

TRABAJO ESPECIAL DE GRADO

“DISEÑO DE UNA CELDA DE ALTA PRESIÓN PARA REALIZAR ESTUDIOS PVT (PRESIÓN, VOLUMEN, TEMPERATURA) LIBRE DE MERCURIO”

Presentado ante la Ilustre
Universidad Central de Venezuela
Por el Br. Sastoque B. Mauricio
para Optar al Título de
Ingeniero Mecánico.

Caracas, 2003

TRABAJO ESPECIAL DE GRADO

“DISEÑO DE UNA CELDA DE ALTA PRESIÓN PARA REALIZAR ESTUDIOS PVT (PRESIÓN, VOLUMEN, TEMPERATURA) LIBRE DE MERCURIO”

TUTOR ACADÉMICO: Prof. Enrique Limongi.
TUTOR INDUSTRIAL: Ing. Arturo Borges.

Presentado ante la Ilustre
Universidad Central de Venezuela
Por el Br. Sastoque B. Mauricio
para Optar al Título de
Ingeniero Mecánico.

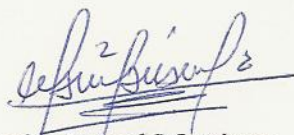
Caracas, 2003

Caracas, 2003

Los abajo firmantes, miembros del Jurado designado por el Consejo de Escuela de Ingeniería Mecánica, para evaluar el Trabajo Especial de Grado presentado por el Bachiller Sastoque B. Mauricio, titulado:

“DISEÑO DE UNA CELDA DE ALTA PRESIÓN PARA REALIZAR ESTUDIOS PVT (PRESIÓN, VOLUMEN, TEMPERATURA) LIBRE DE MERCURIO”

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



Prof. Manuel Martínez

Jurado



Prof. Francisco García

Jurado



Prof. Enrique Limongi

Tutor Académico



Caracas, 05 de diciembre de 2003.

Ciudadano:

Prof. Jesús Hernández

Jefe de División de Control de Estudios

Presente.-

Quienes suscriben profesores miembro del Jurado Examinador, designado por el Consejo de la Escuela de Ingeniería Mecánica, nos dirigimos a usted, con la finalidad de informarle la decisión de otorgar al alumno Mauricio Sastoque, C.I. N° 13.801.549.

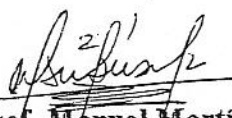
MENCION HONORÍFICA

Por la excelencia demostrada en la realización de Trabajo Especial de Grado intitulado:

**"DISEÑO DE UNA CELDA DE ALTA PRESIÓN PARA REALIZAR ESTUDIO PVT
(PRESIÓN, VOLUMEN, TEMPERATURA) LIBRE DE MERCURIO"**

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

Atentamente,


Prof. Manuel Martínez
Jurado


Prof. Francisco García
Jurado


Prof. Enrique Limongi
Coordinador del Jurado

DEDICATORIA

Hay cosas que sencillamente son incomprensibles y a la vez son difíciles de superar, una de ellas es afrontar la desaparición de un verdadero amigo, el aceptar que más nunca le volverás a ver que no podrás reírte de sus chistes, aplaudir sus triunfos o reprochar sus errores.

Este trabajo es para ti, mi compañero de estudio, de aventuras de experiencias, para ti el cual siempre fuiste un ejemplo a seguir y del cual siempre me sentiré orgulloso, por todas aquellas virtudes que te rodeaban, por la gran persona que fuiste. En donde quiera que te encuentres... para ti *FRANK MARTINEZ*.

Mauricio Sastoque.

AGRADECIMIENTOS

A mis padres, **Rosa y Gustavo Sastoque**, por confiar en mí y apoyarme a lo largo de todo este trabajo, de toda la carrera, de toda mi vida.

Al **Prof. Enrique Limongi**, tutor académico de este trabajo, por su receptividad e interés mostrado durante el desarrollo del proyecto.

A **Arturo Borges**, tutor industrial de este trabajo, sencillamente por ser como es, por ser gente. Por mostrarme la ventana del mundo laboral y de la vida como tal, por apoyarme incondicionalmente dentro y fuera de la empresa.

A **Jack Jenkins**, por ayudarme en el aprendizaje de los diversos programas computacionales, así como su apoyo a lo largo de este trabajo.

A **Carlos Conde, Yordis Caraballo, Maria Yanet Camacho, José Gregorio Hernández, Ana Barrios, Manuel Sánchez, Rosa La Cruz, Gerson Siachoque, Miguel Paraco, Hernán Guzmán y Néstor Hernández**, todos ellos de alguna u otra forma me ayudaron y aconsejaron a lo largo de esta muy grata experiencia, gracias a cada uno de ellos por sentirme ser parte de este gran grupo que conforman.

A mi segunda familia, **Gabriela Cid, Verónica Gil, José Morillo, John Díaz, Rafael Campos, Douglas Castillo, Daniel Villalba, Nayarit Díaz, Daniel Blanco, Willistong Briceño, Daniel Rojas, Luis Chang, Armando Vegas, Erick Rodríguez y Mario Alonso**, mis amigos de la universidad, los cuales siempre me animaron y apoyaron durante todo este trabajo.

	Pág.
Dedicatoria.	i
Agradecimientos.	ii
Índice General.	iii
Índice de Figuras.	viii
Índice de Tablas.	xiv
Nomenclatura y Símbolos	xv
Resumen.	xviii

CAPITULO I

INTRODUCCIÓN	1
1.1 Antecedentes	3
1.2 Planteamiento del Problema	4
1.3 Objetivo General	5
1.4 Objetivos Específicos	5
1.5 Alcances	6

CAPITULO II

MARCO TEÓRICO	7
2.1 Comportamiento de Fases de los Yacimientos de Hidrocarburos	7
2.1.1 Yacimientos de petróleo	8
2.1.1.1 Yacimientos de petróleo Negro	9
2.1.1.2 Yacimiento de petróleo volátil	10
2.1.2 Yacimientos de gas	11
2.1.2.1 Yacimiento de gas condensado	11

2.1.2.2	Yacimiento de gas húmedo	12
2.1.2.3	Yacimiento de gas seco	13
2.2	Estudios experimentales para fluidos de yacimientos (PVT)	14
2.2.1	Estudios experimentales para petróleo negro y volátiles	15
2.2.2	Estudios experimentales para sistemas de gas condensado	19
2.2.2.1	Prueba de expansión a composición constante.	20
2.2.2.2	Prueba de agotamiento a volumen constante	22
2.3	Propiedades Mecánicas	23
2.4	Teorías de Falla de un Material	26
2.4.1	Teoría del Esfuerzo Normal Máximo	26
2.4.2	Teorías de la Deformación Normal Máxima	27
2.4.3	Teoría del Esfuerzo Cortante Máximo	27
2.4.4	Teoría de la Energía de Distorsión	28
2.5	Tensiones en cilindros de pared gruesa sujetos a presión	29
2.6	Método de los Elementos Finitos	32
2.6.1	Perspectiva histórica	33
2.6.2	Tipos de Análisis por Elementos Finitos	38
2.6.3	Pasos de un Análisis con Elementos Finitos	38
2.6.3.1	Preprocesador	39
2.6.3.2	Procesador	45
2.6.3.3	Postprocesador	47
2.7	Uniones por Roscas	48
2.7.1	Nomenclatura	48
2.7.2	Entradas o Filetes	49
2.7.3	Sentido de la Rosca	49

2.7.4	Roscas normalizadas, tipos y designación	50
2.7.5	Uso de las Rocas	51
2.8	Los Sellos	51
2.9	Campo Magnético	52

CAPITULO III

MARCO METODOLÓGICO	56
3.1	Proceso de Diseño 56
3.2	Método de Diseño 57
3.2.1	Información sobre las Pruebas PVT 59
3.2.2	Trabajo en el Laboratorio de propiedades de los fluidos de yacimiento de PDVSA-Intevep 60
3.2.3	Estudio de los Equipos PVT Existentes 62
3.2.4	Propuesta del Equipo PVT. 64
3.2.5	Aprendizaje y uso de herramientas computacionales, modelo inicial 68
3.3	Selección de los Materiales utilizados en la Celda PVT 73
3.3.1	Partes Metálicas 73
3.3.2	Visor de la Celda PVT 78
3.3.3	Los Sellos de Aislamiento Hermético 79
3.4	Selección de Equipos y accesorios 82
3.4.1	Bomba de desplazamiento positivo 82
3.4.2	Horno para el Calentado de la Celda PVT 83
3.4.3	Válvulas de alta presión 83
3.4.4	Líneas de alta presión 84

CAPITULO IV

ANÁLISIS Y CÁLCULOS	86
4.1 Piezas existentes en el Laboratorio de Propiedades de los Fluidos de PDVSA-Intevep	86
4.1.1 Cilindro Ruska	86
4.1.2 Visor de la Celda PVT Ruska	104
4.2 Estudio de la Celda PVT	108
4.2.1 Dimensionamiento de la Celda	109
4.2.2 El visor de la celda PVT	115
4.2.3 Cavidad superior de la celda PVT	130
4.2.4 Cavidad inferior de la celda PVT	137
4.2.5 Los Pistones	143
4.2.6 Tapones de la celda PVT	150
4.2.7 Roscas	154
4.2.7.1 Roscas de las tapas de la celda PVT	155
4.2.7.2 Roscas del anillo de la celda PVT	160
4.2.8 Sistema de Agitación	163
4.2.9 Celda PVT	166
2.3 Costo del Equipo	167
 CONCLUSIONES	 173
 RECOMENDACIONES	 175
 BIBLIOGRAFÍA	 177
 APÉNDICE A	 181

APÉNDICE B	183
-------------------	-----

APÉNDICE C	187
-------------------	-----

	Pág.
Fig. 2.1 Esquema de la clasificación de los yacimientos	7
Fig. 2.2 Diagrama de fases para una mezcla de hidrocarburos	8
Fig. 2.3 Diagrama de fases del petróleo negro	10
Fig. 2.4 Diagrama de fases del petróleo volátil	11
Fig. 2.5 Diagrama de fases del gas condensado	12
Fig. 2.6 Diagrama de fases del gas húmedo	13
Fig. 2.7 Diagrama de fases del gas seco	14
Fig. 2.8 Liberación instantánea en dos etapas del petróleo negro	16
Fig. 2.9 Expansión a composición constante para petróleo negro	17
Fig. 2.10 Comportamiento del Volumen en función de la presión, para petróleo negro	18
Fig. 2.11 Liberación diferencial para petróleo negro	18
Fig. 2.12 Prueba de separadores para petróleo negro	19
Fig. 2.13 Expansión a composición constante para gas condensado	20
Fig. 2.14 Comportamiento del volumen en función de la presión para gas condensado	21
Fig. 2.15 Comportamiento del líquido condensado en función de la presión	22
Fig. 2.16 Agotamiento a volumen constante para gas condensado	23
Fig. 2.17 Curva esfuerzo – deformación	24
Fig. 2.18 Tensiones en cilindros a presión	29
Fig. 2.19 Representación gráfica del conjunto nodos, elementos y malla	34
Fig. 2.20 Esquema del proceso de cálculo de estructuras por el método de los elementos finitos por medio de un computador	40

Fig. 2.21	Elementos unidimensionales	41
Fig. 2.22	Elementos bidimensionales	41
Fig. 2.23	Elementos tridimensionales	42
Fig. 2.24	Aspect ratio	43
Fig. 2.25	Skew angle	44
Fig. 2.26	Taper ratio	44
Fig. 2.27	Grados de libertad para un nodo	46
Fig. 2.28	Representación gráfica de los Resultados	47
Fig. 2.29	Sistema tornillo – tuerca	48
Fig. 2.30	Tipos de rosca	50
Fig. 2.31	Líneas de campo magnético	53
Fig. 2.32	Líneas de campo magnético para un solenoide devanado	54
Fig. 3.1	Diseño tradicional vs. Diseño y fabricación asistidos por computadora	58
Fig. 3.2	Cilindro Ruska	61
Fig. 3.3	Pozo Inyector del Norte de Monagas	62
Fig. 3.4	Diagrama de la celda PVT propuesta	64
Fig. 3.5	Expansión a Composición constante para gas condensado en la celda propuesta	65
Fig. 3.6	Expansión a Composición constante para petróleo negro en la celda propuesta	66
Fig. 3.7	Homogeneización del petróleo negro en la celda propuesta	67
Fig. 3.8	Componentes de la celda PVT propuesta	67
Fig. 3.9	Estación de trabajo UNYX	68
Fig. 3.10	Primer modelo de la celda PVT propuesta; A – Celda inferior, B – Celda superior	69
Fig. 3.11	Ensamblaje del primer modelo de la celda PVT propuesta	70
Fig. 3.12	Prototipo de la Celda PVT; A – celda en posición vertical, B	71

	– visor y anillo roscado, C – volteando la celda, D – pistón, o-rings, agitador	71
Fig. 3.13	Segundo modelo de la celda PVT propuesta; A – Cavidad inferior, B – Cavidad superior	72
Fig. 3.14	Ensamblaje del segundo modelo de la Celda PVT	73
Fig. 3.15	Efecto de la temperatura en la resistencia a la tracción y el límite de fluencia para el acero 17-4PH	77
Fig. 3.16	Efecto de la temperatura en el módulo de elasticidad para el acero 17-4PH	77
Fig. 3.17	Bomba dual de desplazamiento positivo Ruska	83
Fig. 4.1	Cilindro Ruska dibujado en PRO-ENGINEER	87
Fig. 4.2	Cilindro Ruska en dos dimensiones	88
Fig. 4.3	Mesh Speed	89
Fig. 4.4	Mallado del cilindro Ruska	90
Fig. 4.5	Aspect ratio – cilindro Ruska	91
Fig. 4.6	Taper ratio – cilindro Ruska	92
Fig. 4.7	Skew Angle – cilindro Ruska	92
Fig. 4.8	Vectores normales – cilindro Ruska	93
Fig. 4.9	Cargas aplicadas – cilindro Ruska	94
Fig. 4.10	Esfuerzos en el cilindro Ruska utilizando la Teoría de Von Mises	95
Fig. 4.11	Esfuerzos en un elemento de la pared interna del cilindro Ruska utilizando la Teoría de Von Mises	96
Fig. 4.12	Esfuerzos en el cilindro Ruska en la dirección radial	97
Fig. 4.13	Esfuerzos en un elemento de la pared interna del cilindro Ruska en la dirección radial	98
Fig. 4.14	Esfuerzos en el cilindro Ruska en la dirección axial	98
Fig. 4.15	Esfuerzos en un elemento de la pared interna del cilindro	99

	Ruska en la dirección axial	
Fig. 4.16	Esfuerzos en el cilindro Ruska en la dirección tangencial	100
Fig. 4.17	Esfuerzos en un elemento de la pared interna del cilindro Ruska en la dirección tangencial	101
Fig. 4.18	Esfuerzos en el visor de la celda PVT Ruska modelo 2730 utilizando la teoría de Von Misses	106
Fig. 4.19	Volumen interno de fluido dentro de la celda PVT	109
Fig. 4.20	Variables en el tamaño de la celda PVT	110
Fig. 4.21	Cavidades de la celda – Primer modelo	114
Fig. 4.22	Cavidades de la celda – Segundo modelo	115
Fig. 4.23	Gráfica Esfuerzo Máximo/Factor de Seguridad vs. Radio Externo para el visor de la celda PVT	118
Fig. 4.24	Gráfica esfuerzo máximo / factor de seguridad vs. Radio interno	119
Fig. 4.25	Esfuerzos en el Visor de la Celda PVT sometido a una presión interna de 20.000 Psi y una presión externa de 5.800 Psi utilizando la Teoría de Von Mises.	124
Fig. 4.26	Sistema de cilindros compuestos	125
Fig. 4.27	Esfuerzos en el Visor Externo de la Celda PVT sometido a una presión interna de 5.800 Psi utilizando la Teoría de Von Mises	128
Fig. 4.28	Montaje de los visores de Zafiro	129
Fig. 4.29	Dibujo tridimensional de la cavidad superior de la celda PVT (modelo1); A cavidad superior- ampliación, B cavidad superior mayada	131
Fig. 4.30	Esfuerzos al variar la longitud “D” de ducto de la cavidad superior de la celda PVT utilizando la teoría de Von Misses; A (D=7,6 mm), B (D=12,6 mm), C (D=17,6 mm), D	132

	(D=22,6 mm)	
Fig. 4.31	Esfuerzos en el ducto de la cavidad superior de la celda PVT al realizar un chaflán a 45° de 2 mm utilizando la teoría de Von Misses	133
Fig. 4.32	Esfuerzos en la cavidad superior de la celda PVT utilizando la teoría de Von Misses	135
Fig. 4.33	Cavidad superior de la celda PVT con alojamiento para visor interior y exterior	136
Fig. 4.34	Dimensiones del alojamiento	137
Fig. 4.35	Cavidad inferior de la celda PVT	138
Fig. 4.36	Ductos de la cavidad inferior de la celda PVT	139
Fig. 4.37	Esfuerzos en los ductos de la cavidad inferior de la celda PVT utilizando la teoría de Von Misses	140
Fig. 4.38	Ductos de la cavidad inferior de la celda PVT con uniones redondeadas	141
Fig. 4.39	Esfuerzos en los ductos de la cavidad inferior de la celda PVT con uniones redondeadas utilizando la teoría de Von Misses	142
Fig. 4.40	Pistón-Primer Modelo	143
Fig. 4.41	Pistón-Segundo Modelo	145
Fig. 4.42	Esfuerzos en el Pistón – Teoría de Von Mises	146
Fig. 4.43	Volumen muerto en la celda PVT	148
Fig. 4.44	Esfuerzos en el Pistón sin tope – Teoría de Von Mises	150
Fig. 4.45	Movimiento que describe el O-ring en el montaje; A Rotación-Traslación, B Traslación	151
Fig. 4.46	Cargas que actúan sobre el tapón de la celda PVT	152
Fig. 4.47	Esfuerzos en el tapón de la celda PVT utilizando la teoría de Von Misses	154

Fig. 4.48	Fuerzas en los filetes de la rosca	156
Fig. 4.49	Esfuerzos en el filete de la rosca de las tapas utilizando la Teoría de Von Misses	160
Fig. 4.50	Fuerzas en el filete de la rosca del collar	161
Fig. 4.51	Esfuerzos en el filete de la rosca del collar utilizando la Teoría de Von Misses	162
Fig. 4.52	Sistema de agitación de la celda Ruska 2730	163
Fig. 4.53	Agitador de la celda PVT	166
Fig. 4.54	Despiece de la celda PVT	168
	Ensamble de la celda PVT; A – Celda PVT Completa, B- Celda PVT con Corte.	169

	Pág.
Tab. 2.1 Sistema Tornillo-Tuerca	49
Tab. 3.1 Composición Química del Acero Inoxidable 17-4PH	74
Tab. 3.2 Tratamientos térmicos del Acero 17-4PH	75
Tab. 3.3 Propiedades del Acero 17-4PH que no varían dependiendo del tratamiento térmico	75
Tab. 3.4 Propiedades Mecánicas del Acero 17-4PH dependiendo del Tratamiento térmico	76
Tab. 3.5 Propiedades del Zafiro	78
Tab. 4.1 Resultados de los esfuerzos en Cilindro Ruska	103
Tab. 4.2 Resultados para el radio interno de 1.5 mm del Visor de la Celda PVT Ruska	108
Tab. 4.3 Resultados de los Esfuerzos en el visor de la celda PVT al variar el radio externo (presión interna 20000 Psi - radio interno 1.5 mm)	117
Tab. 4.4 Resultados de los Esfuerzos en el visor de la celda PVT al variar el radio interno (presión interna 20000 Psi - radio externo 7 mm, 10 mm y 13 mm).	119
Tab. 4.5 Resultados de los Esfuerzos en el visor de la celda PVT al variar la presión interna	121
Tab. 4.6 Resultados de los Esfuerzos en el visor de la celda PVT al variar la presión externa	122
Tab. 4.7 Rosca de gas “Whitworth”	155
Tab. 4.8 Comparación entre los espesores de la Celda Ruska 2730 y la Celda PVT	164
Tab. 5.1 Costo de los equipos	172

P : Presión [Psi]

P_{sat} : Presión de Saturación [Psi]

P_o : Presión Externa [Psi]

P_i : Presión Interna [Psi]

V : Volumen [cm^3]

V_{sat} : Volumen de Saturación [cm^3]

σ : Esfuerzo [Mpa]

S_y : Límite de Fluencia [Mpa]

E : Módulo de Elasticidad [Mpa]

G : Módulo de Rigidez [Mpa]

ε : Deformación Unitaria

γ : Deformación por Cortante

ν : Relación de Poisson

S_{ut} : Resistencia Última [Mpa]

S_t : Resistencia a la Tracción [Mpa]

S_c : Resistencia a la Compresión [Mpa]

τ_{max} : Esfuerzo Cortante Máximo [Mpa]

σ' : Esfuerzo de Von Misses [Mpa]

σ_r : Esfuerzo Radial [Mpa]

σ_x : Esfuerzo en la dirección X [Mpa]

σ_l : Esfuerzo Longitudinal [Mpa]

σ_y : Esfuerzo en la dirección Y [Mpa]

σ_t : Esfuerzo Tangencial [Mpa]

σ_z : Esfuerzo en la dirección Z [Mpa]

r : Radio del Cilindro [mm]

r_o : Radio externo del Cilindro [mm]

r_i : Radio interno del Cilindro [mm]

D : Diámetro del Cilindro [mm]

t : Espesor de la pared del Cilindro [mm]

C_1, C_2 : Constantes
 B : Campo Magnético [T]
 I : Corriente Eléctrica [A]
 N : Número de espiras
 l : Longitud del Solenoide [m]
 μ_o : Permeabilidad del Espacio Libre
 N : Factor de Seguridad
 N_t : Factor de Seguridad obtenido teóricamente
 N_s : Factor de Seguridad obtenido por la simulación
 L : longitud de la carrera del pistón [mm]
 L_{val} : Longitud de las válvulas [mm]
 L_p : Longitud del pistón [mm]
 L_t : Longitud de las tapas [mm]
 L_e : Longitud del espacio del aceite [mm]
 L_{vis} : Longitud del visor [mm]
 F : Fuerza [KN]
 A : Área [m²]
 $\varnothing_{int}$: Diámetro interno del O-ring [mm]
 $\varnothing_{ext-vis}$: Diámetro externo del visor [mm]
 $\varnothing_{int-cel}$: Diámetro interno de la Celda PVT [mm]
 A, B Dimensiones del alojamiento del O-ring [mm]
 S : Diámetro de la sección transversal del O-ring [mm]
 V_{muerto} : Volumen Muerto [cm³]
 $D, H, H/6, R, P$: Dimensiones para dibujar el perfil de la rosca [mm]
 F_n : Fuerza Normal [KN]
 F_{nv} : Fuerza Normal Vertical [KN]
 F_{nr} : Fuerza Normal actuando en la superficie roja [KN]
 F_{na} : Fuerza Normal actuando en la superficie amarilla [KN]
 σ_{nr} : Esfuerzo actuando en la superficie roja [Mpa]

σ_{na} : Esfuerzo actuando en la superficie amarilla [Mpa]

$L_{c.s}$: Longitud de la cavidad superior [mm]

$L_{c.i}$: Longitud de la cavidad superior [mm]

$L_{p.t}$: Longitud del pistón con tope [mm]

$L_{p.s.t}$: Longitud del pistón sin tope [mm]

L_{tp} : Longitud de los Tapones [mm]

L_a : Longitud del Agitador [mm]

L_c : Longitud del Collar [mm]

Sastoque B. Mauricio.

“DISEÑO DE UNA CELDA DE ALTA PRESIÓN PARA REALIZAR ESTUDIOS PVT (PRESIÓN, VOLUMEN, TEMPERATURA) LIBRE DE MERCURIO”

Tutor Académico: Prof. Enrique Limongi. Tutor Industrial: Ing. Arturo Borges. Tesis. Caracas, U.C.V. Facultad de Ingeniería. Escuela de Ingeniería Mecánica. Año 2003.

Palabras Clave: Celda PVT, Elementos Finitos, Simulación.

Durante el presente trabajo se desarrollo el diseño de una Celda de alta presión para realizar estudios PVT (presión, volumen, temperatura) libre de mercurio, la cual esta en condiciones de soportar presiones hasta de 20.000 Psi. Para los cálculos de los esfuerzos a los que está sometida la Celda PVT se utilizó el Método de lo Elementos Finitos, concretamente los paquetes comerciales PATRAN-ABAQUS y VISUAL NASTRAN, la validación de los cálculos se realizó por medio de la solución analítica conocida de la Teoría de Recipientes a Presión de Pared Gruesa. Se pudo obtener el diseño de un Celda PVT que involucra varias innovaciones en cuanto a los equipos PVT que se consiguen actualmente en el mercado. Se logró una Celda PVT que trabaja óptimamente tanto para petróleo negro como para gas condensado, adicionalmente se disminuye en gran medida el volumen muerto, con lo cual se obtiene una mayor precisión en cuanto a las pruebas con gas condensado se refiere. El funcionamiento de la Celda PVT permite la rotación de la misma, con lo cual se ayuda a la disminución del tiempo de homogenización del crudo, disminuyendo así el tiempo requerido para la realización de las pruebas con petróleo negro. Se aumentó la capacidad volumétrica de la celda logrando así una mayor precisión en las pruebas PVT.

CAPITULO I

INTRODUCCIÓN

PDVSA Intevep es el centro de investigación y apoyo tecnológico de la industria petrolera y petroquímica nacional. Entre las múltiples actividades que se realizan dentro de la exploración y producción se encuentra el estudio de las propiedades de los fluidos de yacimiento, las cuales pueden ser determinadas como una función de la temperatura y la presión, de forma que pueda evaluarse el proceso de producción y la efectiva gerencia del yacimiento. Es de suma importancia conocer el comportamiento de la fase de los fluidos en condiciones de yacimiento así como las diferentes condiciones en que puedan encontrarse durante la producción, separación y transporte. Los estudios típicos a los yacimientos involucran la medición de propiedades volumétricas, presión de saturación, análisis de composición, viscosidades, comportamiento de la fase, entre otras. Estas son las que se conocen como propiedades PVT (presión, volumen y temperatura), los cuales son propiedades termodinámicas de los fluidos.

Los estudios PVT son aplicados en diversas áreas de la industria química, pero es en la industria petrolera donde se resalta su vital importancia, con estos estudios se puede entre otras cosas:

- Determinar las reservas de un yacimiento en un momento determinado.
- Predecir el comportamiento de los pozos a medida que son explotados, fijando así las condiciones óptimas de trabajo y el esquema ideal de producción.
- Predecir la recuperación primaria que es factible obtener.
- Evaluación de métodos de recuperación mejorada.

Los estudios PVT se realizan generalmente al descubrirse un nuevo yacimiento, y partiendo de los resultados que el estudio arroje se determinaran diversas metodologías y parámetros que determinaran la actividad y productividad del yacimiento.

Estos estudios se realizan en celdas, las cuales son básicamente recipientes a presión que permiten la medición de diversos parámetros (presión, temperatura y volumen de muestra), que deben estar diseñadas para trabajar adecuadamente bajo las condiciones exigidas, dichas celdas son parte de un sistema primario (horno, bombas, instrumentación, etc.) con el cual se simulan las condiciones de yacimiento.

En el presente trabajo especial de grado se efectuará el diseño de una celda de alta presión para realizar estudios PVT. Los dibujos en dos y en tres dimensiones realizados para la visualización del diseño fueron elaborados con el programa PRO-ENGINEER con licencia de PDVSA-Intevep. Los cálculos de la celda se realizaron con ayuda de programas computacionales de elementos finitos, en un principio se empezó a trabajar con los programas PATRAN-ABAQUS, ambos con licencia de PDVSA-Intevep, con los cuales se realizaron los primeros cálculos, posteriormente debido a que la licencia del programa ABAQUS se venció, se procedió a realizar los cálculos con el programa VISUAL NASTRAN, con licencia del Instituto Universitario Tecnológico (IUT). Los cálculos fueron validados con la solución analítica conocida de la Teoría de Recipientes a Presión de Pared Gruesa.

Para facilitar la comprensión al lector, en este trabajo especial de grado se utilizó como sistemas de unidades los Pascal para identificar Esfuerzos y Resistencias y las unidades Psi para identificar Presiones de líquidos y gases.

1.1 Antecedentes.

Con el inicio de la industria petrolera se comenzaron a realizar estudios para determinar el comportamiento de los fluidos dentro y fuera del yacimiento, estos estudios se basaban en cálculos empíricos los cuales arrojaban resultados imprecisos que dificultaban la predicción de la vida productiva de los yacimientos. Con el pasar del tiempo se fue buscando mayor precisión en dichos estudios y es por ello que se comienzan en los años 50 a desarrollar los equipos que empleaban mercurio para realizar los estudios PVT. Estos equipos presentaron problemas, ya que el mercurio es un elemento sumamente tóxico y además contaminaba la muestra, perdiéndose así parte de la certeza del estudio, debido a esto en la década de los 90 se desarrollaron los primeros equipos PVT libres de mercurio.

La nueva generación de equipos se caracterizó por poseer un manejo automatizado y computarizado, los cuales hacían más factibles la realización de los estudios. Una recopilación de estos equipos, se encuentra en el Informe Técnico de PDVSA Intevep número INT-10026-2003, el cual tiene por nombre “Estado del arte en equipos PVT libre de mercurio: Propuesta para un nuevo diseño”, realizado por el Ing. Arturo Borges y el Br. Mauricio Sastoque. Estos equipos están limitados en presión (Presión máxima de trabajo, 10.000 Psi), por ello se tiene la necesidad de desarrollar equipos para estudios a presiones cada vez más altas, ya que a medida que se desarrolla la tecnología en la perforación se realizan pozos cada vez más profundos, los cuales presentan presiones y temperaturas elevadas.

Los equipos existentes se caracterizan por realizar pruebas con *Petróleo Negro y Gas Condensado*.

- *Petróleo Negro*: Una mezcla líquida de muchas sustancias, principalmente compuestas de hidrógeno y oxígeno. El petróleo crudo varía en apariencia desde no tan incoloro hasta completamente negro, se puede encontrar como pesado liviano o mediano, dependiendo de su gravedad API.
- *Gas Condensado*: Hidrocarburos que son gaseosos en el reservorio pero que se separan en forma de líquido a partir del gas natural.

Adicionalmente se puede obtener la *Condensación Retrograda*; cuando un gas a alta presión se expande, luego de disolver algo de líquido, pierde su capacidad de disolver líquidos (pasa a comportarse como un gas con las moléculas distanciadas) y los componentes pesados se desprenden generando lo que se conoce como condensación retrógrada.

Actualmente existen diversos fabricantes que se dedican a la construcción y comercialización de equipos PVT, entre las más importantes podemos destacar a: Chandler Engineering (Ruska), Temco, DB Robinson y Vinci Technologies. Estas empresas poseen en el mercado una gran cantidad de equipos los cuales se encuentran limitados por la presión máxima de trabajo, la cual no sobrepasa los 10.000 Psi.

1.2 Planteamiento del Problema.

PDVSA a través de Intevep siempre buscando estar un paso adelante en cuanto a tecnología se refiere y reafirmando su visión de futuro, está promoviendo el desarrollo de un equipo para la realización de los estudios PVT, un equipo que esté en condiciones de soportar las altas presiones (20.000 Psi) que se están encontrando y que se aspiran encontrar en los yacimientos en un futuro no muy lejano, producto de una perforación cada vez más profunda (18.000 Ft).

Adicionalmente se quiere mejorar los diseños ya existentes en cuanto a celdas para estudios PVT se refiere, se desea obtener una celda que disminuya el tiempo de homogenización de la mezcla, con el fin de reducir el tiempo de las pruebas, así como también disminuir y si es posible eliminar los problemas de fugas, ya que las muestras poseen un alto valor monetario. Adicionalmente la operación de la misma debe ser de factible manejo y lo bastante sencilla para un cómodo mantenimiento.

La celda debe estar en capacidad de trabajar tanto con petróleo negro como con sistemas de gas condensado, además debe poseer un volumen muerto lo más reducido posible, con el fin de aumentar la precisión en cuanto a las pruebas de condensación retrograda se refiere. El volumen interno de la celda tendrá que ser de aproximadamente 1.000 cc, debido a que con una mayor cantidad de muestra se tiende a disminuir el error en los estudios, adicionalmente los cilindros utilizados en el “muestreo”, el cual es un termino que se utiliza en la industria petrolera para referirse a la toma de muestra de crudo en un pozo, se encuentran en diversas capacidades 500 cc, 700 cc y 1.000 cc.

