

TRABAJO ESPECIAL DE GRADO

“DISEÑO DE UNA CELDA VISUAL DE DESPLAZAMIENTO PARA CRUDOS PESADOS Y EXTRAPESADOS”

Presentado ante la Ilustre
Universidad Central de Venezuela
Por los Br.: Prieto F. Luis G.
Villegas P. Cesar A.
Para optar por el Título de
Ingeniero Mecánico

Caracas, mayo del 2015.

TRABAJO ESPECIAL DE GRADO

“DISEÑO DE UNA CELDA VISUAL DE DESPLAZAMIENTO PARA CRUDOS PESADOS Y EXTRAPESADOS”

TUTOR ACADEMICO: Dr. Manuel Martínez
TUTOR INDUSTRIAL: Ing. Arturo Borges.

Presentado ante la Ilustre
Universidad Central de Venezuela
Por los Br.: Prieto F. Luis G.
Villegas P. Cesar A.
Para optar por el Título de
Ingeniero Mecánico

Caracas, mayo del 2015.



UNIVERSIDAD CENTRAL DE VENEZUELA
FACULTAD DE INGENIERIA
ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA
DEPARTAMENTO DE DISEÑO

Acta

Los abajo firmantes, Miembros del Jurado Examinador designado por el Consejo de Escuela de Ingeniería Mecánica para evaluar el Trabajo Especial de Grado presentado por los Bachilleres:

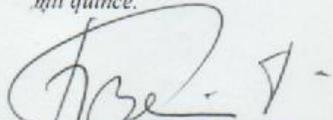
Luis Prieto y Cesar Villegas

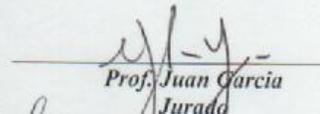
Titulado

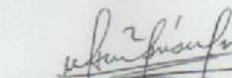
*“Diseño de una Celda Visual de Desplazamiento
para Cruces Pesados y Extrapesados”*

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

Acta se levanta en la ciudad de Caracas, a los 18 días del mes de mayo del año dos mil quince.


Prof. Rodolfo Berrios
Jurado


Prof. Juan Garcia
Jurado


Prof. Manuel Martinez

Tutor



UNIVERSIDAD CENTRAL DE VENEZUELA
FACULTAD DE INGENIERIA
ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA
DEPARTAMENTO DE DISEÑO

Caracas, 18 de mayo de 2015.

Prof. Gerardo Ramírez
Jefe de la División de Control de Estudios
Facultad de Ingeniería-UCV
Presente.-

Quienes suscriben, Miembros del Jurado Examinador designado por el Consejo de la Escuela de Ingeniería Mecánica, nos dirigimos a usted con la finalidad de informarle que hemos decidido otorgarle a los Bachilleres:

Luis G. Prieto F., C.I. 19.085.570

y

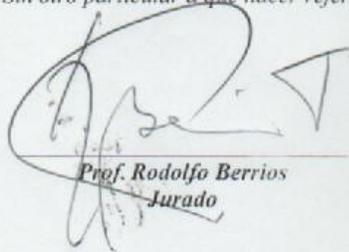
Cesar A. Villegas P., C.I. 20.654.587

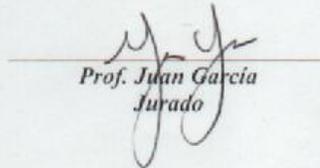
MENCIÓN TRABAJO ESPECIAL DE GRADO

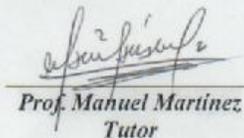
Por la excelencia demostrada en la realización del Trabajo Especial de Grado, titulado

*“Diseño de una Celda Visual de Desplazamiento
para Cuidos Pesados y Extrapesados”*

Sin otro particular a que hacer referencia, quedamos de usted.


Prof. Rodolfo Berríos
Jurado


Prof. Juan García
Jurado


Prof. Manuel Martínez
Tutor

DEDICATORIA

A mi madre Rosa Previte, una mujer increíble quien ha sabido afrontar los retos que le ha impuesto la vida. Este trabajo es para ti mamá, porque tu carácter, espíritu y humildad, hacen de ti un ejemplo a seguir; lograste enseñarnos que, si te caes, nunca es tarde para levantarse y lo que importa es seguir siempre adelante, con humildad pero con firmeza creyendo siempre en lo que haces.

César Villegas.

A mi abuela Mary Giffuni Sperandio, una gran educadora que dedico su vida a trabajar por el país.

Quien creía que la educación no solo debía ser académica sino también ciudadana. Que cada quien tiene una responsabilidad con la nación y que el desarrollo de un país está ligado a la formación de sus ciudadanos.

Ella me enseñó los principios y valores con los que he crecido, los que me han permitido ser la persona que soy hoy en día.

También me inculco un gran amor y un sentido de pertenencia por Venezuela, un país maravilloso lleno de riquezas. Aunque este se encuentre en momentos difíciles y el futuro se vea oscuro, como venezolano, no dejare de trabajar y dar mi mayor esfuerzo para construir el país que queremos.

Gracias por todo, te amo abuela.

Luis Prieto.

AGRADECIMIENTOS

A Dios por permitirme alcanzar esta meta.

A mi madre **Rosa Previte**, por su apoyo el cual fue fundamental para la elaboración de este trabajo.

A mi padre **Julio Villegas**, por estar presente a lo largo de mi carrera.

A mi hermana **María Andrea Villegas**, por sus consejos y solidaridad en todo momento, sin duda eres una persona increíble.

A mi tutor industrial, **Ing. Arturo Borges** por confiar en nosotros para la elaboración de este trabajo, por su apoyo y calidad humana, además de permitirnos trabajar en la industria petrolera sin distinción alguna, entendiendo que Venezuela, hoy más que nunca, nos necesita a todos.

A mi tutor académico, **Dr. Manuel Martínez**, por aceptar la tutoría de este trabajo y buscar siempre la excelencia del mismo.

A mi familia, en especial a mis tíos **María Rosa Previte** y **José Antonio Luongo** a quienes considero mis segundos padres y a mi primo **Daniel Luongo**, a quien considero un hermano por todo el apoyo que siempre me ha brindado.

A mis colegas **Carlos Meriño**, **Irael Gonzalez** y **Oswaldo Castillo**; parte de este logro es gracias a ustedes muchachos, por todas aquellas veces que nos trasnochamos estudiando y por todos aquellos momentos que compartimos.

A mis amistades, en especial a **Antonella Papadía** por ser una amiga incondicional y una persona maravillosa.

A todo el personal de **Intevep**, en especial a los **TSU. Javier Espinoza** y **José Hernández**, al **Lic. Ubaldo Salazar**, a los **Ing. María Y. Camacho** y **José Linares** y a la **Dra. Susana Martínez**. De igual forma a todo el personal del **taller mecánico** de PDVSA Intevep por toda su colaboración.

A todos mis compañeros de PDVSA-Intevep: **Fabiana**, **Edgard**, **Astrid**, **Jesús**, **Armando**, **Génesis**, **Héctor**, **Juan**, **Gerardo** y **Joelis**. Les deseo el mayor de los éxitos en su vida profesional.

A todo el personal de **FIAMOTORS C.A.**, en especial a la **Sra. Doris Díaz**, por todo su cariño durante mis años de estudio, sus anécdotas y las risas que compartimos a la hora del almuerzo y que siempre recordaré, gracias por tratarme como un hijo más. De igual forma a **Gipsy** y **Vicky Medero**, por toda su ayuda y cariño.

Al **Prof. Gerardo Ramírez**, por confiar en mí desde el primer día que ingrese a la Facultad de Ingeniería de mi querida UCV, por todo su apoyo y por ser el tipo de profesores necesario en cada aula de clases, pues su vocación a la enseñanza vale oro.

A todas aquellas personas que integran la Escuela de Ingeniería Mecánica, en especial a mis compañeros y al **Prof. Ramón Sánchez** por toda la ayuda brindada en la elaboración de este trabajo.

A **Paola Pernia**, quien me apoyo durante mucho tiempo en mi carrera y a quien considerare siempre una amiga, gracias a ti y a tu familia por abrirme las puertas de tu casa.

A mi alma mater, mi amada **Universidad Central de Venezuela**, por abrirme sus puertas, por permitir formarme en ella como profesional y crecer como persona. Sin duda alguna es la universidad que te cambia la vida, donde convergen distintas personalidades y pensamientos, que rompe cualquier esquema, que une a sus estudiantes sin importar sus diferencias bajo una sola meta, vencer la sombra de la ignorancia. Te doy las gracias UCV y te aseguro que no importa que tan fuerte sea la oscuridad que cubra nuestro país, no importa que tan invencible parezca esa oscuridad que te acecha, TÚ siempre serás “La Casa que Vence la Sombra”, y es que tu luz no emana de tu recinto, sino de los miles de UCVistas que pariste, que te llevan en el alma y que lo darán todo por construir una Venezuela mejor.

César Villegas.

A Dios por permitirme compartir este logro con mi familia.

A mi madre **Iris Flores**, gracias su apoyo incondicional y siempre estar a mi lado, eres mi ejemplo a seguir, sin ti no sería la persona que soy hoy. Gracias.

A mi padre **Gerardo Prieto**, por ser la razón por la cual elegí esta carrera y motivarme a ser mejor cada día.

A mi hermana **Ariana Prieto**, por soportarme, no importa cuántas veces peleemos siempre puedo contar con ella.

A mis abuelos **Pedro y Consuelo Flores**, por siempre creer en mí, no importa la distancia que nos separe siempre he tenido su apoyo, amor y cariño.

Al **Prof. Manuel Martínez**, por su guía en la realización de este proyecto, permitiéndonos finalizar de manera exitosa la carrera.

Al **Ing. Arturo Borges**, por confiarnos este proyecto permitiendo dar nuestros primeros pasos en la industria petrolera y enseñarnos que las diferencias políticas no deben interferir el trabajo, que tenemos un solo país y se necesita de todos para su desarrollo.

Al **Lic. Ubaldo Salazar**, por su ayuda en el laboratorio y soportar todos los desastres que pueden realizar un par de Ing. Mecánicos metidos en un laboratorio.

Al **T.S.U. Javier Espinoza**, por enseñarnos como se realizan las pruebas de desplazamiento y su inigualable ayuda en el proceso de diseño.

Al **T.S.U. José Hernández**, por su ayuda, no solo en la comprensión de los análisis PVT, también todo equipo y material que requiriéramos él lo conseguía, sin él no se hubiera podido realizar las pruebas.

A **los compañeros de la escuela de ing. Mecánica**. Quienes se han vuelto una familia donde se puede contar en todo momento y siempre están dispuestos a ayudar.

Al **Prof. Zavatti y a los preparadores**, por ceder los espacios del laboratorio de vibraciones para la realización de esta tesis.

A todas las personas que he tenido la oportunidad de conocer durante la carrera, cada una de ellas ha contribuido en la obtención de este título.

A la **UCV** la casa que vence la sombra, mi alma máter, en ella crecí como persona, me permitió conocer diversos puntos de vistas, diversas realidades, a comprender al país y en la situación en la que se encuentra. Que existen muchas personas de distintas procedencias, con maneras de pensar muy diferentes, pero con un mismo objetivo construir un país mejor.

Luis Prieto.

**Prieto. F. Luis G.
Villegas P. Cesar A.**

DISEÑO DE UNA CELDA VISUAL DE DESPLAZAMIENTO PARA CRUDOS PESADOS Y EXTRAPESADOS

**Tutor Académico: Dr. Manuel Martínez. Tutor Industrial: Ing. Arturo Borges.
Trabajo Especial de Grado. Caracas, U.C.V. Facultad de Ingeniería.
Escuela de Ingeniería Mecánica. Año 2015, 197 pág.**

Palabras Clave: Celda Visual, Desplazamiento, Petrofísica, PVT, Elementos Finitos.

RESUMEN

Los crudos pesados (CP) y extrapesados (XP) de la Faja Petrolífera del Orinoco (FPO), se caracterizan por presentar una alta viscosidad y ser corrosivos. Éstos requieren de tratamientos especiales para mejorar su calidad, razón por la cual durante mucho tiempo se descartó el desarrollo de equipos para su estudio. La FPO ubica a Venezuela como el país con la mayor reserva de hidrocarburos a nivel mundial, por lo que es necesario el desarrollo de nuevos equipos para el estudio experimental de estos fluidos. En razón de ello, PDVSA Intevep propone el diseño de un equipo innovador: Una celda completamente visual, que contenga en su interior un núcleo y en la cual se puedan efectuar algunas pruebas PVT y de desplazamiento.

Estos estudios son necesarios para comprender el comportamiento de los fluidos en el yacimiento así como las interacciones roca-fluido y fenómenos atípicos como la aparición de la espuma, importantes para el cálculo de reservas y procesos para la recuperación mejorada, que permitan trazar estrategias de producción efectivas.

Se realizó una extensa revisión bibliográfica acerca de las pruebas PVT y de desplazamiento, lo que permitió delimitar las condiciones de diseño del equipo, así como conocer las variables del problema y establecer las disciplinas asociadas al mismo; se revisaron algunos equipos de laboratorio presentes en PDVSA Intevep y se validaron distintos criterios de diseño con la elaboración y prueba de un prototipo de celda, en el cual se pudo observar la interacción roca fluido.

Se presenta una propuesta final de diseño cuya geometría se realizó utilizando una herramienta computacional de modelado paramétrico; se establecieron todos los cálculos y análisis tanto estáticos como dinámicos, para cada componente de la celda empleando además, un programa computacional de elementos finitos y finalmente se efectuó una estimación de costos. Se obtuvo el diseño de una celda visual de desplazamiento, única en el mercado y cuya fabricación es económicamente factible.

Índice General

Página.

Dedicatoria.....	i
Agradecimientos.....	ii
Resumen.....	v
Índice de Figuras.....	xii
Índice de Tablas.....	xviii
Nomenclatura y Símbolos.....	xx
INTRODUCCIÓN.....	1
Capítulo I Fundamentos de la Investigación	
1.1 Antecedentes.....	2
1.2 Planteamiento del Problema.....	6
1.3 Objetivo General.....	7
1.4 Objetivos Específicos.....	7
1.5 Alcances.....	8
Capítulo II Marco Teórico	
2.1 Yacimiento.....	9
2.1.1 Comportamiento del Crudo a Condiciones de Yacimiento.....	9
2.1.2 Yacimientos de Petróleo Negro: Crudo Pesado y Extrapesado.....	11
2.2 Análisis PVT.....	12
2.2.1 Densidad del Petróleo.....	13
2.2.2 Presión de Burbuja.....	13
2.2.3 Factor Volumétrico del Petróleo.....	13
2.2.4 Relación gas-petróleo.....	14
2.2.5 Compresibilidad del Petróleo.....	15
2.2.6 Proceso de Liberación Flash en una o en dos etapas.....	16
2.2.7 Prueba de Expansión a Composición Constante.....	16
2.3 Pruebas de Desplazamiento: Análisis Petrofísicos.....	17
2.3.1 Estructura del Medio Poroso.....	17

2.3.2 Porosidad y Tipo de Porosidad.....	18
2.3.3 Fluidos Presentes en el Yacimiento.....	19
2.3.4 Permeabilidad.....	20
2.3.4.1 Ley de Darcy y Permeabilidad Absoluta.....	20
2.3.4.2 Permeabilidad Efectiva y Permeabilidad Relativa.....	21
2.3.5 Difusión y Dispersión.....	22
2.3.6 Procesos de Recuperación Mejorada de Petróleo (RMP).....	23
2.3.6.1 Mojabilidad.....	24
2.3.7 Inyección de Solventes.....	24
2.4 La Espuma y el Comportamiento Espumante.....	25
2.5 Propiedades Mecánicas.....	26
2.6 Factor de Seguridad.....	29
2.7 Cilindros de Pared Gruesa.....	29
2.7.1 Equilibrio Estático en Cilindros de Pared Gruesa.....	30
2.7.2 Compatibilidad Geométrica.....	30
2.7.3 Propiedades de los Materiales.....	30
2.7.4 Formulación de la Ecuación Diferencial.....	31
2.7.5 Solución de la Ecuación Diferencial.....	32
2.7.6 Caso Especial para Cilindros de Pared Gruesa: Solo Presión Interna.....	33
2.8 Vigas.....	33
2.8.1 Vigas en Flexión.....	34
2.8.2 Esfuerzos Cortantes en Vigas.....	35
2.9 Ajuste de Holgura.....	35
2.10 Análisis Estático: Teorías de Falla.....	37
2.10.1 Esfuerzos Normales Máximos: Esfuerzos Principales.....	37
2.10.2 Teoría del Esfuerzo Cortante Máximo y del Esfuerzo Normal Máximo.....	37
2.10.3 Teoría de Mohr-Coulomb Frágil.....	38
2.10.4 Teoría de Mohr Modificada para Materiales Frágiles.....	39
2.10.5 Teoría de la Energía de Distorsión.....	40
2.11 Uniones No Permanentes.....	41
2.11.1 Normas y Definiciones de Roscas.....	41

2.11.2 Sujetadores Roscados.....	43
2.11.3 Rigidez del Sujetador.....	44
2.11.4 Rigidez del Elemento.....	49
2.11.5 Resistencia del Perno.....	50
2.11.6 Uniones a tensión cargadas en forma estática con precarga: Factores de Seguridad.....	51
2.12 Análisis Dinámico.	52
2.12.1 Fatiga.....	52
2.12.1.1 Resistencia a la Fatiga S_e	55
2.12.1.2 Resistencia a la fatiga Estimada S'_n	56
2.12.2 Factor de Seguridad contra la Fatiga.....	60
2.12.3 Carga por Fatiga de Uniones a Tensión.....	62
2.13 Método de Elementos Finitos.....	65
2.13.1 Etapas Básicas en la Utilización del Método de Elementos Finitos.....	66
2.14 Sellos.....	71

Capítulo III: Marco Metodológico.

3.1 Proceso de Diseño.....	73
3.2 Método de Diseño.....	74
3.2.1 Fase A. Definición del Problema y Propuesta Inicial por parte de PDVSA-Intevep para el Equipo Solicitado.....	74
3.2.1.1 Definición del Problema.....	74
3.2.1.2 Propuesta Inicial por parte de PDVSA-Intevep para el Equipo Solicitado.....	74
3.2.2 Fase B. Búsqueda de Información: Análisis PVT y Pruebas de Desplazamiento.....	76
3.2.3 Fase C. Variables, Disciplinas Asociadas y Equipos Existentes.....	77
3.2.3.1 Variables Asociadas al Problema.....	77
3.2.3.2 Disciplinas Asociadas al Problema.....	78
3.2.3.3 Revisión de los Equipos para Pruebas PVT y Desplazamiento.....	79
3.2.3.3.1 Pruebas de Desplazamiento: Celda Triaxial.....	80
3.2.3.3.1.1 Ensamblaje de una Celda Triaxial, para una Prueba con un Núcleo Consolidado.....	80

3.2.3.3.2 Análisis PVT: Equipos en Laboratorios y Cilindro para Toma de Muestras en Pozo RUSKA.....	87
3.2.4 Fase D. Elaboración y Evaluación de un Prototipo de Celda Visual de Desplazamiento.....	91
3.2.4.1 Evaluación del Prototipo, Equipos y Accesorios para una Prueba Simple de Desplazamiento.....	95
3.2.4.1.1 Puesta a Punto del Sistema.....	97
3.2.4.1.2 Valoración del Modelo Utilizado para el Prototipo.....	98
3.2.5 Fase E. Propuesta Final de Diseño.....	100
3.2.5.1 Componentes de la Celda Visual de Desplazamiento para Cp y Xp.....	101
3.3 Selección de Materiales para la Celda Visual de Desplazamiento.....	106
3.3.1 Cuerpo de la Celda: Zafiro.....	106
3.3.2 Piezas Metálicas.....	108
3.3.2.1 Pernos y Tuercas: Acero Inoxidable 410.....	108
3.3.2.2 Tapas de la Celda Visual de Desplazamiento: Acero Inoxidable AISI 316.....	109
3.3.3 Sellos de Aislamiento Hermético.....	110
3.4 Selección de Equipos y Accesorios.....	111
3.4.1 Bombas.....	113
3.4.2 Horno.....	113
3.4.3 Válvulas.....	114
3.4.4 Líneas.....	114
3.4.5 Sistema de Video.....	114
3.4.6 Gasómetro.....	114
3.4.7 Balanza Analítica.....	115

Capítulo IV: Cálculos y Análisis.

4.1 Cuerpo de la Celda.....	116
4.1.1 Análisis Estático.....	116
4.1.1.1 Teoría del Esfuerzo Normal Máximo.....	118
4.1.1.2 Teoría Morh-Coulomb Frágil.....	118
4.1.1.3 Teoría de Morh Modificada.....	119

4.1.2 Validación de los resultados obtenidos con una herramienta de MEF.....	119
4.1.3 Análisis Dinámico.....	123
4.2 Pernos.....	126
4.2.1 Análisis Estático.....	126
4.2.2 Análisis Dinámico.....	133
4.3 Estudio de la Deformación en las Camisas de los Pernos.....	134
4.4 Estudio de la Deformación de los Pernos.....	136
4.5 Tapas.....	137
4.5.1 Efecto de la Precarga sobre las Tapas.....	137
4.5.1.1 Esfuerzo Generado por la Precarga.....	137
4.5.1.2 Fuerza de Reacción de la Camisa y Esfuerzo Generado sobre la Tapa.....	138
4.5.1.3 Análisis de Falla Bajo Carga Estática.....	139
4.5.2 Presiones de Trabajo que Afectan las Tapas.....	141
4.5.3 Fuerzas Ejercidas en el Interior de la Celda.....	141
4.5.4 Sección Externa de las Tapas.....	143
4.5.4.1 Esfuerzos Normales en el Área de Contacto entre los Pernos y las Tapas.....	143
4.5.4.2 Esfuerzos Cortantes en el Área de Contacto entre los Pernos y las Tapas.....	145
4.5.4.3 Análisis Estático: Teoría de Tresca y Von Mises.....	146
4.5.4.4 Análisis Dinámico.....	147
4.5.5 Sección Interna de las Tapas.....	150
4.5.5.1 Esfuerzos Normales en el Interior de las Tapas.....	151
4.5.5.1.1 Esfuerzos Normales Producto de la Flexión en las Tapas.....	152
4.5.5.2 Esfuerzos Cortantes en el Interior de las Tapas.....	156
4.5.5.3 Comparación entre los Esfuerzos Calculados.....	159
4.5.5.4 Análisis Estático.....	161
4.5.5.5 Análisis Dinámico.....	164
4.5.6 Análisis de las Tapas utilizando un Programa de MEF.....	166
4.5.6.1 Variación en el Número de Pernos a Utilizar.....	170
4.5.6.2 Variación en el Ancho de las Tapas.....	172
4.5.6.3 Análisis de la Geometría Final.....	175
4.5.6.3.1 Deformación en las Tapas.....	175

4.5.6.3.2 Esfuerzos en las Tapas.....	177
4.5.6.3.3 Factores de seguridad.....	178
4.6 Holguras.....	180
4.6.1 Unión entre los Pernos y las Tapas.....	180
4.6.2 Unión entre las Tapas y el Cuerpo de Zafiro.....	181
4.6.3 Unión entre las Camisas y los Pernos.....	181
4.7 Costo Estimado para la Fabricación de la Celda Visual de Desplazamiento.....	182
Capítulo V: Conclusiones y Recomendaciones.	
5.1 Conclusiones.....	188
5.2 Recomendaciones.....	190
Bibliografía.....	192
ANEXOS.....	199

Índice de Figuras.

<i>Figura 1.</i> Celda triaxial para pruebas de desplazamiento.....	2
<i>Figura 2.</i> Equipo PVT libre de mercurio DB. Robinson.....	3
<i>Figura 3.</i> Diagrama de fases para una mezcla de hidrocarburos.....	9
<i>Figura 4.</i> Clasificación de los yacimientos de hidrocarburos.....	10
<i>Figura 5.</i> Puntos y curvas claves en un diagrama de fases para una mezcla de hidrocarburos.....	11
<i>Figura 6.</i> Factor volumétrico de formación de petróleo vs presión.....	14
<i>Figura 7.</i> Definición de términos para relacionar petróleo líquido y gas en el yacimiento a sus propiedades de superficie.....	15
<i>Figura 8.</i> Esquema de prueba de libración flash.....	16
<i>Figura 9.</i> Esquema de prueba de expansión a composición constante.....	17
<i>Figura 10.</i> Esquema de un medio poroso.....	18
<i>Figura 11.</i> Curva típica de permeabilidad relativa para un sistema agua-petróleo.....	22
<i>Figura 12.</i> Distintos procesos de RMP.....	23
<i>Figura 13.</i> Sistema para inyección de solventes.....	24
<i>Figura 14.</i> Microfotografías de la formación de espumas y emulsiones.....	26
<i>Figura 15.</i> Curva esfuerzo-deformación.....	27
<i>Figura 16.</i> Cilindros de pared gruesa.....	29
<i>Figura 17.</i> Ejemplo de vigas.....	34
<i>Figura 18.</i> Distribución del esfuerzo normal en la sección transversal.....	34
<i>Figura 19.</i> Esfuerzo cortantes en vigas.....	35
<i>Figura 20.</i> Los tres círculos de Mohr, uno para el ensayo de compresión uniaxial, otro para el ensayo de cortante y otro más para el ensayo de tensión uniaxial.....	38
<i>Figura 21.</i> Círculo más grande de Mohr, para un estado general de esfuerzo.....	39
<i>Figura 22.</i> Datos de fractura biaxial de hierro fundido gris comparados con varios criterios de falla.....	40
<i>Figura 23.</i> Conexión con perno.....	41

<i>Figura 24.</i> Terminología de roscas de tornillo.....	41
<i>Figura 25.</i> Tornillo de cabeza hexagonal.....	43
<i>Figura 26.</i> Tornillo de cabeza hueca hexagonal.....	44
<i>Figura 27.</i> Conexión con perno cargada a tensión por las fuerzas P.....	45
<i>Figura 28.</i> Dimensiones de un perno.....	45
<i>Figura 29.</i> Compresión de un elemento.....	49
<i>Figura 30.</i> Esfuerzo repetido e invertido.....	53
<i>Figura 31.</i> Esfuerzo medio de tensión-todos los esfuerzos son de tensión.....	54
<i>Figura 32.</i> Esfuerzo de tensión medio-el esfuerzo máximo es de tensión y el mínimo de compresión.....	54
<i>Figura 33.</i> Esfuerzo medio de compresión-el esfuerzo máximo es de tensión y el mínimo de compresión.....	54
<i>Figura 34.</i> Esfuerzo medio de compresión-todos los esfuerzos son de compresión.....	54
<i>Figura 35.</i> Esfuerzo repetido en una dirección.....	55
<i>Figura 36.</i> Resistencias a la fatiga representativas.....	55
<i>Figura 37.</i> Diagrama general de fatiga.....	61
<i>Figura 38.</i> Diagrama de Goodman modificado para fatiga de materiales dúctiles.....	61
<i>Figura 39.</i> Diagrama de fatiga que muestra una línea de falla de Goodman.....	63
<i>Figura 40.</i> Esquema de un proceso de diseño en ingeniería.....	66
<i>Figura 41.</i> Elementos unidimensionales.....	70
<i>Figura 42.</i> Elementos bidimensionales.....	70
<i>Figura 43.</i> Elementos tridimensionales.....	71
<i>Figura 44.</i> Fases del diseño para la celda visual de desplazamiento para CP y XP.....	73
<i>Figura 45.</i> Celda visual de desplazamiento. Propuesta inicial.....	75
<i>Figura 46.</i> Equipos necesarios para trabajar con la celda visual de desplazamiento propuesta.....	75
<i>Figura 47.</i> Celda triaxial.....	80
<i>Figura 48.</i> 1) Tapa fija. 2) Tapa móvil.....	81
<i>Figura 49.</i> Caras que dan hacia el núcleo: 1) Tapa fija 2) Tapa móvil.....	81
<i>Figura 50.</i> 1) Tubería que conecta con la tapa móvil. 2) La tapa hueca sella con el cuerpo de la celda.....	81

<i>Figura 51.</i> Montaje de las tapas (A) y el termoencogible (B) sobre el núcleo (C).....	82
<i>Figura 52.</i> Termoencogible luego de ser calentado.....	83
<i>Figura 53.</i> Manga de viton y sujeción de la misma con alambres.....	83
<i>Figura 54.</i> Tapa hueca (A) enroscada al cuerpo de la celda (B). El O-Ring de la tapa fija (C) sella dentro de la celda.....	84
<i>Figura 55.</i> Disposición de la celda en posición vertical. Tubería de pozo (1).....	84
<i>Figura 56.</i> Montaje de la tapa hueca (1) a presión sobre el cuerpo de la celda (2).....	85
<i>Figura 57.</i> Montaje de la última tapa hueca enroscada a la celda.....	85
<i>Figura 58.</i> Espacio que queda entre la tubería y el conector.....	86
<i>Figura 59.</i> Montaje del cono, anticono y la tuerca.....	86
<i>Figura 60.</i> Inyección de agua por la entrada (1), para simular la presión de confinamiento.....	87
<i>Figura 61.</i> Componentes del equipo para PVT de la compañía RUSKA.....	88
<i>Figura 62.</i> Agitación de la celda.....	88
<i>Figura 63.</i> Sistema completo.....	88
<i>Figura 64.</i> Equipo DB Robinson libre de mercurio.....	89
<i>Figura 65.</i> Cilindro para tomas de muestra en pozo de la compañía RUSKA.....	90
<i>Figura 66.</i> Tapas del cilindro RUSKA.....	90
<i>Figura 67.</i> Sistema de sellado del cilindro RUSKA.....	91
<i>Figura 68.</i> Prototipo de la celda visual de desplazamiento, elaborado en AUTODESK INVENTOR.....	92
<i>Figura 69.</i> Tapas del prototipo en AUTODESK INVENTOR.....	92
<i>Figura 70.</i> Tapas del prototipo.....	93
<i>Figura 71.</i> Cuerpo de la celda (1), chapa metálica agujereada (2) y mallas metálicas (3).....	93
<i>Figura 72.</i> Prototipo de la celda visual de desplazamiento.....	94
<i>Figura 73.</i> Geometría de la tapa fija de una celda triaxial.....	95
<i>Figura 74.</i> Esquema del sistema para la prueba con el prototipo.....	96
<i>Figura 75.</i> Llenado de las celdas con tres tipos de arena diferente.....	97
<i>Figura 76.</i> Montaje del sistema: (1) bomba, (2) cilindro de baja presión, (3) válvula de alivio, (4) manómetro, (5) horno, (6) recipiente de salida y (7) prototipo.....	98
<i>Figura 77.</i> Herramienta utilizada para la compactación de la arena.....	99

<i>Figura 78.</i> Desplazamiento del agua (1) y crudo (2) en presencia del medio poroso.....	99
<i>Figura 79.</i> Propuesta final para la celda visual de desplazamiento para crudos pesados y extrapesados.....	101
<i>Figura 80.</i> Componentes de la celda.....	101
<i>Figura 81.</i> Cuerpo de la celda en zafiro.....	102
<i>Figura 82.</i> Sección A de la tapa fija.....	103
<i>Figura 83.</i> Sección B de la tapa fija.....	103
<i>Figura 84.</i> Sección C de la tapa fija.....	103
<i>Figura 85.</i> Tapa hueca.....	104
<i>Figura 86.</i> Tope ajustable.....	104
<i>Figura 87.</i> Camisa de los pernos.....	105
<i>Figura 88.</i> Holgura (h) entre la tapa y el zafiro.....	105
<i>Figura 89.</i> Pernos utilizados en la celda.....	106
<i>Figura 90.</i> Sistema de coordenadas en el cristal de zafiro y orientación del plano R.....	107
<i>Figura 91.</i> Diagrama del sistema.....	112
<i>Figura 92.</i> Bomba Isco 260B.....	113
<i>Figura 93.</i> Horno MERMET.....	113
<i>Figura 94.</i> Gasómetro RUSKA.....	115
<i>Figura 95.</i> Balanza analítica.....	115
<i>Figura 96.</i> Propiedades del zafiro.....	120
<i>Figura 97.</i> Tubo de zafiro. Diámetro interno 86 mm, diámetro externo 106 mm, longitud 320 mm.....	120
<i>Figura 98.</i> Mallado del tubo de zafiro.....	121
<i>Figura 99.</i> Esfuerzo principal máximo: 101,6 MPa.....	121
<i>Figura 100.</i> Esfuerzo principal mínimo: -22,249 MPa.....	121
<i>Figura 101.</i> Factor de seguridad aplicando la teoría del esfuerzo normal máximo. $FS'=2,72$	122
<i>Figura 102.</i> Factor de seguridad aplicando la teoría de Mohr-Coulomb frágil. $FS'=2,64$	122
<i>Figura 103.</i> Tapas de la celda unidas por perno.....	126

<i>Figura 104.</i> Área A_1	127
<i>Figura 105</i> Área A_2	127
<i>Figura 106.</i> Disposición perno-camisa-tuerca.....	129
<i>Figura 107.</i> Sección de la tapa sometida a la fuerza de precarga y fuerza de reacción de la camisa.....	138
<i>Figura 108.</i> Áreas donde se ejerce la presión en la tapa hueca.....	141
<i>Figura 109.</i> Áreas donde se ejercen las presiones en la tapa fija.....	142
<i>Figura 110.</i> Área de contacto entre los pernos y las tapas.....	144
<i>Figura 111.</i> Áreas donde se estudiaran los esfuerzos.....	150
<i>Figura 112.</i> Sección O de la tapa fija.....	152
<i>Figura 113.</i> Sección B de la tapa fija.....	152
<i>Figura 114.</i> Sección j-j' de la tapa hueca tomada para el estudio de la flexión.....	153
<i>Figura 115.</i> Sección H-H' de la tapa fija tomada para el estudio de la flexión.....	153
<i>Figura 116.</i> Analogía de viga en voladizo para la sección de la tapa hueca.....	154
<i>Figura 117.</i> DCL de la viga en voladizo.....	154
<i>Figura 118.</i> Analogía de viga en voladizo para la sección de la tapa fija.....	155
<i>Figura 119.</i> Sección transversal de la viga.....	155
<i>Figura 120.</i> Plano de la tapa hueca, se aprecian los puntos donde se producen cambios en la sección transversal.....	157
<i>Figura 121.</i> Plano de la tapa fija, se aprecian los puntos donde se producen cambios en la sección transversal.....	158
<i>Figura 122.</i> Geometría de las tapas realizada en AUTODESK Inventor.....	167
<i>Figura 123.</i> Tabla de propiedades mecánicas del acero inoxidable en “Engineering Data”.....	168
<i>Figura 124.</i> Mallado de las tapas en ANSYS.....	168
<i>Figura 125.</i> Condiciones de borde en la tapa hueca.....	169
<i>Figura 126.</i> Condiciones de borde en la tapa fija.....	169
<i>Figura 127.</i> Deformaciones en la tapa usando 3 pernos y utilizando un mallado fino.....	170
<i>Figura 128.</i> Deformaciones en la tapa usando 4 pernos y utilizando un mallado fino.....	171
<i>Figura 129.</i> Esfuerzos en la tapa usando 3 pernos y utilizando mallado fino.....	171
<i>Figura 130.</i> Esfuerzos en la tapa usando 4 pernos y utilizando mallado fino.....	171

<i>Figura 131.</i> Esfuerzos en la tapa de 25mm, utilizando mallado fino.....	173
<i>Figura 132.</i> Esfuerzos en la tapa de 27mm, utilizando mallado fino.....	174
<i>Figura 133.</i> Esfuerzos en la tapa de 30mm, utilizando mallado fino.....	174
<i>Figura 134.</i> Esfuerzos en la tapa de 32mm, utilizando mallado fino.....	174
<i>Figura 135.</i> Deformación en la tapa hueca.....	176
<i>Figura 136.</i> Deformación en la tapa hueca producto de las presiones internas, aumentando la escala de deformación a 1,6e+003.....	176
<i>Figura 137.</i> Deformación en la tapa fija.....	177
<i>Figura 138.</i> Deformación en la tapa hueca producto de las presiones internas, aumentando la escala de deformación a 1,5e+003.....	177
<i>Figura 139.</i> Esfuerzos máximos y mínimos en la tapa hueca.....	178
<i>Figura 140.</i> Esfuerzos máximos y mínimos en la tapa fija.....	178
<i>Figura 141.</i> Factor de seguridad en la tapa hueca.....	179
<i>Figura 142.</i> Factor de seguridad en la tapa fija.....	179
<i>Figura 143.</i> Límite de tolerancia para un tamaño nominal de 0,4 a 0,71 pulgadas.....	180
<i>Figura 144.</i> Límite de tolerancia para un tamaño nominal de 3,15 a 4,73 pulgadas.....	181
<i>Figura 145.</i> Límite de tolerancia para un tamaño nominal de 0,4 a 0,71 pulgadas.....	182

Índice de Tablas.

Tabla 1. Clasificación Unitar.....	11
Tabla 2. Contenido Elemental de los Crudos Extrapesados en Comparación con los Crudos Promedio.....	12
Tabla 3. Valores de Porosidad para Distintos Materiales.....	19
Tabla 4. Límites de Holgura.....	36
Tabla 5. Diámetros y Áreas de Roscas Métricas de Paso Grueso y Fino.....	42
Tabla 6. Diámetros y Áreas de Roscas Unificadas de Tornillos de Paso Grueso y Fino.....	43
Tabla 7. Dimensiones Básicas de Arandelas Simples Estándar.....	47
Tabla 8. Dimensiones de Tuercas Hexagonales.....	48
Tabla 9. Tamaños Preferidos (Longitud L) para Sujetadores.....	48
Tabla 10. Especificaciones SAE para Pernos de Acero.....	50
Tabla 11. Especificaciones ASTM para Pernos de Acero.....	51
Tabla 12. Valores de los Coeficientes “a” y “b” de acuerdo al Tipo de Acabado Superficial.....	56
Tabla 13. Áreas $A_{0,95\sigma}$ de Perfiles Estructurales No Rotativos.....	58
Tabla 14. Factores de Confiabilidad k_c correspondientes a 11 Desviaciones Porcentuales del Límite de Resistencia a la Fatiga.....	59
Tabla 15. Efecto de la Temperatura de Operación en la Resistencia a la Tensión del Acero (S_T/S_{RT}). Valores del Factor k_d	60
Tabla 16. Resistencias a la Fatiga Completamente Corregidas de Pernos y Tornillos con Roscas Laminadas.....	64
Tabla 17. Propiedades Mecánicas del Zafiro.....	108
Tabla 18. Propiedades Mecánicas del Acero Inoxidable 410.....	109
Tabla 19. Propiedades Mecánicas del Acero Inoxidable AISI 316.....	110
Tabla 20. Error Relativo Comparando Valores Teóricos y Valores Computacionales, para los Esfuerzos y Factores de Seguridad.....	123
Tabla 21. Comparación entre el Diseño de Tapa con 3 Pernos y 4 Pernos.....	170
Tabla 22. Comparación entre Distintos Anchos en la Tapa Hueca.....	172

Tabla 23. Comparación entre Distintos Anchos en la Tapa Fija.....	173
Tabla 24. Resultados de las Simulaciones Utilizando Ansys Mechanical.....	175
Tabla 25. Costo de los Equipos.....	182
Tabla 26. Dimensiones Estándar para Barras de Acero Inoxidable AISI 316.....	184
Tabla 27. Tiempo Estimado de Fabricación.....	186
Tabla 28. Costos de la Celda Visual de Desplazamiento.....	186

Nomenclatura y Símbolos.

CP	Crudos Pesados
XP	Crudos Extra Pesados
FPO	Faja Petrolífera del Orinoco
PVT	Presión, Volumen y Temperatura
INTEVEP	Instituto de Tecnología Venezolana para el Petróleo
PDVSA	Petróleos De Venezuela Sociedad Anónima
Ecopetrol	Empresa Colombiana de Petróleos Sociedad Anónima
API	Instituto Americano de Petróleo
CAD	Diseño Asistido por Computadora
RGP	Relación Gas-Petróleo
RMP	Procesos de Recuperación Mejorada de Petróleo
STEP	Estándar del Modelo de datos para Intercambio de Productos
DI	Diámetro Interno
DE	Diámetro Externo
SAE	Sociedad de Ingenieros Automotrices
MEF	Método de Elemento Finito
H ₂ S	Ácido sulfhídrico
CO	Monóxido de Carbono
CO ₂	Dióxido de Carbono
NPT	Rosca Americana Cónica para Tubos
Al ₂ O ₃	Oxido de Aluminio
ρ_o	Densidad del Petróleo
β_o	Factor Volumétrico del Petróleo
R_s	Solubilidad del Gas en el Petróleo
γ_o	Gravedad Especifica del Petróleo
γ_{gd}	Gravedad Especifica del Gas Disuelto
Q_g	Tasa de Producción de Gas

Q_o	Tasa de Producción de Petróleo
C_o	Coefficiente de Compresibilidad Isotérmica del Petróleo
ρ	Densidad
m	Masa
V	Volumen
\emptyset	Porosidad
V_t	Volumen Total de Roca
V_g	Volumen de los Granos o Sólidos Contenidos
S_o	Saturación de Petróleo
V_o	Volumen de Petróleo
V_p	Volumen Poroso
S_{wi}	Saturación del Agua
V_{wi}	Volumen de Agua
S_g	Saturación de Gas
V_g	Volumen de Gas
q	Velocidad a la que Fluye el Agua
A	Área Sección Transversal
V_s	Volumen de Fluido a Través de una Unidad de Área
k	Constante de Porosidad
k	Permeabilidad Absoluta
k_i	Permeabilidad Efectiva del Fluido
k_{ri}	Permeabilidad Relativa
ε	Deformación Nominal
σ	Esfuerzo Nominal
E	Modulo de Young
τ	Esfuerzo Cortante
G	Modulo de Cizalladura
P	Fuerza Aplicada
A_0	Área de la Fuerza Original
ν	Coefficiente de Poisson

S_y	Límite de Fluencia
S_u	Resistencia Última
n	Factor de Seguridad
d	Diámetro Medio
t	Grosor de la Pared del Cilindro
σ_r	Esfuerzo Radial
σ_t	Esfuerzo Tangencial
σ_l	Esfuerzo Longitudinal
ε_r	Deformación Unitaria Elementos Dirección Radial
ε_t	Deformación Unitaria Elementos Dirección Tangencial
ε_x	Deformación Unitaria en el Plano
A_1	Constantes para Condiciones de Frontera
A_2	Constantes para Condiciones de Frontera
μ	Desplazamiento
r_i	Radio Interno
r_0	Radio Externo
M	Momento Flector
e	Distancia de la Superficie al eje Neutro
I	Momento de Inercia
S	Modulo de la Sección Elástica
v	Esfuerzo Cortante
σ_x	Esfuerzo Normal en el Eje X
σ_y	Esfuerzo Normal en el Eje Y
σ_1	Esfuerzo Principal Máximo
σ_3	Esfuerzo Principal Mínimo
τ_{xy}	Esfuerzo Cortante en el Plano XY
τ_{max}	Esfuerzo Cortante Máximo
S_{ut}	Esfuerzo Último a la Tracción
S_{uc}	Esfuerzo Último a la Compresión
d	Diámetro Mayor en Pernos
A_T	Área Esfuerzo a la Tracción

A_r	Área Diámetro Menor
N	Roscas por Pulgada
L_t	Longitud de la Rosca del Perno
L	Longitud del Tamaño de Perno fraccionario
K	Constante del Resorte
l_d	Longitud de la Parte sin Roscar en el Agarre
l_t	Longitud de la Parte Roscada en el Agarre
l	Longitud del Agarre
A_d	Área de la Parte sin Roscar
A_t	Área de la Parte Roscada
k_b	Rigidez del Sujetador
C	Constante de Rigidez
F_i	Precarga
n_p	Factor de Seguridad Contra la Fluencia por Esfuerzo Estático
n_l	Factor de Carga
n_o	Factor de Seguridad Contra la Separación de la Unión

INTRODUCCIÓN

Los crudos pesados y extrapesados se caracterizan por presentar una viscosidad bastante alta, además de ser tóxicos y altamente corrosivos. Todo esto hace que la refinación de los mismos requiera la aplicación de métodos y tratamientos especiales para mejorar su calidad y hacerlos aptos para su comercialización. Según Meaño (2012), debido a que la explotación de petróleos medianos y livianos se realizaba de manera relativamente sencilla, durante mucho tiempo no se prestó atención al desarrollo de tecnologías y equipos para el manejo de crudos pesados (CP) y extrapesados (XP), no sólo en nuestro país, sino también en el resto del mundo.

En la actualidad, las evaluaciones de los recursos petrolíferos mundiales permiten concluir que las reservas tanto probadas y seguras como probables y posibles por contabilizar en las cuencas sedimentarias conocidas de petróleos medianos y livianos, no serán suficientes para abastecer la demanda mundial a largo plazo. Por esta razón, se ha despertado el interés las reservas conocidas de crudos pesados y extrapesados, las cuales han comenzado a ser estudiadas y evaluadas detalladamente (Barberii, 1998).

Conscientes de las reservas de CP y XP que posee Venezuela en la Faja Petrolífera del Orinoco (FPO), que ubican al país como aquel que posee la mayor cantidad de hidrocarburos a nivel mundial, resulta de vital importancia el desarrollo y mejoramiento de la industria de crudos pesados.

La explotación de un yacimiento requiere conocer el comportamiento de la fase de los fluidos que en él se encuentren y determinar cómo se puede desplazar el crudo hacia la superficie. Para ello se realizan estudios PVT (presión, volumen, temperatura) y Pruebas de Desplazamiento. Algunos crudos pesados y extra pesados de la FPO, presentan la característica de ser “Crudos Espumantes”. Este fenómeno implica un aumento atípico en la producción de los yacimientos y por ello debe recibir especial atención, cuando se estudien CP y XP.

Tanto los estudios PVT como las pruebas de desplazamiento se realizan en celdas, que son básicamente recipientes a presión, las cuales permiten el registro de diversos parámetros y están diseñadas para trabajar adecuadamente bajo las condiciones exigidas. Dichas celdas forman parte de un sistema primario (horno, bombas, instrumentación, etc.) con el cual se simulan las condiciones de yacimiento (Sastoque, 2003).

Respecto a los equipos para el estudio de CP y XP que se encuentran en el mercado, es necesario destacar que los mismos son de elevado costo y no todos se adaptan a las características del crudo venezolano. En razón de ello, el Instituto de Tecnología Venezolana para el Petróleo (INTEVEP), filial de la empresa estatal Petróleos de Venezuela, Sociedad Anónima (PDVSA), siendo el centro de investigación y apoyo tecnológico de la industria petrolera y petroquímica nacional, orienta sus esfuerzos al diseño de un equipo propio: una celda completamente visual en la cual se pueda observar la interacción roca-fluido, a medida que se realicen los análisis PVT y las pruebas de desplazamiento. Dicho equipo permitirá realizar pruebas en los laboratorios a condiciones de yacimiento y por ser de carácter visual permitirá observar y registrar fenómenos como la aparición de “espuma” que presentan algunos crudos pesados, permitiendo así, implementar estrategias de producción y explotación, para una gerencia efectiva de los yacimientos en la Faja Petrolífera del Orinoco.

Capítulo I

Fundamentos de la Investigación.

1.1 Antecedentes.

Con el inicio de la industria petrolera se comenzaron a realizar estudios para determinar, tanto el comportamiento de los fluidos dentro y fuera del yacimiento, como los procesos necesarios para extraer el crudo de los pozos. Estos estudios se basaban en cálculos empíricos los cuales arrojaban resultados imprecisos que dificultaban la predicción de la vida productiva de los yacimientos (Hernández y Tavera, 2007). Con el transcurso del tiempo se buscó una mayor proximidad de los ensayos en laboratorios con la realidad física, y gracias a ello, hoy día se cuenta con diversos equipos de alto rendimiento y precisión.

Para las pruebas de desplazamiento, actualmente PDVSA-INTEVEP cuenta con 4 Celdas Triaxiales, Figura 1, llamadas “Simuladores Físicos de Yacimiento”, las cuales fueron desarrolladas por la empresa y datan del año 1990. Básicamente son cilindros de acero capaces de alojar un núcleo (arenas consolidadas o no consolidadas), en las que se realizan pruebas de permeabilidad relativa y son capaces de trabajar con cualquier tipo de crudo.



Figura 1. Celda triaxial para pruebas de desplazamiento.

Asimismo, INTEVEP cuenta con otro equipo denominado: “Sistema de Permeabilidad Relativa” proveniente de la empresa norteamericana CoretestSystems adquirido en el año 1998 y en el cual, la celda es de mayor longitud que la triaxial, está ubicada dentro de un horno y además puede girar. Sin embargo, el separador para cuantificar el crudo y el agua a la salida de la celda está dañado, por lo que en la actualidad el equipo no está en uso.

En el año 2005, la escuela de Ingeniería de Petróleos de la Universidad Industrial de Santander ubicada en Colombia, en conjunto con el Instituto Colombiano del Petróleo ECOPETROL-ICP, desarrollo el “diseño de un equipo de desplazamiento para realizar pruebas de análisis

petrofísicos en núcleos de roca” el cual se utilizaría principalmente como un permeámetro (Plata y Sandoval, 2005). El porta núcleo es de acero inoxidable, la muestra de roca va dentro de una manga de vitón y el sistema es capaz de soportar una temperatura máxima de 350 °F y una presión de confinamiento de 10000 psi.

Por otra parte, para los análisis PVT, en el Informe Técnico de PDVSA-INTEVEP número INT-10026-2003, denominado “Estado del arte en equipos PVT libre de mercurio: Propuesta para un nuevo diseño” (Borges y otros, 2003), se recopila información de varios equipos, incluyendo aquellos que actualmente se encuentran en los laboratorios de INTEVEP. Este informe hace constar la falta de disponibilidad en el mercado, para el año 2003, de equipos PVT apropiados para CP y XP.

A nivel mundial, las primeras celdas desarrolladas para éste tipo de estudios tenían como elemento clave el mercurio, empleado para desplazar el crudo. Actualmente en los laboratorios para pruebas PVT de CP y XP de INTEVEP aún se trabaja con este tipo de equipos, que datan del año 1958 de marca Ruska.

No obstante, el empleo de mercurio conlleva considerables inconvenientes, ya que es sumamente tóxico y además la mayoría de los crudos forman una emulsión estable con el mismo, en la cual no se distingue la interface petróleo-mercurio, perdiéndose así parte de la certeza del estudio (Ruska, 1992).

Por esta razón a partir de los años 90, se empezaron a emplear los primeros equipos para PVT libres de mercurio (Berdugo y otros, 2005) y en 1994, PDVSA-INTEVEP adquirió un prototipo de un sistema PVT libre de mercurio para petróleo pesado de la compañía DB Robinson (Canadá), Figura 2, desarrollado por encargo de la empresa venezolana y bajo sus especificaciones. Sin embargo, este equipo presento fugas en el sistema de agitación a lo largo del eje axial, por lo que hoy día solo es empleado para pruebas sin agitación.



Figura 2. Equipo PVT libre de mercurio DB Robinson.

En el año 2003, PDVSA-INTEVEP junto con la Universidad Central de Venezuela, desarrollo el “diseño de una celda de alta presión para realizar estudios PVT libre de mercurio” (Sastoque, 2003). Dicha celda fue diseñada para soportar una presión de 20.000 psi, para llevar a cabo

pruebas PVT en pozos que exigen perforaciones de hasta 18 mil pies, sin embargo, la misma no trabaja con crudos pesados y extrapesados.

Posteriormente, en el año 2007, nuevamente con apoyo de la Universidad Central de Venezuela, se desarrolló una solución al problema de fuga que presentaba la celda DB Robinson, mediante el “diseño y construcción del sistema de agitación de un equipo libre de mercurio que realiza estudios PVT (presión, volumen y temperatura) en crudos pesados”. (Hernández y Tavera, 2007).

En la actualidad, motivado a las importantes reservas probadas de crudos pesados y extrapesados en la Faja Petrolífera del Orinoco y la presencia del fenómeno espumante en algunos crudos provenientes de la misma, se plantea el desarrollo de equipos visuales que permitan observar, con mayor detalle, el comportamiento de estos fluidos, a medida que se llevan a cabo pruebas PVT y de desplazamiento.

A nivel mundial, existen diversos fabricantes que se dedican a la construcción y comercialización de equipos para PVT y pruebas de desplazamiento. Entre los más importantes podemos destacar a: Chandler Engineering (Ruska), DB Robinson, Vinci Technologies y Sanchez Technologies.

Para las pruebas de desplazamiento, a principios del año 2014, la compañía Vinci Technologies, ofreció diversos porta-núcleos, entre ellos tenemos:

- Hassler coreholder series HAS
- MMP APPARATUS
- XRAY TRANSPARENT COREHOLDER SERIES TXC

No obstante, todos los modelos fueron diseñados para crudos medianos y livianos, por lo que emplearlos para el estudio de crudos pesados y extrapesados, no resulta confiable. Además, los dos primeros modelos poseen un cuerpo hecho totalmente de acero inoxidable, lo que no permite una visualización de lo que ocurre durante los estudios. Por otra parte, los modelos llamados “transparentes”, nada tienen que ver con que sean visuales, el nombre hace referencia a que los equipos están hechos de aleaciones las cuales, por sus características, permiten el uso de rayos X para la observación de la muestra. [60]

La empresa Sanchez Technologies, actualmente ofrece un equipo de nombre “Automatic Permeater/Porosimeter”, el cual mide la porosidad y permeabilidad de distintos núcleos, haciendo circular helio, aire o nitrógeno, a través de una celda que consiste en un cilindro de acero. Este sistema trabaja a temperatura ambiente y el porta núcleos soporta una presión máxima de 1000 psi. Además, existen otros equipos ofrecidos por la misma empresa, pero no se indica para qué tipo de crudo son aptos. [51]

En el área de pruebas PVT, existen en el mercado una gran cantidad de equipos, sin embargo, la mayoría solo aplican para el estudio de crudos livianos, medianos, volátiles y condensados, o bien, no soportan las características del crudo pesado venezolano, el cual a condiciones de

yacimiento, frecuentemente, tiene una viscosidad entre 500 y 2500 cP, pero pueden alcanzar valores por el orden de 10.000 cP cuando se realizan las pruebas PVT.

A continuación se presentan distintas celdas para PVT, disponibles actualmente:

Chandler Engineering (Ruska): ofrece un equipo PVT libre de mercurio llamado “3000 Series PVT”, que trabaja con petróleo negro y gas condensado, a una temperatura máxima de 204C (400F). El sistema está basado en un arreglo de celda dual: Una celda bomba de capacidad nominal 400cc y presión máxima de trabajo de 15000 psi, y una celda de pistón flotante de capacidad nominal 1000 cc y presión máxima de trabajo de 20000 psi. [18]

Vinci-technologies: posee un equipo llamado “Fully visual PVT system for reservoir fluid analysis”, el cual trabaja con una presión máxima de 15000 a 25000 psi, un volumen de celda de 400 cc y soporta una temperatura máxima de 200C. Si bien el equipo permite cierta visualización de la muestra, el mismo solo aplica para crudos volátiles y condensados. [60]

Además la empresa ofrece otro equipo de nombre “PVT system for PVT studies & wax / asphaltene precipitation studies”, que permite el estudio de las fases del fluido a condiciones de yacimiento y detecta la presencia de sólidos y asfáltenos mediante la utilización de un láser. El equipo permite utilizar una celda de 500 cc o una de hasta 1000cc, soporta una presión máxima de 15000 psi y una temperatura máxima de 200C, no obstante también aplica únicamente para crudos volátiles y condensados. [60]

DB Robinson: En diciembre de 2008, la empresa Schlumberger en conjunto con el centro tecnológico Oilphase-DBR, comercializan una celda para PVT llamada “high temperature heavy oil PVT cell” en Edmonton, Alberta. La misma soporta una temperatura de 250C, y es capaz de manejar crudo pesado con una viscosidad de hasta 1000 cP. (Tara, 2009), muy por debajo de aquella que poseen los crudos nacionales.

Sanchez-Technology: Esta empresa ofrece el equipo PVT “BO PVT 200/1000”, el cual permite manejar petróleos negros con una viscosidad máxima de 5000 cP, resiste una presión máxima de 100 Mpa y una temperatura máxima de 250C. Funciona con una celda de tipo cilindro-piston, de volumen 200ml y un visor de zafiro. Sin embargo, el visor se ubica en la parte superior de la celda y además es pequeño, el ancho del visor es de 3mm y la longitud 10 mm, por lo que no hay una visualización completa del crudo dentro de la celda. [51]

Habida cuenta de que no existen equipos visuales para el estudio de las pruebas de desplazamiento en crudos pesados, ni para los análisis PVT, y siendo que muchos equipos no son capaces de manejar la viscosidad del crudo nacional, PDVSA-INTEVEP promueve el desarrollo de una celda completamente visual, que permita grabar (a través de un sistema de video propuesto) la interacción roca-fluido, a medida que se realizan pruebas de desplazamiento, tales como: pruebas de permeabilidad relativa y de inyección de solventes, y algunos análisis PVT como lo son: la prueba de liberación flash y la prueba de expansión a composición constante, en presencia del medio poroso (arenas no consolidadas).

1.2 Planteamiento del Problema.

Durante mucho tiempo se descartó el estudio de dos fluidos particulares: El petróleo pesado y el extra pesado, ambos presentan un problema y es que poseen una alta viscosidad. La viscosidad se entiende como la medida de la resistencia a fluir, debido a la interacción y cohesión de las moléculas de un fluido, es una de las propiedades que controla la cantidad de fluido que puede transportarse por una tubería durante un periodo específico, y explica las pérdidas de energía asociadas al transporte de fluidos en ductos, canales y tubos (Potter, 2002). Como consecuencia de esta característica se tiene entonces que dichos crudos no fluyen hacia el exterior de los pozos con facilidad, su transporte es por demás complicado y aunado a ello, los procesos de refinación son muy costosos.

Por esta razón, para el estudio de los CP y XP han sido desarrollados muy pocos equipos y los que se encuentran en el mercado, además de ser costosos, presentan muchas limitaciones en cuanto a condiciones de trabajo.

Actualmente, diversos estudios evidencian que en la Faja Petrolífera del Orinoco, se encuentra la mayor acumulación de petróleo pesado a nivel mundial (Layrisse, 1999). Parte de estos crudos presentan la característica de ser espumantes, fenómeno atípico que les permite ser más desplazables en el yacimiento, en contraposición a su densidad y viscosidad, lo que implica un aumento en la producción (Romero y otros, 2001). Por ello, para el entendimiento pleno del comportamiento de estos hidrocarburos, es necesario el desarrollo de nuevas tecnologías mediante las cuales se puedan realizar diversos estudios (entre ellos los PVT y estudios de flujo de fluido) que permitan establecer metodologías, para determinar la actividad y productividad de estos yacimientos.

PDVSA a través de INTEVEP, promueve el diseño de un equipo innovador: Una celda completamente visual, en la que se pueda alojar un núcleo (arenas no consolidadas) para realizar pruebas de desplazamiento, así como estudios PVT de Liberación Flash y Pruebas de Expansión.

Hasta la fecha, compañías importantes en el área de desarrollo de equipos para PVT y desplazamiento, tales como: Chandler Engineering, Vinci Technologies y Sanchez Technologies, han sido consultadas y ninguna de ellas ofrece un equipo que trabaje con CP y XP, que sea completamente visual y que se pueda utilizar tanto para PVT como para pruebas de desplazamiento. De allí el interés de diseñar una celda para este tipo de crudos, con un volumen de 1.000 cc que disminuya los errores en las pruebas, capaz de soportar presiones como las que se observan en los yacimientos de la FPO de hasta 3000 psi, una temperatura máxima de 300 °F, que sea de fácil manejo para los operadores, y que al ser visual, permita el uso de un sistema de video, en el que se puedan captar imágenes de la interacción roca-fluido a medida que se realicen las pruebas de laboratorio.

1.3 Objetivo General.

Realizar el diseño factible de una celda visual de desplazamiento para crudos pesados y extrapesados, en la que se puedan realizar pruebas de permeabilidad relativa e inyección de solventes, así como estudios PVT de liberación flash y pruebas de expansión a composición constante

1.4 Objetivos Específicos.

- Comprender los análisis PVT de liberación flash y pruebas de expansión a composición constante.
- Revisar información bibliográfica acerca de las pruebas de desplazamiento: permeabilidad relativa, difusión, dispersión e inyección de solventes.
- Comprender el fenómeno espumante en los crudos provenientes de la Faja Petrolífera del Orinoco.
- Interpretar y discutir acerca de los modelos existentes para los estudios PVT y las pruebas de desplazamiento.
- Revisar el diseño propuesto por el equipo de trabajo de PDVSA-INTEVEP.
- Elaborar un prototipo de celda, para visualizar la interacción roca fluido. (Elaboración de los planos en Autodesk Inventor y construcción en el taller mecánico de PDVSA-INTEVEP).
- Seleccionar los materiales a utilizar, para los distintos componentes de la celda.
- Elaborar el modelo geométrico de la celda visual de desplazamiento para CP/XP, utilizando el programa CAD Autodesk Inventor.
- Definir y limitar las condiciones que deberá soportar el modelo físico.
- Analizar el modelo de celda, mediante el método de los elementos finitos utilizando el programa ANSYS Workbench 14.0.
- Validar el uso de zafiro, como material transparente para el cuerpo de la celda.
- Proponer un sistema de video, para la captación de imágenes.
- Obtener una estimación de los costos de construcción de la celda visual de desplazamiento para CP y XP.
- Elaborar los planos de la celda visual de desplazamiento para CP y XP.

1.5 Alcances

- Completar el diseño de la celda visual de desplazamiento para crudos pesados y extrapesados.
- Realizar el diseño usando diversos programas computacionales: Autodesk Inventor y ANSYS Workbench 14.0, este último referente al método de elementos finitos.
- Operar equipos de PVT y de desplazamiento, empleados en los laboratorios de PDVSA-INTEVEP.

Capítulo II

Marco Teórico

En este capítulo se presentan conceptos y teorías que serán utilizados a lo largo del presente trabajo especial de grado, con la finalidad de facilitar su comprensión.

2.1 Yacimiento

Un yacimiento o reservorio se define como una formación de rocas permeables y porosas que contiene una acumulación de hidrocarburos (petróleo o gas) confinada por rocas impermeables y/o barreras de agua (Bradley, 1992).

2.1.1 Comportamiento del Crudo a Condiciones de Yacimiento.

El comportamiento de una mezcla de hidrocarburos a condiciones de yacimiento depende principalmente de su composición química y de las condiciones de temperatura y presión. Este comportamiento es la primera consideración en el desarrollo y gerencia de los reservorios de crudo, afectando todos los aspectos de la exploración y producción de petróleo. (Whitson y Brule, 2000; Danesh, 1998).

La temperatura del yacimiento puede ser asumida constante o como una débil función de la profundidad. A medida que se extraen el gas y el petróleo, la presión del yacimiento decrece y la mezcla de hidrocarburos remanente cambia en composición, propiedades volumétricas y propiedades de fase. De esta forma, el estado del sistema va variando con la presión (Whitson y Brule, 2000).

En la Figura 3 se muestra el diagrama de fases para una mezcla de hidrocarburos de yacimiento.

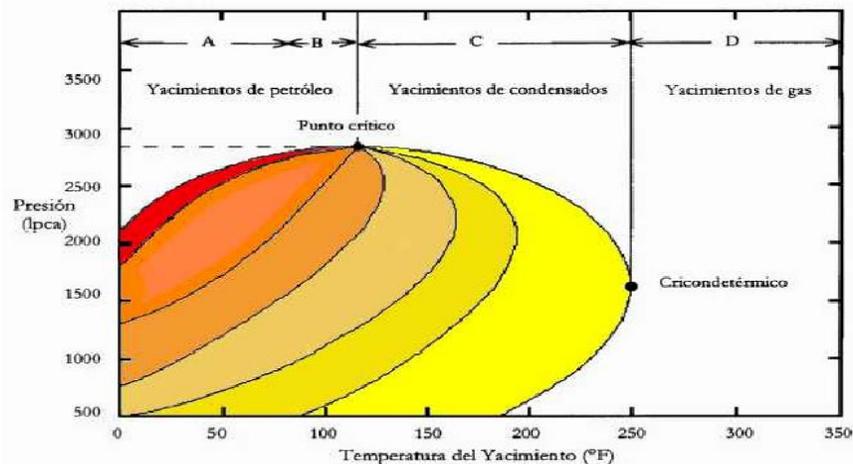


Figura 3. Diagrama de fases para una mezcla de hidrocarburos. Tomada de “The Design of Experiments for the Study of Petroleum Fluids” por Kobayashi y Ruska, 1958.

Este diagrama de Presión Vs Temperatura permite, no solamente diferenciar el comportamiento o fase de los fluidos, sino también los distintos tipos de reservorios que se pueden encontrar: desde yacimientos de petróleo negro hasta yacimientos de gas. (Sastoque, 2003).

La clasificación de los yacimientos depende del estado en que se encuentren los fluidos del mismo, líquido o gaseoso, tal como lo indica la Figura 4.



Figura 4. Clasificación de los yacimientos de hidrocarburos.

De los diagramas de fase también es posible obtener la siguiente información (Hernández y Tavera, 2007):

- a) El punto crítico: que para una mezcla multicomponente, se refiere al estado de presión y temperatura en el cual todas las propiedades intensivas de la fase líquida y la fase gaseosa coinciden (ambas fases se encuentran en equilibrio).
- b) La curva del punto de burbuja: aquella línea que separa la región líquida de la región bifásica.
- c) La curva del punto de rocío: línea que separa la región gaseosa de la región bifásica.
- d) La región bifásica: zona donde coexisten la fase líquida y gaseosa en equilibrio, delimitada por la curva del punto de burbuja y la curva del punto de rocío.

