- ANEXO C. SIMULACIÓN EN ANSYS DE LA PROBETA DE MATERIAL COMPUESTO.
- ANEXO D. INFORMACIÓN TÉCNICA TRASMISOR DE PRESIÓN SPT-5000-N04-420-MD.
- ANEXO E. INFORMACIÓN TÉCNICA DE LA TARJETA NI USB 6009.
- ANEXO F. DIAGRAMA ELÉCTRICO.
- ANEXO G. INTERFAZ DE CONTROL SISTEMA SCADA.
- ANEXO H. MANUAL DE OPERACIÓN Y MANTENIMIENTO DEL BANCO DE PRUEBAS.
- ANEXO I. MODELO EN SOLIDWORKS DEL BANCO DE PRUEBAS.
- ANEXO J. PLANOS DEL BANCO DE PRUEBAS.
- ANEXO K CÓDIGO ASME B31.4-2012.
- ANEXO L CÓDIGO ASME B16.5-2013.
- ANEXO M CÓDIGO ASME B16.20-2012.
- ANEXO N CATALOGO DE MANGUERAS PARKERSTORE.
- ANEXO O INFORMACIÓN TÉCNICA VÁLVULA PROPORCIONAL VICKERS KCG 3 250D Z M U H1.
- ANEXO P INFORMACIÓN TÉCNICA DE LA BOMBA HIDRÁULICA VICKERS PVQ10.
- ANEXO Q COTIZACIONES.