1.3 Objetivo General.

Realizar el diseño de una celda para estudios PVT la cual se encuentre en capacidad de soportar las altas presiones requeridas (20.000 Psi).

1.4 Objetivos Específicos.

- Identificar las necesidades requeridas para los estudios PVT.
- Obtener una celda que disminuya el tiempo de homogeneización de la mezcla.
- Disminuir y si es posible eliminar los problemas de fugas.

- Lograr que la operación de la celda sea de factible manejo y lo bastante sencilla para un cómodo mantenimiento.
- Obtener una estimación de los costos del diseño de la Celda PVT.
- Realizar el diseño de una celda para estudios PVT la cual se encuentre en capacidad de soportar las altas presiones requeridas (20.000 Psi).

1.5 Alcances.

- Lograr completar el diseño de la celda para estudios PVT a altas presiones (20.000 Psi).
- Obtener un conocimiento en cuanto a las pruebas que se realizan el laboratorio de propiedades de los fluidos de yacimiento de la PERICIA DE METODOS DE RECUPERACIÓN de PDVSA-Intevep.
- Aprendizaje y aplicación de los diversos programas computacionales, PRO-ENGINEER, PATRAN – ABAQUS, VISUAL NASTRAN.

CAPÍTULO II

MARCO TEÓRICO

En el presente capítulo se presenta toda la información teórica necesaria para comprender los diversos términos que se utilizarán durante el desarrollo de este trabajo especial de grado.

2.1 Comportamiento de Fases de los Yacimientos de Hidrocarburos.

Los yacimientos de hidrocarburos se pueden definir como una unidad geológica constituida por una ó varias rocas porosas y permeables, con suficiente volumen como para almacenar gran cantidad de petróleo o gas. El petróleo se entrapa en el subsuelo porque la roca-sello (sello impermeable) le impide la migración hacia la superficie.

La clasificación de los yacimientos depende del estado en que se encuentren los fluidos del mismo, líquido ó gaseoso. El esquema con la clasificación de los yacimientos según el estado de los fluidos que contienen se muestra en la figura 2.1.

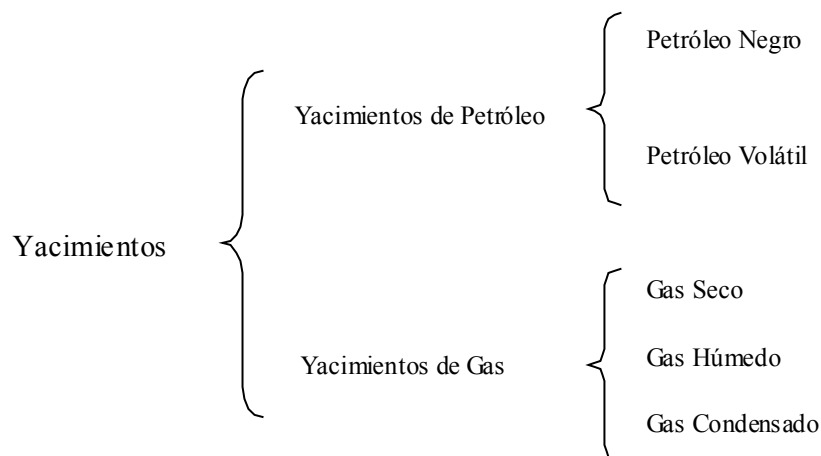


Figura 2.1. Esquema de la clasificación de los yacimientos. (El Autor).

Un diagrama de fases para un sistema de mezcla de hidrocarburos muestra en la figura 2.2. El comportamiento de los fluidos en este diagrama de la presión en función de la temperatura permite diferenciar los distintos tipos de yacimiento que se pueden encontrar; desde yacimientos de petróleo negro hasta yacimientos de gas. También se observa el punto crítico, punto cricondentérmico y las proporciones de mezclas dentro de la envolvente.

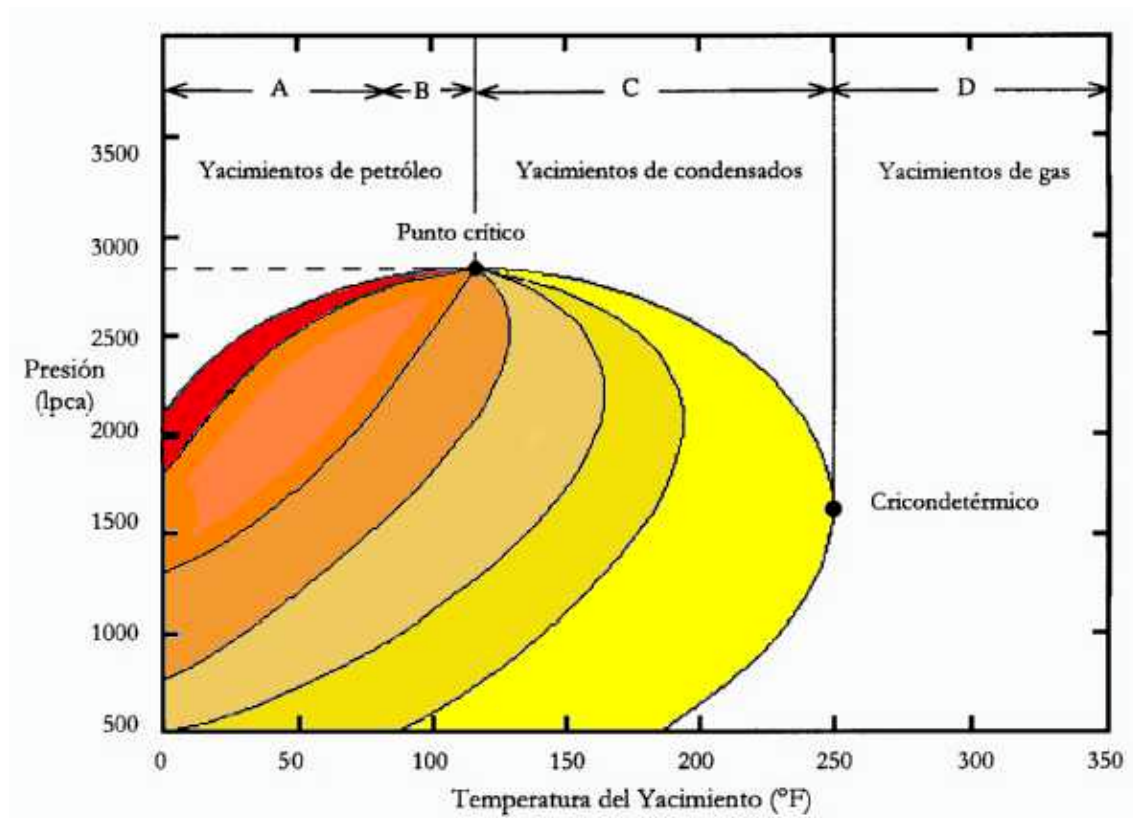


Figura 2.2. Diagrama de fases para una mezcla de hidrocarburos. (Kobayashi y Ruska, 1958).

2.1.1 Yacimientos de petróleo.

En un diagrama de fases para una mezcla de hidrocarburos, como el presentado en la figura 2.2, los yacimientos de petróleo son los que se encuentran a

la izquierda del punto crítico, en la zona A y B. Los yacimientos de petróleo se clasifican como yacimientos de petróleo negro y yacimientos de petróleo volátil.

2.1.1.1 Yacimientos de petróleo Negro.

Los yacimientos de petróleo negro son los más comunes. Este tipo de fluido de yacimientos, existe a una temperatura menor que la temperatura crítica. Cuando se disminuye la presión por debajo de la presión de saturación (presión de burbuja) se desprende el gas asociado al petróleo, lo cual ocasiona una merma del mismo debido a la pérdida de los componentes livianos. Este tipo de petróleo tiene una gravedad API menor que 40 °API. En los tanques de separación se obtienen cantidades substanciales de líquido de color oscuro en comparación con la cantidad de gas desprendido. Cuando el yacimiento tiene una presión mayor que la presión de burbuja, se denomina sub-saturado y cuando la presión es menor que la presión de burbuja se llama saturado. El petróleo negro se clasifica según su valor de grados API en livianos (30-40 °API), medianos (20-30 °API), pesados (10-20 °API) y extrapesados (menor que 10 °API). El diagrama de fases del petróleo negro se muestra en la figura 2.3, la línea punteada muestra el comportamiento del fluido en el yacimiento a una temperatura constante y con una disminución de presión. Se observa que la línea corta la curva de punto de burbuja lo que implica que en el yacimiento existen dos fases (líquido y gas) pero la cantidad de líquido es mucho mayor que la de gas. El punto de separación indica que a la temperatura y presión del tanque separador, la cantidad de líquido es mucho mayor que la de gas (Bradley, 1992).

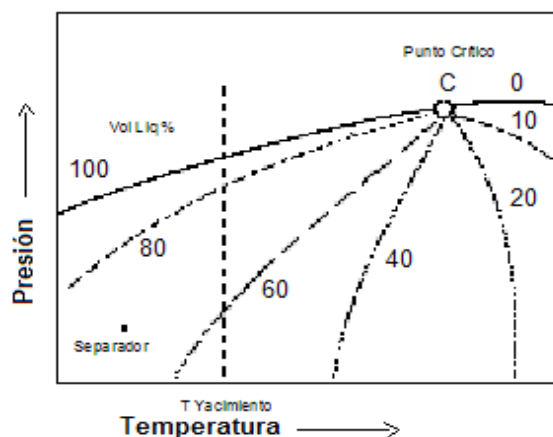


Figura 2.3. Diagrama de fases del petróleo negro. (Kobayashi y Ruska, 1958).

2.1.1.2 Yacimiento de petróleo volátil.

Este tipo de petróleo contiene cantidades substanciales de componentes de hidrocarburos más livianos, los cuales se vaporizan más fácilmente con una reducción de presión. En estos yacimientos la temperatura es menor pero está muy cerca de la temperatura crítica. El líquido del tanque es de color oscuro, y posee una gravedad API que está en un rango entre 40 y 50 °API. La figura 2.4 muestra el diagrama de fases del petróleo volátil. La línea punteada vertical muestra que a una temperatura constante de yacimiento y con una disminución de la presión, se corta la curva del punto de burbuja formándose gran cantidad de gas en el yacimiento, y en el tanque, también pero a condiciones del mismo. A medida que disminuye la presión en el yacimiento, la tendencia de vaporización de los componentes del líquido aumenta y por consiguiente la merma también se incrementa rápidamente.

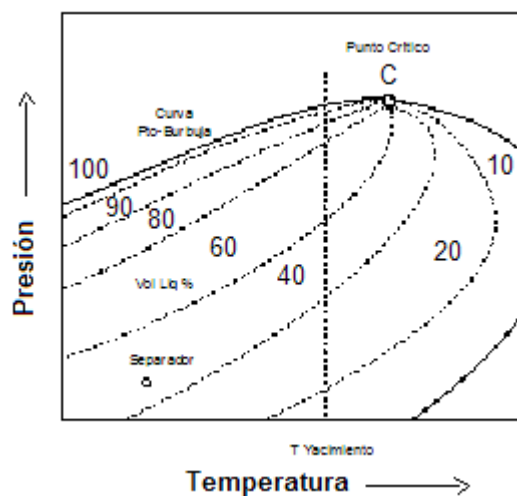


Figura 2.4. Diagrama de fases del petróleo volátil. (Kobayashi y Ruska, 1958).

2.1.2 Yacimientos de gas.

Los yacimientos de gas son los que presentan una temperatura mayor a la temperatura correspondiente al punto crítico (figura 2.2), por ende se encuentran a la derecha del punto crítico en un diagrama de fases para una mezcla de hidrocarburos. Estos yacimientos se clasifican como yacimientos de gas condensado, yacimientos de gas húmedo y yacimientos de gas seco.

2.1.2.1 Yacimiento de gas condensado.

Estos yacimientos reciben el nombre de “condensado” o gas condensado retrógrado. Los yacimientos condensados producen una fase líquida llamada comúnmente “condensado” o “destilado”. Generalmente es un líquido incoloro con una gravedad API de 50 °API o más. Cuando la presión declina por debajo del punto de rocío, se obtiene un determinado volumen de líquido debido a una condensación retrógrada, este volumen es pequeño y por lo general es retenido en el yacimiento por fuerzas capilares, y lamentablemente no se recupera. El diagrama de fase para

gas condensado se muestra en la figura 2.5 , el punto 1 se encuentra entre el punto crítico y el cricondentérmico, a una temperatura constante de yacimiento y, con una disminución de presión, la línea punteada corta la curva del punto de rocío por lo que se produce una condensación retrógrada (punto 2) en el yacimiento, y a condiciones de superficie se obtiene mayor cantidad de líquido en los tanques.

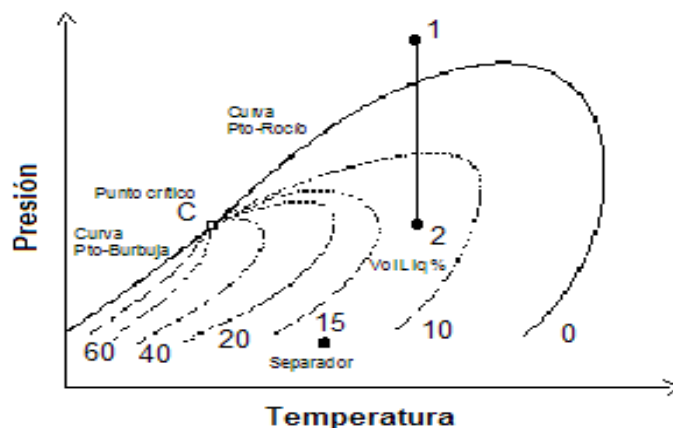


Figura 2.5. Diagrama de fases del gas condensado. (Kobayashi y RUSKA, 1958).

2.1.2.2 Yacimiento de gas húmedo.

Estas mezclas se llaman gas húmedo porque contienen algo de hidrocarburos pesados. Están compuestas principalmente de metano y otros componentes livianos. La temperatura del yacimiento es mayor que la temperatura crítica, por lo tanto no se forma líquido en el yacimiento por más que se disminuya la presión. En la superficie se forma una cantidad de líquido que es pequeña, en comparación con la cantidad de gas producido. La figura 2.6 muestra el diagrama de fases del gas húmedo, donde se observa que no se forma líquido en el yacimiento (punto 1-2) a una temperatura constante, mientras que a temperatura y presión de tanque, si se forma líquido pero en un porcentaje mínimo ya que corta la curva del punto de rocío. El líquido formado en el tanque es de color claro con una gravedad API mayor que 50 °API (Ruska, 1992).

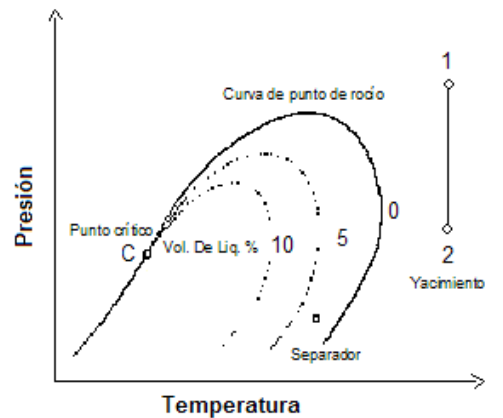


Figura 2.6. Diagrama de fases del gas húmedo, (Kobayashi y RUSKA, 1958).

2.1.2.3 Yacimiento de gas seco.

El gas seco está formado principalmente por Metano (CH_4) y pequeñas cantidades de Etano (C_2H_6). También se pueden encontrar gases que no son hidrocarburos, tales como el nitrógeno y dióxido de carbono. En este tipo de yacimiento no hay condensación en el yacimiento por más que se disminuya la presión. El comportamiento de fases del gas seco se muestra en la figura 2.7. Se observa que a una temperatura de yacimiento constante, la línea vertical trazada no corta la curva de saturación, por lo tanto no se puede obtener un punto de rocío y por ende no se produce condensación. Si se baja la temperatura a condiciones de tanque tampoco se corta la curva del punto de rocío y no se forma líquido en la superficie (Bradley, 1992).

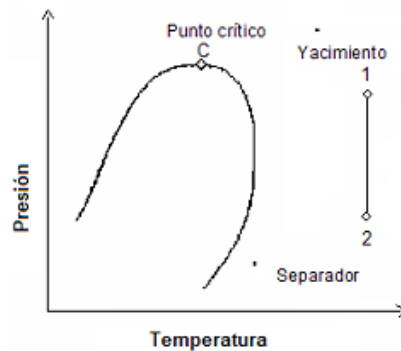


Figura 2.7. Diagrama de fases del gas seco. (Kobayashi y Ruska, 1958).

2.2 Estudios Experimentales para Fluidos de Yacimiento (PVT).

Una vez determinado el estado del fluido que se encuentra en el yacimiento, se procede a realizar los estudios necesarios para obtener toda la información del comportamiento de los mismos a medida que se cambia la presión, temperatura y volumen. Esto es de vital importancia para la vida productiva del yacimiento porque al saber como será el comportamiento del fluido se busca la manera de mantener la energía del pozo obteniendo así una mayor producción. Se puede evitar producir de una manera ineficiente, alargando la vida del yacimiento manteniendo las presiones. Para ello se realizan los estudios PVT. A continuación se presentan las diferentes evaluaciones que se realizan en el laboratorio, dependiendo del estado del fluido se le aplicará un estudio determinado.

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 se tiene que obtener la muestra al inicio de la producción de manera que esté a condiciones de temperatura y presión inicial del yacimiento. En caso de no ser así, la muestra dejaría ser una porción representativa del mismo, porque se alterarían las

propiedades del fluido y por consiguiente no se obtendrían resultados valederos del comportamiento de fases del fluido en el yacimiento.

En el laboratorio se realizan varias pruebas para determinar el comportamiento de fases de los fluidos en el yacimiento. Estas pruebas se dividen en convencionales, no convencionales y estudios especiales. El tipo de prueba que se realiza depende del estado del fluido que se encuentre en el yacimiento. Las pruebas realizadas simulan el comportamiento del fluido que se encuentra en el yacimiento a lo largo de la vida productiva del mismo, como también los cambios que ocurren cuando es llevado desde el fondo del pozo hasta los separadores en la superficie.

Entre los estudios convencionales y no convencionales se encuentran los estudios realizados al petróleo negro y al gas condensado.

2.2.1 Estudios experimentales para petróleo negro y volátiles.

Los estudios experimentales para el petróleo negro y volátil, son los siguientes:

- Proceso de liberación flash en una o en dos etapas.
- Prueba de expansión a composición constante.
- Proceso de liberación diferencial.
- Pruebas de separadores.
- Estudio de viscosidad.

El proceso de *liberación flash* 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. Esta presión tiene que ser mayor que la presión de burbuja.

Luego se realizan varios decrementos de la 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 es 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. La figura 2.8 muestra una liberación instantánea que se realiza en dos etapas.

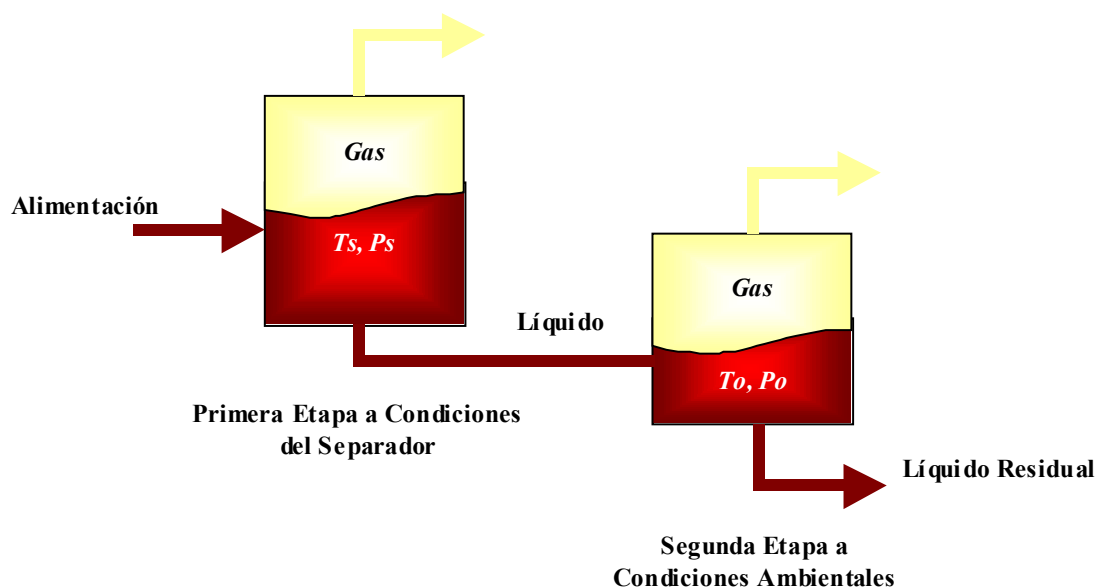


Figura 2.8. Liberación instantánea en dos etapas del petróleo negro. (El Autor).

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 líquida, cuando la presión es menor que la presión de burbuja, se desprende el gas y el volumen se incrementa bruscamente, pero en ningún momento éste 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 la compresibilidad del petróleo. La figura 2.9 muestra la prueba de expansión constante.

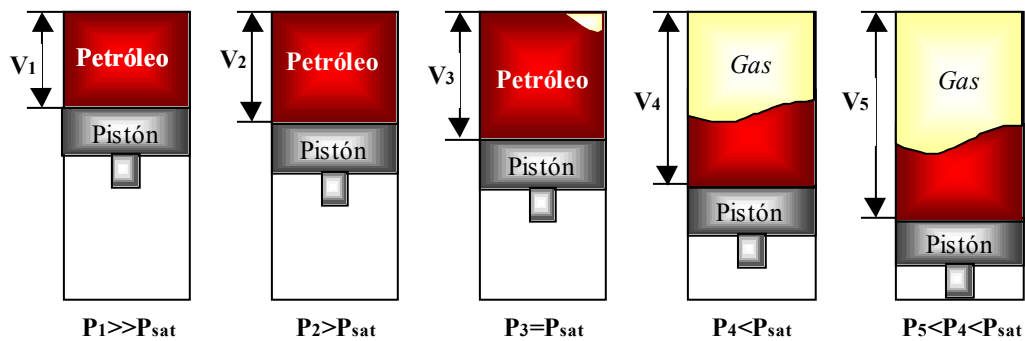


Figura 2.9. Expansión a composición constante para petróleo negro. (El Autor).

La variación de los volúmenes de muestra en función de las presiones se puede observar en figura 2.10. Para el petróleo negro se observa claramente el punto de burbuja, es decir la presión a la cual el petróleo libera la primera burbuja de gas. Por encima de la presión de burbuja el cambio de volumen es insignificante comparado al cambio de volumen que hay por debajo de la presión de burbuja. Esto se debe a que el líquido (petróleo negro) es un fluido incompresible.

En el proceso de *liberación diferencial*, la muestra se carga en la celda a una presión levemente mayor a la presión de burbuja. Luego se disminuye la presión, reduciendo el volumen del líquido y aumentando el volumen de gas, tal como se muestra en la figura 2.11. Se extrae el gas desprendido manteniendo la presión

constante en cada etapa, el volumen de gas se mide conjuntamente con el volumen de líquido que queda en la celda. Se inicia con la presión de burbuja y se termina la prueba cuando la presión sea la atmosférica (14.7 psi) y ya no exista gas en solución. Este proceso se realiza a temperatura constante, siendo ésta la temperatura del yacimiento. En este proceso se consideran las caídas de presión como cambios infinitesimales. De esta prueba se obtiene la siguiente información: el factor volumétrico del petróleo, la relación gas-petróleo (RGP), el factor de desviación del gas, la gravedad específica del gas, la densidad del petróleo, factor volumétrico del gas, y la gravedad API del crudo.

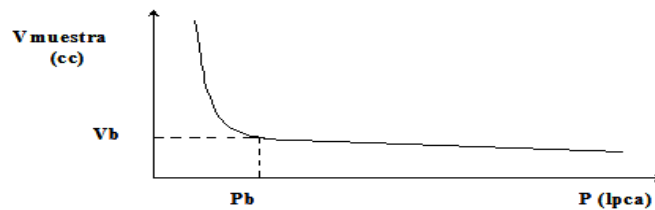


Figura 2.10. Comportamiento del volumen en función de la presión, para petróleo negro. (El Autor).

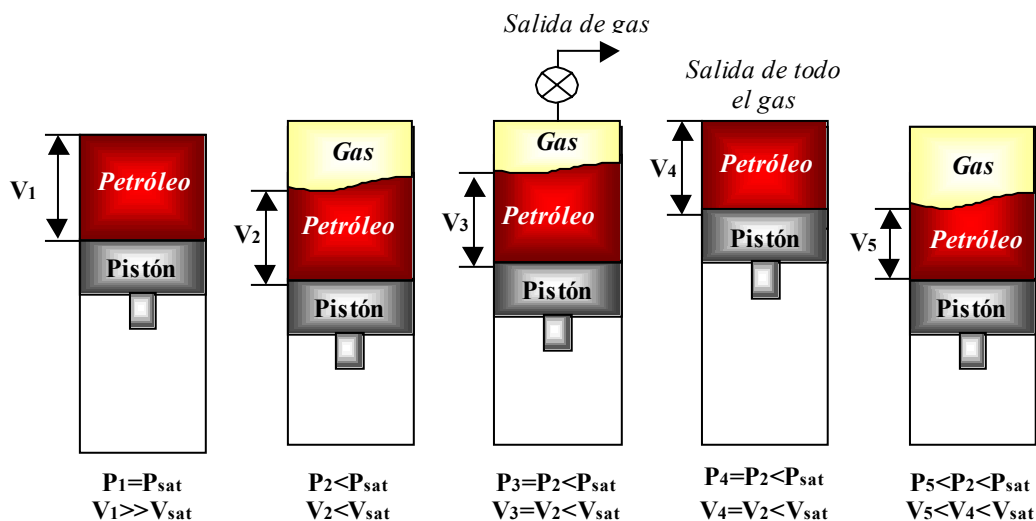


Figura 2.11. Liberación diferencial para petróleo negro. (El Autor).

La *prueba de separadores*, son pruebas de separación flash que se realizan en el laboratorio, con el objeto de cuantificar el efecto de las separaciones (P, T) en superficie sobre las propiedades del crudo. La prueba se inicia a la presión de burbuja y a la temperatura de yacimiento. La muestra se hace pasar a través de un separador y luego se expande hasta la presión atmosférica, tal como se puede observar en la figura 2.12. Por medio de esta prueba se puede saber cual es la presión óptima de separación que produce la mayor cantidad de líquido y la menor cantidad de gas. También se puede obtener el factor volumétrico del petróleo a la presión de burbuja (B_{ob}), la relación gas-petróleo a la presión de burbuja (RGP_b), la gravedad API del petróleo de tanque y la composición del gas separado.

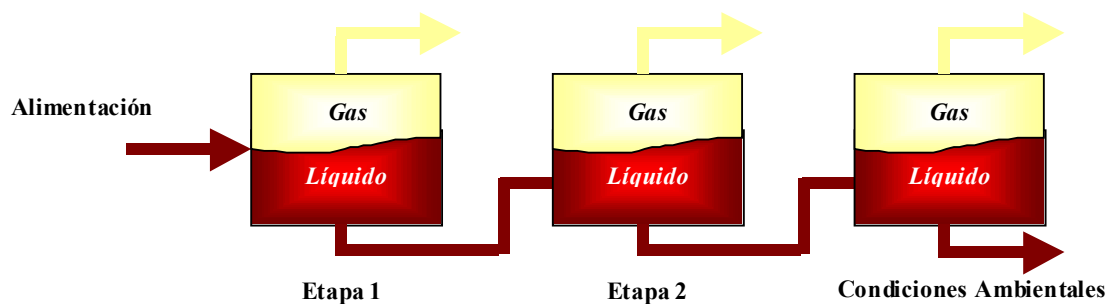


Figura 2.12. Prueba de Separadores para Petróleo Negro. (El Autor).

El *estudio de viscosidad* se realiza dentro del equipo para el análisis de PVT, ya que a algunos equipos contienen un viscosímetro capilar o electromagnético en su interior.

2.2.2 Estudios experimentales para sistemas de gas condensado.

Los estudios experimentales para sistemas de gas condensado son los siguientes:

- Prueba de expansión a composición constante

- Proceso de agotamiento a volumen constante

2.2.2.1 Prueba de expansión a composición constante.

En la prueba de expansión a composición constante, se coloca un volumen conocido de muestra en una celda de alta presión. Se mide la relación presión-volumen con el objeto de determinar la presión de rocío. Un cambio brusco normalmente no existe en la forma de la curva presión-volumen en el punto de rocío, tal como ocurre en el punto de burbuja para el sistema gas-petróleo, por lo cual se debe tener una visibilidad del fluido para observar este punto. Esta prueba se realiza a temperatura de yacimiento constante. La presión se va disminuyendo dentro de la celda y el volumen aumenta, hasta que se forma la primera gota de condensado (punto de rocío) y se toma nota de los volúmenes de gas y líquido, tal como se puede observar en la figura 2.13. El error de medición es directamente proporcional al volumen muerto de la celda, es decir, mientras mayor sea el volumen muerto, mayor es el error en la lectura de presión.

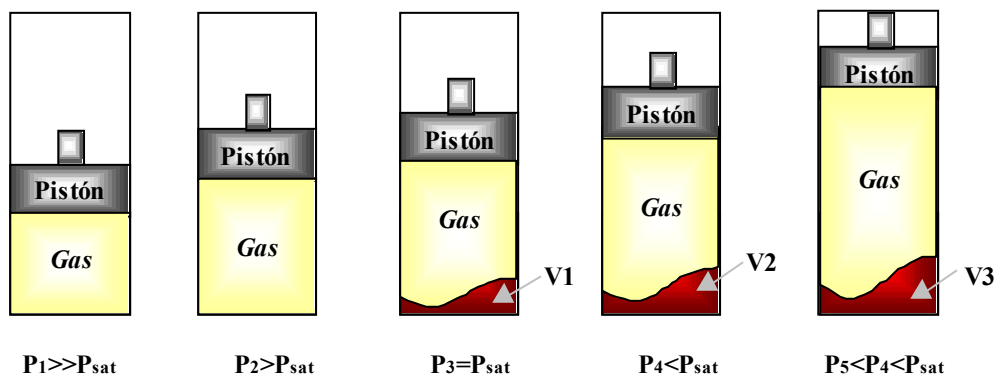


Figura 2.13. Expansión a composición constante para gas condensado. (El Autor).

Al graficar la variación del volumen de muestra en función de la presión se observa que la curva es suave, ya que no presenta un cambio apreciable de

pendiente, tal como se muestra en la figura 2.14, por lo cual no se puede determinar a simple vista cual es el punto de condensado.

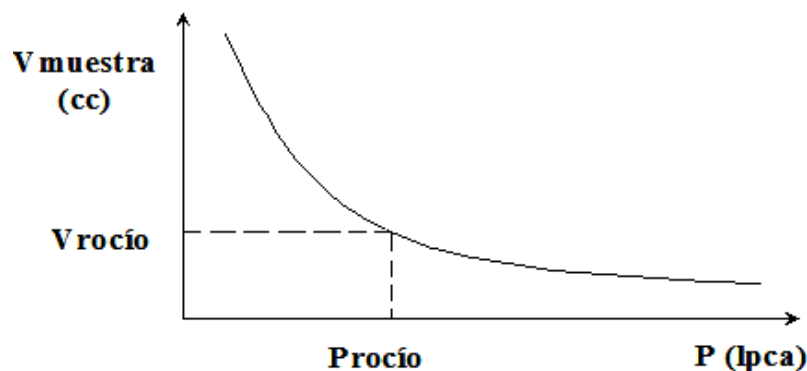


Figura 2.14. Comportamiento del volumen en función de la presión para gas condensado. (El Autor).