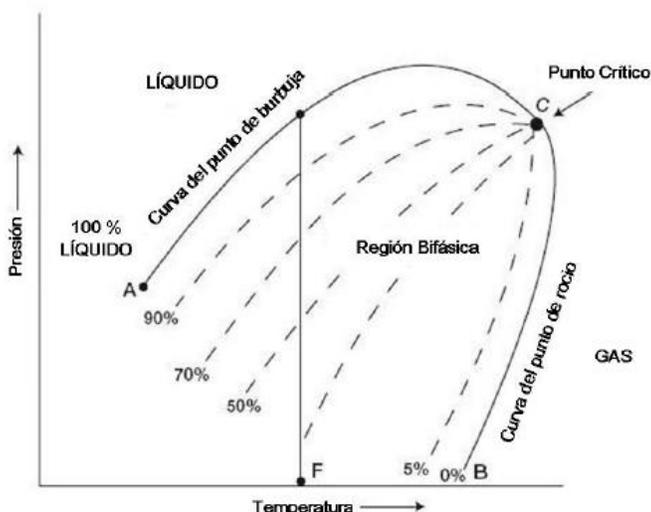


Figura 5. Puntos y curvas claves en un diagrama de fases para una mezcla de hidrocarburos. Tomada de “Reservoir Engineering Handbook” por A. Tarek, 2000.

2.1.2 Yacimientos de Petróleo Negro: Crudo Pesado y Extrapesado.

Los yacimientos de petróleo negro son los más comunes, siendo este fluido una mezcla de hidrocarburos con una considerable cantidad de moléculas pesadas y el cual existe en estado líquido a las condiciones de yacimiento. (Crotti y Bosco, 2001)

Los yacimientos de petróleo negro se clasifican según su fluidez, representada indirectamente por la gravedad API (que emplea como parámetro de comparación el agua), teniendo que a mayor °API mayor es la fluidez del petróleo (Barberii, 1998).

En la Tabla 1, se presenta la clasificación de los petróleos negros según su gravedad API (a 60 °F).

Tabla 1.

Clasificación UNITAR

Tipo de Crudo	Gravedad [°API]
Livianos	$30 < °API \leq 40$
Medianos	$20 < °API \leq 30$
Pesados	$10 < °API \leq 20$
Extra Pesados	$°API < 10$

Nota. Adaptada de “Report of Working Group on Definitions” por A. Martínez, 1982.

El crudo pesado es aquel en el que predominan los componentes de hidrocarburo de mayor peso molecular, que suelen denominarse C7+, es decir del heptano en adelante, lo que determina que tenga mayor viscosidad y densidad que los petróleos livianos. Además, los crudos pesados poseen generalmente 3% en peso de azufre, 10-30% en contenido de asfaltenos, y hasta 2000 ppm de vanadio. (Texeira, 2011).

El petróleo extrapesado se caracteriza por ser un fluido con altas viscosidades (con viscosidades dentro de un rango de 2000 a 10000 cP según algunos autores) y que se han formado por la biodegradación prolongada durante su permanencia en yacimientos, donde los componentes más livianos han sido consumidos por bacterias dejando los componentes más pesados. (Meaño, 2012)

Los petróleos extrapesados se presentan en yacimientos de poca profundidad, predominantemente en arenas no consolidadas de gran porosidad y permeabilidad, limitadas por trampas predominantemente mixtas (Maldonado, 2003). A su vez presentan una composición química diferente a la del crudo promedio tal como se indica en la Tabla 2.

Tabla 2.

Contenido Elemental de los Crudos Extrapesados en Comparación con los Crudos Promedio

Elemento	Crudos XP	Crudo Promedio
C	81-84%	83-87%
H	9-11%	11-14%
S	3.5-5.6%	0.01-0.8%
O	0.5-1.5%	0.2%
N	0.3-0.8%	0.01-1.3%

Nota. Datos provenientes de distintos trabajos: Xia, 2001; Argillier y otros, 2001; Mc. Cain, 1990.

Adicionalmente, los crudos extrapesados contienen vanadio y níquel en cantidades hasta de 0.8% y 1% respectivamente. El azufre y el oxígeno se distribuyen en porcentajes muy cercanos en los asfáltenos, en las resinas y en los aromáticos, el nitrógeno aparece en los asfáltenos y en las resinas (Argillier y otros, 2001).

2.2 Análisis PVT.

Con el inicio de la industria petrolera, se comenzaron a realizar estudios para determinar el comportamiento de los fluidos dentro y fuera del yacimiento. (Hernández y Tavera, 2007). Hoy día, los estudios de los yacimientos involucran la medición de propiedades volumétricas, presión de saturación, análisis de composición, viscosidades, comportamiento de las fases, entre otras. Estas son las que se conocen como propiedades PVT (Presión, Volumen, Temperatura), las cuales son propiedades termodinámicas de los fluidos. Los estudios PVT se realizan generalmente al descubrirse un nuevo yacimiento, y en base a los resultados del mismo se determinan las diversas metodologías y parámetros que orientaran las actividades de producción y extracción en el yacimiento. (Sastoque, 2003).

Para realizar los estudios PVT en el laboratorio es necesario tener una muestra representativa del fluido que se encuentra en el yacimiento, por lo tanto ésta se debe obtener al inicio de la producción, de manera que se encuentre a las mismas condiciones de temperatura y presión iniciales del yacimiento. En caso de no ser así, la muestra dejaría de ser representativa del mismo, y por consiguiente no se obtendrían resultados validos del comportamiento de fases del fluido en el yacimiento. (Peralta, 2003).

En el laboratorio se realizan varias pruebas para determinar el comportamiento de fases de los fluidos en el yacimiento, y de ellos se obtiene la siguiente información:

2.2.1 Densidad del Petróleo

La Densidad del Petróleo (Villaroel, 2005), ρ_o en *lbs/pies*³, a presiones menores o iguales a la presión de burbujeo, se determina mediante la siguiente ecuación:

$$\rho_o = \frac{350\gamma_o + 0.0764\gamma_{gd}R_s}{5.615\beta_o} \quad \text{Ecuación 1.}$$

Dónde:

ρ_o :	Densidad del petróleo, lbs/pie ³
β_o :	Factor volumétrico del petróleo, BY/BN
R_s :	Solubilidad del gas en el petróleo, PCN/BN
γ_o :	Gravedad específica del petróleo, (agua = 1)
γ_{gd} :	Gravedad específica del gas disuelto, (aire = 1)
350:	Densidad del agua condiciones normales

2.2.2 Presión de Burbuja

Ésta es la presión a la cual el sistema en estado líquido se encuentra en equilibrio con una cantidad infinitesimal de gas y al no admitir más gas disuelto pasa al estado de dos fases, dejando libre la primera burbuja de gas. Permite definir el estado en el que se encuentra el fluido en el yacimiento; es decir, si está sub-saturado o saturado con gas natural, al ser comparada con la presión inicial del mismo (Sebastianelli, 2009).

Esta presión también es denominada de saturación (P_s) debido a que la fase líquida está constituida por crudo saturado con gas natural. Generalmente cuando se habla de crudos pesados se hace referencia a la presión de saturación ya que el gas, el cual se encuentra en equilibrio con el petróleo, es muy poco. (Banzer, 1996).

2.2.3 Factor Volumétrico del Petróleo

El factor volumétrico de formación, se define como el volumen que ocupa a condiciones de yacimiento un barril normal de petróleo más su gas en solución. También puede definirse como el cambio de volumen que experimenta la fase líquida al pasar de las condiciones de yacimiento a las condiciones de superficie, como consecuencia de la expansión líquida y/o liberación del gas en solución. (Villaroel, 2005).

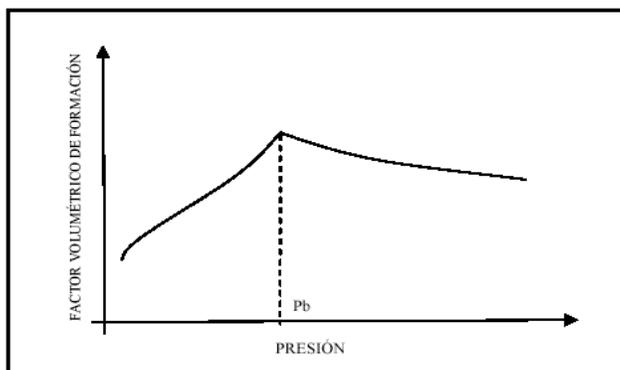


Figura 6. Factor volumétrico de formación de petróleo vs presión. Tomada de “Implantación de un algoritmo de inicialización en el simulador de Yacimientos SYEP” por L. Barcenás, 2006.

Debido a que no se libera gas de solución cuando la presión disminuye desde su valor inicial hasta la presión de burbujeo (asumiendo que la presión inicial es mayor que la presión de burbujeo), el fluido de yacimiento permanece en estado monofásico (petróleo subsaturado), sin embargo, como los líquidos son ligeramente compresibles, el volumen aumenta un poco desde la presión inicial hasta la presión de burbujeo (Villaroel, 2005), tal como se observa en la Figura 6.

Por debajo de la presión de burbujeo, la expansión líquida continúa, pero su efecto sobre el aumento en volumen es insignificante comparado con un efecto mucho mayor: la reducción en el volumen líquido debido a la liberación del gas en solución.

2.2.4 Relación gas-petróleo

Cuando el petróleo es llevado a condiciones de superficie es natural que contenga algo de gas en solución. La relación gas-petróleo (RGP) es la relación del volumen de gas que viene en solución, en el volumen de petróleo a condiciones estándar. (Sebastianelli, 2009).

En la Figura 7 se muestra el proceso involucrado en la definición del RGP. Primero, una cantidad de petróleo líquido en el yacimiento de masa $M1$ sube a la superficie y se reducen la presión y temperatura, usualmente resultando en la separación de una fase gaseosa de masa $M3$ y una fase líquida de masa $M2$ (England y otros, 1987). La RGP se define como la relación de los volúmenes en superficie de gas y petróleo:

$$RGP = Q_g/Q_o$$

Ecuación 2.

Dónde:

Q_g = Tasa de producción de gas (PCND).

Q_o = Tasa de producción de petróleo (BND).

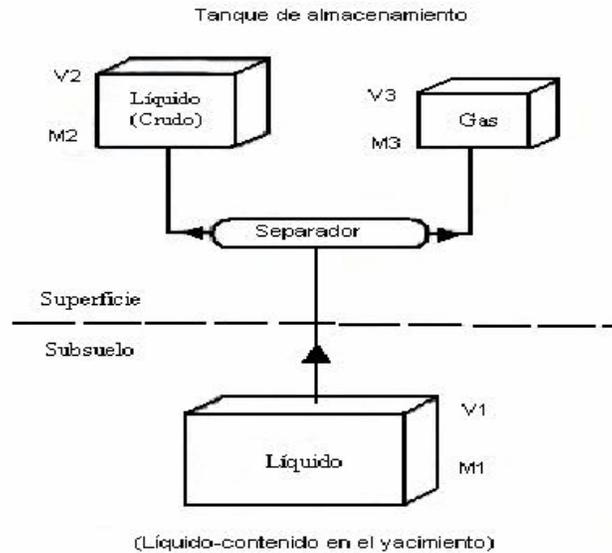


Figura 7. Definición de términos para relacionar petróleo líquido y gas en el yacimiento a sus propiedades de superficie. Tomada de “The movement and entrapment of petroleum fluids in the subsurface” por W.A. England y otros, 1987.

2.2.5 Compresibilidad del Petróleo

El coeficiente de compresibilidad isotérmica del petróleo se denomina comúnmente compresibilidad del petróleo. Para presiones por encima de la presión de burbuja, se lo define con la ecuación:

$$c_o = -\frac{1}{B_o} \left(\frac{\partial B_o}{\partial p} \right)_T \quad \text{Ecuación 3.}$$

De la Ecuación 3 se deduce la relación entre la compresibilidad y el factor de volumen. Además, $\rho = m/v$ y la masa contenida en un volumen es constante al variar la presión. Entonces a partir de la Ecuación 3, se encuentra:

$$c_o = -\frac{1}{\rho_o} \left(\frac{\partial \rho_o}{\partial p} \right)_T \quad \text{Ecuación 4.}$$

Por otro lado, para presiones por debajo del punto de Burbuja, es válida la aproximación siguiente:

$$c_o = -\frac{1}{B_o} \left[\left(\frac{\partial B_o}{\partial p} \right)_T - B_g \left(\frac{\partial R_g}{\partial p} \right)_T \right] \quad \text{Ecuación 5.}$$

Donde el segundo término del corchete considera la expansión del gas disuelto en el petróleo. (Bidner, 2001)

Los análisis PVT pueden ser: convencionales, no convencionales o especiales. Entre los estudios convencionales y no convencionales, están los estudios experimentales para petróleo negro (Sastoque, 2003). Dos de los estudios experimentales para el petróleo negro, se presentan a continuación:

- Proceso de Liberación Flash en una o en dos etapas
- Prueba de Expansión a composición constante

2.2.6 Proceso de Liberación Flash en una o en dos etapas.

Simula el comportamiento del fluido en los separadores. Para ello se coloca la muestra en una celda a la temperatura y presión inicial del yacimiento, la cual tiene que ser mayor que la presión de burbuja. Posteriormente se realizan varios decrementos de presión hasta llegar a la presión de burbuja y se mide en cada etapa el volumen de petróleo y de gas obtenido. El gas es extraído del sistema en cada etapa y colocado en un gasómetro, instrumento que permite la lectura del volumen de gas extraído de la celda. La presión de burbuja se manifiesta por el cambio repentino del volumen, ya que ocurre un gran aumento del mismo por un pequeño cambio de presión debido a la evolución del gas altamente compresible. Este proceso se realiza en una, dos o tres etapas a diferentes presiones cada una. A partir de la liberación flash, se obtiene la siguiente información: relación gas/petróleo (RGP), factor volumétrico del petróleo, densidad a la presión de carga, composiciones de los fluidos y la gravedad API del líquido producido, datos que son de suma importancia en el proceso de producción.

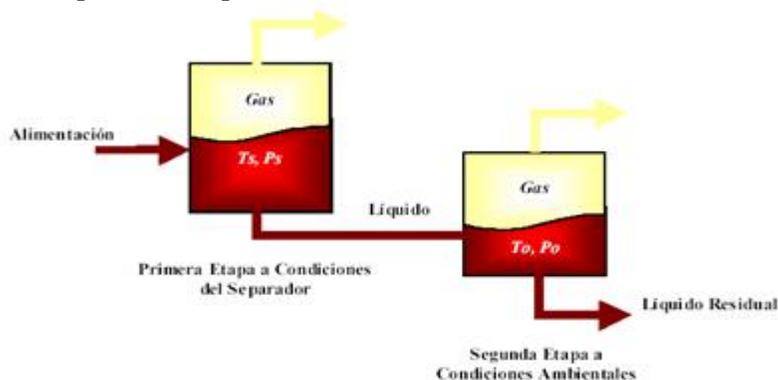


Figura 8. Esquema de prueba de liberación flash.

2.2.7 Prueba de Expansión a Composición Constante.

En la prueba de Expansión a Composición Constante, se coloca la muestra en una celda a presión y temperatura de yacimiento. La presión tiene que estar por encima de la presión de burbuja, luego se realizan varias reducciones de presión lo que origina un aumento del volumen del fluido que se encuentra dentro de la celda. Al principio la muestra se encuentra en estado líquido, cuando la presión es menor que la presión de burbuja, se desprende el gas y el volumen se incrementa bruscamente, pero en ningún momento este es extraído de la celda es decir, no se

altera la composición total del sistema, pero cada componente (líquido y gas) tienen diferentes composiciones. De la prueba de expansión a composición constante se obtiene la siguiente información: la presión de burbuja, el volumen relativo en función de la presión y y compresibilidad del petróleo.

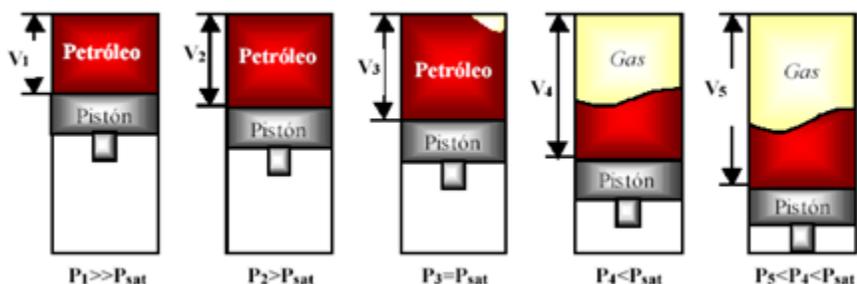


Figura 9. Esquema de prueba de expansión a composición constante.

2.3 Pruebas de Desplazamiento: Análisis Petrofísicos.

La petrofísica es una disciplina que se encarga del estudio físico de las rocas es decir, de la medición y predicción de sus propiedades físicas. En la industria petrolera se lleva a cabo el análisis de muestras de rocas tomadas de los yacimientos, para así predecir el comportamiento futuro del mismo, estimar el caudal de petróleo y gas a recuperar, planificar el desarrollo del yacimiento y finalmente seleccionar los posibles métodos de recuperación secundaria (inyección de agua, gas, emulsiones, polímeros, vapor de agua, etc.), aplicables para mejorar el recobro final. A pesar de que muchas de las estimaciones de las propiedades de los yacimientos se hacen a través de mediciones eléctricas y radioactivas, para el comportamiento completo de las mismas, es esencial el estudio de muestras de rocas contenidas en dichos yacimientos, conocidas como núcleos. Estos estudios abarcan fundamentalmente propiedades tales como porosidad, permeabilidad y saturación de fluidos (agua, gas, petróleo). (Araujo, 2004)

2.3.1 Estructura del Medio Poroso.

Un medio poroso es una red interconectada de espacios vacíos y una matriz sólida. Su morfología está relacionada con su origen, pero en muchos casos, especialmente en rocas sedimentarias, la morfología es altamente irregular. Ciertas partes del medio poroso pueden estar aisladas y ser inaccesibles desde la superficie externa del medio, en tanto que la matriz sólida es mayormente conectada y accesible. La matriz sólida y el espacio poroso están separados por una pared de poro, que es esencialmente una superficie orientada (Quintero, 2010). En la Figura 10 se presenta un diagrama esquemático de medio poroso.



Figura 10. Esquema de un medio poroso. Tomada de “Interacciones Roca-Fluido Para Yacimientos” por Y. Araujo, 2004.

2.3.2 Porosidad y Tipo de Porosidad.

Los granos que conforman las rocas arenosas de los yacimientos petrolíferos, tienen formas irregulares y el grado de irregularidad o de redondez es evidencia de los procesos de transformación sufridos a través del tiempo. Los choques violentos o la acción del roce entre rocas, hacen que los granos tengan formas muy irregulares. Los granos de las arenas que conforman los lechos de los yacimientos nunca calzan perfectamente, aunque la sobrecarga de la presión aplicada sobre las rocas de estos lechos sea de gran magnitud. Es por ello que existen espacios vacíos entre los granos que son denominados espacios de poro o intersticios. En los intersticios de las rocas de yacimiento es donde se acumula petróleo, gas y agua. (Araujo, 2004)

La porosidad se define como la relación entre el volumen poroso y el volumen total de la roca. Entendiéndose por volumen poroso, al volumen total menos el volumen de los granos o sólidos contenidos en dicha roca. La porosidad puede expresarse indistintamente en fracción o porcentaje. (Ayaris y Perez, 2012)

Matemáticamente se expresa como:

$$\phi = \frac{V_t - V_g}{V_t} = \frac{V_p}{V_t} \quad \text{Ecuación 6.}$$

Los yacimientos con baja porosidad tienden a no ser explotables desde el punto de vista económico, siendo valores comunes de porosidad para formaciones consolidadas entre 10 y 25% hasta 50% en arenas no consolidadas. (Araujo, 2004). La Tabla 3 muestra rangos de valores de porosidad para distintos materiales.

Tabla 3.
Valores de Porosidad para Distintos Materiales.

	Porosidad (%)
Depósitos no Consolidados	
Grava	24-40
Arena	25-50
Limo	25-50
Arcilla	40-70
Rocas	
Basalto fracturado	5-50
Limo kárstico	5-50
Dolomita	0-20
Roca cristalizada fracturada	0-10
Roca cristalina densa	0-5

Nota. Adaptada de “Interacciones roca-fluido para yacimientos” por Y. Araujo, 2004, 2da ed., p. 33.

Es necesario aclarar que existen 3 tipos de porosidad: absoluta o total, efectiva y no efectiva. La porosidad absoluta es la porosidad en cuya estimación se considera el volumen total de poros, estén o no interconectados. La porosidad efectiva es la porosidad donde se consideran solamente los poros que están interconectados (razón del volumen de poros interconectados al volumen total de la muestra) (Lanza y Ramírez, 2007). De acuerdo al texto “Recopilación Técnica Ingeniería de Yacimientos” de Halliburton: “para el ingeniero de yacimientos la porosidad más importante es la efectiva, pues constituye los canales porosos interconectados, lo que supone que puede haber importantes saturaciones de hidrocarburos en dichos espacios”.

Finalmente la porosidad no efectiva es la diferencia que entre la porosidad absoluta y la porosidad efectiva. (Escobar, 2000)

En el laboratorio se determina la porosidad efectiva, la cual se mide en la mayoría de los porosímetros, ya que solo los volúmenes de hidrocarburos almacenados en los poros interconectados pueden ser extraídos parcialmente del yacimiento. (Jacksy y Lenin, 2013).

2.3.3 Fluidos presentes en el Yacimiento.

De acuerdo al texto “Caracterización Física de Yacimientos” del Ing. Jesus E. Mannucci V., para estimar la cantidad de fluidos presentes en un yacimiento es necesario determinar la fracción del volumen poroso ocupado por cada fluido presente.

Saturación de Fluido: es la fracción del volumen poroso del yacimiento ocupado por determinado fluido. En el yacimiento solo se presentan tres fluidos: Petróleo (S_o), Agua (S_{wi}) y Gas (S_g). Entonces:

Saturación de Petróleo: es la fracción del volumen poroso de un yacimiento ocupada por el petróleo.

$$S_o = \text{Volumen de Petróleo} / \text{Volumen Poroso} = V_o / V_p \quad \text{Ecuación 7.}$$

Saturación de Agua: es la fracción del volumen poroso de un yacimiento ocupada por el agua connata.

$$S_{wi} = \text{Volumen de Agua} / \text{Volumen Poroso} = V_{wi} / V_p \quad \text{Ecuación 8.}$$

Saturación de Gas: es la fracción del volumen poroso de un yacimiento ocupada por el gas.

$$S_g = \text{Volumen de Gas} / \text{Volumen Poroso} = V_g / V_p \quad \text{Ecuación 9.}$$

2.3.4 Permeabilidad.

La permeabilidad de un medio poroso es la habilidad que presenta éste para dejar pasar un fluido a través de sus poros interconectados y/o red de fracturas, es decir, es una característica de la roca, que está determinada por la capacidad que tiene un fluido de moverse a través de sus poros interconectados. Como la permeabilidad depende de la continuidad de los poros no existe, en teoría, una única relación entre la porosidad absoluta de una roca y su permeabilidad. (Ramírez, 2011).

La permeabilidad se ve afectada por los mismos factores que la porosidad efectiva es decir, tamaño del grano, empaque del medio, forma de los granos, distribución de tamaño y grado de consolidación. A su vez la permeabilidad es una propiedad anisotrópica de los medios porosos, es decir, depende de la dirección en que se mida. (Araujo, 2004).

2.3.4.1 Ley de Darcy y Permeabilidad Absoluta.

De acuerdo a Honarpour y Koederitz (1986), en 1856 Henry P. Darcy determinó que la tasa de flujo de agua a través de un filtro de arena podría ser descrita por la ecuación:

$$q = KA \frac{h_1 - h_2}{L} \quad \text{Ecuación 10.}$$

Donde q representa la velocidad a la que el agua fluye hacia abajo, a través de un paquete de arena vertical con área de sección transversal A y longitud L ; la diferencia representa el gradiente hidráulico del filtro de arena y K es una constante. Estos experimentos se limitaron al flujo de agua a través de paquetes de arena, hasta saturarlos.

Posteriormente distintos investigadores determinaron que la Ley de Darcy podría ser modificada para describir el flujo de fluidos distintos al agua y que la constante de proporcionalidad K , podría ser sustituida por k / μ , donde k es una propiedad del medio poroso y μ es una propiedad del fluido (viscosidad). Con esta modificación, la ley de Darcy puede escribirse en una forma más general como:

$$v_s = \frac{k}{\mu} \left[\rho g \frac{dZ}{dS} - \frac{dP}{dS} \right] \quad \text{Ecuación 11.}$$

Dónde:

S: Distancia en la dirección del flujo, la cual es tomada como positiva.

Vs: Volumen de flujo a través de una unidad de área del medio poroso por unidad de tiempo a lo largo de trayectoria de flujo S.

Z: Coordenada vertical, positiva hacia abajo.

ρ : Densidad del fluido.

g: Aceleración de la gravedad.

dP/dS: Gradiente de presión a lo largo de S en el punto Vs.

De acuerdo a lo anterior podemos definir la **Permeabilidad Absoluta** como aquella que tiene un medio poroso saturado 100% por una única fase. (“Caracterización Física de Yacimientos” Ing. Jesus E. Mannucci V. MsC.)

Ahora bien, la ecuación de Darcy supone que solo un fluido circula a través del medio poroso. En la práctica, la gran mayoría de los yacimientos contienen al menos dos fluidos: agua de formación y petróleo; en algunos casos existe además gas, con lo cual se tendrán 3 fluidos compitiendo por el espacio de flujo dentro de la roca. Evidentemente habrá una mayor resistencia del petróleo a fluir en un yacimiento que contenga un cierto porcentaje de agua, que en uno en donde este fluido esté ausente, debido a que el agua bloqueara alguno de los canales de flujo. (Araujo, 2004).

2.3.4.2 Permeabilidad Efectiva y Permeabilidad Relativa

Las consideraciones anteriores llevan a la generalización de decir que, si en un sistema coexisten varios fluidos, entonces el término “permeabilidad” debe estar asociado con una de las fases individuales presentes. (Araujo, 2004).

Surgen entonces dos conceptos importantes: La Permeabilidad Efectiva y la Permeabilidad Relativa.

La **Permeabilidad Efectiva** es aquella que corresponde a una determinada fase cuando fluye en el medio poroso dos o más fases. Es una función de la saturación del fluido en consideración y su valor es siempre menor que la permeabilidad absoluta. (Apuntes “Caracterización Física de Yacimientos” Ing. Jesus E. Mannucci V. MsC.).

Por su parte la **Permeabilidad relativa** es la relación existente entre la permeabilidad efectiva y la permeabilidad absoluta. Esta medida es muy importante en ingeniería de yacimientos, ya que da una medida de la forma como un fluido se desplaza en el medio poroso. La sumatoria de las permeabilidades relativas es menor de 1.0 (Escobar, 2000).

Matemáticamente, es el cociente entre la permeabilidad absoluta (a una cierta saturación) y la permeabilidad efectiva: $k_{ri} = k_i/k$. Constituye la fracción de la permeabilidad efectiva del fluido i (petróleo, gas o agua) entre la permeabilidad absoluta. (Araujo, 2004)

$$0 \leq k_{ro}, k_{rg}, k_{rw} \leq 1$$

Si graficamos en un sistema cartesiano, las curvas de permeabilidades relativa, estas van a tomar una forma dependiendo de la saturación de los mismos. En otras palabras va a depender de la distribución de los fluidos en el medio poroso estudiado. La segregación de fluido en la red poral del yacimiento es función de la saturación de los fluidos así como de las características humectantes de los respectivos fluidos. (Rivera, 2004)

En un sistema agua crudo, de acuerdo a la Figura 11, la permeabilidad relativa del crudo es máxima, cuando la saturación del crudo es máxima (100 a 70-80%). Esto indica que por el medio es fácil desplazar crudo y por ello se encuentra saturado del mismo. Opuesto a lo anterior, la permeabilidad relativa del crudo es mínima, cuando ocurra que la permeabilidad del agua se hace máxima y se tenga una baja saturación de crudo. (Araujo, 2004)

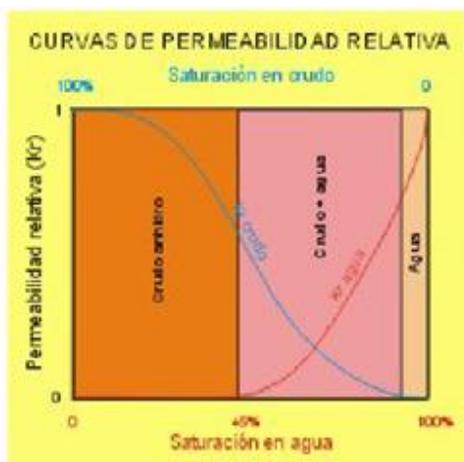


Figura 11. Curva típica de permeabilidad relativa para un sistema agua-petróleo. Tomada de “Interacciones Roca-Fluido Para Yacimientos” por Y. Araujo, 2004.

En términos de producción, esto se traduce en que en un yacimiento petrolífero con bajo contenido inicial en agua, se podrá extraer petróleo sin agua; al ir aumentando el grado de extracción hasta alcanzar una saturación en crudo del orden 50-55%, se extraerá una mezcla de crudo y agua, en la que la porción de la segunda ira aumentando progresivamente, hasta un valor de saturación en agua del 80-90%, momento en el que solamente se extraerá agua. Basado en lo anterior, el objetivo fundamental del estudio de la permeabilidad relativa es: determinar las curvas de permeabilidad, como las que se aprecian en la figura anterior, para la obtención de los puntos finales de saturación. Estos puntos finales son altamente dependientes de los mecanismos de desplazamiento dominantes en el yacimiento y en el laboratorio. En definitiva, la permeabilidad condiciona el ritmo de extracción, de allí la importancia de su estudio. (Araujo, 2004)

2.3.5 Difusión y Dispersión.

La difusión es el proceso mediante el cual ocurre un flujo de partículas (átomos, iones o moléculas) de una región de mayor concentración a una de menor concentración, provocado por un gradiente de concentración (Bautista y otros, 2012). Por su parte, **la dispersión** se entiende como el conjunto de fenómenos mediante los cuales las especies químicas pasan de unos

compartimientos ambientales a otros o se diluyen dentro de uno de ellos (Bautista y otros, 2012). En la industria petrolera, la dispersión es la mezcla causada por las variaciones (heterogeneidad) en la velocidad dentro de cada canal de flujo y de un canal a otro, por ejemplo en un medio poroso. En general, cuanto mayor sea el contraste entre los elementos que componen el medio, mayor será la dispersión.

La difusión y la dispersión en medios porosos son de actual interés en la industria petrolera, esto debido a la influencia en los procesos de desplazamiento miscibles y donde la canalización y el arenamiento influyen también en el desplazamiento de los fluidos que se producen, por ello su estudio para los procesos de recuperación de crudo son de vital importancia. (Perkins y Johnston, 1963)

2.3.6 Procesos de Recuperación Mejorada de Petróleo (RMP)

Hoy en día numerosas tecnologías están siendo implementadas para recuperar el petróleo atrapado en los yacimientos, bajo la denominación de “Procesos de Recuperación Mejorada de Hidrocarburos”. Cualquier proceso que implique inyección de fluidos dentro de un yacimiento para suplementar la energía natural del medio poroso, en donde los fluidos inyectados interactúan con el sistema roca/aceite/salmuera para crear condiciones favorables en la recuperación máxima de petróleo, es conocido como procesos RMP. Estas interacciones favorables están destinadas a maximizar la recuperación de aceite, disminuir la tensión interfacial, modificar la mojabilidad de la roca, reducir la viscosidad del crudo y lograr un comportamiento de fase favorable. (Suarez, 2012)

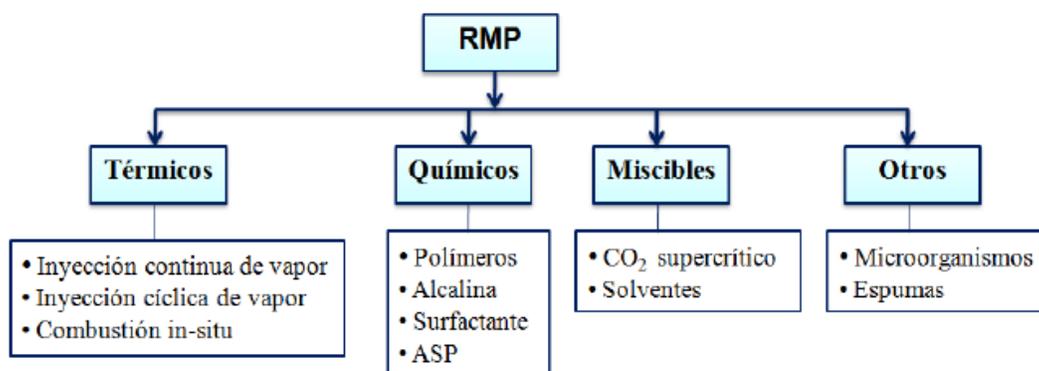


Figura 12. Distintos procesos de RMP. Tomada de “Evaluación del agua de producción de los campos Cabrutica y Petrocedeño como fluido base de inyección de surfactantes en procesos de estimulación y recuperación mejorada de petróleo” por D. Suarez, 2012.

El uso de surfactantes ha sido considerado para la recuperación mejorada de petróleo a través de la reducción de la tensión interfacial crudo-agua. Un surfactante es un elemento que actúa como detergente, emulsionante o humectante y que permite reducir la tensión superficial que existe en un fluido. Por lo general se trata de sustancias que ejercen influencia en la zona de contacto que se crea entre dos fases. Cabe destacar que la tensión interfacial refiere al nivel de energía que se necesita para que un líquido incremente su superficie por unidad de área, esto quiere decir que hay una resistencia en el líquido a incrementar la superficie. Sin embargo, una reducción en varios órdenes de magnitud de la tensión interfacial requiere de grandes cantidades de

surfactantes que por lo general son muy costosos, lo que se hace poco económico para aplicaciones en campo. Por lo tanto, muchas veces el objetivo es estudiar la alteración de la mojabilidad en lugar de la reducción de la tensión interfacial crudo-agua, ya que esto disminuye los costos e implica concentraciones moderadas de surfactantes. (Suarez, 2012).

2.3.6.1 Mojabilidad.

Es la tendencia de un fluido de adherirse a una superficie sólida, en presencia de otro fluido inmisible, tratando de ocupar la mayor área de contacto posible con dicho sólido. Esta tensión de adhesión ocurre cuando existe más de un fluido saturando el yacimiento y es función de la tensión interfacial. Esta propiedad es importante dado que determina la localización y distribución de los fluidos, así como también dependen de ella las permeabilidades relativas y eficiencias de desplazamiento. Los fluidos pueden ser humectantes o mojantes si tienen una mayor tendencia a adherirse a la roca y no mojantes si no presentan esta tendencia. (Bastidas, 2013).

2.3.7 Inyección de Solventes.

La determinación de las propiedades físicas de las rocas de yacimiento requiere de una limpieza previa de las muestras, con la finalidad de remover fluidos residuales y/o contaminantes, para posteriormente restaurar las condiciones originales que poseía el yacimiento. A esto le sigue un proceso de secado que garantice la eliminación de todos los compuestos involucrados durante el proceso de limpieza.

Este proceso se puede realizar inyectando solventes, Figura 13. La muestra se coloca en una celda de confinamiento (triaxial) donde se le inyectan solventes bajo presión. La inyección del solvente puede ser continua o cíclica, permitiendo que la muestra sea mojada por el solvente. La limpieza puede efectuarse a temperatura ambiente o a altas temperaturas. Finalizados los desplazamientos con solventes se realiza un desplazamiento con agua destilada y luego se lleva a un desecador. (Araujo, 2004)



Figura 13. Sistema para inyección de solventes. Tomada de “Interacciones Roca-Fluido Para Yacimientos” por Y. Araujo, 2004.

Antes de inyectar un solvente dado hay que asegurarse de que la temperatura sea constante, para evitar que el agua de formación contenida en el núcleo hierva y salga de éste. Si hierve rápidamente, el crudo contenido en el núcleo puede entrar en contacto con la roca en zonas donde, de otro modo, no tendría acceso, como resultado se alterarían las propiedades de mojado de la roca.

En la limpieza por desplazamiento con solventes, se limita la tasa de inyección a flujos muy bajos ($< 0,2 \text{ ml/min}$) con el fin de minimizar el daño debido al movimiento de finos. Cuando se observa producción de finos, debe bajarse inmediatamente la tasa de inyección. Para la remoción de materia orgánica se inyecta un solvente orgánico y cuando el efluente sea cristalino, se detiene la inyección, se deja reposar la muestra en el mismo solvente por 30 *min*, luego se hace pasar nuevamente el mismo solvente, si el solvente no sufre cambios de color, entonces se procede a desplazar con otro solvente y se repite la operación. (Araujo, 2004)

2.4 La Espuma y el Comportamiento Espumante.

Un número importante de yacimientos gigantes de petróleo XP en Canadá, Venezuela y China, presentan un comportamiento positivamente anómalo durante una etapa extensa de la duración de la producción. Cuando la presión llega a bajar del punto de burbujeo, el petróleo se produce como una mezcla de espuma espesa formada por crudo y micro burbujas de gas, la cual ha sido llamada crudo espumante (foamy oil) (Maldonado, 2003).

El comportamiento de crudo espumante está relacionado a la existencia de lo que es comúnmente llamado el punto de “pseudo” burbuja, en el cual las burbujas de gas libre finalmente pueden comenzar a desplazarse de la solución como una fase separada de gas libre. (Arteaga, 2004).

Para muchos petróleos convencionales, con viscosidades relativamente bajas, el gas coalesce rápidamente formando grandes burbujas y desarrolla casi inmediatamente una fase distinta de gas y separada del petróleo. En muchos yacimientos, esto forma una capa de gas durante las operaciones de agotamiento y pueden resultar altas relaciones gas-petróleo en la producción de los pozos, debido a la alta movilidad de la fase de gas libre en el medio poroso en comparación con los crudos más viscosos. Por esta razón, para petróleos convencionales o no espumantes, el punto de burbujeo y el punto de pseudo-burbuja tienen el mismo valor o valores muy cercanos (Benniun, 2003)

Por su parte, para los crudos espumantes, se han desarrollado ensayos de celdas PVT, sin agitación, y otros tipos de ensayos de laboratorio en los cuales se reproduce y observa visualmente, el fenómeno del crudo espumante. En ellos se demuestra que, cuando la presión baja del punto de burbujeo, las burbujas de gas liberadas no coalescen ni forman una fase continua, como es el caso con los petróleos ordinarios, sino que quedan atrapadas en el crudo y el conjunto fluye en forma de dispersión de gas en crudo dando origen a la espuma espesa. Cuando la presión baja por debajo del punto de pseudo-burbujeo, el gas liberado alcanza una cierta concentración crítica, a partir de la cual las burbujas si coalescen y forman una fase continua de gas que se mueve a través del crudo y del yacimiento con muy alta permeabilidad relativa, tal como corresponde al proceso de empuje por gas disuelto, empezando la producción de cantidades de gas muy altas con relación a la etapa anterior.

En el caso de los ensayos en celdas PVT, sin agitación, el gas disperso coalesce por si solo al cabo de uno o dos días si se deja la celda en reposo, a presión constante (Maldonado, 2003)

Por esta razón, la fase de gas remanente se comporta como un emulsión, donde una dispersión continua de gas-petróleo está presente con una alta y más alta concentración de las burbujas que son “atrapadas incrementalmente” dentro del petróleo cuando la presión se reduce (Arteaga, 2004).

El crudo espumante o el flujo espumante de crudo, está acompañado de propiedades muy importantes y muy positivas para la economía de la explotación del yacimiento, tales como son:

- ✓ Alta productividad de los pozos, que en algunos casos llega a ser 10 veces mayor que la productividad esperada sin flujo espumante.
- ✓ Altos factores de recuperación del petróleo del yacimiento por flujo primario (antes de la recuperación secundaria), que pueden llegar al 15-20% del petróleo in situ, en lugar del 3 al 5%.
- ✓ La relación gas-crudo de la producción acumulada es, durante un periodo largo (pueden ser varios años) notablemente baja, lo que contribuye al incremento de la producción.
- ✓ La disminución de la presión original en el yacimiento es mucho más lenta de lo esperado. (Maldonado, 2003).

De allí la importancia de su estudio y del desarrollo de equipos para su comprensión.

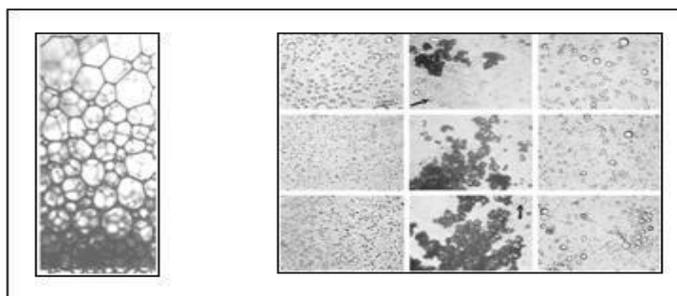


Figura 14. Microfotografías de la formación de espumas y emulsiones. Tomada de “Celda de Desplazamiento” por A. Borges, 2014. (Informe Técnico no publicado). PDVSA-Intevep, Los Teques, Venezuela.

2.5 Propiedades Mecánicas.

Las propiedades mecánicas de los materiales se determinan realizando ensayos cuidadosos de laboratorio que reproducen las condiciones de servicio hasta donde sea posible. (William y Callister, 1999).

Una de las maneras más utilizadas para la obtención de dichas propiedades es el ensayo de tracción, el cual consiste en someter una probeta normalizada a esfuerzos progresivos y crecientes de tracción en la dirección de su eje hasta que llegue a la deformación y a la rotura correspondiente. (Sastoque, 2003).

Deformación nominal: se define como el alargamiento producido por la deformación o cambio de longitud (ΔL), con relación a la longitud original (L_0). (William y Callister, 1999).

$$\varepsilon = \Delta L/L_0 \quad \text{Ecuación 12.}$$

Esfuerzo nominal: es la fuerza aplicada (P) perpendicularmente a la sección transversal de la probeta. Donde A_0 es el área de la sección original antes de aplicar la fuerza (William y Callister, 1999).

$$\sigma = P/A_0 \quad \text{Ecuación 13.}$$

En consecuencia, en el estudio experimental de las propiedades mecánicas de los materiales, es costumbre trazar los diagramas de la relación entre el esfuerzo y la deformación unitaria en una prueba particular.

La curva típica de esfuerzo-deformación para materiales dúctiles, así como el comportamiento de la probeta se muestra en la Figura 15.

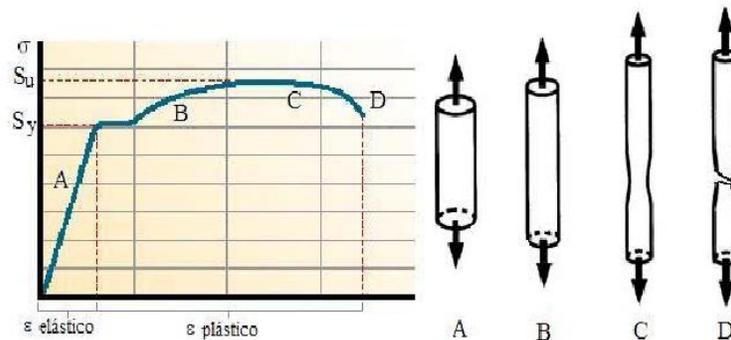


Figura 15. Curva esfuerzo-deformación. Tomada de ““Diseño de una celda de alta presión para realizar estudios PVT (Presión, Volumen, Temperatura) libre de mercurio” por M. Sastoque, 2003.

Analizando la curva esfuerzo-deformación se puede observar dos tipos de comportamiento: un comportamiento elástico (Fase Elástica) y uno plástico (Fase Plástica) (Sastoque, 2003).

Fase Elástica: Se cumple la Ley de Hooke para un ensayo de tracción uniaxial “La relación entre el esfuerzo y deformación unitaria puede considerarse lineal”. Significa que el esfuerzo es directamente proporcional a la deformación unitaria, y la constante de proporcionalidad E es el módulo elástico o módulo de Young. (William y Callister, 1999). Se tiene entonces que:

$$\sigma = E * \varepsilon \quad \text{Ecuación 14.}$$

Para la condición de que el esfuerzo sea proporcional a la deformación también existe otra relación:

$$\tau = G * \gamma \quad \text{Ecuación 15.}$$

Donde τ es el *Esfuerzo Cortante* y G el *Modulo de Cizalladura* o la pendiente de la región elástica de la curva tensión-deformación. (William y Callister, 1999).

Tanto el módulo de elasticidad como el módulo de cizalladura representan propiedades fundamentales de los materiales y a su vez se relacionan entre sí de la siguiente manera:

$$E=2*G(1+\nu) \quad \text{Ecuación 16.}$$

Donde ν es el Coeficiente de Poisson, el cual está presente dentro de los límites de la Ley de Hooke y relaciona la deformación unitaria lateral con la deformación unitaria axial. (Sastoque, 2003)

En la Fase Elástica, si cesa el esfuerzo la deformación desaparece (teóricamente). Esto ocurre en el tramo A, hasta alcanzar el punto de fluencia, también llamado Limite de Fluencia S_y . A partir de este punto se produce una deformación permanente de 0,2 % además de que ya no se cumple la Ley de Hooke. (Sastoque, 2003)

Fase Plástica: Una vez superado el límite elástico, las deformaciones no son proporcionales a las cargas y van aumentando con la carga unitaria hasta alcanzar el valor de la carga máxima, también llamada resistencia última (S_u), a partir de ese momento, la deformación continúa con incrementos de carga muy pequeños, hasta que se produce la ruptura de la probeta (Punto D). Las deformaciones son remanentes, es decir, no recuperables. (Sastoque, 2003)

En general del diagrama Esfuerzo-Deformación se pueden extraer los siguientes conceptos:

Elasticidad: Capacidad que tiene un material de recobrar su forma; si la fuerza que actúa sobre la muestra desaparece, la probeta volverá a su longitud inicial. Se llama límite elástico al valor máximo que puede soportar un metal sin sufrir una deformación plástica significativa. Debido a que no hay punto definido de la curva tensión-deformación donde acaba la deformación elástica y empieza la deformación plástica, se determina el límite cuando se produce una deformación mayor al 0.2 %.(Smith y Hashem, 2006).

Plasticidad: Capacidad que tiene un metal de deformarse permanentemente sin llegar a romperse. (Sastoque, 2003)

Tenacidad: es una medida de la cantidad de energía que un material puede adsorber antes de fracturarse. La capacidad que tiene un material para soportar un impacto. (Smith y Hashem, 2006).

Fragilidad: Propiedad que expresa la falta de plasticidad y, por tanto, de tenacidad. Los materiales frágiles se rompen en el límite elástico es decir, su rotura se produce espontáneamente al rebasar la carga correspondiente al límite elástico. Por ello la resistencia de fluencia es prácticamente igual a la resistencia última, $S_y \approx S_u$. (Sastoque, 2003)

Fluencia: Cuando un metal o aleación está bajo una carga o esfuerzo constante, puede sufrir una deformación plástica progresiva después de un tiempo. Ésta deformación depende del tiempo y se conoce como fluencia. (Smith y Hashem, 2006).

2.6. Factor de Seguridad para Cargas Estáticas o Cuasi-Estáticas

Todos los materiales de ingeniería presentan una determinada variabilidad en las propiedades mecánicas. Usualmente los valores de cargas se basan en aproximaciones a las cargas de servicio, por lo que en el proceso de diseño estos se deben tener en cuenta para que no ocurran roturas. (William y Callister, 1999).

Las asociaciones de ingenieros, las grandes empresas, así como las autoridades municipales, estatales y federales, establecen o recomiendan los valores de esfuerzos permisibles para diversos materiales, dependiendo de su aplicación.

$$F.S. = \frac{\text{Resistencia máxima útil del material (Esfuerzo)}}{\text{Esfuerzo permisible}} \quad \text{Ecuación 17.}$$

Esta razón siempre debe ser mayor a uno (1).

2.7 Cilindros de Pared Gruesa.

De acuerdo al texto “Mecánica de Sólidos” 2da. Ed. por Egor Popov (2000), cuando el grosor de la pared de un cilindro (t) es relativamente grande comparado con el diámetro medio (d), y se cumple que $d/t < 20$ se dice que el cilindro es de pared gruesa.

Los cilindros o recipientes a presión de pared gruesa son ampliamente utilizados en la industria, y en ellos los esfuerzos varían considerablemente entre la superficie interna y externa.

Para resolver este tipo de problemas, se usa un método característico de la “Teoría Matemática de Elasticidad”. Este consiste en garantizar el equilibrio de cada elemento infinitesimal y por medio del uso de relaciones geométricas, permitir solo sus deformaciones compatibles. Las condiciones de equilibrio están relacionadas con esas deformaciones por medio de la Ley de Hooke generalizada. Luego la ecuación diferencial establecida con base a lo anterior, se resuelve sujeta a las condiciones de frontera prescritas.

Considerando un cilindro largo con extremos axialmente restringidos, se toma un elemento infinitesimal de espesor unitario, definido por dos radios r y $r + dr$, y un ángulo $d\phi$, como se muestra en la Figura 16.

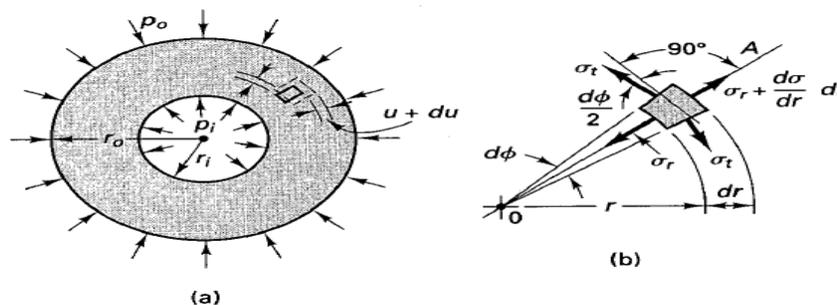


Figura 16. Cilindros de pared gruesa. Tomada de “Mecánica de Sólidos” 2da ed., por E. Popov, 2000.

2.7.1 Equilibrio Estático en Cilindros de Pared Gruesa.

El elemento escogido debe estar en equilibrio estático. Para expresar esto matemáticamente se requiere de una evaluación de las fuerzas que actúan sobre el elemento. Esas fuerzas se obtienen multiplicando esfuerzos por sus áreas respectivas. El área sobre la cual actúa σ_r es $1 \times r d\Phi$, sobre la que actúa $\sigma_r + d\sigma_r$ es $(r + dr)d\Phi$ y cada área sobre la cual actúa σ_t es $1 \times dr$.

Entonces planteando el equilibrio de fuerzas a lo largo de una línea radial, $\sum F_r = 0$,

$$\sigma_r r d\Phi + 2 \sigma_t dr \left(\frac{d\Phi}{2} \right) - \left(\sigma_r + \frac{d\sigma_r}{dr} dr \right) (r + dr) d\Phi \quad \text{Ecuación 18.}$$

Simplificando y sin tomar en cuenta los infinitesimales de orden superior, el esfuerzo tangencial será:

$$\sigma_t - \sigma_r - r \frac{d\sigma_r}{dr} = 0 \quad \text{Ecuación 19.}$$

$$\sigma_t = \sigma_r + r \frac{d\sigma_r}{dr} \quad \text{Ecuación 20.}$$

2.7.2 Compatibilidad Geométrica.

La deformación de un elemento es descrita por sus deformaciones unitarias en las direcciones radial y tangencial. Por consiguiente, la deformación unitaria ε_r de un elemento en la dirección radial es:

$$\varepsilon_r = \frac{\left(u + \frac{du}{dr} dr \right) - u}{dr} = \frac{du}{dr} \quad \text{Ecuación 21.}$$

La deformación unitaria ε_t en la dirección tangencial se obtiene restando de la longitud de la circunferencia de la superficie cilíndrica deformada de radio $r+u$ la circunferencia del cilindro no deformado de radio r y dividiendo la diferencia entre esta última longitud. Por lo tanto:

$$\varepsilon_t = \frac{2\pi(r + u) - 2\pi r}{2\pi r} = \frac{u}{r} \quad \text{Ecuación 22.}$$

2.7.3 Propiedades de los Materiales.

Tenemos que la Ley de Hooke generalizada que relaciona las deformaciones unitarias puede reescribirse de la forma:

$$\varepsilon_r = \frac{1}{E}(\sigma_r - \nu\sigma_t - \nu\sigma_x) \quad \text{Ecuación 23.}$$

$$\varepsilon_t = \frac{1}{E}(-\nu\sigma_r + \sigma_t - \nu\sigma_x) \quad \text{Ecuación 24.}$$

$$\varepsilon_x = \frac{1}{E}(-\nu\sigma_r - \nu\sigma_t + \sigma_x) \quad \text{Ecuación 25.}$$

Sin embargo, en el caso del cilindro de pared gruesa con deformación axialmente restringida, el problema es uno de *deformación unitaria en un plano* es decir $\varepsilon_x = 0$.

De Ecuación 25, con $\varepsilon_x = 0$ se obtiene:

$$\sigma_x = \nu(\sigma_r + \sigma_t) \quad \text{Ecuación 26.}$$

Introduciendo este resultado en las Ecuaciones 23 y 24, se obtienen expresiones para los esfuerzos σ_r y σ_t , que traerán consigo la condición de deformación unitaria en un plano, para material elástico.

$$\sigma_r = \frac{E}{(1+\nu)(1-2\nu)}[(1-\nu)\varepsilon_r + \nu\varepsilon_t] \quad \text{Ecuación 27.}$$

$$\sigma_t = \frac{E}{(1+\nu)(1-2\nu)}[\nu\varepsilon_r + (1-\nu)\varepsilon_t] \quad \text{Ecuación 28.}$$

2.7.4 Formulación de la Ecuación Diferencial

Se expresan las Ecuaciones 27 y 28 en términos del desplazamiento u y se eliminan las deformaciones unitarias ε_r y ε_t , de manera que:

$$\sigma_r = \frac{E}{(1+\nu)(1-2\nu)}\left[(1-\nu)\frac{du}{dr} + \nu\frac{u}{r}\right] \quad \text{Ecuación 29.}$$

$$\sigma_t = \frac{E}{(1+\nu)(1-2\nu)}\left[\nu\frac{du}{dr} + (1-\nu)\frac{u}{r}\right] \quad \text{Ecuación 30.}$$

Al sustituir esos valores en la Ecuación 20 y simplificando, se obtiene la ecuación diferencial gobernante:

$$\frac{d^2u}{dr^2} + \frac{1}{r}\frac{du}{dr} - \frac{u}{r^2} = 0 \quad \text{Ecuación 31.}$$

2.7.5 Solución de la Ecuación Diferencial.

La solución para la ecuación diferencial gobernante (Ecuación 31) es:

$$u = A_1 r + A_2 / r \quad \text{Ecuación 32.}$$

Donde las constantes A_1 y A_2 se determinan a partir de las condiciones en las fronteras del cuerpo.

Condiciones Fronteras:

No se conoce el desplazamiento u ni en la frontera interna, ni en la frontera externa de la pared cilindro. Sin embargo, las presiones conocidas son iguales a los esfuerzos radiales que actúan sobre los radios respectivos. Por consiguiente:

$$\sigma_r(r_i) = -p_i$$

$$\sigma_r(r_o) = -p_o$$

Resolviendo se obtiene:

$$A_1 = \frac{(1+\nu)(1-2\nu)}{E} \frac{p_i r_i^2 - p_o r_o^2}{r_o^2 - r_i^2} \quad \text{Ecuación 33.}$$

$$A_2 = \frac{1+\nu}{E} \frac{(p_i - p_o) r_i^2 r_o^2}{r_o^2 - r_i^2} \quad \text{Ecuación 34.}$$

Si la Ecuación 32 y su derivada, junto con las constantes A_1 de la Ecuación 33 y A_2 de la Ecuación 34, se sustituyen en las Ecuaciones 29 y 30, planteadas para la formulación de la ecuación diferencial, y los resultados se simplifican, se obtienen las ecuaciones generales para los esfuerzos radial y tangencial en cualquier punto de un cilindro elástico.

Esfuerzo Radial:

Esfuerzo Tangencial:

$$\sigma_r = C_1 - \frac{C_2}{r^2} \quad \text{Ecuación 35}$$

$$\sigma_t = C_1 + \frac{C_2}{r^2} \quad \text{Ecuación 36.}$$

Dónde:

$$C_1 = \frac{p_i r_i^2 - p_o r_o^2}{r_o^2 - r_i^2} \quad \text{Ecuación 37}$$

$$C_2 = \frac{(p_i - p_o)r_i^2 r_o^2}{r_o^2 - r_i^2} \quad \text{Ecuación 38.}$$

La sumatoria de σ_r y σ_t es constante sobre toda el área transversal del cilindro. Ello implica que el esfuerzo axial de la Ecuación 26, también es constante sobre toda el área transversal del cilindro de pared gruesa.

2.7.6 Caso Especial para Cilindros de Pared Gruesa: Solo Presión Interna.

Caso en el que la Presión Externa es 0 y la Presión Interna posee un valor $P_i=P$. Para este caso los esfuerzos radial y tangencial serian:

$$\sigma_r = \frac{P_i r_i^2}{r_o^2 - r_i^2} \left(1 - \frac{r_o^2}{r^2} \right) \quad \text{Ecuación 39.}$$

$$\sigma_t = \frac{P_i r_i^2}{r_o^2 - r_i^2} \left(1 + \frac{r_o^2}{r^2} \right) \quad \text{Ecuación 40.}$$

Como r_o^2/r^2 es mayor igual que 1, σ_r es siempre un esfuerzo de compresión y es máximo en $r = r_i$. Similarmente, σ_t es siempre un esfuerzo de tensión y su máximo ocurre también en $r = r_i$.

2.8 Vigas

Son elementos estructurales que soportan cargas aplicadas en varios puntos a lo largo de ellas. Las vigas son comúnmente elementos prismáticos largos y rectos, En la mayoría de los casos, las cargas son perpendiculares al eje de la viga. Estas cargas transversales sólo causan flexión y corte en la viga. Cuando las cargas no se encuentran en ángulo recto con la viga, también producen cargas axiales. (Beer y otros, 2009).

Las vigas se clasifican de acuerdo con la manera en la que se encuentran apoyadas.

- *Estáticamente determinadas*: poseen sólo tres incógnitas y, por lo tanto, pueden determinarse empleando métodos estáticos.
- *Estáticamente indeterminadas*: involucran más de tres incógnitas y no pueden determinarse únicamente por métodos estáticos. Las propiedades de las vigas con respecto a su resistencia a las deformaciones debe tomarse en cuenta. (Beer y otros, 2009)

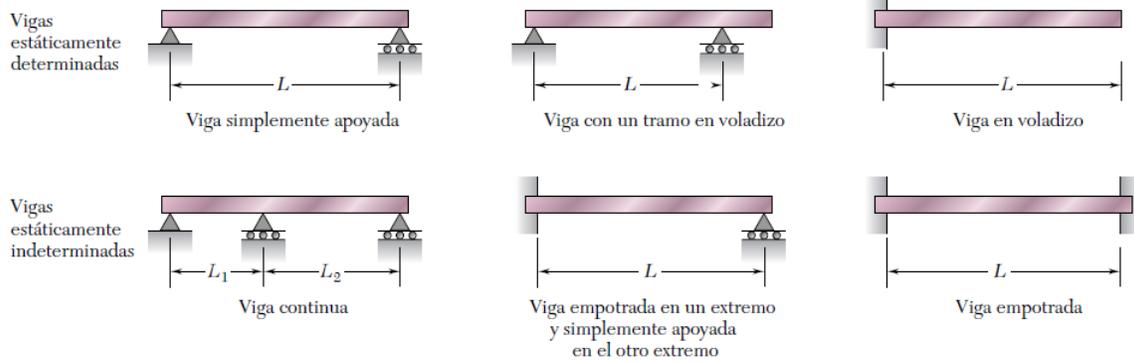


Figura 17. Ejemplo de vigas. Tomada de “Mecánica de Materiales” por F. Beer y otros, 2009.

2.8.1 Vigas en Flexión.

El par flector M crea esfuerzos normales en la sección transversal. En la mayoría de los casos el criterio dominante en el diseño por resistencia de una viga es el valor máximo del esfuerzo normal en la viga (Beer y otros, 2009). Tal como se muestra en la Figura 18, debido a que la distribución de los esfuerzos normales en una sección dada depende sólo del valor del momento flector M y de la geometría, el esfuerzo en cualquier punto dado, en la sección se calcula como:

$$\sigma_m = \frac{|M|c}{I} \tag{Ecuación 41.}$$

$$\sigma_x = - \frac{My}{I} \tag{Ecuación 42.}$$

Donde “ I ” es el momento de inercia de la sección transversal con respecto a un eje centroidal perpendicular al plano del par, “ y ” es la distancia desde la superficie neutra y “ c ” es el valor máximo de dicha distancia.

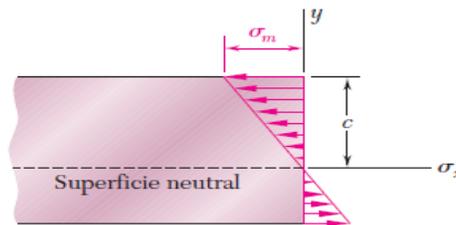


Figura 18. Distribucion del esfuerzo normal en la seccion transversal. Tomada de “Mecánica de Materiales” por F. Beer y otros, 2009

El módulo de sección elástico de la viga es $S = I/c$ y el valor máximo σ_m del esfuerzo normal en la sección puede expresarse como:

$$\sigma_m = \frac{|M|}{S} \tag{Ecuación 43.}$$

El hecho de que σ_m sea inversamente proporcional a S subraya la importancia de seleccionar vigas con un módulo de sección grande, en tanto que el módulo de sección de un perfil rectangular puede expresarse como: (Beer y otros, 2009)

$$S = \frac{1}{6} \frac{1}{bh^2} \tag{Ecuación 44.}$$

2.8.2 Esfuerzos Cortantes en Vigas.

Los esfuerzos normales se crean por el momento flector M en la sección transversal y los esfuerzos cortantes V . Estos últimos son importantes en el diseño de vigas cortas y gruesas. Figura 19.

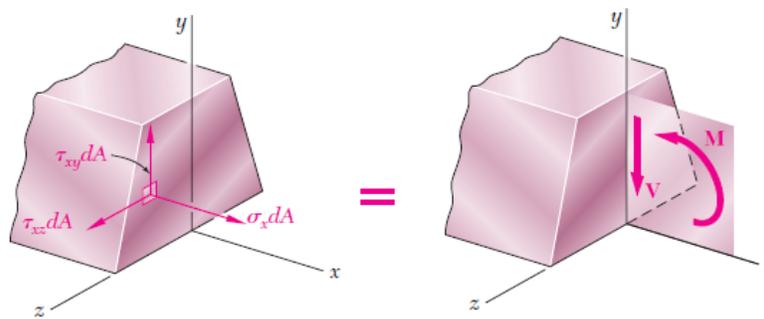


Figura 19. Esfuerzos cortantes en vigas. Tomada de “Mecánica de Materiales” por F. Beer y otros, 2009

En la práctica, generalmente se supone que toda la carga cortante la soporta el alma y que una buena aproximación del valor máximo del esfuerzo cortante en la sección se obtiene dividiendo V entre el área de la sección transversal. (Beer y otros, 2009).

$$\tau_{max} = \frac{V}{A_{transversal}} \tag{Ecuación 45.}$$

2.9 Ajuste de Holgura.

Cuando debe existir una separación entre piezas que embonan, se especifica una separación o claro para realizar ajustes. La designación de ajuste de separación estándar del Standard ANSI B4.1 para piezas que deben moverse juntas, es el ajuste para deslizamiento o corrimiento. Son nueve las clases que hay dentro de este estándar, RC1 hasta RC9; RC1 proporciona la holgura o juego mínimo o más pequeño y RC9 el máximo o más grande. (Mott, 1995).

RC1: ajuste para deslizamiento muy justo, ubicación precisa de piezas que deben ensamblarse sin que haya juego perceptible.

RC2: ajuste para deslizamiento, las partes se moverán y girarán con facilidad pero no se pretende que se desplacen con libertad. Las piezas pueden presentar vibraciones ante cambios de temperatura poco considerable, de manera particular los tamaños más grandes.

RC3: ajuste para desplazamiento o corrimiento de precisión, piezas de precisión que operan a velocidad bajas y se someten a cara ligeras que deben desplazarse con libertad. Los cambios de temperatura son susceptibles de generar dificultades.

RC4: ajuste para desplazamiento o corrimiento muy justo, proporciona ubicación precisa con un mínimo de juego u holgura para uso bajo velocidades y cargas de magnitud moderada.

RC5: ajuste para desplazamiento o corrimiento medio: parte mecánicas de precisión para velocidades y/o cargas más altas que para RC4.

RC6: ajuste para desplazamiento o corrimiento medio, similar a RC5 para aplicaciones en las que se desea una separación más grande.

RC7: ajuste para desplazamiento o corrimiento medio, movimiento relativo confiable bajo variaciones amplias de temperatura en aplicaciones en las que la precisión no es crítica.

RC8: ajuste para desplazamiento o corrimiento holgado, se permiten separaciones de tamaño considerable, lo cual permite el uso de partes comerciales con tolerancias “como se reciben”.

RC9: ajuste para desplazamiento o corrimiento holgado, similar a RC8, con separaciones 50% más grandes.

Tabla 4.
Límites de Holgura.