La variación del volumen de líquido condensado en función de la presión se muestra en la figura 2.15, se observa que el punto 2 representa el volumen mínimo medible (volumen muerto) de la celda, y el punto 1 es la presión de rocío, donde el volumen de líquido es cero. La curva que une los puntos 1 y 2, es una extrapolación aproximada de la curva, y puede tener varias direcciones, como se muestra con las curvas punteadas. Por ello la importancia en la medición del volumen mínimo de líquido condensado que determina la presión de rocío, por lo tanto, mientras más grande es el volumen muerto de la celda, mayor es el error y viceversa.

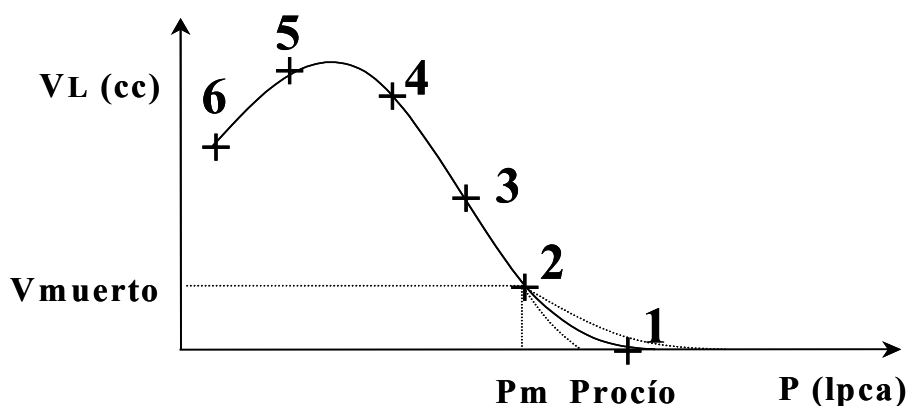


Figura 2.15. Comportamiento del líquido condensado en función de la presión. (El Autor).

2.2.2.2 Prueba de agotamiento a volumen constante.

En la prueba de agotamiento a volumen constante, se carga una celda de alta presión con un volumen conocido de muestra (gas condensado) representativa del yacimiento. Este volumen se expande a un volumen mayor, disminuyendo la presión y se espera a que la fase de gas y la fase de líquido retrógrado que se ha formado alcancen el equilibrio, y también para que el líquido drene al fondo de la celda y solamente se produzcan hidrocarburos gaseosos desde el tope de la misma. Luego se remueve el gas manteniendo la presión (constante), hasta que el volumen actual de la celda ahora bifásico retorne al valor inicial. El volumen de gas producido se mide y se determina su composición determinada, de la misma manera se mide el líquido que permanece en la celda. Se repite el ciclo, expansión a una presión más baja, seguido por la remoción de una nueva cantidad de gas hasta alcanzar una presión seleccionada, tal como se puede observar en la figura 2.16.

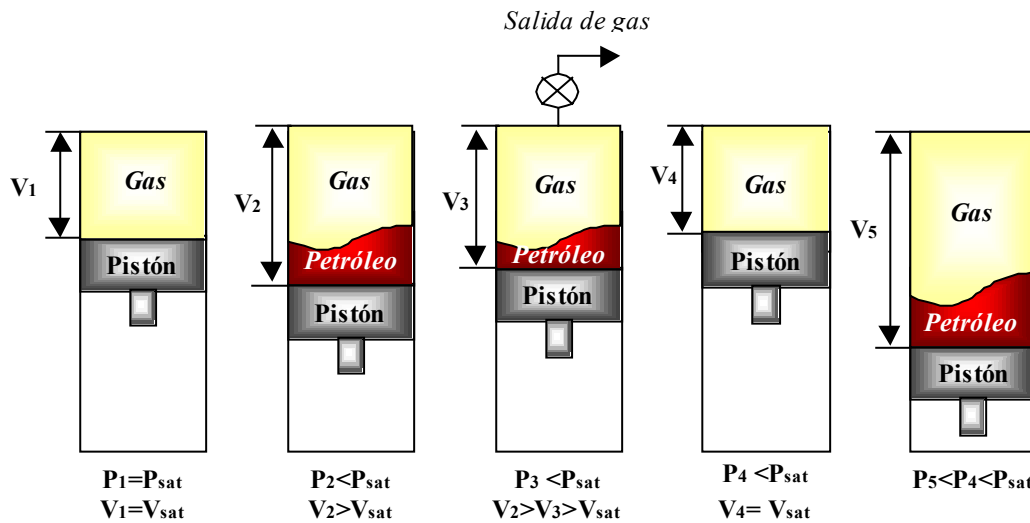


Figura 2.16. Agotamiento a volumen constante para gas condensado. (El Autor).

2.3 Propiedades Mecánicas

Son diversas las propiedades mecánicas que caracterizan a los materiales y las cuales son fundamentales para el diseño. Una de la manera más utilizada 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. La curva típica de esfuerzo-deformación para materiales dúctiles, así como el comportamiento de la probeta se muestra en la figura 2.17. Analizando la curva esfuerzo-deformación se puede observar dos tipos de comportamientos:

Fase Elástica: Se cumple la Ley de Hooke, “Alargamientos proporcionales a los esfuerzos”. Si cesa el esfuerzo la deformación desaparece (teóricamente). Esto ocurre en el tramo A, hasta alcanzar el punto de cadencia o punto de fluencia, también llamado Límite de Fluencia (S_y), a partir de este punto se produce una deformación permanente de 0,2% además que ya no se cumple la Ley de Hooke.

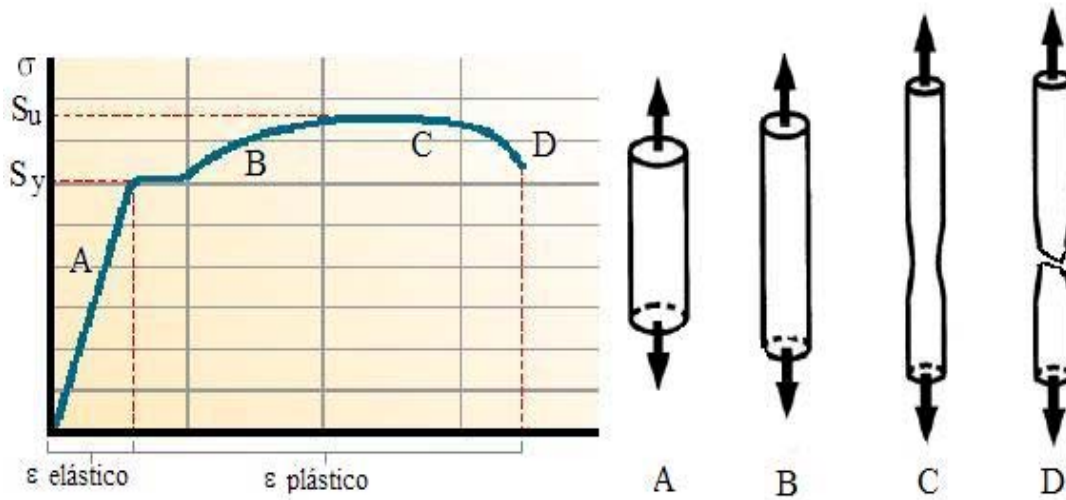


Figura 2.17. Curva Esfuerzo-Deformación. (El Autor).

Para la condición de que el esfuerzo sea proporcional a la deformación, se pueden escribir las relaciones:

$$\sigma = E * \epsilon \quad (1) \quad \tau = G * \gamma \quad (2)$$

Donde el módulo de elasticidad (E) y el módulo de rigidez (G) son las constantes de proporcionalidad; ϵ y γ son la deformación unitaria y deformación por cortante respectivamente. Como las deformaciones son valores adimensionales, el módulo de elasticidad y el módulo de rigidez tienen las mismas unidades que el esfuerzo. Sin embargo, tanto el módulo de elasticidad como el módulo de rigidez son índices de la resistencia a la deformación o de la rigidez de los materiales. Estas constantes representan propiedades fundamentales de éstos. Estas dos constantes elásticas se relacionan entre sí como sigue:

$$E = 2 * G(1 + \nu) \quad (3)$$

Donde ν es la relación de Poisson, la cual está presente dentro de los límites de la ley de Hooke y relaciona la deformación unitaria lateral con la deformación unitaria axial.

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 pequeña, hasta que se produce la ruptura de la probeta (punto D). Las deformaciones son remanentes, es decir, no recuperables.

En general del diagrama de Esfuerzo-Deformación se pueden extraer las siguientes definiciones:

Elasticidad: Capacidad de un material elástico para recobrar su forma al cesar la carga que lo ha deformado. Se llama límite elástico a la carga máxima que puede soportar un metal sin sufrir una deformación permanente. Su determinación tiene gran importancia en el diseño de toda clase de elementos mecánicos, ya que se debe tener en cuenta que las piezas deben trabajar siempre por debajo del límite elástico.

Plasticidad: Capacidad de deformación permanente de un metal sin que llegue a romperse.

Tenacidad: Resistencia a la rotura por esfuerzos de impacto que deforman el metal. La tenacidad requiere la existencia de resistencia y plasticidad.

Fragilidad: Propiedad que expresa 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 a la fluencia es prácticamente igual a la resistencia última, $S_y \approx S_u$.

Fluencia: Propiedad de algunos metales de deformarse lenta y espontáneamente bajo la acción de su propio peso o de cargas muy pequeñas. Esta deformación lenta, se denomina también creep.

2.4 Teorías de Falla de un Material

Cuando se ejerce una carga sobre una pieza o parte, de modo que el estado de esfuerzo sea uni-axial, entonces se pueden comparar directamente el esfuerzo y la resistencia a fin de determinar el grado de seguridad, o bien para advertir si fallará la parte. El método es simple, puesto que sólo hay un valor de esfuerzo y también sólo uno de resistencia, ya sea la resistencia de fluencia, resistencia última, resistencia al corte o cualquiera que ésta sea, según resulte apropiado.

El problema se complica cuando el estado de esfuerzo es biaxial o triaxial. En tales casos existen diversas clases de esfuerzos, pero sigue habiendo una sola resistencia significativa. Se han propuesto un número de teorías de falla de un material para ayudar al criterio del diseño. A continuación se presentan algunas de estas teorías:

2.4.1 Teoría del Esfuerzo Normal Máximo.

La teoría del esfuerzo normal máximo establece que la falla suele ocurrir siempre que uno de los tres esfuerzos principales sea igual a la resistencia.

Supóngase que se ordenan los tres esfuerzos principales para cualquier estado de esfuerzo, en la forma:

$$\sigma_1 > \sigma_2 > \sigma_3 \quad (4)$$

Luego, esta teoría anticipa que el desperfecto sucede siempre que $\sigma_1 = S_t$ o bien $\sigma_3 = -S_c$, donde S_t y S_c son las resistencias a la tracción y a la compresión, por lo general de fluencia o última, respectivamente.

2.4.2 Teoría de la Deformación Normal Máxima.

La teoría de la deformación normal máxima, también conocida como teoría de Saint-Venant, se aplica sólo en la gama de esfuerzos elásticos. Esta teoría señala que ocurre la fluencia cuando la mayor de las tres deformaciones principales se hace igual a la deformación correspondiente a la resistencia de fluencia. Si se supone que las resistencias de fluencia en tensión y compresión son iguales, entonces las deformaciones causadas por los esfuerzos pueden hacerse iguales a la deformación correspondiente a la resistencia de fluencia. En esta forma se obtiene la condición de fluencia como:

$$\left. \begin{aligned} \sigma_1 - \nu(\sigma_2 - \sigma_3) &= \pm S_y \\ \sigma_2 - \nu(\sigma_1 - \sigma_3) &= \pm S_y \\ \sigma_3 - \nu(\sigma_1 - \sigma_2) &= \pm S_y \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

2.4.3 Teoría del Esfuerzo Cortante Máximo.

La teoría del esfuerzo cortante máximo afirma que se inicia la fluencia siempre que en cualquier elemento el esfuerzo cortante máximo se vuelva igual al

esfuerzo cortante máximo en un ensayo de tensión, cuando sobre ese espécimen se aplica un esfuerzo de fluencia.

Si se ordenan los esfuerzos normales principales como $\sigma_1 > \sigma_2 > \sigma_3$, entonces la teoría del esfuerzo cortante máximo anticipa que la fluencia ocurrirá siempre que:

$$\tau_{\max} \geq \frac{S_y}{2} \quad \text{o bien} \quad \sigma_1 - \sigma_2 > S_y \quad (6)$$

Nótese que esta teoría señala asimismo que la resistencia de fluencia en cortante está dada por la ecuación $S_{sy} = 0.5 S_y$.

Para lograr un mejor entendimiento de esta teoría, se muestra a continuación las ecuaciones de los tres esfuerzos cortantes principales:

$$\tau_{1/2} = \frac{\sigma_1 - \sigma_2}{2} \quad \tau_{2/3} = \frac{\sigma_2 - \sigma_3}{2} \quad \tau_{1/3} = \frac{\sigma_1 - \sigma_3}{2} \quad (7)$$

2.4.4 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.

$$\sigma' = \sqrt{\frac{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_1 - \sigma_3)^2}{2}} \quad (8)$$

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

2.5 Tensiones en Cilindros de Pared Gruesa Sujetos a Presión

Cuando el grosor de la pared del cilindro (t) es relativamente grande comparado con el diámetro medio (d), o sea $d/t < 20$ se dice que es un cilindro de pared gruesa, como es el caso de cañones y en la tubería hidráulica e instalaciones parecidas, la variación en esfuerzo de la superficie interna a la externa es relativamente grande.

A continuación se presenta la distribución de tensiones existentes sobre un cilindro sometido a presión interno y/o externa.

Para realizar el estudio se supondrá deformación plana. Sea el cilindro de la figura 2.18, sometido a la acción de una presión en su interior de valor P_i y una presión en su exterior de valor P_o . Consideramos el elemento de espesor dr , para hacer sobre él un análisis de tensiones.

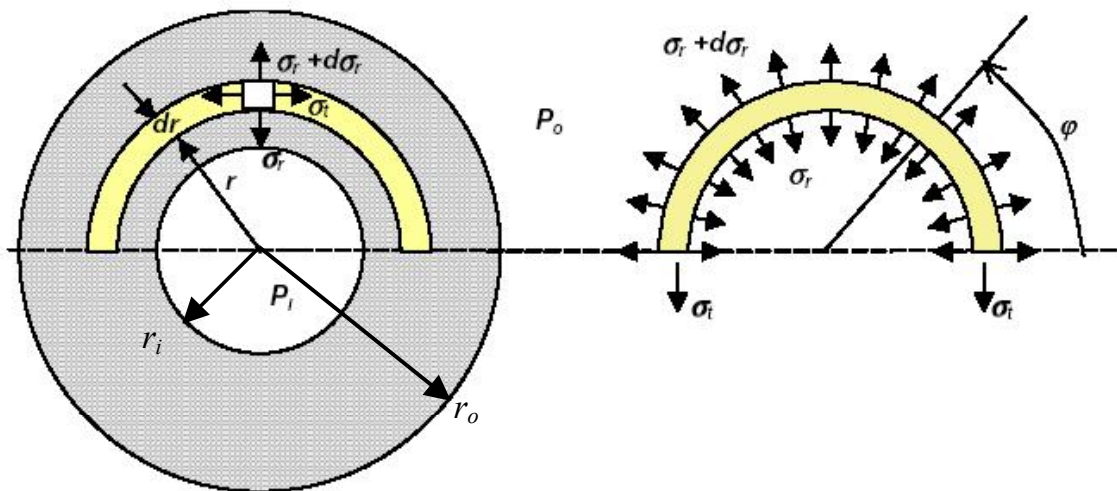


Figura 2.18. Tensiones en Cilindros a Presión. (Ximo Sancho, Universitat Jaume.I, marzo 2003, <http://www.tec.uji.es>).

Planteando el equilibrio de fuerzas sobre un elemento perteneciente al cilindro (figura 2.18) se obtiene:

$$2 * \sigma_t * dr + \int_0^\pi \sigma_r * \sin(\varphi) * r * d\varphi = \int_0^\pi (\sigma_t + d\sigma_t) * \sin(r + dr) * d\varphi$$

$$2 * \sigma_t * dr + \sigma_r * r \int_0^\pi \sin(\varphi) * d\varphi = (\sigma_t + d\sigma_t) * (r + dr) \int_0^\pi \sin * d\varphi$$

$$2 * \sigma_t * dr + 2 * \sigma_r * r = 2 * (\sigma_t + d\sigma_t) * (r + dr)$$

De donde, el esfuerzo tangencial σ_t será:

$$\sigma_t = \sigma_r + r * \frac{d\sigma_r}{dr} \quad (9)$$

Como estamos en deformación plana, la deformación según el eje perpendicular a la sección debe ser igual para todos los puntos:

$$\varepsilon_z = -\frac{\mu * \sigma_t}{E} - \frac{\mu * \sigma_r}{E}$$

$$\sigma_r + \sigma_t = -\frac{\varepsilon_z * E}{\mu} = Cte = 2 * C_1 \quad (10)$$

Con lo que utilizando la ecuación correspondiente al esfuerzo tangencial (9):

$$2 * \sigma_r + r * \frac{d\sigma_r}{dr} = 2 * C_1$$

Y multiplicando por r toda la ecuación:

$$2 * r * \sigma_r + r^2 * \frac{d\sigma_r}{dr} = 2 * C_1 * r$$

Ahora se puede observar que:

$$2 * r * \sigma_r + r^2 * \frac{d\sigma_r}{dr} = \frac{d}{dr} (r^2 * \sigma_r)$$

Por ello se puede decir que:

$$\frac{d}{dr} (r^2 * \sigma_r) = 2 * C_1 * r$$

Ahora podemos integrar:

$$r^2 * \sigma_r = C_1 * r^2 + C_2$$

$$\sigma_r = C_1 + \frac{C_2}{r^2}$$

Y utilizando la ecuación (10) obtenemos también el esfuerzo tangencial σ_t

$$\sigma_t = 2 * C_1 - \sigma_r = C_1 - \frac{C_2}{r^2}$$

Para $r = r_i$ $\sigma_r = -P_i$ con lo que: $-P_i = C_1 + \frac{C_2}{r_i^2}$

Para $r = r_o$ $\sigma_r = -P_o$ con lo que: $-P_o = C_1 + \frac{C_2}{r_o^2}$

Y operando se obtiene que las constantes se pueden determinar por:

$$C_1 = \frac{r_i^2 * P_i - r_o^2 * P_o}{r_o^2 - r_i^2} \quad C_2 = -\frac{r_i^2 * r_o^2 * (P_i - P_o)}{r_o^2 - r_i^2}$$

Y sustituyendo, obtenemos las expresiones para las tensiones radiales (11) y tangenciales (12) para cualquier punto, en función de su distancia r al eje del cilindro:

$$\sigma_r = \frac{P_i * r_i^2 - P_o r_o^2 + \frac{r_i^2 * r_o^2 * (P_o - P_i)}{r^2}}{r_o^2 - r_i^2} \quad (11)$$

$$\sigma_t = \frac{P_i * r_i^2 - P_o r_o^2 - \frac{r_i^2 * r_o^2 * (P_o - P_i)}{r^2}}{r_o^2 - r_i^2} \quad (12)$$

Para el caso en que la presión externa es cero ($P_o = 0$) y la presión interna posee un valor $P_i = P$, entonces obtendremos:

$$\sigma_r = \frac{-P * r_i^2 * \left(\frac{r_o^2}{r^2} - 1 \right)}{r_o^2 - r_i^2} \quad (13)$$

$$\sigma_t = \frac{P * r_i^2 * \left(\frac{r_o^2}{r^2} - 1 \right)}{r_o^2 - r_i^2} \quad (14)$$

Analizando estas ecuaciones de esfuerzo tangencial y esfuerzo radial, se puede observar que el esfuerzo normal de magnitud máxima es el esfuerzo tangencial en la superficie interior ($r = r_i$), se tiene.

$$\sigma_t = \frac{P * (r_o^2 + r_i^2)}{r_o^2 - r_i^2} \quad (15)$$

En el caso de que las reacciones en los extremos que resisten las presiones sean tomadas por el propio recipiente entonces existen esfuerzos longitudinales. Este esfuerzo resulta ser (Shigley/Mischke, 1990):

$$\sigma_l = \frac{P * r_i^2}{r_o^2 - r_i^2} \quad (16)$$

2.6 Método de los Elementos Finitos

El Método de los Elementos Finitos (MEF) se emplea para el análisis de problemas continuos complejos. El Método de los Elementos Finitos es un método

para convertir el problema continuo en un problema discreto y por tanto con un número finito de grados de libertad. El Método de los Elementos Finitos subdivide el continuo en un número finito de elementos cuyo comportamiento se especifica en función de un número finito de parámetros. Habitualmente dichos parámetros corresponden a valores de una variable en puntos del elemento denominados nodos. Los distintos elementos finitos se conectan con sus adyacentes compartiendo nodos y a este conjunto de elementos se le conoce como malla, como se observa en la figura 2.19. El método puede ser aplicado a diferentes problemas de ingeniería en los que intervienen sistemas continuos más o menos complejos.

2.6.1 Perspectiva histórica

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, en Ingeniería Civil permite calcular desplazamientos y tensiones en muros, puentes o edificios, etc.; en Ingeniería Eléctrica permite calcular campos magnéticos o eléctricos en motores o transformadores, y en Ingeniería Mecánica calcular tensiones, transferencia de calor, comportamiento de fluidos, vibraciones, en componentes de máquinas o estructuras, entre un sin fin de aplicaciones más.

El conocimiento de estas técnicas numéricas resulta actualmente casi imprescindible para aquellos que se desenvuelven en el ámbito de la Ingeniería Civil y la Ingeniería Mecánica, ya que la mayor parte de los análisis de tensiones que se llevan a cabo en la industria están basados en ellas. Estas técnicas numéricas permiten simular los modelos, observando en detalle los diversos esfuerzos a los que se encuentran sometidas las partes, acercándose en gran manera a su

comportamiento en la realidad, con lo cual se logra un mejor producto en un menor tiempo.

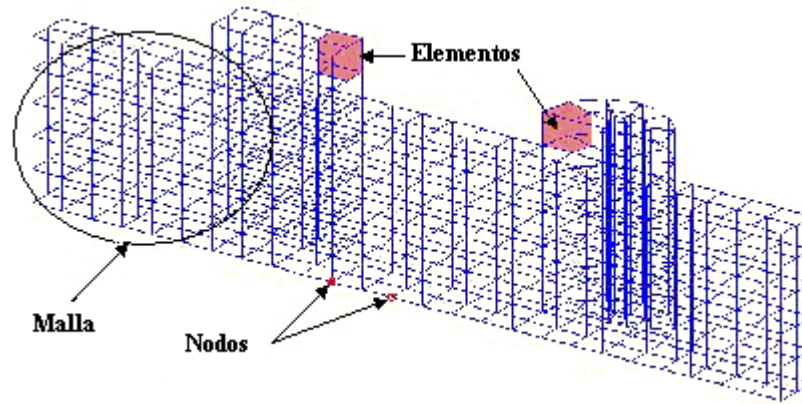


Figura 2.19. Representación gráfica del conjunto Nodos, Elementos y Malla. (Víctor Aldaya, Centro Nacional de Calculo Científico, junio 2003, <http://www.cecalc.com.ve>).

A pesar de su gran difusión actual, los procedimientos de elementos finitos tal y como los entendemos hoy en día son relativamente modernos. Su nacimiento y desarrollo es una consecuencia de la disponibilidad de computadoras cada vez más potentes. Puede decirse, por tanto, que estas técnicas son un resultado más de la revolución informática de finales del siglo XX.

El Método de los Elementos Finitos ha ido evolucionando con el pasar de los años, y entre los avances más importantes se pueden destacar los siguientes (Francisco Beltrán, 1998):

- 1950: Aplicación de métodos matriciales en análisis de estructuras. El cálculo matricial de estructuras se basa en la idea de dividir la estructura en barras, dentro de las cuales se conoce la solución exacta en función de ciertos

coeficientes que se hacen coincidir con los movimientos de los nodos extremos. Dichos coeficientes se obtienen planteando el equilibrio de todos los nodos de la estructura y resolviendo el sistema de ecuaciones que resulta. De esta manera, conocidos los coeficientes o movimientos nodales, se desciende de nuevo al nivel local de cada barra y se obtiene la solución de esfuerzos y movimientos en el conjunto de la estructura por agregación de soluciones locales. Introducción de los desplazamientos y método de matriz de rigidez para estructuras aerospaciales complejas.

- 1956: Se publica un artículo histórico en una revista relacionada con la industria aeronáutica, en el cual se expone la idea de generalización del cálculo matricial. Personas que trabajaban con sistemas estructurales complejos, que no se idealizaban bien mediante entramados de barras, pensaron que podían dividir su estructura en zonas o “elementos” más complejos que una simple barra. Estos elementos estarán conectados entre sí también en nodos, pero a diferencia con el cálculo matricial, dentro de ellos sólo se conocía la solución de manera aproximada en función de los movimientos nodales. Al igual que en el cálculo matricial, a partir de las soluciones locales se podía plantear el equilibrio de los nodos y obtener los movimientos nodales resolviendo un sistema de ecuaciones. Estos movimientos nodales definían la solución dentro de cada uno de los elementos en que se había dividido la estructura y, por agregación, la solución en toda ella. Lo que ocurría es que, ahora, esta solución no era la exacta, sino una aproximación.
- 1960: Nacimiento del nombre “Elementos Finitos”.
- 1968: Aparece en el mercado el primer programa comercial de Elementos Finitos.
- Al final de la década de los sesenta el Método de los Elementos Finitos había demostrado ya su potencia y su versatilidad, pero su empleo estaba todavía muy restringido debido al altísimo precio de los computadores de entonces. Empiezan

a aparecer en aquel momento los llamados centros de cálculo, compañías que vendían tiempo computacional a usuarios que carecían de los grandes computadores necesarios para resolver problemas industriales.

- 1970: Aplicaciones de modelos de Elementos Finitos principalmente en el campo aeroespacial y la industria del automóvil.
- 1977: Los Modelos de Elementos Finitos son la herramienta numérica para análisis estructural.
- Los centros de cálculo tuvieron su auge en la década de los setenta. Contribuyeron de manera muy importante a la popularización del MEF en industrias como la del automóvil, la nuclear y la de grandes obras civiles. Por otro lado, los centros de cálculo universitarios pusieron la infraestructura necesaria para el enorme esfuerzo investigador que se llevó a cabo en esta década. Si los años sesenta fueron la época de los pioneros, los años setenta son los de los grandes desarrollos del Método de los Elementos Finitos, tanto en tecnología de elementos como en procedimientos de cálculo y aumento de prestaciones. El número de publicaciones sobre el método creció exponencialmente y el Método de los Elementos Finitos se aplicó progresivamente a problemas cada vez más complejos, como el cálculo transitorio o el estudio de respuestas no lineales. Puede decirse que al final de la década el desarrollo de las técnicas numéricas casi se pone por delante de la potencia de cálculo que son capaces de proporcionar los computadores.
- Durante la década de los ochenta el desarrollo de las técnicas de elementos finitos no fue tan espectacular como en los setenta, se empezó a alcanzar un cierto grado de madurez. El esfuerzo investigador puntero se concentró más en estos años en aplicaciones dentro del ámbito no lineal, las cuales podían empezar a ser utilizadas de manera rutinaria gracias a los avances en la potencia de cálculo. Donde sí hubo un avance importante fue en la popularización del Método de los Elementos Finitos y en su facilidad de uso, tanto por el

abaratamiento espectacular de los computadores, como por las capacidades gráficas que proporcionaban. En la década de los ochenta empiezan a comercializarse pre y post-procesadores gráficos para los cálculos de elementos finitos, siendo éste un paso muy importante de cara a poder abordar de manera rutinaria y con un mínimo de garantía cálculos tridimensionales con geometrías complejas, como las que aparecen en el diseño mecánico.

- En la década de los noventa el aspecto más importante es la integración del cálculo por elementos finitos con otras ramas de lo que se ha dado en llamar Ingeniería Asistida por Computadora (Computer Aided Engineering - CAE). En la actualidad es normal la integración del cálculo por elementos finitos (Finite Element Analysis - FEA) y el dibujo asistido por computadora (Computer Aided Design - CAD), con el objetivo, siempre, de reducir los tiempos de proyecto o de puesta de producto en el mercado. Las técnicas de cálculo no lineal han alcanzado una madurez suficiente como para poder ser empleadas por la industria de forma rutinaria. No tienen aún la difusión alcanzada por los métodos de cálculo lineal y requieren de computadores más potentes, pero se emplean ya ampliamente en campos tales como el estudio de la resistencia a impacto de vehículos (crashworthiness), el diseño de procesos de conformado de piezas metálicas (forja, estampación, extrusión, laminación) y el proyecto de componentes elastoméricos. El objetivo es también el mismo, reducir al máximo el número de pruebas con prototipos reales para acortar los plazos de diseño o de puesta en el mercado. No se está viviendo una época de grandes avances en cuanto a las técnicas de cálculo por el método de los elementos finitos. Se sigue investigando, pero el Método de los Elementos Finitos ha alcanzado ya un grado de madurez que no se presta a progresos espectaculares como los vividos en las décadas anteriores.

2.6.2 Tipos de Análisis por Elementos Finitos

En general, el análisis puede clasificarse como Lineal y No Lineal. En un análisis Lineal, los grados de libertad desconocidos se calculan de manera directa y se aplica a problemas donde la relación tensión-deformación del material es lineal y las deformaciones de la estructura son relativamente pequeñas. El análisis No Lineal resuelve problemas donde los materiales, la geometría o las condiciones de contorno no se comportan de forma lineal y requieren un procedimiento de solución iterativo. A pesar de que todos los problemas son no lineales por naturaleza, en muchos casos el análisis lineal ofrece una buena aproximación.

Los problemas pueden también clasificarse como:

- Estáticos, en donde todas las fuerzas están en equilibrio.
- Dinámicos, en donde se calculan frecuencias naturales y modos propios de vibración, y obtener la respuesta en el dominio del tiempo o de la frecuencia.
- Fatiga, para determinar la vida a fatiga de la estructura.
- Problemas de Campo, para calcular temperaturas en régimen permanente y/o transitorio, o temperatura, presión y velocidad en fluidos, o calcular la distribución de campos eléctricos y/o magnéticos.

2.6.3 Pasos de un Análisis con Elementos Finitos

Un análisis usando el método de los elementos finitos requiere de la disponibilidad de un programa de computación especializado en estos análisis, así como de computadoras con gran velocidad de procesador y gran capacidad de memoria, en computadoras personales, se recomienda un procesador Pentium 3 con velocidad de 2 Ghz, así como una memoria ram de 256 Mb. Actualmente existen

numerosos programas de elementos finitos en el mercado, entre los que se pueden resaltar: PATRAN, NASTRAN, ABAQUS, ARIES, FEA, ADINA, ANSYS, etc. Que pueden resolver un rango de problemas en ingeniería.

El uso de cualquiera de ellos para el análisis de un problema real sigue los siguientes pasos:

- Preprocesador
- Procesador
- Postprocesador

Un resumen de las etapas principales sobre la base de la programación con computadora, cuando se emplea el método de cálculo de estructuras mediante el Método de los Elementos Finitos, se muestra en el figura 2.20.

2.6.3.1 Preprocesador

El preprocesador un paquete gráfico que suele venir con el programa o importado de un programa de CAD, como AUTOCAD, PRO-ENGINEER, CATIA, INVENTOR, etc. El procesador sigue una serie de pasos, los cuales se enumeran a continuación:

1. - Crear o importar geometría: En este paso se dibuja convenientemente la geometría de interés a analizar, ya sea en tres dimensiones, dos dimensiones o unidimensional buscando simplificar lo más posible para los efectos del cálculo, haciendo uso de las herramientas que posee el preprocesador como propiedades simétricas, axisimétricas, etc. Simplificaciones que reducen la complejidad del dibujo y a su vez el tiempo de cálculo del computador.