Intervalo de tamaños nominales (pulg)	Clase RC2			Clase RC5			Clase RC8		
	Límites de holgura	Límites normales		Límites de holgura	Límites normales		Límites de holgura	Límites normales	
		Orificio	Eje		Orificio	Eje		Orificio	Eje
0 – 0,12	0,1	+0,25	-0,1	0,6	+ 0,6	- 0,6	2,5	+ 1,6	-2,5
	0,55	0	-0,3	1,6	0	-1,0	5,1	0	-3,5
0,12 – 0,24	0,15	+0,3	-0,15	0,8	+0,7	-0,8	2,8	+1,8	-2,8
	0,65	0	-0,35	2,0	0	-1,3	5,8	0	-4,0
0,24 – 0,40	0,2	+0,4	-0,2	1,0	+0,9	-1,0	3,0	+2,2	-3,0
	0,85	0	-0,45	2,5	0	-1,6	6,6	0	-4,4
0,40 – 0,71	0,25	+0,4	-0,25	1,2	+1,0	-1,2	3,5	+2,8	-3,5
	0,95	0	-0,55	2,9	0	-1,9	7,9	0	-5,1
0,71 – 1,19	0,3	+0,5	-0,3	1,6	+1,2	-1,6	4,5	+3,5	-4,5
	1,2	0	-0,7	3,6	0	-2,4	10,0	0	-6,5
1,19 – 1,97	0,4	+0,6	-0,4	2,0	+1,6	-2,0	5,0	+4,0	-5,0
	1,4	0	-0,8	4,6	0	-3,0	11,5	0	-7,5
1,97 – 3,15	0,4	+0,7	-0,4	2,5	+1,8	-2,5	6,0	+4,5	-6,0
	1,6	0	-0,9	5,5	0	-3,7	13,5	0	-9,0
3,15 – 4,73	0,5	+0,9	-0,5	3,0	+2,2	-3,0	7,0	+5,0	-7,0
	2,0	0	-1,1	6,6	0	-4,4	15,5	0	-10,5
4,73 – 7,09	0,6	+1,0	-0,6	3,5	+2,5	-3,5	8,0	+6,0	-8,0
	2,3	0	-1,3	7,6	0	-5,1	18,0	0	-12,0
7,09 – 9,85	0,6	+1,2	-0,6	4,0	+2,8	-4,0	10,0	+7,0	-10,0
	2,6	0	-1,4	8,6	0	-5,8	21,5	0	-14,5
9,85 – 12,41	0,7	+1,2	-0,7	5,0	+3,0	-5,0	12,0	+8,0	-12,0
	2,8	0	-1,6	10,0	0	-7,0	25,0	0	-17,0

Nota. Adaptada de “Diseño de elementos de máquinas” por R. Mott, 2006, 4ta ed., p. 582.

Los Límites de Holgura se Encuentran en Milésimas de Pulgada.

<i>Ajuste máximo:</i>	Tamaño nominal – límite normal máximo
<i>Ajuste Mínimo:</i>	Tamaño nominal – límite normal mínimo
<i>Espaciamiento máximo:</i>	Ajuste máximo orificio – ajuste mínimo eje
<i>Espaciamiento mínimo:</i>	Ajuste mínimo orificio – ajuste máximo ejes

2.10 Análisis Estático: Teorías de Falla.

2.10.1 Esfuerzos Normales Máximos: Esfuerzos Principales.

A la combinación de esfuerzos normales y cortantes aplicados que produce el esfuerzo normal máximo se le llama esfuerzo principal máximo σ_1 . (Morales y Salazar, 2010). Su magnitud se calcula con:

$$\sigma_1 = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} + \sqrt{\frac{(\sigma_x - \sigma_y)^2}{4} + \tau_{xy}^2} \quad \text{Ecuación 46.}$$

La combinación de esfuerzos principales aplicados que produce el esfuerzo normal mínimo se llama esfuerzo principal mínimo, σ_3

$$\sigma_3 = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} - \sqrt{\frac{(\sigma_x - \sigma_y)^2}{4} + \tau_{xy}^2} \quad \text{Ecuación 47.}$$

2.10.2 Teoría del Esfuerzo Cortante Máximo y del Esfuerzo Normal Máximo.

Suponga que el orden de los 3 esfuerzos principales para cualquier estado de esfuerzo es:

$$\sigma_1 \geq \sigma_2 \geq \sigma_3$$

Para materiales dúctiles:

La **Teoría del Esfuerzo Cortante Máximo (Tresca)** estipula que la fluencia comienza cuando el esfuerzo cortante máximo de cualquier elemento iguala al esfuerzo cortante máximo en una pieza de ensayo a tensión del mismo material cuando esa pieza comienza a fluir.

Esta teoría anticipa que el desperfecto sucede cuando:

$$\tau_{max} = \frac{\sigma_1 - \sigma_3}{2} \geq \frac{S_y}{2} \quad \text{Ecuación 48.}$$

Siendo τ_{max} el esfuerzo cortante máximo.

De manera que el factor de seguridad se calcula como:

$$n = \frac{S_y}{2\tau_{max}} \quad \text{Ecuación 49.}$$

S_y es el esfuerzo de fluencia del material.

Para materiales frágiles:

La **Teoría del Esfuerzo Normal Máximo** establece que la falla suele ocurrir siempre que uno de los 3 esfuerzos principales sea igual a la resistencia.

Si $\sigma_1 \geq \sigma_2 \geq \sigma_3$ la falla ocurre cuando:

$$\sigma_1 \geq S_{ut} \text{ o } \sigma_3 \leq -S_{uc}$$

El factor de seguridad se calcula:

$$n = \frac{S_{ut}}{\sigma_1} \quad \text{Ecuación 50.}$$

O

$$n = \frac{S_{uc}}{\sigma_3} \quad \text{Ecuación 51.}$$

2.10.3 Teoría de Mohr-Coulomb Frágil.

Se debe recordar que, no todos los materiales tienen resistencias a la compresión iguales a sus valores correspondientes en tensión. La hipótesis de Mohr consistía en usar los resultados de los ensayos de tensión, compresión y cortante a fin de elaborar los 3 círculos, con objeto de definir una envolvente de falla, representada como la línea recta ABCD en la figura arriba del eje. Observe la Figura 20.

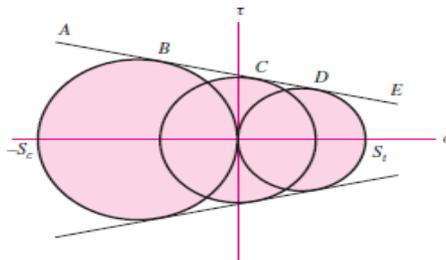


Figura 20. Los tres círculos de Mohr, uno para el ensayo de compresión uniaxial, otro para el ensayo de cortante puro y otro más para el ensayo de tensión uniaxial. Tomada de “Diseño en ingeniería mecánica de Shigley” por R. Budynas y K. Nisbett, 2008.

Una variación de la teoría de Mohr, llamada teoría de Mohr-Coulomb, supone que la frontera BCD es recta. Con este supuesto solo son necesarias las resistencias a la tensión y a la compresión. Considere el ordenamiento convencional de los esfuerzos principales $\sigma_1 \geq \sigma_2 \geq \sigma_3$

El círculo más grande conecta a σ_1 y σ_3 , tal como se aprecia en la Figura 21. Los centros de los círculos son C_1 , C_2 y C_3 .

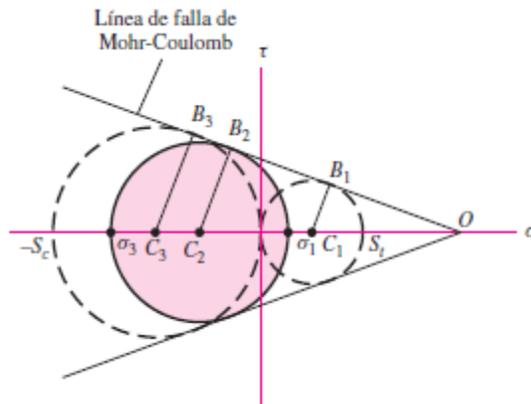


Figura 21. Círculo más grande de Mohr, para un estado general de esfuerzo. Tomada de “Diseño en ingeniería mecánica de Shigley” por R. Budynas y K. Nisbett, 2008.

Para materiales frágiles las ecuaciones de diseño de acuerdo a esta teoría son:

$$\sigma_A = \frac{S_{ut}}{n} \quad \sigma_A \geq \sigma_B \geq 0 \quad \text{Ecuación 52.}$$

$$\frac{\sigma_A}{S_{ut}} - \frac{\sigma_B}{S_{uc}} = \frac{1}{n} \quad \sigma_A \geq 0 \geq \sigma_B \quad \text{Ecuación 53.}$$

$$\sigma_B = -\frac{S_{uc}}{n} \quad 0 \geq \sigma_A \geq \sigma_B \quad \text{Ecuación 54.}$$

2.10.4 Teoría de Mohr Modificada para Materiales Frágiles.

De acuerdo a la Figura 22, con base a los datos observados para el cuarto cuadrante, la teoría de Mohr modificada se expande al cuarto cuadrante con las líneas solidas mostradas en los cuadrantes segundo y cuarto.

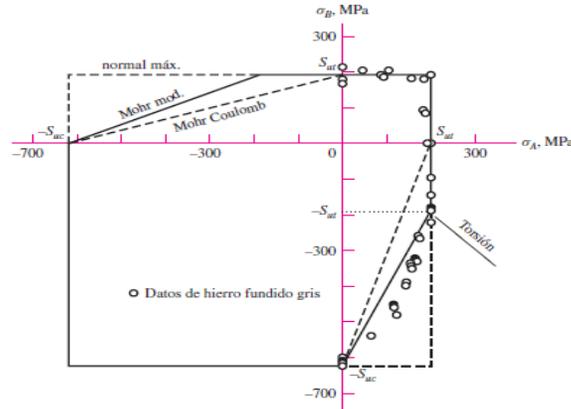


Figura 22. Datos de fractura biaxial de hierro fundido gris comparados con varios criterios de falla. Tomada de “Diseño en ingeniería mecánica de Shigley” por R. Budynas y K. Nisbett, 2008.

Las ecuaciones de diseño para esta teoría son:

$$\sigma_A = \frac{S_{ut}}{n} \quad \text{Es valida si } \sigma_A \geq \sigma_B \geq 0 \text{ o bien si,} \quad \text{Ecuación 55.}$$

$$\sigma_A \geq 0 \geq \sigma_B \text{ y } \left| \frac{\sigma_B}{\sigma_A} \right| \leq 1$$

$$\frac{(S_{uc}-S_{ut})\sigma_A}{S_{uc}S_{ut}} - \frac{\sigma_B}{S_{uc}} = \frac{1}{n} \quad \text{Aplica cuando } \sigma_A \geq 0 \geq \sigma_B \text{ y } \left| \frac{\sigma_B}{\sigma_A} \right| > 1 \quad \text{Ecuación 56.}$$

$$\sigma_B = -\frac{S_{uc}}{n} \quad \text{Si } 0 \geq \sigma_A \geq \sigma_B \quad \text{Ecuación 57.}$$

2.10.5 Teoría de la Energía de Distorsión.

Esta teoría también es conocida como Teoría de la Energía Cortante, Teoría de Von Mises-Hencky y teoría del Esfuerzo Cortante Octaédrico; esta teoría anticipa que la fluencia se producirá siempre que la energía de distorsión de una unidad de volumen sea igual a la energía de distorsión en el mismo volumen cuando se le someta a esfuerzo uniaxial hasta el valor de la resistencia de fluencia. El esfuerzo equivalente de Von Mises es:

$$\sigma' = \sqrt{\frac{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_1 - \sigma_3)^2}{2}} \quad \text{Ecuación 58.}$$

En consecuencia se prevee que ocurrirá la fluencia del material siempre y cuando $\sigma' \geq S_y$

2.11 Uniones No Permanentes.

Un sujetador es cualquier objeto que se use para conectar o juntar dos o más componentes. En forma lineal, se disponen de cientos de tipos de sujetadores y sus variaciones, los más comunes son los roscados, a los cuales se les conoce con muchos nombres: pernos, tornillos, tuercas, espárragos. (Mott, 2006)

Un perno es un sujetador con rosca, diseñado para pasar por orificios en los miembros unidos, y asegurarse al apretar una tuerca desde el extremo opuesto a su cabeza. Figura 23. (Mott, 2006).

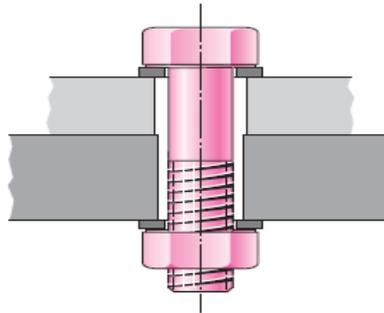


Figura 23. Conexión con perno. Tomada de “Diseño en ingeniería mecánica de Shigley” por R. Budynas y K. Nisbett, 2008.

2.11.1 Normas y Definiciones de Roscas.

- El **paso** es la distancia entre las crestas de dos filetes sucesivos, desde un punto sobre un filete hasta el punto correspondiente sobre el filete adyacente, medida paralelamente al eje.
- El **diámetro mayor** d es el diámetro más grande de una rosca.
- El **diámetro menor** es el diámetro más pequeño de una rosca de tornillo.
- El **diámetro medio o de paso** es un diámetro teórico entre los diámetros mayor y menor.
- El **avance** es la distancia que se desplaza una tuerca en forma paralela al eje del tornillo cuando a ésta se le da una vuelta. En el caso de una rosca simple en el avance es igual al paso.

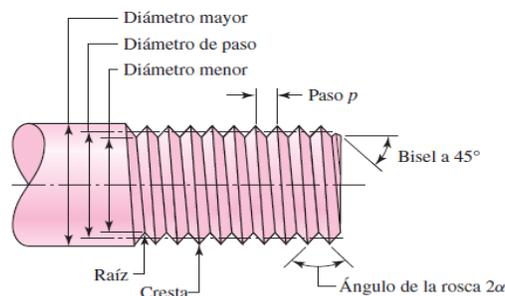


Figura 24. Terminología de roscas de tornillo. Tomada de “Diseño en ingeniería mecánica de Shigley” por R. Budynas y K. Nisbett, 2008.

Existen dos series principales de roscas unificadas de uso común: UN y UNR. La diferencia entre ellas es simplemente que en la serie UNR se usa un radio de la raíz. Debido a los factores reducidos de concentración de esfuerzo en la rosca, las roscas de serie UNR presentan mayores resistencias a la fatiga. Las roscas unificadas se especifican enunciando el diámetro mayor nominal, el número de roscas por pulgada y la serie de la rosca, por ejemplo $\frac{5}{8}$ pulg – 18 UNRF o 0,625 pulg – 18 UNRF.

Las roscas métricas se especifican mediante el diámetro y el paso en milímetros, en ese orden. Así, $M12 \times 1,75$ mm es una rosca que tiene un diámetro mayor nominal de 12 mm y un paso de 1,75 mm. Observe que la letra M, que precede al diámetro, es la clave de la designación métrica.

Tabla 5.
Diámetros y Áreas de Roscas Métricas de Paso Grueso y Fino.

Diámetro mayor nominal d , mm	Serie de paso grueso			Serie de paso fino		
	Paso p , mm	Área de esfuerzo de tensión A_t , mm ²	Área del diámetro menor A_r , mm ²	Paso p , mm	Área de esfuerzo de tensión A_t , mm ²	Área del diámetro menor A_r , mm ²
1.6	0.35	1.27	1.07			
2	0.40	2.07	1.79			
2.5	0.45	3.39	2.98			
3	0.5	5.03	4.47			
3.5	0.6	6.78	6.00			
4	0.7	8.78	7.75			
5	0.8	14.2	12.7			
6	1	20.1	17.9			
8	1.25	36.6	32.8	1	39.2	36.0
10	1.5	58.0	52.3	1.25	61.2	56.3
12	1.75	84.3	76.3	1.25	92.1	86.0
14	2	115	104	1.5	125	116
16	2	157	144	1.5	167	157
20	2.5	245	225	1.5	272	259
24	3	353	324	2	384	365
30	3.5	561	519	2	621	596
36	4	817	759	2	915	884
42	4.5	1 120	1 050	2	1 260	1 230
48	5	1 470	1 380	2	1 670	1 630
56	5.5	2 030	1 910	2	2 300	2 250
64	6	2 680	2 520	2	3 030	2 980
72	6	3 460	3 280	2	3 860	3 800
80	6	4 340	4 140	1.5	4 850	4 800
90	6	5 590	5 360	2	6 100	6 020
100	6	6 990	6 740	2	7 560	7 470
110				2	9 180	9 080

Nota. Adaptada de “Diseño en ingeniería mecánica de Shigley” por R. Budynas y K. Nisbett, 2008, 9na ed., p. 394.

Tabla 6.
Diámetros y Áreas de Roscas Unificadas de Tornillos de Paso Grueso y Fino.

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

Nota. Adaptada de “Diseño en ingeniería mecánica de Shigley” por R. Budynas y K. Nisbett, 2008, 9na ed., p. 395.

2.11.2 Sujetadores Roscados.

En la Figura 25 se presenta un dibujo de un perno estándar de cabeza hexagonal. Los puntos de concentración de esfuerzos se encuentran en el filete, al inicio de las roscas (terminación) y en el filete de la raíz de la tuerca, en el plano de la tuerca cuando está presente. El diámetro de la cara de la arandela es igual que el ancho entre las caras planas de la cabeza hexagonal.

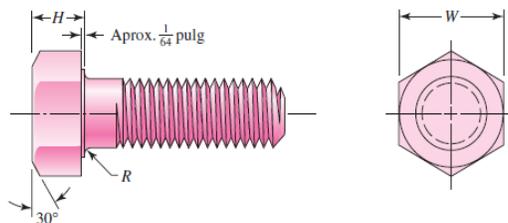


Figura 25. Tornillo de cabeza hexagonal. Tomada de “Diseño en ingeniería mecánica de Shigley” por R. Budynas y K. Nisbett, 2008.

La longitud de la rosca del tornillo (L_T) de serie en pulgadas, donde d es el diámetro nominal, se expresa mediante:

$$L_T = \begin{cases} 2d + \frac{1}{4}in & L \leq 6 in \\ 2d + \frac{1}{2}in & L > 6 in \end{cases} \quad \text{Ecuación 59.}$$

Para tornillos métricos:

$$L_T = \begin{cases} 2d + 6 & L \leq 125 \quad d \leq 48 \\ 2d + 12 & 125 < L \leq 200 \\ 2d + 25 & L > 200 \end{cases} \quad \text{Ecuación 60.}$$

La longitud ideal del tornillo es aquella donde solo sobresalen una o dos roscas de la tuerca después del apriete. (Budynas, R. y Nisbett, k. 2008).

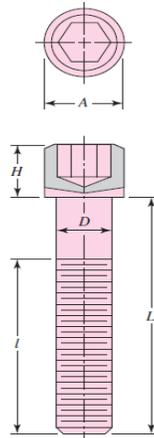


Figura 26. Tornillo de cabeza hueca hexagonal. Tomada de “Diseño en ingeniería mecánica de Shigley” por R. Budynas y K. Nisbett, 2008.

2.11.3 Rigidez del Sujetador.

Cuando se desea realizar una conexión que se pueda desensamblar sin el empleo de métodos destructivos y que sea suficiente fuerte para resistir cargas externas de tensión, cargas debidas a momentos y cargas de cortante, o una combinación de ellas. Una buena solución es la unión atornillada simple que tenga arandelas de acero endurecido. (Budynas, R. y Nisbett, k. 2008)

El propósito del perno consiste en sujetar dos o más partes. Apretando la tuerca se estira el perno, y de esta manera se produce la fuerza de sujeción llamada pre-tensión o precarga F_i del perno, la cual existe en la conexión después de que la tuerca se apretó en forma apropiada, sin importar si se ejerce o no la fuerza externa de tensión P . Por supuesto, como los miembros se están sujetando, la fuerza de sujeción que produce tensión en el perno induce compresión en los elementos. (Budynas, R. y Nisbett, k. 2008)

La *relación del resorte* es un límite según se expresa en la Ecuación 61.

$$k(y) = \lim_{\Delta y \rightarrow 0} \frac{\Delta F}{\Delta y} = \frac{dF}{dy} \quad \text{Ecuación 61.}$$

Donde y es la deflexión y se mide en la dirección y en el punto de aplicación de una fuerza F . En el caso de un elemento elástico como un tornillo, k es una constante también llamada “*constante del resorte*” y la Ecuación 61 pasa a ser:

$$k = F/y \quad \text{Ecuación 62.}$$

Entonces, para determinar la constante de rigidez de un sujetador en cualquier conexión atornillada se utiliza la ecuación:

$$k = \frac{AE}{l} \quad \text{Ecuación 63.}$$

Equivalente a la constante del resorte de una barra cargada axialmente.

El *agarre* l de una conexión consiste en el espesor total del material sujetado. En la Figura 27, el agarre es la suma de los espesores de ambos elementos y ambas arandelas

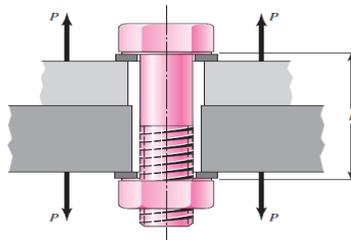


Figura 27. Conexión con perno cargada a tensión por las fuerzas P. Tomada de “Diseño en ingeniería mecánica de Shigley” por R. Budynas y K. Nisbett, 2008.

La rigidez de la parte de un perno o de un tornillo dentro de la zona de sujeción en general consistirá en dos partes, la de la parte del cuerpo sin rosca y la de la parte roscada. Así, la constante de rigidez del perno equivale a la rigidez de dos resortes en serie de manera que:

$$k = \frac{k_1 k_2}{k_1 + k_2} \quad \text{Ecuación 64.}$$

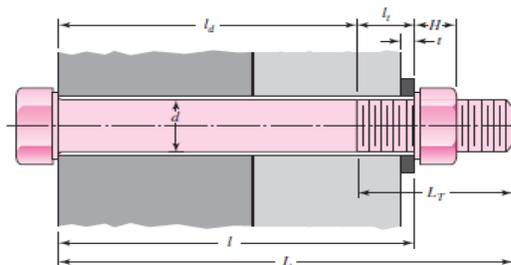


Figura 28. Dimensiones de un perno. Tomada de “Diseño en ingeniería mecánica de Shigley” por R. Budynas y K. Nisbett, 2008.

Dado el diámetro del sujetador d y el paso p o el número de roscas por pulgada, se puede conocer el espesor de la arandela t , de acuerdo a la Tabla 7, y el espesor de la tuerca H , en la Tabla 8.

Con toda esta data se puede calcular la *longitud del agarre* l .

La *longitud del sujetador* L es $L = l + H$ y se redondea utilizando la Tabla 9, en la que se escoge un valor inmediatamente superior al que se encontró mediante la ecuación anterior.

Conocida L , se puede calcular la Longitud Roscada L_T con las Ecuaciones 59 o 60.

La *longitud de la parte sin rosca en el agarre* “ l_d ” es:

$$l_d = L - L_T \quad \text{Ecuación 65.}$$

La *longitud de la parte roscada en el agarre* “ l_t ” es:

$$l_t = l - l_d \quad \text{Ecuación 66.}$$

El *área de la parte sin rosca* “ A_d ” es:

$$A_d = \frac{\pi d^2}{4} \quad \text{Ecuación 67.}$$

El *área de la parte roscada* A_t proviene de la Tabla 5 o de la Tabla 6, dependiendo de si se trabaja en serie métrica o en pulgadas.

Finalmente la *Rigidez del Sujetador* “ k_b ” es:

$$k_b = \frac{A_d A_t E}{A_d l_t + A_t l_d} \quad \text{Ecuación 68.}$$

Donde k_b representa la rigidez efectiva estimada del perno o tornillo de cabeza en la zona de sujeción.

Tabla 7.
Dimensiones Básicas de Arandelas Simples Estándar Americano.

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

Nota. Adaptada de “Diseño en ingeniería mecánica de Shigley” por R. Budynas y K. Nisbett, 2008, 9na ed., p. 1020.

N= Angosto, W=Ancho. Si no se especifica tome los valores de W.

Tabla 8.
Dimensiones de Tuercas Hexagonales.

Tamaño nominal, pulg	Ancho W	Altura H		
		Hexagonal regular	Gruesa o ranurada	Contra-tuerca
1/4	7/16	7/32	9/32	5/32
5/16	1/2	17/64	21/64	3/16
3/8	9/16	21/64	13/32	7/32
7/16	11/16	3/8	29/64	1/4
1/2	3/4	7/16	9/16	5/16
9/16	7/8	31/64	39/64	5/16
5/8	15/16	35/64	23/32	3/8
3/4	1 1/8	41/64	13/16	27/64
7/8	1 5/16	3/4	29/32	31/64
1	1 1/2	55/64	1	35/64
1 1/8	1 11/16	31/32	1 5/32	39/64
1 1/4	1 7/8	1 1/16	1 1/4	23/32
1 3/8	2 1/16	1 11/64	1 3/8	25/32
1 1/2	2 1/4	1 9/32	1 1/2	27/32

Tamaño nominal, mm				
M5	8	4.7	5.1	2.7
M6	10	5.2	5.7	3.2
M8	13	6.8	7.5	4.0
M10	16	8.4	9.3	5.0
M12	18	10.8	12.0	6.0
M14	21	12.8	14.1	7.0
M16	24	14.8	16.4	8.0
M20	30	18.0	20.3	10.0
M24	36	21.5	23.9	12.0
M30	46	25.6	28.6	15.0
M36	55	31.0	34.7	18.0

Nota. Adaptada de “Diseño en ingeniería mecánica de Shigley” por R. Budynas y K. Nisbett, 2008, 9na ed., p. 1019.

Tabla 9.
Tamaños Preferidos (Longitud L) para Sujetadores.

Fracción de pulgadas
1/64, 1/32, 1/16, 3/32, 1/8, 5/32, 3/16, 1/4, 5/16, 3/8, 7/16, 1/2, 9/16, 5/8, 11/16, 3/4, 7/8, 1, 1 1/4, 1 1/2, 1 3/4, 2, 2 1/2, 2 3/4, 3, 3 1/4, 3 1/2, 3 3/4, 4, 4 1/4, 4 1/2, 4 3/4, 5, 5 1/4, 5 1/2, 5 3/4, 6, 6 1/2, 7, 7 1/2, 8, 8 1/2, 9, 9 1/2, 10, 10 1/2, 11, 11 1/2, 12, 12 1/2, 13, 13 1/2, 14, 14 1/2, 15, 15 1/2, 16, 16 1/2, 17, 17 1/2, 18, 18 1/2, 19, 19 1/2, 20
Décimas de pulgadas
0.010, 0.012, 0.016, 0.020, 0.025, 0.032, 0.040, 0.05, 0.06, 0.08, 0.10, 0.12, 0.16, 0.20, 0.24, 0.30, 0.40, 0.50, 0.60, 0.80, 1.00, 1.20, 1.40, 1.60, 1.80, 2.0, 2.4, 2.6, 2.8, 3.0, 3.2, 3.4, 3.6, 3.8, 4.0, 4.2, 4.4, 4.6, 4.8, 5.0, 5.2, 5.4, 5.6, 5.8, 6.0, 7.0, 7.5, 8.5, 9.0, 9.5, 10.0, 10.5, 11.0, 11.5, 12.0, 12.5, 13.0, 13.5, 14.0, 14.5, 15.0, 15.5, 16.0, 16.5, 17.0, 17.5, 18.0, 18.5, 19.0, 19.5, 20
Milímetros
0.05, 0.06, 0.08, 0.10, 0.12, 0.16, 0.20, 0.25, 0.30, 0.40, 0.50, 0.60, 0.70, 0.80, 0.90, 1.0, 1.1, 1.2, 1.4, 1.5, 1.6, 1.8, 2.0, 2.2, 2.5, 2.8, 3.0, 3.5, 4.0, 4.5, 5.0, 5.5, 6.0, 6.5, 7.0, 8.0, 9.0, 10, 11, 12, 14, 16, 18, 20, 22, 25, 28, 30, 32, 35, 40, 45, 50, 60, 80, 100, 120, 140, 160, 180, 200, 250, 300

Nota. Adaptada de “Diseño en ingeniería mecánica de Shigley” por R. Budynas y K. Nisbett, 2008, 9na ed., p. 999.

2.11.4 Rigidez del Elemento.

Se debe estudiar la rigidez de los elementos en dicha zona. Con objeto de aprender qué sucede cuando la conexión ensamblada se somete a una carga externa de tensión, es necesario conocer ambas rigideces.

Puede haber más de dos elementos incluidos en el agarre del sujetador. En conjunto actúan como resortes de compresión en serie y de aquí que la relación del resorte total de los elementos sea:

$$\frac{1}{k_m} = \frac{1}{k_1} + \frac{1}{k_2} + \frac{1}{k_3} + \dots + \frac{1}{k_i} \quad \text{Ecuación 69.}$$

Si no hay empaque, la rigidez de los elementos no puede obtenerse con facilidad, excepto mediante experimentación, porque la compresión se difunde entre la cabeza del perno y la tuerca, así que el área no es uniforme.

Sin embargo, hay casos en los que el área si puede determinarse.

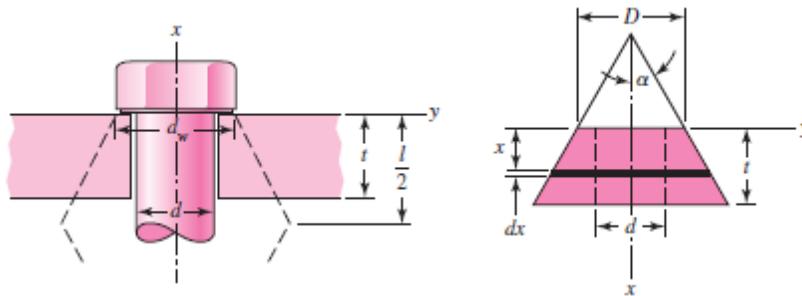


Figura 29. Compresión de un elemento. Tomada de “Diseño en ingeniería mecánica de Shigley” por R. Budynas y K. Nisbett, 2008.

En relación con la Figura 29, la *elongación* de un elemento del cono con espesor dx, sometido a una fuerza de tensión P es:

$$d\delta = \frac{Pdx}{EA} \quad \text{Ecuación 70.}$$

La *relación del resorte o rigidez de este tronco* es:

$$k = \frac{P}{\delta} = \frac{\pi E d \tan \alpha}{\ln\left(\frac{(2t \tan \alpha + D - d)(D + d)}{(2t \tan \alpha + D + d)(D - d)}\right)} \quad \text{Ecuación 71.}$$

Tomando $\alpha = 30$

$$k = \frac{0,5774 \pi E d}{\ln\left(\frac{(1,55t + D - d)(D + d)}{(1,55t + D + d)(D - d)}\right)} \quad \text{Ecuación 72.}$$

En la que t es el espesor del elemento que se sujeta y $D=dw$ diámetro de la cara de la arandela, el cual es aproximadamente 50 mayor que el diámetro del sujetador, es decir $dw =1,5d$.

Se calcula cada k por separado para cada tronco de la unión. Estas rigideces individuales se ensamblan en la Ecuación 69 para obtener k_m . Si los elementos de la unión tienen el mismo módulo de Young E con troncos espalda con espalda simétrica, entonces actúan como dos resortes idénticos en serie.

Finalmente el valor que relaciona la rigidez del elemento con la rigidez del perno, se denomina *Constante de Rigidez*

$$C = \frac{K_b}{K_b+K_m} \quad \text{Ecuación 73.}$$

2.11.5 Resistencia del Perno.

En las normas para pernos, la resistencia se especifica mediante cantidades ASTM mínimas, la *resistencia mínima de prueba* o la *carga mínima de prueba* y la *resistencia mínima de tensión*. La *carga de prueba* S_p es la carga máxima (fuerza) que un perno puede soportar sin sufrir una deformación permanente. La *resistencia de prueba* está dada por el cociente de la carga de prueba y el área de esfuerzo a tensión y se define como el esfuerzo al cual el perno o tornillo sufriría una deformación permanente; generalmente se toma de 0,9 a 0,95 veces la resistencia de fluencia. (Mott, 2006). En las Tablas 10 y 11 se proporcionan especificaciones de resistencia mínima para los pernos de acero.

Tabla 10.
Especificaciones SAE para Pernos de Acero.

Grado SAE núm.	Intervalo de tamaños, inclusive, pulg	Resistencia de prueba mínima,* kpsi	Resistencia mínima a la tensión,* kpsi	Resistencia mínima a la fluencia,* kpsi	Material	Marca en la cabeza
1	$\frac{1}{4}$ - $1\frac{1}{2}$	33	60	36	Acero de bajo o medio carbono	
2	$\frac{1}{4}$ - $\frac{3}{4}$ $\frac{7}{8}$ - $1\frac{1}{2}$	55	74	57	Acero de bajo o medio carbono	
		33	60	36		
4	$\frac{1}{4}$ - $1\frac{1}{2}$	65	115	100	Acero de medio carbono, estirado en frío	
5	$\frac{1}{2}$ -1 $1\frac{1}{8}$ - $1\frac{1}{2}$	85	120	92	Acero de medio carbono, T y R	
		74	105	81		
5.2	$\frac{1}{4}$ -1	85	120	92	Acero martensítico de bajo carbono, T y R	
7	$\frac{1}{4}$ - $1\frac{1}{2}$	105	133	115	Acero de aleación de medio carbono, T y R	
8	$\frac{1}{4}$ - $1\frac{1}{2}$	120	150	130	Acero de aleación de medio carbono T y R	
8.2	$\frac{1}{4}$ -1	120	150	130	Acero martensítico de bajo carbono, T y R	

Nota. Adaptada de “Diseño en ingeniería mecánica de Shigley” por R. Budynas y K. Nisbett, 2008, 9na ed., p. 414.

Tabla 11.
Especificaciones ASTM para Pernos de Acero.

Designación ASTM núm.	Intervalo de tamaños, inclusive, pulg	Resistencia de prueba mínima,* kpsi	Resistencia mínima a la tensión,* kpsi	Resistencia mínima a la fluencia,* kpsi	Material	Marca en la cabeza
A307	½-1½	33	60	36	Acero de bajo carbono	
A325, tipo 1	½-1 1⅛-1½	85 74	120 105	92 81	Acero de medio carbono, T y R	
A325, tipo 2	½-1 1⅛-1½	85 74	120 105	92 81	Acero martensítico de bajo carbono, T y R	
A325, tipo 3	½-1 1⅛-1½	85 74	120 105	92 81	Acero no temperizado, T y R	
A354, grado BC	½-2½ 2¾-4	105 95	125 115	109 99	Acero aleado, T y R	
A354, grado BD	½-4	120	150	130	Acero aleado, T y R	
A449	½-1 1⅛-1½ 1¾-3	85 74 55	120 105 90	92 81 58	Acero de medio carbono, T y R	
A490, tipo 1	½-1½	120	150	130	Acero aleado, T y R	
A490, tipo 3	½-1½	120	150	130	Acero no temperizado, T y R	

Nota. Adaptada de “Diseño en ingeniería mecánica de Shigley” por R. Budynas y K. Nisbett, 2008, 9na ed., p. 415.

2.11.6 Uniones a tensión cargadas en forma estática con precarga: Factores de Seguridad.

El esfuerzo de tensión en el perno puede encontrarse a partir de:

$$\sigma_b = \frac{F_b}{A_t} = \frac{CP+F_i}{A_t} \tag{Ecuación 74.}$$

Dónde:

$P=F_t$ es la carga externa de tensión.

F_i es la precarga.

F_b es la carga resultante en el perno $F_b = P_b + F_i$.

P_b es la parte de P tomada por el perno.

Para calcular la *Precarga* F_i , en primer lugar se requiere conocer la Resistencia de Prueba Mínima, S_p de acuerdo al material que se utilice para el perno, disponible en las Tablas 10 y 11. Con ella se puede calcular la *Carga de Prueba* F_p , de acuerdo a la Ecuación 75:

$$F_p = A_t S_p \quad \text{Ecuación 75.}$$

Conocida la carga de prueba se podrá calcular la precarga, dependiendo del tipo de unión que se tenga de acuerdo a la Ecuación 76:

$$F_i = \begin{cases} 0,75 F_p & \text{para conexiones no permanentes} \\ 0,90 F_p & \text{para conexiones permanentes} \end{cases} \quad \text{Ecuación 76.}$$

Finalmente el *Factor de Seguridad contra la Fluencia por Esfuerzo Estático*, superior a la resistencia de prueba, es:

$$n_p = \frac{S_p}{\sigma_b} = \frac{S_p A_t}{C \left(\frac{F_t}{N} \right) + F_i} \quad \text{Ecuación 77.}$$

Donde N es el número de pernos. Este factor no suele ser mucho mayor a la unidad.

Otro indicador de fluencia que se utiliza en ocasiones, es un *Factor de Carga* que se aplica solo a la carga P , como una protección contra las sobrecargas. Su ecuación es:

$$n_l = \frac{S_p A_t - F_i}{C \left(\frac{F_t}{N} \right)} \quad \text{Ecuación 78.}$$

También es esencial para obtener una junta segura, que la carga externa sea más pequeña que la necesaria para causar que la unión se separe. Se considera entonces que el *Factor de Seguridad Contra la Separación de la Unión* es:

$$n_o = \frac{F_i}{\left(\frac{F_t}{N} \right) (1 - C)} \quad \text{Ecuación 79.}$$

2.12 Análisis Dinámico

2.12.1 Fatiga.

Los factores principales a considerar, cuando se especifica el tipo de carga para el cual una pieza de maquina se somete, son la variación de la carga y la variación resultante del esfuerzo en función del tiempo:

1. Esfuerzo Máximo σ_{max}
2. Esfuerzo Mínimo σ_{min}
3. Esfuerzo Medio (Promedio) σ_m
4. Esfuerzo Alterante σ_a

Los esfuerzos máximos y mínimo, se calculan con la información que se obtiene con el método de análisis de esfuerzos o de elementos finitos o bien se miden con técnicas de análisis experimental de esfuerzos. A continuación se pueden calcular los esfuerzos medios y alternativos con las ecuaciones:

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} \quad \text{Ecuación 80.}$$

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} \quad \text{Ecuación 81.}$$

Esfuerzo Estático: cuando una pieza se somete a una carga aplicada lentamente, sin choque y se mantiene a un valor constante, el esfuerzo que resulta en la misma se denomina Esfuerzo Estático. Un ejemplo es el de la carga sobre una estructura debido al peso muerto (peso propio) de los materiales de construcción. También se puede suponer que la carga es estática cuando se aplica y se quita lentamente. Si la cantidad de aplicaciones de la carga es pequeña, esto es, unos pocos miles de ciclos de carga.

Esfuerzo Repetido e Invertido: ocurre una inversión del esfuerzo cuando determinado elemento de un miembro se somete a cierto valor de esfuerzo de tensión, seguido por el mismo valor de esfuerzo a compresión, Figura 30. Si este ciclo de esfuerzos se repite muchos miles de veces, al esfuerzo se le llama repetido e invertido. Un ejemplo importante en el diseño de máquinas es el de un eje redondo giratorio cargado en flexión.

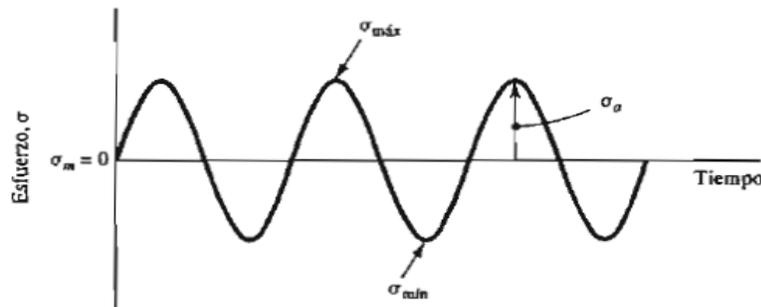


Figura 30. Esfuerzo repetido e invertido. Tomada de “Diseño de elementos de máquinas” por R. Mott, 2006.

Esfuerzo Fluctuante: cuando un miembro portátil está sometido a un esfuerzo alternativo con promedio distinto a cero, la carga produce un esfuerzo fluctuante. Las Figuras 31, 32, 33 y 34 muestran cuatro diagramas de esfuerzo en función del tiempo. La diferencia en los cuatro diagramas estriba en si los diversos valores de esfuerzo son positivos (de tensión) o negativos (de compresión).

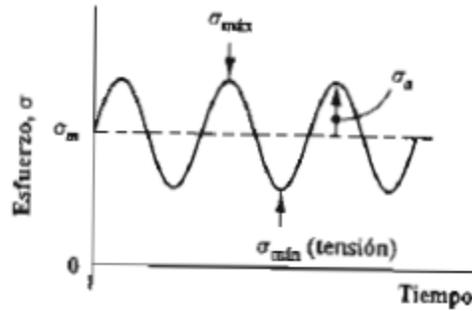


Figura 31. Esfuerzo medio de tensión-todos los esfuerzos son de tensión. Tomada de “Diseño de elementos de máquinas” por R. Mott, 2006.

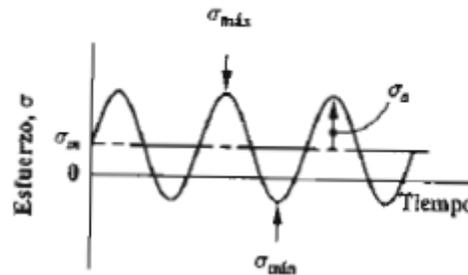


Figura 32. Esfuerzo de tensión medio-el esfuerzo máximo es de tensión y el mínimo de compresión. Tomada de “Diseño de elementos de máquinas” por R. Mott, 2006.

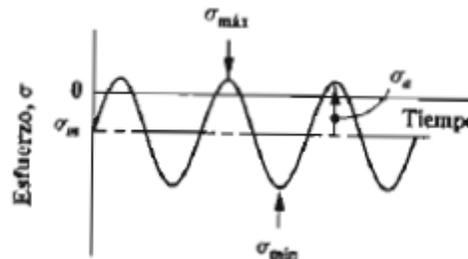


Figura 33. Esfuerzo medio de compresión-el esfuerzo máximo es de tensión y el mínimo de compresión. Tomada de “Diseño de elementos de máquinas” por R. Mott, 2006.

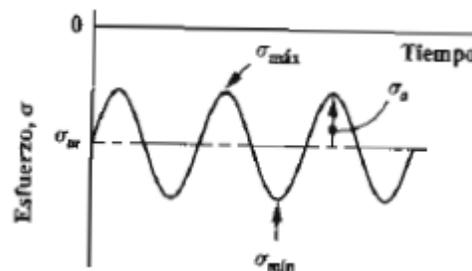


Figura 34. Esfuerzo medio de compresión-todos los esfuerzos son de compresión. Tomada de “Diseño de elementos de máquinas” por R. Mott, 2006.

Todo esfuerzo variable con promedio distinto de cero se considera esfuerzo fluctuante. Un caso especial del esfuerzo fluctuante, que se encuentra con frecuencia, es el esfuerzo repetido en una dirección, cuando la carga se aplica y se remueve varias veces. Tal como se muestra en la Figura 35, el esfuerzo varía desde cero hasta un máximo es cada ciclo. Entonces por observación:

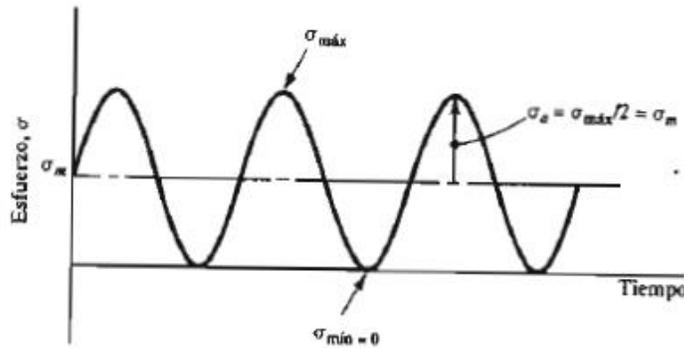


Figura 35. Esfuerzo repetido en una dirección. Tomada de “Diseño de elementos de máquinas” por R. Mott, 2006.

2.12.1.1 Resistencia a la Fatiga S_e

En general, es el valor del esfuerzo que puede resistir un material durante una cantidad dada de ciclos de carga. Si la cantidad de ciclos es infinita, el valor del esfuerzo se llama límite de fatiga.

Las resistencias a la fatiga se suelen graficar como se observa en la Figura 36, donde se muestra un diagrama $S - N$ (o diagrama esfuerzo-ciclos). Siempre que estén disponibles, se deben utilizar datos de la resistencia del material específico a la fatiga, obtenidos en resultados de pruebas o como datos fiables publicados. Sin embargo no siempre se encuentran con facilidad esos datos.

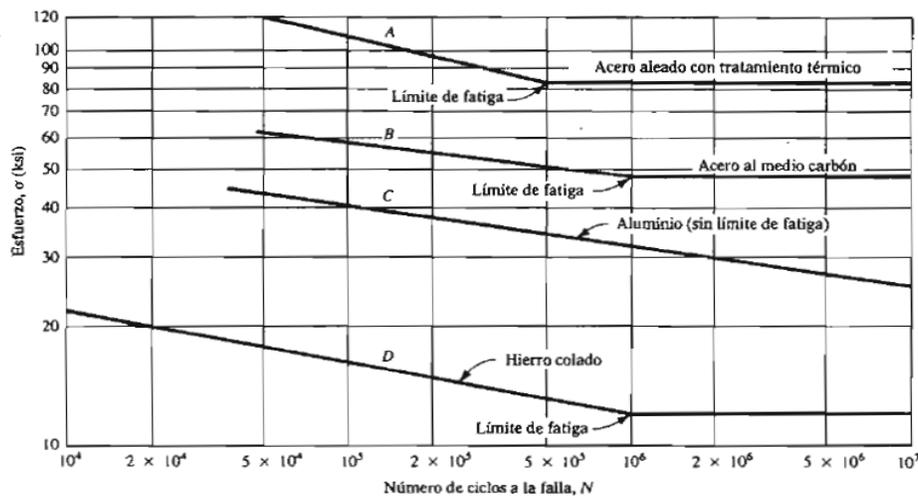


Figura 36. Resistencias a la fatiga representativas. Tomada de “Diseño de elementos de máquinas” por R. Mott, 2006.

2.12.1.2 Resistencia a la Fatiga Estimada S_n'

Si las características del material, o las condiciones de operación reales para una pieza de máquina, son distintas de aquellas para las que se determinó la resistencia a la fatiga, esta se debe reducir, respecto del valor consultado.

A continuación se describen algunos de los factores que disminuyen la resistencia a la fatiga. La descripción solo se relaciona con la resistencia a la fatiga de materiales sometidos a esfuerzos de tensión normal, como flexión y tensión axial directa.

Factores de Marin

Son los factores que modifican el límite de resistencia a la fatiga. Se describen a continuación:

$$S_n' = k_a k_b k_c k_d k_e k_f S_e \quad \text{Ecuación 82.}$$

Factor de Acabado Superficial: k_a

Viene definido por la ecuación:

$$k_a = a S_{u,y}^b \quad \text{Ecuación 83.}$$

Tabla 12.

Valores de los Coeficientes “a” y “b” de acuerdo al Tipo de Acabado Superficial.

Tipo de Acabado	Coeficiente “a”		Coeficiente “b”
	MPa	Ksi	
Pulido	1	1	0
Acabado Fino (Esmerilado o Rectificado)	1,58	1,34	-0,085
Mecanizado sin buen acabado/Estirado en frio	4,51	2,7	-0,265
Laminado en Caliente	57,7	14,4	-0,718
Forjado	272	39,9	-0,995

Si no se tiene conocimiento acerca del acabado superficial el diseño más conservador es asumir un “Mecanizado sin buen acabado/Estirado en frio”.

Factor de Tamaño: k_b

El factor de tamaño se evaluó en 133 conjuntos de puntos de datos. Los resultados para flexión y torsión pueden expresarse como:

$$k_b = \begin{cases} \left(\frac{d}{0,3}\right)^{-0,107} = 0,879d^{-0,107} & 0,11 \leq d \leq 2'' \\ 0,91d^{-0,157} & 2 < d \leq 10'' \\ \left(\frac{d}{7,62}\right)^{-0,107} = 1,24d^{-0,107} & 2,79 \leq d \leq 51mm \\ 1,51d^{-0,157} & 51 < d \leq 254m \end{cases} \quad \text{Ecuación 84.}$$

Para carga axial no hay efecto de tamaño, por lo cual

$$k_b = 1$$

Uno de los problemas que surgen al utilizar la ecuación anterior es que hacer cuando una barra redonda en flexión no está girando, o cuando se utiliza una sección no circular.

En el método que se utiliza a continuación, se emplea una *Dimensión Efectiva* “*de*” que se obtiene al igualar el volumen de material sometido a esfuerzo igual o superior a 95% del Esfuerzo Máximo con el mismo volumen en la muestra de viga rotativa.

Cuando los dos volúmenes se igualan las longitudes se cancelan, por lo que solo se necesita considerar las áreas. En el caso de una sección Redonda Rotativa, el área de 95% de esfuerzo es la de un anillo con un diámetro exterior “*d*” y diámetro interior “*0,95d*”. Por lo tanto, designando el área de 95% de esfuerzo como $A_{0,95\sigma}$ se tiene:

$$A_{0,95\sigma} = \frac{\pi}{4} [d^2 - (0,95d)^2] = 0,0766d^2 \quad \text{Ecuación 85.}$$

Esta ecuación también es válida para una sección redonda hueca rotatoria.

En el caso de Secciones Redondas Solidas o Huecas No Rotativas, el área de 95% de esfuerzo significa el doble del área fuera de las dos cuerdas paralelas que tienen un espaciamento de $0,95d$, donde “*d*” es el diámetro. Usando un cálculo exacto, esto es:

$$A_{0,95\sigma} = 0,01046d^2 \quad \text{Ecuación 86.}$$

De las dos ecuaciones anteriores se despeja el diámetro efectivo. Esto da:

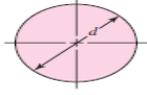
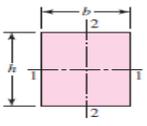
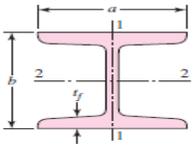
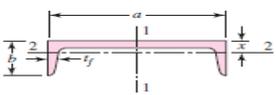
$$d_e = 0,370d \quad \text{Ecuación 87.}$$

Lo cual es el tamaño efectivo de una sección redonda solida o hueca no rotativa.

Una sección rectangular con dimensiones $h \times b$ tiene $A_{0,95\sigma} = 0,05hb$. Con el mismo método que se aplicó antes:

$$d_e = 0,808(hb)^{1/2} \quad \text{Ecuación 88.}$$

Tabla 13.
 Áreas $A_{0,95\sigma}$ de Perfiles Estructurales No Rotativos

	$A_{0,95\sigma} = 0.01046d^2$ $d_e = 0.370d$
	$A_{0,95\sigma} = 0.05hb$ $d_e = 0.808\sqrt{hb}$
	$A_{0,95\sigma} = \begin{cases} 0.10at_f & \text{eje 1-1} \\ 0.05ba & \text{eje 2-2} \end{cases} \quad t_f > 0.025a$
	$A_{0,95\sigma} = \begin{cases} 0.05ab & \text{eje 1-1} \\ 0.052xa + 0.1t_f(b-x) & \text{eje 2-2} \end{cases}$

Nota. Adaptada de “Diseño en ingeniería mecánica de Shigley” por R. Budynas y K. Nisbett, 2008, 9na ed., p. 276.

Factor de Confiabilidad: k_c

Los datos de la resistencia a la fatiga representan valores promedio obtenidos de muchas pruebas experimentales que tienen la resistencia máxima o alterna a la tracción y condición de superficie adecuada. Es natural que exista variación entre los datos, en otras palabras, se esperaba que la mitad sean mayores y la otra mitad sean menores que los valores informados en la curva dada. Entonces, la curva tiene un 50% de confiabilidad, lo que indica que un 50% de las piezas fallara. Se aconseja diseñar para tener una mayor confiabilidad (90%, 99%, 99,9%). Observe la Tabla 14.

Tabla 14.

Factores de Confiabilidad k_c Correspondientes a 11 Desviaciones Porcentuales del Límite de Resistencia a la Fatiga.

Confiabilidad	Factor k_c
0,5	1
0,9	0,897
0,95	0,868
0,99	0,814
0,999	0,753
0,9999	0,702
0,99999	0,659
0,999999	0,620
0,9999999	0,584
0,99999999	0,551
0,999999999	0,520

Factor de Temperatura: k_d

Se obtiene mediante la ecuación:

$$k_d = \frac{S_T}{S_{RT}}$$

Ecuación 89.

Donde

S_T : Resistencia a la Tracción a la Temperatura de Operación.

S_{RT} : Resistencia a la Tracción a la Temperatura Ambiental.

Observe la Tabla 15.

Tabla 15.

Efecto de la Temperatura de Operación en la Resistencia a la Tensión del Acero (S_T/S_{RT}). Valores del Factor k_d

Temperatura de Operación. [C]	Factor de Temperatura k_d
20	1
50	1,01
100	1,02
150	1,025
200	1,02
250	1
300	0,975
350	0,927
400	0,922
450	0,84
500	0,766
550	0,70
600	0,596

Nota. Adaptada de “Diseño en ingeniería mecánica de Shigley” por R. Budynas y K. Nisbett, 2008, 9na ed., p. 278.

Factor de Concentración de Esfuerzos: k_e

Una discontinuidad geométrica en un cuerpo como un orificio o entalla, provoca una distribución no uniforme de esfuerzos en la proximidad de la discontinuidad (líneas de flujo del esfuerzo). Estas discontinuidades se denominan “Concentradores de Esfuerzos”.

Uno de los mejores maneras de combatir las fallas por fatiga es reducir al mínimo posible los concentradores de esfuerzos mediante un cuidadoso diseño y evitando la aparición de los mismos debido a los procesos de fabricación.

Factor de Esfuerzos Varios: k_f

Aunque el factor k_f tiene el propósito de tomar en cuenta la reducción del límite de resistencia a la fatiga debido a todos los otros efectos, en verdad significa un recordatorio que estos efectos se deben tomar en cuenta, porque los valores reales de k_f no siempre están disponibles.

2.12.2 Factor de Seguridad contra la Fatiga.

Una vez definidas las diversas componentes de esfuerzo relacionadas con el trabajo de un elemento sometido a esfuerzos fluctuantes, es conveniente variar el esfuerzo medio y su amplitud para investigar la resistencia a la fatiga de piezas sometidas a tales esfuerzos. De esta manera surgen dos interrogantes para casos generales de ciclos de esfuerzos: En primer lugar qué efectos tiene la variación de esfuerzos en la resistencia a la fatiga, y en segundo lugar cómo se ve

afectada la resistencia de la fatiga por los efectos medios; estas preguntas fueron respondidas por Wöhler (1859-1870), cuando demostró que la variación de esfuerzos necesarios para producir la falla, disminuye a medida que los esfuerzos medios incrementan; como consecuencia del trabajo de Wöhler y otros investigadores, se han propuesto varias relaciones para considerar el efecto de los esfuerzos medios.

En la Figura 37 se presenta el criterio de Goodman modificado, además de otros cuatro criterios para los casos de falla.

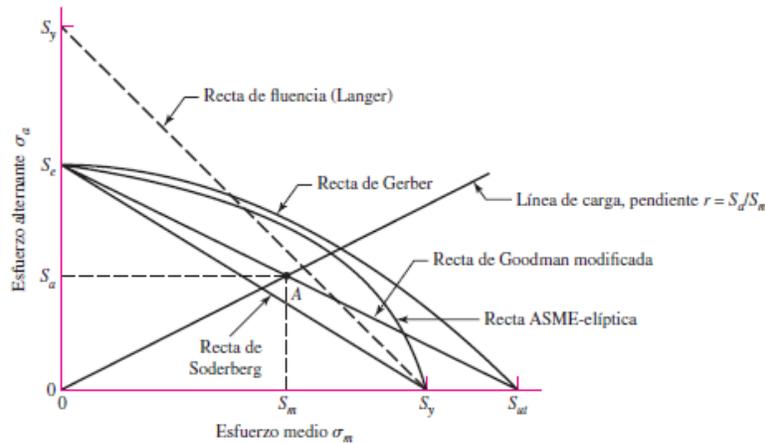


Figura 37. Diagrama general de fatiga. Tomada de “Diseño en ingeniería mecánica de Shigley” por R. Budynas y K. Nisbett, 2008.

En la ordenada se grafica el límite de la fatiga S_e o la resistencia de vida finita S_f . Estos valores deberán corregirse mediante los factores de Marin. Observe que la resistencia a la fluencia S_y también se grafica en la ordenada, lo cual es un recordatorio de que la fluencia al primer ciclo en vez de la fatiga podría ser el criterio de falla. Por otro lado, en el eje del esfuerzo medio de la figura, se muestra el trazo de la resistencia a la fluencia S_y y de la resistencia a la tensión S_{ut} .

Considerando el método de Goodman modificado para predicción de falla, este ha demostrado establecer una buena correlación con los datos experimentales, y que esta apenas debajo de la dispersión de los puntos de datos.

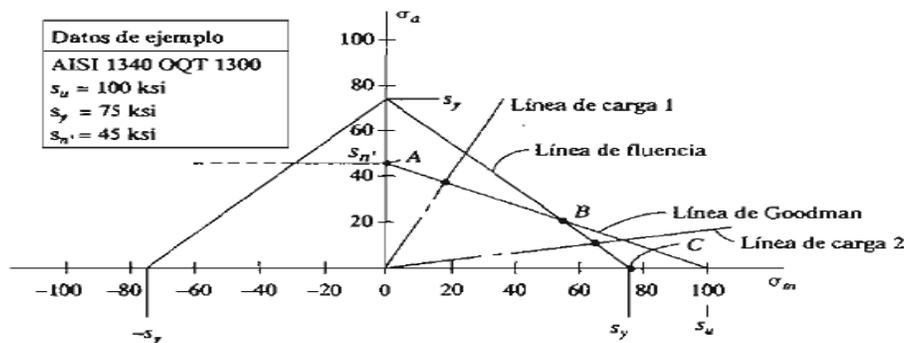


Figura 38. Diagrama de Goodman modificado para fatiga de materiales dúctiles. Tomada de “Diseño de elementos de máquinas” por R. Mott, 2006.

En el diagrama de Goodman que se presenta en la Figura 38, se grafican los esfuerzos medios en el eje horizontal y los esfuerzos alternantes en el eje vertical. Observe primero la parte derecha del diagrama, que representa los esfuerzos fluctuantes con un esfuerzo medio de tensión positivo. Se traza una recta desde la resistencia real estimada del material s_n' , en el eje horizontal. Las combinaciones de esfuerzo medio y de esfuerzo alternativo que estén arriba de la línea indican posible falla, mientras que las que están abajo predicen que no habrá falla por fatiga.

La ecuación de la línea de Goodman es:

$$\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}} = 1 \quad \text{Ecuación 90.}$$

Y la ecuación del factor de seguridad contra la fatiga es:

$$\frac{1}{\varphi} = \frac{\sigma_a}{S_n'} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}} \quad \text{Ecuación 91.}$$

Para materiales frágiles el diagrama de fatiga difiere del de un material dúctil de manera importante porque:

- La fluencia no está involucrada, puesto que el material puede no tener resistencia a la fluencia
- En forma característica, la resistencia última a la compresión excede la resistencia última a la tensión varias veces.

Dado que no se ha trabajado lo suficiente en fatiga frágil para descubrir generalidades útiles, se trabaja en el primer cuadrante y un poco del segundo. El dominio más probable que usa el diseñador está en el rango $-S_{ut} \leq \sigma_m \leq S_{ut}$ y el criterio de falla para el lugar geométrico del primer cuadrante puede ser Goodman.

2.12.3 Carga por Fatiga de Uniones a Tensión.

Para un caso general con una precarga constante y una carga externa en cada uno de los pernos, la cual fluctúa entre P_{min} y P_{max} , cada perno experimenta fuerzas fluctuantes tales que:

$$F_{bmin} = CP_{min} + F_i \quad \text{Ecuación 92.}$$

$$F_{bmax} = CP_{max} + F_i \quad \text{Ecuación 93.}$$

En donde:

El *esfuerzo alternante* experimentado por el perno es:

$$\sigma_a = \frac{C(P_{max} - P_{min})}{2A_t} \quad \text{Ecuación 94.}$$

Y el *esfuerzo medio* experimentado es:

$$\sigma_m = \frac{C(P_{max}+P_{min})}{2A_t} + \frac{F_i}{A_t} \quad \text{Ecuación 95.}$$

O bien

$$\sigma_m = \sigma_a + \frac{F_i}{A_t} \quad \text{Ecuación 96.}$$

Si examinamos la Ecuación 94, la misma tiene un término constante $\frac{F_i}{A_t}$ y el esfuerzo alternante σ_a . Por lo tanto esta ecuación geoméricamente es una línea recta denominada “línea de carga” de pendiente unitaria que comienza en $\frac{F_i}{A_t}$ en el eje σ_m , tal como se observa en la Figura 39.

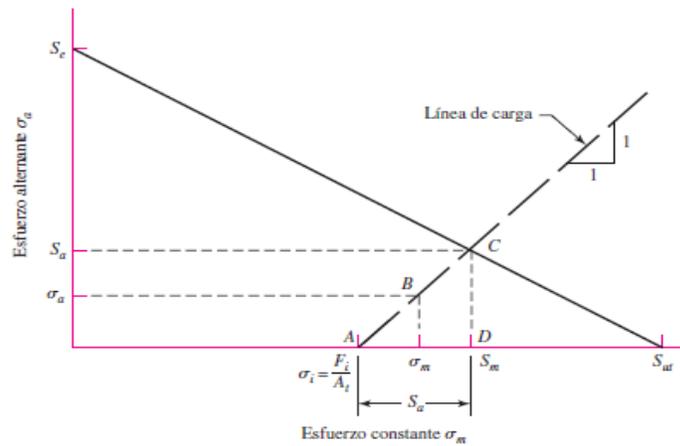


Figura 39. Diagrama de fatiga que muestra una línea de falla de Goodman. Tomada de “Diseño en ingeniería mecánica de Shigley” por R. Budynas y K. Nisbett, 2008.

Por consiguiente la distancia AC representa falla, y la distancia AB representa seguridad. Si se divide AC entre AB, esto es el factor de seguridad de acuerdo con el criterio de Goodman. En consecuencia:

$$n_f = \frac{S_a}{\sigma_a} \quad \text{Ecuación 97.}$$

Observando que la distancia AD es igual a S_a , se tiene que:

$$S_a = S_m - \frac{F_i}{A_t} \quad \text{Ecuación 98.}$$

De la relación de Goodman modificada:

$$\frac{S_a}{S_e} + \frac{S_m}{S_{ut}} = 1 \quad \text{Ecuación 99.}$$

Se despeja S_m

$$S_m = S_{ut} \left(1 - \frac{S_a}{S_e}\right) \quad \text{Ecuación 100.}$$

Y sustituyendo se obtiene:

$$S_a = \frac{S_{ut} - F_i/A_t}{1 + S_{ut}/S_e} \quad \text{Ecuación 101.}$$

Al utilizar estas relaciones asegúrese de utilizar valores de resistencia a la fatiga completamente corregidos, que incluyan al factor k_f (referente a concentradores de esfuerzos), de lo contrario la pendiente de la línea de carga no permanecerá igual a 1:1. En la Tabla 16 se presentan valores corregidos de S_e para distintos pernos y tornillos con roscas laminadas.

Tabla 16.

Resistencias a la Fatiga Completamente Corregidas de Pernos y Tornillos con Roscas Laminadas.

Grado o clase	Intervalo de tamaños	Resistencia a la fatiga
SAE 5	1/4-1 pulg	18.6 kpsi
	1 1/8-1 1/2 pulg	16.3 kpsi
SAE 7	1/4-1 1/2 pulg	20.6 kpsi
SAE 8	1/4-1 1/2 pulg	23.2 kpsi
ISO 8.8	M16-M36	129 MPa
ISO 9.8	M1.6-M16	140 MPa
ISO 10.9	M5-M36	162 MPa
ISO 12.9	M1.6-M36	190 MPa

*Carga axial, repetidamente aplicada, completamente corregida.

Nota. Adaptada de “Diseño en ingeniería mecánica de Shigley” por R. Budynas y K. Nisbett, 2008, 9na ed., p. 426.

Finalmente, sustituyendo S_a en la Ecuación 95 se obtiene que el factor de seguridad de uniones a tensión de acuerdo al criterio de Goodman es:

$$n_f = \frac{S_e(S_{ut} - \sigma_i)}{S_{ut}\sigma_a + S_e(\sigma_m - \sigma_i)} \quad \text{Ecuación 102.}$$

Con frecuencia, el tipo de carga a la fatiga que se encuentra en el análisis de las uniones empernadas es uno en el que la carga aplicada externamente oscila entre cero y alguna fuerza máxima. Esta sería la situación en un cilindro a presión, por ejemplo donde la presión existe a no existe. (Budynas, R. y Nisbett, k. 2008).

Para estos casos las Ecuaciones 92 y 93 se simplifican al establecer $P_{max} = P$ y $P_{min} = 0$ lo que resulta en:

$$\sigma_a = \frac{CP}{2A_t} \quad \text{Ecuación 103.}$$

$$\sigma_m = \frac{CP}{2A_t} + \frac{F_i}{A_t} \rightarrow \sigma_m = \sigma_a + \sigma_i \quad \text{Ecuación 104.}$$

Si se intersecta la Ecuación 94 con c/u de las ecuaciones de los criterios de falla para obtener S_a y se aplica la ecuación $n_f = \frac{S_a}{\sigma_a}$, se obtienen los *factores de seguridad* para c/u de los criterios de falla en una situación de cargas repetidos. (Budynas, R. y Nisbett, k. 2008).

$$\text{Goodman} \quad n_f = \frac{S_e(S_{ut}-\sigma_i)}{\sigma_a(S_{ut}-S_e)} \quad \text{Ecuación 105.}$$

$$\text{Gerber} \quad n_f = \frac{1}{2\sigma_a S_e} \left[S_{ut} \sqrt{S_{ut}^2 + 4S_e(S_e + \sigma_i)} - S_{ut}^2 - 2\sigma_i S_e \right] \quad \text{Ecuación 106.}$$

$$\text{ASME- elíptico} \quad n_f = \frac{S_e}{\sigma_a(S_p^2+S_e^2)} (S_p \sqrt{S_p^2 + S_e^2} - \sigma_i^2 - \sigma_i S_e) \quad \text{Ecuación 107.}$$

Las ecuaciones de n_f anteriores solo son aplicables para las cargas repetidas.