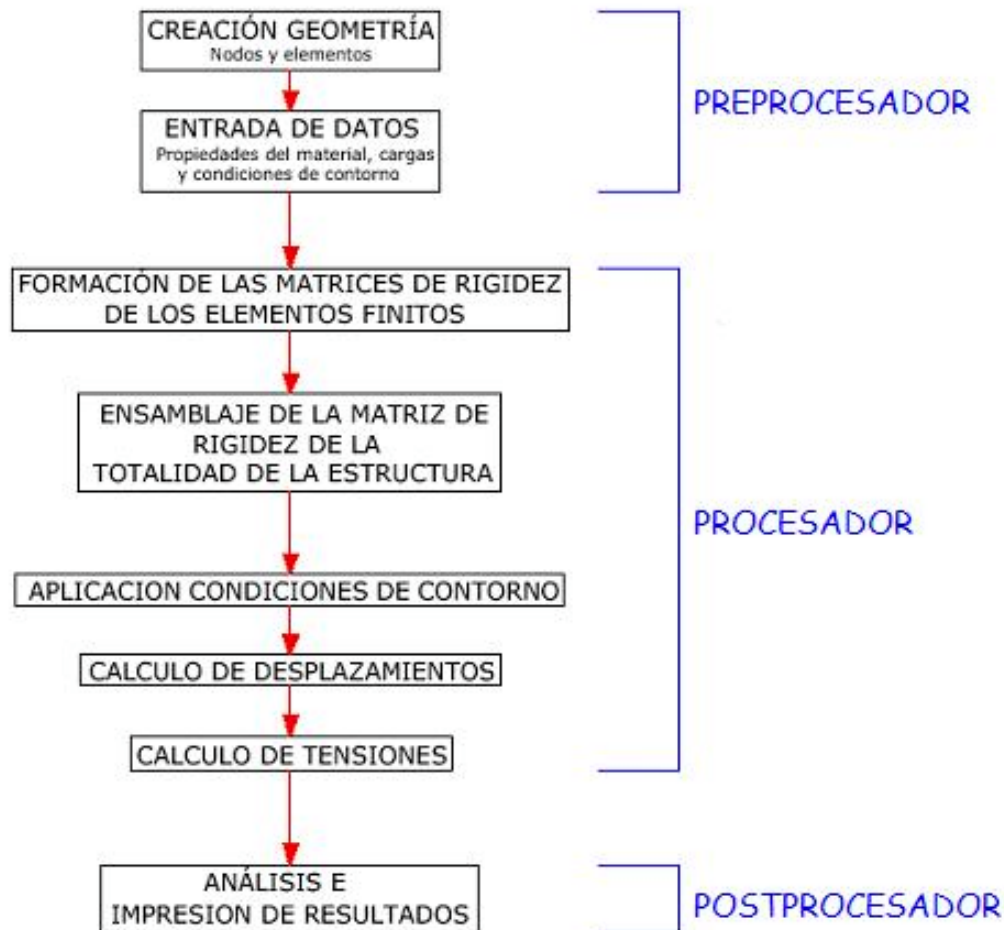


Figura 2.20. Esquema del proceso de cálculo de estructuras por el Método de los Elementos Finitos por medio de un computador. (Lara Mendez Rafael, Báculos s.a. Marzo 2003, <http://www.ceisp.com>).

2. - Mallado de la geometría mediante elementos y nodos: Ya elegida el tipo de geometría, se procede al mallado eligiendo el tipo de elementos a convenir por el usuario. Los tipos de elementos se pueden clasificar en las siguientes categorías:

- Elementos unidimensionales, aptos para modelar celosías, pórticos, torres de transmisión, puentes, redes de tuberías, etc. donde una dimensión, la longitud, es muy grande comparada con las otras dos. Dentro de esta categoría podemos

incluir también los elementos shell axisimétricos para discretizar laminas y recipientes a presión de pequeño espesor y simetría axial. Los elementos línea pueden ser lineales con 2-nodos por elemento, cuadráticos (3-nodos), cúbicos (4-nodos), etc. como se muestra en la figura 2.21.

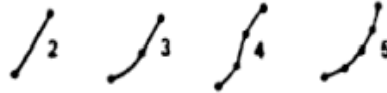


Figura 2.21. Elementos unidimensionales. (Moreno Hidalgo Blas, Tecnocae, Abril 2003, <http://www.protorapid.com>).

- Elementos bidimensionales y Shells, aptos para modelar sólidos planos 2D de pequeño espesor (con cargas actuando en el plano del elemento), 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) triángulos de 3-9 nodos y cuadriláteros de 4-12 nodos. En la figura 2.22 se representa este tipo de elementos



Figura 2.22. Elementos bidimensionales. (Moreno Hidalgo Blas, Tecnocae, Abril 2003, <http://www.protorapid.com>).

- 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 3-D 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, como se observa en la figura 2.23.

- Elementos especiales, como muelle, amortiguador, contacto/fricción, masa, rigidez general, contorno, barra rígida, etc.

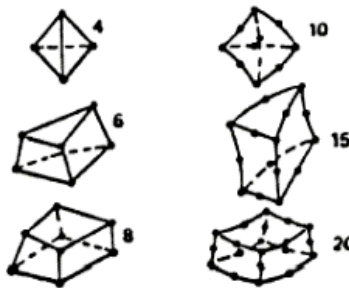


Figura 2.23 Elementos tridimensionales. (Moreno Hidalgo Blas, Tecnocae, Abril 2003, <http://www.protorapid.com>).

El mallado es uno de los pasos más tediosos del Método de los Elementos Finitos y en él se deben cumplir una serie de restricciones para que la calidad de la malla sea apta para el análisis por el computador, particularmente el programa comercial ABAQUS necesita que los elementos “cuadráticos” creados por el preprocesador PATRAN cumplan básicamente con las siguientes restricciones: “Aspect Ratio”, “Skew Angle” y “Taper Ratio”, para así disminuir un máximo posible el error de cálculo computacional.

La “Aspect Ratio” es la relación que resulta a dividir el lado más grande del elemento entre el más pequeño. Para que ABAQUS pueda realizar satisfactoriamente los cálculos, en particular para un elemento cuadrático, se necesita que la “Aspect Ratio” sea menor a 5, tal como se muestra en la figura 2.24.

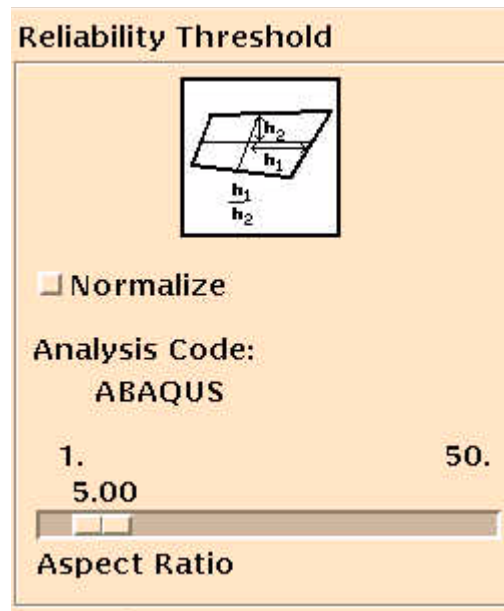


Figura 2.24. Aspect Ratio. (PATRAN).

El “Skew Angle” es el que se encarga de verificar que los ángulos de los elementos no sean excesivamente agudos, ángulos agudos producirían errores locales al momento del cálculo con ABAQUS. El valor máximo permitido para un ángulo, para un correcto análisis con ABAQUS es de 60° , tal como se muestra en la figura 2.25.

El “Taper Ratio” es una relación entre el área total del elemento y el área del triángulo más pequeño que resulta de dividir el elemento por sus diagonales, tal como se muestra en la figura 2.26. Lo ideal resulta cuando el área del triángulo menor corresponde a un cuarto del área total con lo cual se tiene que la relación es igual a uno. Los valores aceptables para el análisis con ABAQUS corresponden a relaciones que se encuentren por encima de 0,8.

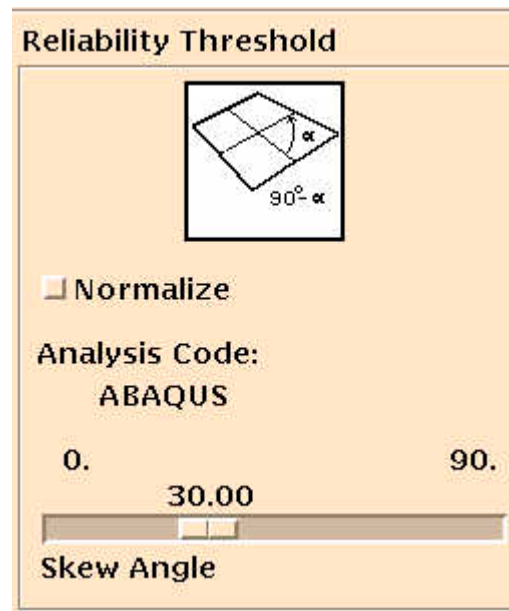


Figura 2.25. Skew Angle. (PATRAN).

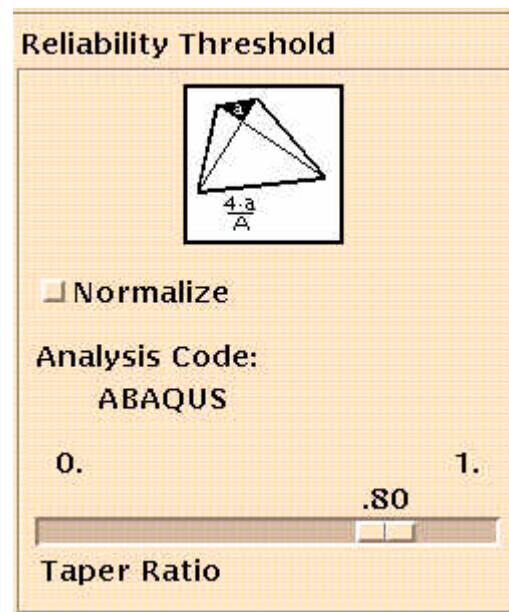


Figura 2.26. Taper Ratio. (PATRAN).

3. - Especificar material y propiedades de cada elemento que componen al modelo a analizar. Dado que el análisis por el Método de los Elementos Finitos es una aproximación del problema real, su éxito depende de la precisión al discretizar la geometría y las propiedades del material. Los elementos se usan para describir la geometría, y los modelos matemáticos para describir el comportamiento físico del material.

Los tipos de materiales más utilizados van desde los heterogéneos a los homogéneos. Las propiedades del material pueden ser variables con la dirección. Un material isotrópico tiene las mismas propiedades en cualquier dirección, es decir, mismas propiedades a tracción que a compresión, mientras que un material ortotrópico tiene distintas propiedades en diferentes direcciones. Las propiedades de un material anisotrópico pueden variar en cada dirección.

4. - Aplicar las condiciones de contorno o restricciones de movimientos en los nodos según correspondan. Este paso tiene que estar complementado con el mallado, ya que las cargas que se le aplican al sistema, son aplicadas en los nodos, y para obtener un resultado más fidedigno se debería aplicar exactamente en los mismos.

2.6.3.2 Procesador.

El programa de elementos finitos lee los datos del archivo de entrada. Realiza ciertos chequeos de esa información a fin de detectar errores, 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. Dentro de esta fase ocurren los siguientes pasos:

- Obtención de la matriz de rigidez en cada elemento. En esencia el método de los elementos finitos se resuelve cuando en cada elemento se plantea la ecuación que liga las deformaciones de los nodos con las fuerzas en ella aplicadas a través de la matriz de rigidez. El procedimiento que se sigue consiste en suponer unos modelos, generalmente polinómicas, que definen los recorridos de los puntos del elemento finito en función de las coordenadas asignadas a los nodos. A partir de aquí, se deducen para los nodos, aplicando el Teorema de los Trabajos Virtuales, las fuerzas equivalentes al estado tensional creado como consecuencia de los recorridos asignados a los puntos del elemento. Finalmente se relacionan fuerzas en nodos y recorridos de estos, con lo que se define la matriz de rigidez.
- Obtención de la matriz de rigidez global. Tras la obtención de las matrices de rigidez de todos los elementos se procede a su ensamblaje a fin de calcular la matriz de rigidez $[K]$ de la totalidad de la estructura. Dado que cada nodo puede tener hasta 6 grados de libertad: 3 desplazamientos y 3 rotaciones, como se muestra en la figura 2.27, la estructura tendrá un número total de grados de libertad igual a 6 veces el número total de nodos del modelo. Con todo esto cabe esperar que la matriz de rigidez $[K]$ ha de ser una matriz cuadrada de orden 6 veces el número de nodos que componen la estructura.

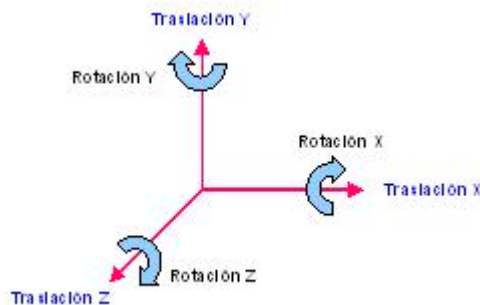


Figura 2.27. Grados de Libertad para un nodo. (Víctor Aldaya, Centro Nacional de Cálculo Científico, junio 2003, <http://www.cecalc.com.ve>).

- Obtención de los desplazamientos: Consiste en la resolución de la ecuación general $\{F\} = [K] \cdot \{\delta\}$ empleándose para ello como procedimientos más adecuados el método de eliminación de Gauss, el de Cholesky y el iterativo de Gauss – Seidel. Esta es la fase que ocupa la mayor parte del tiempo de cálculo.
- Obtención de tensiones: A partir de la deducción de los desplazamientos en los nodos se obtienen las tensiones para cada elemento finito.

2.6.3.3 Postprocesador

La fase del postprocesador recoge los resultados generados por el módulo de cálculo, los elabora y representa gráficamente permitiendo el análisis del comportamiento del modelo, como se muestra en la figura 2.28. Las formas típicas de representar gráficamente resultados en pantalla es mediante contornos en color, deformadas, animación, vectores, isolíneas, isoplanos, cortes sobre el modelo, listados de máximos y mínimos, etc.

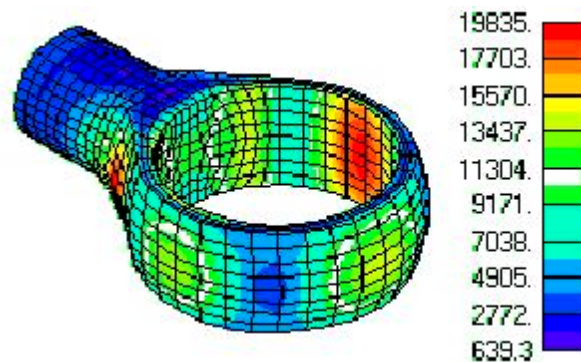


Figura 2.28. Representación Gráfica de los Resultados. (Víctor Aldaya, Centro Nacional de Calculo Científico, junio 2003, <http://www.cecalc.com.ve>).

2.7 Unión por Roscas

Uno de los métodos más utilizados para la fijación de piezas son las roscas, estas uniones se caracterizan por poder ser desmontables, por lo cual la unión no es permanente, permitiendo así el desmontaje del sistema que se ensamble, en el momento que se necesite.

2.7.1 Nomenclatura

Las roscas pueden ser exteriores o machos (tornillos) o bien interiores o hembras (tuercas), debiendo ser sus magnitudes coherentes para que ambos elementos puedan enroscarse. A continuación se muestra en la figura 2.29 una representación de los componentes de un sistema tornillo-tuerca, la tabla 1 hace referencia los componentes de la rosca expresados en la figura 29.

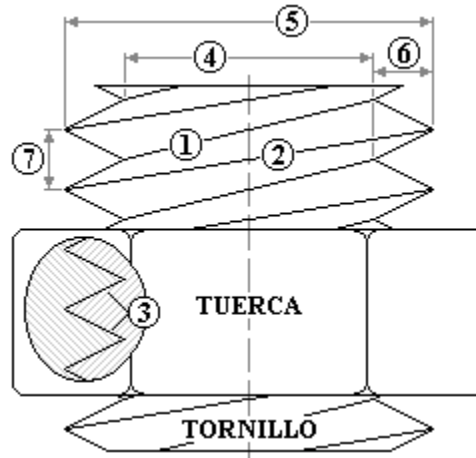


Figura 2.29. Sistema Tornillo-Tuerca. (Microsoft Encarta).

Tabla 2.1. Sistema Tornillo-Tuerca. (Microsoft Encarta).

	Rosca Exterior o Macho	Rosca Interior o Hembra
1	Fondo o Base	Cresta o Vértice
2	Cresta o Vértice	Fondo o Base
3	Flanco	Flanco
4	Diámetro del núcleo	Diámetro del taladro
5	Diámetro exterior	Diámetro interior
6	Profundidad de la rosca	
7	Paso	

2.7.2 Entradas o Filetes

La generación de un tornillo puede suponerse arrollando un filete alrededor de un cilindro. En la primera figura mostrada antes, el filete o hilo es trapezoidal, mientras que en la segunda es triangular. En cualquier caso, si la hélice que describe el filete tiene un paso suficientemente grande (a), dejará espacio para arrollar sobre el cilindro otro filete, obteniéndose una rosca de doble entrada (b), o triple si los filetes añadidos son dos. Para determinar el número de entradas de un tornillo, basta apoyar un rotulador en el flanco y girarlo hasta marcar una vuelta completa, quedando el filete correspondiente coloreado; si en medio queda otro sin colorear, será de dos entradas, si quedan dos, de tres entradas y así sucesivamente.

2.7.3 Sentido de la Rosca

En función del movimiento relativo entre el tornillo y la tuerca, existen tornillos (y roscas) a derechas que son aquellos que al girarlos en el sentido contrario al de las agujas del reloj salen de la tuerca y desenroscan (a), y a izquierdas, que son aquellos en los que al girar el tornillo en el sentido contrario al de las agujas del reloj, entra en la tuerca enroscándose (c), tal como se exponen en la figura 2.30. Las roscas empleadas son comúnmente a derechas.

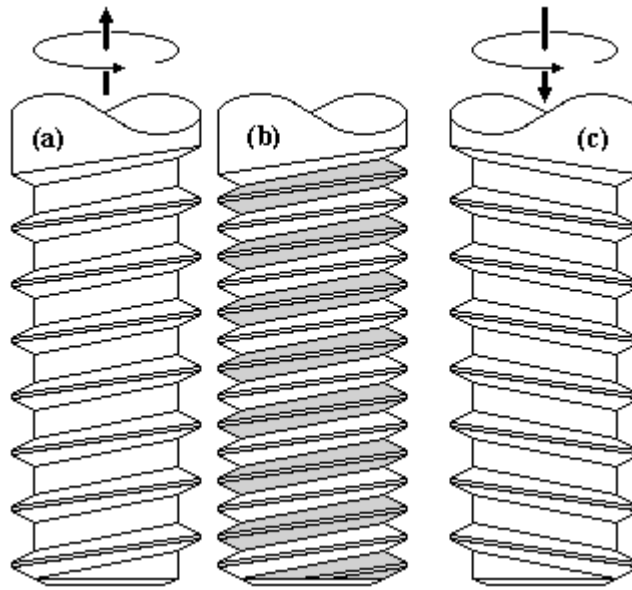


Figura 2.30. Tipos de Rosca. (Microsoft Encarta).

2.7.4 Roscas normalizadas, tipos y designación

- Rosca triangular.
 - Métrica: $M \ Ø$ (diámetro exterior de la rosca $\Ø$ en milímetros).
 - Métrica fina: $M \ Ø_p$ (paso p en mm).
 - Whitworth: $\Ø''$ (diámetro exterior de la rosca $\Ø$ en pulgadas).
 - Whitworth fina: $W \ Ø_p$ (paso p en pulgadas).
 - Whitworth de tubo: $R \ Ø''$ (diámetro nominal del tubo $\Ø$ en pulgadas).
- Rosca trapezoidal: $Tr \ Ø_p$ (diámetro exterior de la rosca $\Ø$ y paso p en mm).
- Rosca redonda: $Rd \ Ø_p$ (diámetro exterior de la rosca $\Ø$ y paso p en pulgadas).

2.7.5 Uso de las Roscas

Las roscas triangulares se emplean en tornillos de fijación; el truncamiento del filete facilita las operaciones de desmontaje, pero por contra disminuye la estanqueidad de la unión. Las roscas finas (con paso menor que el normal) se emplean cuando la longitud de la unión atornillada es pequeña, por ejemplo en uniones en paredes delgadas de tubos; también pueden emplearse cuando se quiere evitar el aflojamiento de la unión, ya que el mayor número de filetes de contacto entre el tornillo y la tuerca incrementa el rozamiento.

Para el enroscado de tubos se emplean las llamadas roscas de gas derivadas del sistema Witworth, caracterizadas por una elevada estanqueidad (el filete no está truncado) y una relación profundidad/diámetro pequeña para no debilitar la pared del tubo.

Para tornillos de transmisión se usan roscas trapezoidales simétricas o en forma de diente de sierra en aquellos casos en los que la fuerza aplicada tenga un sólo sentido.

Las roscas redondas, a pesar de sus buenas cualidades mecánicas se emplean poco debido a su dificultad de fabricación, y por ende, elevado precio. Se usa en aplicaciones en los que la unión haya de soportar impactos.

2.8 Los sellos

Los sellos son una de las piezas que mayor importancia en cualquier tipo de máquina en la que en su diseño, debido a su aplicación, se deba contener algún tipo de fluido ya sea aceite grasa, agua, aire, gas, petróleo, etc.

Básicamente los sellos se pueden clasificar dependiendo del comportamiento al que van a estar sometidos, ya sea en una aplicación estática o dinámica. En la unión de dos piezas se presenta el sellado estático, en el que las juntas, se encuentran bajo cargas de compresión permanentes y la unión se ve afectada por el tipo de fluido que se retiene y por los cambios de presión y temperatura. El segundo tipo de sellado es el sellado dinámico que se presenta cuando se debe evitar la pérdida de algún fluido a través de los orificios por los que salen los ejes de las máquinas que cumplen la función de transmitir movimiento o en el caso de los pistones; este sellado es especialmente difícil, debido a que se involucran variables como características del fluido, temperaturas de trabajo, presión interna, entre otras más.

El tipo de sello va a depender en gran parte de la geometría de la pieza en la cual se va a utilizar el sello. Para el caso de geometrías circulares, se utiliza los sellos radiales, estos a su vez se van a clasificar dependiendo de la sección transversal del sello, entre los más usados se encuentran los “O-rings”, “Quad-rings”, ”Square-rings”, “V-rings” entre otros. El que mayor difusión posee entre todos ellos es el sello tipo “O-ring”, el cual posee una sección transversal circular. Este tipo de sello ha sido probado en condiciones de alta presión, teniendo un comportamiento aceptable, la eficiencia del sello depende en gran parte de la materia prima con que han sido fabricados.

2.9 Campo Magnético

Una barra imantada o un cable que transporta corriente pueden influir en otros materiales magnéticos sin tocarlos físicamente porque los objetos magnéticos producen un ‘campo magnético’. Los campos magnéticos suelen representarse mediante ‘líneas de campo magnético’ o ‘líneas de fuerza’, las líneas verdes de la

figura 2.31. En cualquier punto, la dirección del campo magnético es igual a la dirección de las líneas de fuerza, y la intensidad del campo es inversamente proporcional al espacio entre las líneas. En el caso de una barra imantada, las líneas de fuerza salen de un extremo y se curvan para llegar al otro extremo; estas líneas pueden considerarse como bucles cerrados, con una parte del bucle dentro del imán y otra fuera. En los extremos del imán, donde las líneas de fuerza están más próximas, el campo magnético es más intenso; en los lados del imán, donde las líneas de fuerza están más separadas, el campo magnético es más débil. Según su forma y su fuerza magnética, los distintos tipos de imán producen diferentes esquemas de líneas de fuerza. (Microsoft Encarta).

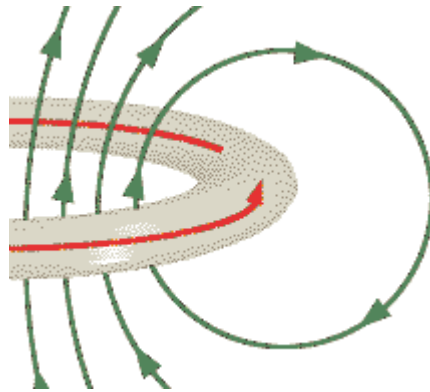


Figura 2.31. Líneas de campo magnético. (Microsoft Encarta).

Para generar un campo magnético uniforme en una dirección axial se puede utilizar un solenoide, el cual es un alambre devanado en forma de hélice, tal como el que muestra en la figura 2.31. El campo magnético generado en el interior del solenoide se puede calcular como (Serway, 1993):

$$B = I * \mu_o * \left(\frac{N}{l} \right)$$

Donde:

B : Campo magnético $\text{Wb/m}^2 = \text{T}$ [Tesla] $1\text{T}=10^4 \text{ G}$ [Gauss]

I : Corriente eléctrica A [Ampers]

N : Número de espiras

l : Longitud del solenoide m [metro]

μ_o : Permeabilidad del espacio libre $\mu_o = 4 * \pi * 10^{-7} \left[\frac{\text{Wb}}{\text{A} * \text{m}} \right]$

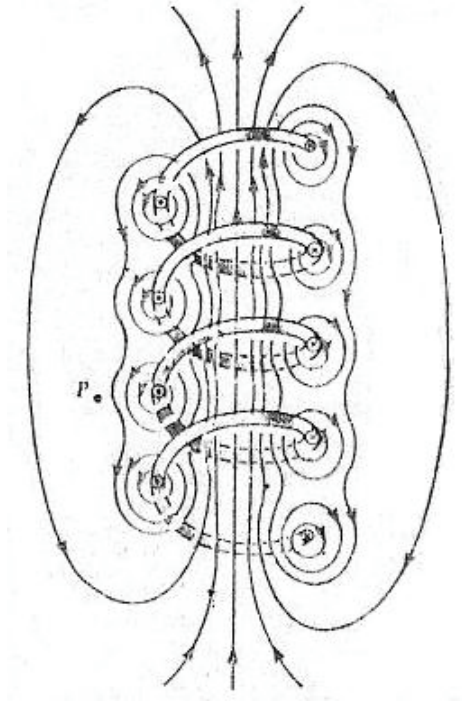


Figura 2.31. Líneas de campo magnético para un solenoide devanado. (Serway, 1993).

Con este punto se termina con todos los conceptos necesarios para la comprensión de los diversos términos que se emplearan durante este trabajo especial de grado.

Durante el desarrollo de este capítulo se clasificaron los yacimientos petroleros dependiendo del estado en que se encuentren los fluidos del mismo, obteniéndose dos ramas principales: Yacimientos de Petróleo, que a su vez se clasifican en Yacimientos de Petróleo Negro y Yacimientos de Petróleo Volátil; y Yacimientos de Gas, los cuales se clasifican en Yacimientos de Gas Seco, Yacimientos de Gas Húmedo y Yacimientos de Gas Condensado.

Se explicaron las diversas pruebas que se le realizan a los fluidos de yacimiento, las cuales se caracterizan por expandir un fluido, con el fin de determinar diversas propiedades que son de gran utilidad para la correcta gerencia del yacimiento. Entre las propiedades más importantes de los fluidos de yacimiento se encuentran el punto de burbujeo, para el petróleo negro; y el punto de condensado, para el gas condensado.

Se expusieron las propiedades mecánicas de los materiales en general, adicionalmente se explicó la Teoría de Recipientes a Presión de Pared Gruesa, así como las teorías de falla de los materiales en general.

Seguidamente se explico como es el la metodología en general que se sigue al realizar un análisis utilizando el Método de los Elementos finitos. Finalmente se habló de uniones roscadas así como de sellos y del campo magnético.

En el siguiente capitulo se explicara todo lo referente con el proceso creativo de la Celda VT, explicando la metodología que se utilizó para la obtención del diseño.

CAPÍTULO III

MARCO METODOLÓGICO

En el presente capítulo se explica todo lo referente al proceso del diseño, ordenando las ideas que fueron surgiendo para lograr obtener una Celda para realizar estudios PVT que cumpla con los requerimientos establecidos.

3.1 Proceso de Diseño

El diseño es un proceso cuyo objetivo es transformar los recursos en sistemas o productos para la satisfacción de necesidades de cualquier índole, entendiéndose por recursos, no sólo los materiales utilizados sino también los conocimientos tecnológicos, el dinero, los sistemas ya existentes y el tiempo disponible para ello.

Para realizar un diseño es necesario seguir un procedimiento creativo para obtener así la solución más favorable al problema planteado. El primer paso se inicia con el reconocimiento y deseo de satisfacer una necesidad. A continuación, se define el problema, incluyendo todas las especificaciones y restricciones de diseño. Para un componente, las especificaciones a incluir pueden ser su función, tamaño y forma así como el coste, número de unidades a fabricar, temperatura de funcionamiento y la seguridad del sistema.

La siguiente fase consiste en el diseño de la forma física, que incluye la generación y evaluación de diseños conceptuales, utilizando técnicas de análisis por elementos finitos y optimización. Finalmente, se generan planos de detalle para fabricación.

En un artículo encontrado en Internet (www.protorapid.com) escrito por Molero Hidalgo Blas, se cita: tradicionalmente, los procesos de diseño y fabricación

eran una serie de pasos de forma secuencial, con muy poco o nulo solapamiento entre ellos. Los diseños conceptuales se realizaban a mano mediante un esbozo y se documentaban en el tablero de dibujo. Los cambios de diseño suponían mucha pérdida de tiempo y eran muy caros de implementar, ya que el diseño no se analizaba hasta bien pasada la fase de dibujo y planos de detalle. Esta forma de trabajar a menudo requería que el ingeniero de diseño volviera a la fase inicial del diseño conceptual para redefinir las especificaciones geométricas básicas y repetir el proceso por completo.

Sin embargo, con los nuevos computadores el diseño en ingeniería se ha convertido en un proceso más iterativo y paralelo al poder compartir datos de diseño entre computadoras. Un diseño puede ser evaluado desde el punto de vista de funcionalidad y fabricación antes de ser finalizado. Se pueden estudiar rápidamente más diseños conceptuales, permitiendo el desarrollo de mejores productos. Los resultados son unos costes de desarrollo reducidos, un aumento de calidad de producto, y un tiempo de terminación del producto sustancialmente más corto. Con el desarrollo de nuevas herramientas de software y plataformas de hardware más potentes, los procesos ayudados por computadoras abarcan todas las fases de "diseño en ingeniería". En la figura 3.1 se puede observar una comparación, en cuanto al tiempo de trabajo, entre las dos vertientes mencionadas, el tradicional y el actual. Además de automatizar la preparación de documentación del diseño, la combinación de complejos análisis de ingeniería con bases de datos inteligentes ofrece métodos de creación de productos optimizados y a un coste muy reducido.

3.2 Método de Diseño.

La metodología de Diseño, para nuestro caso, el “Diseño de una Celda de Alta Presión para realizar Estudios PVT Libre de Mercurio”, consistió en una

interacción entre las ideas que poseía el Ing. Arturo Borges, el cual tiene una amplia experiencia en la manipulación de este tipo de equipos, conjuntamente con los conocimientos adquiridos a lo largo de la carrera de Ingeniería Mecánica, apoyándonos en herramientas computacionales e interactuando con los equipos del laboratorio de propiedades de los fluidos de yacimiento de PDVSA-Intevep.

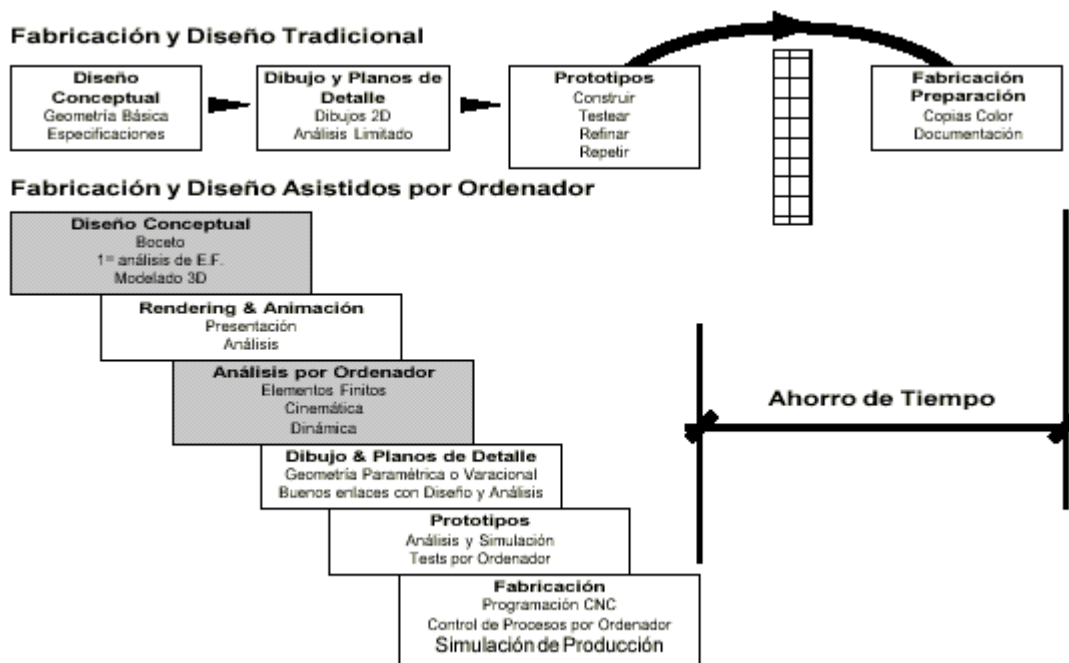


Figura 3.1. Diseño Tradicional vs. Diseño y Fabricación asistidos por computadoras.
(Moreno Hidalgo Blas, Tecnocae, Abril 2.003, <http://www.protorapid.com>).

Como se explicó anteriormente, la mayoría de los diseños surgen como una respuesta a una necesidad, y nuestro caso no es la excepción. Las pruebas PVT se han realizado como parte esencial a la hora de explotar un yacimiento, de ellas se obtiene valiosa información, como se explicó en el capítulo 1, que concluyen en una ayuda indudable para la correcta gerencia del yacimiento. Es por ello, la razón de buscar la manera de poder seguir realizando estos estudios, adaptándonos a las nuevas y extremas condiciones que se van encontrando en los yacimientos a medida que avanzan los años y con ello la tecnología de perforación, permitiendo encontrar

pozos cada vez más profundos (más de 18000 pies), sinónimo inmediato de mayores presiones y temperaturas. En Venezuela ya se han encontrado pozos con presiones de hasta 14.000 Psi.

Con el fin de lograr compensar esta necesidad, se propone el Diseño de una Celda de Alta Presión para realizar Estudios PVT Libre de Mercurio. El diseño de la celda se fue realizando en diversas fases, las cuales se pueden clasificar de la siguiente manera:

- Información sobre las pruebas PVT.
- Trabajo en el Laboratorio de propiedades de los fluidos de yacimiento de PDVSA-Intevep.
- Estudio de los Equipos PVT Existentes
- Propuesta del Equipo PVT.
- Aprendizaje y uso de herramientas computacionales, modelo inicial.
- Selección de Materiales, Elementos y Componentes.
- Cálculos, Análisis y Simulación.
- Propuesta Definitiva.

3.2.1 Información sobre las Pruebas PVT.

La primera fase del diseño consistió en recaudar toda la información referente a lo que son las pruebas PVT, reconocer cuales son los parámetros que se deben observar y cuantificar.

Observando las variables que intervienen en el proceso así como las pruebas que se realizaran con el equipo, se tiene que es de vital importancia que exista una apreciación visual de lo que esta ocurriendo dentro de la celda, para así

poder observar los cambios de fase que experimenta el fluido. Adicionalmente se debe poder cuantificar en cualquier instante la presión y la temperatura a la que se encuentra el fluido dentro de la celda. El volumen interno de la Celda también es un factor importante, debido a que si se posee un mayor volumen implica un menor error en el momento de realizar los estudios.

3.2.2 Trabajo en el laboratorio de propiedades de los fluidos de yacimiento de PDVSA-Intevep.

En esta fase se tuvo un contacto directo con los equipos existentes en el laboratorio propiedades de los fluidos de yacimiento de PDVSA-Intevep, en especial con el modelo Ruska 2730, realizándole el mantenimiento a sus partes más importantes, el mantenimiento consiste en el cambio de los O-rings y pistas tanto del pistón como del visor, limpieza del visor de Zafiro y de las líneas que conforman el sistema, para posteriormente realizar una prueba de fuga a 7.500 Psi utilizando nitrógeno, garantizando así la puesta a punto de la celda para poder seguir realizando las pruebas pertinentes.

También se trabajó con el mantenimiento de los cilindros Ruska que se utilizan en el muestreo, estos cilindros poseen un pistón, el cual, por una está en contacto con el crudo y por la otra con agua, la cual es la que mantiene la presión en estos cilindros. Se le cambian los o-rings y las pistas, tanto del piston como de las tapas, se limpian y se llenan de agua de tal manera que estén listos para ser utilizados, la figura 3.2 muestra uno de los cilindros que se encuentra en el laboratorio, se puede ver el despiece del cilindro, así como el ensamblaje.

Se realizaron tomas de muestra directamente en el campo, específicamente en el norte de Monagas en los pozos inyectoras de las plantas compresoras Wilpro y

Pigap, realizando dos muestras por cada pozo, las muestras se tomaron a 9.500 Psi, la figura 3.3 muestra una foto de uno de los pozos inyectoros ubicado en el norte de Monagas.

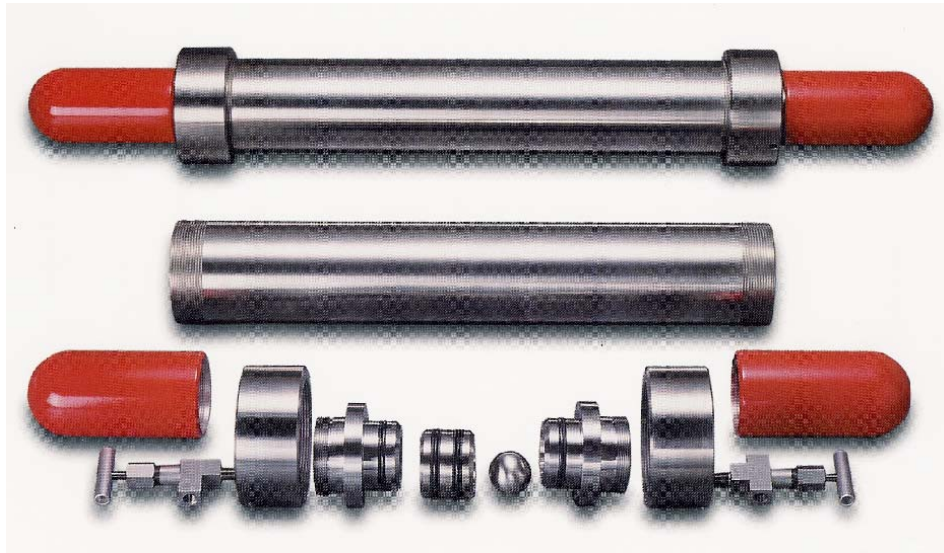


Figura 3.2. Cilindro Ruska. (Catálogo de Ruska).

Se observó como se realizan las pruebas en el laboratorio de propiedades de los fluidos de yacimiento de PDVSA-Intevep, específicamente las pruebas de Expansión a Composición Constante y Liberación Diferencial, ambas para Petróleo Negro, así como la liberación Flash.



Figura 3.3. Pozo Inyector del Norte de Monagas. (El Autor).

3.2.3 Estudio de los Equipos PVT Existentes.

Se requiere recopilar toda la información referente a los equipos para estudios PVT existentes, su funcionamiento básico, así como sus limitaciones, todo esto debido a que PDVSA-Intevep, por ser un centro de investigación se encuentra interesado en desarrollar el producto. Esta investigación está recopilada en el Informe Técnico número INT-10026-2003, el cual tiene por nombre “Estado del arte en equipos PVT libre de mercurio: Propuesta para un nuevo diseño” realizado por el Ing. Arturo Borges y el Br. Mauricio Sastoque. Este informe fue presentado como un adelanto del trabajo que se estaba realizando.

De esta recopilación se logró limitar a los fabricantes de equipos para estudios PVT, obteniéndose los siguientes:

- Chandler Engineering (Ruska), de los Estados Unidos.
- Temco, de Escocia.
- D.B. Robinson, de Canadá.
- Vinci Technologies, de Francia.

En el laboratorio de propiedades de los fluidos de yacimiento de PDVSA-Intevep, se encuentran equipos de RUSKA y de D.B. Robinson.

En general todos estos equipos, trabajan bajo un mismo esquema; una celda de forma cilíndrica de alta presión, la cual se encuentra dentro de un horno con diversos sensores para el control del fluido. La presión es suministrada por una bomba de desplazamiento positivo o por un motor eléctrico acoplado a un tornillo sin fin. En general están diseñados para soportar una presión máxima de trabajo de 10.000 Psi. Es importante resaltar que la celda Ruska modelo 2730 que se encuentra en el laboratorio de Propiedades de los Fluidos de Yacimiento de PDVSA-Intevep, posee una capacidad volumétrica de 500 cc y un volumen mínimo medible de 14 cc, lo cual implica que el error en cuanto a pruebas de gas condensado es alto, como se explico en el capitulo 2, entre menor sea el valor del volumen mínimo medible, menor será el error que se cometa al momento de realizar la prueba para la determinación del punto de rocío.

Actualmente PDVSA-Intevep está contactando con la empresa Vinci Technologies para la adquisición de un equipo PVT que soporte 20.000 Psi, pero este contrato se aprobó y firmó hace más de dos años y todavía no se ha entregado el producto, el costo de este equipo se encuentra por el orden de 400.000 \$.

3.2.4 Propuesta del Equipo PVT.

Un esquema de lo que en general sería la celda que se desea, se presenta en la figura 3.4 las líneas azules representan el aceite, que es fluido que suministraría la presión, las líneas rojas representan el petróleo. Se dispone de una cámara dirigida hacia el visor, para captar los cambios de fase en el fluido, un sensor para cuantificar la temperatura y la presión dentro de la celda, los datos son recopilados y coordinados mediante una interfase de adquisición de datos y un computador. Se dispone de un agitador magnético, combinado con la opción de voltear la celda y también desplazar el fluido de una cavidad a la otra, para así ayudar a la agitación de todo el fluido, incluyendo el que se encuentra en el interior del visor.

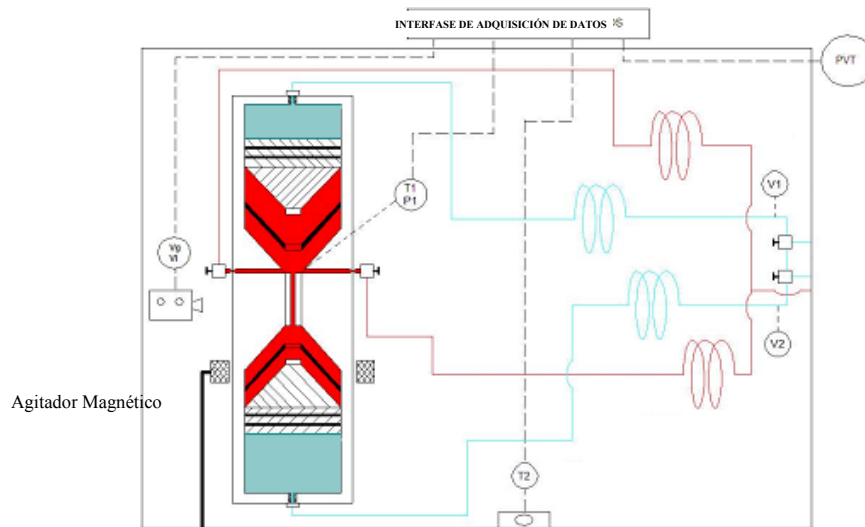


Figura 3.4. Diagrama de la celda PVT propuesta. (El Autor.)

La prueba de Expansión a Composición Constante para Gas Condensado, en la cual se utilizan las dos cavidades de la celda, se muestra en la figura 3.5. El color amarillo representa el gas, el rojo el condensado y el azul el aceite. Al principio los dos pistones están en el tope de su respectiva cavidad, seguidamente se introduce el gas condensado en el interior de la celda, se expande y se comienza a generar el

condensado (punto de condensación), pudiéndose cuantificar la cantidad de condensado generado a medida que se varía la presión. Cuando el volumen de condensado generado supera el volumen interno del visor, se procede a desplazar el pistón inferior, a presión constante, para así poder seguir cuantificando el volumen de condensado total.

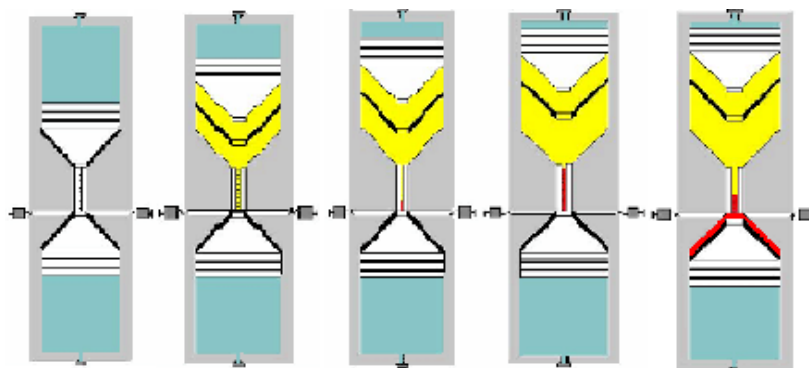


Figura 3.5. Expansión a Composición Constante para Gas Condensado en la Celda Propuesta. (El Autor).

Para las pruebas con Petróleo Negro la celda trabajará en la posición contraria. La figura 3.6 muestra la prueba de Expansión a Composición Constante para el Petróleo Negro, en la cual el color rojo representa al petróleo, el amarillo al gas liberado y el azul al aceite. Al principio los dos pistones están en el tope de su respectiva cavidad, seguidamente se introduce el petróleo en el interior de la celda, se expande y se comienza a generar gas (punto de condensado), se sigue expandiendo el crudo hasta las condiciones de presión requerida.

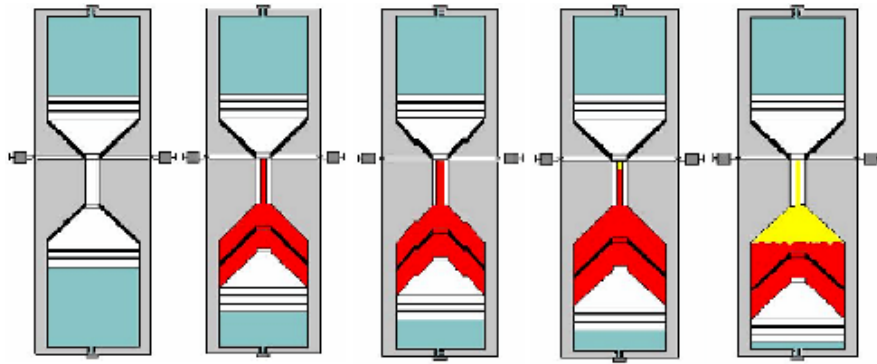


Figura 3.6. Expansión a Composición Constante para Petróleo Negro en la Celda Propuesta. (El Autor).

La celda tiene la particularidad de rotar, para así ayudar en disminuir el tiempo en pruebas como la Liberación Diferencial, en la cual el tiempo de la prueba se incrementa a medida que el petróleo es más pesado, ya que este estudio se realiza generalmente después de la prueba de Expansión a Composición Constante y por ello el petróleo se encuentra en estado bifásico, debido a que se ha liberado gas producto de la expansión y para comenzar la prueba se necesita que el petróleo este monofásico, si la celda se puede voltear, entonces el gas tenderá a desplazarse hacia la parte superior, por diferencia de densidad, esto combinado con la agitación y la posibilidad de trasladar el fluido de una cavidad a otra, ayuda la homogeneización del fluido, es decir, a que el gas entre en solución con el petróleo, tal como se muestra en la figura 3.7.

La celda es el corazón de un sistema, al cual llamaremos Sistema PVT (figura 3.8), el cual está compuesto por los siguientes componentes principales:

- Una bomba dual de desplazamiento positivo, para poder suministrar presión a ambas cavidades de la celda.
- Un horno, para generar el baño de aire que simulara la temperatura del yacimiento.

- Un monitor para observar lo captado por la cámara (el comportamiento del fluido dentro de la celda),
- Cilindro contenedor de muestra, este se el cilindro en donde se trasladan las muestras desde el campo.
- Separador Flash y Gasómetro, los cuales son equipos complementarios para la realización de las pruebas.
- Adquisición de Datos, un computador para e registro y coordinación de los diverso parámetros a controlar.
- Líneas, conectores y válvulas de alta presión.

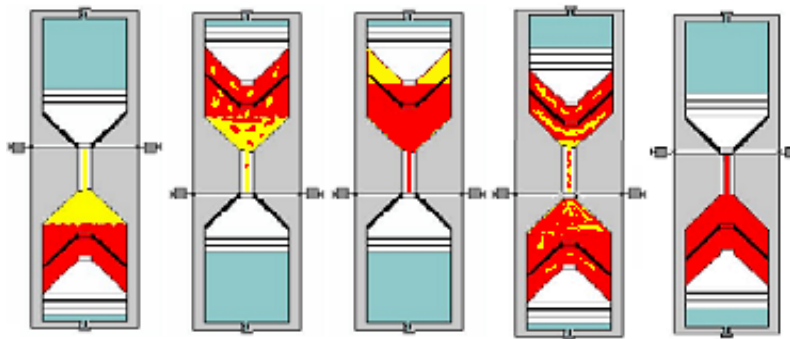


Figura 3.7. Homogeneización del Petróleo en la Celda Propuesta. (El Autor).

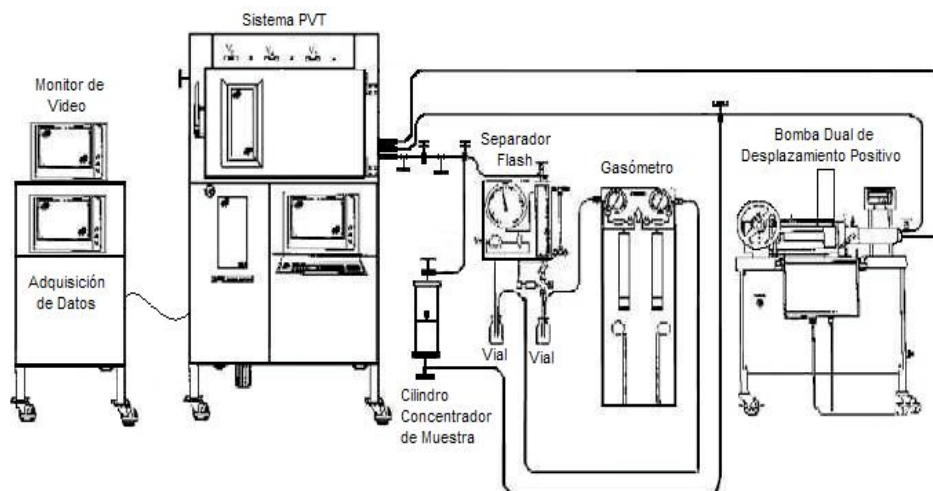


Figura 3.8. Componentes de la Celda PVT propuesta. (El Autor).

3.2.5 Aprendizaje y uso de herramientas computacionales, modelo inicial.

El diseño de la celda va a estar sustentado en gran medida por herramientas computacionales, es por ello que gran parte de tiempo invertido se dirigió al aprendizaje y uso de programas de elementos finitos como el PATRAN-ABAQUS y programas de dibujo en tres dimensiones como el PRO-ENGINEER. La figura 3.9 muestra una de las estaciones de trabajo UNYX mediante la cual se corren los programas. El monitor de la izquierda muestra el PATRAN y el monitor de la derecha el PRO-ENGINEER.

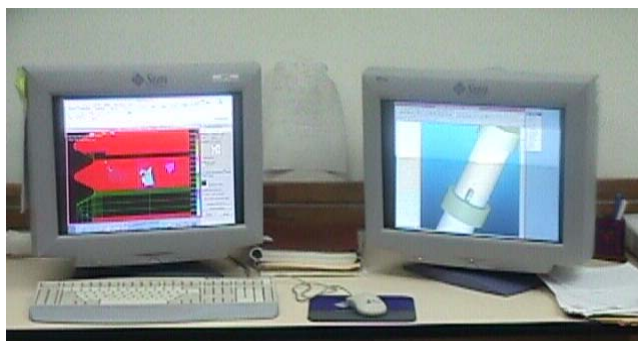


Figura 3.9. Estación de trabajo UNYX. (El Autor).

Se realizaron diversos dibujos en tres dimensiones para comenzar a darle una forma a la celda, basándose en la idea principal de poseer dos cavidades, en esta parte no se han realizado ningún tipo de cálculos, lo único que se desea es obtener una idea de cómo sería la geometría de la celda.

Como primera opción se desarrolló un modelo compuesto por dos cavidades, una “cavidad superior”, la cual se puede observar en la figura 3.10 A y una “cavidad inferior”, que se puede ver en la figura 3.10 B, en la cavidad inferior se pueden observar las diferentes vías, las cuales le darían la entrada al petróleo, así

como a las válvulas. Las dos cavidades se comunican entre sí por un visor, el cual tiene forma tubular estas dos cavidades se unen entre sí por medio de un anillo roscado. Ambas cavidades poseen un pistón y un agitador, la figura 3.11 muestra como es el ensamblaje del sistema completo “Celda PVT”.

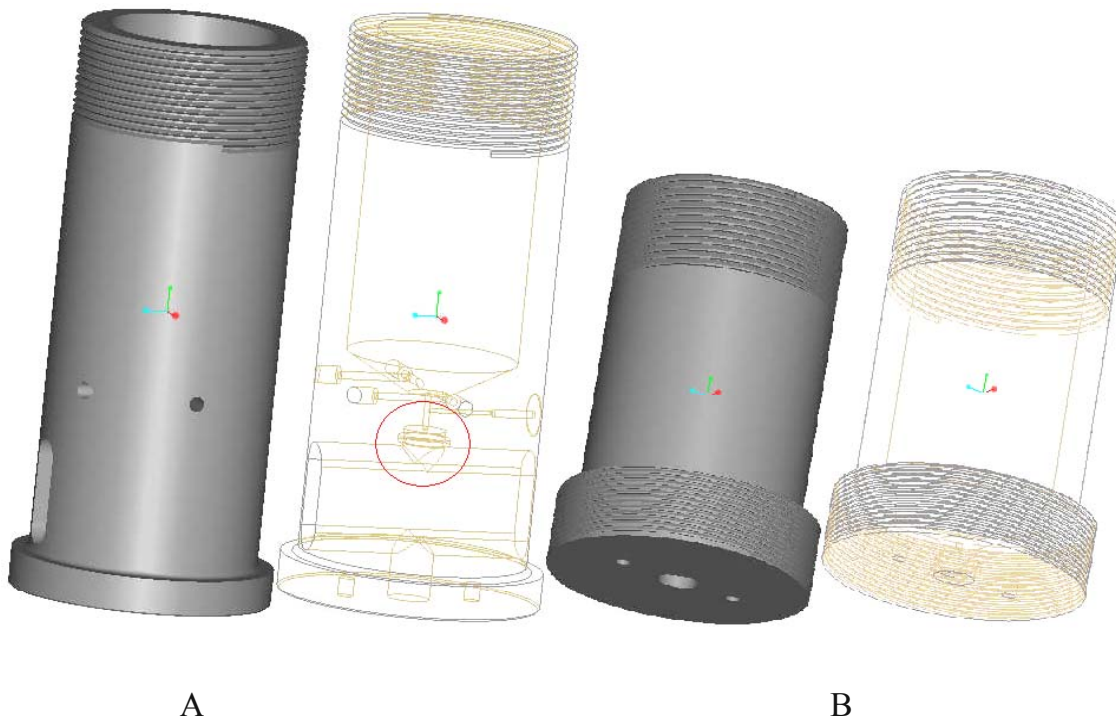


Figura 3.10. Primer modelo de la celda PVT propuesta; A – Cavity inferior, B – Cavity superior. (El Autor).

Se desarrolló un prototipo inicial en plexiglás de este primer modelo, el cual había sido propuesto por el Ing. Arturo Borges, para así observar físicamente como sería su funcionamiento. Diversas fotos del prototipo fabricado se muestran en la figura 3.12, el fluido rojo representaría al petróleo y el amarillo al aceite.

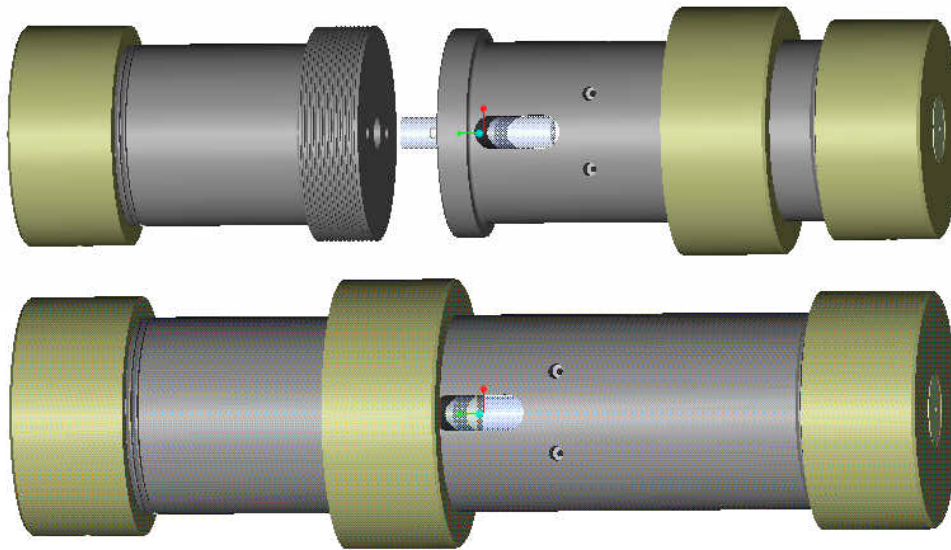


Figura 3.11. Ensamblaje del primer modelo de la celda PVT propuesta. (El Autor).

Al manipular este primer prototipo se pudo notar que era bastante dificultoso colocar los O-rings, especialmente el correspondiente al alojamiento del visor de la “cavidad inferior” ya que la geometría es muy incomoda, el alojamiento queda muy lejos y se hace tediosa su manipulación, en la figura 3.10 A se denota con un círculo rojo este sector. Adicionalmente se observa al someter el modelo a presiones pequeñas (menos de 90 Psi), la celda tiende a fallar en la superficie interna, específicamente en donde se alojan las válvulas. De aquí se tomaron principalmente estas dos observaciones para empezar a transformar la geometría de la Celda PVT.

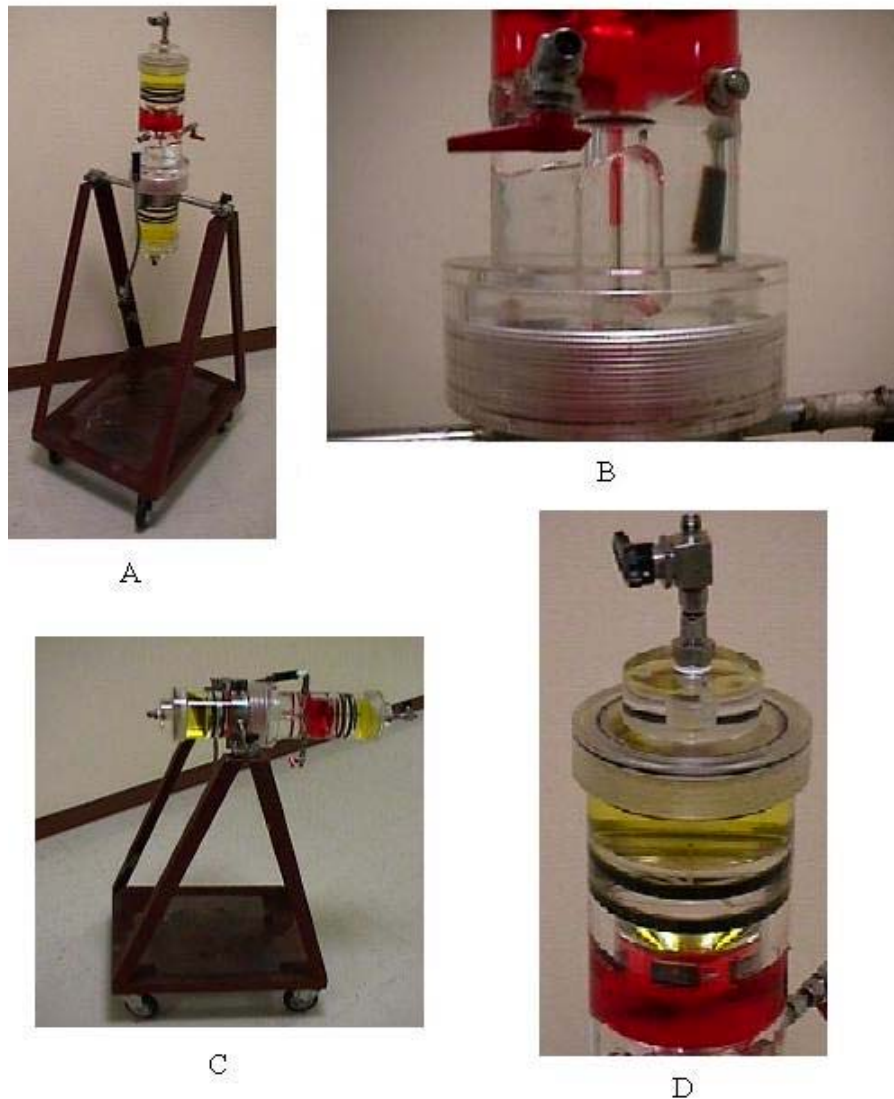


Figura 3.12. Prototipo de la Celda PVT; A – celda en posición vertical, B – visor y anillo roscado, C – volteando la celda, D – pistón, o-rings, agitador. (El Autor).

La figura 3.13 A y B muestran la cavidad inferior y superior respectivamente con las modificaciones realizadas, nótese que se ha cambiado la geometría, buscando que los alojamientos para colocar los O-rings que corresponden al contacto con el visor se encuentren a la misma distancia para ambas cavidades, círculos rojos de la figura 3.13. Por otro lado se modificó la disposición de los

conductos correspondientes a la entrada del crudo y alojamiento de las válvulas, tal como se observa en la figura 3.13 B esta zona debe analizarse detalladamente.

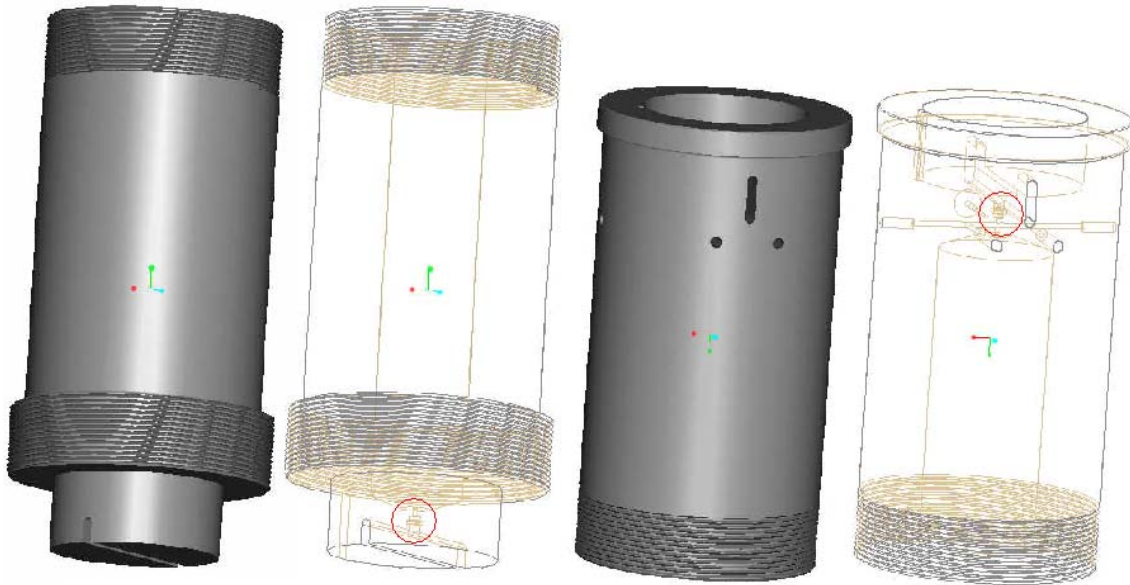


Figura 3.13. Segundo modelo de la celda PVT propuesta; A – Cavity inferior, B – Cavity superior. (El Autor).