2.13 Método de Elementos Finitos.

El Método de los Elementos Finitos constituye hoy en día el procedimiento habitual de cálculo en Mecánica Estructural y Mecánica de Sólidos en general. Su aplicación abarca diversas ramas de la Ingeniería, como lo son la ingeniería civil, eléctrica y mecánica. La técnica de análisis por elementos finitos consiste en dividir la geometría en la que se quiere resolver una ecuación diferencial de un campo escalar o vectorial en un dominio, en pequeños elementos, teniendo en cuenta unas ecuaciones de campo en cada elemento, los elementos del entorno de vecindad y las fuentes generadoras de campo en cada elemento. (Rodenas, 2006).

Habitualmente, esta técnica es muy utilizada en el ámbito de la ingeniería debido a que muchos problemas físicos de interés se formulan mediante la resolución de una ecuación diferencial en derivadas parciales, a partir de cuya solución es posible modelar dicho problema (transmisión del calor, electromagnetismo, cálculo de estructuras, etc). Esta técnica se encuentra automatizada en las herramientas (software comerciales), llamadas herramientas de análisis por elementos finitos para problemas físicos tanto de propósito general, como aplicadas a problemas físicos particulares. (Rodenas, 2006)

Si observamos el proceso que implica el desarrollo de sistemas complejos en la ingeniería, Figura 40, el utilizar el Método de Elementos Finitos permite evaluar un sistema de forma sencilla bajo diversos escenarios, disminuyendo el costo de los prototipos, así como permitiendo simular aquellos modelos donde es imposible la implementación de estos (Ejemplo: Implantes

Quirúrgicos). Todo esto permite una reducción de los tiempos de desarrollo y fabricación en los diversos proyectos de ingeniería y por ello es sumamente importante.

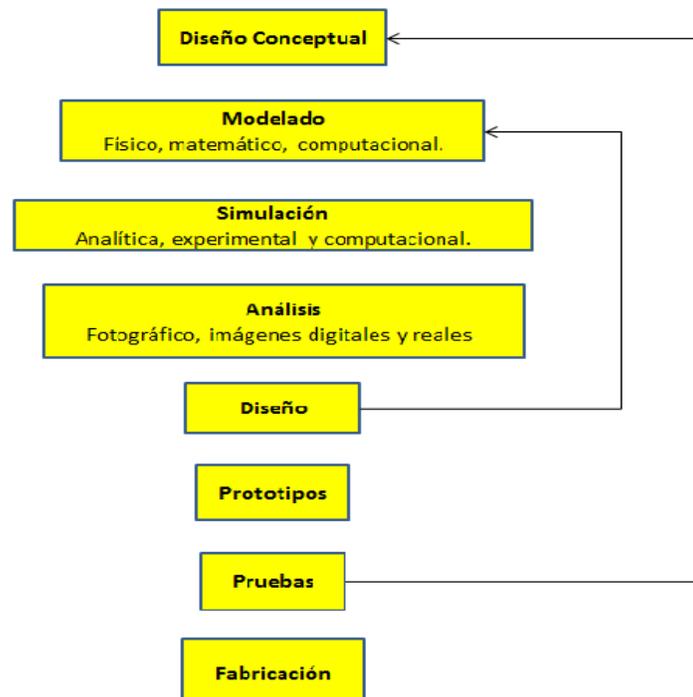


Figura 40. Esquema de un proceso de diseño en ingeniería.

2.13.1 Etapas Básicas en la Utilización del Método de Elementos Finitos

De acuerdo a Zeferino, A. (2011), independientemente de la naturaleza física del problema, el análisis del mismo mediante el MEF sigue los siguientes pasos:

1.- Definición del problema y su dominio

El análisis de un problema dado vía el MEF, tiene implícito 3 tipos de aproximación. La primera se relaciona con la definición del dominio (física y geométrica) del problema, las otras dos están asociadas a la discretización de las ecuaciones gobernantes, y a los algoritmos empleados en la solución del sistema de ecuaciones algebraicas simultáneas resultante.

La definición geométrica del dominio, requiere del establecimiento de ejes coordenadas globales en referencia a los cuales se describen las coordenadas de ciertos puntos (nodos), los cuales, a su vez, definen las ecuaciones de las líneas, superficies y/o volumen de los elementos. Por otro lado, muchas veces el dominio entero está constituido de subdominios, como el caso de problemas de interacción. Las condiciones de interfaz entre subdominios deben ser definidas, también, a priori de la discretización.

2.- Discretización del dominio.

Puesto que usualmente el problema está definido sobre un dominio continuo, las ecuaciones gobernantes de un problema, con excepción de las condiciones de contorno, son válidas tanto en todo el dominio como en cualquier parte de él. Esto permite idealizar el dominio a través de regiones de tamaño finito (elementos), interconectados de diferente forma y tamaño, tal como se muestra en la figura. Esta forma de discretización introduce ciertas aproximaciones. Sin embargo, colocando un número suficiente de elementos (o elementos de orden superior), se podrá reproducir el dominio tan aproximadamente cuanto queramos.

Aun cuando es cierto que, en general, reduciendo el tamaño de los elementos se obtienen mejores resultados, también es cierto que un refinamiento excesivo conduce a grandes sistemas de ecuaciones, lo cual puede tornarse impráctico desde el punto de vista computacional.

3.- Identificación de la(s) variable(s) de estado.

Hasta el momento no se ha hecho referencia a la naturaleza física del problema ya que las etapas anteriores son comunes a cualquier tipo de problema, ya sea de transferencia de calor, de la mecánica de fluidos, de la mecánica de los sólidos, etc. A continuación se establecen las variables de estado del problema en particular, estas se relacionan entre sí a través de las ecuaciones constitutivas, las cuales representan una expresión matemática de una ley física en particular.

4.- Formulación del problema.

Frecuentemente, un problema físico está formulado a través de un conjunto de ecuaciones diferenciales con sus correspondientes condiciones de contorno, o mediante una ecuación integral (un funcional) sujeto a un requerimiento estacionario (máximo o mínimo). En el primer caso se dice que el problema físico está referido a su forma diferencial y en el segundo, a su forma variacional. En ambos casos se llega al mismo resultado.

5.- Establecimiento de los sistemas de referencia.

Además de los ejes globales de referencia del sistema completo, existen dos importantes razones para seleccionar, adicionalmente, un sistema de referencia local para los elementos: la facilidad con la que se construyen las llamadas funciones de forma de los elementos y la facilidad con la que se integra en el interior de los mismos, con respecto al sistema local de cada elemento en particular. Sin embargo, puesto que los elementos se ensamblan en el sistema global de referencia, este paso introduce una transformación de coordenadas.

A pesar de que todos los cálculos en el MEF se pueden realizar directamente en el sistema global, este procedimiento es muy complicado para cualquier problema de interés práctico y, puesto que la transformación de coordenadas entre cualesquiera de los dos sistemas coordenados está bien definida y es una operación matemáticamente sencilla, se deben deducir las ecuaciones de los elementos con relación a sus sistema local de referencia.

6.- Construcción de las funciones de aproximación de los elementos.

Una vez que se han seleccionado el sistema de coordenada local y las(s) variable(s) de estado, éstas pueden ser aproximadas de diferentes formas. En el MEF, la aproximación tanto del dominio del problema como de las variables involucradas en el mismo, se realiza mediante funciones algebraicas. En este punto se debe decidir si la aproximación física (variable(s) de estado) y la aproximación geométrica (forma del elemento), tendrán el mismo orden, o si por el contrario dará preferencia a una sobre la otra en todo el dominio, o en alguna parte del mismo.

7.- Determinación de las ecuaciones a nivel de cada elemento.

A esta altura el modelaje del problema, entendiéndose la formulación y discretización del dominio con los elementos de forma y funciones deseadas, se ha completado. Usando algún modelo matemático (método de residuos pesados, trabajo virtual, métodos de energía, etc.) se debe establecer, a continuación, sobre cada elemento, las ecuaciones discretas del problema continuo. Este paso involucra la determinación de la llamada matriz de rigidez de cada elemento con respecto a su sistema local de referencia. Esta matriz relaciona, por ejemplo, en el caso de un problema de mecánica de sólidos, los desplazamientos nodales con las fuerzas nodales o, en el caso de un problema de conducción de calor, la temperatura con el flujo de calor. Este paso involucra la consideración de las ecuaciones constitutivas y, generalmente, el uso de la integración numérica.

8.- Transformación de coordenadas.

Una vez determinadas las matrices de rigidez de todos los elementos que conforman la discretización del dominio del problema, y antes de proceder al ensamblaje de todas estas matrices, para así obtener el comportamiento de todo el sistema, es necesario realizar la transformación de coordenadas, que permita transformar las matrices de rigidez de los elementos, desde sus respectivos ejes coordenados locales al sistema global de referencia.

9.- Ensamblaje de las ecuaciones de los elementos.

El ensamblaje de las matrices de las ecuaciones de los elementos, se realiza de acuerdo con la configuración topológica de los mismos, después de que estas han sido transformadas al sistema global de referencia. Dicha configuración se obtiene a través del establecimiento de una relación entre la numeración local de los nodos de los elementos, y la numeración global de los mismos. El ensamblaje se efectúa considerando únicamente los nodos de las interfaces, los cuales son comunes a los elementos adyacentes. La matriz resultante se denomina matriz global del sistema.

10.- Introducción a las condiciones de contorno

En este paso se introducen las condiciones de contorno en la matriz global del sistema, con lo cual esta matriz se podrá reducir o condensar a su forma final, aun cuando en algunos casos se prefiere, para no añadir nuevos algoritmos a la solución del problema, dejar el sistema global con su tamaño inicial. Existen algunos algoritmos más refinados que permiten introducir las condiciones de contorno durante el ensamblaje, con lo cual se reduce tanto el tiempo de

ejecución como la memoria requerida, pero dichos algoritmos requieren una programación muy diestra.

Los valores conocidos de la función (o el de sus derivadas) en los contornos, son las llamadas condiciones de contorno esenciales. Usualmente, estos valores son cero o constantes (equivalente a especificar los desplazamientos, las velocidades, la temperatura, etc., en los nodos), o como una función de la carga (en el caso de soportes elásticos que aparecen en algunos problemas de la mecánica de los sólidos).

11.- Solución del sistema de ecuaciones resultante.

Independientemente de la naturaleza del problema, el paso final en la solución de un problema mediante el MEF, lo constituye la resolución del sistema de ecuaciones simultáneas resultante. Debido a la naturaleza determinística del MEF, los procedimientos de solución de dichos sistemas se pueden clasificar en dos grupos: (a) los métodos directos, tales como los métodos de Gauss y de factorización de Cholesky, los cuales son los más utilizados para sistemas de ecuaciones pequeños o moderados y (b) los métodos iterativos, tales como los métodos de Gauss-Seidel y el de Jacobi, los cuales a su vez, son más apropiados para sistemas de grandes órdenes. En estos métodos, el tiempo de solución es considerablemente menor que en los métodos directos. Sin embargo, no son adecuados en problemas con múltiples sistemas de cargas, como los que frecuentemente se encuentran en la mecánica de sólidos. Cuando el sistema de ecuaciones es no-lineal, los procedimientos de solución más utilizados son el método de Picard, el método de Newton-Raphson y variaciones del método de Newton (Broyden, quasi-Newton, etc.).

12.- Interpretación de los resultados.

Con la resolución del sistema de ecuaciones se obtienen los valores aproximado de la(s) variables en los puntos discretos (nodos) del dominio. Generalmente, estos valores son interpretados y usados en el cálculo de otras cantidades físicas, tales como los esfuerzos, deformaciones, el flujo de calor, etc., en todo el dominio, o en ciertas partes del mismo. Estos cálculos posteriores se conocen con el nombre de pos-procesamiento.

La comparación de los resultados obtenidos con la evidencia experimental u otros resultados numéricos es, tal vez, una de las tareas más importantes del MEF, ya que debe darse respuesta a las siguientes preguntas: ¿Cuán buenos son los resultados? ¿Qué hacer con ellos? La respuesta a la primera requiere de la estimación del error y la segunda involucra la naturaleza física del problema. Las respuestas a estas preguntas permitirán decidir si el análisis ha llegado a su fin, o si por el contrario, se requiere la repetición de algunos de los pasos descritos. En algunos casos, el nuevo análisis comienza desde el primer paso (redefinición del problema con nuevos parámetros físicos, nueva discretización con diferentes tipos y formas de elementos, etc.). Sin embargo, en la práctica, para la mayoría de los problemas, se obtienen resultados confiables comparando diferentes análisis (basados en diferentes discretizaciones), del mismo problema. Los procesos adaptivos y la geometría automática de mallas permiten, automáticamente, incrementar la exactitud de un problema dado, una vez estimado el error del análisis inicial.

Un análisis usando el MEF requiere de la disponibilidad de un programa de computación especializado en estos análisis, así como de computadores con gran velocidad de procesador y gran capacidad de memoria. (Sastoque, 2003)

Si bien estos doce puntos completan los pasos necesarios para el análisis del MEF, actualmente existen numerosos programas de elementos finitos en el mercado, entre los que resaltan: ANSYS, PATRAN, ABAQUS, etc., que pueden resolver un rango de problemas en ingeniería (Sastoque, 2003), y engloban todos estos pasos en 3 fases principales:

- a) Preprocesador.
- b) Procesador.
- c) Postprocesador.

FASE A: Preprocesador.

Acá el usuario crea o importa la geometría de un programa CAD, como AUTOCAD, SOLIDWORKS o INVENTOR. Se dibuja la geometría de interés, ya sea en tres dimensiones, dos dimensiones o unidimensional buscando simplificar lo más posible para los efectos de cálculo. Luego de tener la geometría, se procede al mallado eligiendo el tipo de elemento a convenir por el usuario.

- Elementos Unidimensionales: aptos para modelar geometrías, donde una dimensión, la longitud, es muy grande comparada con las otras dos. Ejemplos: torres de transmisión, puentes, tuberías, celosías. Dentro de esta categoría podemos incluir también los elementos shell aximétricos para discretizar láminas y recipientes a presión de pequeño espesor y simetría axial.

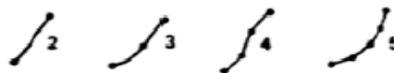


Figura 41. Elementos unidimensionales.

- Elementos Bidimensionales y Shells: aptos para modelar sólidos planos 2D de pequeño espesor, sólidos de revolución (cuerpos 3D de gran espesor con simetría axial) y elementos 3D tipo placas, membranas/láminas y composites. Pueden ser lineales (lados rectos) o cuadráticos y cúbicos de alto orden (lados curvos).

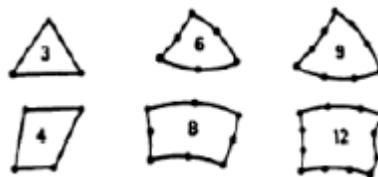


Figura 42. Elementos bidimensionales.

- Elementos Tridimensionales: aptos para discretizar estructuras sólidas que no pueden mallarse mediante otros elementos más simples. Implican un gran esfuerzo computacional y de preparación de malla, aunque el análisis puede predecir el comportamiento de estructuras con más precisión que un análisis 2-D equivalente. Las

formas más comunes para los elementos 3D son tetraedros (especialmente indicados en mallado automático) de 4 a 10 nodos, pentaedros de 6 a 15 nodos y exaedros de 8 a 20 nodos.

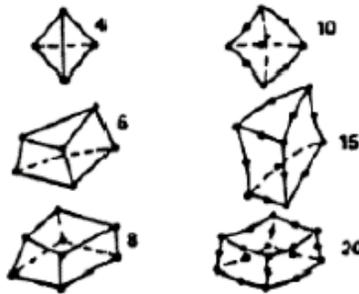


Figura 43. Elementos tridimensionales.

Posteriormente se especifica el material y propiedades de cada elemento que componen el modelo a analizar. Los tipos de materiales más utilizados van desde los heterogéneos a los homogéneos, las propiedades del material pueden variar dependiendo de la dirección (materiales anisotrópicos). Los programas de MEF, como ANSYS, presentan al usuario una biblioteca básica de materiales que pueden ser utilizados en la solución de problemas, así como permiten al usuario añadir nuevos materiales siempre y cuando se conozcan las propiedades del mismo.

Finalmente, se aplican las condiciones de contorno o restricciones de movimiento, así como las cargas que actúan sobre la geometría, según corresponda.

FASE B: Procesador.

El programa de elementos finitos lee los datos del archivo de entrada, realiza ciertos chequeos de esa información a fin de detectar errores o incongruencias, y si no hay errores se realiza el análisis y se produce un archivo de resultados. Esta fase es completamente transparente para el usuario, ya que no tiene acceso a ella. Esta fase comprende los pasos del 5 al 11.

FASE C: Post Procesador.

En esta fase se recogen los resultados generados por el módulo de cálculo, los elabora y representa gráficamente permitiendo el análisis del comportamiento del modelo. Las formas típicas de representar gráficamente resultados en pantalla es mediante contornos en color, deformadas, animación, vectores, listados de puntos máximos y mínimos, entre otros.

2.14 Sellos.

De acuerdo al texto “Parker O-Ring Handbook” (2007), un sello es un elemento, hecho de algún elastómero resistente a la abrasión, temperatura, presión y ataques químicos, que se utiliza en distintas piezas o máquinas y cuya función es la de prevenir la pérdida o derrame de un fluido o gas en un determinado sistema.

Los elastómeros comúnmente empleados en la fabricación de sellos son:

- Monómero de etileno propileno dieno (EPDM)
- Nitrilo (NBR, por ejemplo Perbunan®)
- Fluorocarbon (FPM, por ejemplo Viton®)
- Perfluorocarbon (FFKM, por ejemplo Kalrez®)

En general, los sellos se clasifican dependiendo del comportamiento al que van a estar sometidos, ya sea en una aplicación estática o dinámica.

El sello estático, se utiliza para mantener la unión de dos piezas en el que las juntas se encuentran bajo cargas de compresión constantes y la unión se ve afectada por el tipo de fluido que se retiene y por los cambios de presión y temperatura. Por su parte, en aquellas secciones por donde pasan los ejes de las maquinas que cumplen la función de transmitir movimiento y por las cuales se quiere evitar el derrame de algún fluido de trabajo, se utilizan sellos dinámicos, tal es el caso por ejemplo de los pistones.

Los sellos tipo O-Ring, son el tipo de sello más conocido por su facilidad de uso y por adaptarse tanto a sellados dinámicos como estáticos. Estos sellos son anillos de sección circular y han sido utilizados en diversas aplicaciones que implican condiciones de alta presión. Sin embargo es necesario recordar, que la calidad de sellado será altamente dependiente del tipo de material que se utilice para la fabricación del sello.

Capítulo III

Marco Metodológico

3.1 Proceso de Diseño.

Todo diseño surge como una necesidad, y nuestro caso no es la excepción. En la industria petrolera los análisis PVT y las pruebas experimentales de desplazamiento definen el comportamiento de un yacimiento, lo que permite su correcta explotación y gerencia. La falta de equipos apropiados para crudos pesados, el comportamiento espumante del petróleo proveniente de la FPO y la necesidad de realizar estos estudios para observar la interacción roca fluido, es lo que motivó el diseño de la celda visual de desplazamiento para CP y XP.

Ahora bien, para realizar un diseño es necesario seguir una metodología con cierto orden y disciplina, sin restringir el proceso creativo; de esta manera se podrá obtener la solución más favorable del problema planteado. (Milani, 1997)

El proceso de “Diseño de una Celda Visual de Desplazamiento para Crudos Pesados y Extrapesados” se dividió en 5 fases:

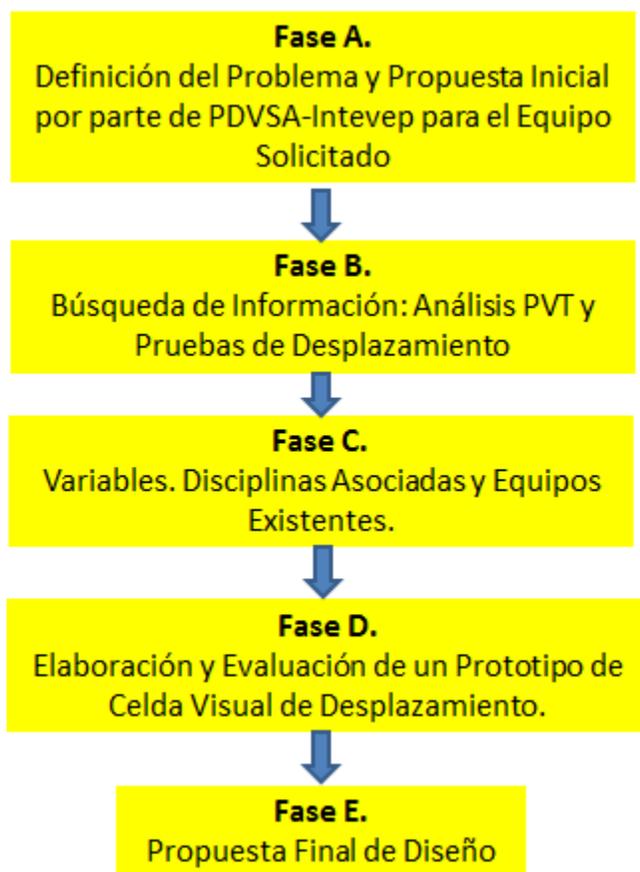


Figura 44. Fases del diseño para la celda visual de desplazamiento para CP y XP.

3.2 Método de Diseño

3.2.1 Fase A. Definición del Problema y Propuesta Inicial por parte de PDVSA-Intevep para el Equipo Solicitado.

3.2.1.1 Definición del Problema.

Los equipos PVT y de desplazamiento para crudos pesados y extra pesados son escasos en el mercado internacional (USA, Canadá, Francia), ya que este tipo de hidrocarburos se encuentran en muy pocos países y su extracción, transporte y refinación es por demás compleja y costosa.

Los estudios de PVT y de desplazamiento se realizan en equipos diferentes. Los equipos existentes no se adaptan a las características del crudo venezolano, el objetivo es desarrollar un equipo que permita realizar pruebas de desplazamiento y ciertas pruebas PVT, soportando las características de nuestro crudo.

Además, se requiere que la celda posea un cuerpo transparente a través del cual se pueda observar y registrar la interacción entre los fluidos (crudo, gas y agua) y el medio poroso.

3.2.1.2 Propuesta Inicial por parte de PDVSA-Intevep para el Equipo Solicitado.

El desarrollo del presente trabajo especial de grado está asociado a un proyecto que se realiza en PDVSA-INTEVEP. El responsable de este proyecto es el Ing. Arturo Borges, quien cuenta con una amplia experiencia en el área de PVT, y con el cual pudimos intercambiar ideas partiendo de nuestros conocimientos como estudiantes de Ingeniería Mecánica. El ingeniero Borges, nos presentó su propuesta inicial para la celda visual de desplazamiento y con base en ella, fuimos desarrollando un modelo propio que cumpliera con todas las condiciones exigidas.

En las figuras 45 y 46, se muestra el modelo de la celda visual de desplazamiento que se tiene preconcebido en INTEVEP y lo que sería el montaje del sistema con todos los elementos que lo componen.

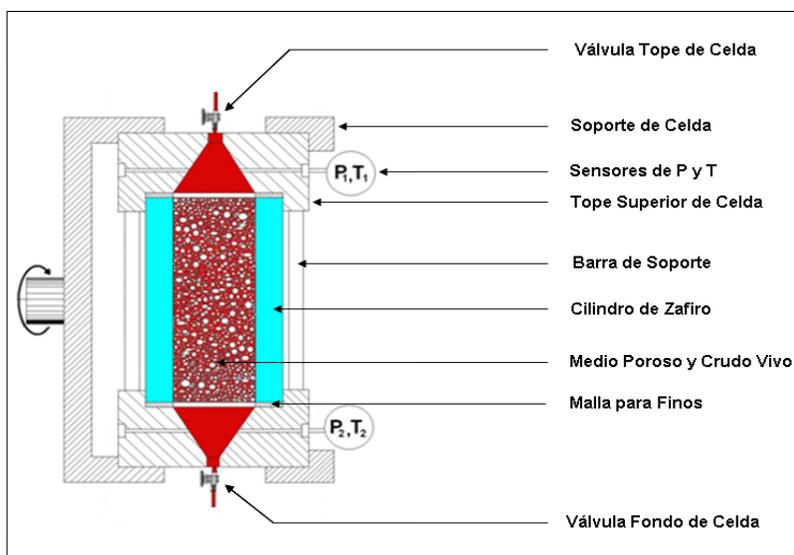


Figura 45. Celda visual de desplazamiento. Propuesta inicial.

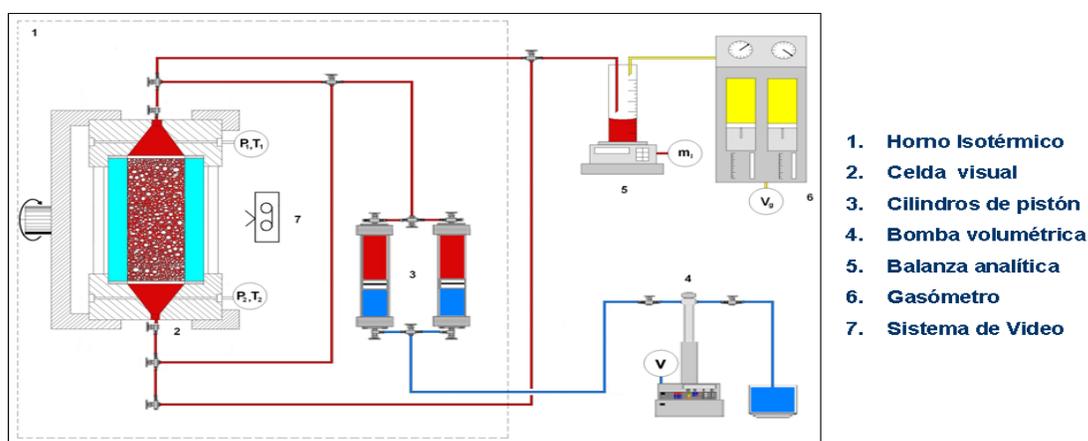


Figura 46. Equipos necesarios para trabajar con la celda visual de desplazamiento propuesta.

El sistema cuenta con una bomba volumétrica que maneja presiones de hasta 3000 psi para presurizar el sistema, dos cilindros tipo pistón que se llenarán de crudo y con los cuales se saturará el medio poroso dentro de la celda, un horno que contendrá tanto a la celda como a los cilindros para mantener la temperatura de yacimiento, una balanza analítica así como un gasómetro utilizados para realizar las pruebas PVT y finalmente, una cámara conectada a un computador que permitirá registrar las imágenes de lo que sucede dentro del cilindro transparente de la celda, a medida que se efectúan los análisis.

En el caso de las pruebas de desplazamiento, conocidos los conceptos de porosidad, permeabilidad, difusión, dispersión e inyección de solventes explicados en el capítulo 2, los cilindros podrán contener, además de crudo, agua de formación o algún solvente para saturar o limpiar el medio poroso y si se conocen las propiedades del núcleo que va dentro de la celda (su

masa, volumen, entre otras.), se puede establecer un flujo constante con ayuda de la bomba para efectuar estas pruebas y así determinar, entre otras cosas, el factor de recobro de un yacimiento, o bien el ritmo de extracción de un pozo.

Para las pruebas PVT de Expansión a Composición Constante, generalmente, se utilizan celdas con pistones internos que se van moviendo a medida que se introduce el crudo y modifican la presión hasta llegar a un estado bifásico a través de su expansión. En el diagrama que se presenta en la Figura 43 es con la ayuda de la bomba que se establecen las diferentes presiones.

Por otro lado, en la prueba de expansión a composición constante se obtiene una mezcla bifásica de fluido y generalmente se realiza primero que la prueba de liberación flash, en la que se requiere una mezcla de fluido homogéneo. Una de las ventajas de esta celda, es que podrá rotar 180 grados, lo que facilita las pruebas de liberación flash debido a que la rotación permite homogenizar la muestra que se encuentra en estado bifásico producto de la expansión.

3.2.2 Fase B. Búsqueda de información: Análisis PVT, Pruebas de Desplazamiento.

Esta fase comprende realizar una extensa revisión bibliográfica sobre los procesos involucrados, para establecer las variables que intervienen en el diseño del equipo.

El objetivo es diseñar una celda que cumpla con dos funciones: análisis PVT y pruebas de desplazamiento. En el capítulo 2 se explicaron detalladamente cada uno de estos estudios y a continuación se presentan las variables más importantes de cada uno de ellos:

- Pruebas PVT:

Para la realización de los estudios PVT es necesario tener una muestra representativa del fluido, por lo que se requiere obtenerla al inicio de la producción, de manera que este a condiciones de temperatura y presión inicial del yacimiento.

Es por esta razón que la celda debe soportar presiones y temperaturas iguales a las del yacimiento. Otra de las variables presentes es el cambio de fase líquido-gas que ocurre a medida que se efectúan los análisis, y se requiere observar dicho cambio en presencia del medio poroso. El volumen interno de la celda es también un factor importante en el diseño, ya que en este caso, al estar presente un medio poroso, el fluido que se analiza debe estar en cantidad suficiente para poder realizar los estudios pertinentes, aunado al hecho de que al trabajar con crudos pesados y extrapesados la relación gas petróleo en ellos es relativamente baja y si la cantidad de fluido es insuficiente, pueden presentarse problemas en las pruebas de liberación flash.

- Pruebas de Desplazamiento:

Las pruebas de desplazamiento se realizan para evaluar las características petrofísicas de un yacimiento. Con ellas se pueden determinar la permeabilidad, porosidad, difusión, dispersión y el factor de recobro de un yacimiento, trabajando con los medios porosos característicos del mismo, bien sean núcleos consolidados o arenas no consolidadas.

Al efectuar este tipo de pruebas se debe garantizar que el flujo inyectado a través de la celda sea uniforme a lo largo de la cara del núcleo y éste debe mantenerse inmóvil; si ello no ocurre el fluido puede desplazarse por canales preferenciales del medio poroso o bien, puede que exista un reacondo de la arena perjudicando de esta manera la confiabilidad de los resultados obtenidos.

Al trabajar con crudos pesados y extrapesados, solventes o bien productos químicos se requiere de un material resistente a la corrosión, que a su vez soporte altas presiones y temperatura. Se debe tener presente que el cuerpo de la celda debe ser transparente para poder observar la interacción roca fluido.

3.2.3 Fase C. Variables, Disciplinas Asociadas y Equipos Existentes.

3.2.3.1 Variables Asociadas al Problema.

En base a la información obtenida de la bibliografía consultada, se elaboró el marco teórico reseñado en el Capítulo 2, que permitió tener un conocimiento amplio de las pruebas que se realizaran en la celda visual de desplazamiento para CP y XP. Además el estudio de diseños anteriores y modelos de equipos existentes en el mercado y los presentes en las instalaciones de PDVSA-Intevep, sirvieron de orientación para determinar las variables que inciden en el proceso de diseño.

En todo problema existen variables asociadas a este, cada una requiere un análisis por separado y la búsqueda de soluciones individuales, para posteriormente integrarlas en la propuesta final de diseño.

Entre las variables a considerar en el diseño de la celda visual de desplazamiento para CP y XP están:

- **Presión:** El análisis PVT requiere que el fluido de estudio se encuentre a presión de yacimiento, mientras que en las pruebas de desplazamiento se debe confinar el núcleo para evitar canales preferenciales o movimiento de la arena. Además, el fluido que se inyecta en este tipo de pruebas por lo general es a caudal constante, lo que puede crear un diferencial de presión entre la entrada y salida de la celda. En vista de que el equipo debe funcionar para ambas pruebas, se requiere que la misma sea capaz de soportar altas presiones, por lo que esta es una de las variables relevantes que se deben considerar en el proceso de diseño.
- **Temperatura:** Las pruebas PVT requieren que el fluido se encuentre a temperatura de yacimiento, mientras que en las pruebas de desplazamiento el crudo se somete a un calentamiento que le permita fluir de manera uniforme a través del núcleo. Esto es particularmente importante cuando si se trabaja con CP y XP, que por poseer una alta viscosidad requieren de un aumento considerable de su temperatura para disminuirla. Por estas razones esta variable es otro de los criterios a considerar en el proceso de diseño.

- **Corrosión:** se conoce que tanto los CP como los XP son corrosivos pues presentan H₂S, CO y CO₂ en su composición. Debido a esta característica, todo equipo que se diseñe para trabajar con estos fluidos debe ser capaz de soportar la corrosión. Esta variable debe ser considerada desde el punto de vista de la durabilidad del equipo, ya que no se presenta sino después de un tiempo de servicio. La corrosión puede ser un factor a considerar ya que afecta la vida útil y aumentaría los costos de operación debido al remplazo constante de piezas.
- **Fatiga:** es un factor a considerar desde el punto de vista de la durabilidad del equipo, ya que la celda es sometida a cargas cíclicas, periodos donde los elementos que la conforman son sometidos a esfuerzos generados por las presiones internas en el equipo durante la prueba y al finalizar la misma se detienen.
- **Volumen:** El volumen es una variable importante para garantizar que la prueba sea representativa y que los resultados obtenidos sean cercanos a los reales. Un volumen mayor contendrá mayor cantidad de medio poroso y fluido, lo que garantiza una representación más exacta del comportamiento de la muestra en el yacimiento.
- **Factibilidad:** Uno de los factores que componen este trabajo especial de grado es la factibilidad del diseño. En cualquier diseño sea un elemento mecánico, pieza, mecanismos o equipos se está sujeto a la factibilidad. Esta se entiende cómo la posibilidad de fabricación, el costo de construcción y la disponibilidad de los materiales. Para que nuestro diseño sea factible se deben considerar los siguientes criterios:
 - *Disponibilidad del material:* se debe tomar en cuenta la existencia, si el material se puede conseguir en territorio nacional o si es necesario importarlo.
 - *Posibilidad de fabricación:* una vez conocida la disponibilidad del material, se requiere saber si se poseen los recursos tecnológicos que permitan la fabricación de las piezas a utilizar en el diseño.
 - *Costo de construcción:* Se toma en cuenta el valor de la materia prima y los procesos que permiten convertir esa materia prima en las piezas finales que componen el diseño. Estos procesos comprenden: torneado, soldadura, fresado, taladrado, entre otros.

3.2.3.2 Disciplinas Asociadas al Problema.

El diseño de la celda visual de desplazamiento para CP y XP involucra muchas de las disciplinas estudiadas a lo largo de la carrera de ingeniería mecánica, las cuales permiten facilitar el proceso de diseño del equipo. Entre ellas se encuentran:

1. **Mecánica de sólidos:** Estudia el comportamiento de los cuerpos sólidos ante las cargas aplicadas sobre estos. Se debe tomar en cuenta en el análisis, las variables tales como: presión, temperatura y fatiga, ya que todas estas generan cargas en puntos específicos de los elementos que conforman el diseño, así como deformaciones producidas por los cambios de temperatura a los cuales será sometido.

Estudios de recipientes a presión: Para el diseño de un recipiente a presión se combinan los resultados de estudios estáticos, en los que se evalúan las cargas máximas en un punto determinado del tiempo, y estudios dinámicos en los que se considera una variación de la carga a través del tiempo.

- 2. Selección de materiales:** Una vez conocidos los requisitos y las condiciones de servicio a las cuales será sometida la celda, es necesario realizar una investigación y selección de los materiales que estén en capacidad de cumplir con los mismos. Existen variables específicas donde la selección de materiales cumple un papel importante, en nuestro caso la temperatura, la presión y la corrosión repercuten en el criterio para la selección de los materiales del equipo. La correcta selección de los mismos permite un equilibrio entre costos, vida útil y tiempo de construcción lo que se traduce en un diseño factible.
- 3. Manejo de herramientas CAD:** El proceso de diseño requiere la elaboración de varios modelos con diversas geometrías, para luego realizar un proceso de selección y descarte. Mediante el uso de herramientas CAD se facilita este proceso ya que el tiempo de elaboración de las geometrías se reduce, debido a que estas herramientas permiten una rápida modificación de los elementos y una representación visual tanto de las piezas individuales como del conjunto.
- 4. Programas de elementos finitos:** Los programas de elementos finitos son una herramienta utilizada en el diseño para ingeniería. En el presente trabajo se utiliza para la simulación de cargas y fuerzas a las cuales será sometida la celda, así como la validación de los resultados obtenidos de forma analítica.

Además de las disciplinas estudiadas a lo largo de la carrera de ingeniería mecánica, se requiere del conocimiento de los estudios PVT y de las pruebas de desplazamiento, así como de los equipos que se utilizan para estos análisis. En estas áreas se cuenta con el asesoramiento y orientación de distintos trabajadores de PDVSA-INTEVEP.

3.2.3.3 Revisión de los equipos para Pruebas PVT y Desplazamiento.

En el mercado se ofrecen diversos equipos para análisis PVT, de ellos muy pocos trabajan con CP y XP y no se ajustan a las características del crudo venezolano. Por otro lado, en el caso de los equipos para pruebas de desplazamiento, muchos de ellos son capaces de manejar CP y XP pero en su mayoría son celdas de acero que no permiten la observación del movimiento del fluido a través del medio poroso.

Para dar inicio al proceso de diseño, la revisión bibliográfica y búsqueda de antecedentes se realizan en forma concomitante con el manejo de los equipos para PVT y desplazamiento existentes en los laboratorios de PDVSA-Intevep. La comprensión cabal de su funcionamiento, los errores que arrojen y las críticas y sugerencias de los trabajadores que los operan, contribuyen a establecer criterios para la elaboración del modelo final.

3.2.3.3.1 Pruebas de Desplazamiento: Celdas Triaxiales.

En el área de desplazamiento, se trabajó con los Simuladores Físicos de Yacimiento, conocidas como celdas triaxiales. Las mismas fueron desarrolladas por PDVSA-INTEVEP en el año 1990 y están hechas de acero 316. Dichas celdas, poseen un cuerpo cilíndrico capaz de alojar un núcleo (arenas consolidadas o no consolidadas), dos tapas, dos topes acanalados, uno fijo y otro móvil, que se colocan en contacto directo con el núcleo. Estas celdas trabajan con crudos pesados y extrapesados, obteniendo muy buenos resultados; sin embargo, como se aprecia en la Figura 44, son cilindros de acero que no permiten observar la interacción roca fluido.



Figura 47. Celda triaxial.

La asesoría del T.S.U. Javier Espinoza con más de 25 años de experiencia en el área de análisis de desplazamiento de CP y XP en PDVSA-Intevep, fue de gran utilidad para poder comprender el funcionamiento de las celdas triaxiales.

3.2.3.3.1.1 Ensamblaje de una Celda Triaxial, para una Prueba con un Núcleo Consolidado.

Se le llama tapa fija a la que va directamente conectada al cuerpo de la celda en uno de sus extremos, mientras que la tapa móvil recibe este nombre ya que se coloca sobre el núcleo y no en el otro extremo de la celda; como la longitud del núcleo puede variar, ello hace variar la posición de la misma.

A través de una tubería, que conecta con la tapa móvil y culmina al final de la celda, circula el flujo de fluido el cual previamente atraviesa el medio poroso. Esta tubería recibe el nombre de “tubería de pozo”.

El canal que posee la tapa fija también recibe el mismo nombre.

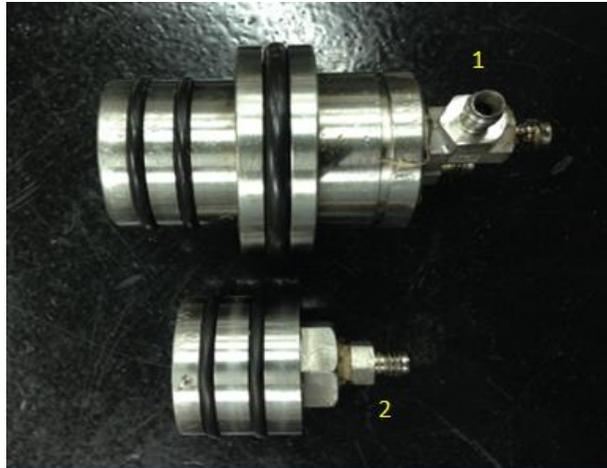


Figura 48. 1) Tapa fija. 2) Tapa móvil.



Figura 49. Caras que dan hacia el núcleo: 1) Tapa fija. 2) Tapa móvil.



Figura 50. 1) Tubería que conecta con la tapa móvil. 2) La tapa hueca sella con el cuerpo de la celda.

El cuerpo metálico de la celda tiene una longitud fija que suele ser de 30 cm y en su interior se alojan las tapas y el núcleo.

En primer lugar se mide el núcleo para saber que longitud de tubería se necesita para la tapa móvil, de manera que se garantice que esta entre en contacto con el núcleo, atraviese la tapa móvil y salga del cuerpo metálico de la celda.

Luego se utiliza una prensa para sujetar la tapa fija y sobre ella se coloca tanto el núcleo como la tapa móvil. Finalmente se coloca un termoencogible de teflón transparente, que cubra la tapa móvil y parte de la tapa fija, Figura 51.



Figura 51. Montaje de las tapas (A) y el termoencogible (B) sobre el núcleo (C).

Se procede a calentar el termoencogible con ayuda de un secador industrial, procurando que quede completamente adherido al núcleo y a la tapas, evitando burbujas de aire. Este proporciona, en primer lugar un sello que evitara la fuga y ayudara a los O-ring, y en segundo lugar, en caso de emplear arenas no consolidadas evita un desmoronamiento de la misma.



Figura 52. Termoencogible luego de ser calentado.

Se procede a colocar una manga de viton que proporciona un sello adicional para evitar que el agua que se utilizara para ejercer una presión de confinamiento al núcleo, este en contacto directo con el termoencogible. Este punto merece especial atención, ya que se han hecho pruebas sin la manga de viton y no se ha apreciado que el agua para la presión de confinamiento afecte al sello del termoencogible. Según el T.S.U Javier Espinoza “De 10 pruebas hechas sin manga de viton, 8 han sido efectivas, solo debe asegurarse que la presión de confinamiento sea mayor a la presión de pozo”. La presión de pozo se entenderá como la presión a la cual circula el fluido que se inyecta por la tapa fija hacia a la cara del núcleo.



Figura 53. Manga de viton y sujeción de la misma con alambres.

Posteriormente se colocan tres tapas huecas, dos de las cuales van enroscadas al cuerpo cilíndrico de la celda.

La primera de ellas va del lado de la tapa fija y para ajustarla, se coloca la celda en posición horizontal. Esta tapa hueca, cuando se enrosca al cuerpo de la celda, empuja a la tapa fija y evita que esta se salga. En la Figura 54, se observa un O-ring que corresponde a la tapa fija, el cual previene la fuga del agua utilizada para la presión de confinamiento en el interior de la celda.

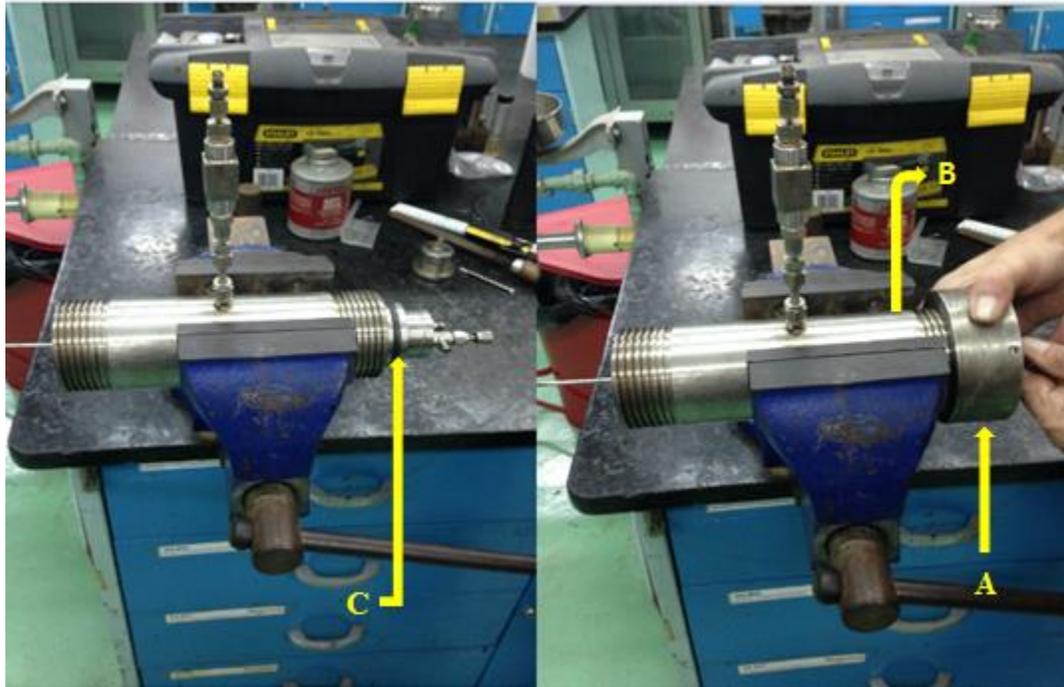


Figura 54. Tapa hueca (A) enroscada al cuerpo de la celda (B). El O-Ring de la tapa fija (C) sella dentro de la celda.

La segunda tapa hueca se coloca en el lado contrario, donde se puede apreciar la tubería que conecta con la tapa móvil y que sobresale del cilindro de acero. Para ajustar esta tapa hueca es necesario colocar la celda en posición vertical y sujetarla con la prensa tal como se observa en la Figura 55.

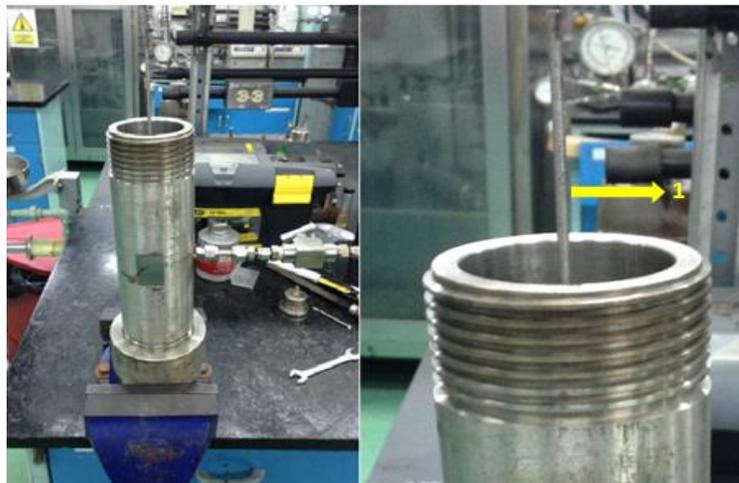


Figura 55. Disposición de la celda en posición vertical. Tubería de pozo (1).

Antes de colocar esta tapa, se vierte agua dentro del cilindro para que no quede aire en su interior; de lo contrario no será posible garantizar una presión de confinamiento uniforme por la existencia de burbujas de aire.

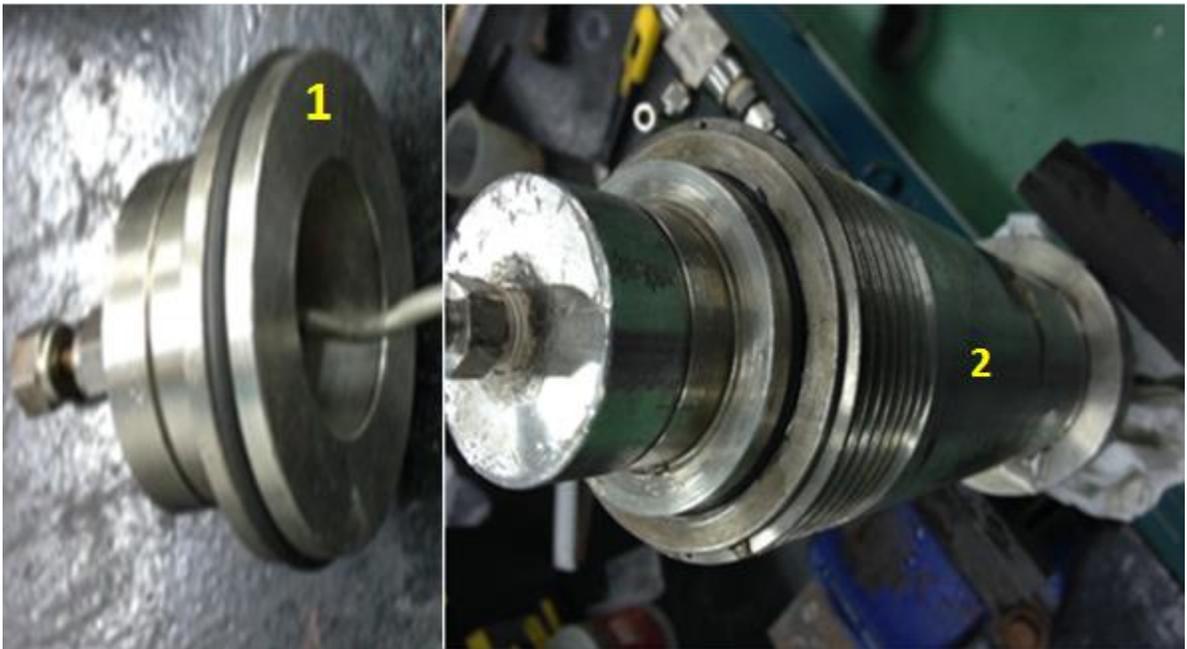


Figura 56. Montaje de la tapa hueca (1) a presión sobre el cuerpo de la celda (2).

Finalmente se coloca la última tapa que va enroscada a la celda, para asegurar ese lado del equipo.



Figura 57. Montaje de la última tapa hueca enroscada a la celda.

En este punto se tiene el inconveniente de que la tubería sale de la celda a través de un conector híbrido entre Swagelok y NPT, el cual fue perforado en taller mecánico y por donde puede fugar el agua para la presión de confinamiento. Figura 58.

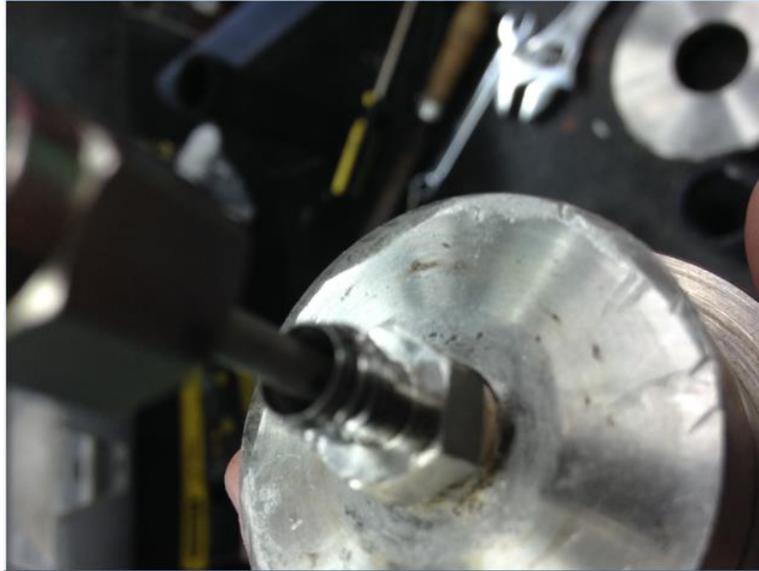


Figura 58. Espacio que queda entre la tubería y el conector.

Para sellar esta salida se utilizara una tuerca, cono y un anticono. En este punto es importante evitar el movimiento de la tubería, ya que esta va al tope móvil y un movimiento brusco puede descuadrar el sistema.



Figura 59. Montaje del cono, anticono y la tuerca

Finalmente tenemos la celda armada, solo falta comprobar que no halla fuga cuando se le inyecte el agua para la presión de confinamiento.

Conectamos la entrada que se encuentra en el medio del cuerpo metálico de la celda a una bomba, para inyectar agua a cierta presión. Inicialmente el agua se inyecta a 10 psi, luego 50, 100, 500 y así gradualmente hasta alcanzar los 1000 psi. Normalmente en las pruebas con crudo

pesado la presión de confinamiento esta entre los 800 y 1500 psi y la presión de pozo unos 300 o 400 psi por debajo. En este punto el sistema puede fugar por las siguientes razones:



Figura 60. Inyección de agua por la entrada (1), para simular la presión de confinamiento.

1. Si fuga por las roscas de las tapas puede que sea por una falla en los O-Ring que están en contacto directamente con el cuerpo de la celda.
2. Si fuga por la tubería de pozo, puede que exista una migración del agua por dentro del termoencogible y que al entrar en contacto con el núcleo se abra paso hacia la entrada o la salida de la celda.

3.2.3.3.2 Análisis PVT: Equipos en Laboratorios y Cilindro para Toma de Muestras en Pozo RUSKA.

En el área de PVT, tuvimos la oportunidad de asistir a los laboratorios de PDVSA-INTEVEP donde se efectúan estas pruebas. El primer equipo que se revisó fue el de la compañía RUSKA, data del año 1958 y a pesar de su antigüedad, aún está en funcionamiento. El mismo emplea mercurio para desplazar el crudo en las pruebas y se aprecia en las Figuras 61, 62 y 63.

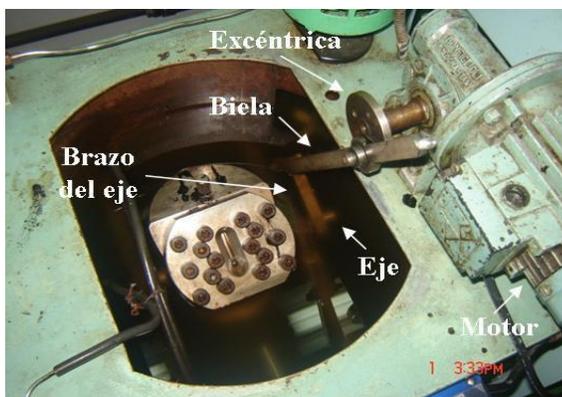


Figura 61. Componentes del equipo para PVT de la compañía RUSKA



Figura 62. Agitación de la celda.



Figura 63. Sistema completo.

El problema principal de este equipo es que el mercurio es un elemento tóxico y cancerígeno, por lo que representa un riesgo para los trabajadores que se exponen frecuentemente al mismo.

Por otra parte, se pudo revisar el equipo desarrollado por la compañía DB Robinson por encargo de PDVSA, que tiene la ventaja de ser libre de mercurio y manejar CP.



Figura 64. Equipo DB Robinson libre de mercurio.

En la Figura 64 se aprecia que el equipo posee un visor vertical (1). De acuerdo a lo expresado por el Ing. Arturo Borges, a través de esa ventanilla se puede observar la aparición de la primera burbuja de gas, o bien el momento en el que una mezcla monofásica de crudo alcanza el punto de burbuja, cuando se realizan las pruebas de descompresión a composición constante. Sin embargo, lo que se puede observar es bastante limitado debido al tamaño de la ventanilla siendo esta una de las razones que motiva el desarrollo de una celda completamente visual.

Finalmente, se tuvo la oportunidad de desarmar un cilindro para tomas de muestra en pozo de la compañía RUSKA.

El trabajo de grado titulado “Diseño de una celda de alta presión para realizar estudios PVT (Presión, Volumen, Temperatura) libre de mercurio” realizado por el Ing. Mauricio Sastoque de la Universidad Central de Venezuela sirvió de antecedente para el presente diseño, debido a que en él se analizó el cilindro para tomas de muestra de pozo de la compañía RUSKA y se determinó su factor de seguridad, que fue adoptado para el diseño del equipo, objeto del presente trabajo.



Figura 65. Cilindro para tomas de muestra en pozo de la compañía RUSKA.

Este equipo es un cilindro pistón y ésta disposición es común en los equipos para los análisis PVT. El considerar la geometría particular de sus tapas, (Figura 66), y la forma de lograr el sello en él (Figura 67), aportó nuevas ideas para la geometría del presente diseño, sumadas a aquellas que surgieron al revisar la celda triaxial en el área de desplazamiento.



Figura 66. Tapas del cilindro RUSKA.

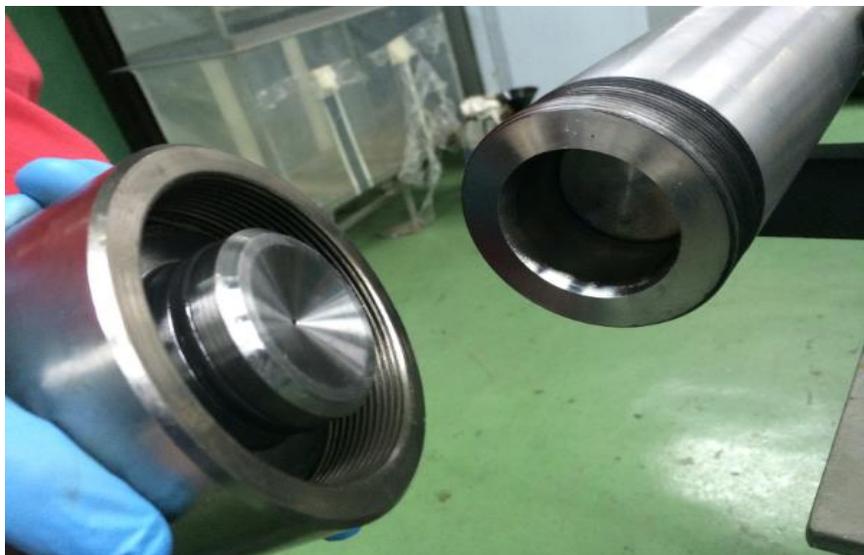


Figura 67. Sistema de sellado del cilindro RUSKA.

Las tapas del cilindro RUSKA, tienen un solo canal de entrada y se enroscan al cuerpo del cilindro. Sin embargo, para evitar la fuga del fluido que se maneja, las tapas solo utilizan un O-Ring por lo que su sello es similar al de las celdas triaxiales. Figura 67.

Luego de revisar distintos equipos de las dos áreas concernientes al diseño propuesto, se procedió a la elaboración de un primer modelo basado en las ideas del equipo de PDVSA-Intevep.

3.2.4 Fase D. Elaboración y Evaluación de un Prototipo de Celda Visual de Desplazamiento.

El objetivo del prototipo es evaluar una nueva geometría de las tapas, ventajas y desventajas que estas presentan, sistema de sellado, calidad de compactación del medio poroso, visualización de la saturación del medio poroso y la posible existencia de canales preferenciales durante el paso del fluido. Todas las ventajas y desventajas que se presenten servirán de base para obtener la geometría final de la celda visual de desplazamiento.

Hasta este punto, sólo se había recopilado información acerca de las distintas pruebas que involucran el diseño y de aquellos equipos disponibles tanto en los laboratorios de INTEVEP como en el mercado. A su vez se revisó la propuesta presentada por el Ing. Arturo Borges y fue en esta fase, en la que se procedió a realizar un primer prototipo de celda.

Para modelar la geometría del prototipo se utilizó el programa Autodesk Inventor, el cual es un software de modelado de sólidos en 3D, que permite una rápida modificación de la geometría, la dimensión y el material, en caso de ser necesario.

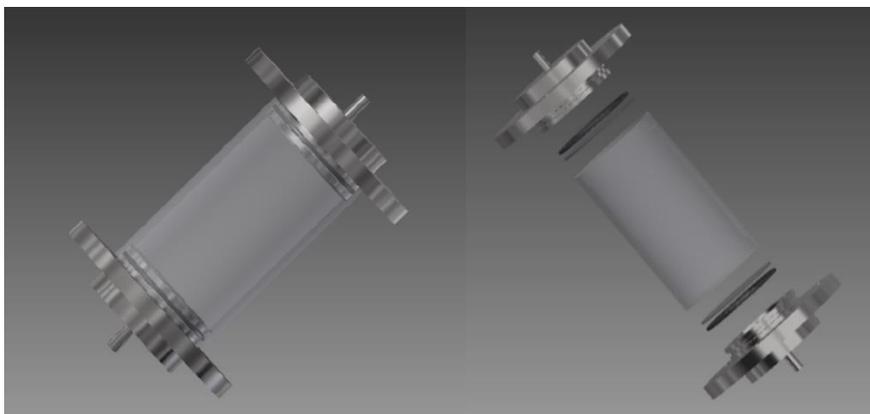


Figura 68. Prototipo de la celda visual de desplazamiento, elaborado en AUTODESK INVENTOR.

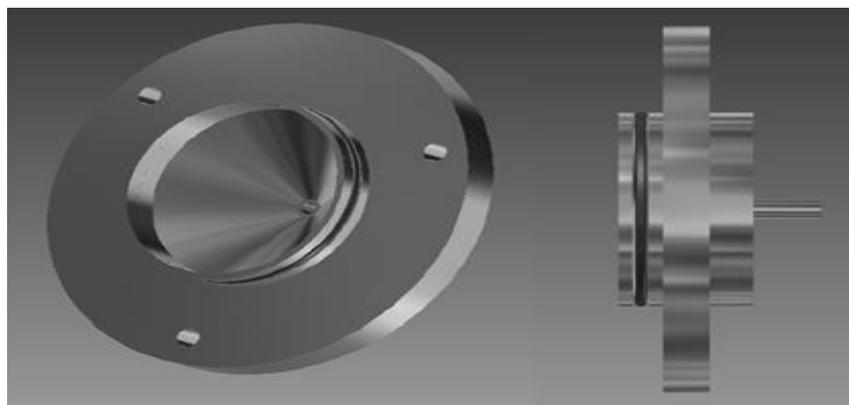


Figura 69. Tapas del prototipo en AUTODESK INVENTOR.

Los planos del prototipo se realizaron con ayuda del programa Autodesk Inventor y posteriormente fueron llevados al Taller Mecánico de PDVSA-Intevep, donde se revisaron y se procedió a la fabricación del mismo. En los anexos del presente trabajo se encuentran estos planos.

Se fabricaron tres celdas para efectuar tres pruebas con diferentes fluidos y arenas. En la Figura 70 se muestra la nueva geometría de las tapas, en la Figura 71 se observa el cuerpo de la celda, además de una chapa metálica agujereada que servirá de soporte a diferentes mallas metálicas, cuya función es retener la arena en el interior de la celda. Finalmente en la Figura 72, se muestra el prototipo de la celda armado.

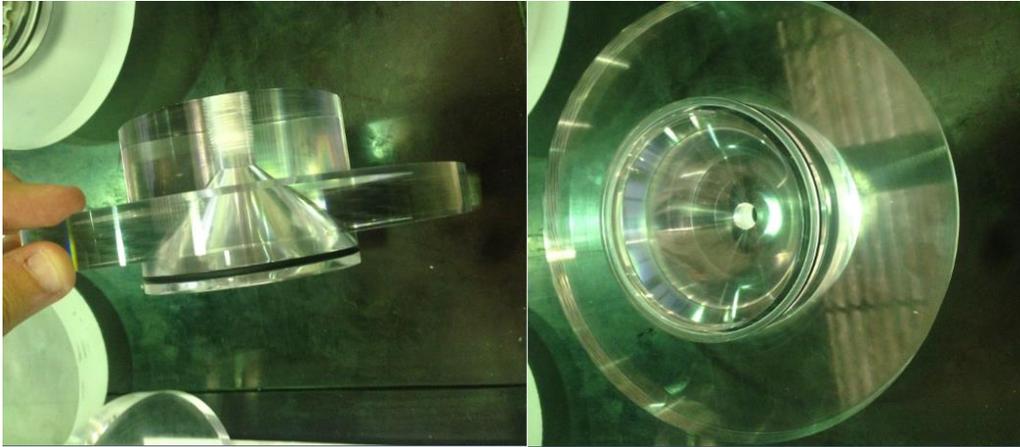


Figura 70. Tapas del prototipo.

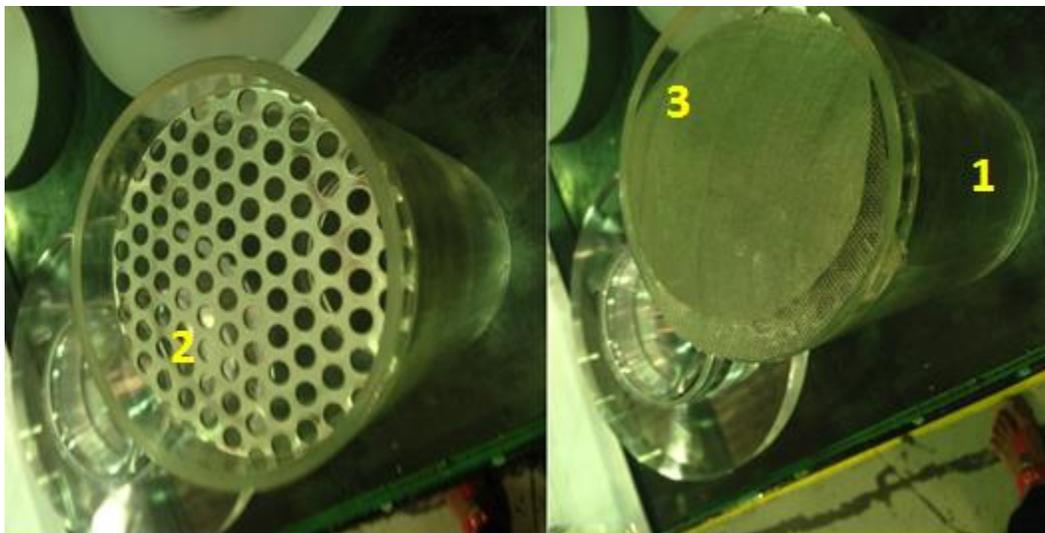


Figura 71. Cuerpo de la celda (1), chapa metálica agujereada (2) y mallas metálicas (3).



Figura 72. Prototipo de la celda visual de desplazamiento.

La celda contendrá arena de yacimiento (arenas no consolidadas), y en los procedimientos ordinarios con las celdas que se disponen en los laboratorios de INTEVEP, esta arena yace compactada dentro de un termoencogible, aluminio o mangas de vitón, en forma de cilindro y con mallas en sus extremos que evitan que se desmorone. El objetivo principal de la celda propuesta es visualizar la arena, por lo que esta no puede estar dentro de un empaque opaco, razón por la que se descartó el uso de mangas de viton o aluminio. Por otra parte, el termoencogible de teflón disponible en Intevep no poseía el diámetro requerido por el prototipo de celda, por lo que se procedió a compactar la arena directamente dentro de la misma. Las mallas y rejillas metálicas sirvieron de soporte para evitar que la arena se colara hacia las tapas y ayudaron en la compactación.