En la figura 3.14 se muestra un despiece en el cual se pueden observar las diferentes piezas que conforman la “Celda PVT”. Nombrando de derecha a izquierda se tiene: tapa roscada, tapón de la celda, pistón, agitador, cavidad inferior, anillo roscado, visor, cavidad superior. Los componentes internos de la cavidad superior son idénticos a los de la cavidad inferior.

Éste es el modelo geométrico de la celda PVT con que se trabajó, en el capítulo IV se realizarán los cálculos y análisis necesarios para el correcto dimensionamiento de la misma.

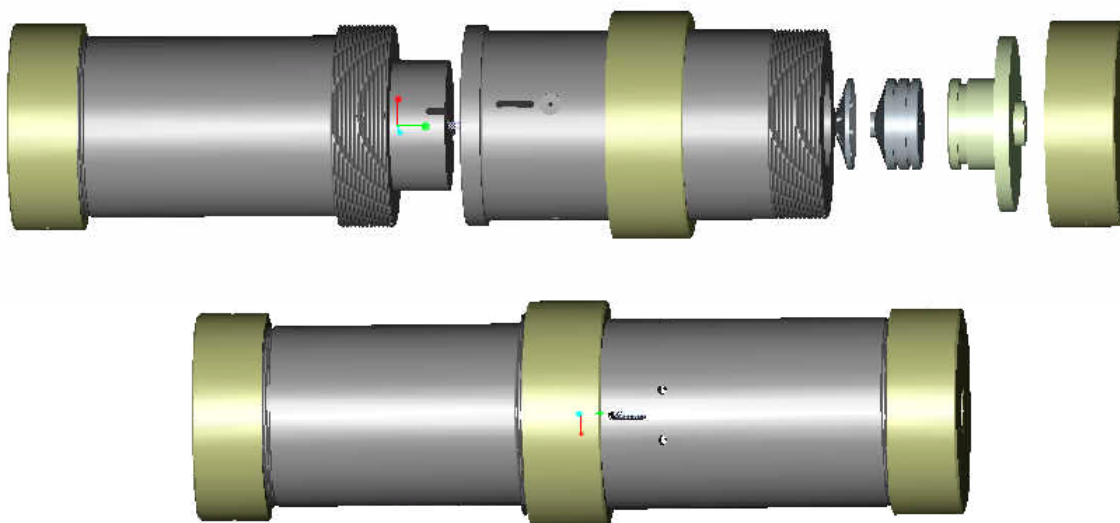


Figura 3.14. Ensamblaje del segundo modelo de la Celda PVT. (El Autor).

3.3 Selección de Materiales utilizados en la Celda PVT.

A continuación se procede a la selección de los diversos materiales que serán utilizados para el diseño de las piezas que conformaran la Celda PVT.

3.3.1 Partes Metálicas

Después de haber manipulado diversos componentes de los equipos que conforman el laboratorio de Propiedades de los Fluidos de Yacimiento de PDVSA-Intevep, se pudo notar que la mayoría de las piezas metálicas, como las válvulas, líneas, componentes principales de la celda PVT, los Cilindros Ruska, entre otros, estaban fabricados con acero inoxidable, específicamente el 17-4PH.

El acero 17-4PH, el cual es equivalente al AISI 630, UNS S17400 tipo 630, ASTM A564 tipo 630 y al JIS SUS 630, es un acero inoxidable martensítico endurecible por precipitación, que combina resistencia y dureza, con una excelente resistencia a la corrosión. Ensayos de laboratorio y las aplicaciones prácticas han

demostrado que en todas las condiciones de envejecido su comportamiento es superior al de los aceros endurecibles 420, 431 y 410, manteniendo la facilidad de maquinado. Es por ello que este será el material para la construcción de la celda PVT, ya que su confiabilidad esta totalmente comprobada, trabajando a condiciones extremas. En la tabla 3.1 se muestra la composición química de este acero.

Tabla 3.1. Composición Química del Acero Inoxidable 17-4PH. (Atlas Steels, Marzo 2.003, <http://www.atlas-steels.com.au>).

	COMPONENTES											
	C	Si	S	P	Mn	Ta	Fe	Ni	Cr	Cu	Nb	Nb +Ta
Porcentaje (%)	Max. 0,07	Max 1	Max. 0,03	Max. 0,04	Max. 1	Max 0,45	73	3-5	15 – 17,5	3 - 5	Max. 0,45	0,15 – 0,45

El acero 17-4PH se consigue generalmente en su estado de tratamiento térmico por solución (Condición A), y puede ser tratado térmicamente a diferentes temperaturas para lograr un amplio espectro de propiedades. La tabla 3.2 refleja los diversos tratamientos térmicos que se le pueden realizar al acero 17-4PH.

Los valores correspondientes al Modulo de Elasticidad, Relación de Poisson y Densidad del acero 17-4PH prácticamente no varían con el tratamiento térmico realizado, la tabla 3.3 muestra el valor de estas propiedades.

Tabla 3.2. Tratamientos térmicos del Acero 17-4PH. (Atlas Steels, Marzo 2.003, <http://www.atlas-steels.com.au>).

CONDICIÓN	Temperatura de Endurecimiento	Tiempo de Endurecimiento (horas)	Tipo de Enfriamiento
A	1900 °F	1/2	Aceite/Aire
H 900	900 °F	1	Aire
H 925	925 °F	1	Aire
H 1025	1025 °F	1	Aire
H 1075	1075 °F	1	Aire
H 1100	1100 °F	1	Aire
H 1150	1150 °F	1	Aire
H 1150 +1150	1400 °F 1400 °F	4 seguido de 4	Aire
H 1150-M	1400 °F 1150 °F	2 seguido de 4	Aire

Tabla 3.3. Propiedades del Acero 17-4PH que no varían dependiendo del tratamiento térmico. (Atlas Steels, Marzo 2003, <http://www.atlas-steels.com.au>).

Modulo de Elasticidad (E)		Densidad		Relación de Poisson
Gpa	Kpsi	gr/cm ³	Lb/in ³	
197	28.600	7,75	0,28	

Las propiedades mecánicas del acero 17-4PH que varían dependiendo del tratamiento térmico al que halla sido sometido se muestran en la tabla 3.4, se observa como varía la Resistencia a la Tracción (S_t), el Límite de Fluencia (S_y) y la Dureza.

Estas propiedades son tomadas a condiciones ambientales, pero al estar el acero sometido a altas temperaturas, dichas propiedades tienden a disminuir, la figura 3.15 muestra una gráfica en la cual se observa como varia la Resistencia a la Tracción y el Límite de Fluencia con la temperatura, se resalta la condición de

400°F, ya que esta es la temperatura máxima de trabajo que se espera en la celda PVT, se puede observar que para esta temperatura el Límite de Fluencia es 87% del que se tendría en condiciones ambientales, por ello para el acero 17-4PH en la condición H1000 se tiene que el Límite de fluencia disminuye a 809 Mpa (117,35 Kpsi).

Tabla 3.4. Propiedades Mecánicas del Acero 17-4PH dependiendo del Tratamiento térmico. (Atlas Steels, Marzo 2.003, <http://www.atlas-steels.com.au>).

Condición	Resistencia a la Tracción (S_t)		Límite de Fluencia (S_y)		Dureza	
	Mpa	Kpsi	Mpa	Kpsi	Brinell (HB)	Rockwel C (HR C)
A	1035	150	760	110	363 max.	39 max.
H900	1380	200	1275	185	420	44
H 925	1310	190	1200	174	409	42
H 1025	1170	170	1140	165	352	38
H 1075	1140	165	1035	150	341	36
H 1100	1035	150	930	135	332	35
H 1150	1000	145	860	125	311	33
H 1150 +1150	965	140	760	110	302	31
H 1150-M	860	125	585	85	277	27

El Módulo de Elasticidad también varía con la temperatura, la figura 3.16 muestra una gráfica en donde se representan estos cambios, pudiéndose notar que para 400°F se tiene un 92% del valor a condiciones ambientales, es decir para esta temperatura el Modulo de Elasticidad se reduce a 181,24 Gpa (26.312 Kpsi).

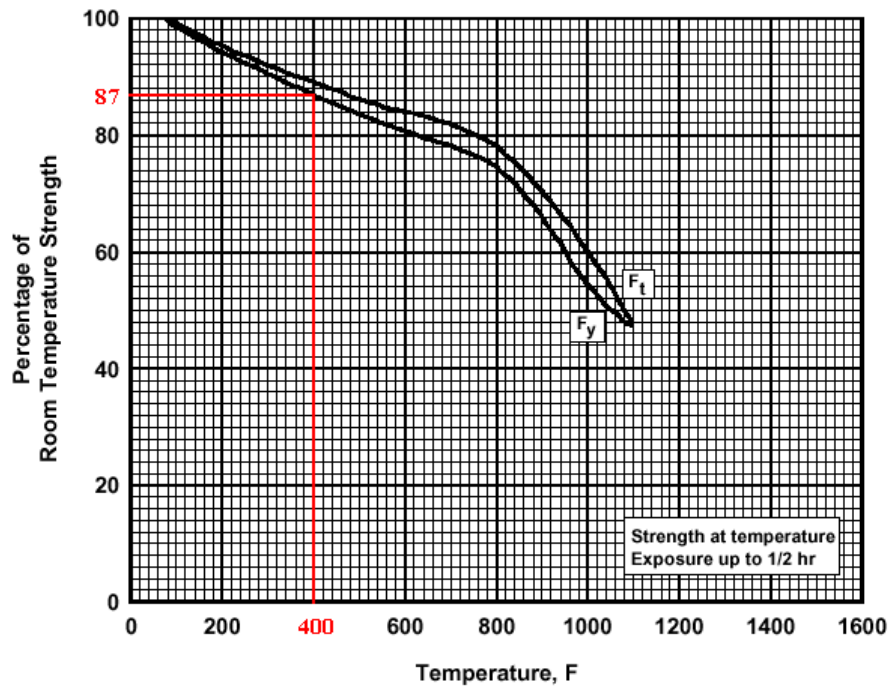


Figura 3.15. Efecto de la temperatura en La Resistencia a la Tracción y El Límite de Fluencia para el acero 17-4PH. (MILITARY HANDBOOK).

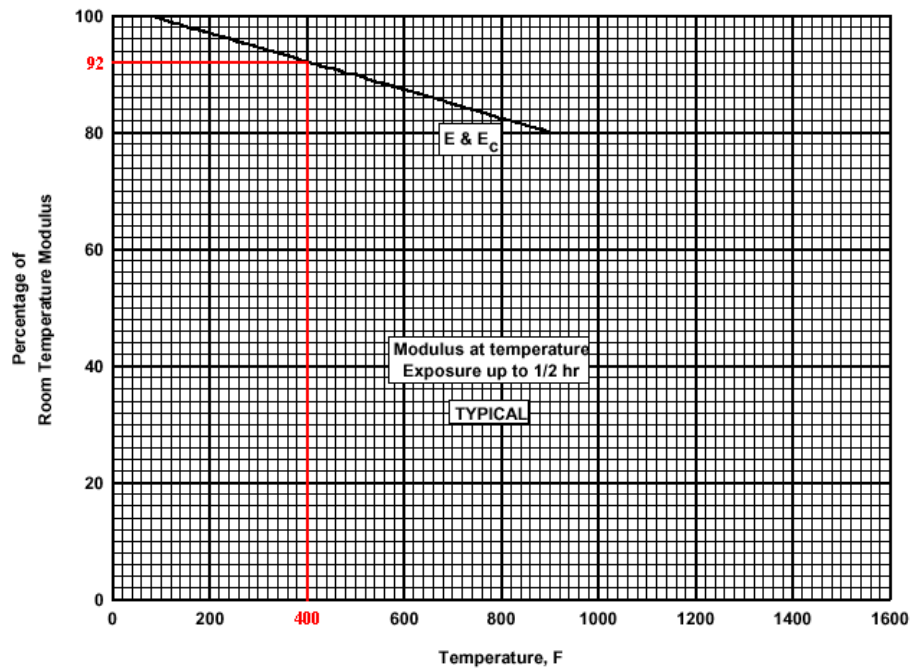


Figura 3.16. Efecto de la temperatura en el Modulo de Elasticidad para el acero 17-4PH. (MILITARY HANDBOOK).

3.3.2 Visor de la Celda PVT

El visor de la celda PVT es un componente fundamental del sistema, dicho visor debe ser construido con un material que sea transparente y que adicionalmente esté en la capacidad de soportar altas presiones.

El Zafiro (Al_2O_3) es un material que se ha utilizado por excelencia en ventanas de observación en aplicaciones de alta presión y vacío, siendo su comportamiento superior al de otros materiales cristalinos. Se fabrica sintéticamente y es la presentación más pura del óxido de aluminio, tiene una conductividad térmica, una resistividad de volumen, una dureza y una resistencia al desgaste elevada, así como una temperatura máxima de utilización alta (1.000°C). La tabla 3.5 muestra las propiedades mecánicas y físicas más importantes del Zafiro.

Tabla 3.5. Propiedades del Zafiro. (Atlas Sapphire, Abril 2.003, <http://www.atlas-pcf.ru>).

Resistencia a la Tracción (S _t)	Hasta 25°C	Mpa	400
		kpsi	58
	Hasta 500°C	Mpa	275
		kpsi	40
	Hasta 1000°C	Mpa	345
		kpsi	50
Módulo de Elasticidad (E)	Gpa	390	
	KPsi	56.565	
Dureza	Moh's	9	
	Knoop	2.200	
Densidad	gr/cm ³	3,97	
	Lb/in ³	0,143	
Relación de Poisson	0,29		

3.3.3 Los Sellos de Aislamiento Hermético.

Con el fin de retener el fluido dentro de la Celda PVT se necesitan de sellos, que para nuestro caso serán del tipo O-ring. Estos sellos deben estar en la capacidad de soportar las extremas condiciones a los que estarán sometidos, las temperaturas de 400 °F, presiones de 20.000 Psi y adicionalmente deben poseer una excelente resistencia química, ya que el fluido de trabajo puede tener la presencia de cantidades pequeñas de H₂S (hasta 1.000 ppm) y CO₂ (hasta 15%)

Los sellos tipo O-rings de la celda que se encuentra en el laboratorio, así como los utilizados en los cilindros Ruska son fabricados con VITON, este es un elastómero, el cual es uno de los cauchos sintéticos más resistentes al calor y a los fluidos que jamás se han desarrollado. Resisten muchos cientos de fluidos normales y difíciles entre márgenes de temperatura muy amplios y continúan proporcionando un servicio de estanqueidad seguro por mucho tiempo después de que los cauchos normales han fallado.

Se consulto vía e-mail con la empresa DuPont Down Elastomers, la cual es una de las empresas líderes en el mundo en cuanto al campo de sellos se refiere, se preguntó por un elastomero que estuviese en la capacidad de retener un fluido, con temperaturas de 400°F, presiones de 20.000 Psi y adicionalmente la presencia de cantidades pequeñas de H₂S (hasta 1.000 ppm) y CO₂ (hasta 15%), tanto para sellos estáticos como dinámicos. En respuesta a las condiciones planteadas la empresa DuPont Down Elastomers recomendó el uso del elastomero KALREZ. Posteriormente se consulto a la empresa argentina Argensold, la cual nos facilito un catálogo con todas las dimensiones estándar de los O-rings

El caucho sintético KALREZ combina la elasticidad y la fuerza estanquizante de un elastómero con la resistencia química y térmica del PTFE. Esta es la razón por la cual los sellos KALREZ pueden resolver problemas críticos de estanquidad bajo condiciones en las cuales otros elastómeros fallan. Entre las principales características del elastómero KALREZ se tienen:

- Resistencia Química: Las piezas KALREZ resisten al ataque de casi todos los reactivos químicos, incluyendo éteres, disolventes, combustibles, ácidos y alcalinos, proporcionando una larga vida de servicio en todos los procesos de fluidos en química y petroquímica, incluso frente a aditivos corrosivos o impurezas.
- Estabilidad Térmica: Las piezas KALREZ mantienen sus propiedades elásticas durante largo tiempo en trabajos continuos, a temperaturas hasta 316 °C y en servicio intermitente hasta 343 °C, estando en contacto con productos químicos corrosivos. Esto significa un funcionamiento seguro a temperaturas de hasta 100 °C por encima de las piezas fabricadas en otros elastómeros comerciales.
- Capacidad de Estanqueidad: Piezas fabricadas en KALREZ superan otros elastómeros en ambientes difíciles. En comparación con otros elastómeros, incluido los demás perfluoroelastómeros, el material KALREZ es más resistente al hinchamiento y al resquebrajamiento manteniendo sus propiedades elásticas durante largo tiempo. La estanquidad más segura con KALREZ evita las fugas y elimina las paradas imprevistas.

Los elastómeros KALREZ son utilizadas prácticamente cualquier entorno, ofrecen una solución eficaz y rentable a través de una amplia diversidad de sectores industriales, tales como:

- En la química y refinerías de petróleo: Se emplean juntas tóricas para cierres mecánicos, alojamientos en bombas, reactores, mezcladores, compresores, válvulas y otros equipos. Las piezas diseñadas por los clientes se están utilizando como asientos de válvulas. Membranas, empaquetaduras, collarines en U, etc. Pueden prescribirse las piezas KALEZ como elementos normales de unión en el caso de la mayoría de los tipos y proveedores de cierres mecánicos.
- En el transporte de productos químicos: Las juntas tóricas tienen aplicaciones en válvulas de seguridad y de descarga en camiones cisterna, trailers, barcos, etc. que transportan productos químicos peligrosos y muy corrosivos. El cumplimiento de las disposiciones internacionales sobre materia de contaminación es más fácil utilizando KALREZ.
- En la producción de energía: Se emplean empaquetaduras de aros en V, juntas tóricas, juntas T, en pozos de extracción de petróleo y gas a presiones de hasta 138 Mpa y temperaturas de 232 °C, así como equipos especiales en conectores eléctricos para el transporte de gases, petróleo y vapores geotérmicos a temperaturas de 307 °C.
- En las industrias aeronáutica y aeroespacial: Collarines y diafragmas, juntas tóricas y piezas especiales para los motores aeronáuticos y los sistemas propulsores de cohetes espaciales. Por su excelente estabilidad térmica y su gran resistencia a los aerolubricantes, combustibles, medios hidráulicos, oxidantes como Tetroxido de dinitrógeno y otros fluidos agresivos, las piezas KALREZ son particularmente adecuadas para numerosas aplicaciones exigentes.

Por todas estas razones es que se eligió al elastómero KALREZ como el material para los sellos tipo O-ring que forman parte del sistema de la Celda PVT. Toda esta información se encuentra tanto en la pagina de Internet de la empresa Argensold (<http://www.argensold.com>) así como en la pagina de DuPont Down Elastomers (<http://www.dupont-dow.com>).

3.4 Selección de Equipos y accesorios

La celda PVT es el corazón de un sistema, este sistema esta conformado por diversos componentes, tal como se señaló en el punto 3.2.4, la selección de estos componentes dependen en gran medida de la disposición que tenga PDVSA-Intevep de adquirirlos. Es sabido que varios de los laboratorios dentro de las instalaciones de la empresa trabajan con altas presiones y utilizan prácticamente de una u otra forma todos los componentes que se necesitan para el correcto funcionamiento de la celda PVT, es por ello que se ha optado por seleccionar los componentes de empresas fabricantes que proveen de equipos a Intevep, para así facilitar los tramites, ya que se tiene contacto con los ingenieros de ventas y eso agiliza el flujo de la información.

3.4.1 Bomba de desplazamiento positivo

Las bombas de desplazamiento positivo se caracterizan en general por suministrar caudales reducidos a altas presiones, que es básicamente la aplicación se necesita. Se ha optado por consultar a la empresa Ruska, debido a que la mayoría de las bombas de alta presión (presiones superiores a 10.000 Psi) son proveídas por esta empresa. La empresa Ruska posee una bomba dual de desplazamiento positivo que esta en capacidad de generar presiones de hasta 25.000 Psi con un caudal mínimo de

0,001 cc/min, la cual se adapta perfectamente a las condiciones que requiere la celda PVT, la figura 3.17 muestra una fotografía de este tipo de bomba.



Figura 3.17. Bomba dual de desplazamiento positivo Ruska. (Ruska).

3.4.2 Horno para el Calentado de la Celda PVT

El horno ha de estar en la capacidad de generar el baño de aire caliente que se necesita para la realización de las pruebas PVT, es por ello que debe poder generar 400 °F, La marca de hornos que se encuentra en PDVSA-Intevep por excelencia es la Mermmet, es por ello que se ha decidido utilizar uno de estos hornos, debido a que su funcionamiento es conocido y no ha presentado inconvenientes mayores.

3.4.3 Válvulas de alta presión

Las válvulas son de vital importancia, ya que mediante ellas es que se controla la entrada o salida de fluido dentro de la celda PVT. Las empresas Ruska y Nova Swiss es la que suministra las válvulas de alta presión en los diversos laboratorios de PDVSA-Intevep. En el apéndice A1 se muestra una tabla con

diversas válvulas que proporciona la empresa Nova Swiss, las cuales estan diseñadas para soportar presiones hasta de 20.000 Psi. Para el sistema PVT se ha optado por utilizar válvulas NV2-20-4M, las cuales poseen un orificio de 2,8 mm y un diámetro de tubo de 6,4 mm.

3.4.4 Líneas de alta presión

Las líneas son las tuberías por mediante las cuales el fluido se traslada desde los cilindros de muestreo hasta el interior de la celda. Estas líneas han de permitir que la celda rote, por ello se elige el sistema denominado “*coild*” el cual es una tubería en forma de espiral que permite un poco de flexibilidad en su aplicación.

En este capítulo se desarrolló el bosquejo funcional de la celda PVT, logrando una configuración geométrica y operacional, tal que la Celda PVT funcione óptimamente tanto para las pruebas con petróleo negro como las pruebas con gas condensado.

Se estudiaron los materiales que serán utilizados en el diseño de las partes que conforman los componentes de la Celda PVT, decidiéndose utilizar para las piezas metálicas el Acero 17-4PH y para el visor de la Celda PVT, el material Zafiro. Adicionalmente se seleccionó el material que han de poseer los sellos tipo O-rings, escogiéndose el material KALREZ como el más óptimo para las condiciones requeridas.

Se realizó una selección de los diversos accesorios que conforman el sistema PVT, eligiéndose la Bomba de desplazamiento positivo marca Ruska como componente para suministrar la presión de 20.000 Psi, el horno marca Mermmet

para obtener el baño de aire de 400 °F, componentes primordiales para el funcionamiento óptimo de la Celda PVT.

En el siguiente capítulo se procederá a realizar los cálculos necesarios para obtener las dimensiones adecuadas de la Celda PVT, tal que se obtenga un diseño satisfactorio de la misma.

CAPÍTULO IV

CÁLCULOS Y ANÁLISIS.

En general los cálculos realizados se llevaron a cabo siguiendo una metodología prácticamente parecida. Primero se realiza un dibujo en tres dimensiones utilizando el programa PRO-ENGINEER, esto con el fin de poder visualizar al detalle todas las vistas de la pieza, realizar los ensamblajes y observar la forma física de la pieza final. Seguidamente se utiliza los programas de Elementos Finitos PATRAN–ABAQUS ó VISUAL NASTRAN, para realizar el estudio pertinente de los esfuerzos a los que se encuentra sometida la pieza y finalmente se compara los resultados obtenidos con las ecuaciones teóricas, para los casos en los cuales la solución analítica sea conocida.

4.1 Piezas Existentes en el Laboratorio de Propiedades de los Fluidos de Yacimientos de PDVSA-Intevep.

Se realizaron diversos análisis, comenzando por el análisis a varias piezas que se encuentran en el laboratorio de Propiedades de los Fluidos de Yacimiento, concretamente al cilindro Ruska utilizado para trasladar las muestras del campo al laboratorio, y al visor de zafiro que posee la celda Ruska modelo 2730 esto con el fin de tener un respaldo y saber cual es el criterio de diseño con que se diseñaron, posteriormente se analizaron las piezas que conforman la celda PVT del diseño.

4.1.1 Cilindro Ruska.

El cilindro Ruska que se utiliza en el “muestreo” para trasladar las muestras del yacimiento al laboratorio, está diseñado para resistir una presión de 15.000 Psi

(103,43 Mpa) y se encuentra construido con acero 17-4PH. Este tipo de cilindro posee diversas capacidades, se tienen de 500 cc, 700 cc y 1.000 cc.

El cilindro Ruska analizado fue el correspondiente a la capacidad de 1.000 cc, este cilindro fue desarmado y medido en detalle para realizar el dibujo de cada una de las piezas que lo conforman y posteriormente hacer el ensamblaje, todos los dibujos fueron realizados utilizando la herramienta computacional PRO-ENGINEER. En la figura 4.1, se muestra el cilindro ensamblado con un corte para poder observar los componentes internos del mismo.

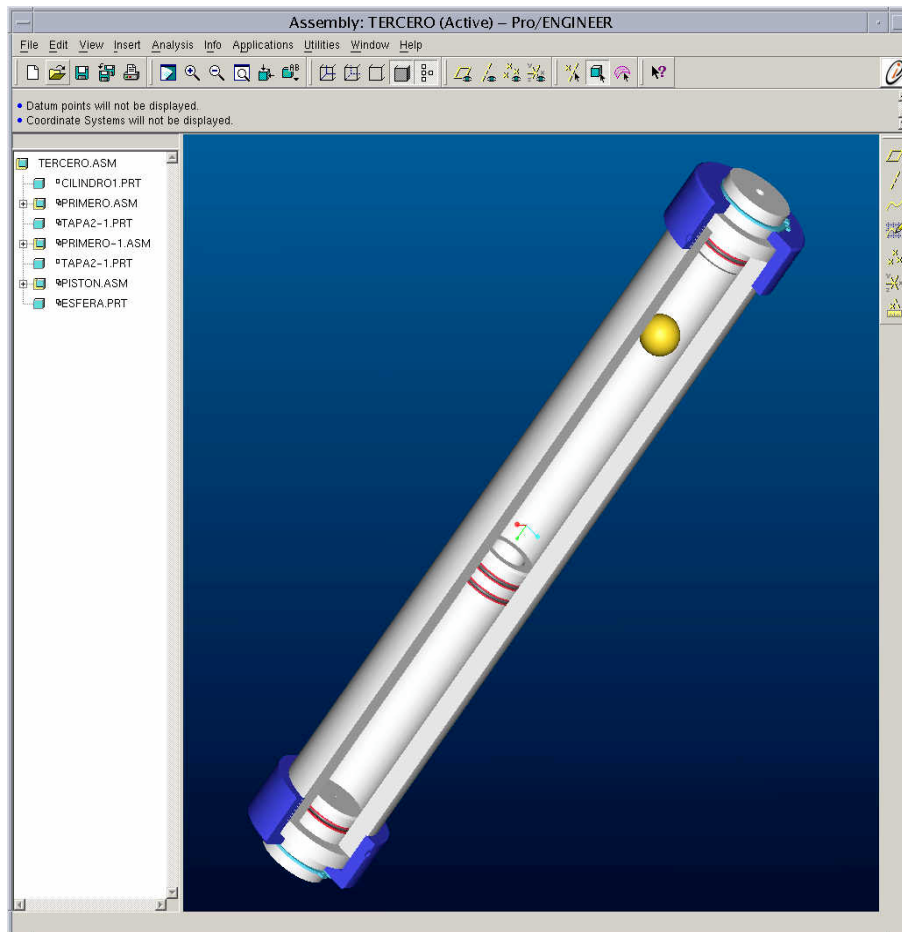


Figura 4.1. Cilindro Ruska dibujado en PRO-ENGINEER. (El Autor).

Después de tener el cilindro totalmente definido, se procede a realizar nuevamente el dibujo en el preprocesador PATRAN, idealmente se podría importar la geometría de PRO-ENGINEER, pero la licencia que se tiene no permite el uso de esta herramienta. La metodología de dibujo en PATRAN es un poco complicada, ya que se debe especificar prácticamente todos los elementos geométricos por medio de coordenadas, es por ello que es útil tenerlo dibujado en PRO-ENGINEER, para así poder obtener cualquier dimensión que se necesite.

Al observar la geometría del ensamblaje se puede notar que es un sólido de revolución, esto nos sirve para simplificar el dibujo, ya que no es necesario realizar un dibujo tridimensional en el preprocesador. Se puede trabajar como un sólido en dos dimensiones axisimétrico. Adicionalmente lo que se quiere estudiar fundamentalmente son los esfuerzos en la pared del cilindro al ser sometido a la presión máxima de trabajo, es por ello que se asumirá el cilindro como una sola pieza.

Teniendo claro el método de análisis, se procede con el dibujo, el cual se realiza en dos dimensiones, y en varias superficies, esto con el fin de hacer más uniforme y armónico la operación del mallado, se debe buscar que las superficies se conecten entre sí adecuadamente, como se observa en la figura 4.2 en la cual las líneas verdes se conectan unas con otras, esto facilita el mallado que se realizará.



Figura 4.2. Cilindro Ruska dos dimensiones. (El Autor).

Después de tener las superficies definidas, se procede a realizar el mallado. La malla se realiza por superficies, se utiliza una herramienta llamada “Mesh Speed” para definir el número de nodos que se deseen en un lado de la superficie, esto es de gran utilidad, ya que existen zonas en las que se quiere una mayor precisión y por ello una malla más densa. Las diversas opciones que proporciona la herramienta “Mesh Speed” se muestra en la figura 4.3.

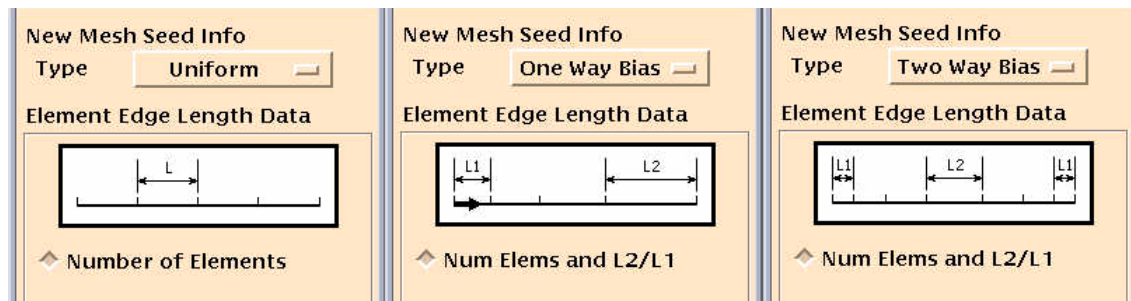


Figura 4.3. Mesh Speed. (PATRAN).

El siguiente paso consiste en la creación de la malla, se definen el tipo de elementos que se quieren utilizar, ya sean cuadráticos o triangulares, se prefiere el uso de elementos cuadráticos debido a que dan un mallado más armónico y son recomendados para aplicaciones de cálculo de esfuerzos. Seguidamente se elige la característica del elemento, se tiene entre “IsoMesh” y “Paver”, la primera es una malla uniforme con elementos de dimensiones y características parecidas entre sí, el “Paver” es utilizado en geométricas complicadas o en zonas donde se quiera realizar una transición en la densidad de la malla, por ejemplo pasar de una zona densa a una menos densa.

Para el caso del cilindro Ruska se escogió elementos cuadráticos del tipo “IsoMesh”, debido a que la geometría no era complicada, simplemente estaba comprendida por rectángulos. La figura 4.4 muestra el cilindro Ruska ya mayado. Se

puede observar que se utilizó una malla más densa en las cercanías del interior del cilindro, ya que se espera que los mayores esfuerzos se encuentren en esa zona.

Seguidamente se debe verificar todos los componentes de la malla, los elementos y nodos, adicionalmente los bordes libres y las normales.



Figura 4.4. Mallado del Cilindro Ruska. (El Autor).

Lo primero que se hace la equivalencia de los nodos para así eliminar los nodos repetidos los cuales aparecen en las superficies contiguas. Posteriormente se reenumeran los nodos, para obtener un orden y facilitar los cálculos del computador. Con esto ya quedan cubiertas las restricciones en cuanto a los nodos.

Los elementos son la parte fundamental de la malla y por ello son los que más restricciones tienen, se verifica que no existan bordes libres, esto quiere decir que todas las superficies estén conectadas entre sí, que al unir las se pueda trazar una línea continua por todo el perímetro de la geometría.