Aunado a lo anterior, para poder tener una cantidad de fluido representativo considerando que la celda contendrá arena, el prototipo se elaboró de manera que tuviese un volumen de un litro para así manejar una cantidad de crudo mayor a los 200 cc.

Por otra parte, el diseño final maneja crudos pesados y extrapesados, y si se observan las celdas de desplazamiento tradicionalmente utilizadas en los laboratorios de Intevep, sus tapas presentan una geometría que ayuda a la dispersión del fluido en la cara del núcleo a través de canales, tal como se observa en la Figura 73:



Figura 73. Geometría de la tapa fija de una celda triaxial.

A solicitud de los técnicos de Intevep, se propuso el uso de tapas cónicas (Figura 70), tipo embudo, para estudiar cómo afecta esta nueva geometría a la velocidad de llenado de la celda y al contacto efectivo del fluido con la cara del núcleo.

El material disponible en el Taller Mecánico de INTEVEP para la elaboración del prototipo es plexiglás. Dicho material no soporta la presión y temperatura exigida para pruebas en las que se maneje crudo pesado, por lo que se utilizó crudo liviano.

La evaluación de las pruebas se realizará de manera cualitativa, pues únicamente se busca observar como fluye el crudo a través del medio poroso y si se forman canales preferenciales dentro del mismo.

3.2.4.1 Evaluación del Prototipo, Equipos y Accesorios para una Prueba Simple de Desplazamiento.

Una vez fabricado el prototipo, se procedió a realizar distintas pruebas que permitieron la evaluación de los aspectos considerados en su diseño. Se contó con la supervisión del T.S.U. Javier Espinoza y del Lic. Ubaldo Salazar, quienes brindaron asesoría acerca de los equipos que debían utilizarse.

Se empleó un sistema básico, Figura 74, que permitió la inyección de fluido conformado por los siguientes equipos:

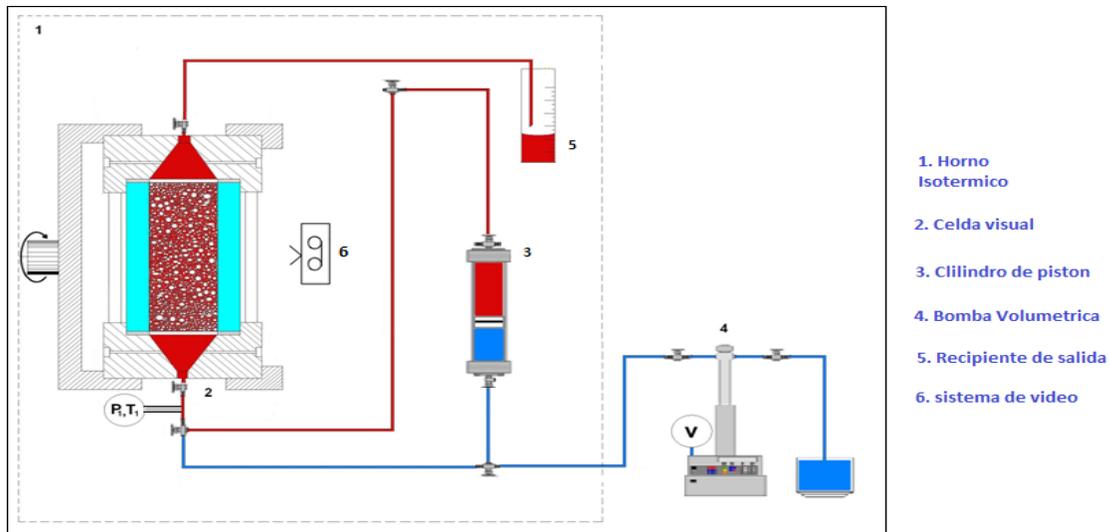


Figura 74. Esquema del sistema para la prueba con el prototipo.

- Bomba de desplazamiento positiva: que se usa para la inyección de los fluidos en el prototipo y posee la característica de trabajar a flujo constante o a presión constante, lo que facilita el control de estas variables, condición indispensable para el sistema propuesto, pues debido al material empleado en la fabricación de la celda se debe prestar especial atención a un aumento abrupto de la presión.
- Cilindro de baja presión: está fabricado en acero y posee un pistón en su interior. Dentro del mismo se depositan distintos fluidos tales como: solventes, agua de yacimiento, crudo, entre otros, que la bomba de desplazamiento no puede manejar ya que esta solo trabaja con agua destilada. La bomba se conecta por un extremo directamente al cilindro y al inyectarle agua empuja al pistón y este a su vez al fluido que va hacia la celda.
- Líneas: son tuberías utilizadas para trasladar el fluido desde la bomba o cilindro hacia la celda. Gran parte del sistema estará compuesto por tuberías de 1/8" ya que estas se doblan con facilidad y tuberías de 1/4", dado que la celda tiene en sus extremos conectores NPT de 1/4".
- Válvulas de bola: estas válvulas controlan la dirección del flujo. Se utilizan válvulas de 1/4" y 1/8".
- Válvula de Alivio: esta se coloca en la entrada del prototipo, como una medida adicional de seguridad en caso de que la presión del sistema aumente de manera inesperada, para evitar daños a la celda.
- Manómetro: se coloca en la entrada del prototipo y con él se revisa la presión a la cual ingresa el fluido al prototipo, así como la presencia de pérdidas de presión a través de las líneas.

- Horno: empleado para calentar el sistema y disminuir la viscosidad de los crudos pesados y extrapesados, que tienden a obstruir las líneas del mismo.
En las pruebas con el prototipo no se requiere aumentar la temperatura ya que el crudo que se utiliza es un crudo liviano, cuya viscosidad es baja y puede ser evaluado a temperatura ambiente sin que ocurra el riesgo de obstrucción de las líneas.
- Sistema de video: Se emplea una cámara digital estándar colocada en un trípode para realizar la grabación de la prueba.

3.2.4.1.1 Puesta a Punto del Sistema.

Las celdas fueron llenadas con 3 tipos de núcleo diferentes: perlita de vidrio, arena de morichal y arena de playa.

Se utilizaron tamices de diferentes tamaños de malla para homogenizar el núcleo.

Se compacto la arena dentro de la celda, evitando dejar espacios vacíos para evitar y eliminar trampas de aire.



Figura 75. Llenado de las celdas con tres tipos de arena diferente.

Conocidos los equipos se procede a la puesta a punto del sistema, siguiendo el esquema de la Figura 74.

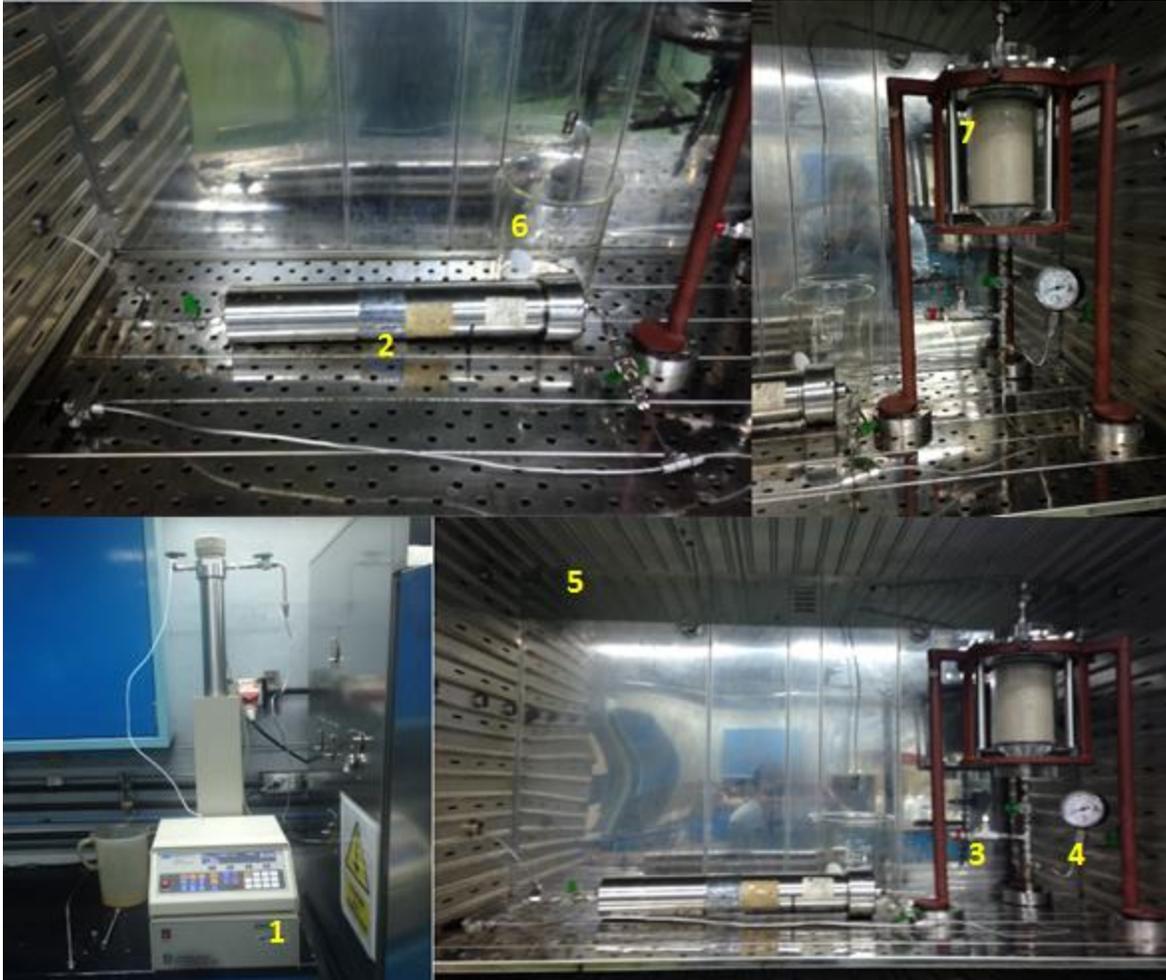


Figura 76. Montaje del sistema: (1) bomba, (2) cilindro de baja presión, (3) válvula de alivio, (4) manómetro, (5) horno, (6) recipiente de salida y (7) prototipo.

El cilindro de baja presión que se observa en la figura 76 se llenó con crudo liviano grado API 25, proveniente del pozo FUL 23 ubicado en el Furrial, Estado Monagas. Finalmente se llevaron a cabo las pruebas con cada una de las celdas, primero saturando el medio con agua y luego con crudo.

3.2.4.1.2 Valoración del Modelo Utilizado para el Prototipo.

Con el uso de un material transparente para la elaboración de la celda se logró observar la interacción roca fluido.

Para las pruebas se emplearon arenas no consolidadas, las cuales fueron compactadas de forma manual con el uso de la herramienta que se muestra en la Figura 77.



Figura 77. Herramienta utilizada para la compactación de la arena.

Una vez compactada la arena dentro de la celda, se procedió en una primera prueba a inyectar agua por la entrada inferior de la celda y posteriormente, en otra prueba se inyectó crudo por la entrada superior, con la finalidad de observar el desplazamiento de los fluidos en ambos casos. Figura 78.



Figura 78. Desplazamiento del agua (1) y crudo (2) en presencia del medio poroso.

De acuerdo a la opinión del Lic. Ubaldo Salazar quien superviso en todo momento el trabajo en el laboratorio, el desplazamiento ideal debería ser del tipo “Pistón” es decir, un llenado uniforme de la celda, pues de esa manera estaría ocurriendo una saturación uniforme del núcleo. Según el Lic. Salazar “Esto sería de gran ayuda para aquellos que efectúan pruebas de desplazamiento, independientemente del crudo que se utilice, pues si llegase a ocurrir un avance ramificado del fluido, producto de un reacomodo de los granos, o cualquier otro error, estos podrían ser detectados, evitando errores en la prueba”

Durante las pruebas, la apariencia del desplazamiento fue tipo pistón; sin embargo, al saturar el núcleo de crudo se observó en el cono de la tapa inferior *líneas de crudo* adheridas a la pared, surgiendo entonces la duda de que el desplazamiento tipo pistón no implica una saturación uniforme del núcleo. Esto pudiera ser consecuencia de una mala compactación de la arena en la región de la pared de la celda, donde se estaría formando un espacio en forma de anillo que el crudo toma como canal preferencial de flujo.

Es necesario entonces una presión de confinamiento, tal como se emplea en las celdas triaxiales, para asegurar que el fluido penetre completamente el núcleo y no tome como un canal preferencial el espacio que pueda quedar entre la pared del cilindro y la arena. Además se concluyó que la forma cónica de las tapas no mejora el diseño pues estas generan un volumen muerto elevado. En el caso del prototipo, el volumen muerto fue de 0,1057 litros por tapa, lo que representa un 20% del crudo que se encuentra en el cilindro de baja presión y con ello se desperdicia una cantidad de fluido de trabajo considerable incrementando los costos de las pruebas.

También se constató que al inyectar agua o crudo por la parte superior de la celda, la geometría cónica no facilita la distribución uniforme del fluido puesto que, el agua o crudo entran en contacto directamente con el núcleo por efecto de la gravedad en un mismo lugar (goteo) y posteriormente el fluido escoge canales preferenciales para desplazarse. Si por el contrario se inyecta por la parte inferior, cuando se satura con agua, se garantiza un llenado completo de la tapa y posteriormente un contacto uniforme con la cara del núcleo. El problema ocurre cuando se inyecta el crudo; luego de tener saturada la arena con agua y encontrarse el cono completamente lleno, en las pruebas se aprecia que las primeras gotas de petróleo, por diferencia de densidad, subían directamente hacia la cara de la arena y no desplazaban el agua de las tapas. Sumado a ello, con el transcurso del tiempo estas gotas formaban un manto de crudo en la parte superior del cono de espesor indeterminado, y aunque se conseguía saturar la arena de crudo, resultaba imposible saber qué cantidad de este fluido había quedado en ese manto y cuánta agua quedaba debajo del mismo, lo que podría inducir a múltiples errores de precisión en pruebas de recuperación de petróleo.

Por último si se efectúa una prueba con crudo pesado, este puede quedar adherido a las paredes de las tapas y si el volumen muerto en ellas es elevado, ello implica una gran cantidad de crudo allí presente, surgiendo el inconveniente de que al tratar de desplazarlo con agua, esta no sea capaz de empujarlo y termine formando un canal preferencial de desplazamiento dentro del crudo, dejando a su paso una muestra incalculable del mismo.

3.2.5 Fase E. Propuesta Final de Diseño.

La evaluación del prototipo propuesto por PDVSA-Intevep y la experiencia obtenida mediante el uso de los equipos existentes en los laboratorios para PVT y pruebas de desplazamiento, permitieron el diseño de un modelo de celda final, que tomó en cuenta todos aquellos aspectos analizados en las fases preliminares.



Figura 79. Propuesta final para la celda visual de desplazamiento para crudos pesados y extrapesados.

3.2.5.1 Componentes de la Celda Visual de Desplazamiento para CP y Xp.

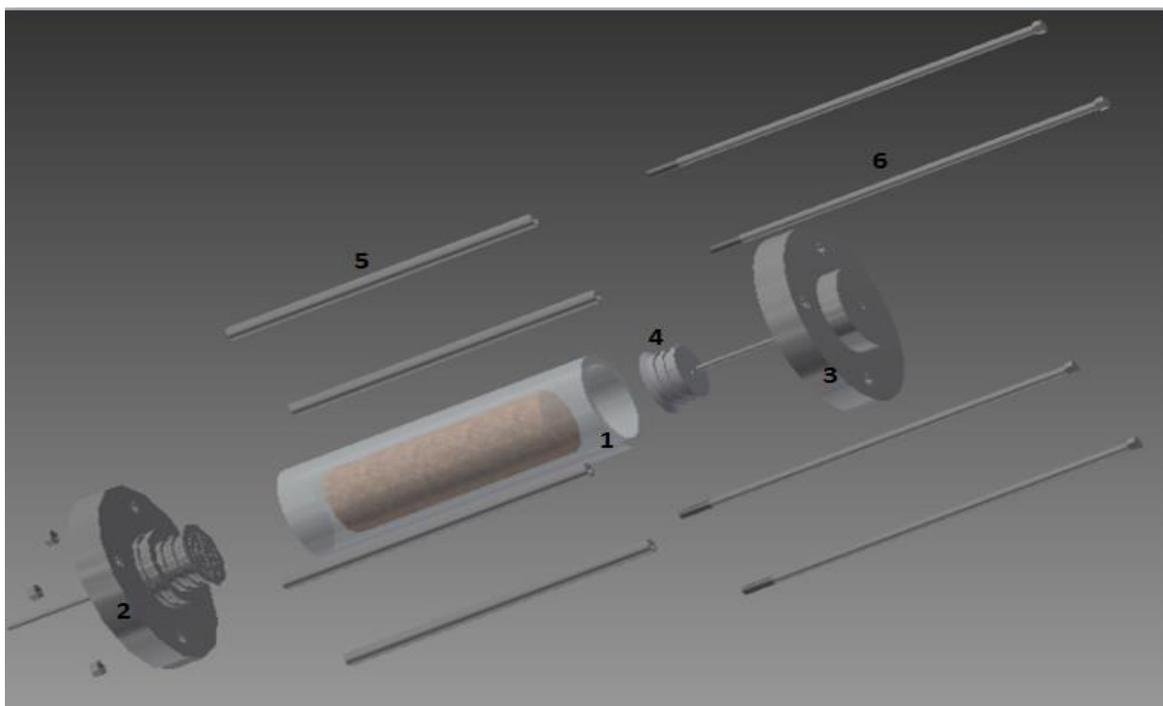


Figura 80. Componentes de la celda.

1. Cuerpo de la celda.

Se fabricará en zafiro, un material transparente y de gran resistencia. Utilizar este material tiene como desventaja que las dimensiones, a la cuales puede ser fabricado, son limitadas. Es necesario garantizar un volumen interno de núcleo en la celda de un litro y para dar cumplimiento a esta necesidad, se dispone en el mercado de un tubo de zafiro cuyas dimensiones son: diámetro externo 106 mm, diámetro interno 86 mm y longitud de 320 mm.

Debido a la fragilidad del material y el costo del mismo, el diseño de la celda buscará resguardar este elemento y evitar que sobre él se ejerzan esfuerzos innecesarios.

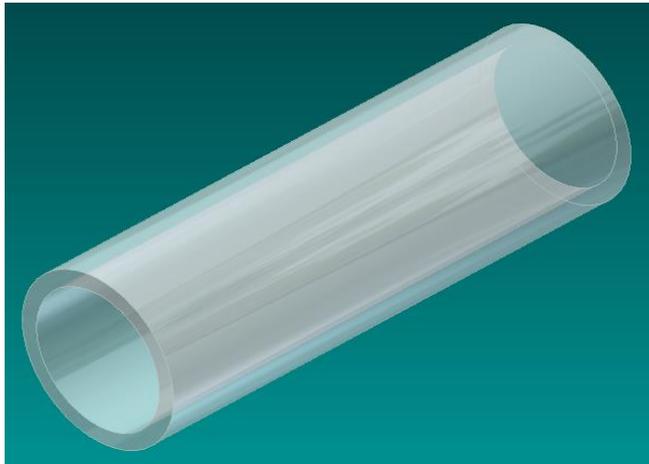


Figura 81. Cuerpo de la celda en zafiro.

Tapas.

Las tapas de la celda son las encargadas de proporcionar hermeticidad y deben soportar las presiones internas. El diseño contempla el uso de dos tapas diferentes: una tapa fija y una tapa hueca.

2. Tapa Fija.

La tapa fija es un cuerpo macizo construido en acero inoxidable AISI 316, donde se pueden distinguir tres secciones:

- ✓ *Sección A:* Esta sección dispone de canales para dispersar el fluido y garantizar un contacto uniforme con el núcleo.
Debido a que este último debe tener un volumen de un litro, si la sección presenta un diámetro pequeño se requiere una longitud de núcleo mayor, lo que resulta inconveniente dado que la longitud máxima disponible en el mercado para el cuerpo de la celda es de 320 mm. En razón de ello, el diámetro de la sección A es de 72 mm y se propone el uso de núcleos de hasta 22,7 cm, garantizando un volumen de 0,92 litros.

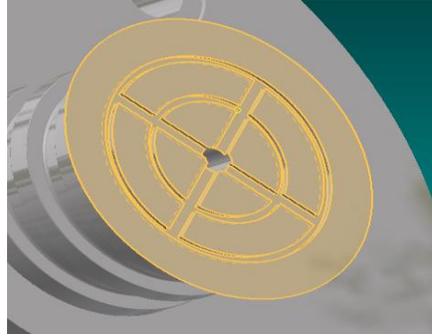


Figura 82. Sección A de la tapa fija.

- ✓ *Sección B:* tiene 33 mm de longitud y en ella se presenta un cambio de sección, hasta alcanzar un diámetro de 64 mm. En esta se colocan dos sellos tipo o-rings, los cuales garantizan hermeticidad entre la tapa y las paredes del termoencogible.

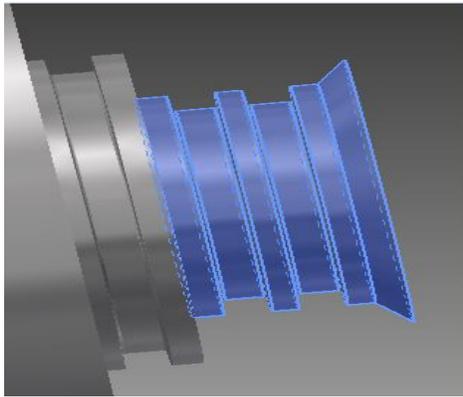


Figura 83. Sección B de la tapa fija

- ✓ *Sección C:* El cambio de diámetro en la sección anterior, permite que en ésta exista el espacio suficiente, sin que se exceda el diámetro interno de 86 mm disponible para el zafiro, de manera que se pueda tener un orificio por el cual ingresa el agua para generar la presión de confinamiento, garantizando espesores de pared adecuados; además, en esta sección se acopla el cuerpo de la celda y se garantiza la hermeticidad con el uso de un O-ring.

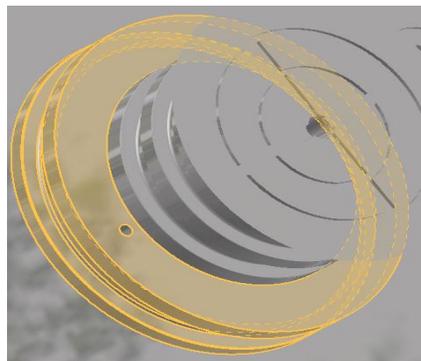


Figura 84. Sección C de la tapa fija.

3. Tapa Hueca.

Se acopla al otro extremo del cuerpo de la celda y en ella se coloca un O-Ring para garantizar hermeticidad y evitar la fuga del agua para la presión de confinamiento. Su geometría permite que por ella pase un tope ajustable y una tubería que conecta con este, similar a la “tubería de pozo” de las celdas triaxiales.

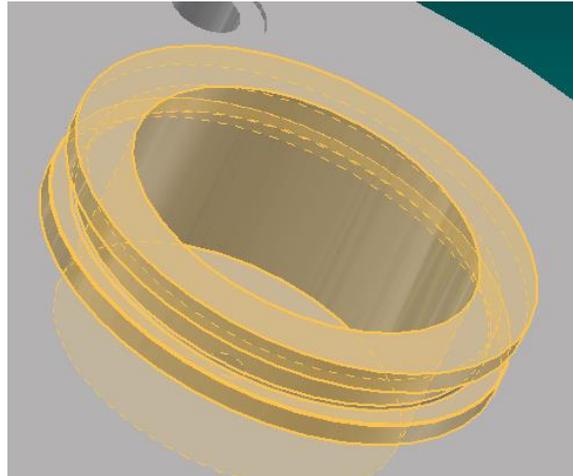


Figura 85. Tapa hueca.

4. Tope Ajustable.

Se encuentra en contacto con el núcleo y funge como la tapa móvil descrita para las celdas triaxiales. Este va conectado a una tubería de alta presión que sale de la celda por el lado de la tapa hueca. La longitud de esta tubería puede ser modificada según se requiera de acuerdo al volumen del medio poroso disponible.

Al igual que en la tapa fija, se le colocarán canales de dispersión para generar un contacto uniforme en la cara del núcleo, así como dos sellos tipo o-rings para garantizar la hermeticidad entre el termoencogible y las paredes del mismo.

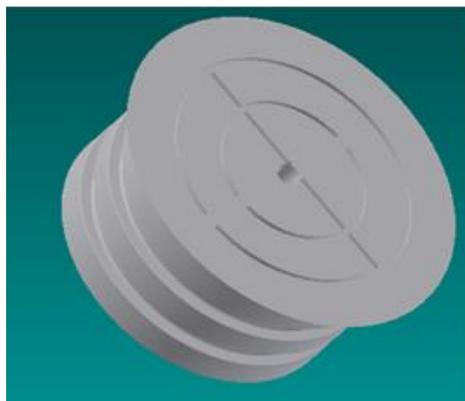


Figura 86. Tope ajustable

5. Camisas.

Estos elementos son tubos construidos en acero inoxidable AISI 316 al igual que las tapas y cubren los pernos.

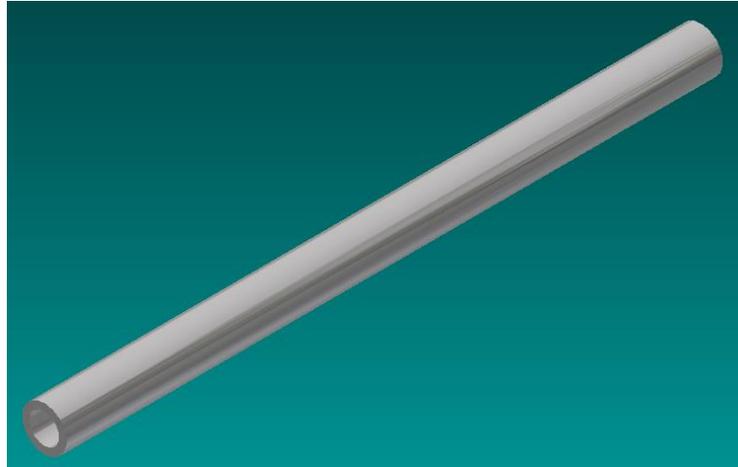


Figura 87. Camisa de los pernos

Cumplen con varias funciones de diseño:

- ✓ Evitan la aparición de esfuerzos cortantes en las áreas donde se colocan los pernos. Esto se debe a que el contacto entre la camisa y la tapa genera una fuerza de reacción, en la misma dirección pero en sentido opuesto a la fuerza de pre-carga. De esta manera se impide la flexión y con ello la aparición de cortantes.
- ✓ Impide el contacto directo entre las tapas y los bordes en los extremos del cuerpo de zafiro, ya que la longitud de las camisas es mayor a la longitud del tubo de zafiro. Al evitar este contacto, las camisas soportarán el esfuerzo de compresión producto de la precarga de los pernos, liberando al zafiro de esta carga. Observe la Figura 88.

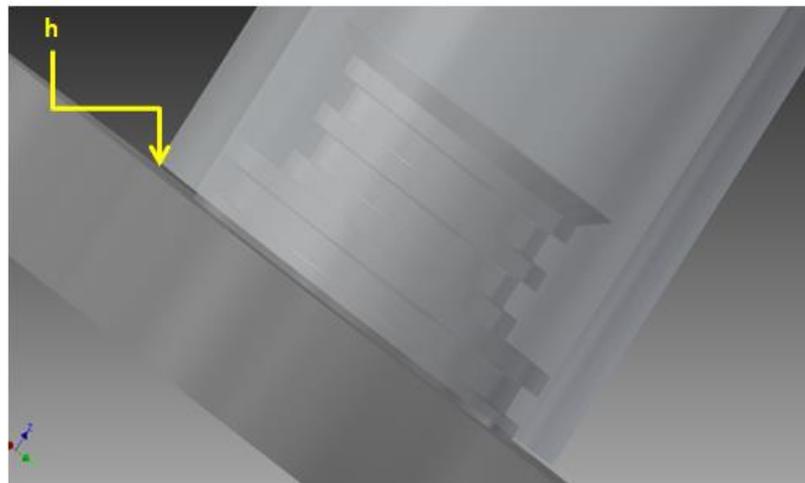


Figura 88. Holgura (h) entre la tapa y el zafiro.

6. Pernos

La celda es un equipo de laboratorio que se arma y desarma de manera frecuente, por lo que se escogen pernos para la sujeción del sistema ya que son elementos de unión no permanente.

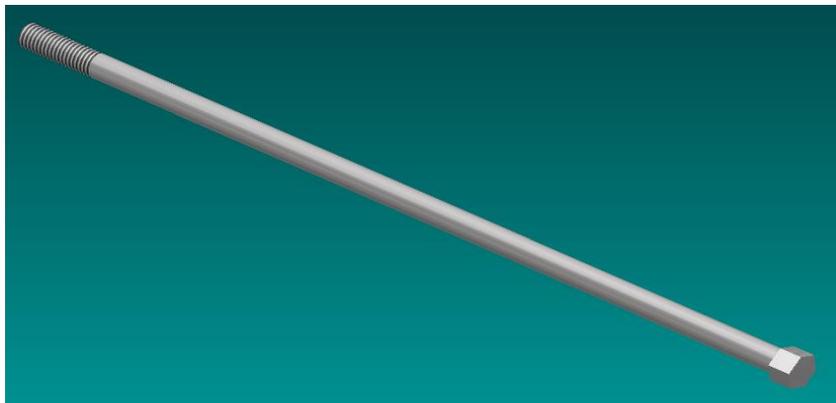


Figura 89. Pernos utilizados en la celda

Adicionalmente se hace uso de un **Termoencogible**, el cual es un elemento termo sensible que reduce su tamaño al ser expuesto al calor. Funciona como barrera entre el núcleo y el agua de la presión de confinamiento, además de ayudar a mantener la geometría cilíndrica del núcleo, evitando un desmoronamiento de la arena en caso de que se trabaje con núcleos no consolidados. Este elemento es de teflón, disponible en el mercado, transparente y ya ha sido utilizado en pruebas con celdas triaxiales.

3.3 Selección de Materiales para la Celda Visual de Desplazamiento.

3.3.1 Cuerpo de la Celda: Zafiro.

El cuerpo de la celda visual de desplazamiento es el elemento fundamental del diseño presentado, que permite que el mismo sea patentable ya que presenta la innovación de poder observar que ocurre con el crudo y la arena gracias a que el cilindro que los contiene será de un material completamente transparente y además, el cuerpo de la celda estará en capacidad de soportar presiones de hasta 3000 psi y temperaturas de hasta 300F.

Actualmente distintas compañías como Vinci-Technologies, DB-Robinson, Sanchez-Technology, entre otras, emplean en sus equipos PVT el zafiro como material para los visores y cilindros internos en los que se localiza el crudo; tal es el caso del modelo 2730 de la compañía RUSKA (actual Chandler Engineering) que se encuentra en el laboratorio de “Análisis PVT libre de mercurio para crudos livianos y condensados” en PDVSA-INTEVEP. Este equipo posee un pequeño cilindro transparente de zafiro, el cual permite visualizar el comportamiento del crudo a medida que se realizan diferentes pruebas.

El uso frecuente de este material como elemento para la elaboración de visores y cilindros en el desarrollo de equipos para la industria petrolera a nivel internacional, y los excelentes resultados que se han obtenido, sugiere que sea utilizado en nuestro diseño.

El zafiro Al_2O_3 es el segundo elemento más duro luego del diamante. Este se fabrica sintéticamente y es la presentación más pura del óxido de aluminio. Para la industria petrolera, la virtud del zafiro es su alta resistencia a la corrosión y su elevado punto de fusión (2040C). A su vez posee propiedades ópticas y mecánicas muy superiores a las de otros materiales, por lo que ha sido ampliamente utilizado en la industria para diversas aplicaciones desde visores y ventanas, hasta aplicaciones bélicas como blindajes transparentes y misiles (Montagne y Pathak, 2013).

Dicho material, además de ser muy duro, es frágil y anisotrópico, presenta una estructura romboédrica-hexagonal y sus propiedades físicas y de superficie dependen de la orientación cristalográfica (Vodenitcharova y otros, 2007)

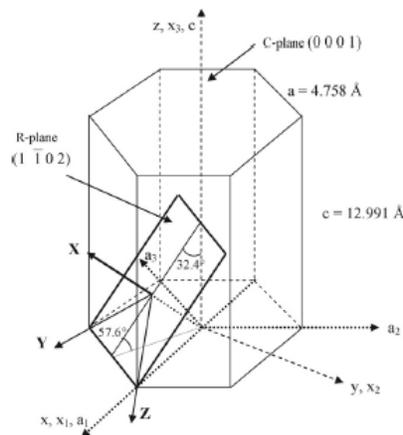


Figura 90 .Sistema de coordenadas en el cristal de zafiro y orientación del plano R

El zafiro comúnmente es fabricado en los planos cuyos ejes son: C (0001), M (1010), A (1120) y R (1102). Cada una de estas orientaciones presentan características que pueden ser favorables dependiendo de la tarea que vaya a desempeñar el material, por ejemplo: la dureza, el módulo de Young y la conductividad térmica son altas en una dirección perpendicular al eje C, mientras que el esfuerzo ultimo a tracción, la constante dieléctrica y el módulo de ruptura son mayores paralelos al eje C. (Haney y Subhash, 2011)

Otra propiedad que posee el zafiro es que presenta birrefringencia óptica o doble refracción a lo largo de todos los ejes, exceptuando en el eje C, por lo que este es ópticamente único y es conocido como “Eje Óptico” (Haney y Subhash, 2011)

Teniendo presente todo esto, la fabricación del zafiro está sujeta a su aplicación, ejemplo: para superconductores de alta velocidad, es recomendable utilizar substratos en el eje A, en el área de la microelectrónica se recomiendan zafiros cuya orientación estén en el eje R y para aplicaciones ópticas, detectores de infrarrojo, entre otras similares, se recomienda utilizar la orientación en el eje C. (Vodenitcharova y otros, 2007)

En el caso del diseño de la celda visual de desplazamiento, el zafiro constituirá el material del cuerpo cilíndrico sometido a presión y debe ser transparente, por lo que al ser la orientación en el eje C la que permite que esto sea posible, las propiedades mecánicas que se utilizaran para los cálculos posteriores serán los correspondientes a dicha orientación.

En la Tabla 17 se presentan algunas propiedades mecánicas del zafiro.

Tabla 17.

Propiedades Mecánicas del Zafiro

Propiedad	Valor	Unidad
Densidad	3,97-3,99	g/cm ³
Coefficiente de Poisson	0,27-0,30	-
Módulo de Elasticidad o Modulo de Young (E)	379 (a 30° del eje C) 352 (a 45° del eje C) 345 (a 60° del eje C) 386 (a 75° del eje C)	GPa
Resistencia Ultima a la Tracción (Suy)	400 (a 25°C) 275 (a 500°C) 335(a 720°C) 345 (a 1000°C)	MPa
Resistencia Ultima a la Compresion (Suc)	2-2,9	GPa
Límite de Resistencia a la Fatiga	1,03 IIC	GPa

Nota: Tabla elaborada con datos tomados de:

- Springer, 2015, [Pagina Web en línea], disponible en: <http://www.springer.com/calidad/978-0-387-85694-0>.
- Marketech International Inc., 2014 [Pagina Web en línea], disponible en: <https://mkt-intl.com/materials/single-crystals-optical-materials/sapphire/>
- Gavish, 2014 [Pagina Web en línea], disponible en: <http://gavish.com/sapphire-data-table.htm>
- Aiceramics, 2014 [Pagina Web en línea], disponible en: <http://aiceramics.com/services/>

3.3.2 Piezas Metálicas.

3.3.2.1 Pernos y Tuercas: Acero Inoxidable 410.

La aleación 410 es un acero inoxidable endurecido, y el tipo más usado de la clase martensítica. Esta aleación se utiliza donde la fuerza, la dureza y/o la resistencia al desgaste se deben combinar con la resistencia a la corrosión. Este tipo de acero se utiliza en la fabricación de tuercas y tornillos, equipos para refinación del petróleo, partes para bombas, válvulas, partes para turbinas a gas o vapor, y resulta atractivo no solo por sus propiedades, sino por su bajo costo.

Tabla 18.
Propiedades Mecánicas del Acero Inoxidable 410.

Tratamiento Térmico	Dureza Rockwell	Límite de Fluencia [MPa]	Resistencia Última a la Tracción [MPa]
Recocido	81 hrb	313	554
Endurecido y Templado (204C)	43 HRC	1076	1399
Endurecido y Templado (288C)	40 HRC	1022	1289
Endurecido y Templado (316C)	40 HRC	1026	1283
Endurecido y Templado (427C)	41 HRC	916	1300
Endurecido y Templado (482C)	41 HRC	845	1298
Endurecido y Templado (538C)	35 HRC	882	1063
Endurecido y Templado (649C)	98 HRC	589	767

Nota: Tabla elaborada con datos tomados de Chilexpo, 2015, [Pagina Web en línea], disponible en: <http://www.chilexpo.com/calidad/410>

En temperaturas comprendidas entre 400C y 600C la serie 400 presenta una menor dureza, tal como se observa en la Tabla 18. Se debe tener cuidado de no mantener la temperatura de trabajo en dicho rango.

Los pernos y tuercas de sujeción para la celda visual de desplazamiento, serán de este material ya que es económico y el más recomendado para estas piezas.

3.3.2.2 Tapas de la Celda de Visual de Desplazamiento: Acero Inoxidable AISI 316.

Las tapas de la celda visual de desplazamiento estarán en contacto directo con el crudo, solventes, agua de yacimiento, entre otros fluidos, por lo que se requiere de un material resistente a la corrosión.

El acero AISI 316 es un acero inoxidable austenítico, que contiene níquel y 2%-3% de molibdeno. Su composición resultante lo lleva a ser resistente a la corrosión y a adaptarse a distintos ambientes agresivos. Se recomienda su uso en equipos de las industrias química, farmacéutica, textil, petrolera, papel, celulosa, caucho, nylon y tintas; además es utilizado en diversas piezas y componentes en la construcción naval, equipos criogénicos, equipos de procesamiento de película fotográfica, cubas de fermentación e instrumentos quirúrgicos.[1]

Tabla 19.
Propiedades Mecánicas del Acero Inoxidable AISI 316.

Esfuerzo Último a la Tracción [MPa]	Módulo de elasticidad del material (E) [GPa]	Esfuerzo de Fluencia [MPa]	Dureza
517.1069	193	206.84	95 HRB

Nota: Tabla elaborada con datos tomados de: North American Sainless, 2015, [Pagina Web en línea], disponible en: <http://www.northamericanstainless.com>

3.3. 3 Sellos de Aislamiento Hermético.

Un sello es un elemento compuesto de un material elastómero que se utiliza en distintas piezas o máquinas, y cuya función es la de prevenir las pérdidas o derrames de un fluido o gas en algún sistema.

En general, los sellos se clasifican dependiendo de su aplicación: estática o dinámica. Un sello estático, se utiliza para mantener la unión de dos piezas en el que las juntas se encuentran bajo cargas de compresión constantes y la unión se ve afectada por el tipo de fluido que se retiene y por los cambios de presión y temperatura. Por su parte, en aquellas secciones por donde pasan los ejes de las maquinas que cumplen la función de transmitir algún movimiento, y por los cuales se requiere evitar el derrame de algún fluido, se utilizan sellos dinámicos, tal es el caso de los pistones.

En la celda que se está diseñando, los sellos están ubicados en las tapas y no estarán en movimiento, por lo que el tipo de aplicación es estática.

Es necesario conocer las características del medio y las condiciones de trabajo en el momento de escoger el sello. En este caso, la celda estará expuesta a:

- Sustancias, tales como: gas, petróleo, CO₂, agua de yacimiento, lubricantes, solventes e incluso algunos ácidos como el H₂S, entre otros.
- Temperaturas elevadas que alcanzan los 300F (150C)
- Presión de trabajo de hasta 3000 psi.

Conociendo todas estas condiciones a las cuales estarán sometidos los sellos de la celda, se considera que el material apropiado para los O-Ring es el “Fluoro Carbono”. La empresa DuPont ofrece 2 tipos de O-Ring que trabajan con el mismo material: VITON y KALREZ.

VITON.

Los sellos tipo O-Ring de las celdas que se encuentran en los laboratorios de PDVSA-INTEVEP, así como los utilizados en los cilindros RUSKA, son de VITON. El VITON presenta una excelente resistencia a las altas temperaturas y responde muy bien a la presencia de aceites minerales, fluidos hidráulicos, combustibles, compuestos aromáticos, disolventes orgánicos y productos químicos sobre un rango de temperatura de -20F a 400F.

KALREZ.

Los sellos tipo KALREZ resisten a más de 1800 productos químicos diferentes, a la vez que ofrecen estabilidad a altas temperaturas (hasta 327C) e incluso ofrecen propiedades mecánicas muy buenas tales como resistencia a la deformación por compresión, retención de la fuerza de sellado y se utilizan en procesos químicos altamente agresivos tales como los procesos de recuperación de crudo y gas.

Es importante resaltar que el uso de VITON o KALREZ no se recomienda cuando se trabaja con: cetonas, aminas, éteres de bajo peso molecular y ácido fluorhídrico caliente o ácido de cloro sulfúrico.

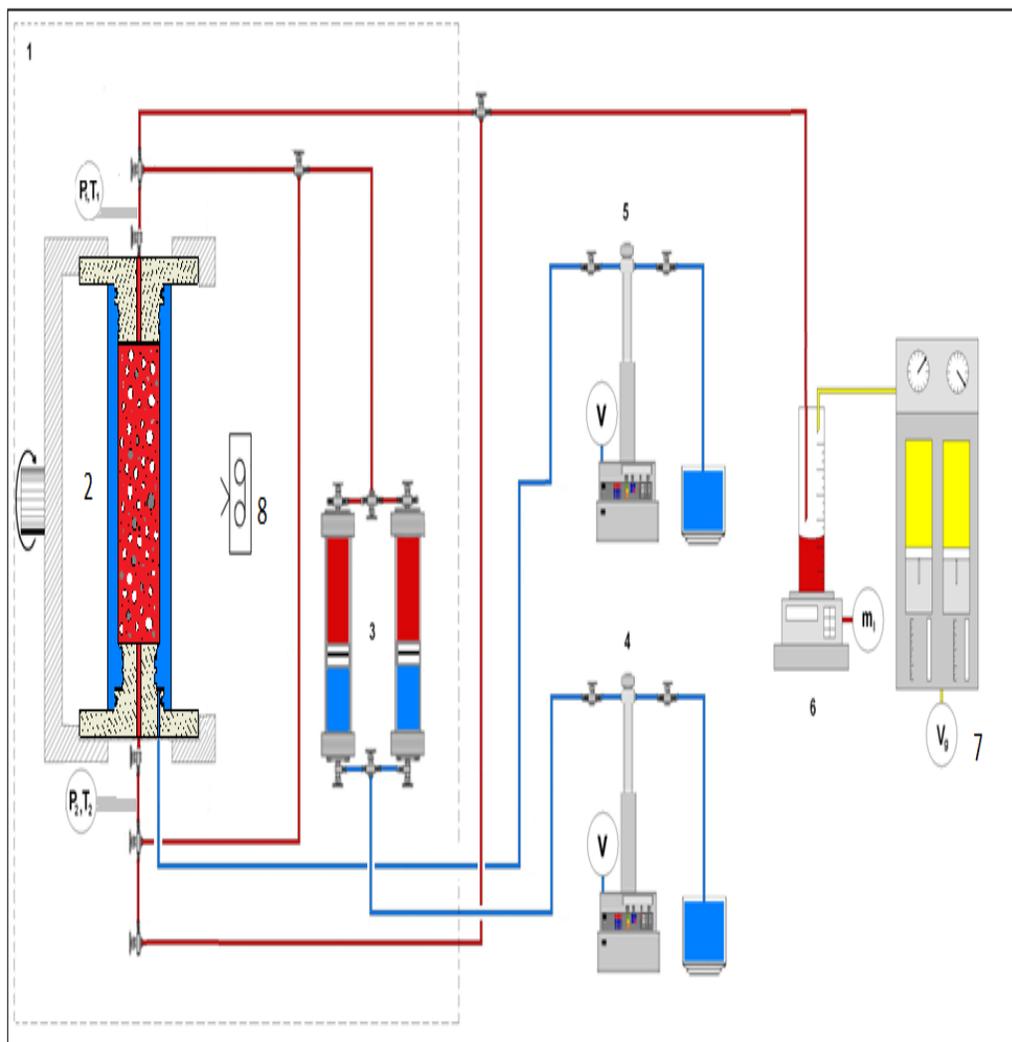
Por lo expuesto anteriormente, se decidió trabajar con sellos de VITON, disponibles en los laboratorios de PVT de PDVSA-INTEVEP, teniendo como antecedente que se han utilizado en pruebas con crudo pesado sometidos a presiones de hasta 15000 psi.

En el mes de diciembre del año 2014, fue consultada la opinión de expertos en ésta área. Se contactó via e-mail a la empresa DuPont Down Elastomeres, para solicitar información acerca de qué tipo de elastómero recomendaban que tuviera la capacidad de retener un fluido capaz de alcanzar una temperatura de 300F (150C) y trabajar a presiones de hasta 3000 psi, en presencia de H₂S y CO₂. En respuesta a las condiciones de trabajo planteadas la empresa recomendó el uso de cualquiera de los dos.

3.4 Selección de Equipos y Accesorios.

Si bien el diseño de la celda visual de desplazamiento es el objetivo principal de este trabajo, esta va integrada a un sistema que permita su funcionamiento, por lo que en esta sección se presentaran los distintos equipos y accesorios que conforman el sistema, muchos de los cuales se encuentran en las instalaciones de PDVSA-INTEVEP y han sido probados, por lo que su uso evita tener que adquirirlos nuevamente, disminuyendo los costos y el tiempo de espera para efectuar las pruebas.

En la Figura 91 se presenta el diagrama final del sistema con todos los equipos que se requieren para el funcionamiento de la celda.



1. Horno Isotérmico
2. Celda visual
3. Cilindros de pistón
4. Bomba volumétrica
Para el Cilindro
5. Bomba volumétrica presión
de confinamiento
6. Balanza analítica
7. Gasómetro
8. Sistema de Video

Figura 91. Diagrama del sistema

3.4.1 Bombas.

Para este sistema se dispondrán de dos bombas de desplazamiento positivo, capaces de suministrar caudales pequeños y manejar altas presiones. Se usaran las bombas Isco 260D, las cuales se encuentran disponibles en las instalaciones de INTEVEP y pueden trabajar con un flujo constante de rango 10ml/min a 100 ml/min, o presión constante cuyo rango va desde los 14,69 psi hasta los 7500 psi.

La primera se utilizará para desplazar los fluidos que se encuentren en los cilindros de pistón para efectuar las pruebas de desplazamiento y posteriormente las pruebas PVT, y con ella se alcanzará la presión de pozo es decir, la presión que debe tener el fluido dentro del medio poroso, y además garantizará caudales constantes para los fluidos que penetren la arena.

La segunda bomba tiene como función inyectar agua directamente a la celda, fuera del termoencogible, para mantener una presión de confinamiento. Esta presión tiene por objeto impedir la formación de canales preferenciales entre el núcleo y las paredes del termoencogible y en todo momento debe ser mayor a la presión de pozo.



Figura 92. Bomba Isco 260B

3.4.2 Horno.

Se requiere de un horno capaz de generar una temperatura de 150C, para simular las condiciones de temperatura en el yacimiento. El horno que se utilizará es de la marca Mermmet capaz de trabajar en un rango de temperatura de 30-250°C y se encuentra disponible en las instalaciones de PDVSA-INTEVEP.



Figura 93. Horno MERMET.

3.4.3 Válvulas.

En las pruebas de desplazamiento se utilizan diversos fluidos para saturar la celda y a su vez se requiere de un fluido adicional como es el agua proveniente de una de las bombas para generar la presión de confinamiento. Por el empleo de diversos fluidos surge la necesidad de controlar por cual línea o tubería circulara cada uno de ellos, y para esto se requiere el uso de diversos tipos de válvulas.

- Válvulas de bola: resisten presiones hasta de 10.000 psi, y con ellas se regulará el paso de los fluidos por las tuberías correspondientes a la prueba que se realice.
- Válvulas de alivio o seguridad: se utilizará en la entrada de la celda para controlar la presión a la cual se introduce el fluido. Con esta se busca aliviar la presión, en caso de que la misma aumente de manera abrupta y se ponga en riesgo el equipo y el personal presente durante la realización de la prueba. Es importante recordar que el control de la presión en la celda es indispensable en los análisis PVT para garantizar la representatividad del estudio.

3.4.4 Líneas.

Las líneas son las tuberías por las cuales se traslada el fluido desde la bomba o cilindros de pistón, hasta el interior de la celda y la salida de esta.

Para el sistema se usarán tuberías de alta presión dada las condiciones de servicio. PDVSA-INTEVEP dispone de las mismas, las cuales son suministradas por la compañía Swagelok. Se usarán dos tipos de tuberías, para las conexiones entre la bomba, cilindros, gasómetro y balanza analítica se usan tuberías elaboradas en acero inoxidable sin soldaduras y en las conexiones entre la celda visual y las tuberías, tanto de entrada como de salida, se usarán mangueras con refuerzo externo de acero inoxidable lo que permitirá rotar a la celda.

3.4.5 Sistema de Video.

Para estudiar y comprender lo ocurrido durante las pruebas, es necesario disponer de un sistema de video capaz de grabar todo lo que ocurra al efectuar los estudios.

Inicialmente se probaron varios sistemas, entre ellos los presentes en los laboratorios de PDVSA-INTEVEP, además del el uso de cámaras digitales comerciales, cámaras filmadoras, entre otras. Con una cámara digital de alta resolución se lograron apreciar las pruebas con el prototipo de una manera efectiva.

3.4.6 Gasómetro.

Es un equipo utilizado para la medición del volumen ocupado por un gas y el mismo se utiliza en los análisis PVT de Proceso de Liberación Flash en una o en dos etapas. Dado que el equipo propuesto podrá efectuar este tipo de análisis es imprescindible contar con un gasómetro para la extracción y cuantificación del gas presente en los CP y XP que se manejen.



Figura 94. Gasómetro RUSKA.

3.4.7. Balanza Analítica.

Se usa para medir la diferencia de masas al saturar la celda con diversos fluidos. Por ejemplo en una saturación con agua de yacimiento y posteriormente con crudo se pudiera determinar qué cantidad de agua o crudo queda en la arena y con ello facilitar el proceso para los cálculos correspondientes al factor de recobro, concepto que puede apreciarse en el capítulo dos del presente trabajo.



Figura 95. Balanza Analítica.

Capítulo IV

Cálculos y Análisis

En el presente capítulo se desarrollan los cálculos necesarios para validar el diseño propuesto de la celda visual de desplazamiento, realizando el estudio pertinente de los esfuerzos a los que se encuentran sometidos los elementos del equipo. Se hará uso de la herramienta CAD Autodesk Inventor para tener una visión 3D de cada pieza, se obtendrán resultados de forma analítica con el uso de las ecuaciones y teorías presentes en el Capítulo 2 y finalmente, se utilizará el programa de elementos finitos ANSYS como una herramienta adicional para la validación del diseño.

4.1 Cuerpo de la Celda.

4.1.1 Análisis Estático.

El cuerpo de la celda, tal como se mencionó en el Capítulo 3, será fabricado en zafiro. Para determinar los esfuerzos presentes se aplicaron las ecuaciones correspondientes a la “Teoría de recipientes a presión de pared gruesa” bajo la condición de “Solo presión interna”, ya que no existe elemento alguno ejerciendo presión externa sobre el cuerpo de la misma.

Se verifica la condición de cilindro de pared gruesa:

$$\frac{D_m}{t} < 20$$

Donde D_m es el diámetro promedio: $D_m = \frac{D_{ext} + D_{int}}{2}$ y t el espesor: $t = r_{ext} - r_{int}$

En el Capítulo 3 se establece que el cilindro de zafiro con el que se dispone para el diseño de la celda es de: diámetro externo 106 mm, diámetro interno 86 mm y longitud de 320 mm. Se tiene que:

$$D_m = \frac{D_{ext} + D_{int}}{2} = \frac{106 + 86}{2} = 96mm$$

$$t = r_{ext} - r_{int} = 53mm - 43mm = 10mm$$

Entonces:

$$\frac{D_m}{t} = \frac{96mm}{10mm} = 9,6 < 20$$

Se cumple que el cilindro de zafiro es de pared gruesa.

Con ello se procede a calcular el Esfuerzo Radial utilizando la Ecuación 39 y el Esfuerzo Tangencial con la Ecuación 40 en $r = r_i$, ya que en este punto ambos esfuerzos son máximos. Conocidos estos últimos, se puede calcular el Esfuerzo Longitudinal de acuerdo a la Ecuación 26.

Esfuerzo Radial:

$$\sigma_r = \frac{P_i r_i^2}{r_o^2 - r_i^2} \left(1 - \frac{r_o^2}{r^2} \right) = \frac{20,684MPa (0.043m)^2}{(0.053m)^2 - (0.043m)^2} \left(1 - \frac{(0.053m)^2}{(0.043m)^2} \right) = -20,6838MPa$$

Esfuerzo Tangencial:

$$\sigma_t = \frac{P_i r_i^2}{r_o^2 - r_i^2} \left(1 + \frac{r_o^2}{r^2} \right) = \frac{20,684MPa (0.043m)^2}{(0.053m)^2 - (0.043m)^2} \left(1 + \frac{(0.053m)^2}{(0.043m)^2} \right) = 100,3598MPa$$

Si bien en los extremos del zafiro se colocan 2 tapas que calzan y aseguran un sello por medio de O-Rings, existe una separación muy pequeña entre los bordes del zafiro en sus extremos y las tapas producto del uso de camisas en los pernos, Figura 88. A pesar de la elongación de los pernos y un movimiento de separación entre las tapas y el cuerpo de la celda al ser esta última sometida a presión, este desplazamiento sumado a la separación inicial (h), no son lo suficientemente grandes para que los O-Ring salgan del cuerpo de la celda y dejen de cumplir su función de sello.

Como se trata de un cilindro con tapas en sus extremos sujetadas mediante pernos, cuyas camisas reciben los esfuerzos de compresión de la precarga, el esfuerzo longitudinal en el cilindro producto de las tapas se puede suponer 0; sin embargo, al llenar la celda con agua a 3000 psi esta tiene una fuerza de arrastre que implica un esfuerzo longitudinal y que viene definido de acuerdo a la Ecuación 26:

$$\sigma_l = \vartheta(\sigma_r + \sigma_t) = 0,29 \times (-20,6838 + 100,3598) = 23,1064MPa$$

Se define el Estado de Esfuerzos en $r = r_i$, en el que todos los esfuerzos son normales máximos y con ello se puede calcular el factor de seguridad del sistema.

Para calcular el factor de seguridad se tiene en cuenta que, para materiales isotrópicos, los criterios de fractura basados en los esfuerzos y en la energía conducen a resultados bastante similares; sin embargo, si se está en presencia de una fuerte anisotropía material, estudios teóricos muestran que los criterios de fractura difieren en cuanto a la trayectoria de la grieta.

Por esta razón Nemat-Nasser y Azhdari (1998), efectuaron estudios para determinar qué criterio puede aplicarse a materiales anisótropos y para ello utilizaron probetas entalladas hechas de zafiro, dado que este es un material anisotrópico, macroscópicamente homogéneo, sólido y frágil. Procedieron entonces a localizar la muesca en diferentes planos cristalográficos para examinar la trayectoria de la fractura de acuerdo al plano seleccionado. Posteriormente, las observaciones experimentales se compararon con los resultados numéricos de tensión máxima a

la tracción y con la máxima tasa de liberación de energía, para concluir que la mayoría de las probetas entalladas fracturaban donde la tensión producto de la tracción es máxima es decir, donde ocurre el esfuerzo normal máximo, mientras que el criterio de energía fallaba para predecir la trayectoria de la fractura.

De acuerdo a lo anterior, para calcular el factor de seguridad del zafiro se aplicara la Teoría del Esfuerzo Normal Máximo por el hecho de que este material es frágil y ya ha sido estudiado bajo este criterio; además, se aplicara la Teoría de Mohr Modificado, recomendada en la bibliografía para materiales en los que $S_{uy} \neq S_{uc}$ y la Teoria de Mohr-Coulomb Frágil dado que es una teoría que puede aplicarse con el programa de elementos finitos y sirve de respaldo a los cálculos presentes. Por el elevado costo que implica el uso de este material, el criterio predominante será el de un diseño lo más conservador posible.

Dado que la celda se encuentra dentro de un horno que calienta el medio a 300F, de acuerdo a la Tabla 17 se tiene que: la resistencia última a la tracción es 275 MPa, la resistencia última a compresión es 2,1 GPa, el Módulo de Young es igual a 345 Gpa, y el coeficiente de poisson (ν) de 0.29. Estos valores están asociados al plano cristalográfico C, ya que este es conocido como el eje óptico (Haney y Subhash, 2011)

4.1.1.1 Teoría del Esfuerzo Normal Máximo

El orden de los 3 esfuerzos principales es:

$$\sigma_t > \sigma_l > \sigma_r$$

Dónde:

$$\begin{aligned}\sigma_1 &= \sigma_t \\ \sigma_2 &= \sigma_l \\ \sigma_3 &= \sigma_r\end{aligned}$$

De acuerdo a la Ecuación 50 el factor de seguridad es:

$$n = \frac{S_{ut}}{\sigma_1} = \frac{275MPa}{100,3598MPa} = 2,74$$

4.1.1.2 Teoría de Mohr-Coulomb Frágil

Si:

$$\begin{aligned}\sigma_1 &= \sigma_A = \sigma_t \\ \sigma_3 &= \sigma_B = \sigma_r\end{aligned}$$

Ya que:

$$\begin{aligned}\sigma_A &\geq 0 \geq \sigma_B \\ 100,3598MPa &> 0 > -20,6838 MPa\end{aligned}$$

Se calcula el factor de seguridad utilizando la Ecuación 53.

$$\frac{100,3598 \text{ MPa}}{275 \text{ MPa}} - \frac{(-20,6838 \text{ MPa})}{2100 \text{ MPa}} = \frac{1}{n}$$

$$n = \frac{1}{0,3747} = 2,66$$

4.1.1.3 Teoría de Mohr Modificada.

En este caso, se cumple que:

$$\sigma_1 \geq 0 \geq \sigma_3 \quad \text{y} \quad \left| \frac{\sigma_3}{\sigma_1} \right| \leq 1$$

$$100,3598 \text{ MPa} > 0 \geq -20,6838 \quad \left| \frac{-20,6838}{100,3598} \right| = 0,206 < 1$$

Se aplica la Ecuación 55 y el factor de seguridad resultante de acuerdo a esta teoría es:

$$\sigma_A = \frac{S_{ut}}{n}$$

$$n = \frac{S_{ut}}{\sigma_A} = \frac{275 \text{ MPa}}{100,3598 \text{ MPa}} = 2,74$$

En el año 2003, se efectuó un estudio al visor de la celda PVT Ruska modelo 2730 disponible en Intevep, la cual posee un tubo de zafiro de diámetro externo de 5 mm, diámetro interno de 3 mm y una longitud de 60 mm y en el que se aplicó la teoría de Recipientes a Presión de Pared Gruesa y el análisis de falla por Teoría de la Energía de Distorsión, para determinar qué factor de seguridad habría considerado el fabricante RUSKA para este equipo PVT. (Sastoque, 2003).

En aquel entonces se obtuvo como resultado para el cilindro de zafiro un factor de seguridad de 1,5. Tomando en cuenta este precedente, y en concordancia con los criterios de empresas internacionales con experiencia en el desarrollo de equipos PVT, tal como lo es la compañía RUSKA, el haber obtenido valores cercanos a 3 para el factor de seguridad del diseño propuesto, garantiza que el equipo soporte los esfuerzos generados bajo una carga estática de 3000 psi.

4.1.2 Validación de los resultados obtenidos con una herramienta de MEF.

Conocidos los valores de los esfuerzos y los factores de seguridad utilizando diversas teorías de falla, calculados de forma analítica, se procede a realizar el análisis estático con el programa de elementos finitos ANSYS Workbench 14.0, específicamente con el modulo “Static Structural” para corroborar estos resultados.

En primer lugar debe definirse el Zafiro dentro del programa, pues este es un material que no está disponible en la librería propia del ANSYS y para ello es necesario conocer las propiedades

mecánicas involucradas en los análisis de esfuerzos que se efectuaran: Coeficiente de Poisson: 0,29, Módulo de Young: 345 GPa, Resistencia Ultima a la Tracción: 275 MPa (275C), Resistencia Ultima a la Compresión: 2,1 GPa. Todo esto se define en la sección de “Engineering Data”. Figura 96.

1	Contents of Engineering Data	Source	Description
2	Material		
3	Structural Steel		Fatigue Data at zero mean stress comes from 1998 ASME BPV Code, Section 8, Div 2, Table 5-110.1
4	Zafiro		
=	Click here to add a new material		

Properties of Outline Row 4: Zafiro				
1	A	B	C	D
	Property	Value	Unit	E
5	Young's Modulus	3.45E+05	MPa	
6	Poisson's Ratio	0.29		
7	Bulk Modulus	2.7381E+11	Pa	
8	Shear Modulus	1.3372E+11	Pa	
9	Tensile Ultimate Strength	275	MPa	
10	Compressive Ultimate Strength	2100	MPa	

Figura 96. Propiedades del zafiro.

Con ayuda del programa AUTODESK Inventor se crea la geometría del zafiro con un diámetro interno de 86 mm, un diámetro externo de 106 mm y una longitud de 320 mm, para posteriormente importarla desde al ANSYS. Figura 97.

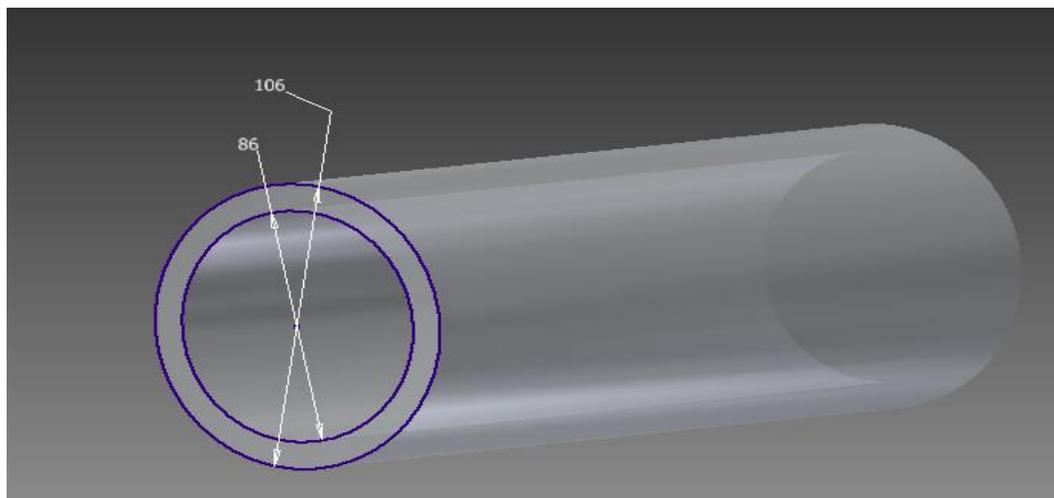


Figura 97. Tubo de zafiro. Diámetro interno 86 mm, diámetro externo 106 mm, longitud 320 mm.

El siguiente paso es el mallado del modelo, el cual es realizado automáticamente por el programa, el usuario solo se puede limitar a variar el parámetro “Mesh size → Relevance Center” el cual aumenta o disminuye la densidad de la malla y con ello el número de nodos y elementos. Figura 98. Si los resultados que se obtienen al final del estudio, no corresponden a los esperados, puede que existan errores en el mallado y éste debe repetirse.

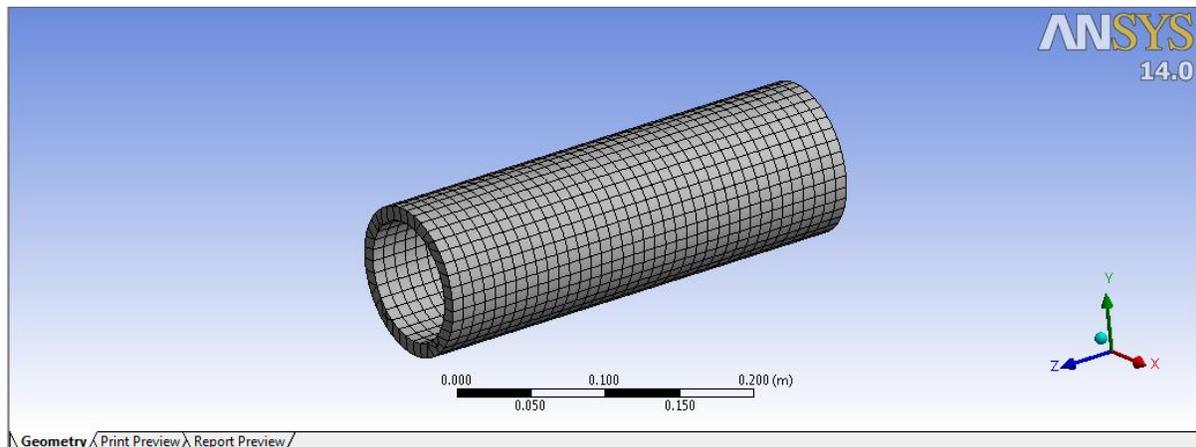


Figura 98. Mallado del tubo de zafiro.

Posteriormente se introducen las condiciones de borde, es decir se introduce la presión interna en la pared del zafiro de 3000 psi (20,684 MPa) y conociendo que el tubo no está solapado a las tapas se introduce una condición de “Frictionless” para evitar el desplazamiento del mismo. Los resultados de esta simulación se muestran en las Figuras 99-102.

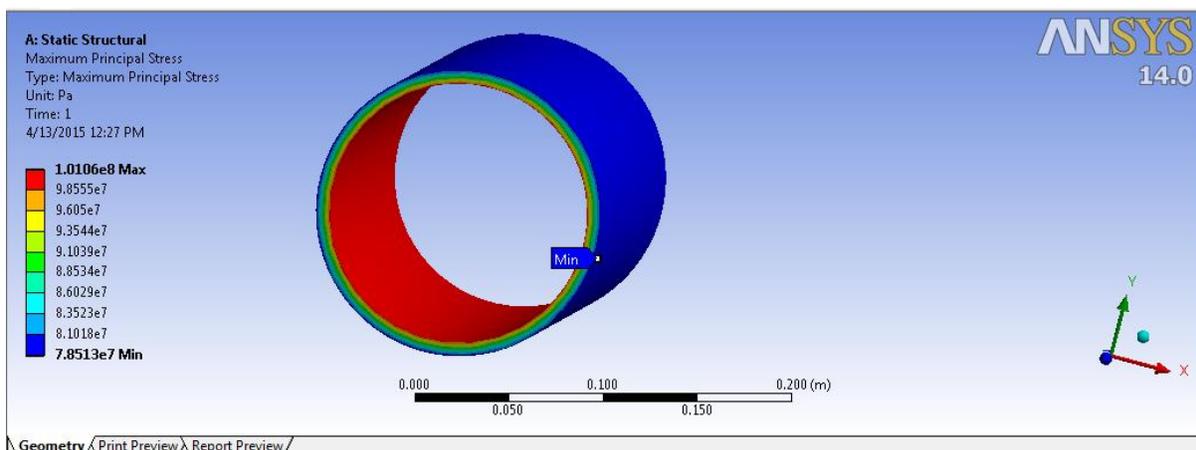


Figura 99. Esfuerzo principal máximo: 101,6 MPa.

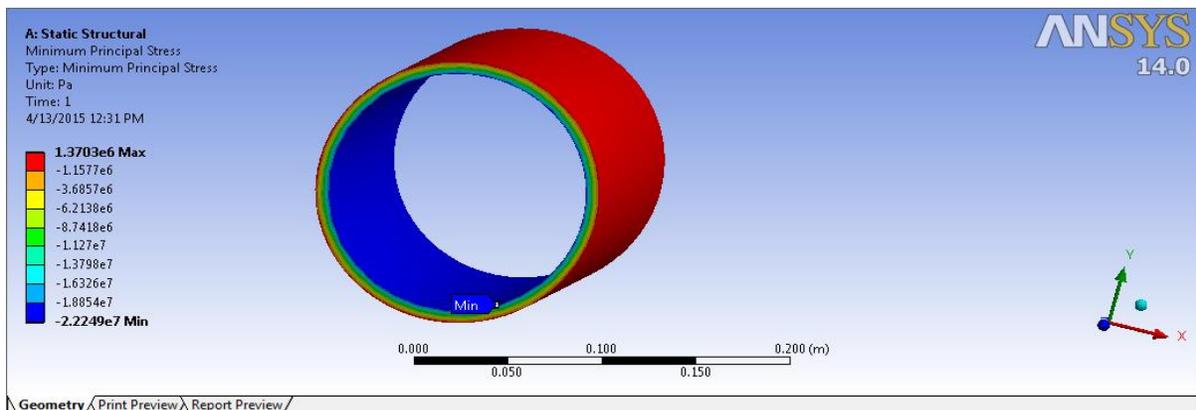


Figura 100. Esfuerzo principal mínimo: -22,249 MPa.

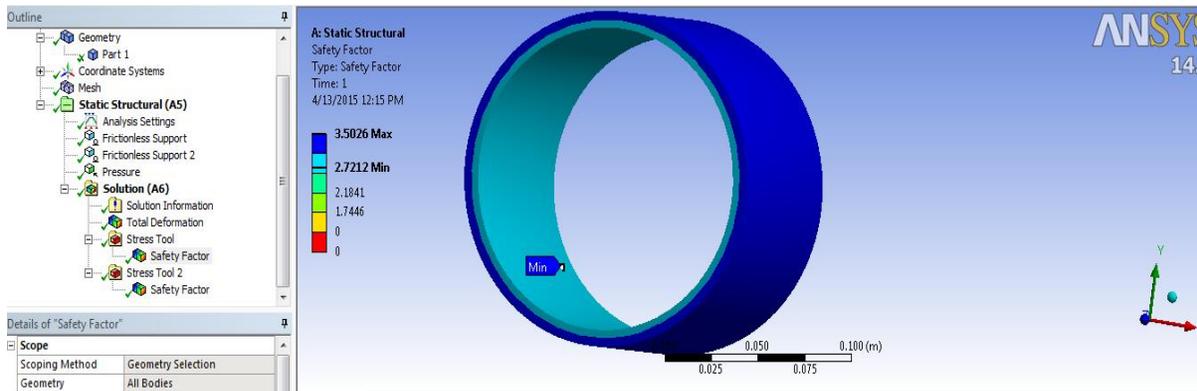


Figura 101. Factor de seguridad aplicando la teoría del esfuerzo normal máximo. $FS'=2,72$.

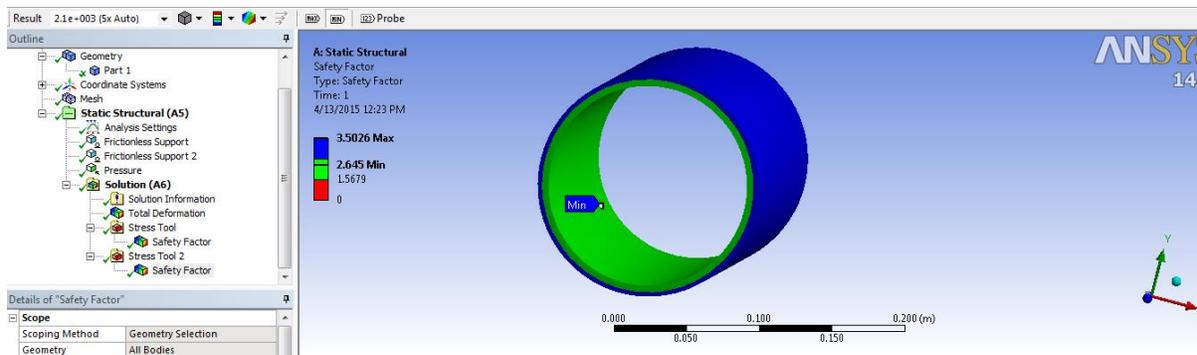


Figura 102. Factor de seguridad aplicando la teoría de Mohr-Coulomb frágil. $FS'=2,64$.

En la Tabla 20, se muestran los resultados obtenidos analíticamente y aplicando el método de elementos finitos mediante el uso de la herramienta ANSYS Workbench 14.0 el cual utiliza las mismas ecuaciones.

Tabla 20.

Error Relativo Comparando Valores Teóricos y Valores Computacionales, para los Esfuerzos y Factores de Seguridad.

Variable	Valor Teórico.	Valor ANSYS.	Error Relativo %
<i>Esfuerzo Principal Máximo σ_1</i>	100,3598 MPa	101,6 MPa	1,2%
<i>Esfuerzo Principal Mínimo σ_2</i>	-20,6838 MPa	-22,249 MPa	7,56%
<i>Factor de Seguridad, Teoría del Esfuerzo Normal Máximo</i>	2,74	2,72	0,72%
<i>Factor de Seguridad, Teoría Mohr Coulomb Frágil</i>	2,66	2,64	0,75%

Comparando los valores, el error relativo es bajo y se corrobora que los resultados obtenidos con la simulación son confiables y a su vez que el cuerpo de la celda soportara de manera eficiente las condiciones de trabajo bajo condiciones estáticas.

4.1.3 Análisis Dinámico.

Se procede a calcular la fatiga en cilindro de zafiro. Se sabe que el diseño funge como un recipiente a presión donde la carga en un momento alcanza los 3000 psi (20,684 MPa) y posteriormente vuelve a 0. Además por estar trabajando con un cilindro de pared gruesa sometido únicamente a presión interna se conoce el Estado de Esfuerzo en un punto $r = r_i$ el cual está definido por: σ_t, σ_l y σ_r .

Conocido el estado de esfuerzos en un punto en específico, se tienen definidos los esfuerzos principales:

$$\sigma_1 = \sigma_t = 100,3598 \text{ MPa}$$

$$\sigma_2 = \sigma_l = 23,1064 \text{ MPa}$$

$$\sigma_3 = \sigma_r = -20,6838 \text{ MPa}$$

$$\sigma_1 > \sigma_2 > \sigma_3$$

De esta forma:

$\sigma_{max} = \sigma_1 = 100,3598 \text{ MPa}$. Cuando se aplican los 3000 Psi sobre la pared del zafiro y $\sigma_{min} = 0$ cuando la presión en el interior del zafiro es 0.

Se calcula el esfuerzo medio σ_m y el esfuerzo alternante σ_a , los cuales tendrán el mismo valor utilizando las Ecuaciones 80 y 81 respectivamente:

$$\sigma_m = \sigma_a = \frac{\sigma_{max}}{2} = 50,1799 \text{ MPa}$$

Conocidos σ_m y σ_a , el factor de seguridad contra la fatiga φ de acuerdo a la Ecuación 91 es:

$$\frac{1}{\varphi} = \frac{\sigma_a}{S_n'} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}}$$

Para calcularlo es necesario conocer la Resistencia Estimada a la Fatiga S_n' , y se utiliza la Ecuación 82.

$$S_n' = k_a k_b k_c k_d k_e k_f S_e$$

Donde S_e es el límite de resistencia a la fatiga, y de acuerdo a la Tabla 17 $S_e = 1,03 \text{ GPa}$, para el zafiro en una orientación paralela al eje C.

Se proceden a definir cada uno de los factores de Marín:

Factor de Acabado Superficial k_a

Se utiliza la Ecuación 83:

$$k_a = a S_{ut}^b$$

El zafiro tendrá un acabado pulido y de acuerdo a la Tabla 12, $a = 1$ y $b = 0$

$$k_a = 1$$

Factor de Tamaño k_b

En este caso no hay carga axial y además es una sección hueca redonda no rotativa.

Calculamos el diámetro efectivo según la Ecuación 87.

$$d_e = 0,370d$$

Donde d es el diámetro externo de 106 mm

$$d_e = 0,370(106) = 39,22 \text{ mm}$$

Según la Ecuación 84 para el caso donde $2,79\text{mm} < d_e < 51\text{mm}$, k_b queda definida como:

$$k_b = 1,24 d_e^{-0,107}$$

$$k_b = 1,24(39,22)^{-0,107} = 0,83736$$

Factor de Confiabilidad k_c

El zafiro es un material sumamente costoso, por lo que se diseña en base a una confiabilidad elevada del 99,9999%. De acuerdo a la Tabla 14 el valor de k_c sera:

$k_c = 0,620$ para una confiabilidad del 99,9999%.

Factor de Temperatura k_d

La temperatura de operación a la que será sometida la celda es de $T = 150C$.

De acuerdo a la Ecuación 89.

$$k_d = \frac{S_T}{S_{RT}}$$

De la Tabla 17, la resistencia última a tracción a temperatura ambiente es 400 MPa, mientras que la resistencia última a tracción a 150 C considerada para la Temperatura de Operación es 275 MPa. El valor de k_d será:

$$k_d(150C) = \frac{S_t}{S_{rt}} = \frac{275 \text{ MPa}}{400 \text{ MPa}} = 0,6875$$

Dónde: S_t (T. de Operacion) = 275 MPa y $S_{rt}(T = 25C) = 400 \text{ MPa}$

Factor de Concentración de Esfuerzos k_e

Por la geometría que se está tratando no existen concentradores de esfuerzos, de manera que $k_e = 1$.

Factor de Efectos Varios k_f

Este factor, sirve para recordar que se está presente en un medio corrosivo, sin embargo se toma como $k_f = 1$

Conocidos todos los Factores de Marín, calculamos la *Resistencia Estimada a la Fatiga* S'_n , utilizando la Ecuación 82.

$$S'_n = (1,03 \text{ GPa})(1)(0,83736)(0,620)(0,6875)(1)(1) = 367,6 \text{ MPa}$$

Finalmente se puede calcular el Factor de Seguridad contra la Fatiga ϕ . Ecuación 91.

$$\varphi = \frac{1}{\frac{50,179\text{MPa}}{367,6\text{MPa}} + \frac{50,179\text{MPa}}{275\text{MPa}}} = 3,13$$

El factor de seguridad contra la fatiga indica que los esfuerzos presentes en el diseño están por debajo del límite de resistencia a la fatiga. Se considera que, mientras el equipo funcione bajo estas condiciones de trabajo, presentara vida infinita.

4.2 Pernos.

La función de los pernos es mantener unidas las dos tapas al cuerpo de la celda, teniendo en cuenta que la presión interna las empuja en sentidos contrarios. Para mantener dicha unión se propone el uso de 4 pernos y se conoce que la presión máxima en el interior de la celda es de 3000 psi (20,684271 MPa).

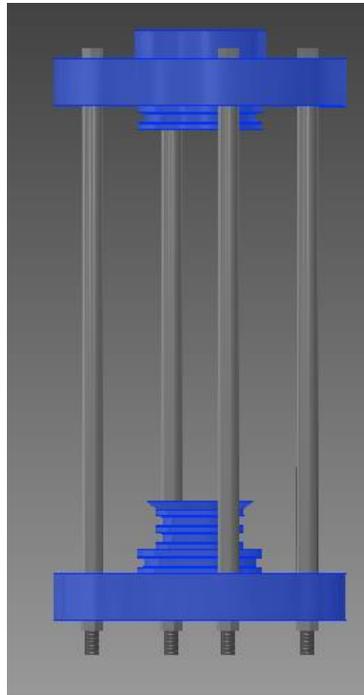


Figura 103. Tapas de la celda unidas por pernos

Deben definirse las cargas que están presentes en el equipo. El diseño propuesto implica que los pernos están sometidos a una carga de tensión estática con precarga. La precarga debe existir ya que la celda funge como un recipiente a presión en el que la carga aplicada oscila entre cero y una fuerza máxima F y, para contrarrestar la fatiga del sistema, debe existir una fuerza de sujeción aplicada a las tuercas, previa a la carga externa de tensión.

4.2.1 Análisis Estático

Se procede a calcular la fuerza total " F_t " que deberá ser compartida por los pernos, producto de la presión interna máxima de 3000 psi.

Si se considera la tapa hueca:

$$P = \frac{F}{A} \text{ , entonces } F_t = P \times A_t \text{ , donde } A_t = A_1 + A_2$$

El área A_1 se muestra en la Figura 104.

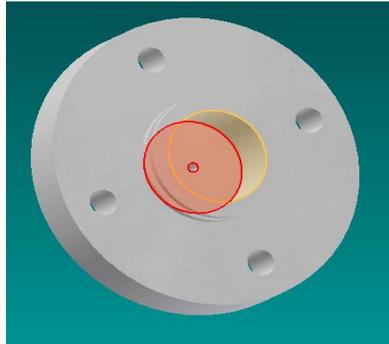


Figura 104. Área A_1

Donde:

$$\phi_A = 64 \text{ mm}$$

$$\phi_B = 6,7 \text{ mm}$$

$$A_1 = A_A - A_B$$

$$A_1 = \frac{\pi \phi_A^2}{4} - \frac{\pi \phi_B^2}{4} = \frac{\pi (64)^2}{4} - \frac{\pi (6,7)^2}{4} = 3181733 \text{ mm}^2$$

$$A_1 = 0,003181733 \text{ m}^2$$

El área A_2 se muestra en la Figura 105.

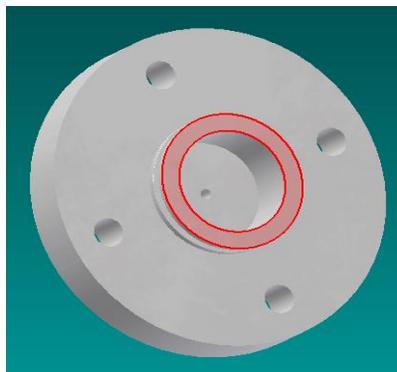


Figura 105. Área A_2

Donde:

$$A_2 = A_C - A_D$$

$$A_2 = \frac{\pi \phi_C^2}{4} - \frac{\pi \phi_D^2}{4} = \frac{\pi (85)^2}{4} - \frac{\pi (64)^2}{4} = 2457.509 \text{ mm}^2$$

$$A_2 = 0,002457509 \text{ m}^2$$

Entonces $A_t = A_1 + A_2 = 0.003181733 + 0.002457509 = 0.005639242 m^2$

La carga total que deberá compartirse entre los 4 pernos será:

$$F_t = P \times A_t = (3000 \text{ psi}) \times (0.005639242 m^2) = (20684271.84 \text{ Pa}) \times (0.005639242 m^2) = 116643,6145 \text{ N}$$

$$F_t = 26.222 \text{ Kip}$$

Conocida la fuerza total que deberá ser soportada y el número de pernos, se supone un material y un diámetro mayor nominal estándar para los mismos. De esta manera se garantiza la existencia en el mercado de estos pernos y valores certeros de tabla a la hora de efectuar los próximos cálculos, para minimizar errores.

Se escoge como material Acero SAE grado 5 y pernos del tipo $\frac{1}{2}$ pulg-13UNC con rosca hexagonal regular. Cada perno a su vez va acompañado de arandelas estándar con diámetro interno 0,562" (14,27 mm), diámetro externo 1,375" (34,925 mm) y espesor 0,109" (2,7686 mm) para el resguardo de las tapas al aplicar las cargas.

Se procede a calcular todos los factores de seguridad del sistema. En primer lugar se calcula el "Factor de Seguridad contra la Fluencia por Esfuerzo n_p " Ecuación 77.

$$n_p = \frac{s_p A_t}{C \left(\frac{F_t}{N} \right) + F_i}$$

Para ello será necesario calcular primero la Constante de Rigidez de la Unión de acuerdo a la Ecuación 73.

$$C = \frac{k_b}{k_b + k_m}$$

k_b , de acuerdo a la Ecuación 68, es $k_b = \frac{A_d A_t E}{A_d l_t - A_t l_d}$ y k_m , según la Ecuación 69, es

$$\frac{1}{k_m} = \frac{1}{k_1} + \frac{1}{k_2} + \frac{1}{k_3} + \dots + \frac{1}{k_i}$$

Se procede a determinar diversas variables necesarias para calcular cada una de las ecuaciones anteriores, comenzando por el Tamaño de Perno Fraccionario L'

$$L' = l + H + 2 \text{ roscas mas alla de la tuerca.}$$

Acá es necesario realizar una aclaratoria: l se define como el agarre y su valor afecta de manera significativa tanto a la rigidez efectiva del perno como a la rigidez de los elementos en la zona de sujeción.

La ecuación anterior para k_m , indica que cuando un perno sujeta a más de un elemento consecutivo, estos se comportan como una serie de resortes comprimidos en serie. Ahora bien, si existe un espacio entre las tapas que viene dado por el hecho de que el cilindro de zafiro las separa y no hay nada entre ellas más que aire, la ecuación para k_m deja de ser válida y si se tomase al agarre l únicamente como el espesor de las tapas y las arandelas, se estaría incurriendo en un error significativo. Para eliminar este vacío entre ambas tapas, se coloca a cada perno una camisa, tal como se observa a continuación.

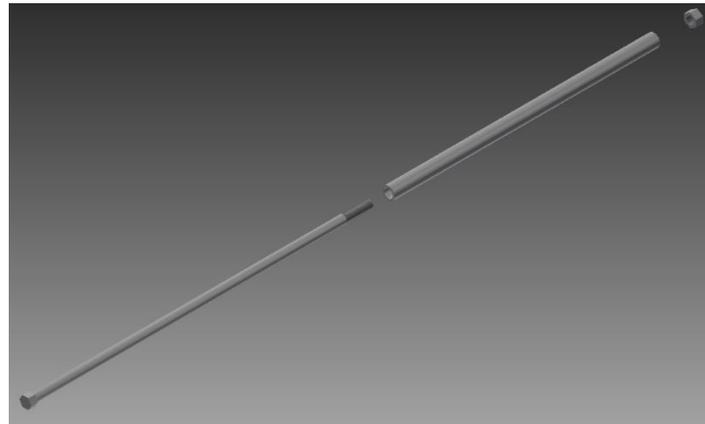


Figura 106. Disposición perno-camisa-tuerca.

De esta forma, cada perno sujeta a tres elementos consecutivos (tapa superior, tapa inferior y camisa).

Con la existencia de las camisas, se define al agarre l como el espesor de cada tapa, sumado a la longitud de la camisa que cubre al perno y el espesor de cada arandela. Cada tapa tiene un espesor de 32 mm, las arandelas una altura de 2,7686 mm y a la camisa se le asigna una longitud de 324 mm.

$$l = 32\text{ mm} \times 2 + 324\text{ mm} + 2 \times 2,7686\text{ mm} = 393,5372\text{ mm} = 15,4936\text{ pulg}$$

De la ecuación $L' = l + H + 2\text{ roscas mas alla de la tuerca}$, el valor de la altura H proviene de la Tabla 8.

$$H = \frac{7}{16}\text{ pulg}, \text{ para un diámetro mayor nominal } \frac{1}{2}\text{ pulg y una rosca de tipo hexagonal regular.}$$

De acuerdo a este diámetro de $\frac{1}{2}\text{ pulg}$, de acuerdo a la Tabla 6, rosca posee un paso de 13 por lo que la expresión “2 roscas más allá de la tuerca” indica un valor de $2/13$. El tamaño de perno fraccionario L' es:

$$L' = l + H + 2\text{ roscas mas alla de la tuerca} = 15,4936\text{ pulg} + \frac{7}{16}\text{ pulg} + \frac{2}{13}\text{ pulg} = 16,0849\text{ pulg}$$

De acuerdo a la Tabla 9, el siguiente valor para L es de 16,5", sin embargo aumentar el tamaño por una diferencia superior tan pequeña de 0,0849" es innecesario, por lo que el tamaño de perno fraccionario estándar con el que se seguirá trabajando será: $L = 16 \text{ pulg}$.

Conocido L se calcula la longitud de rosca L_T de acuerdo a la Ecuación 59.

$$\text{Dado que } L > 6 \text{ pulg se tiene que } L_T = 2\left(\frac{1}{2}\right) + \frac{1}{2} = 1,5 \text{ pulg}$$

Conocida L_T se calcula la longitud de la parte no roscada l_d , Ecuación 65:

$$l_d = L - L_T$$

$$l_d = 16 - 1,5 = 14,5 \text{ pulg}$$

Ahora teniendo l_d , la longitud roscada en el agarre l_t de acuerdo a la Ecuación 66 es:

$$l_t = 15,4936 - 14,5 = 0,9936 \text{ pulg}$$

Conocidas l_t , l_d , l y d , solo faltaría conocer A_d y A_t para poder calcular k_b . Con el diámetro mayor nominal y el tipo de rosca (UNC o UNF), de acuerdo a la Tabla 6 A_t es: $A_t = 0,1419 \text{ pulg}^2$.

Por su parte, de acuerdo a la Ecuación 67.

$$A_d = \frac{\pi d^2}{4} = \frac{\pi(0.5)^2}{4} = 0,196349 \text{ pulg}^2$$

Se procede entonces a determinar k_b , la cual representa la rigidez efectiva estimada del perno en la zona de sujeción, Ecuación 68:

$$k_b = \frac{A_d A_t E}{A_d l_t + A_t l_d}$$

$$k_b = \frac{(0,196349 \text{ pulg}^2 \times 0,1419 \text{ pulg}^2 \times 30 \text{ Mpsi})}{0,196349 \text{ pulg}^2 \times 0,787 \text{ pulg} + 0,1419 \text{ pulg}^2 \times 14,5 \text{ pulg}} = 0,371 \frac{\text{Mlbf}}{\text{pulg}}$$

Donde E es el módulo de elasticidad, y dado que los pernos son de un acero al carbono, de acuerdo a las constantes físicas de los materiales que $E = 30 \text{ Mpsi}$.

Ahora, se procede a calcular k_m .

La Ecuación 72, indica que la rigidez relativa de los elementos en la zona de sujeción es:

$$k = \frac{0,5774\pi Ed}{\ln\left(\frac{(1,55t + D - d)(D + d)}{(1,55t + D + d)(D - d)}\right)}$$

Dado que se tienen diferentes elementos sujetos por el perno, de acuerdo a la Ecuación 69, se debe calcular la rigidez relativa de cada elemento presente.

La camisa será del mismo material que las tapas: Acero AISI 316. Sin embargo el espesor o altura de las tapas es de 32mm y la del tubo es de 324 mm, es por esta razón que se calcularán 2 k , una para las tapas y otra para la camisa, para luego sumarlas y obtener k_m .

Para las tapas:

$$k_{tapas} = \frac{0,5774\pi Ed}{\ln\left(\frac{(1,55t_{tapa+arandela} + 0,5d)(2,5d)}{(1,55t_{tapa+arandela} + 2,5d)(0,5d)}\right)}$$

$$k_{tapas} = \frac{0,5774\pi(27,55Mpsi)\left(\frac{1}{2}pulg\right)}{\ln\left(\frac{\left(\left(1,55(1,25pulg + 0,109pulg) + 0,5\left(\frac{1}{2}pulg\right)\right)\left(2,5\left(\frac{1}{2}pulg\right)\right)\right)}{\left(\left(1,55(1,25pulg + 0,109pulg) + 2,5\left(\frac{1}{2}pulg\right)\right)\left(0,5\left(\frac{1}{2}pulg\right)\right)\right)}\right)} = \frac{24,9872}{1,25571}$$

$$k_{tapas} = 19,8988 \frac{Mlbf}{pulg}$$

Para la camisa:

$$k_{camisa} = \frac{0,5774\pi Ed}{\ln\left(\frac{(1,55t_{camisa} + 0,5d)(2,5d)}{(1,55t_{camisa} + 2,5d)(0,5d)}\right)}$$

$$k_{camisa} = \frac{0,5774\pi(27,55Mpsi)\left(\frac{1}{2}pulg\right)}{\ln\left(\frac{\left(\left(1,55(12,7656pulg) + 0,5\left(\frac{1}{2}pulg\right)\right)\left(2,5\left(\frac{1}{2}pulg\right)\right)\right)}{\left(\left(1,55(12,7656pulg) + 2,5\left(\frac{1}{2}pulg\right)\right)\left(0,5\left(\frac{1}{2}pulg\right)\right)\right)}\right)} = \frac{24,98}{1,56}$$

$$k_{camisa} = 16,01 \frac{Mlbf}{pulg}$$

Finalmente:

$$\frac{1}{k_m} = \frac{2}{k_{tapas}} + \frac{1}{k_{camisa}} = \frac{2}{19,8988} + \frac{1}{16,01} = 0,162969 \frac{pulg}{Mlbf}$$

$$k_m = 6,13611 \frac{Mlbf}{pulg}$$

Calculados k_b y k_m se puede calcular ahora la constante de rigidez de la unión con la Ecuación 73:

$$C = \frac{0,371}{0,371 + 6,1361} = 0,05701$$

Se procede a calcular la precarga del sistema.

Para calcular la precarga F_i , se debe calcular primero la Carga de Prueba, Ecuación 75.

$$F_p = A_t S_p$$

Para un acero al carbono SAE grado 5, de acuerdo a la Tabla 10, la Resistencia de prueba mínima es $S_p = 85Kpsi$.

La carga de prueba es: $F_p = A_t S_p$ $F_p = (0,1419 \text{ pulg}^2)(85Kpsi) = 12,0615Kip$

De acuerdo a la Ecuación 76, para conexiones no permanentes tales como los pernos, la precarga es:

$$F_i = 0,75(12,0615) = 9,046125Kip .$$

Ya se cuenta con toda la información necesaria para calcular todos los factores de seguridad de la unión propuesta.

Factor de Seguridad contra la Fluencia por Esfuerzo: Ecuación 77

$$n_p = \frac{85 \times 0,1419}{0,05701 \left(\frac{26,227}{4} \right) + 9,046125} = 1,28$$

Este es el factor de seguridad tradicional, que compara el esfuerzo máximo del perno con la resistencia de prueba.

Factor de Carga: Ecuación 78.

$$n_l = \frac{85(0,1419) - 9,046125}{0,05701 \left(\frac{26,227}{4} \right)} = 8$$

Este factor es otro indicador de fluencia. El mismo denota la sobrecarga sobre $\frac{F_t}{N}$ que puede aplicarse sin exceder la resistencia de prueba.

Factor de Seguridad contra la Separación de la Unión: Ecuación 79.

$$n_o = \frac{9,046125}{\left(\frac{26,227}{4} \right) (1 - 0,05701)} = 1,463$$

Si la fuerza P es muy grande, la unión se separara y el perno recibirá toda la carga. Este factor protege contra ese evento.

Todos los factores son mayores que uno, por lo que el sistema de uniones no presentara problemas en la parte estática. A pesar de que el factor de seguridad contra la fluencia por esfuerzo nos da cercano a la unidad, esto no implica que estemos cercanos a una falla, simplemente es común cargar un perno cerca de la resistencia de prueba y por ello este factor no suele ser mucho mayor a la unidad.

4.2.2. Análisis Dinámico.

Como se mencionó anteriormente, con frecuencia el tipo de carga a la fatiga que se encuentra en el análisis de uniones empernadas es uno en el que la carga aplicada externa oscila entre cero y una fuerza máxima F. Tal es el caso del diseño en el presente trabajo: la celda funge como un recipiente a presión, que al funcionar debe soportar una presión interna máxima de 3000 psi pero al culminar su operación, la misma queda sin presión interna.

Se procede a calcular el factor de seguridad contra la fatiga aplicando el criterio de Goodman, Ecuación 105

$$n_f = \frac{S_e(S_{ut} - \sigma_i)}{\sigma_a(S_{ut} - S_e)}$$

La fuerza fluctúa entre $F_{\min} = 0$ y $F_{\max} = 26.222 \text{ Kip}$

El esfuerzo alternante, Ecuación 103, es:

$$\sigma_a = \frac{c \left(\frac{F_t}{N} \right)}{2A_t}, \text{ donde } P = \frac{F_t}{N}$$

$$\sigma_a = \frac{0,05701(6,55)}{2(0,1419)} = 1,31576 \text{ Kpsi}$$

S_e es el límite de resistencia a la fatiga corregido. De acuerdo a la Tabla 16, teniendo un perno cuyo material es Acero SAE grado 5, cuyo diámetro mayor nominal es $\frac{1}{2}$ pulg el valor de S_e será de 18,6 Kpsi.

S_{ut} es la resistencia mínima a la tensión, de la Tabla 10 $S_{ut} = 120 \text{ Kpsi}$.

El esfuerzo producto de la precarga σ_i es:

$$\sigma_i = \frac{F_i}{A_t} = \frac{9,046125}{0,1419} = 63,75 \text{ Kpsi}$$

Calculando el factor de seguridad, Ecuación 105:

$$n_f = \frac{S_e(S_{ut} - \sigma_i)}{\sigma_a(S_{ut} - S_e)}$$

$$n_f = \frac{18,6(120 - 63,75)}{1,31576(120 - 18,6)} = 7,8418$$

Se encuentra que $n_f = 7,8418$ de acuerdo al criterio de Goodman, y $n_L = 8$ con base a la resistencia de prueba. De esta forma, el peligro de falla es por fatiga, no por carga por encima de la prueba. Sin embargo son factores de seguridad altos, lo que indica con respecto al estudio de fatiga que el sistema no fallara y tiene vida infinita siempre y cuando se mantengan estas condiciones de trabajo.

4.3 Estudio de la Deformación en las Camisas de los Pernos.

Conocida la precarga que soporta cada perno, en el momento inicial cuando la presión interna de la celda es 0, se debe determinar cuánto se encoge cada camisa para saber si llega a existir un contacto entre las tapas y el zafiro lo que ocasionaría un esfuerzo de compresión sobre este último.

En primer lugar se conoce la longitud de cada camisa: 324 mm y conociendo el diámetro del perno se le asigna un valor de diámetro interno a la camisa de 14,7 mm. Además, este tubo es de acero AISI 316, cuyo módulo de elasticidad E es de 189950,612 MPa y su esfuerzo de fluencia S_y es de 206,84 MPa.

Para estudiar la deformación de la barra en primer lugar debemos obtener la deformación unitaria. En el mejor de los casos, se quiere que la deformación ocurra en la zona elástica de la curva Esfuerzo-Deformación de dicho acero y para ello se tiene como límite el esfuerzo de compresión S_c , del cual no se tiene información, pero se conoce que para la mayoría de los

metales $|S_y| < |S_c|$ por lo que en nuestro caso, es una buena opción diseñar bajo el criterio de que $S_y = S_c$.

Entonces sí:

La precarga es $F_i = 9,046 \text{ Kip} = 40238,612 \text{ N}$ y tenemos como limite $S_y = S_c = 206,84 \text{ Mpa}$. Calculamos el área necesaria para obtener este valor de esfuerzo.

$$\sigma = S_y = \frac{F_i}{A}$$

$$A = \frac{F_i}{S_y} = \frac{-40238,61259 \text{ N}}{206840000 \text{ Pa}} = 0,000194539 \text{ m}^2 = 194,539 \text{ mm}^2$$

Ahora bien:

$$A = \frac{\pi \phi_{ext}^2}{4} - \frac{\pi \phi_{int}^2}{4}$$

Conocida el área y el diámetro interno determinamos el diámetro externo que satisface la ecuación.

$$194,539 \text{ mm}^2 = \frac{\pi \phi_{ext}^2}{4} - \frac{\pi (14,7 \text{ mm})^2}{4} = \frac{\pi \phi_{ext}^2}{4} - 169,7166 \text{ mm}^2$$

$$(194,539 \text{ mm}^2 + 169,7166 \text{ mm}^2) \frac{4}{\pi} = \phi_{ext}^2$$

$$\phi_{ext} = 21,5356 \text{ mm}$$

Todo diámetro externo mayor a 21,5356 mm garantiza que el esfuerzo de compresión producto de la precarga sea menor a 206,84 MPa y de esa forma, la deformación experimentada por la camisa no será permanente.

Sin embargo, hasta el momento solo se ha garantizado una deformación del tipo elástico en la camisa pero no se conoce cuanto se encoge la misma. Se escoge un diámetro externo para la camisa de 22 mm.

Entonces:

$$A = \frac{\pi \phi_{ext}^2}{4} - \frac{\pi (14,7 \text{ mm})^2}{4} = \frac{\pi (22 \text{ mm})^2}{4} - 169,7166 \text{ mm}^2$$

$$A = 210,4161 \text{ mm}^2$$

Calculamos el esfuerzo:

$$\sigma = \frac{-40238,61259 \text{ N}}{0,0002104161 \text{ m}^2} = -191233515,259 \text{ Pa} = -191,233 \text{ MPa}.$$

Conocido el esfuerzo procedemos a calcular la deformación unitaria, Ecuación 14:

$$\varepsilon = \frac{\sigma}{E} = \frac{-191,233 \text{ MPa}}{189950,6128 \text{ MPa}} = -0,001006 \text{ mm/mm}$$

Finalmente, de acuerdo a la Ecuación 12, el encogimiento aproximado de la barra es:

$$\delta = \varepsilon L = -0,001 \text{ mm/mm} \times 324 \text{ mm} = -0,326 \text{ mm}$$

Se corrobora que, a pesar de que la camisa se encoge por efecto de la precarga, en ningún momento la tapa entra en contacto con el zafiro por lo que este queda libre de este esfuerzo de compresión.

4.4 Estudio de la Deformación de los Pernos.

Quedo definido que las camisas mantienen separadas a las tapas del tubo de zafiro, siendo esta separación tan pequeña de manera que los O-Ring se mantienen dentro del cilindro y cumplen su función de sello. Sin embargo, cuando la presión dentro del sistema deja de ser 0 existe una fuerza de empuje hacia las tapas, la cual repercute en los pernos y los deforma. La elongación, producto de esta deformación, debe de calcularse para verificar que la separación entre el tubo y las tapas aunadas al estiramiento en los pernos sea pequeña y los O-Ring no salgan del interior del cilindro.

La carga $F_t = 116643,6145 \text{ N}$ es de tensión y causa que la conexión se alargue o se estire, a través de una distancia δ . Dicha elongación puede relacionarse con la rigidez, recordando que k es la fuerza dividida entre la deflexión. Así, de la Ecuación 71:

$k = \frac{P}{\delta}$, para el perno $k = k_b$, $P = P_b$ por lo que:

$$\delta = \frac{P_b}{k_b} = \frac{(F_t/N)}{k_b}$$

Ya que se conocen los valores de P_b y k_b entonces la elongación del perno es:

$$\delta = \frac{\left(\frac{116643,6145 \text{ N}}{4}\right)}{k_b} = \frac{(29160,90 \text{ N})}{k_b} = \frac{(6553,01 \text{ lbf})}{371000 \frac{\text{lbf}}{\text{pulg}}} = 0,017663 \text{ pulg}$$

$$\delta = 0,4486402 \text{ mm}$$

4.5 Tapas

Las tapas son elementos circulares colocados en cada extremo del cuerpo de la celda fabricados en acero AISI 316. Estas se mantienen unidas al cuerpo del equipo mediante el uso de cuatro pernos.

En las tapas se generan esfuerzos y deformaciones, los cuales varían de acuerdo al trabajo que se efectúa en un instante determinado:

- a) **Ensamblaje de la celda:** Momento en el que se arma la celda; las tapas reciben la fuerza de apriete de los tornillos (precarga) así como la fuerza de reacción ejercida por las camisas.
- b) **Puesta en funcionamiento:** En este punto, la celda se encuentra funcionando y sobre las tapas actúan la presión de confinamiento así como la presión de pozo. Además se deben considerar las reacciones de los pernos que se oponen a las presiones generadas.

4.5.1 Efectos de la Precarga sobre las Tapas.

Cuando se ajustan las tuercas de los pernos, se aplica una fuerza conocida como precarga que se transmite a su vez hacia las tapas, para fijarlas al cuerpo cilíndrico de la celda. En este punto, se estudiarán los efectos de la precarga sobre las tapas, considerando que la celda no se encuentra funcionando y la presión interna es cero.

4.5.1.1 Esfuerzo Generado por la Precarga.

Calculamos el esfuerzo generado por la precarga sobre las tapas, con la Ecuación 13 de Esfuerzo Nominal:

$$\sigma = \frac{P}{A_o}$$

Donde P será la fuerza de precarga calculada en la sección 4.2.1 y A_o será el área de la cabeza del perno.

Conocido el diámetro nominal mayor, utilizamos la Tabla 8 para obtener el ancho de la cabeza del perno $w = \frac{3}{4}$. Con ello se calcula el área de la cabeza del perno:

$$A_p = \pi \frac{\left(\frac{3}{4}\right)^2}{4} - \pi \frac{\left(\frac{1}{2}\right)^2}{4} = 0,2454 \text{ pulg}^2 \rightarrow 1,5835 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

$$\text{Fuerza de pre-carga} \quad F_i = 40,238 \text{ KN}$$

$$\sigma_{pc} = \frac{F_i}{A_p} = \frac{-40,238 \text{ KN}}{1,5835 \times 10^{-4} \text{ m}^2} = -254,107 \text{ MPa}$$

Si se toma en cuenta que el esfuerzo de fluencia para el acero AISI 316 es $S_y = 206,84 \text{ MPa}$ (Tabla 19), el esfuerzo generado sobre la superficie de la tapa es mayor al S_y del material por lo que es necesario reducirlo.

La forma más práctica es incrementando el área donde es aplicada la fuerza, para ello se utilizaran arandelas con el objetivo de incrementar el área de aplicación y además, garantizar que los pernos trabajen de manera totalmente perpendicular a la superficie

Se procede a calcular el área de la arandela, teniendo en cuenta que su ancho es 1,5 veces el ancho de la cabeza del perno $w_{arandela} = 1,5 \left(\frac{3}{4}\right)$

$$A_{ar} = \pi \frac{\left(1,5 * \frac{3}{4}\right)^2}{4} - \pi \frac{\left(\frac{1}{2}\right)^2}{4} = 0,7976 \text{ pulg}^2 \rightarrow 5,14 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

Finalmente, se calcula el *Esfuerzo Generado por la Precarga Utilizando Arandelas* con la Ecuacion13.

$$\sigma_{pc} = \frac{F_i}{A_{ar}} = \frac{-40,238 \text{ KN}}{5,14 \times 10^{-4} \text{ m}^2} = -78,284 \text{ MPa}$$

Se observa que el uso de la arandela redujo el esfuerzo generado por la precarga a un valor por debajo del S_y .

4.5.1.2 Fuerza de Reacción de la Camisa y Esfuerzo Generado sobre la Tapa.

Calculamos el esfuerzo generado por la fuerza de reacción de la camisa sobre la tapa. Asumimos que la tapa transmite la fuerza de pre-carga directamente sobre la camisa; se ejerce una fuerza " F_{rc} " en igual dirección y sentido opuesto sobre las tapas.

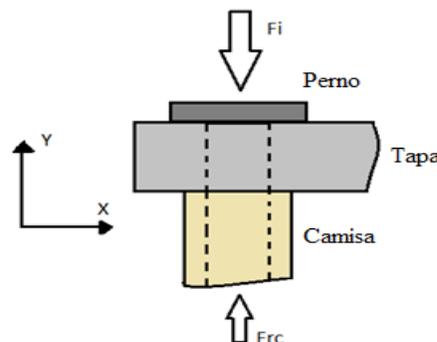


Figura 107. Sección de la tapa sometida a la fuerza de pre-carga y fuerza de reacción de la camisa.

$$F_i = F_{rc} = 40,238 \text{ KN}$$

Se calcula el esfuerzo generado por la fuerza de reacción de la camisa sobre la tapa:

$$\sigma_{ca} = \frac{F_{rc}}{A_{ca}}$$

Utilizando el área de la camisa calculada en la sección 4.3

$$A_{ca} = 2,104 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

$$\sigma_{ca} = \frac{F_{rc}}{A_{ca}} = \frac{40,238 \text{ KN}}{2,104 \times 10^{-4} \text{ m}^2} = 191,245 \text{ MPa}$$

La precarga genera un esfuerzo sobre la tapa y de igual manera lo hace la fuerza de reacción, producto de la existencia de una camisa. Tanto la fuerza de precarga como la fuerza de reacción de la camisa, tienen la misma dirección pero sentidos opuestos y de igual forma ocurre con los esfuerzos normales que estas generan. La existencia de dichos esfuerzos evita la aparición de esfuerzos cortantes en la sección abarcada por el área de la camisa y de la arandela.

4.5.1.3 Análisis de Falla Bajo Carga Estática.

Conocidos los esfuerzos presentes en las tapas producto de la precarga, se procede a calcular el factor de seguridad presente. Se utilizarán las teorías de falla de: Esfuerzo Cortante Máximo (Tresca) y Máxima Energía de Distorsión (Von Mises).

Máximo Esfuerzo Cortante (Tresca)

Utilizando la Ecuación 48 calculamos el esfuerzo cortante máximo para el material

$$\tau_{max} = \frac{S_y}{2} = \frac{206,84 \text{ MPa}}{2} = 103,42 \text{ MPa}$$

Se calculan el esfuerzo cortante máximo generado por la pre-carga y el esfuerzo cortante máximo generado por la fuerza de reacción de la camisa, ambos utilizando la Ecuación 48.

Debido a que solo se presenta esfuerzos en una dirección $\sigma_3 = 0$.

$$\tau_{maxpc} = \frac{(\sigma_1 - \sigma_3)}{2} = \frac{78,284 \text{ MPa}}{2} = 39,142 \text{ MPa}$$

$$\tau_{maxca} = \frac{(\sigma_1 - \sigma_3)}{2} = \frac{191,245 \text{ MPa}}{2} = 95,622 \text{ MPa}$$

Utilizando la Ecuación 49 calculamos el factor de seguridad para cada uno de ellos:

Precarga

$$n = \frac{S_y}{2\tau_{maxpc}} = \frac{206,84 \text{ MPa}}{2 * 39,142 \text{ MPa}} = 2,64$$

Fuerza de Reacción de la Camisa

$$n = \frac{S_y}{2\tau_{maxca}} = \frac{206,84 \text{ MPa}}{2 * 95,622 \text{ MPa}} = 1,0815$$

Máxima Energía de Distorsión (Von Mises).

De igual forma se calcula el esfuerzo equivalente de Von Mises para la precarga y la fuerza de reacción de la camisa. Debido a que solo se presentan esfuerzos en una sola dirección $\sigma_2 = \sigma_3 = 0$. Utilizando la Ecuación 58.

$$\sigma'_{pc} = \sqrt{\frac{2(78,284 \text{ MPa})^2}{2}} = 78,284 \text{ MPa}$$

$$\sigma'_{ca} = \frac{\sqrt{(191,245 \text{ MPa})^2}}{2} = 191,245 \text{ MPa}$$

Calculamos el factor de seguridad $\sigma' = \frac{S_y}{n}$

Para la Precarga:

$$\sigma'_{pc} = \frac{S_y}{n} \rightarrow n = \frac{206,84 \text{ MPa}}{78,284 \text{ MPa}} = 2,642$$

Para la Fuerza de Reacción de la Camisa:

$$\sigma'_{ca} = \frac{S_y}{n} \rightarrow n = \frac{206,84 \text{ MPa}}{191,245 \text{ MPa}} = 1,0815$$

Los factores de seguridad calculados con las teorías de falla de Tresca y Von Mises resultan iguales, ya que sobre la superficie solo se ejercen esfuerzos normales que resultan de dos fuerzas con igual modulo y dirección pero sentido opuesto.

El factor de seguridad obtenido por ambas teorías, para el esfuerzo producto de la precarga, indica que el esfuerzo de precarga es mucho menor al esfuerzo de fluencia y no se produce falla por acción de esta fuerza.

Por su parte, el factor de seguridad que se obtiene para el esfuerzo producido por la fuerza de reacción de la camisa sobre la tapa, es ligeramente superior a la unidad; sin embargo, se consideró que la tapa transmite toda la fuerza de precarga a la camisa y con ello se trabaja con

una fuerza mayor a la real. Si utilizando esta fuerza el sistema no falla, se espera que con una magnitud menor el factor de seguridad aumente.

4.5.2 Presiones de Trabajo que Afectan las Tapas.

Al momento de efectuar pruebas tales como las de desplazamiento, en la celda se generan cargas internas producto de la presión de pozo y la presión de confinamiento.

En el Capítulo 3, cuando se trabajó con la celda triaxial para una prueba con núcleo consolidado, se especificó que para las pruebas con crudo pesado, la presión de confinamiento estaba entre los 800 y 1500 psi y esta mantiene una relación con la presión de pozo la cual esta unos 300 o 400 psi por debajo.

En nuestro diseño, la presión de confinamiento es aquella soportada por el cuerpo de zafiro y las tapas, y puede alcanzar los 3000 psi. Para la presión de pozo se utilizara un valor de 2610 psi, manteniendo la relación expresada anteriormente.

La presión de confinamiento es de $P_1 = 3000 \text{ psi} \approx 21 \text{ MPa}$

La presión de pozo es de $P_2 = 2610 \text{ psi} \approx 18 \text{ MPa}$

4.5.3 Fuerzas Ejercidas en el Interior de la Celda.

En el interior de la celda actúan distintas fuerzas sobre las tapas producto de las presiones que se generan. Para calcularlas, primero determinamos el área donde se está ejerciendo la presión en cada una de ellas.

Área en la Tapa Hueca.

$$A_1 = \frac{D^2}{4} \pi = \frac{(0,085)^2}{4} \pi = 5,674 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

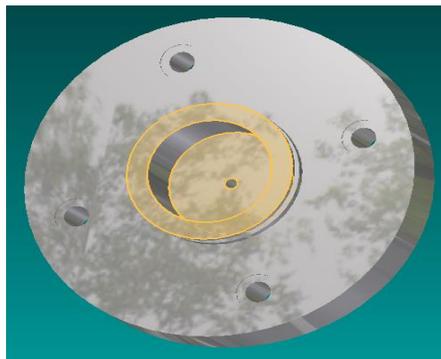


Figura 108. Área donde se ejerce la presión en la tapa hueca.

Área en la Tapa Fija.

La tapa inferior se encuentra compuesta de dos áreas, cada una de ellas es sometida a una presión distinta. Para establecer la fuerza total a la que se encuentra sometida, se calculara la fuerza producto de cada presión por separado.

$$A_2 = \frac{(0,072)^2}{4} \pi = 4,0715 \times 10^{-3} m^2$$

$$A_3 = \left(\frac{(0,085)^2}{4} \pi - \frac{(0,064)^2}{4} \pi \right) = 2,457 \times 10^{-3} m^2$$

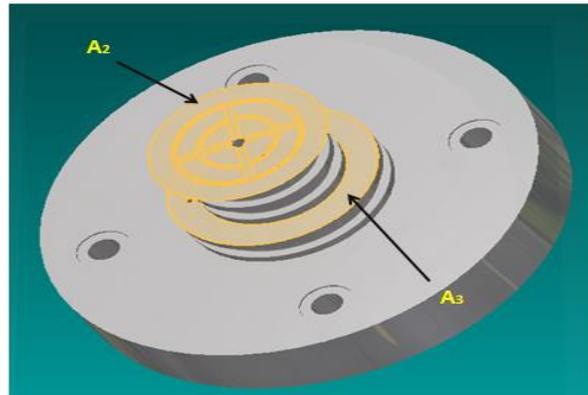


Figura 109. Áreas donde se ejercen las presiones en la tapa fija.

La presión está definida por la ecuación $P = \frac{F}{A}$, se despeja F y se obtiene que $F = P * A$.

Fuerza en la tapa hueca.

Sobre la tapa hueca se ejerce la presión de confinamiento $P_1 = 21 \text{MPa}$, procedemos a determinar la fuerza que esta ejerce sobre la tapa.

$$F = P * A$$

Donde A es el áreas $A_1 = 5,674 \times 10^{-3} m^2$.

Fuerza en la tapa hueca "F_{ts}"

$$F_{ts} = 21 \text{MPa} * 5,674 \times 10^{-3} m^2 = 0,119154 \text{MN} \rightarrow 119,154 \text{KN}$$

Fuerza en la tapa fija

La tapa inferior se encuentra sometida a dos presiones, la presión de confinamiento (21 MPa) y la presión de pozo (18 MPa), cada una de ellas ejercidas sobre áreas diferentes. Se calcula cada una de las fuerzas producidas.

El área A2, corresponde a la sección A de la tapa fija y sobre ella actúa la presión de pozo. La fuerza ejercida en esta área es:

$$F_{A2} = 18 \text{ MPa} * 4,0715 \times 10^{-3} \text{ m}^2 = 0,07328 \text{ MN} \rightarrow 73,28 \text{ KN}$$

El área A3, corresponde a la sección C de la tapa fija; en ella se ejerce la presión de confinamiento. La fuerza ejercida en esta área es:

$$F_{A3} = 21 \text{ MPa} * 2,457 \times 10^{-3} \text{ m}^2 = 0,051607 \text{ MN} \rightarrow 51,607 \text{ KN}$$

Ya calculadas las fuerzas que actúan sobre cada área de la tapa fija, se procede a calcular la fuerza total que experimenta dicha tapa.

Fuerza en la tapa fija “ F_{ti} ”

$$F_{ti} = F_{A3} + F_{A2} = 73,28 \text{ KN} + 51,607 \text{ KN} = 124,88 \text{ KN}$$

Una vez conocida las fuerzas a las que se someterán cada una de las tapas, determinamos los esfuerzos generados en dichas áreas y cuando estas entran en contacto con los pernos.

4.5.4 Sección Externa de las Tapas.

Se procede a calcular los esfuerzos normales y cortantes en el área de contacto entre los pernos y la tapa.

4.5.4.1 Esfuerzos Normales en el Área de Contacto entre los Pernos y las Tapas.

Durante el funcionamiento se producen presiones internas las cuales empujan las tapas hacia afuera del cuerpo de la celda y este empuje es recibido por los pernos, como una carga axial de tensión.

Sobre la tapa hueca actúa una fuerza F_{ts} de 119,154 KN que es distribuida a los 4 pernos, por lo que cada uno de ellos recibe una fuerza de modulo:

$$F_{\text{Perno T.Hueca}} = \frac{119,154 \text{ KN}}{4} = 29,78 \text{ KN}$$

Los pernos son los encargados de mantener en su lugar a las tapas y ejercen una fuerza igual y opuesta sobre la superficie de estas. En el caso de la tapa hueca esta fuerza de reacción es:

Fuerza de reacción ejercida sobre la tapa hueca “ F_{ps} ”.

$$F_{ps} = 29,78 \text{ KN} \times \text{perno}$$

De igual forma ocurre sobre la tapa fija. La fuerza F_{ti} de 124,88 KN es distribuida a los 4 pernos, los cuales generan una fuerza de reacción " F_{pi} ".

Fuerza de reacción ejercida sobre la tapa fija " F_{pi} ".

$$F_{pi} = \frac{124,88 \text{ KN}}{4} = 31,22 \text{ KN x perno}$$

Estas fuerzas actúan en el área de contacto que se observa en la Figura 110, comprendida entre la cabeza perno y la tapa.



Figura 110. Área de contacto entre los pernos y la tapa.

Para determinar los esfuerzos generados por estas fuerzas sobre las tapas, es necesario determinar el valor de esta área de contacto.

En la sección 4.5.1.1 se planteó el uso de arandelas para disminuir el esfuerzo generado por la precarga sobre la superficie de las tapas. Como medida de seguridad y con el fin de aumentar la vida útil del equipo, se colocaran arandelas entre la cabeza de los pernos y la superficie de las tapas, ya que estas cumplen dos funciones en el diseño:

- ✓ Aumenta el área donde se aplica la fuerza produciendo una disminución de los esfuerzos en la superficie de la tapa.
- ✓ Funcionar como una pieza de sacrificio en caso que se produjesen esfuerzos superiores a los estimados, la arandela que recibe el mayor daño.

El área de contacto sobre la cual actúan las fuerzas de reacción es entonces igual a la que se calculó en la sección 4.5.1.1.

$$A_{ar} = \pi \frac{\left(1,5 * \frac{3}{4}\right)^2}{4} - \pi \frac{\left(\frac{1}{2}\right)^2}{4} = 0,7976 \text{ pulg}^2 \rightarrow 5,14 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

Conocidas cada una de las fuerzas de reacción y el área de contacto, se calculan los esfuerzos resultantes.

Esfuerzo Normal en el Área de Contacto en la Tapa Hueca, producto de la Fuerza de Reacción de los Pernos.

$$\sigma_{pats} = \frac{F_{ps}}{A_{ar}} = \frac{29,78 \text{ KN}}{5,14 \times 10^{-4} \text{ m}^2} = 57867,403 \text{ KPa} \rightarrow 57,867 \text{ MPa} \ll S_y$$

Esfuerzo Normal en el Área de Contacto en la Tapa Fija, producto de la Fuerza de Reacción de los Pernos.

$$\sigma_{pati} = \frac{F_{pi}}{A_{ar}} = \frac{31,22 \text{ KN}}{5,14 \times 10^{-4} \text{ m}^2} = 60665,558 \text{ KPa} \rightarrow 60,665 \text{ MPa} \ll S_y$$

4.5.4.2 Esfuerzos Cortantes en el Área de Contacto entre los Pernos y las Tapas.

En la sección 4.5.1.2, se estableció que en precarga no se producirían esfuerzos cortantes, debido a la existencia de esfuerzos normales, de igual dirección y sentido opuesto. Esta condición no se encuentra presente durante el funcionamiento de la celda, ya que las fuerzas ejercidas por las presiones internas sobre las tapas, producen una separación entre ellas y los extremos de las camisas; al eliminarse el contacto camisa-tapa, se produce un esfuerzo cortante a causa de los pernos.

La Ecuación 45 define al esfuerzo cortante como:

$$\tau_{max} = \frac{V}{A_{transversal}}$$

Debido a la geometría de las tapas, el área transversal es un cilindro:

$$A_{trasversal} = 2\pi rh$$

$$A_{trasversal} = 2\pi(0,0285)(0,032) = 5,73 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

Calculamos los esfuerzos cortantes para cada tapa en el área de contacto:

Esfuerzo Cortante en el Área de Contacto en la Tapa Hueca, producto de la Fuerza de Reacción de los Pernos.

$$\tau_{pts} = \frac{F_{ps}}{A_t} = \frac{29,78 \text{ KN}}{5,73 \times 10^{-3} \text{ m}^2} = 5197,207 \text{ KPa} \rightarrow 5,197 \text{ MPa}$$

Esfuerzo Cortante en el Área de Contacto en la Tapa Fija, producto de la Fuerza de Reacción de los Pernos.

$$\tau_{pti} = \frac{F_{pi}}{A_t} = \frac{31,22 \text{ KN}}{5,73 \times 10^{-3} \text{ m}^2} = 5448,51 \text{ KPa} \rightarrow 5,448 \text{ MPa}$$

Al comparar los esfuerzos normales y esfuerzos cortantes en el área de contacto, se observa que los esfuerzos más perjudiciales allí presentes son los esfuerzos normales.

Debido a esto los esfuerzos utilizados para evaluar las teorías de falla en el análisis estático, serán σ_{pats} y σ_{pati} para la tapa hueca y en la tapa fija respectivamente.

4.5.4.3 Análisis Estático: Teoría de Tresca y Von Mises

Máximo Esfuerzo Cortante (Tresca)

Utilizando la Ecuación 48 calculamos el esfuerzo cortante máximo para el material

$$\tau_{max} = \frac{S_y}{2} = \frac{206,84 \text{ MPa}}{2} = 103,42 \text{ MPa}$$

Al igual que en la sección 4.5.1.3, solo se presentan esfuerzos en una dirección por lo que $\sigma_3 = 0$.

De acuerdo a la Ecuación 48, se tiene que los esfuerzos cortantes máximos son:

Esfuerzo cortante máximo en la tapa hueca

$$\tau_{maxpats} = \frac{(\sigma_1 - \sigma_3)}{2} = \frac{(\sigma_{pats})}{2} = \frac{57,867 \text{ MPa}}{2} = 28,933 \text{ MPa}$$

Esfuerzo cortante máximo en la tapa fija

$$\tau_{maxpati} = \frac{(\sigma_1 - \sigma_3)}{2} = \frac{(\sigma_{pati})}{2} = \frac{60,665 \text{ MPa}}{2} = 30,3325 \text{ MPa}$$

Utilizando la Ecuación 49 calculamos el factor de seguridad.

Factor de seguridad tapa hueca

$$n = \frac{S_y}{2\tau_{maxpats}} = \frac{206,84 \text{ MPa}}{2 * 28,933 \text{ MPa}} = 3,574$$

Factor de seguridad tapa fija

$$n = \frac{S_y}{2\tau_{maxpati}} = \frac{206,84 \text{ MPa}}{2 * 30,3325 \text{ MPa}} = 3,409$$

Máxima Energía de Distorsión (Von Mises).

Debido a que solo se presentan esfuerzos en sola dirección $\sigma_2 = \sigma_3 = 0$.

Utilizando la ecuación 58 se calculan los esfuerzos equivalentes de Von Mises, en la tapa superior e inferior.

$$\sigma'_{pats} = \sqrt{\frac{2(57,867 \text{ MPa})^2}{2}} = 57,867 \text{ MPa}$$

$$\sigma'_{pati} = \sqrt{\frac{2(60,665 \text{ MPa})^2}{2}} = 60,665 \text{ MPa}$$

Calculamos el factor de seguridad $\sigma' = \frac{S_y}{n}$

$$\sigma'_{pats} = \frac{S_y}{n} \rightarrow n = \frac{206,84 \text{ MPa}}{57,867 \text{ MPa}} = 3,5744$$

$$\sigma'_{pati} = \frac{S_y}{n} \rightarrow n = \frac{206,84 \text{ MPa}}{60,665 \text{ MPa}} = 3,409$$

Los factores de seguridad calculados con las teorías de falla de Tresca y Von Mises resultan iguales, ya que las fuerzas aplicadas en el área de contacto son iguales en modulo y dirección pero de sentido opuesto.

El factor de seguridad obtenido por ambas teorías, indica que las tapas son capaces de soportar las fuerzas de reacción de los pernos que se producen por la existencia de presiones internas, cuando la celda entra en funcionamiento. Los esfuerzos calculados en cada caso están por debajo del esfuerzo de fluencia.

4.5.4.4 Análisis Dinámico.

El área de contacto entre los pernos y la tapa se encuentra sometida a esfuerzos alternantes. Estos esfuerzos varían entre 0, cuando la celda se encuentra sin presión interna, y el esfuerzo máximo cuando se realizan las pruebas.

Al comparar los esfuerzos normales y cortantes, generados sobre al área de contacto, se estableció que los esfuerzos normales son los más perjudiciales; por esta razón se tomaran los esfuerzos normales como los esfuerzo máximos a los que será sometida el área de estudio.

$$\sigma_{maxpats} = \sigma_{pats} = 57,867 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{maxpati} = \sigma_{pati} = 60,665 \text{ MPa}$$

Se determina el esfuerzo Se' . Este es el máximo esfuerzo permisible si se desea realizar un diseño con vida infinita (con una duración mayor a 10^6 ciclos). En aceros, para determinar Se , se toma en cuenta la siguiente condición.

$$Se = \begin{cases} 0,5 Sut & Sut \leq 1400 \text{ MPa} \\ 700 \text{ MPa} & Sut > 1400 \text{ MPa} \end{cases}$$

Ya que $Sut = 517,069 \text{ MPa} < 1400 \text{ MPa}$, $Se' = 258,55 \text{ MPa}$

Para poder establecer una adecuada estimación de la vida de la pieza que se está analizando se deben tomar en cuenta los factores que reducen el límite de resistencia a la fatiga. Estos factores se conocen como factores de Marín Ecuación 82.

$$S'_n = k_a k_b k_c k_d k_e k_f S_e$$

k_a : Factor de acabado superficial.

$$k_a = a S_{uy}^b$$

Para las tapas se les dará un acabado fino, según la Tabla 12.

$$a = 1,58 \text{ y } b = -0,085$$

$$k_a = a S_{uy}^b = 1,58 * 517,069^{-0,085} = 0,9289$$

k_b : Factor de tamaño

Al ser aplicada sobre el área de estudio una carga axial, k_b es 1

k_c : Factor de confiabilidad

Debido a que se conoce el comportamiento del material ya que ha sido utilizado para la fabricación de celdas y equipos petroleros; se usará un factor de confiabilidad de 90%, por lo que según la Tabla 14. $k_c = 0,8969$

k_d : Factor de temperatura

La máxima temperatura de operación de la celda es de 150 C, utilizando la Tabla 15.

$$k_d = 1,025$$

k_e : Factor de concentrador de esfuerzo

Al no haber ningún concentrador de esfuerzos k_e será 1

k_f : Factor de efectos varios

En este caso se tomara k_f como 1

Conocidos todos los Factores de Marín, calculamos la *Resistencia Estimada a la Fatiga* S'_n utilizando la Ecuación 82.

$$S'_n = 0,9289 * 1 * 0,8969 * 1,025 * 1 * 1 * 258,55 \text{ MPa} = 187,68 \text{ MPa}$$

Calculamos los esfuerzos medios y alternantes según la Ecuación 80 y Ecuación 81 respectivamente.

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2}$$

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2}$$

Cuando la celda no está en funcionamiento $\sigma_{min} = 0$. Los valores de σ_m y σ_a son iguales:

$$\sigma_{apats} = \frac{\sigma_{maxpats}}{2} = 28,933 \text{ MPa} = \sigma_{mpats}$$

$$\sigma_{apati} = \frac{\sigma_{maxpati}}{2} = 30,332 \text{ MPa} = \sigma_{mpati}$$

Por último se calcula el Factor de Seguridad contra la Fatiga φ , usando el criterio de Goodman. Ecuación 91.

$$\frac{1}{\varphi} = \frac{\sigma_a}{S'_n} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}}$$

$$\frac{1}{\varphi_{pats}} = \frac{28,933 \text{ MPa}}{187,68 \text{ MPa}'} + \frac{28,933 \text{ MPa}}{517,069 \text{ MPa}} = 4,748$$

$$\frac{1}{\varphi_{pati}} = \frac{30,332 \text{ MPa}}{187,68 \text{ MPa}'} + \frac{30,332 \text{ MPa}}{517,069 \text{ MPa}} = 4,529$$

El factor de seguridad contra la fatiga en cada tapa es:

Tapa hueca $\varphi_{pats} = 4,748$

Tapa fija $\varphi_{pati} = 4,529$

Estos factores de seguridad indican que ambas tapas, están protegidas contra la fatiga de acuerdo a los esfuerzos que se producen en el área de contacto entre los pernos y las tapas. Siempre que se mantengan las condiciones de trabajo, los esfuerzos que se producen no superan al límite de resistencia a la fatiga, por lo que se considera que el equipo tiene vida infinita.

4.5.5 Sección Interna de las Tapas.

En el interior de las tapas se ejerce la presión de confinamiento y la presión de pozo. Cada una de ellas genera esfuerzos en el área donde se aplican.

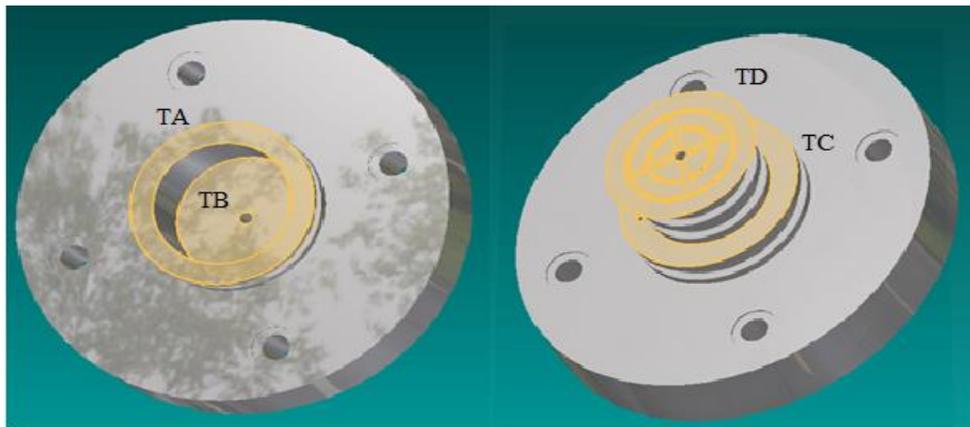


Figura 111. Áreas donde se estudiarán los esfuerzos

Las áreas donde se ejercen dichas presiones fueron calculadas en la sección 4.5.3.