El siguiente paso es verificar los elementos, para nuestro caso los elementos son cuadráticos y deben cumplir básicamente con las siguientes restricciones: “Aspect Ratio”, “Skew Angle” y “Taper Ratio”, las cuales fueron explicadas en el capítulo 3, para así disminuir al máximo posible el error de cálculo computacional

realizado por ABAQUS. Las figuras a continuación representan las verificaciones que se le realizaron a los elementos de la malla del Cilindro Ruska. La figura 4.5 muestra la “Aspect Ratio” en la cual se puede ver que el mayor valor es de 3, la “Taper Ratio” se muestra en la figura 4.6 y se observa que todos los elementos cumplen con la restricción, ya que el valor tiende a 1. En la figura 4.7 se observa el “Skew Angle”, en el cual el valor tiende a cero ya que los elementos son cuadráticos.

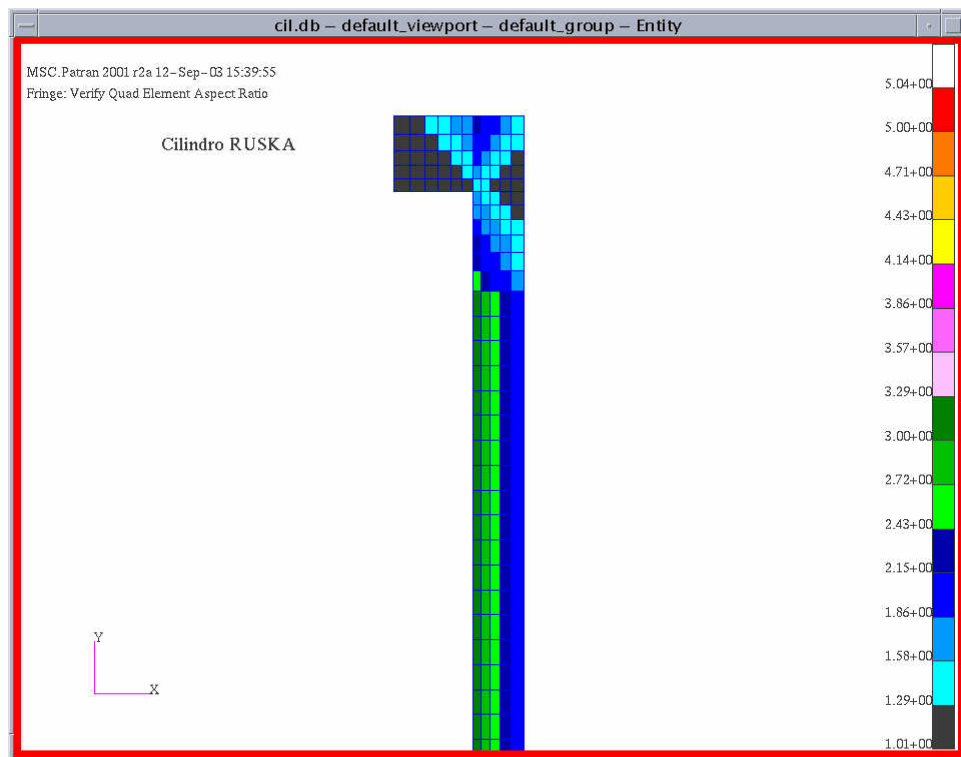


Figura 4.5. Aspect Ratio - Cilindro Ruska. (El Autor).

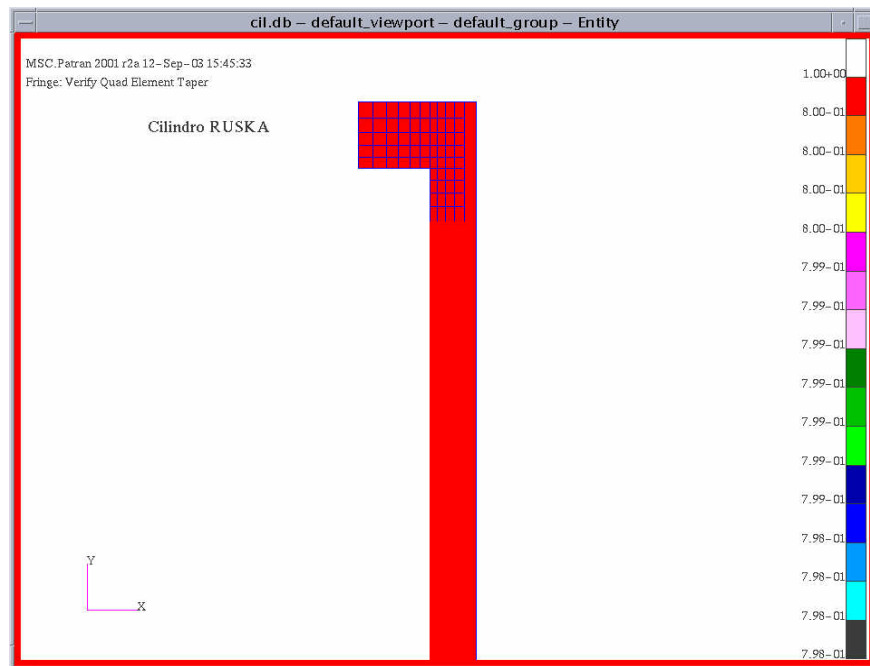


Figura 4.6. Taper Ratio – Cilindro Ruska. (El Autor).

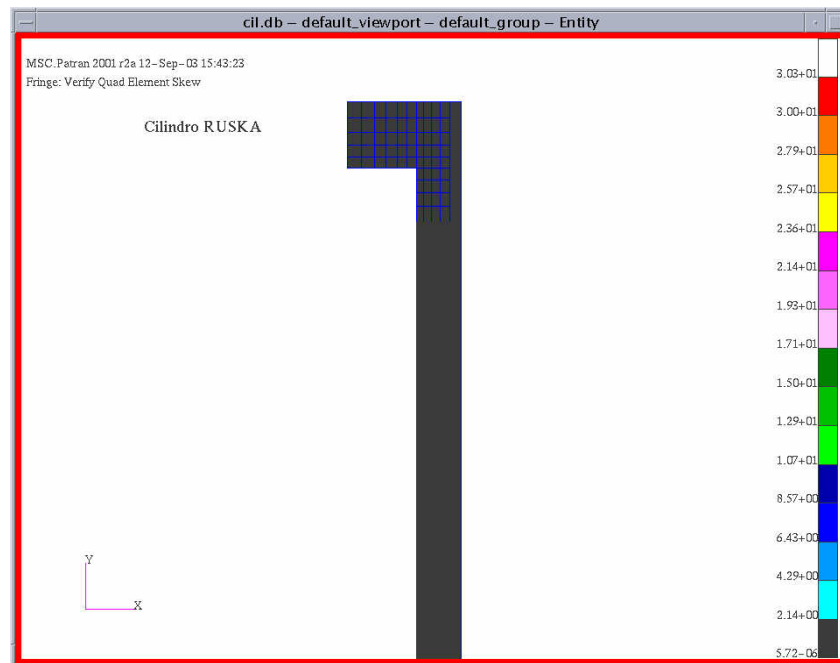


Figura 4.7. Skew Angle – Cilindro Ruska. (El Autor).

Se puede observar que para el caso del cilindro Ruska, la malla cumple con las restricciones “Aspect Ratio”, “Skew Angle” y “Taper Ratio” tal como se puede ver en las figuras 4.5, 4.6 y 4.7.

Para el análisis del cilindro Ruska, debido a que la geometría es sencilla, los elementos quedan adecuados para los cálculos y no hay que realizar prácticamente ninguna modificación.

El siguiente paso consiste en verificar las normales de los elementos, todos los vectores normales deben poseer la misma dirección, de lo contrario el programa ABAQUS no podrá analizarlo. En la figura 4.8 se presenta la forma en que se visualizan las normales en PATRAN.

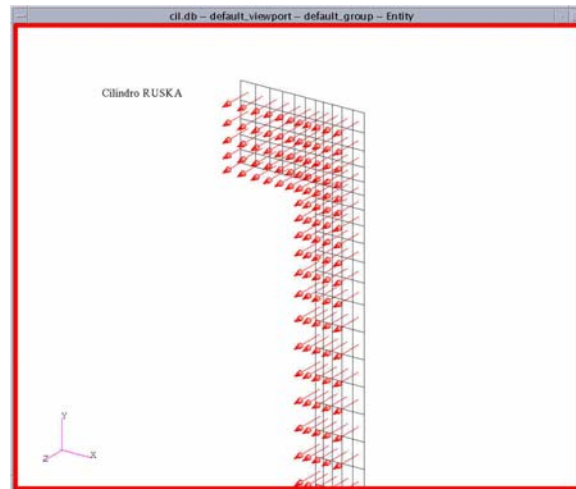


Figura 4.8. Vectores Normales – Cilindro Ruska. (El Autor).

Con esto ya queda totalmente definida la malla y se procede a introducirle las cargas a las cuales se va a encontrar sometido el cilindro. Se colocan restricciones en las caras que están en contacto con el eje de simetría impidiendo en esos nodos el desplazamiento horizontal. La única carga a la cual está sometido el

cilindro Ruska es la presión interna, cuyo valor máximo de diseño es 15.000 Psi (103,42 Mpa) y es la que se utilizará para realizar el análisis. En la figura 4.9 se muestra como se aplica tanto la restricción del desplazamiento como la presión interna en el modelo.

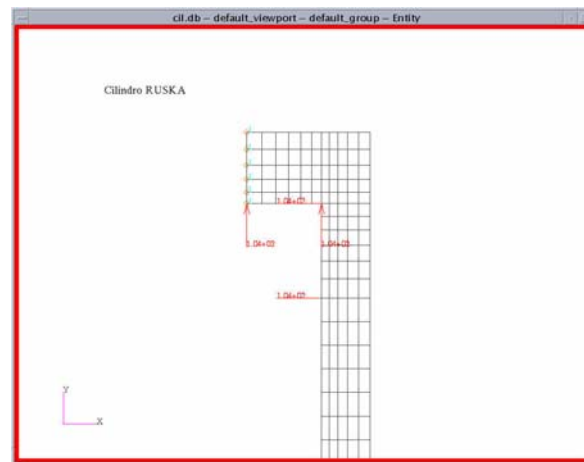


Figura 4.9. Cargas Aplicadas – Cilindro Ruska. (El Autor).

Finalmente se introducen las propiedades del material, para este caso es un acero inoxidable del tipo 17-4PH en condición A (datos suministrados por el fabricante RUSKA) el cual posee un Módulo de Elasticidad de 197 Gpa y una relación de poisson de 0,272, se asume que es un material isotrópico y se simula como un material elástico. Se le da la propiedad de sólido bidimensional Axisimétrico, quedando así totalmente definido el modelo. PATRAN genera un archivo tipo inp, que debe ser editado para que pueda ser leído por ABAQUS, que a su vez crea un archivo tipo fil, el cual sirve para visualizar los resultados en PATRAN.

A continuación se muestra en la figura 4.10 los esfuerzos resultantes en el cilindro debido a la presión interna, utilizando la teoría de Von Mises.

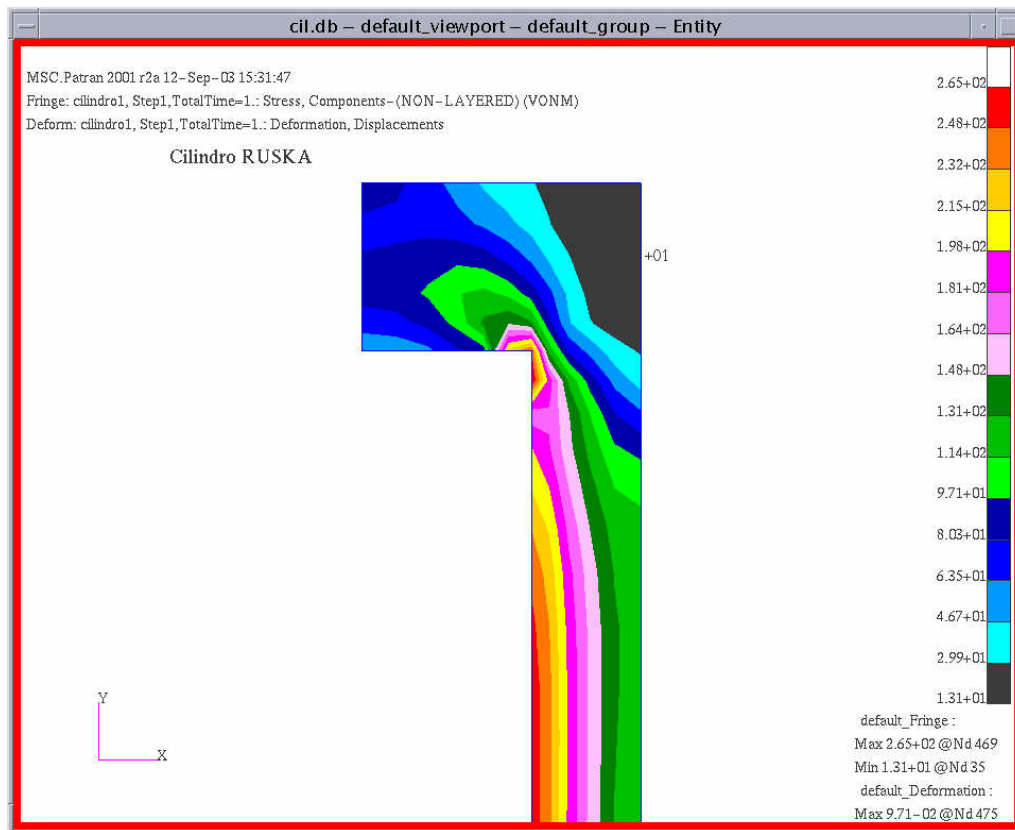


Figura 4.10. Esfuerzos en el Cilindro Ruska utilizando la Teoría de Von Mises. (El Autor).

Se puede notar que el mayor esfuerzo se tiene en la pared interna del cilindro, obteniéndose un máximo que se encuentra entre 265 Mpa y 248 Mpa, se observa que los esfuerzos varían uniformemente a lo largo del espesor del cilindro. Para encontrar un valor más preciso del esfuerzo existente, se realiza un acercamiento, analizando un solo elemento de la pared interna del cilindro, tal como se muestra en la figura 4.11, pudiéndose notar que el esfuerzo máximo es de 257 Mpa.

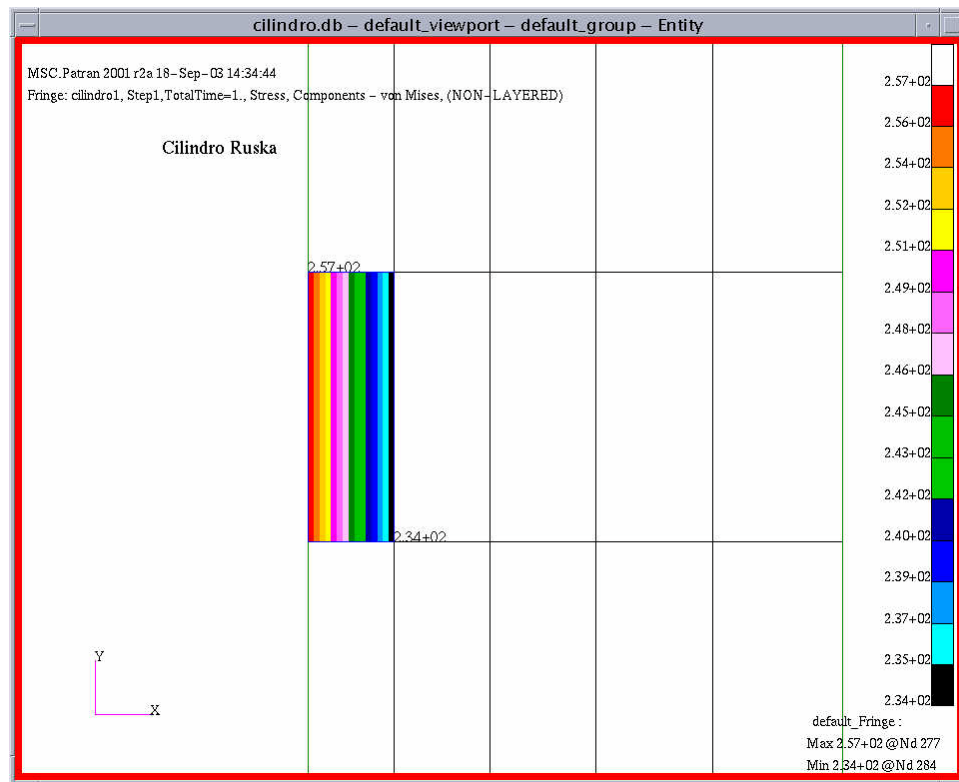


Figura 4.11. Esfuerzos en un elemento de la pared interna del Cilindro Ruska utilizando la Teoría de Von Misses. (El Autor).

A continuación en la figura 4.12 se muestra los esfuerzos resultantes en el cilindro analizándolos en la Dirección Radial.

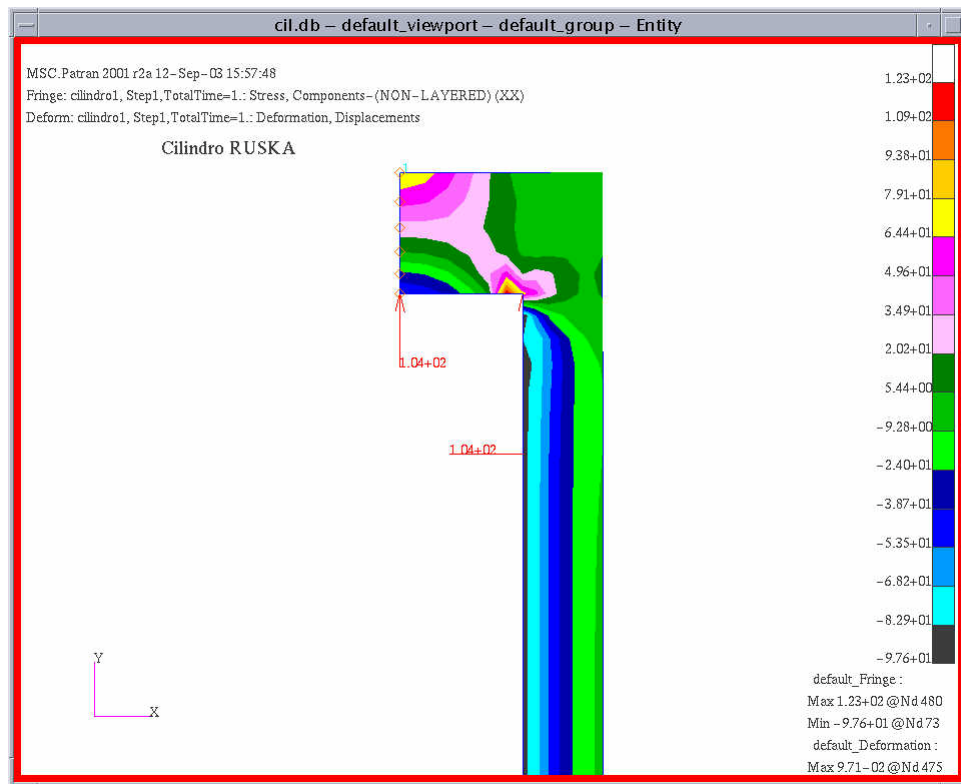


Figura 4.12. Esfuerzos en el Cilindro Ruska en la Dirección Radial. (El Autor).

Seguidamente en la figura 4.14 se presentan los esfuerzos en el cilindro Ruska correspondientes a la Dirección Axial, identificada por el programa como la dirección “Y”.

En la Dirección Axial los esfuerzos a lo largo de la pared son prácticamente constantes y su valor se encuentra entre 68,4 y 50 Mpa, realizando un estudio a una serie de elementos pertenecientes a la mitad de la longitud del cilindro, se puede observar que el valor del esfuerzo en la Dirección Axial es igual a 60,4 Mpa, tal como se muestra en la figura 4.15.

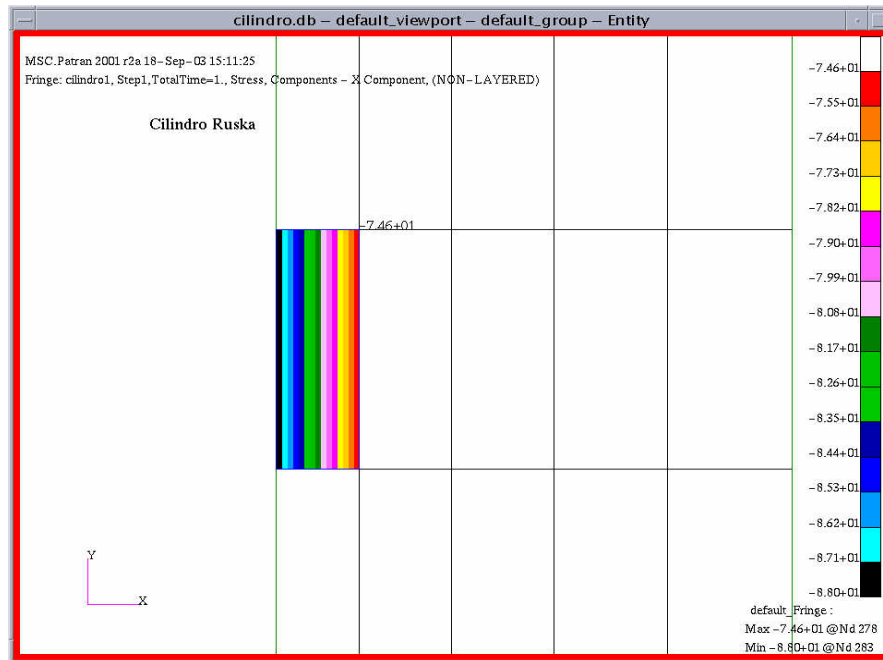


Figura 4.13. Esfuerzos en un elemento de la pared interna del Cilindro en la Dirección Radial. (El Autor).

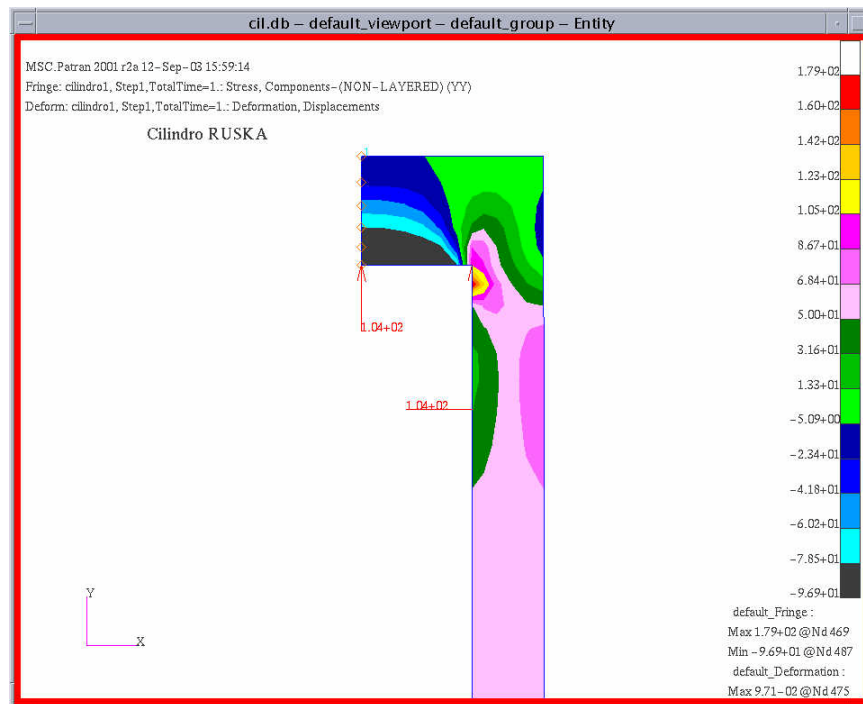


Figura 4.14. Esfuerzos en el Cilindro Ruska en la Dirección Axial. (El Autor).

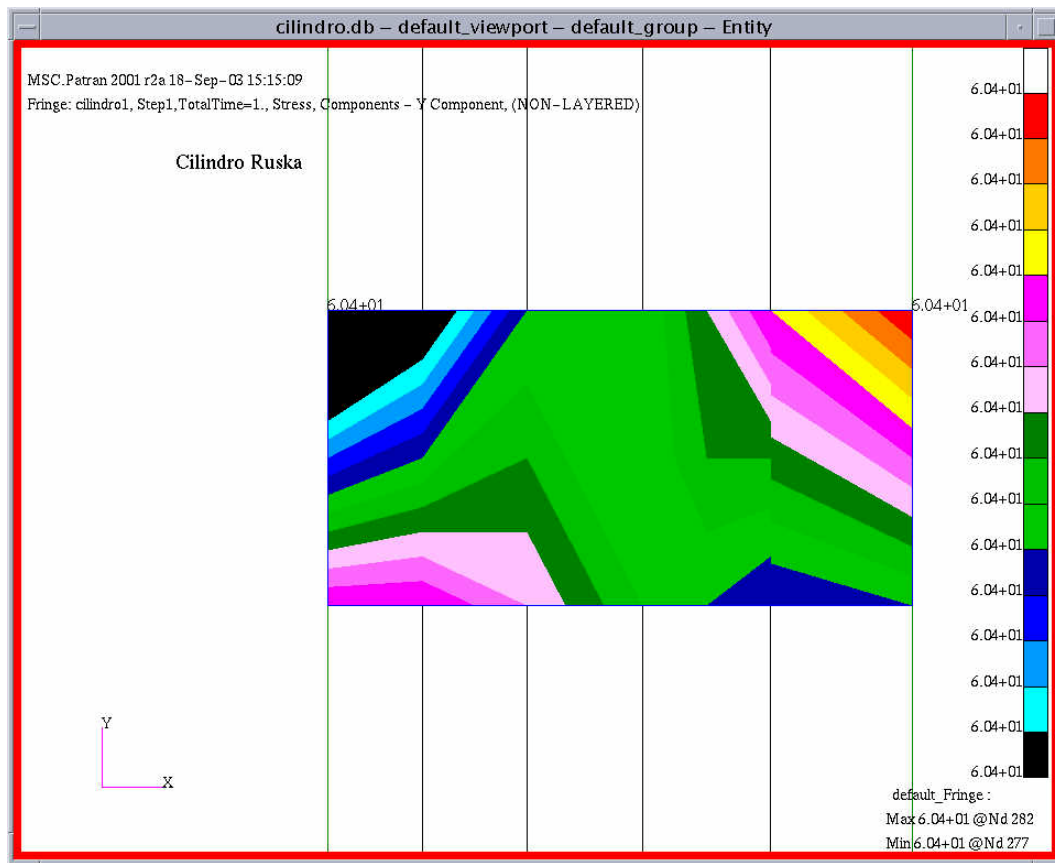


Figura 4.15. Esfuerzos en un elemento de la pared interna del Cilindro Ruska en la Dirección Axial. (El Autor).

En la figura 4.16 se observan los esfuerzos en el cilindro Ruska correspondiente a la Dirección Tangencial, asumida por el programa como la dirección “Z”, en la cual se nota que el valor del esfuerzo correspondiente a la pared interna se encuentra entre 212 y 195 Mpa.

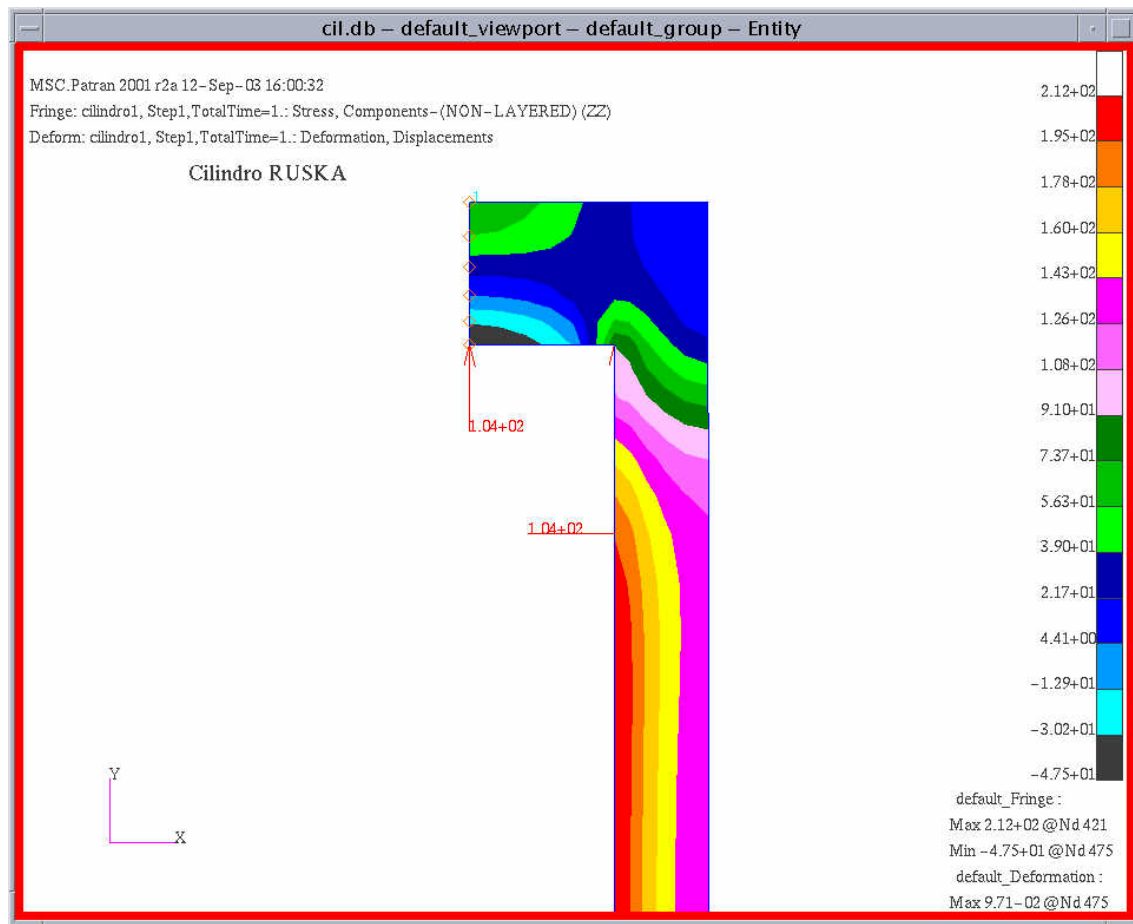


Figura 4.16. Esfuerzos en el Cilindro Ruska en la Dirección Tangencial. (El Autor).

Al realizar un estudio en un elemento de la pared interna del cilindro, correspondiente a una sección de la mitad de la longitud del cilindro, se obtiene que el valor de esfuerzo en la pared interna es de 209 Mpa, tal como de muestra en la figura 4.17.