En la tapa hueca las áreas TA y TB, reciben la presión de confinamiento.

Para TA.

De = 0,085 m, Di = 0,064 m

$$A_{TA} = \left(\frac{(0,085)^2}{4} \pi - \frac{(0,064)^2}{4} \pi \right) = 2,457 \times 10^{-3} m^2$$

Para TB.

D = 0,064 m

$$A_{TB} = \left(\frac{(0,064)^2}{4} \pi \right) = 3,216 \times 10^{-3} m^2$$

$$A_1 = A_{TA} + A_{TB} = 5,674 \times 10^{-3} m^2$$

En la tapa fija el área TC, recibe la presión de confinamiento:

$$A_{TC} = A_3 = 2,457 \times 10^{-3} m^2$$

En la tapa fija el área TD, recibe la presión de pozo, D=0,064 m

$$A_{TD} = A_2 = 4,0715 \times 10^{-3} m^2$$

Una vez conocidas cada una las áreas donde se aplican las presiones, se procede a calcular los esfuerzos generados en el interior de las tapas.

4.5.5.1 Esfuerzos Normales en el Interior de las Tapas.

Sobre la tapa hueca actúa una fuerza F_{ts} de 119,154 KN, calculada en la sección 4.5.3. Los esfuerzos normales para cada una de las áreas de estudio en esta tapa son:

Para el área TA:

$$\sigma_{TA} = \frac{F_{ts}}{A_{TA}} = \frac{119,754 \text{ KN}}{2,457 \times 10^{-3} m^2} = 48739,92 \text{ KPa} \rightarrow 48,739 \text{ MPa}$$

Para el área TB:

$$\sigma_{TB} = \frac{F_{ts}}{A_{TB}} = \frac{119,754 \text{ KN}}{3,216 \times 10^{-3} m^2} = 37224,22 \text{ KPa} \rightarrow 37,224 \text{ MPa}$$

Por su parte, sobre la tapa fija actúa una fuerza F_{ti} de 124,88 KN, calculada en la sección 4.5.3. Los esfuerzos normales para cada una de las áreas de estudio en esta tapa son:

Para el área TC:

$$\sigma_{TC} = \frac{F}{A_{TC}} = \frac{124,88 \text{ KN}}{2,457 \times 10^{-3} m^2} = 50846,905 \text{ KPa} \rightarrow 50,846 \text{ MPa}$$

Para el área TD:

$$\sigma_{TD} = \frac{F}{A_{TD}} = \frac{124,88 \text{ KN}}{4,075 \times 10^{-3} m^2} = 30651 \text{ KPa} \rightarrow 30,671 \text{ MPa}$$

En la sección B (Figura 83) de la tapa fija, se produce un cambio en la sección transversal en el punto "o" Figura 112. Debido a esto se requiere el cálculo adicional de los esfuerzos presentes en esa área, para descartar que la reducción de dicha sección comprometa el funcionamiento de la tapa.

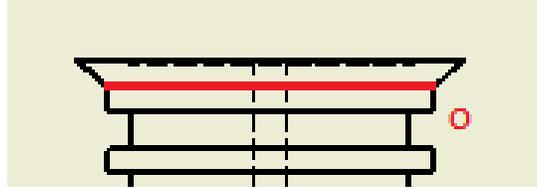


Figura 112. Sección O de la tapa fija.

Calculamos el área en el punto o. $D_o = 0,064 \text{ m}$

$$A_o = \left(\frac{(0,064)^2}{4} \pi \right) = 3,216 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

Calculamos los esfuerzos sobre el área "o"

$$\sigma_o = \frac{124,88 \text{ KN}}{3,216 \times 10^{-3} \text{ m}^2} = 38,830 \text{ MPa}$$

La sección B es sometida a la presión de confinamiento. Esta presión se encuentra distribuida en toda la superficie del cilindro y trae consigo las siguientes consideraciones:

- ✓ Los esfuerzos generados son iguales a presión de confinamiento, por lo que la deformación por aplastamiento no afectará el funcionamiento de la celda.
- ✓ Ya que la presión se encuentra distribuida sobre toda la superficie de la sección B, esta impide la flexión ya que la fuerza no se aplica en un solo punto.

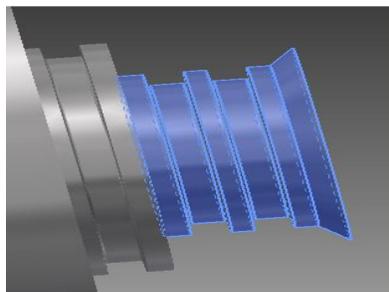


Figura 113. Sección B, tapa fija.

4.5.5.1 .1 Esfuerzos Normales Producto de la Flexión en las Tapas.

Previamente se calcularon los esfuerzos normales, producto de la aplicación de las fuerzas internas de la celda sobre áreas específicas; sin embargo, durante las pruebas, las tapas también experimentan flexión. Esto debido a las presiones internas que intentan desplazar las tapas hacia el exterior de la celda y las fuerzas de sujeción producidas por los pernos.

En flexión se producen esfuerzos normales de tracción y compresión; estos son máximos en la superficie y nulos en la fibra neutra de la sección transversal tal como se observa en la Figura 18, del Capítulo 2.

Para realizar el estudio de la flexión, identificamos la sección donde esta se puede presentar en cada tapa.

Tapa Hueca.

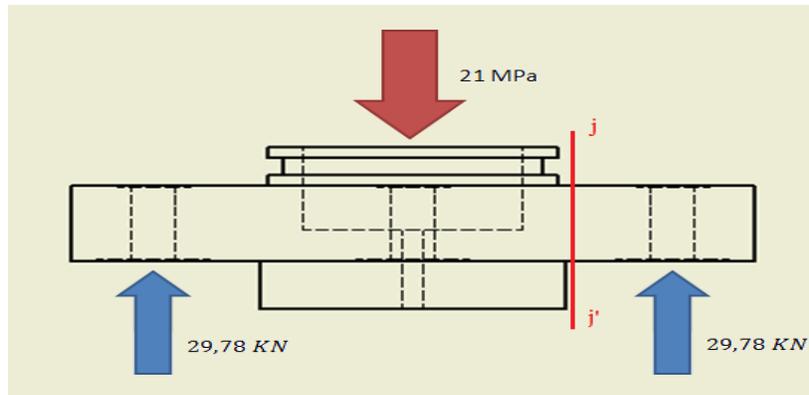


Figura 114. Sección j-j' de la tapa hueca tomada para el estudio de la flexión.

Tapa Fija

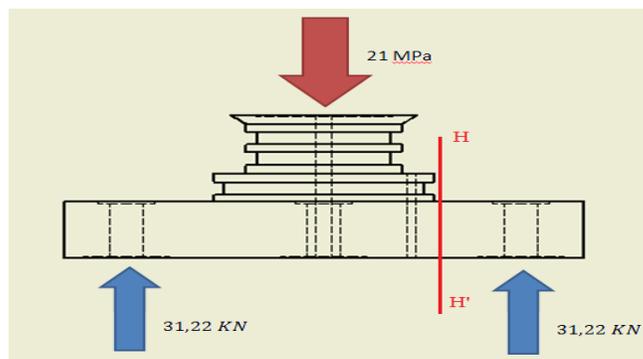


Figura 115. Sección H-H' de la tapa fija tomada para el estudio de la flexión.

Procedemos a calcular la flexión en las secciones correspondientes para cada tapa.

Tapa Hueca

Simplificamos la sección como una viga corta empotrada en voladizo.

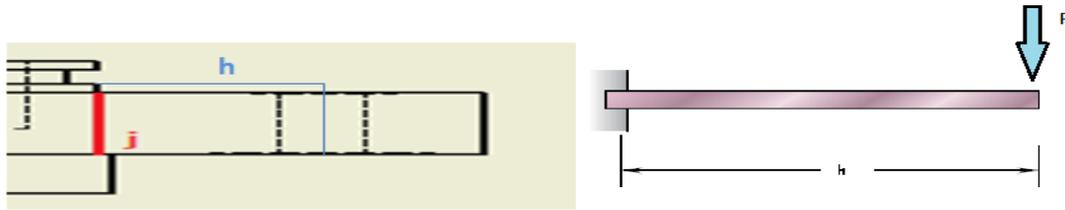


Figura 116. Analogía de viga en voladizo para la sección de la tapa hueca.

Se realiza el diagrama de cuerpo libre y calculamos las reacciones y los momentos generados en el empotramiento, ya que en este se presenta el momento máximo.

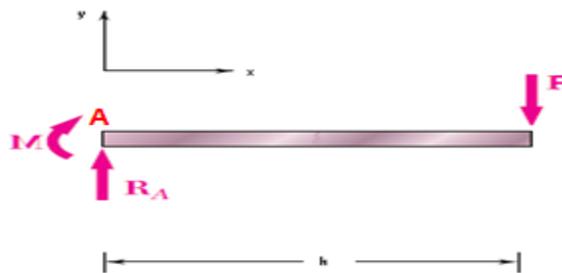


Figura 117. DCL de la viga en voladizo

Realizamos la sumatoria de fuerzas en el eje y:

$$\sum f_y = 0$$

$$\sum f_y = R_A - F = 0$$

$$R_A = R_{ts} = F$$

La reacción en la tapa hueca es: $R_{ts} = 29,78 \text{ KN}$

Realizamos la sumatoria de Momentos:

$$\sum M = 0$$

$$\sum M = -M + F * h = 0$$

$$h = 0,0335 \text{ m}$$

El Momento $M = M_{ts} = 29,78 * 0,0335 = 0,997 \text{ KN} * \text{m}$

Tapa Fija.

Nuevamente simplificamos la sección como una viga corta empotrada en voladizo.

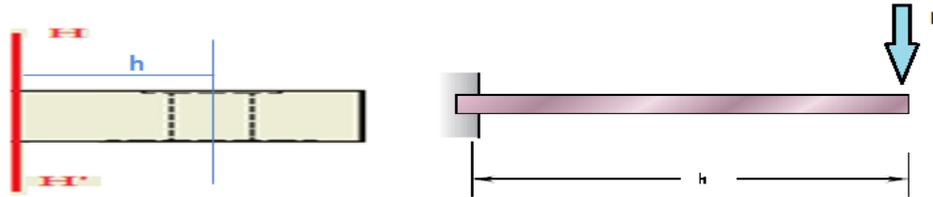


Figura 118. Analogía de viga en voladizo para la sección de la tapa fija.

$$h = 0,0335 \text{ m}$$

Siguiendo el mismo procedimiento anterior se obtiene:

La reacción en la tapa fija es: $R_{ti} = 31,21 \text{ KN}$

El momento es $M_{ti} = 31,21 * 0,0335 = 1,0455 \text{ KN} * \text{m}$

Conocidos los momentos máximos que se generan en las secciones j-j' para la tapa hueca y h-h' para la tapa fija, se proceden a calcular los esfuerzos máximos utilizando la Ecuación 43.

$$\sigma_m = \frac{|M|}{S}$$

Donde S es el módulo de sección elástico de la viga, para una viga de sección transversal rectangular, según la Ecuación 44.

$$S = \frac{1}{6} \frac{1}{bh^2}$$

Donde $h=T$ y $b=D*\pi$,

$$S = \frac{1}{6} \frac{1}{D\pi T^2}$$

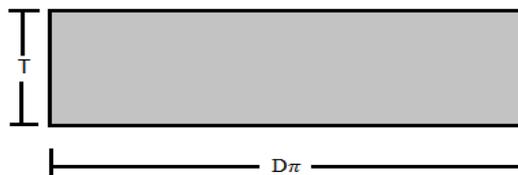


Figura 119. Sección transversal de la viga.

Al sustituir S en la Ecuación 43

$$\sigma_m = \frac{6 M}{D\pi T^2}$$

El momento M de esta ecuación, corresponde a la fuerza de sujeción de un solo perno. Debe multiplicarse por 4 la expresión ya que existen 4 pernos. De esta forma:

$$\sigma_m = \frac{4 * 6 M}{D\pi T^2}$$

Finalmente se calculan los esfuerzos normales máximos producto de la flexión en cada tapa:

Tapa Hueca:

$$\sigma_{mts} = \frac{24 * 0,0997 \text{ KN} * \text{m}}{0,085 * \pi * 0,032^2} = 87,505 \text{ MPa}$$

Tapa Fija:

$$\sigma_{mti} = \frac{24 * 1,0455 \text{ KN} * \text{m}}{0,085 * \pi * 0,032^2} = 91,762 \text{ MPa}$$

Hasta el momento se tienen definidos todos los esfuerzos normales presentes en la sección el interior de las tapas. Es necesario conocer los esfuerzos cortantes presentes en estas zonas.

4.5.5.2 Esfuerzos Cortantes en el Interior de las Tapas.

Para el análisis de esfuerzos cortantes se toman los puntos donde exista un cambio en la sección transversal de la tapa, ya que en estos puntos se producen cambios en los esfuerzos presentes.

Debido a la geometría de las tapas, el área transversal es un cilindro:

$$A_{\text{transversal}} = 2\pi rh$$

Calculamos las áreas y los esfuerzos cortantes generados en cada tapa por separado.

Tapa hueca.

Calculamos el área de la sección trasversal en cada uno de los puntos señalados en la Figura 120.

$$A_{\text{trasversal}} = 2\pi rh$$

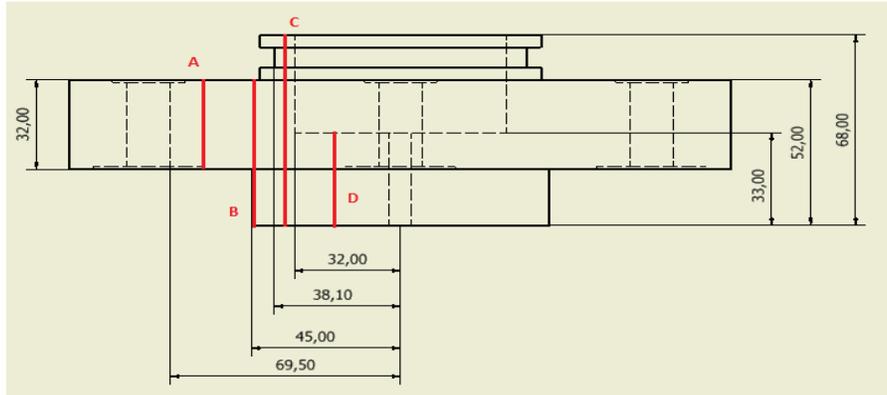


Figura 120. Plano de la tapa hueca, se aprecian los puntos donde se producen cambios en la sección trasversal.

Área de la sección transversal en el punto A

$$A_A = 2\pi * 0,067 * (0,032) = 0,01347 \text{ m}^2$$

Área de la sección transversal en el punto B

$$A_B = 2\pi * 0,0425 * (0,052) = 0,01388 \text{ m}^2$$

Área de la sección transversal en el punto C

$$A_C = 2\pi * 0,036 * (0,068) = 0,01538 \text{ m}^2$$

Área de la sección transversal en el punto D

$$A_D = 2\pi * 0,030 * (0,033) = 6,2203 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

Calculamos los esfuerzos cortantes en la tapa hueca utilizando la Ecuación 45.

$$\tau_{\text{max}} = \frac{V}{A_{\text{trasversal}}}$$

Donde V es la fuerza aplicada y $A_{\text{trasversal}}$ el área de la sección trasversal en el punto de estudio.

Esfuerzo cortante en el punto A

$$\tau_A = \frac{F_1}{A_A} = \frac{119,154 \text{ KN}}{0,01347 \text{ m}^2} = 8845,87 \text{ KPa} \rightarrow 8,845 \text{ MPa}$$

Esfuerzo cortante en el punto B

$$\tau_B = \frac{F_1}{A_B} = \frac{119,154 \text{ KN}}{0,01388 \text{ m}^2} = 8584,58 \text{ KPa} \rightarrow 8,584 \text{ MPa}$$

Esfuerzo cortante en el punto C

$$\tau_C = \frac{F_1}{A_C} = \frac{119,154 \text{ KN}}{0,01538 \text{ m}^2} = 7747,334 \text{ KPa} \rightarrow 7,747 \text{ MPa}$$

Esfuerzo cortante en el punto D

$$\tau_D = \frac{F_1}{A_D} = \frac{119,154 \text{ KN}}{6,2203 \times 10^{-3} \text{ m}^2} = 19155,667 \text{ KPa} \rightarrow 19,155 \text{ MPa}$$

Tapa Fija

Calculamos el área de la sección transversal en cada punto de estudio Figura 121.

$$A_{\text{transversal}} = 2\pi rh$$

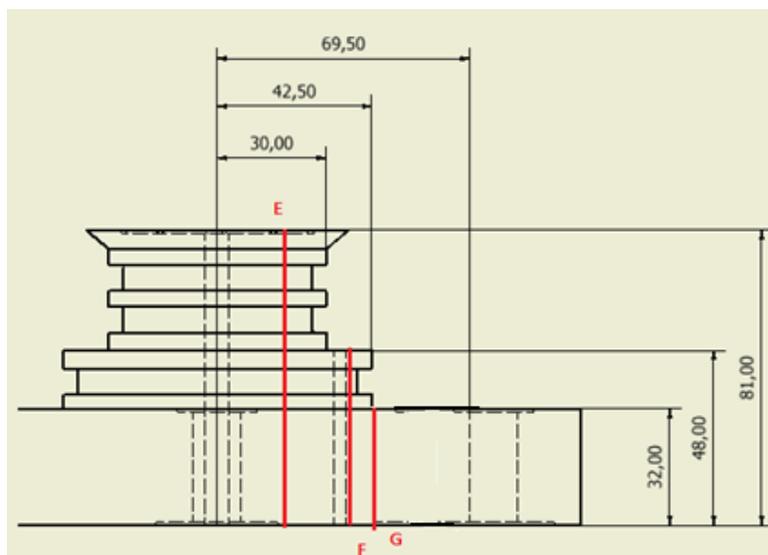


Figura 121. Plano de la tapa fija, se aprecian los puntos donde se producen cambios en la sección transversal.

Área de la sección transversal en el punto E

$$A_E = 2\pi * 0,027 * (0,081) = 0,01374 \text{ m}^2$$

Área de la sección transversal en el punto F

$$A_F = 2\pi * 0,041 * (0,048) = 0,01236 \text{ m}^2$$

Área de la sección transversal en el punto G

$$A_G = 2\pi * 0,0425 * (0,032) = 8,545 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

Calculamos los esfuerzos cortantes tapa hueca utilizando la Ecuación 45.

$$\tau_{max} = \frac{V}{A_{transversal}}$$

Esfuerzo cortante en el punto E

$$\tau_E = \frac{F_t}{A_E} = \frac{124,88KN}{0,01374 \text{ m}^2} = 9088,791 \text{ KPa} \rightarrow 9,088 \text{ MPa}$$

Esfuerzo cortante en el punto F

$$\tau_F = \frac{F_t}{A_F} = \frac{124,88KN}{0,01236 \text{ m}^2} = 10103 \text{ KPa} \rightarrow 10,103 \text{ MPa}$$

Esfuerzo cortante en el punto G

$$\tau_G = \frac{F_t}{A_G} = \frac{124,88KN}{8,545 \times 10^{-3} \text{ m}^2} = 14614,16 \text{ KPa} \rightarrow 14,614 \text{ MPa}$$

4.5.5.3 Comparación entre los esfuerzos calculados.

Ya calculados los esfuerzos normales, los esfuerzos cortantes y los esfuerzos máximos producidos por la flexión, procedemos a compararlos.

Si bien los esfuerzos calculados pueden presentarse en la misma área, estos no se aplican en el mismo punto. Se debe realizar una comparación entre los esfuerzos que se presenten en una misma área y se utilizara el mayor, ya que los esfuerzos mayores son los más perjudiciales para la pieza.

De acuerdo a las áreas consideradas en la sección 4.5.5, Figura 111, los esfuerzos presentes en cada una de ellas son:

Área TA

$$\sigma_{TA} = \frac{F}{A_{TA}} = \frac{119,754 \text{ KN}}{2,457 \times 10^{-3} \text{ m}^2} = 48739,92 \text{ KPa} \rightarrow 48,739 \text{ MPa}$$

$$\tau_C = \frac{F_1}{A_C} = \frac{119,154 \text{ KN}}{0,01538 \text{ m}^2} = 7747,334 \text{ KPa} \rightarrow 7,747 \text{ MPa}$$

En esta área se trabajara con σ_{TA}

Área TB

$$\sigma_{TB} = \frac{F}{A_{TB}} = \frac{119,754 \text{ KN}}{3,216 \times 10^{-3} \text{ m}^2} = 37224,22 \text{ KPa} \rightarrow 37,224 \text{ MPa}$$

$$\tau_D = \frac{F_1}{A_D} = \frac{119,154 \text{ KN}}{6,2203 \times 10^{-3} \text{ m}^2} = 19155,667 \text{ KPa} \rightarrow 19,155 \text{ MPa}$$

En esta área se trabajara con σ_{TB}

Área TC

$$\sigma_{TC} = \frac{F}{A_{TC}} = \frac{124,88 \text{ KN}}{2,457 \times 10^{-3} \text{ m}^2} = 50846,905 \text{ KPa} \rightarrow 50,846 \text{ MPa}$$

$$\tau_F = \frac{F_t}{A_F} = \frac{124,88 \text{ KN}}{0,01236 \text{ m}^2} = 10103 \text{ KPa} \rightarrow 10,103 \text{ MPa}$$

En esta área se trabajara con σ_{TC}

Área TD

$$\sigma_{TD} = \frac{F}{A_{TD}} = \frac{124,88 \text{ KN}}{4,075 \times 10^{-3} \text{ m}^2} = 30651 \text{ KPa} \rightarrow 30,671 \text{ MPa}$$

$$\tau_E = \frac{F_t}{A_E} = \frac{124,88 \text{ KN}}{0,01374 \text{ m}^2} = 9088,791 \text{ KPa} \rightarrow 9,088 \text{ MPa}$$

En esta área se trabajara con σ_{TD}

Secciones sometidas a flexión:***j-j'* Tapa hueca**

$$\sigma_{mts} = \frac{24 * 0,997 \text{ KN} * \text{m}}{0,085 * \pi * 0,032^2} = 87,505 \text{ MPa}$$

$$\tau_c = \frac{F_1}{A_c} = \frac{119,154 \text{ KN}}{0,01538 \text{ m}^2} = 7747,334 \text{ KPa} \rightarrow 7,747 \text{ MPa}$$

En la tapa hueca se trabajara con σ_{mts}

***H-H'* Tapa Fija**

$$\sigma_{mti} = \frac{24 * 1,0455 \text{ KN} * \text{m}}{0,085 * \pi * 0,032^2} = 91,762 \text{ MPa}$$

$$\tau_G = \frac{F_t}{A_G} = \frac{124,88 \text{ KN}}{8,545 * 10^{-3} \text{ m}^2} = 14614,16 \text{ KPa} \rightarrow 14,614 \text{ MPa}$$

En la tapa hueca se trabajara con σ_{mti}

4.5.5.4 Análisis Estático***Máximo Esfuerzo Cortante (Tresca)***

Utilizando la Ecuación 48 calculamos el esfuerzo cortante máximo para el material

$$\tau_{max} = \frac{S_y}{2} = \frac{206,84 \text{ MPa}}{2} = 103,42 \text{ MPa}$$

Calculamos los *esfuerzos cortantes máximos en cada área*:

Esfuerzo cortante máximo tapa hueca

$$\tau_{maxmts} = \frac{\sigma_{mts}}{2} = \frac{87,505 \text{ MPa}}{2} = 43,752 \text{ MPa}$$

Esfuerzo cortante máximo área TA

$$\tau_{maxTA} = \frac{\sigma_{TA}}{2} = \frac{48,739 \text{ MPa}}{2} = 24,369 \text{ MPa}$$

Esfuerzo cortante máximo área TB

$$\tau_{maxTB} = \frac{\sigma_{TB}}{2} = \frac{37,224 MPa}{2} = 18,612 MPa$$

Esfuerzo cortante máximo área TC

$$\tau_{maxTC} = \frac{\sigma_{TC}}{2} = \frac{50,846 MPa}{2} = 25,423 MPa$$

Esfuerzo cortante máximo área TD

$$\tau_{maxTD} = \frac{\sigma_{TD}}{2} = \frac{30,671 MPa}{2} = 15,335 MPa$$

Esfuerzo cortante máximo tapa fija

$$\tau_{maxmti} = \frac{\sigma_{mti}}{2} = \frac{91,762 MPa}{2} = 45,881 MPa$$

Utilizando la ecuación 49 calculamos el *factor de seguridad para cada área*.

Tapa hueca

$$n = \frac{S_y}{2\tau_{maxmts}} = \frac{206,84 MPa}{2 * 43,752 MPa} = 2,363$$

Área TA

$$n = \frac{S_y}{2\tau_{maxTA}} = \frac{206,84 MPa}{2 * 24,369 MPa} = 4,243$$

Área TB

$$n = \frac{S_y}{2\tau_{maxTB}} = \frac{206,84 MPa}{2 * 18,612 MPa} = 5,556$$

Área TC

$$n = \frac{S_y}{2\tau_{maxTC}} = \frac{206,84 MPa}{2 * 25,423 MPa} = 4,067$$

Área TD

$$n = \frac{S_y}{2\tau_{maxTD}} = \frac{206,84 MPa}{2 * 15,335 MPa} = 6,737$$

Tapa fija

$$n = \frac{S_y}{2\tau_{maxmti}} = \frac{206,84 MPa}{2 * 45,881 MPa} = 2,254$$

Máxima Energía de Distorsión (Von Mises).

Debido a que solo se presentan esfuerzos en sola dirección $\sigma_2, \sigma_3 = 0$. Utilizando la ecuación 58

Tapa hueca

$$\sigma'_{mts} = \sqrt{\frac{2(87,505 \text{ MPa})^2}{2}} = 87,505 \text{ MPa}$$

Área TA

$$\sigma'_{TA} = \sqrt{\frac{2(48,739 \text{ MPa})^2}{2}} = 48,739 \text{ MPa}$$

Área TB

$$\sigma'_{TB} = \sqrt{\frac{2(37,224 \text{ MPa})^2}{2}} = 37,224 \text{ MPa}$$

Área TC

$$\sigma'_{TC} = \sqrt{\frac{2(50,846 \text{ MPa})^2}{2}} = 50,846 \text{ MPa}$$

Área TD

$$\sigma'_{TD} = \sqrt{\frac{2(30,671 \text{ MPa})^2}{2}} = 30,671 \text{ MPa}$$

Tapa fija

$$\sigma'_{mti} = \sqrt{\frac{2(91,762 \text{ MPa})^2}{2}} = 91,762 \text{ MPa}$$

Calculamos el *factor de seguridad* de acuerdo a la ecuación $\sigma' = \frac{S_y}{n}$.

Tapa hueca

$$\sigma'_{mts} = \frac{S_y}{n} \rightarrow n = \frac{206,84 \text{ MPa}}{87,505 \text{ MPa}} = 2,363$$

Área TA

$$\sigma'_{TA} = \frac{S_y}{n} \rightarrow n = \frac{206,84 \text{ MPa}}{48,739 \text{ MPa}} = 4,243$$

Área TB

$$\sigma'_{TB} = \frac{S_y}{n} \rightarrow n = \frac{206,84 \text{ MPa}}{37,224 \text{ MPa}} = 5,556$$

Área TC

$$\sigma'_{TC} = \frac{S_y}{n} \rightarrow n = \frac{206,84 \text{ MPa}}{50,846 \text{ MPa}} = 4,067$$

Área TD

$$\sigma'_{TD} = \frac{S_y}{n} \rightarrow n = \frac{206,84 \text{ MPa}}{30,671 \text{ MPa}} = 6,743$$

Tapa fija

$$\sigma'_{mti} = \frac{S_y}{n} \rightarrow n = \frac{206,84 \text{ MPa}}{91,762 \text{ MPa}} = 2,254$$

Debido a que sobre la superficie solo se ejercen fuerzas normales, los factores de seguridad calculados con teorías de falla de Tresca y Von Mises resultan iguales.

Ya calculados los factores de seguridad tanto al utilizar la teoría de Tresca como la de Von Mises se puede concluir que los esfuerzos presentes no producirán falla en las tapas a causa de cargas estáticas

4.5.5.5 Análisis Dinámico

El área sometida a flexión presenta los mayores esfuerzos siendo estos los más perjudiciales para el diseño, por lo que serán utilizados para evaluar la falla dinámica.

Estos esfuerzos varían entre 0, cuando la celda se encuentra sin presión interna, y el esfuerzo máximo a flexión para cada tapa cuando se realizan las pruebas.

$$\sigma_{ms} = \sigma_{maxms} = 87,505 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{mi} = \sigma_{maxpmi} = 91,762 \text{ MPa}$$

Se determina el esfuerzo Se' . Este es el máximo esfuerzo permisible si se desea realizar un diseño con vida infinita (con una duración mayor a 10^6 ciclos). En aceros, para determinar Se , se toma en cuenta la siguiente condición.

$$Se = \begin{cases} 0,5 Sut & Sut \leq 1400 \text{ MPa} \\ 700 \text{ MPa} & Sut > 1400 \text{ MPa} \end{cases}$$

Ya que $S_{ut} = 517,069 \text{ MPa} < 1400 \text{ MPa}$, $S_e' = 258,55 \text{ MPa}$

Para poder establecer una adecuada estimación de la vida de la pieza que se está analizando se deben tomar en cuenta los factores que reducen el límite de resistencia a la fatiga. Estos factores se conocen como factores de Marín Ecuación 82.

$$S'_n = k_a k_b k_c k_d k_e k_f S_e$$

Calculamos los factores de Marín utilizados en esta sección.

k_a : Factor de acabado superficial.

$$k_a = a S_{uy}^b$$

Para las tapas se les dará un acabado fino, según la Tabla 12.

$a = 1,58$ y $b = -0,085$

$$k_a = a S_{uy}^b = 1,58 * 517,069^{-0,085} = 0,9289$$

k_b : Factor de tamaño

Se tiene una sección circular no rotativa, por lo que se calcula la dimensión efectiva (d_e) usando la Ecuación 87.

$$d_e = 0,370d = 0,370(85) = 31,45 \text{ mm}$$

Utilizando la Ecuación 84. Para diámetros entre $51 \text{ mm} < d \leq 254 \text{ mm}$.

$$k_b = 1,51(31,45 \text{ mm})^{-0,157} = 0,8787$$

k_c : Factor de confiabilidad

Debido a que se conoce el comportamiento del material ya que ha sido utilizado para la fabricación de celdas y equipos petroleros; se usará un factor de confiabilidad de 90%, por lo que según la Tabla 14. $k_c = 0,8969$

k_d : Factor de temperatura

La máxima temperatura de operación de la celda es de 150 C, utilizando la Tabla 15.

$$k_d = 1,025$$

k_e : Factor de concentrador de esfuerzo

Al no haber ningún concentrador de esfuerzos K_e será 1

k_f : *Factor de Efectos Varios*

En este caso se tomara k_f como 1

$$S_n' = 0,9289 * 0,8787 * 0,8969 * 1,025 * 1 * 1 * 258,55 \text{ MPa} = 164,914 \text{ MPa}$$

Calculamos los esfuerzos medios y alternantes según la Ecuación 80 y Ecuación 81 respectivamente.

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2}$$

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2}$$

Cuando la celda no está en funcionamiento $\sigma_{min} = 0$. Los valores de σ_m y σ_a son iguales:

$$\sigma_{ams} = \frac{\sigma_{maxms}}{2} = 43,752 \text{ MPa} = \sigma_{m1}$$

$$\sigma_{ami} = \frac{\sigma_{maxpmi}}{2} = 45,881 \text{ MPa} = \sigma_{m1}$$

Por último se calcula el Factor de Seguridad contra la Fatiga φ , usando el criterio de Goodman. Ecuación 91

$$\frac{1}{\varphi} = \frac{\sigma_a}{S_n'} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}}$$

$$\frac{1}{\varphi_{ms}} = \frac{43,752 \text{ MPa}}{164,914 \text{ MPa}} + \frac{43,752 \text{ MPa}}{517,069 \text{ MPa}} = 2,857$$

$$\frac{1}{\varphi_{mi}} = \frac{45,881 \text{ MPa}}{164,914 \text{ MPa}} + \frac{45,881 \text{ MPa}}{517,069 \text{ MPa}} = 2,725$$

Tapa hueca $\varphi_{ms} = 2,857$

Tapa fija $\varphi_{mi} = 2,725$

Estos factores de seguridad indican que ambas tapas están protegidas contra la fatiga producto de los esfuerzo máximos de tracción y compresión. Siempre que se mantengan las condiciones de trabajo, los esfuerzos que se producen no superan al límite de resistencia a la fatiga, por lo que se considera que el equipo tiene vida infinita.

4.5.6 Análisis de las Tapas utilizando un Programa de MEF.

Para verificar los resultados obtenidos en el análisis del diseño propuesto, se utilizará un programa que utiliza el método de elementos finitos.

El uso del programa ANSYS permite evaluar la acción de distintas cargas sobre un elemento. La ventaja de utilizar este programa es que si se modifica la geometría de un elemento, el programa recalcula de una manera rápida aquellos esfuerzos y deformaciones presentes, agilizando el proceso de diseño.

Para el análisis de las tapas con el programa ANSYS Workbench 14.0 se procede de la siguiente manera:

Mediante el programa AUTODESK Inventor, se realizan las geometrías de las tapas; una vez finalizadas se proceden a exportarlas como archivos STEP.

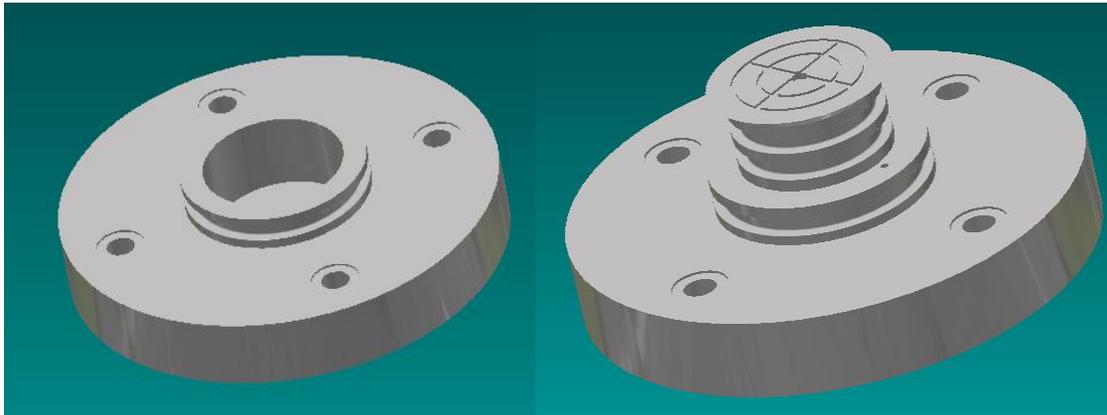


Figura 122. Geometría de las tapas realizada en AUTODESK Inventor.

Luego, se realiza un nuevo proyecto en el programa ANSYS, se importa el archivo STEP y se utiliza el modulo “Static Structural” para el análisis.

Este módulo posee una biblioteca de materiales llamada “Engineering Data”, donde se encuentran todos los materiales disponibles para realizar proyectos; en caso de no encontrarse el material a utilizar en el diseño, se puede crear un material nuevo ingresando sus propiedades mecánicas. Observe la Figura 123

Outline of Schematic A2: Engineering Data				
	A	B	C	D
1	Contents of Engineering Data		Source	Description
2	Material			
3	Stainless Steel	<input type="checkbox"/>		
4	Structural Steel	<input type="checkbox"/>		Fatigue Data at zero mean stress comes from 1998 ASME BPV Code, Section 8, Div 2, Table 5-110.1
*	Click here to add a new material			

Properties of Outline Row 3: Stainless Steel				
	A	B	C	D
1	Property	Value	Unit	
8	Young's Modulus	1,93E+11	Pa	<input type="checkbox"/>
9	Poisson's Ratio	0,25		<input type="checkbox"/>
10	Bulk Modulus	1,2867E+11	Pa	<input type="checkbox"/>
11	Shear Modulus	7,72E+10	Pa	<input type="checkbox"/>
12	Tensile Yield Strength	2,06E+08	Pa	<input type="checkbox"/>
13	Compressive Yield Strength	2,06E+08	Pa	<input type="checkbox"/>
14	Tensile Ultimate Strength	5,17E+08	Pa	<input type="checkbox"/>

Figura 123. Tabla de propiedades mecánicas del acero inoxidable en “Engineering Data”.

Una vez definidas las propiedades mecánicas del material e importadas las geometrías de las tapas, se procede a utilizar el módulo “Mechanical”.

Dentro del módulo “Mechanical”, se asigna el material a utilizar en las tapas, en este caso “Stainless Steel”. Luego se procede a seleccionar el tipo de malla a utilizar, Figura 124; ésta establece la cantidad de nodos y elementos a considerar en el momento del análisis y varía según el nivel de refinado que se requiera.

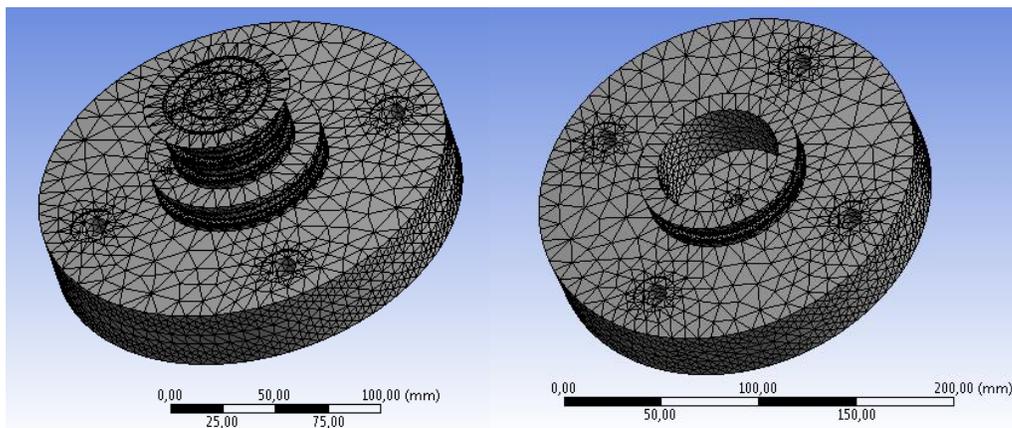


Figura 124. Mallado de las tapas en ANSYS

Posterior al mallado de las tapas, se definen las condiciones de borde, las cuales varían según la tapa que se esté analizando.

Para la tapa hueca se utilizan las siguientes condiciones de borde: la presión de confinamiento (A), un “fixed support” en las áreas donde se colocaran los pernos (B) y “frictionless support” en las zonas en contacto con el Zafiro (C), tal como se muestra en la Figura 125.

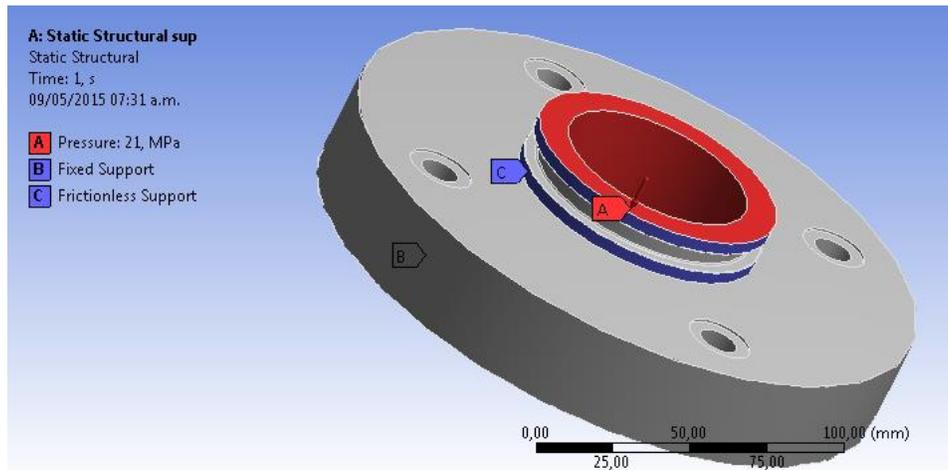


Figura 125. Condiciones de borde en la tapa hueca.

En la tapa inferior se tiene que las condiciones de borde son: “fixed support” en las áreas donde se colocaran los pernos (A), la presión de pozo de 18MPa (B), la presión de confinamiento de 21MPa (C) y un “friccionless support” en las zonas que se encuentran en contacto con el Zafiro (D). Observe la Figura 126.

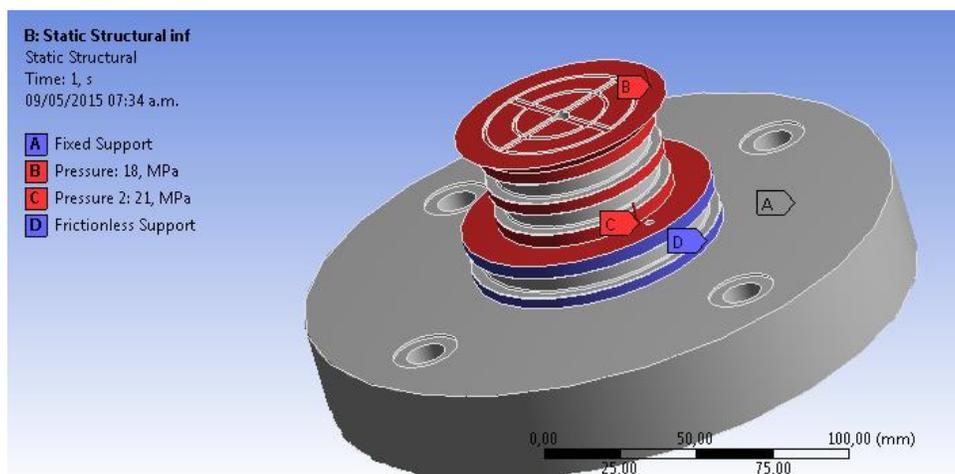


Figura 126. Condiciones de borde en la tapa fija.

Después de introducir las condiciones de borde, se efectúa la simulación. En caso de no obtener los resultados deseados, se refina la malla o se cambian las condiciones de borde, de esta manera se pueden mejorar los resultados para las deformaciones, esfuerzos y factores de seguridad.

4.5.6.1 Variación en el Número de Pernos a Utilizar.

Los pernos son los encargados de mantener unidas las tapas al cuerpo del equipo, y cuando sobre ellas actúan las presiones internas de la celda, los pernos ejercen una fuerza opuesta para evitar que estas se muevan. Esta fuerza de reacción genera esfuerzos sobre la superficie en contacto.

Para disminuir estos esfuerzos se aumenta el número de pernos. Este aumento permite una mayor distribución de la carga, lo que disminuye la magnitud de la fuerza de reacción ejercida por cada perno.

El programa ANSYS se usa para realizar una comparación entre dos diseños: en uno se utilizan 3 pernos y en otro 4 pernos. En ambos casos, se aplican las mismas cargas y se refina progresivamente la malla. Los datos de la comparación se pueden ver en la Tabla 21.

Tabla 21.

Comparación entre el Diseño de Tapa con 3 Pernos y 4 Pernos.

Malla	Diseño	Def. Max mm	Def. min mm	Esf. Max MPa	Esf. Min MPa	Fact. Seguridad
Gruesa	3 Pernos	0,03098	0	395,93	0,1235	0,5228
Gruesa	4 Pernos	0,02025	0	189,24	0,1139	1,0939
Media	3 Pernos	0,0312	0	368,74	0,3115	0,5614
Media	4 Pernos	0,0204	0	178,42	0,0554	1,1602
Fina	3 Pernos	0,0314	0	299,61	0,0559	0,6909
Fina	4 Pernos	0,0204	0	235,15	0,0665	0,8803

Como se puede observar al comparar la Figura 127 y la Figura 128, el aumento en el número de pernos reduce las deformaciones en las tapas, y esto resulta importante ya que al disminuir las deformaciones se reduce la posibilidad de fuga y se garantiza la hermeticidad en el interior de la celda.

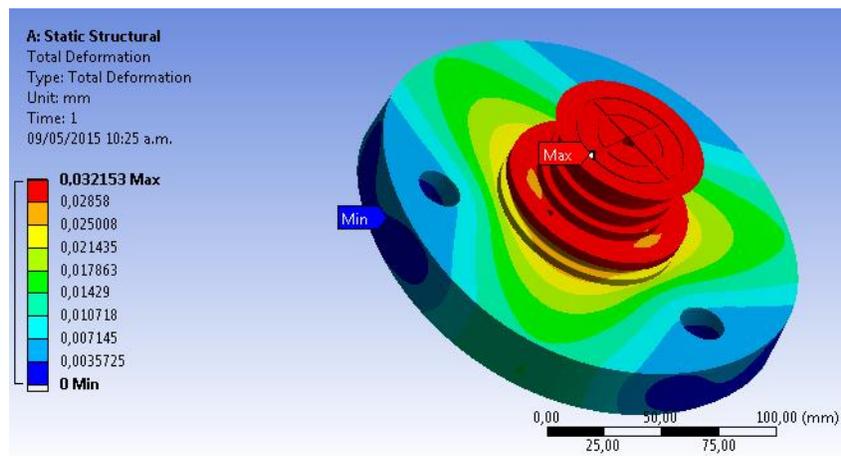


Figura 127. Deformaciones en la tapa usando 3 pernos y utilizando un mallado fino

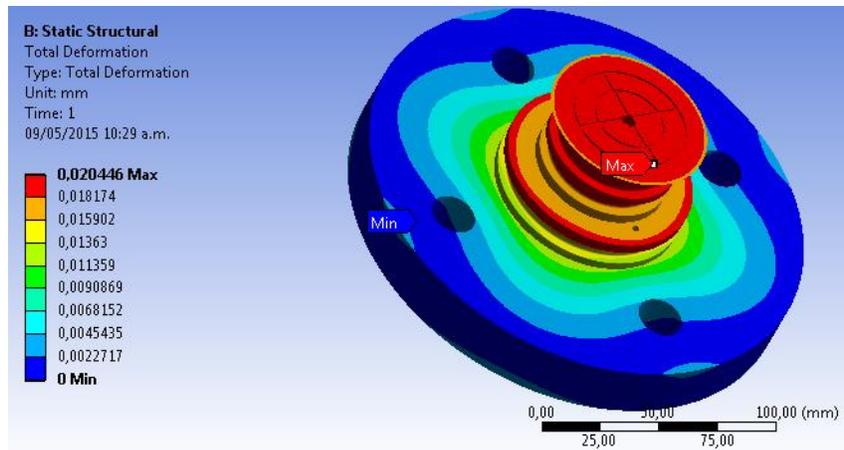


Figura 128. Deformaciones en la tapa usando 4 pernos y utilizando un mallado fino

Además, el aumento en el número de pernos, reduce los esfuerzos a los cuales son sometidas las áreas en contacto entre los pernos y la tapa. Como se observa al comparar la Figura 129 y la Figura 130

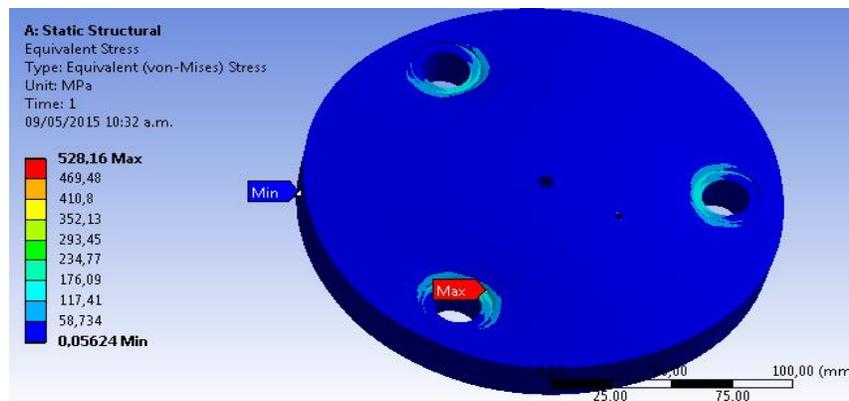


Figura 129. Esfuerzos en la tapa usando 3 pernos y utilizando mallado fino

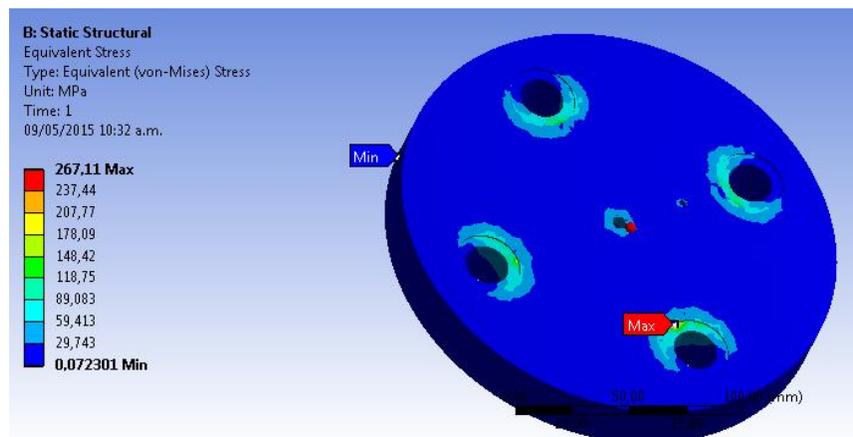


Figura 130. Esfuerzos en la tapa usando 4 pernos y utilizando mallado fino

4.5.6.2 Variación en el Ancho de las Tapas.

La modificación del ancho de las tapas es otra consideración en el proceso de diseño. Como se observó en las secciones 4.5.4 y 4.5.5, el ancho de la tapa está relacionado a los esfuerzos cortantes y de flexión, ya que éstos dependen de la sección transversal, tal como se observa en las Ecuación 43 y 45. A medida que la sección transversal aumenta y si las fuerzas ejercidas son constantes, los esfuerzos disminuyen.

Se realiza un análisis con diversos anchos de tapa, con el fin de comparar los esfuerzos que actúan sobre estas. Las Figuras 131, 132, 133, 134, muestran los esfuerzos para cada ancho de tapa. Los resultados de estos análisis se muestran en la Tabla 22 y la Tabla 23.

Tabla 22.

Comparación entre Distintos Anchos en la Tapa Hueca

Malla	Ancho de Tapa mm	Def. Max mm	Def. min mm	Esf. Max MPa	Esf. Min MPa	Fact. Seguridad
Gruesa	25	0,024	0	395,93	0,1235	0,5228
Gruesa	27	0,02025	0	189,24	0,1139	1,0939
Gruesa	30	0,0205	0	205,02	0,0718	1,10097
Gruesa	32	0,019309	0	119,31	0,01139	1,0386
Media	25	0,02507	0	218,65	0,1259	0,9467
Media	27	0,023	0	237,61	0,1605	0,8712
Media	30	0,02068	0	218,34	0,1905	0,9481
Media	32	0,01941	0	168,87	0,0967	1,2258
Fina	25	0,0252	0	237,31	0,0252	0,8723
Fina	27	0,0231	0	211,45	0,1191	0,979
Fina	30	0,0207	0	184,36	0,0494	1,1048
Fina	32	0,0195	0	193,75	0,0692	10684

Tabla 23.

Comparación entre Distintos Anchos en la Tapa Fija

Malla	Ancho de Tapa mm	Def. Max mm	Def. min mm	Esf. Max MPa	Esf. Min MPa	Fact. Seguridad
Gruesa	25	0,02413	0	258,82	0,0792	0,801
Gruesa	27	0,02209	0	221,52	0,9345	0,9345
Gruesa	30	0,01987	0	212,94	0,0482	0,9721
Gruesa	32	0,01866	0	77,32	0,084	1,1674
Media	25	0,02425	0	243,17	0,1582	0,8514
Media	27	0,02225	0	196,27	0,1308	1,0547
Media	30	0,01994	0	257,02	0,0722	0,8054
Media	32	0,01877	0	172,94	0,098	1,197
Fina	25	0,0245	0	237,46	0,0925	0,8717
Fina	27	0,0224	0	260,86	0,0666	0,7935
Fina	30	0,0211	0	195,71	0,1196	1,0577
Fina	32	0,0188	0	164,86	0,0612	1,2556

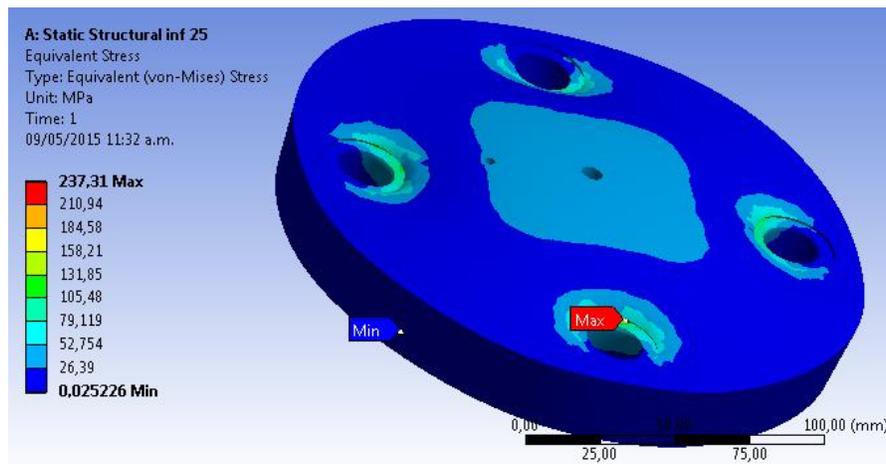


Figura 131. Esfuerzos en la tapa de 25mm, utilizando mallado fino

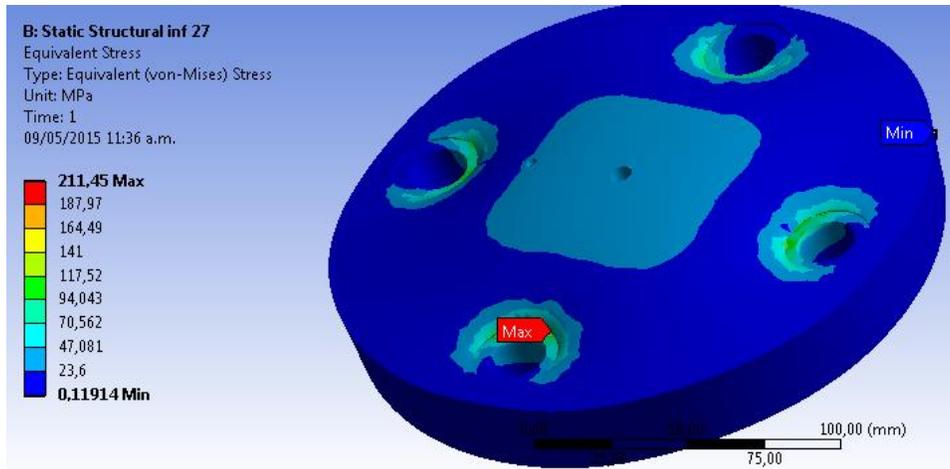


Figura 132. Esfuerzos en la tapa de 27mm, utilizando mallado fino

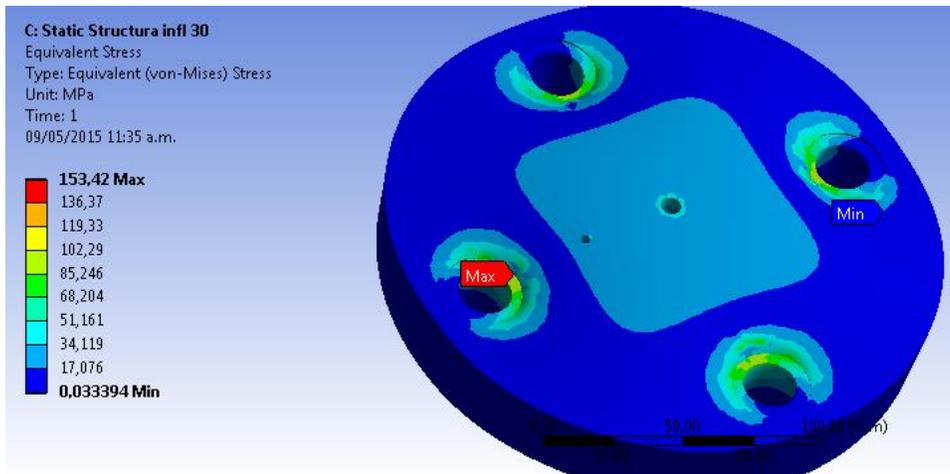


Figura 133. Esfuerzos en la tapa de 30mm, utilizando mallado fino

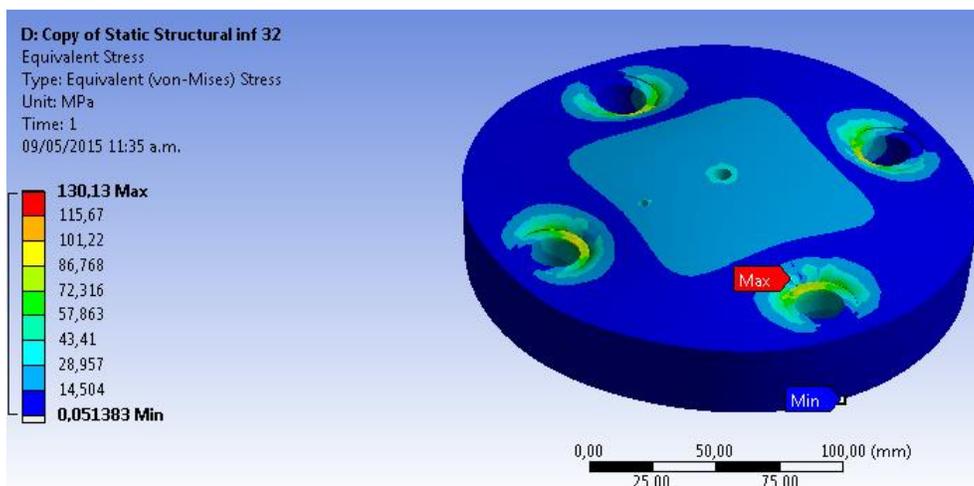


Figura 134. Esfuerzos en la tapa de 32mm, utilizando mallado fino

Después de realizar los análisis y comparar los resultados, se concluye que al aumentar el ancho de las tapas a 32 mm se reducen los esfuerzos sobre las tapas y esto conlleva a un aumento en el factor de seguridad.

4.5.6.3 Análisis de la Geometría Final

Una vez que se logra el diseño para cada tapa y se evalúan de manera analítica los esfuerzos, deformaciones y factores de seguridad estáticos y dinámicos para cada una de ellas, se procede a efectuar una simulación con el ANSYS.

Al momento de realizar la simulación, para facilitar la introducción de las condiciones de borde en la superficie de las tapas, se aplicó un fresado de 1mm en el área donde se colocan arandelas y los pernos. Esto debe ser tomado en cuenta ya que los esfuerzos generados en esta área son inferiores a los calculados de forma analítica y esto se debe a que en el modelo real no existe este concentrador de esfuerzos.

En la Tabla 24 se pueden observar los datos del análisis.

Tabla 24.

Resultados de las Simulaciones Utilizando Ansys Mechanical

Malla	Relevancia	Tapa	Def. Max $\text{mm} \times 10^{-2}$	Def. min mm	Esf. Max MPa	Esf. Min MPa	Fact. Seguridad
Gruesa	0	Hueca	1,7297	0	185,26	0,1182	1,112
Gruesa	0	Fija	1,8985	0	181,16	0,0058	1,1371
Media	0	Hueca	1,7478	0	188,22	0,1182	1,0944
Media	0	Fija	1,9048	0	186,89	0,1682	1,1022
Fina	0	Hueca	1,766	0	212,22	0,1078	0,9707
Fina	0	Fija	1,9142	0	172,93	0,1623	1,1913
Fina	100	Hueca	1,7893	0	175,33	0,110	1,1749
Fina	100	Fija	1,9214	0	162,71	162,71	1,266

4.5.6.3.1 Deformación en las Tapas.

Se realiza la simulación de las deformaciones generadas para cada tapa. En este punto, es importante conocer el valor máximo de deformación, ya que se debe garantizar la hermeticidad y que las deformaciones no afecten el correcto funcionamiento de la celda.

Tapa hueca

En la tapa hueca actúan la presión de confinamiento, así como las fuerzas de reacción entre los pernos y la superficie de las tapa.

En la Figura 135 se puede observar, que la deformación máxima se produce en el fondo de la tapa, debido a que sobre ésta se ejerce la mayor parte de la presión de confinamiento. También

se presenta un valor elevado de deformación en la zona en contacto con el zafiro debido al ranurado requerido para la colocación del o-ring.

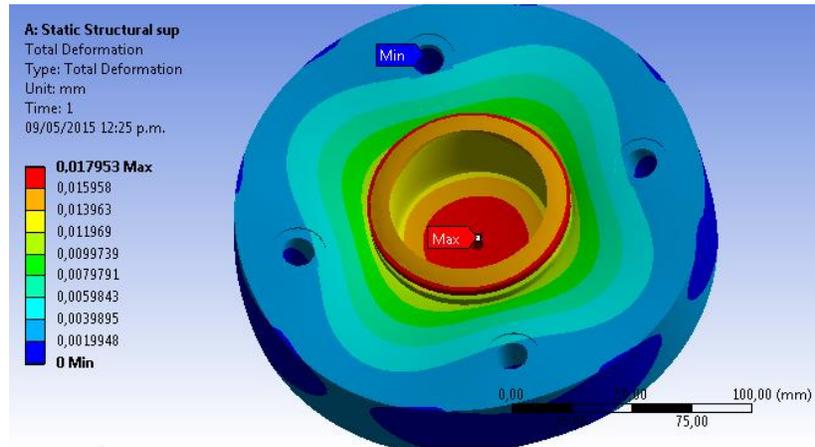


Figura 135. Deformación en la tapa hueca

En la sección 4.5.5.1.1 se calcularon los esfuerzos producido por flexión. En la Figura 136, se puede observar la deformación producto de esta flexión.

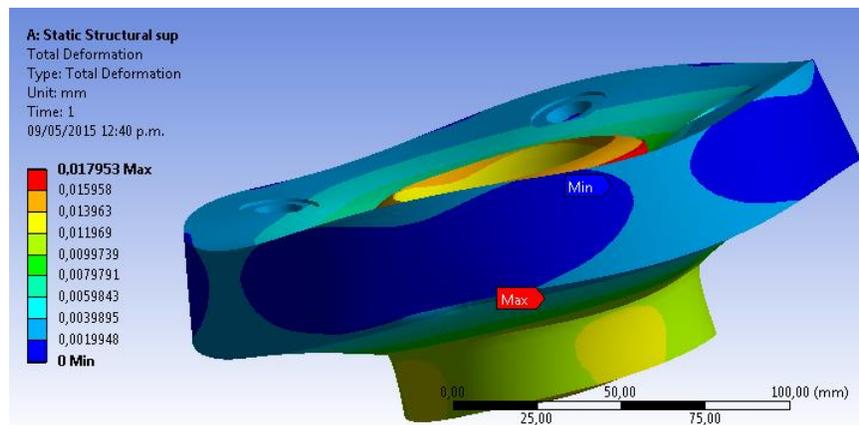


Figura 136. Deformación en la tapa hueca producto de las presiones internas, aumentando la escala de deformación a $1,6e+003$

Tapa fija

Sobre la tapa fija actúan la presión de confinamiento y la presión de pozo, así como las fuerzas de reacción entre los pernos y la superficie de la tapa.

En la Figura 137, se puede observar que la máxima deformación se encuentra en el área en contacto con el núcleo, donde se aplica la presión de pozo y al igual que en la tapa hueca en la zona de contacto con el zafiro.

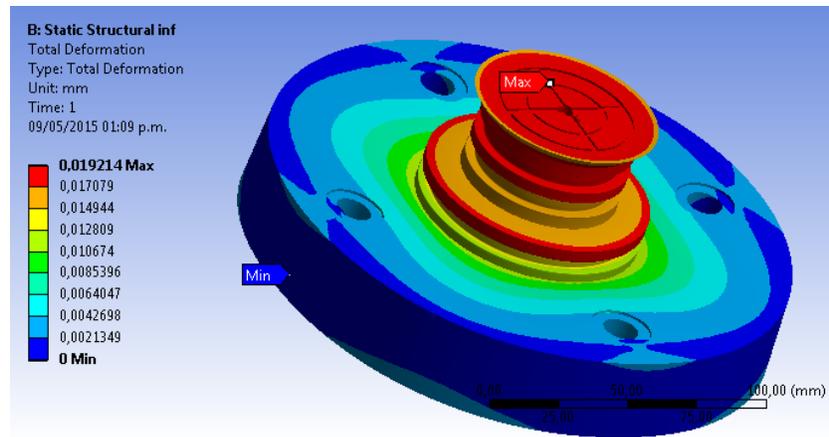


Figura 137. Deformación en la tapa fija.

También se puede observar la flexión en la tapa fija. Como se observa en la Figura 138.

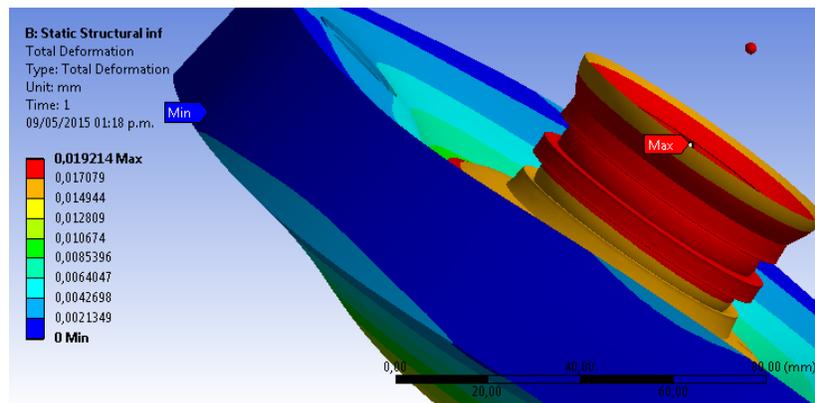


Figura 138. Deformación en la tapa hueca producto de las presiones internas, aumentando la escala de deformación a $1,5e+003$

Según la simulación las deformaciones en ambas tapas se encuentran en el orden de los $1 \times 10^{-2} mm$, estas son muy pequeñas y no alteran la geometría de las tapas, permitiendo un correcto funcionamiento de los sellos, garantizando la inexistencia de fugas.

4.5.6.3.2 Esfuerzos en las Tapas.

Mediante el programa se calculan los esfuerzos generados sobre las tapas; es importante conocer las zonas donde los esfuerzos son máximos ya que en estas existe una alta probabilidad que ocurra fluencia del material, comprometiendo el correcto funcionamiento de la celda.

Tapa hueca

En la Figura 139. Se pueden observar los esfuerzos generados sobre la tapa hueca. Los esfuerzos máximos se presentan en la zona donde están en contacto los pernos y la tapa. Estos esfuerzos son altos más no superan el límite de fluencia, por lo que no se producirán fallas en esta zona de la tapa.

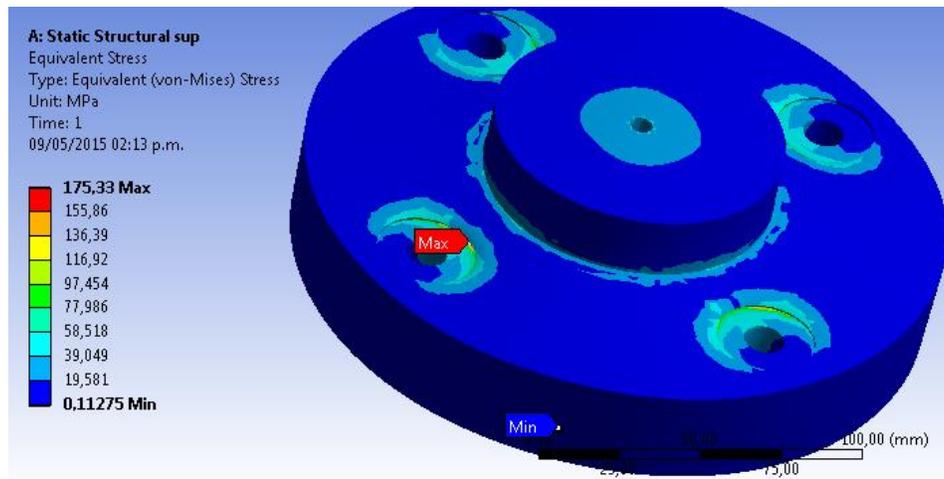


Figura 139. Esfuerzos máximos y mínimos en la tapa hueca

Tapa fija

La tapa fija posee una serie de cambios de diámetro; estos cambios funcionan como concentradores de esfuerzos, por lo que se debe realizar un análisis exhaustivo en estas zonas. En la Figura 140, se puede observar el punto donde se produce el máximo esfuerzo, y la zona corresponde a aquella donde se colocan los o-rings.

Ya que los esfuerzos máximos son inferiores al esfuerzo de fluencia del material, no se producirá falla en esta zona de la tapa.

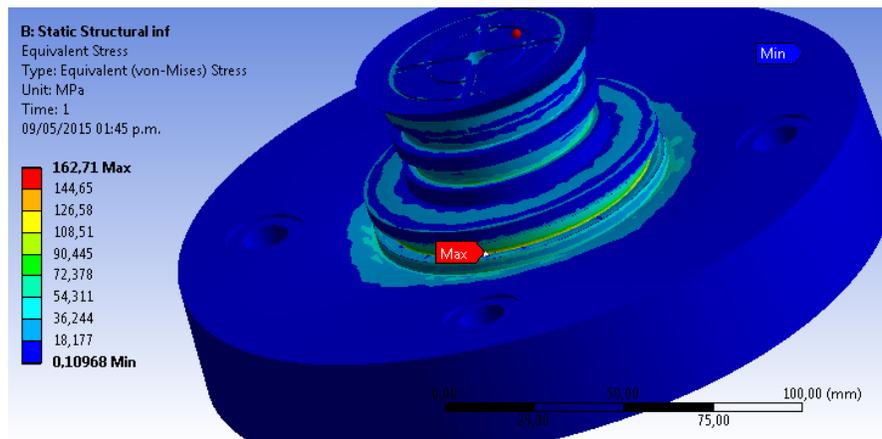


Figura 140. Esfuerzos máximos y mínimos en la tapa fija

4.5.6.3.3 Factores de seguridad

El factor de seguridad establece una relación entre el esfuerzo de fluencia del material y el máximo esfuerzo que soporta una pieza en condiciones de servicio. El cálculo del factor de seguridad permite establecer si el diseño es capaz de resistir las condiciones de trabajo.

Tapa hueca

Como se observa en la Figura 141, el factor de seguridad mínimo se encuentra en la zona de contacto entre los pernos y la tapa; el factor de seguridad más pequeño para esta tapa es de 1,17, esto implica que la tapa puede soportar los esfuerzos.

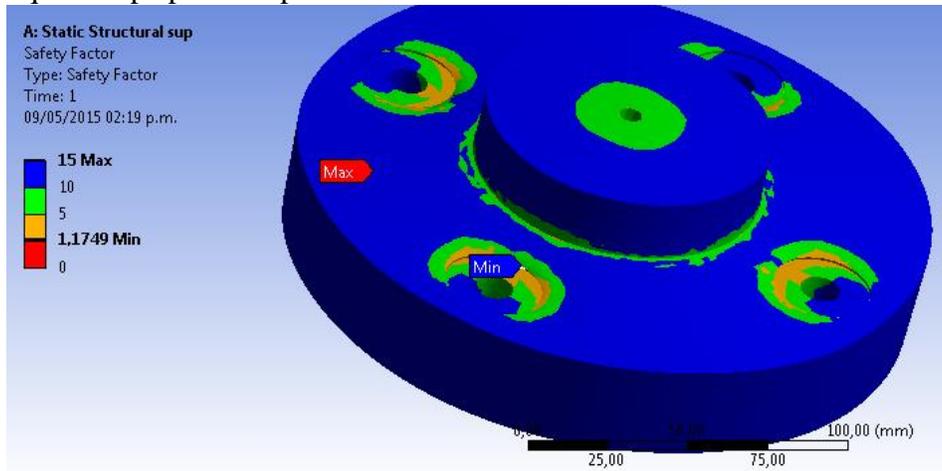


Figura 141. Factor de seguridad en la tapa hueca

Tapa fija

En la tapa fija el factor de seguridad mínimo se encuentra en el cambio de diámetro donde se coloca el O-ring. Si bien este cambio de diámetro actúa como un concentrador de esfuerzos, el factor de seguridad nos indica que este no es lo suficientemente grande como para comprometer la funcionalidad de la celda. Como se puede observar en la Figura 142.

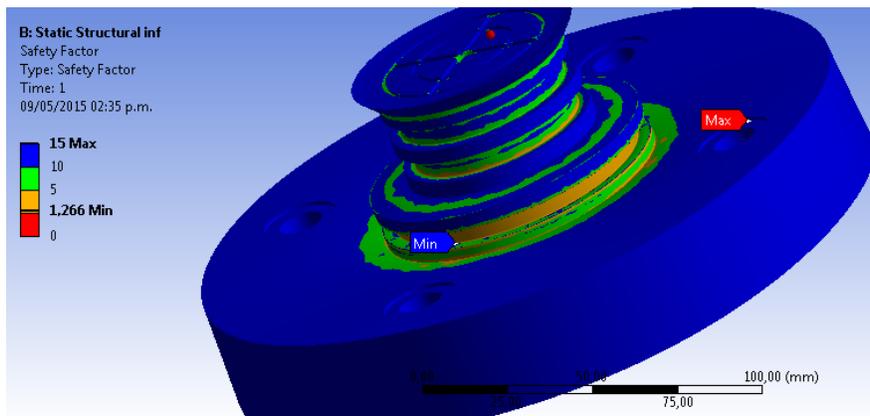


Figura 142. Factor de seguridad en la tapa fija

El uso del programa ANSYS permite realizar una evaluación del diseño final de las tapas, realizando una simulación de las condiciones de servicio. El punto crítico durante el funcionamiento de la celda, sucede cuando se alcanza la máxima presión de confinamiento y la máxima presión de pozo.

En este punto se producen las deformaciones máximas, como se demostró en la sección 4.5.6.3.1. Las deformaciones se encuentran por el orden de $1 \times 10^{-2} mm$, son pequeñas y por ello la hermeticidad en las uniones del cuerpo de la celda a la tapa y del termoencogible, no se ve afectada; esto indica que la celda es capaz de realizar tanto pruebas de desplazamiento como análisis PVT sin comprometer los resultados.

Los esfuerzos máximos sobre las tapas no sobrepasan el esfuerzo de fluencia del material, por lo que la tapa no presentará fallas. Por último los factores de seguridad indican que las tapas son capaces de soportar las condiciones de servicio.

Los valores de esfuerzo, deformación y factores de seguridad calculados por medio del programa y los calculados de manera analítica, son diferentes. Esto puede deberse a:

- ✓ Las condiciones de borde aplicadas en el momento de realizar la simulación.
- ✓ Al calcular los esfuerzos de manera analítica se trabajó en un plano bidimensional por lo que no se consideraron algunos esfuerzos.

4.6 Holguras

4.6.1 Unión entre los Pernos y las Tapas.

La unión entre los pernos y los orificios de las tapas requiere un ajuste RC8, este permite una separación apropiada para el uso de partes disponibles comercialmente, ya que en este caso los pernos serán suministrados por un proveedor. Utilizando la Tabla 4, se obtiene los límites de tolerancia del ajuste RC8.

En la Figura 143 se observa que para un ajuste RC8, los límites de tolerancia para el orificio son +2,8 y 0, para ejes -3,5 y -5,1.

Intervalo de tamaños nominales (pulg)	Clase RC2			Clase RC5			Clase RC8		
	Límites de holgura	Límites normales		Límites de holgura	Límites normales		Límites de holgura	Límites normales	
		Orificio	Eje		Orificio	Eje		Orificio	Eje
Hasta A									
0,40 – 0,71	0,25 0,95	+0,4 0	-0,25 -0,55	1,2 2,9	+1,0 0	-1,2 -1,9	3,5 7,9	+2,8 0	-3,5 -5,1

Figura 143. Límite de tolerancia para un tamaño nominal de 0,4 a 0,71 pulgadas.

Orificio: Ajuste Máximo $0,5 + 0,0028 = 0,5028$ pulgadas
 Ajuste Mínimo $0,5 + 0,000 = 0,5$ pulgadas

Eje: Ajuste Máximo $0,5 - 0,0035 = 0,4965$ pulgadas
 Ajuste Mínimo $0,5 - 0,0051 = 0,4949$ pulgadas

Los espaciamentos entre los pernos y los orificios de las tapas quedan de la siguiente manera:

$$\text{Espaciamiento Máximo} = 0,5028 - 0,4949 = 0,0079 \text{ pulgadas}$$

$$\text{Espaciamiento Mínimo} = 0,5 - 0,4965 = 0,0035 \text{ pulgadas}$$

4.6.2 Unión entre las Tapas y el Cuerpo de Zafiro

Para la unión entre el zafiro y la tapa se usara un ajuste RC5, este proporciona un juego mínimo para uso en bajas velocidades y cargas de magnitud alta. Ya que en la unión se experimenta una carga de 3000 psi a baja velocidad, esta carga será recibida por los pernos que sujetan las tapas en su lugar por lo que no se requiere q el ajuste evite el movimiento de las partes. Utilizando la Tabla 4, se obtiene los límites de tolerancia del ajuste RC5.

En la Figura 144 se observa que para un ajuste RC5, los límites de tolerancia para el orificio son de +2,2 y 0, para ejes -3,0 y -4,4.

Intervalo de tamaños nominales (pulg)	Clase RC2			Clase RC5			Clase RC8		
	Límites de holgura	Límites normales		Límites de holgura	Límites normales		Límites de holgura	Límites normales	
		Orificio	Eje		Orificio	Eje		Orificio	Eje
Hasta A									
3,15 - 4,73	0,5 2,0	+0,9 0	-0,5 -1,1	3,0 6,6	+2,2 0	-3,0 -4,4	7,0 15,5	+5,0 0	-7,0 -10,5

Figura 144. Límite de tolerancia para un tamaño nominal de 3,15 a 4,73 pulgadas.

Orificio: Ajuste Máximo $3,38558 + 0,0022 = 3,388$ pulgadas
 Ajuste Mínimo $3,38558 + 0,000 = 3,3855$ pulgadas

Eje: Ajuste Máximo $3,38558 - 0,0030 = 3,3828$ pulgadas
 Ajuste Mínimo $3,38558 - 0,0044 = 3,3814$ pulgadas

Los espaciamentos entre el zafiro y la tapa quedan de la siguiente manera:

$$\text{Espaciamiento Máximo} = 3,388 - 3,3814 = 0,0066 \text{ pulgadas}$$

$$\text{Espaciamiento Mínimo} = 3,3855 - 3,3828 = 0,0027 \text{ pulgadas}$$

4.6.3 Unión entre las Camisas y los Pernos

Para la unión entre las camisas y los pernos se usara un ajuste RC5, esta proporciona un juego mínimo para uso bajo velocidades y cargas de magnitud alta. En la unión se experimenta una carga de 40 KN a baja velocidad, esta carga es generada por la precarga en los pernos. Utilizando la Tabla 4, se obtiene los límites de tolerancia del ajuste RC5.

En la Figura 145 se observa que para un ajuste RC5, los límites de tolerancia para el orificio son +1 y 0, para ejes -1,2 y -1,9.

Intervalo de tamaños nominales (pulg)	Clase RC2			Clase RC5			Clase RC8		
	Límites de holgura	Límites normales		Límites de holgura	Límites normales		Límites de holgura	Límites normales	
		Orificio	Eje		Orificio	Eje		Orificio	Eje
0,40 – 0,71	0,25 0,95	+0,4 0	-0,25 -0,55	1,2 2,9	+1,0 0	-1,2 -1,9	3,5 7,9	+2,8 0	-3,5 -5,1

Figura 145. Límite de tolerancia para un tamaño nominal de 0,4 a 0,71 pulgadas.

Orificio: Ajuste Máximo $0,5 + 0,001 = 0,5001$ pulgadas

Ajuste Mínimo $0,5 + 0,000 = 0,500$ pulgadas

Eje: Ajuste Máximo $0,5 - 0,0012 = 0,4988$ pulgadas

Ajuste Mínimo $0,5 - 0,0019 = 0,4981$ pulgadas

Los espaciamientos entre los pernos y las camisas quedan de la siguiente manera:

Espaciamiento Máximo $= 0,5001 - 0,4981 = 0,002$ pulgadas

Espaciamiento Mínimo $= 0,500 - 0,4988 = 0,0012$ pulgadas

4.7 Costo Estimado para la Fabricación de la Celda Visual de Desplazamiento.

La fabricación de la celda visual de desplazamiento en PDVSA-Intevep, procura disminuir los costos en compras de equipos foráneos.

Para realizar la estimación de los costos de fabricación de este nuevo equipo, se debe tomar en cuenta que la celda va integrada a un sistema que permite su funcionamiento y por ello, se deben considerar los costos de cada uno de los equipos que conforman el mismo.

PDVSA-Intevep sostiene relaciones comerciales con distintos fabricantes de equipos y celdas en el área de exploración y producción de yacimientos, a nivel mundial. Esto facilitó la obtención de los precios para cada equipo utilizado en el sistema de la celda visual de desplazamiento y el costo de cada uno de ellos se resume en la Tabla 21.

Tabla 25.

Costo de los Equipos

Descripción	Costo USD
2 Bombas de desplazamiento positivo de 7500 psi. Marca Isco modelo 260 D	22.000
Horno MERMET	7.000
Válvulas, líneas y conectores	6.000
Traductor de presión y temperatura	2.000
Computador y Sistema de Video.	6.000
Total:	43.000 \$

Para estimar el costo de la celda visual de desplazamiento, se analiza cada uno de los elementos que la componen:

- Cuerpo de la celda en Zafiro.
- Tapas de Acero AISI 316.
- Tope ajustable de Acero AISI 316.
- Camisas de Acero AISI 316.
- Pernos de Acero 410.

En Venezuela no existen fabricantes de zafiro sintético por lo que se consultaron distintas empresas extranjeras vía e-mail, para conocer si podían proporcionar un cilindro de zafiro de diámetro externo 106 mm, diámetro interno 86 mm y longitud de 320 mm, además del costo del mismo. Las empresas consultadas fueron:

- Marketech International Inc., 2014 [Pagina Web en línea], disponible en: <https://mkt-intl.com/materials/single-crystals-optical-materials/sapphire/>
- Gavish, 2014 [Pagina Web en línea], disponible en: <http://gavish.com/sapphire-data-table.htm>
- Aiceramics, 2014 [Pagina Web en línea], disponible en: <http://aiceramics.com/services/>
- Del Mar Photonics, Inc. 2014 [Pagina Web en línea], disponible en: <http://www.dmphotonics.com/>

Del Mar Photonics recomendó consultar a la empresa Team Photon Inc., ubicada en California, Estados Unidos, que se dedica a la fabricación de lentes e instrumentos ópticos. Alexander Smirnov, representante de Team Photon Inc. indicó que se podía fabricar un zafiro con las dimensiones requeridas y su empresa ofertó el mejor precio. En los anexos del presente trabajo se muestra el presupuesto para 6 tubos de zafiro, por parte de Team Photon Inc. El precio del zafiro para el cuerpo de la celda es de 24.750 \$

Para fabricar las tapas y el tope ajustable, se requiere de Acero Inoxidable AISI 316, el cual no está disponible en el taller mecánico de PDVSA-Intevep y no se está produciendo en el país.

Para conocer el precio del mismo se consultaron dos empresas:

- North American Stainless, 2015, [Pagina Web en línea], disponible en: <http://www.northamericanstainless.com>
- Chilexpo, 2015, [Pagina Web en línea], disponible en: <http://www.chilexpo.com>

La primera es una empresa norteamericana productora de acero y la segunda es una empresa chilena, encargada de importar, exportar y distribuir aceros provenientes de Europa y Estados Unidos a América Latina. De acuerdo a la información obtenida, el precio del acero AISI 316 es de 4-7 \$ por kilo.

Además, la empresa Ferrum Aceros ubicada en Santiago de Chile, ofrece en su página web un catálogo en el que se especifican las dimensiones disponibles en el mercado de barras fabricadas en este material.

Tabla 26.

Dimensiones Estándar para Barras de Acero Inoxidable AISI 316.

**Barras Redondas de Acero Inoxidable AISI 316
Calibradas y Pulidas según ISA hll
En largos de 3 - 6 metros**

Redondo	Peso Teórico	Redondo	Peso Teórico
9,5mm. (3/8")	0,56 Kg./m.	69,8mm (.3/4")	30,08Kg/m.
12,7mm (1/2")	0,99 Kg/m.	76,2mm (3")	35,80 Kg/m.
15,8mm (5/8")	1,55 Kg/m.	88,9mm. (3.12")	48,73 Kg/m.
18,0mm (.3/4")	2,23 Kg/m.	95,2mm (3.3/4")	55,96 Kg/m.
22,2mm (7/8")	3,05 kg/m.	101.6mm(4")	63,64Kg/m.
25,4 mm. (1")	3,98 Kg/m.	114.3mm (4.112")	80,55 Kg/m
28,6 mm (1.118")	5,03 Kg/m.	127,0mm (5")	99,44 Kg/m.
30,1 mm (1.3/16")	5,55 Kg/m.	139,7 mm (5.112")	120,32 Kg/m.
31,7 mm (1.114")	6,22 Kg/m.	152,4 mm (6")	143.,20 Kg/m.
34,9 mm (1.3/8")	7,52 Kg/m.	165,1 mm (6.1/2")	168,06 Kg/m.
38,1 mm (1.112")	8,95 Kg/m.	177,8 mm (7")	194,90 Kg/m
41,2 mm (1.5/8")	10,50 Kg/m.	203,2 mm (8")	254,51 Kg/m.
44,4 mm (1.3/4")	12,18 Kg/m.	254.0 mm (10")	397,77 Kg/m.
50,8 mm (2")	15,91 Kg/m.	288,6 mm (11.3/8")	507,10 Kg/m.
57,1 mm (2.114")	20,14 Kg/m.	304,8 mm (12")	575,78 Kg/m.

Nota: Tabla tomada de Ferrum Aceros LTDA, Chile, 2015, [Pagina Web en línea], disponible en: <http://www.ferrumaceros.cl/catalogo.php>

De acuerdo a la Tabla 22, el acero AISI 316 es comercializado en barras cuya longitud mínima es de 3 metros. Se presentan dos opciones para la compra del acero:

Opción A.

En el diseño propuesto, el diámetro mayor de las tapas es de 20 cm, la tapa fija tiene una altura de 81 mm y la tapa hueca tiene una altura de 68 mm; además, el tope ajustable tiene un diámetro mayor de 72 mm y una altura de 33 mm y las camisas tienen un diámetro mayor de 22 mm y una longitud de 324 mm.

Si se suman las alturas de todas las piezas metálicas se tiene que:

$$L_{requerida} = H_{tapa\ fija} + H_{tapa\ hueca} + H_{tope\ ajustable} + 4 \times (L_{camisa})$$

$$L_{requerida} = 81\ mm + 68\ mm + 33\ mm + 4 \times (324\ mm)$$

$$L_{requerida} = 1478\ mm = 1,478\ m$$

Para la fabricación de las partes metálicas es necesario entonces 1,478 m de barra con un diámetro mayor a los 20 cm.

Se puede adquirir una barra de 20,32 cm (8") de diámetro y 3 metros de longitud y ésta alcanza para fabricar cada pieza por duplicado, pero se pierde una gran cantidad de material cuando se reduce el diámetro de 20,32 cm de la barra hasta el diámetro requerido por las camisas (2,2 cm) o por el tope ajustable (7,2 cm), aumentando considerablemente las horas de trabajo en el taller mecánico.

$$\text{Costo A} = \text{Valor del Acero} \times \text{metros} \times \text{peso teorico}$$

$$\text{Costo A} = 6 \frac{\$}{kg} \times 3\ m \times 254,51 \frac{kg}{m}$$

$$\text{Costo A} = 4581,18\ \$$$

Opción B.

Comprar una barra (A) de diámetro 20,32 cm (8") y 3 metros de longitud para fabricar las tapas, y otra barra (B) de diámetro 7,62 cm (3") y 3 metros de longitud para fabricar las camisas y el tope ajustable, disminuye la perdida de material, las horas de trabajo en el taller mecánico y el material excedente puede emplearse en la fabricación de otras piezas.

$$\text{Costo B} = \text{Barra A} + \text{Barra B}$$

$$\text{Costo B} = 4581,18\ \$ + \text{Barra B}$$

$$\text{Costo B} = 4581,18\ \$ + \left(6 \frac{\$}{kg} \times 3\ m \times 35,8 \frac{kg}{m} \right)$$

$$\text{Costo B} = 4581,18\ \$ + 644,4\ \$ = 5225,58\ \$$$

Se consultó la página web de la empresa india Jignesh Steel (<http://www.jigneshsteel.com/>), para conocer los costos de los pernos en acero inoxidable 410, encontrando que el precio estimado para estos pernos es de 12 \$.

El costo por mano de obra, fue suministrado por el personal del taller mecánico de PDVSA-Intevep y es de 500 BsF la hora de trabajo. En la tabla 23, se presenta un estimado del tiempo que toma la fabricación de las piezas metálicas de la celda.

Tabla 27.
Tiempo Estimado de Fabricación.

Pieza	Tiempo [horas]
Tapa fija	20
Tapa hueca	15
Tope ajustable	14
Camisas	60
Total	109

El costo por concepto de mano de obra es:

$$\text{Mano de Obra} = 109 \text{ horas} \times 500 \text{ BsF/hora}$$

$$\text{Mano de Obra} = 54.500 \text{ BsF} = 274,71\$$$

El monto en dólares se calcula en base a la tasa SIMADI a los 9 días del mes de mayo de 2015. 1\$=198,39 BsF.

En la Tabla 24, se presenta un resumen del costo estimado para la fabricación de la celda visual de desplazamiento.

Tabla 28
Costo de la Celda Visual de Desplazamiento.

Descripción	Costos USD
Barra de Acero AISI 316 de 20,32 cm de diámetro y 3 m de longitud para la fabricación de las tapas.	4.581,18
Barra de Acero AISI 316 de 7,62 cm de diámetro y 3 m de longitud para la fabricación del tope ajustable y las camisas.	644,4
Cilindro de zafiro de diámetro externo 106 mm, diámetro interno 86 mm y longitud 320 mm.	24.750
O-Rings de VITON y Termoencogible	500
4 Pernos de Acero Inoxidable 410	48
Mano de obra	274,71
Total	30798,29 \$

El costo del sistema es igual a la suma del costo de la celda más el costo de los equipos.

$$\text{Costo del Sistema} = \text{Costo Celda} + \text{Costo Equipos}$$

$$\text{Costo del Sistema} = 30.798,29 \$ + 43.000\$ = \mathbf{73.798,29 \$}$$

Estimando que los costos por transporte, embalaje, impuestos, aduanas y permisos legales, alcancen un 30 % más, se multiplica por un factor de 1,3 y se obtiene el costo final.

$$\text{Costo Final} = 1,3 \times (73,798,29\$) = 95.937,777 \approx \mathbf{96.000\$}$$

El sistema que incluye a la Celda Visual de Desplazamiento tiene un costo estimado de 96.000 \$, mucho más económico que los ofertados por empresas tales como Vinci-technologies y Chandler Engineering. Los costos de los equipos PVT y de desplazamiento superan los 250.000 \$, lo que indica que el costo para la celda visual de desplazamiento resulta un 60 % más económico.

Capítulo V

Conclusiones y Recomendaciones.

5.1 Conclusiones.

Como resultado de trabajo realizado se establecieron las siguientes conclusiones generales:

Se fijaron las condiciones máximas de operación de la celda en cuanto a temperatura y presión, las cuales se establecieron en 150 °C y 3000 psi. Se determinó que la celda debe soportar una presión de 3000 psi y una temperatura de 150 C, pues estas condiciones se presentan en los yacimientos de CP y XP de la FPO.

Se recopiló información acerca de los equipos para el análisis PVT y las pruebas de desplazamiento existentes en el mercado internacional y además se pudo operar con los equipos de PVT y de desplazamiento existentes en los laboratorios de PDVSA-Intevep. Todo lo anterior, contribuyó a determinar la geometría final del diseño, ya que se pudo observar la geometría de las tapas, el sello en cada uno de los equipos, la forma en que funcionaban y en el caso de una celda triaxial, la utilidad de aplicar la presión de confinamiento.

Usando el prototipo construido para revisar el diseño propuesto por parte de PDVSA-Intevep, se pudo observar la interacción roca fluido, las características de desplazamiento, que resultó ser de tipo pistón y se constató la necesidad de generar una presión de confinamiento para eliminar canales preferenciales en las pruebas de desplazamiento. Adicionalmente, se descartó la geometría cónica de las tapas solicitada en la propuesta de Intevep, pues genera un volumen muerto elevado de 0,1057 litros por tapa, así como imprecisiones para determinar la cantidad de fluido que queda en las tapas al efectuar las pruebas.

Con el diseño propuesto, el volumen muerto que se genera es de: 0,00256 litros en la tapa fija, 0,00116 litros en la tapa hueca y 0,001095 litros en el tope ajustable, lo que da un total de

0,004815 litros de volumen muerto y equivale al 0,5% del volumen interno de la celda. Con esto se garantiza una mayor precisión en las pruebas y un ahorro de fluido de trabajo.

Al ser la relación gas petróleo muy baja en los CP y XP es necesaria una muestra de fluido considerable por lo que el diseño propuesto garantiza un volumen interno de 920 cc y con ello una cantidad de fluido suficiente, en presencia del medio poroso, para efectuar las pruebas de descompresión a composición constante y liberación flash.

Se validó el zafiro, como material para el cuerpo de la celda ya que es capaz de soportar una presión de 3000 psi y una temperatura de 150 C y de esta manera se obtiene una celda de carácter visual que permite observar la interacción roca fluido bajo las condiciones requeridas. El diseño propuesto resultó innovador pues no existe en el mercado una celda con las características de la que se diseñó durante este trabajo.

Para la fabricación de piezas metálicas de la celda se utilizará acero tipo AISI 316 que es ampliamente utilizado en equipos para pruebas de desplazamiento y PVT, debido a su durabilidad y alta resistencia a la corrosión.

Se efectuó un análisis estático y dinámico de cada uno de los elementos que componen la celda, y adicionalmente un análisis estático utilizando el programa ANSYS de elementos finitos y se determinó la geometría de cada uno de los elementos, para que soporten una presión de 3000 psi y una temperatura de 150 C, condiciones de trabajo necesarias para manejar CP y XP.

Se determinó que el costo estimado de fabricación del equipo es 96.000 \$ lo que resulta un 60% más económico que aquellos equipos ofertados por diversas compañías extranjeras tales como Vinci Technologies, Chandler Engineering y Sánchez Technologies.

Se logró obtener un diseño económicamente factible, para la celda visual propuesta, que permitirá efectuar pruebas PVT y de desplazamiento, en presencia del medio poroso, lo que resulta innovador pues en los análisis PVT tradicionales no está presente la arena y además, implica un ahorro de tiempo al no tener que cambiar de equipo entre un tipo de prueba y otro.

5.2 Recomendaciones.

El diseño de la celda visual de desplazamiento para CP y XP está asociado a un proyecto que se realiza en PDVSA-Intevep, y para el cual el personal de la empresa realiza recomendaciones particulares que deben ser incluidas en el diseño del equipo.

Una de tales recomendaciones es el empleo del zafiro como material para el cuerpo de la celda, el cual fue validado en el presente trabajo. No obstante, se sugiere revisar las propiedades mecánicas del cuarzo y efectuar análisis estáticos y dinámicos, siguiendo los procedimientos de cálculo reseñados en el presente trabajo, para explorar la posibilidad de usar este material como una alternativa para el cuerpo de la celda visual de desplazamiento. En caso de obtener un resultado positivo, se debe de realizar una estimación de los costos para verificar si los mismos disminuyen.

Ya que la celda será sometida a cambios de temperatura, se recomienda efectuar un estudio térmico al zafiro, para evitar problemas de dilatación térmica producidos por estas diferencias.

Si bien el sistema de video utilizado para las pruebas con el prototipo permitió grabar la interacción roca fluido, se sugiere realizar un estudio detallado de las propiedades ópticas del zafiro, para verificar la posibilidad de utilizar un sistema de video infrarrojo que permita una mejor visualización de los fenómenos que pueden ocurrir al efectuar las pruebas de laboratorio.

El diseño propuesto para la celda y el sistema de líneas y conexiones seleccionado, permiten que la celda rote. Se sugiere la fabricación de un dispositivo, adaptado a las dimensiones del horno MERMET propuesto en el Capítulo 3, que sirva de soporte a la celda en el interior del horno y se encargue de su rotación.

Ya que el diseño es completamente innovador, se recomienda la elaboración de un manual de operación, que facilite al personal de laboratorio el manejo correcto del equipo, y un manual de mantenimiento, considerando que los componentes del equipo son costosos y el mismo debe de preservarse de la mejor manera para extender su vida útil.

Igualmente, se recomienda mejorar el sistema de unión utilizando pernos en la celda que, si bien garantiza el funcionamiento óptimo de la misma, puede resultar engorroso al momento de armar y desarmar la celda.

Así mismo, se recomienda la fabricación de una herramienta de laboratorio, que facilite la compactación de núcleos no consolidados de volumen 900 cc, acordes a las dimensiones del diseño propuesto.

Finalmente se sugiere evaluar el espacio y las conexiones a tomas eléctricas que requieren cada uno de los equipos que integran el sistema para la celda visual de desplazamiento, de forma que éste sea ubicado en el laboratorio de PDVSA-Intevep que mejor se adapte, garantizando la operación segura y de manera ergonómica por parte del personal encargado.

Bibliografía

1. Ali, Jacksy y Ali, Lenin (2013). “Completaciones Monobore para producción de gas en el yacimiento B6 LL 570 del Área Sur Tía Juana Lago”. Tesis, Universidad del Zulia, Maracaibo, Venezuela.
2. Araujo, Yani C. (2004). *Interacciones Roca-Fluido Para Yacimientos*. 2da. Ed. PDVSA-INTEVEP, Los Teques, Venezuela.
3. Argillier, J.F., Barre, L., Brucy, F., Heanut I. & Bouchard R. (2001). *Influence of Asphaltenes Content Dilution*. Interm, Oper. And Heavy Oil.Symp. Margarita, Venezuela.
4. Arteaga, Johanna (2004). “Evaluación de Perdidas de Presión en Flujo Multifasico en Pozos Horizontales de Crudos Extrapesados”. Tesis, Universidad Central de Venezuela, Caracas, Venezuela.
5. Ayaris, Kendra y Perez, Piña (2012). “Integración Petrofísica-Sedimentología mediante correlación Núcleo-Perfil para el miembro Boscan Superior del Área Sur del Campo Boscan” Tesis de Maestría, Universidad del Zulia, Maracaibo, Venezuela.
6. Banzer, S. (1996). *Correlaciones Numéricas PVT*. Edición Preliminar. Maracaibo, Venezuela.
7. Barberii, Efrain E. (1998) *El Pozo Ilustrado*. [Datos en DC]. Disponible: FONCIED.
8. Barcenás, Luis (2006). “Implantación de un algoritmo de inicialización en el simulador de Yacimientos SYEP”. Tesis, Universidad Central de Venezuela, Caracas, Venezuela.
9. Bastidas, Fabiola (2013). “Modelo de Simulación Dinámico del Yacimiento G-8 GF5, Campo Guafita, Área Sur, Cuenca Barinas-Apure”. Tesis, Universidad Central de Venezuela, Caracas, Venezuela.
10. Bautista, N., Domínguez, L. y Rodríguez, L. (2012). *Glosario de Términos Comúnmente Usados en Procesos Industriales de Separación*. Universidad Autónoma Metropolitana. México.
11. Beer, F. y otros. (2009) *Mecánica de Materiales*. 5ta. Ed. Editorial McGraw-Hill, 307p. México.

12. Benniun et al. (2003). *A Case study of Foamy Oil Recovery in the Patos-Marinza Reservoir, Driza Sand, Albania*. Journal of Canadian Petroleum Technology Vol 42, 8pp.
13. Berdugo.V., BJOROY. R. y otros (2005). “*Removing mercury from the workplace: a case history of the decommissioning and recycling of mercury-contaminated equipment*”, Paper SPE 96461 SCHLUMBERGER. Recuperado de <https://www.onepetro.org>
14. Bidner, Mirtha (2001). *Propiedades de la Roca y los Fluidos en Reservorios de Petr6leos*. 1era Ed., Universidad de Buenos Aires, Argentina.
15. Borges. A y Sastoque M. (2003) “*Estado del arte de una celda PVT libre de mercurio: propuesta para un nuevo dise1o*”. Los Teques, Venezuela. Intevp 2003. Documento T6cnico No. INT-100206-2003.
16. Bradley, H. (1987). *Petroleum Engineering Handbook*. Society of Petroleum Engineers, Texas, Estados Unidos.
17. Budynas, R. y Nisbett, K. (2008). *Dise1o en ingenieria mecánica de Shigley*. 8va Ed. Editorial Mcgraw-Hill. 214p. M6xico.
18. Chandler Engineering. [Pagina principal en internet]. 2014. [Consultada 01 Octubre, 2014]. Disponible en: <http://www.chandlerengineering.com/>
19. Crotti, M. y Bosco, S. (2001) “*La representatividad y el empleo de los estudios PVT: Primera parte-PVT de petr6leos negros*”, [Documento en lnea] 2001,[Consultada: 10 Noviembre , 2014] Disponible en: <http://www.inlab.com.ar/>
20. Danesh, A. (1998). *PVT and Phase behavior of Petroleum reservoir fluids*. Elsevier Science, Edinburgh, Escocia.
21. Douglas, Fernandez y Rojas (2001) “*Thermodynamic Characterization of a PVT of Foamy Oil*” Paper SPE 69724, Schlumberger-UDO. Recuperado de <https://www.onepetro.org>
22. England, W.A., MacKenzie, A.S., Mann, D.M. y Quigley, T.M. (1987). *The movement and entrapment of petroleum fluids in the subsurface*. Journal of the Geological Society, Londres, Inglaterra.
23. Escobar, Freddy (2000). *Fundamentos de Ingenieria de Yacimientos*. 1era. Ed., Editorial Surcolombia, Colombia.

24. Guerrero-Aconches, U. (2009). “*Difussion of Hydrocarbon Gases in Heavy Oil and Bitumen*”, Paper SPE 122783, Cartagena, Colombia. Recuperado de <https://www.onepetro.org>
25. Haney, E. y Subhash, G. (2011). “*Static and dynamic indentation response of basal and prism plane Sapphire*”. Journal of the European Ceramic Society, Vol. 31. Universidad de Florida, Estados Unidos. Paper recuperado de: <http://www.sciencedirect.com>
26. Hernández, Vanessa y Tavera, John (2007). “*Diseño y construcción del sistema de agitación de un equipo libre de mercurio que realiza estudios PVT (presión, volumen, temperatura) en crudos pesados*” Tesis, Universidad Central de Venezuela, Caracas, Venezuela.
27. Honarpour, Mehdi y Koederitz, Leonard (1986). *Relative Permeability of Petroleum Reservoirs*. CRCPress Inc., Florida, Estados Unidos.
28. Kobayashi, R. y Ruska, W. (1958). *The Design of Experiments for the Study of Petroleum Fluids*. Publicación 2302, Ruska Instrument Corporation, Houston, Estados Unidos.
29. Lanza, Ernesto y Ramírez, Luis (2007). “*Determinación de Petrofacies y Unidades de Flujo en la Sección Cretácica del Campo El Furrial, Cuenca Oriental de Venezuela*”. Tesis, Universidad Central de Venezuela, Caracas, Venezuela.
30. Layrisse. I. (1999) “*Heavy oil production in Venezuela: historical recap and scenarios for next century*”, Paper SPE 53464. PDVSA. Recuperado de <https://www.onepetro.org>
31. Maldonado, Francisco. (2003). “*Investigación para sísmica 4D de las variaciones de las propiedades petrofísicas y de la viabilidad técnica de los yacimientos de crudos extrapesados espumantes*”. Tesis Doctoral, Universidad Politécnica de Madrid, Madrid, España.
32. Mannucci, Jesús. *Caracterización Física de Yacimientos*. MannyRon Consultores.
33. Martinez, A. R. (1982). *Report of Working Group on Definitions*. Second Int. Conf. The Future of Heavy Crude and Tar Sand, UNITAR, Caracas, Venezuela.
34. Mc. Cain, W (1990). *The Properties of Petroleum Fluids*. 2da.Ed. Tulsa, Oklahoma, Estados Unidos.

35. Meaño, Andrea (2012) “*Determinación experimental en crudo espumantes de la faja petrolífera del orinoco, del rango de la pseudo presión de burbuja y su efecto sobre las variables termodinámicas*” Tesis, Universidad Central de Venezuela, Caracas, Venezuela.
36. Milani, Rodolfo (1997). “*Diseño para Nuestra Realidad*”. Editorial Equinoccio. / S.F Caracas, Venezuela.
37. Montagne, A., Pathak, S. (2013) “*Plasticity and fracture of sapphire at room temperature: load-controlled microcompression of four different orientations*”. Swiss Federal Laboratories for Materials Testing and Research, Suiza. Recuperado de: <http://www.sciencedirect.com>
38. Morales, J. y Salazar, A. (2010). “*Diseño y construcción de un reactor cerrado para la preparación de zeolitas en hornos microondas convencionales*”. Tesis, Universidad Central de Venezuela, Caracas, Venezuela.
39. Mott, R. (2006). *Diseño de Elementos de Máquinas*. 4ta. Ed., Pearson Education, México.
40. Peralta, Yessica (2003). “*Validación de Datos Experimentales PVT con Fluidos de Yacimientos con Estudios de Asfaltenos del Oriente (Norte de Monagas) y Occidente de Venezuela Utilizando el Simulador Composicional PVTSIM*”. Tesis, Universidad Central de Venezuela, Caracas, Venezuela.
41. Perkins, T.K. y Johnston, O.C. (1963). “*A Review of Diffusion and Dispersion in Porous Media*”, Paper SPE 480, Texas, Estados Unidos. Recuperado de <https://www.onepetro.org>
42. Plata, D. y Sandoval, J. (2005). “*Diseño de un equipo de desplazamiento para realizar pruebas de análisis petrofísicos en núcleos de roca*”. Tesis, Universidad Industrial de Santander, Bucaramanga, Colombia.
43. Popov, E. (2000). *Mecánica de sólidos*. 2da Ed., Editorial Pearson Educación. México.
44. Potter, M. y Wiggert, D. (2002) *Mecánica de fluidos*. 3ra Ed., Editorial Thompson. México.
45. Quintero, Jesús (2010). “*Desarrollo de Correlaciones entre los Parámetros Geomecánicos asociados a Criterios de Falla de Rocas y la Porosidad de un Yacimiento*”. Tesis de Maestría, Universidad del Zulia, Maracaibo, Venezuela.

46. Ramírez, Giselle (2011). *“Estudio Geoeléctrico con fines de Prospección de Aguas Subterráneas en Zonas Aledañas a la Estación Terrenal de Control del Satélite Simón Bolívar, Estado Guárico”*. Tesis, Universidad Central de Venezuela, Caracas, Venezuela.
47. Rivera, José (2004). *Prácticas de Ingeniería de Yacimientos Petrolíferos*.
48. Rodenas, M. (2006). *El análisis por elementos finitos: Una metodología muy reciente en economía*. Universidad Complutense de Madrid, Madrid, España.
49. Romero, D., Fernández, B. y Rojas, G. (2001). *“Thermodynamic Characterization of a PVT of Foamy Oil”*, Paper SPE 69724, SPE International Thermal Operations and Heavy Oil Symp. Margarita, Venezuela. Recuperado de: <https://www.onepetro.org>
50. Ruska, W. (1992). *Ruska Mercury-Free PVT School*. Texas, Estados Unidos.
51. Sanchez Technologies. [Página principal en internet]. 2014. [Consultada 01 Octubre, 2014]. Disponible en: <http://sanchez-technologies.com>
52. Sastoque, M. (2003). *“Diseño de una celda de alta presión para realizar estudios PVT (Presión, Volumen, Temperatura) libre de mercurio”*. Tesis, Universidad Central de Venezuela, Caracas, Venezuela.
53. Sebastianelli, M. (2009). *“Evaluación de los valores de relación Gas Petróleo (RGP) y su comportamiento histórico, para el control de la explotación del Yacimiento Morichal 30, Campo Cerro Negro, pertenecientes a la Empresa Mixta Petromonagas, S.A.”* Tesis, Universidad de Oriente, Barcelona, Venezuela.
54. Smith, W. y Hashem, J. (2006). *Fundamentos de la ciencia e ingeniería de materiales*. 4ta Ed., Editorial Mcgraw-Hill, México.
55. Suarez, Deivis (2012). *“Evaluación del agua de producción de los campos Cabrutica y Petrocedeño como fluido base de inyección de surfactantes en procesos de estimulación y recuperación mejorada de petróleo”*. Tesis, Universidad de los Andes, Mérida, Venezuela.
56. Tara, Engel (2009) *“New High Temperature Heavy Oil Testing Cell”*, [Documento en línea] 2009, [Consulta: 01 Octubre, 2014] Disponible en: http://www.slb.com/~media/Files/industry_challenges/heavy_oil/other/feature_articles/h_o_high_temp_testing.pdf

57. Tarek, A. (2000). *Reservoir Engineering Handbook*. Golf Publishing Company, Texas, Estados Unidos.
58. Texeira, J. (2011). “*Factibilidad Técnica de la Inyección de Solvente para un Crudo de la Faja Petrolífera del Orinoco*”. Tesis, Universidad Central de Venezuela, Caracas, Venezuela.
59. Villaroel, Rafael (2005). “*Inclusión y Aplicación de Correlaciones de Propiedades de Fluidos en el Modulo Generador de PVT del Simulador SYEP*”. Tesis, Universidad Central de Venezuela, Caracas, Venezuela.
60. Vinci Technologies. [Página principal en internet]. 2014. [Consultada 01 Octubre, 2014]. Disponible en: <http://www.vinci-technologies.com/>
61. Vodenitcharova, T., Zhang, L., Zarudi, I., Yin, Y. (2007). “*The effect of anisotropy on the deformation and fracture of sapphire wafers subjected to thermal shocks*”. School of Aerospace, Mechanical and Mechatronic Engineering, Universidad de Sidney, Australia. Paper recuperado de: <http://www.sciencedirect.com>
62. Whitson, Curtis H. y Brule, Michael R. (2000). *Phase Behavior*. Vol. 20. Society of Petroleum Engineers, Texas, Estados Unidos.
63. William, D. y Callister, Jr. (1999) *Introducción a la ciencia de los materiales*. Editorial Reverte, S.A. México.
64. Xia, T.X. y Greaves, M. (2001). “*Downhole upgrading Athabasca Tar Sand Bitumen using Thais-SARA Analisis*”, Paper SPE 69693, Therm. Oper. and Heavy Oil Sym., Margarita, Venezuela. Recuperado de <https://www.onepetro.org>
65. Zeferino, A. (2011). *El método de los elementos finitos: una introducción*. Fondo Editorial, Biblioteca Universidad Rafael Urdaneta, Maracaibo, Venezuela.

Otras Publicaciones.

- Halliburton. *Ingeniería de Yacimientos*. Recopilación Técnica. Disponible en: <http://www.elrinconpetrolero.blogspot.com/2010/02/fundamentos-de-yacimientos.html>
- Parker (2007). *Parker O-Ring Handbook ORD 5700*. Parker Hannifin Corporation, Cleveland, Estados Unidos. Disponible en: https://www.parker.com/literature/ORD%205700%20Parker_O-Ring_Handbook.pdf

Consultas a Internet.

Las consultas a Internet se realizaron entre septiembre de 2014 y mayo de 2015. Todas las páginas se encuentran activas hasta el 5 de mayo de 2015.

Apuntes Ley de Darcy.

- Apuntes del Profesor Francisco Javier Sánchez, Departamento de Geología, Universidad de Salamanca, España. Disponibles en: http://hidrologia.usal.es/temas/Ley_Darcy.pdf

Definición de Surfactante.

- <http://definicion.de/surfactante>

Propiedades Mecánicas del Zafiro.

- <http://www.springer.com/calidad/978-0-387-85694-0>.
- <https://mkt-intl.com/materials/single-crystals-optical-materials/sapphire/>
- <http://gavish.com/sapphire-data-table.htm>
- <http://aiceramics.com/services/>
- <http://www.dmp Photonics.com/>

Acero Inoxidable 410.

- <http://www.chilexpo.com/calidad/410>
- <http://www.jigneshsteel.com/>

Acero Inoxidable AISI 316.

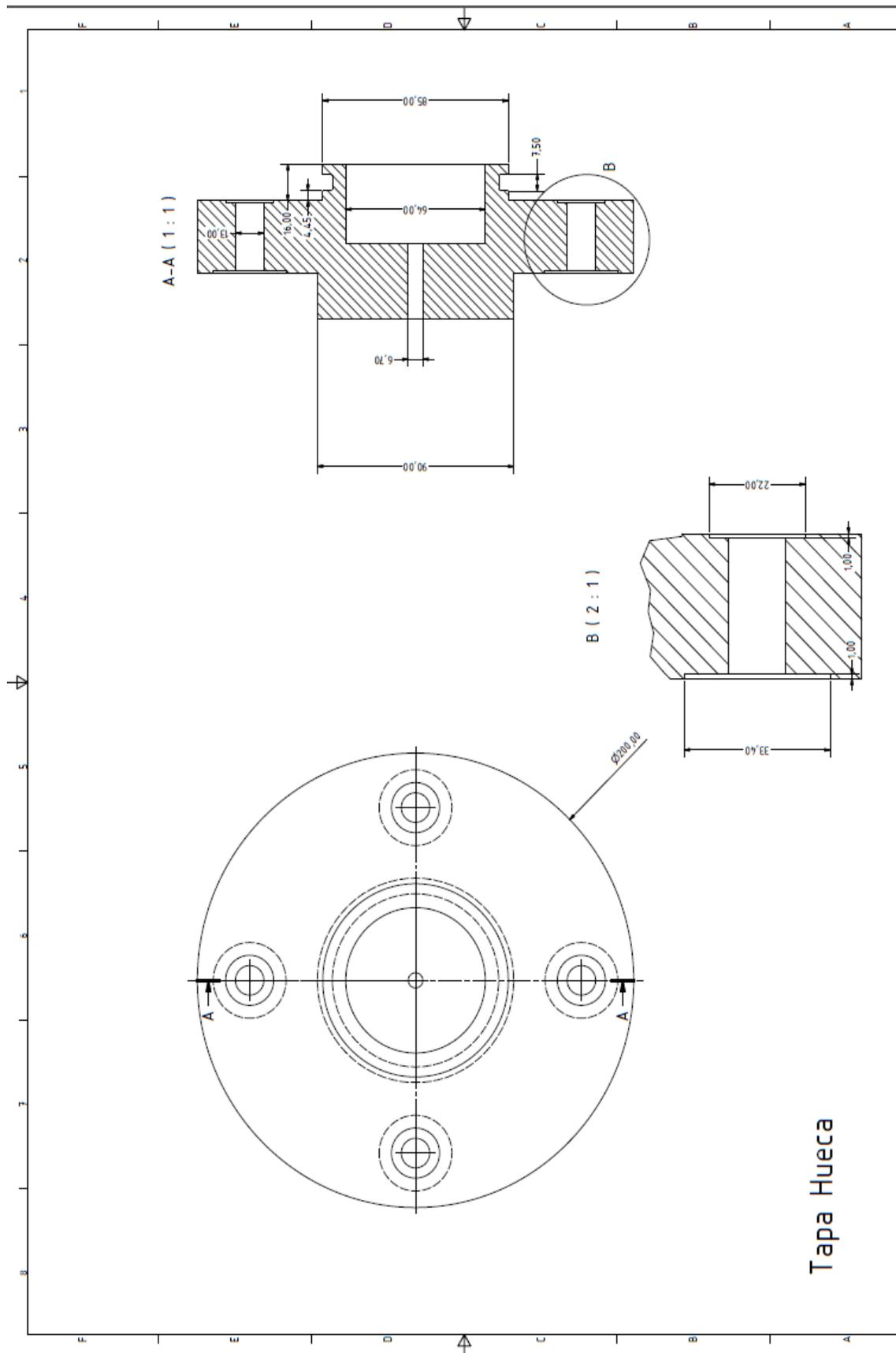
- <http://www.northamericanstainless.com>
- <http://www.ferrumaceros.cl/catalogo.php>

Sellos.

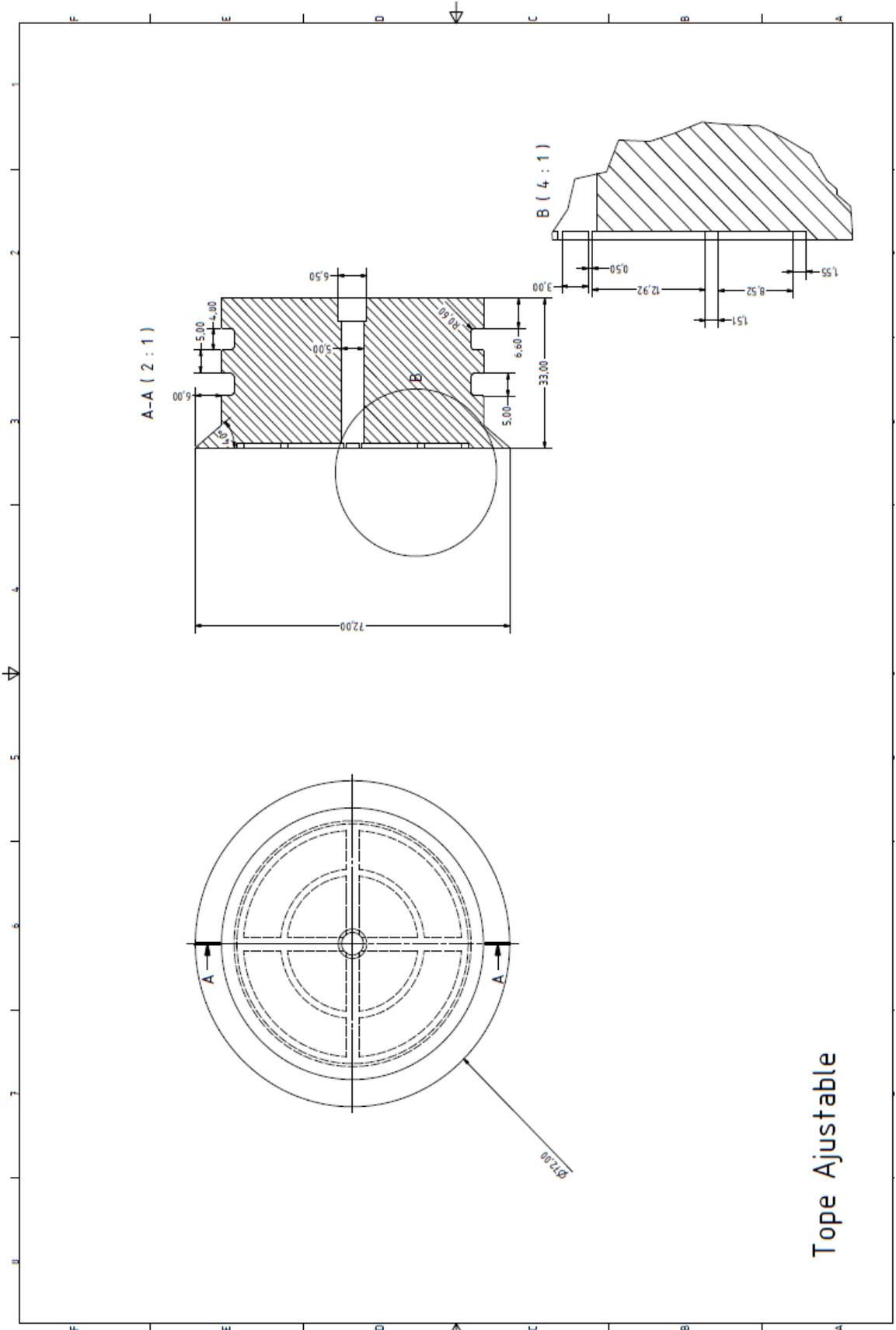
- <http://www.dupont.com/products-and-services/plastics-polymers-resins/elastomers.html>

ANEXOS

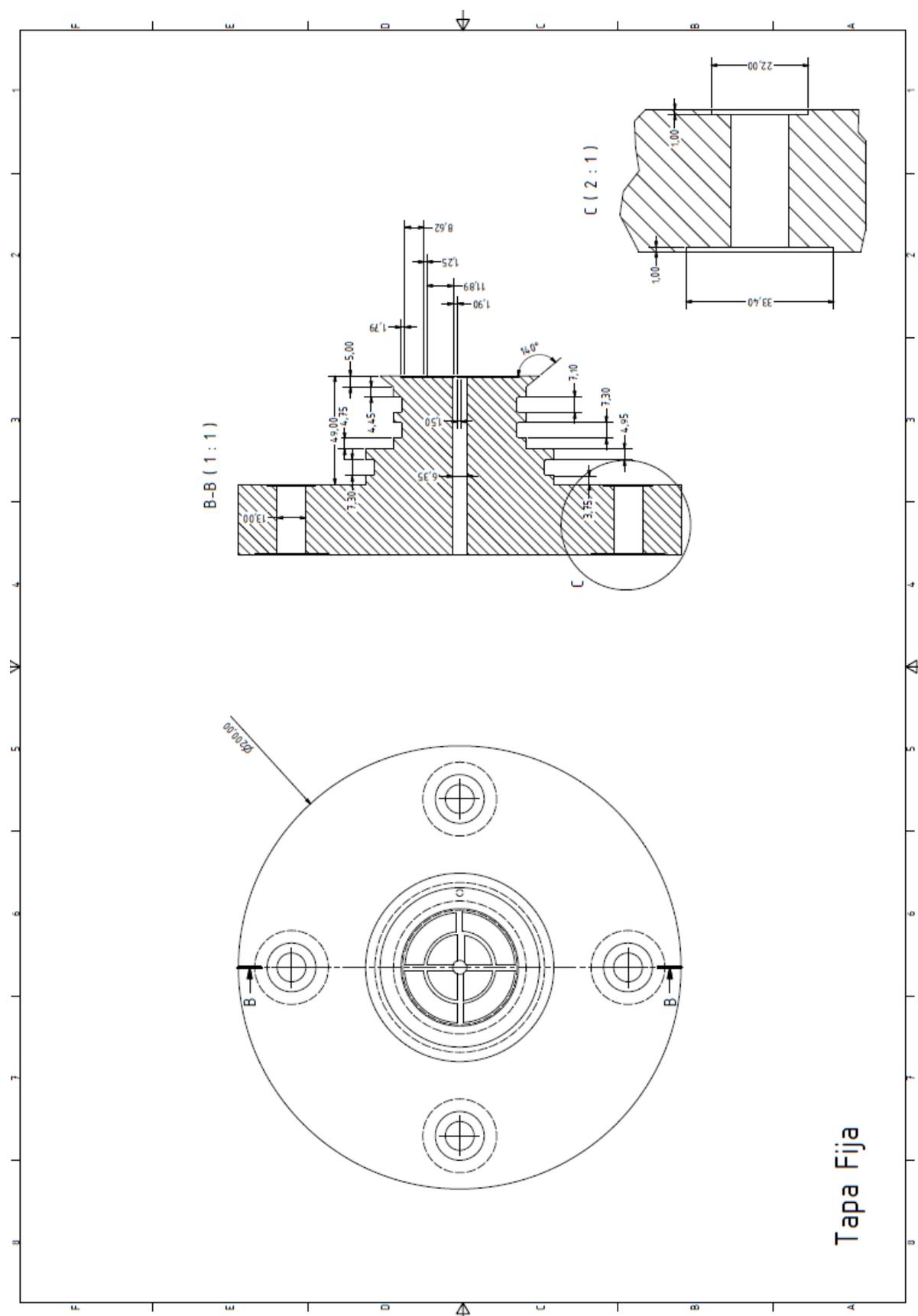
PLANOS CELDA VISUAL DE DESPLAZAMIENTO PARA CRUDOS PESADOS Y EXTRAPESADOS



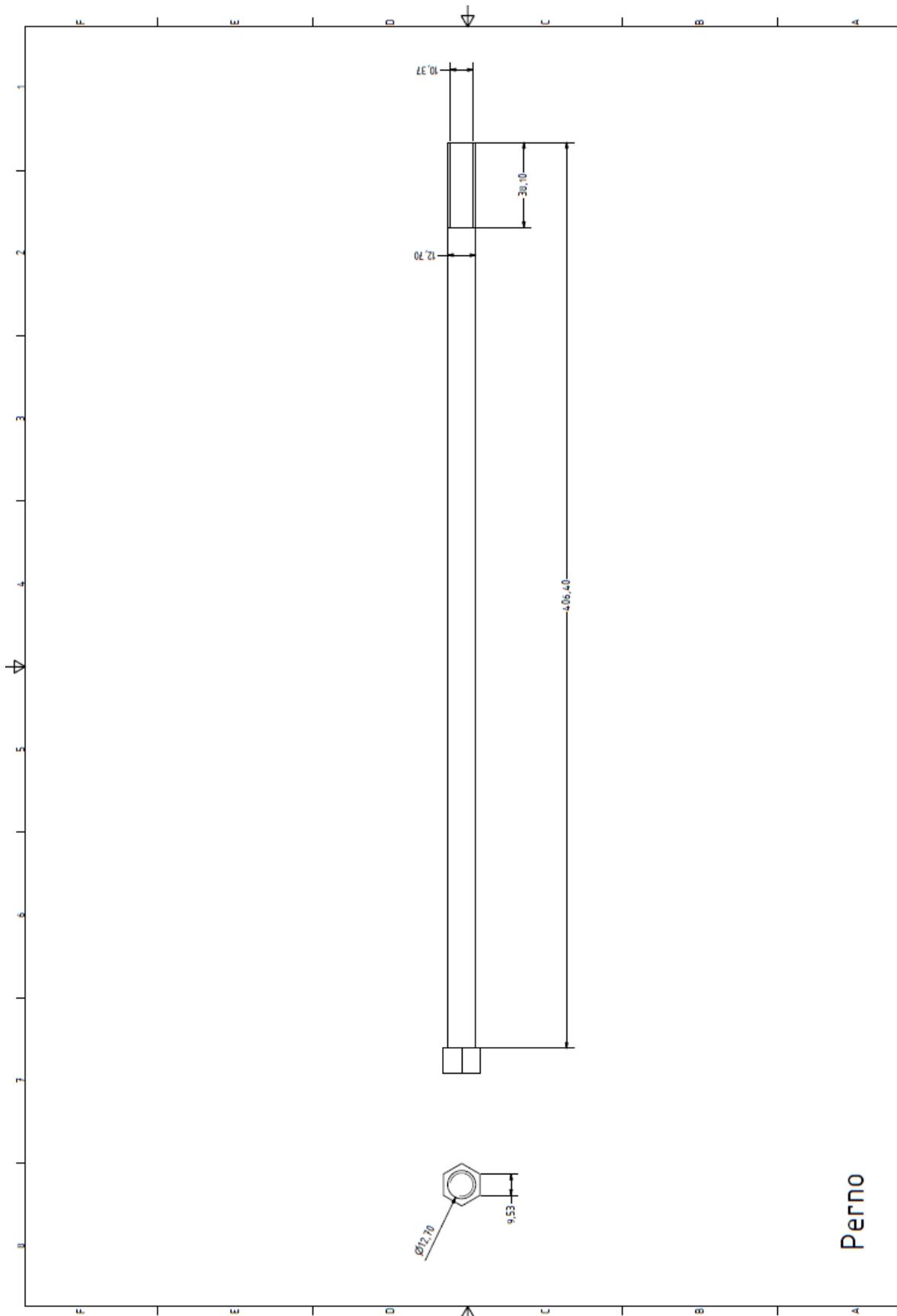
Tapa Hueca



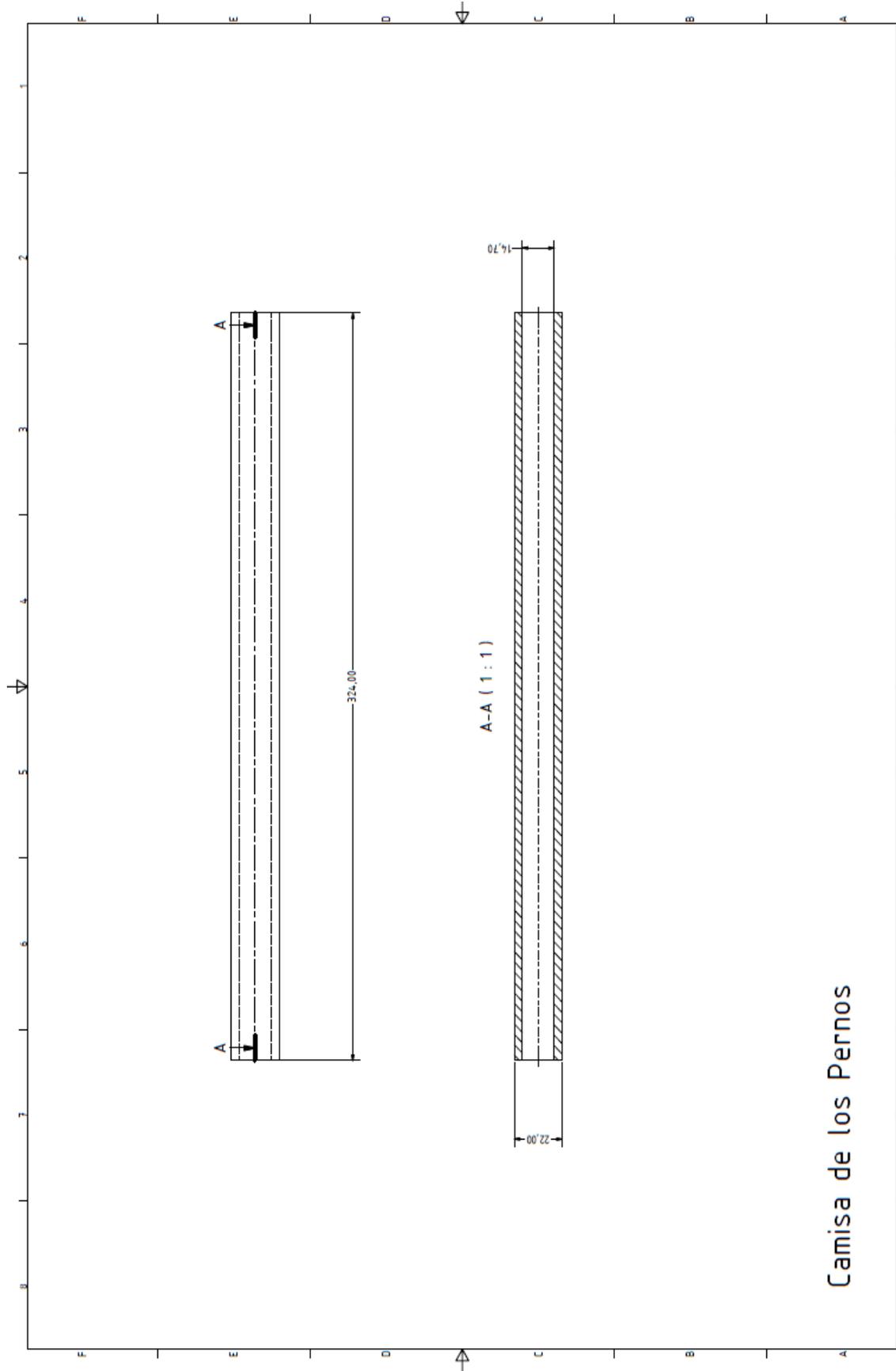
Tope Ajustable



Tapa Fija



Perno



Camisa de los Pernos