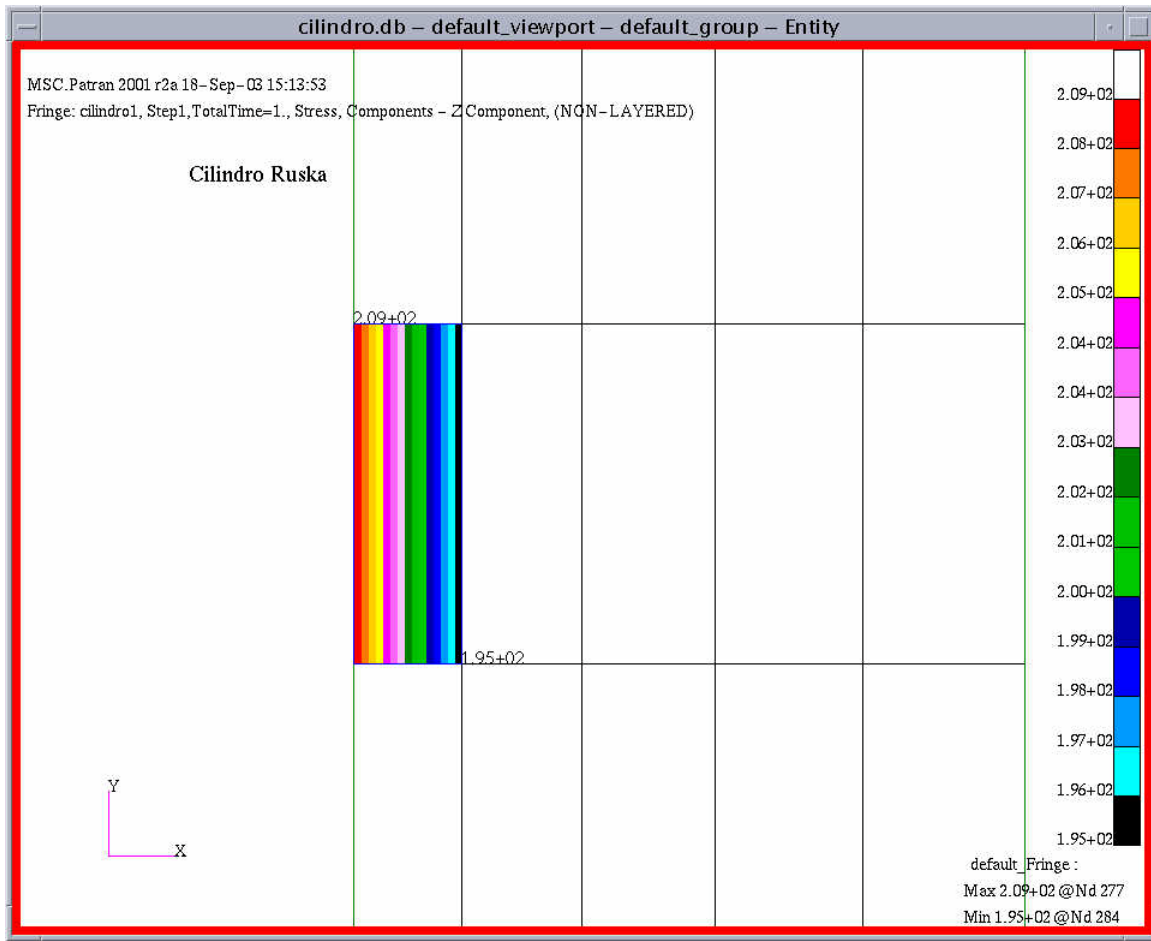


Figura 4.17. Esfuerzos en un elemento de la pared interna del Cilindro Ruska en la dirección tangencial. (El Autor).

Al aplicar las ecuaciones correspondientes a la teoría de recipientes a presión de pared gruesa, las cuales se explicaron en el capítulo 2, para la pared interna, con un radio interno de 25,35 mm, un radio externo de 41,75mm y una presión interna de 15.000 Psi (103,42 Mpa) se tiene:

$$\sigma_r = \frac{-P * r_i^2 * \left(\frac{r_o^2}{r^2} - 1 \right)}{r_o^2 - r_i^2} \quad \sigma_t = \frac{P * r_i^2 * \left(\frac{r_o^2}{r^2} + 1 \right)}{r_o^2 - r_i^2} \quad \sigma_l = \frac{P * r_i^2}{r_o^2 - r_i^2}$$

Donde:

$$P = 103,42 \text{ Mpa}$$

$$r_i = 25,35 \text{ mm}$$

$$r_o = 41,75 \text{ mm}$$

$$\sigma_r = - \frac{103,42 * (25,35)^2 * \left(\frac{(41,75)^2}{(25,35)^2} - 1 \right)}{(41,75)^2 - (25,35)^2} \quad \sigma_r = -103,42 \text{ Mpa}$$

$$\sigma_t = \frac{103,42 * (25,35)^2 * \left(\frac{(41,75)^2}{(25,35)^2} + 1 \right)}{(41,75)^2 - (25,35)^2} \quad \sigma_t = 224,20 \text{ Mpa}$$

$$\sigma_l = \frac{103,42 * (25,35)^2}{(41,75)^2 - (25,35)^2} \quad \sigma_l = 60,39 \text{ Mpa}$$

Aplicando la Teoría de la Energía de Distorsión, se obtienen los esfuerzos resultantes por Von Misses.

$$\sigma' = \sqrt{\frac{(\sigma_r - \sigma_l)^2 + (\sigma_t - \sigma_l)^2 + (\sigma_t - \sigma_r)^2}{2}}$$

$$\sigma' = \sqrt{\frac{(-103,42 - 60,39)^2 + (224,20 - 60,39)^2 + (224,20 + 103,42)^2}{2}}$$

$$\sigma' = 283,73 \text{ Mpa}$$

Seguidamente se calcula el factor de seguridad tanto para los resultados teóricos (N_t) como para el calculado por el simulador (N_s). Se utilizó un S_y de 760 Mpa, correspondiente al acero 17-4PH en condiciones normales.

El factor de seguridad es igual a:

$$N = \frac{S_y}{\sigma'}$$

Donde:

$$S_y = 760 \text{ Mpa}$$

El esfuerzo por Von Misses (σ') es de 283,73 Mpa (calculado por la solución analítica) y 257 Mpa (calculado por la simulación).

$$N_t = \frac{760}{283.78} \quad N_t = 2.6$$

$$N_s = \frac{760}{257} \quad N_s = 2.95$$

La tabla 4.1 muestra los resultados obtenidos tanto para los valores teóricos como para los valores arrojados por la simulación con PATRAN - ABAQUS.

Tabla 4.1. Resultados de los esfuerzos en Cilindro Ruska. (El Autor).

		Simulación	Teórico	Porcentaje de error (%)
Radio 23.35 Superficie Interior	σ_x	-88 Mpa	-103,42 Mpa	14,91
	σ_y	60,4 Mpa	60,39 Mpa	0,01
	σ_z	209 Mpa	224,20 Mpa	6,77
	σ'	257 Mpa	283,78 Mpa	9,43
Factor de Seguridad		2,88	2,95	

Analizando los resultados obtenidos se observa que los resultados arrojados por la simulación no difieren de los calculados por la solución analítica de recipientes a presión de pared gruesa en gran medida, teniéndose un máximo error de 14,91 % por lo que se puede decir que la simulación arroja resultados confiables.

En la fabricación del cilindro Ruska se utilizó un factor de seguridad de 2,88 (tabla 4.1) este valor fue calculado usando el Límite de Fluencia suministrado por el fabricante Ruska, en el cual no se ha tomado el efecto que ejerce la temperatura sobre las propiedades del material. Para el diseño de las partes metálicas de la celda PVT se tomará en cuenta la variación de las propiedades del acero 17-4PH en función de la temperatura (figuras 3.15 y 3.16), tomando en cuenta la disminución que tienen las propiedades del material al variar la temperatura nos acercamos más al comportamiento verdadero del material, con lo cual podemos disminuir el factor de seguridad para el diseño, es por ello que el factor de seguridad a utilizar para las paredes de los cilindros de la celda PVT será de 2,5.

Se utilizó como referencia los resultados que nos suministran los análisis del Cilindro Ruska, debido a que este cilindro ha sido probado en el campo, trasladando muestras a condiciones extremas de su diseño, trabajando en diversas ocasiones hasta con 14.000 psi sin ningún tipo de inconveniente.

4.2.1 Visor de la Celda PVT Ruska

La celda PVT Ruska modelo 2730 posee una entrada visual que permite observar el comportamiento del fluido dentro de la misma, este visor es un tubo de Zafiro el cual tiene un diámetro externo de 5 mm, un diámetro interno de 3 mm y una longitud de 60 mm, este visor está sometido a una presión de 10.000 Psi (69

Mpa). El análisis por el método de los elementos finitos se realizó en forma similar al del cilindro Ruska, utilizando los programas PATRAN-ABAQUS, se trabaja igualmente en dos dimensiones, asumiendo un sólido axisimétrico, con un Módulo de Elasticidad de 390 Gpa, una Relación de Poisson de 0,29 y una Resistencia Última de 275 Mpa.

Aparte se introduce como condiciones de borde las restricciones en los extremos del visor, impidiendo su desplazamiento en el eje Y, en la parte externa del Visor se le restringe el movimiento en el plano XZ, esta restricción solo aplica hasta 5 mm de los extremos, con estas restricciones se simula que el visor está insertado dentro de la celda por ambos extremos.

Los esfuerzos resultantes en el visor de Zafiro utilizando la teoría de Von Misses se muestran en la figura 4.18, se puede observar que el valor máximo posee un valor que se encuentra entre 180 y 188 Mpa, al realizar un acercamiento se observa que el valor corresponde a 185 Mpa

Utilizando las ecuaciones correspondientes a la teoría de recipientes a presión de pared gruesa, teniendo como radio interior 1.5 mm y radio exterior 2.5 mm y una presión interna de 10.000 Psi (69 Mpa), se obtiene:

$$\sigma_r = \frac{-P * r_i^2 * \left(\frac{r_o^2}{r^2} - 1 \right)}{r_o^2 - r_i^2} \quad \sigma_t = \frac{P * r_i^2 * \left(\frac{r_o^2}{r^2} + 1 \right)}{r_o^2 - r_i^2} \quad \sigma_l = \frac{P * r_i^2}{r_o^2 - r_i^2}$$

Donde:

$$P = 69 \text{ Mpa}$$

$$r_i = 1,5 \text{ mm}$$

$$r_o = 2,5 \text{ mm}$$

$$\sigma_r = - \frac{69 * (1,5)^2 * \left(\frac{(2,5)^2}{(1,5)^2} - 1 \right)}{(2,5)^2 - (1,5)^2} \quad \sigma_r = -69,00 \text{ Mpa}$$

$$\sigma_t = \frac{69 * (1,5)^2 * \left(\frac{(2,5)^2}{(1,5)^2} + 1 \right)}{(2,5)^2 - (1,5)^2} \quad \sigma_t = 146,62 \text{ Mpa}$$

$$\sigma_l = \frac{69 * (1,5)^2}{(2,5)^2 - (1,5)^2} \quad \sigma_l = 38,81 \text{ Mpa}$$

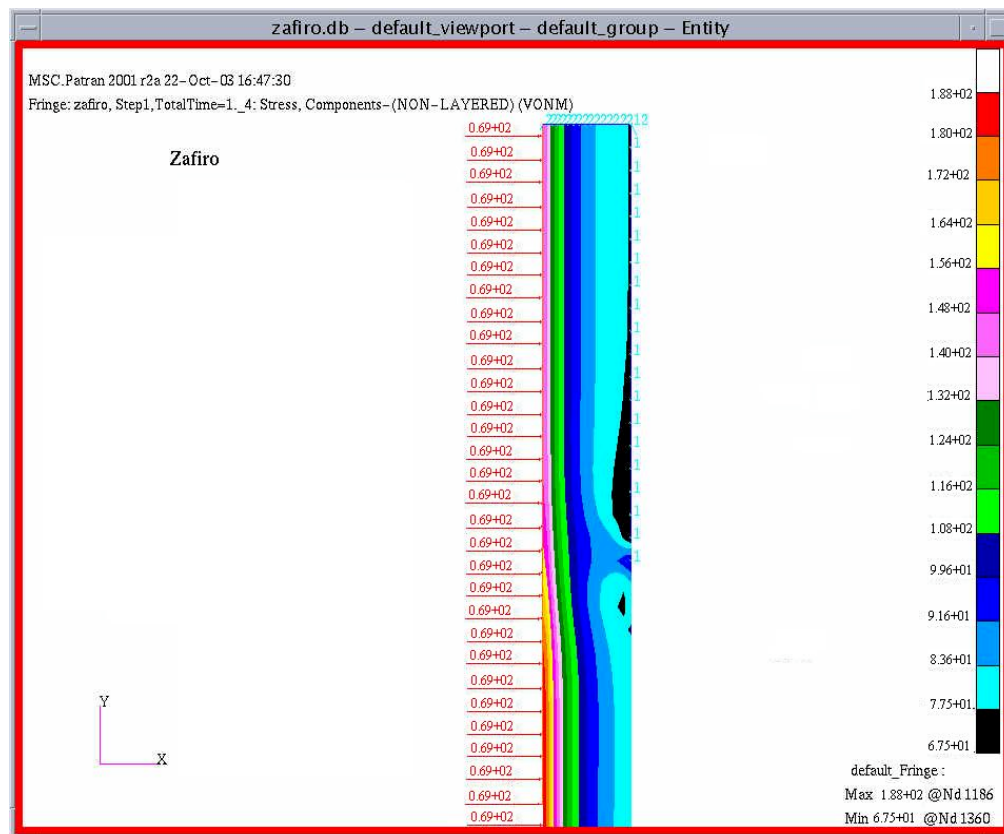


Figura 4.18. Esfuerzos en el Visor de la Celda PVT Ruska modelo 2730 utilizando la teoría de Von Mises. (El Autor).

Motivado a que el Zafiro es un material frágil, la literatura considera que se ha de usar la Teoría del Máximo Esfuerzo normal, pero debido a que se está trabajando con presiones muy altas, se considera pertinente el análisis de falla por la Teoría de la Energía de Distorsión, con ello se deja implícito un factor de seguridad en el calculo, ya que los esfuerzos por Von Misses son mayores al máximo esfuerzo normal. Aplicando la Teoría de Von Misses se tiene:

$$\sigma' = \sqrt{\frac{(\sigma_r - \sigma_t)^2 + (\sigma_t - \sigma_l)^2 + (\sigma_l - \sigma_r)^2}{2}}$$

$$\sigma' = \sqrt{\frac{(-69 - 38,81)^2 + (146,62 - 38,81)^2 + (146,62 + 69)^2}{2}}$$

$$\sigma' = 186,76 \text{ Mpa}$$

Seguidamente se calcula el factor de seguridad tanto para los resultados teóricos (N_t) como para el calculado por el simulador (N_s). Se utilizó un S_{ut} de 275 Mpa, correspondiente al Zafiro.

El factor de seguridad es igual a:

$$N = \frac{S_{ut}}{\sigma'}$$

Donde:

$$S_{ut} = 275 \text{ Mpa}$$

El esfuerzo por Von Misses (σ') es de 186,76 *Mpa* (calculado por la solución analítica) y 185 *Mpa* (calculado por la simulación).

$$N_t = \frac{275}{186,76} \quad N_t = 1,47$$

$$N_s = \frac{275}{185} \quad N_s = 1,48$$

La tabla 4.2 muestra los resultados obtenidos tanto para los valores teóricos como para los valores arrojados por la simulación con PATRAN - ABAQUS.

Analizando estos resultados se opta por utilizar un factor de seguridad de 1,5 para el diseño del visor de Zafiro de la celda PVT, ya que como se observa en los resultados obtenidos, ese fue el valor que usó el fabricante Ruska para la construcción del visor del equipo PVT que se encuentra el laboratorio de propiedades de los fluidos de yacimiento de PDVSA-Intevep, el cual está diseñado para trabajar hasta 10.000 Psi (69 Mpa).

Tabla 4.2. Resultados para el radio interno de 1.5 mm del Visor de la Celda PVT
Ruska, El Autor

	SIMULACIÓN	TEÓRICO
σ'	185 Mpa	186,76 Mpa
Factor de Seguridad	1,48	1,47

4.2 Estudio de la Celda PVT Propuesta

A continuación se procede a realizar los cálculos pertinentes, para poder obtener las dimensiones apropiadas, tal que se asegure que la Calda PVT soporte la presión de trabajo de 20.000 Psi requerida.

4.2.1 Dimensionamiento de la Celda PVT Propuesta

La celda PVT debe poseer un volumen interno de 1.000 cc, este volumen corresponde a la captación de fluido, por tanto no incluye el volumen que ocupe el pistón y el agitador, la figura 4.19 muestra como se calcula este volumen, se puede observar que independientemente del ángulo que posea la cavidad, el volumen simplemente se reduce al de un cilindro cuya longitud es L y radio R .

Se tiene que tener en cuenta que entre mayor es el diámetro, mayor será el área que tendrá que sellar el O-ring, pero menor la longitud de la celda, adicionalmente se tiene que considerar que la longitud de la celda debe estar acorde con las dimensiones del horno, que por lo general poseen una limitante de 1000 mm de longitud.

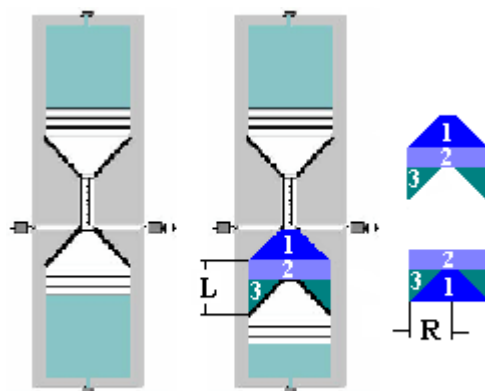


Figura 4.19. Volumen interno de fluido dentro de la celda PVT. (El Autor).

De la figura 4.19 se puede observar entonces que el volumen de fluido dentro de la celda ha de ser:

$$V = \pi * \frac{D^2}{4} * L$$

Despejando la longitud se tiene: $L = \frac{4 * V}{\pi * D^2}$

Utilizando esta ecuación se calcula la longitud para un diámetro de 70 mm y para un diámetro de 90 mm, obteniéndose los siguientes resultados:

$$L_{70} = \frac{4 * 1.000}{\pi * 70^2} = 259,84 \text{ mm} \quad L_{90} = \frac{4 * 1.000}{\pi * 90^2} = 157,19 \text{ mm}$$

Por tanto a las longitudes obtenidas se le debe sumar las longitudes correspondientes a los pistones, espacios para el aceite, al zafiro, válvulas y las tapas de la celda, tal como se puede mostrar en la figura 4.20.

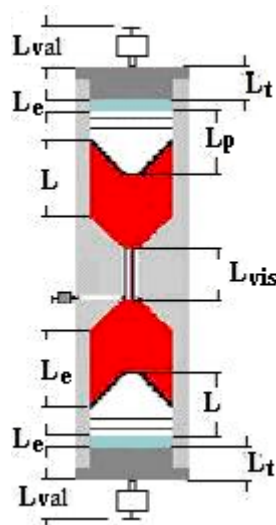


Figura 4.20. Variables en el tamaño de la celda PVT. (El Autor).

Se sabe que la longitud total de la celda PVT ha de ser menor a 1000 mm, debido a que es el espacio que se dispone por lo general en el interior de los hornos, es por ello que la longitud de la celda ha de ser menor a este valor, se tiene entonces que:

$$\text{Longitud de la celda PVT} < 1000 \text{ mm}$$

$$1.000 > 2 * L_{val} + 2 * L_p + 2 * L_t + 2 * L_e + 2 * L + L_{vis}$$

Donde se tiene que:

L_{val} : Longitud de las Válvulas

L_p : Longitud del Pistón

L : Longitud de la carrera del pistón

L_t : Longitud de las Tapas

L_e : Longitud del Espacio del aceite

L_{vis} : Longitud del Visor

Se considera que la longitud entre la tapa, el pistón y el espacio libre para el aceite no sobrepasa 150 mm. Adicionalmente que la longitud de cada válvula es de 100 mm. Se puede decir entonces que:

$$L_{val} = 100 \text{ mm} \quad \text{y} \quad L_t + L_p + L_e = 150 \text{ mm}$$

Se asume que la longitud del visor (L_{vis}) es de 100 mm, esto debido a que se desea aumentar el rango de visión en la celda, ya que el visor de la celda Ruska 2730 posee una longitud de 60 mm, de la cual esta visible al usuario una longitud de 35 mm; con la longitud de 100 mm se espera tener un rango de visión para el usuario de al menos 60 mm con lo cual se estaría aumentando en un 71% la visibilidad dentro de la celda PVT.

Al sustituir en la ecuación desarrollada para la longitud de la celda PVT se tiene que:

$$1.000 > 2 * 100 + 2 * (150) + 2 * L + 100$$

Despejando la Longitud (L) se tiene:

$$L < \frac{1.000 - 3 * 100 - 2 * 150}{2} \quad L < 200 \text{ mm}$$

Observando esta relación se optó por utilizar el diámetro interno de la celda de 90 mm, con este diámetro y utilizando un factor de seguridad por encima de 2,5 (pag. 97) se calcula el diámetro externo, utilizando la teoría de recipientes a presión de pared gruesa y la teoría de la energía de distorsión, observándose que para un diámetro externo de 180 mm se obtienen los siguientes resultados:

$$\sigma_r = \frac{-P * r_i^2 * \left(\frac{r_o^2}{r^2} - 1 \right)}{r_o^2 - r_i^2} \quad \sigma_t = \frac{P * r_i^2 * \left(\frac{r_o^2}{r^2} + 1 \right)}{r_o^2 - r_i^2} \quad \sigma_l = \frac{P * r_i^2}{r_o^2 - r_i^2}$$

Donde:

$$P = 138 \text{ Mpa}$$

$$r_i = 45 \text{ mm}$$

$$r_o = 90 \text{ mm}$$

$$\sigma_r = - \frac{138 * (45)^2 * \left(\frac{(90)^2}{(45)^2} - 1 \right)}{(90)^2 - (45)^2} \quad \sigma_r = -138 \text{ Mpa}$$

$$\sigma_t = \frac{138 * (45)^2 * \left(\frac{(90)^2}{(45)^2} + 1 \right)}{(90)^2 - (45)^2} \quad \sigma_t = 230 \text{ Mpa}$$

$$\sigma_l = \frac{138 * (45)^2}{(90)^2 - (45)^2} \quad \sigma_l = 46 \text{ Mpa}$$

Aplicando la Teoría de la Energía de Distorsión, se obtienen los esfuerzos resultantes por Von Misses.

$$\sigma' = \sqrt{\frac{(\sigma_r - \sigma_l)^2 + (\sigma_t - \sigma_l)^2 + (\sigma_t - \sigma_r)^2}{2}}$$

$$\sigma' = \sqrt{\left(\frac{(-138 - 46)^2 + (230 - 46)^2 + (230 + 138)^2}{2} \right)}$$

$$\sigma' = 318,69 \text{ Mpa}$$

Seguidamente se calcula el factor de seguridad para el resultado teórico (N_t). Se utilizó un acero 17-4PH en la condición H-100 sometido a una temperatura de 400°F, temperatura máxima de diseño de la celda PVT, el cual posee un Esfuerzo de Fluencia (S_y) de 809 Mpa (pag. 71).

El esfuerzo por Von Misses (σ') es de 318,69 Mpa (calculado por la solución analítica)

El factor de seguridad es igual a:

$$N = \frac{S_y}{\sigma'}$$

Donde:

$$S_y = 809 \text{ Mpa}$$

$$\sigma' = 318,69 \text{ Mpa}$$

$$N_t = \frac{809}{318,69} \quad N_t = 2,53$$

El factor de seguridad da mayor que 2,5, el cual es el criterio que se ha decidido utilizar para el diseño de las piezas metálicas de la celda PVT (Pag. 104). Al utilizar en el diseño de los cilindros de la celda PVT un diámetro interno de 90 mm y un diámetro externo de 180 mm, se asegura el cumplimiento del criterio de diseño seleccionado.

En un principio se propuso la idea de tener cavidades con diferente diámetro interno, tal como se muestra en la figura 4.21, al realizar un análisis de las fuerzas que actúan en el sistema se tiene que:

Se sabe que: $P = \frac{F}{A}$

Si se asume que las presiones en ambas cavidades es la misma: $P_1 = P_2 = P$

Despejando la Fuerza se tiene que: $F_1 = P * A_1$ y $F_2 = P * A_2$

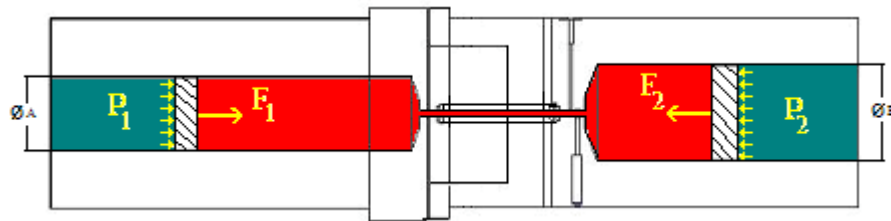


Figura 4.21. Cavidades de la celda – Primer modelo. (El Autor).

Para que el sistema se mantenga en equilibrio es necesario que $\Sigma F = 0$ y por ende que $F_1 = F_2$, la única manera de que esto ocurra es que $A_1 = A_2$, esta

condición no se cumple en este modelo, ya que $\phi_A \neq \phi_B$. Si se mantienen las áreas distintas se tendría que mantener presiones diferentes en ambas cavidades para poder mantener el equilibrio. Es por ello que se decide por utilizar el mismo diámetro para ambas cavidades de la celda PVT, tal como se muestra en la figura 4.22, utilizando un diámetro interno de 90 mm y un diámetro externo de 180 mm.

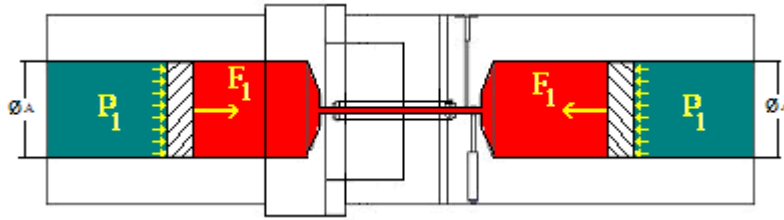


Figura 4.22. Cavidades de la celda – Segundo modelo. (El Autor).

4.2.2 El visor de la celda PVT

El visor de la celda PVT es uno de los puntos más importantes del diseño de la celda PVT. El visor se propuso que tuviese una longitud mayor a la de la celda PVT Ruska, por ello se eligió una longitud de 100 mm.

Para el análisis de los esfuerzos en el visor de la celda PVT se utilizaron las ecuaciones correspondientes a la teoría de recipientes a presión de pared gruesa, así como el esfuerzo por Von Misses, las cuales se muestran a continuación:

$$\sigma_r = \frac{-P * r_i^2 * \left(\frac{r_o^2}{r^2} - 1 \right)}{r_o^2 - r_i^2} \quad \sigma_t = \frac{P * r_i^2 * \left(\frac{r_o^2}{r^2} - 1 \right)}{r_o^2 - r_i^2} \quad \sigma_l = \frac{P * r_i^2}{r_o^2 - r_i^2}$$

$$\sigma' = \sqrt{\frac{(\sigma_r - \sigma_l)^2 + (\sigma_t - \sigma_l)^2 + (\sigma_t - \sigma_r)^2}{2}}$$

En donde:

σ_r : Esfuerzo Radial

P : Presión Interna

σ_t : Esfuerzo Tangencial

r_o : Radio Externo

σ_l : Esfuerzo Longitudinal

r_i : Radio Interno

σ' : Esfuerzo por Von Misses

Para el cálculo del factor de seguridad (N), se compara el esfuerzo obtenido por Von Misses (σ') con la Resistencia Última del material (S_{ut}), esto debido a que el material es frágil, con lo cual se tiene que:

$$N = \frac{S_{ut}}{\sigma'}$$

Utilizando Estas ecuaciones se procede a realizar un proceso iterativo para conseguir las dimensiones apropiadas para el diseño del visor de la celda PVT. En un principio se calcularon los esfuerzos en la pared interna del visor asumiendo un radio interno de 1,5 mm.

La tabla 4.3 muestra los esfuerzos en la pared interna del visor de la celda PVT al variar el radio externo y manteniendo una presión interna de 20.000 Psi (138 Mpa).

Analizando los resultados se puede notar que los esfuerzos en la pared interna del visor poseen una variación pequeña a partir de un radio exterior de 7 mm, tendiendo a un valor de 240 Mpa, tal como se puede ver en la curva de color rojo de la figura 4.23, la cual representa la variación de los esfuerzos en función del radio externo. La curva de color morado representa la variación del factor de

seguridad en función del radio externo, se puede ver que la curva tiende a un valor de 1,1, el cual es un valor inaceptable para el diseño.

Tabla 4.3. Resultados de los Esfuerzos en el visor de la celda PVT al variar el radio externo (presión interna 20.000 Psi - radio interno 1,5 mm), El Autor.

R ext (mm)	Esfuerzo T (Mpa)	Esfuerzo R (Mpa)	Esfuerzo L (Mpa)	Von misses (Mpa)	F.S
2,0	492,86	-138	177,43	546,34	0,50
2,5	293,25	-138	77,63	373,47	0,74
3,0	230,00	-138	46,00	318,70	0,86
3,5	200,10	-138	31,05	292,80	0,94
4,0	183,16	-138	22,58	278,14	0,99
4,5	172,50	-138	17,25	268,90	1,02
5,0	165,30	-138	13,65	262,66	1,05
5,5	160,18	-138	11,09	258,23	1,06
6,0	156,40	-138	9,20	254,96	1,08
6,5	153,53	-138	7,76	252,47	1,09
7,0	151,28	-138	6,64	250,53	1,10
7,5	149,50	-138	5,75	248,98	1,10
8,0	148,06	-138	5,03	247,73	1,11
8,5	146,87	-138	4,44	246,71	1,11
9,0	145,89	-138	3,94	245,85	1,12
9,5	145,06	-138	3,53	245,13	1,12
10,0	144,35	-138	3,18	244,52	1,12
10,5	143,75	-138	2,88	244,00	1,13
11,0	143,23	-138	2,61	243,55	1,13
11,5	142,78	-138	2,39	243,16	1,13
12,0	142,38	-138	2,19	242,82	1,13
12,5	142,03	-138	2,02	242,52	1,13
13,0	141,72	-138	1,86	242,25	1,14
13,5	141,45	-138	1,73	242,01	1,14
14,0	141,21	-138	1,60	241,80	1,14
14,5	140,99	-138	1,49	241,61	1,14
15,0	140,79	-138	1,39	241,44	1,14
15,5	140,61	-138	1,30	241,28	1,14

16,0	140,45	-138	1,22	241,14	1,14
16,5	140,30	-138	1,15	241,01	1,14
17,0	140,17	-138	1,08	240,90	1,14
17,5	140,04	-138	1,02	240,79	1,14
18,0	139,93	-138	0,97	240,69	1,14

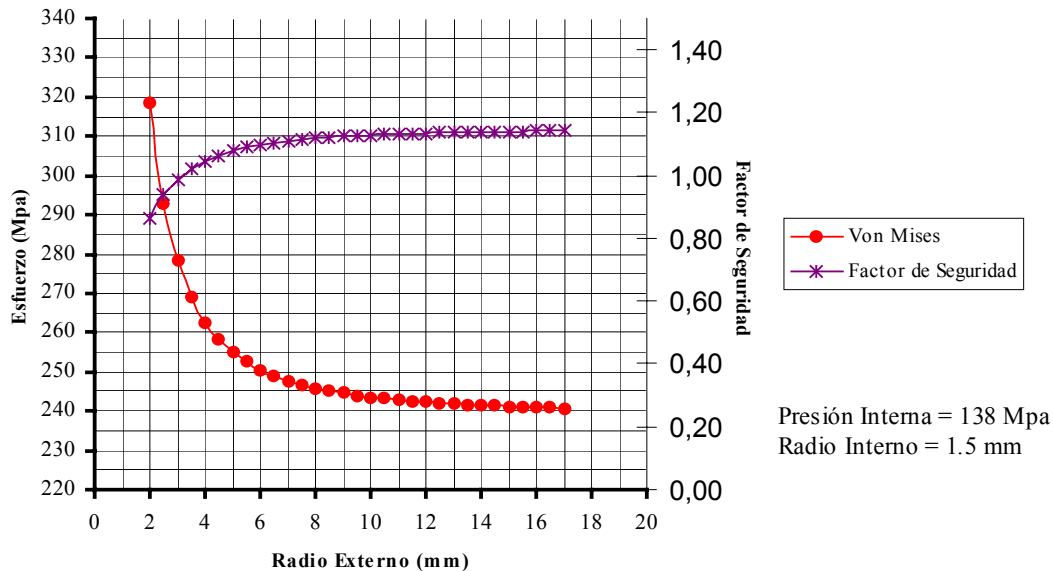


Figura 4.23. Gráfica Esfuerzo Máximo/Factor de Seguridad vs. Radio Externo para el visor de la celda PVT. (El Autor).

El factor de seguridad obtenido en la pared interna del visor de la celda PVT al variar el radio externo es bastante bajo, por ello se realiza un análisis variando ahora el diámetro interno del visor, utilizando como radio externo 7 mm, 10 mm y 13 mm. La tabla 4.4 muestra los resultados obtenidos al mantener una presión interna de 20.000 Psi (138 Mpa).

Observando estos resultados se puede notar que al variar el radio interno del visor para los tres radios externos seleccionados, el factor de seguridad no aumenta en gran medida, encontrándose en un rango entre 1,08 y 1,15, tal como se muestra en la figura 4.24, por ello se puede decir que al estar el visor sometido a una presión

interna de 20.000 Psi (138 Mpa) en función a la geometría el zafiro no nos da una contabilidad aceptable de que soporte.

Tabla 4.4. Resultados de los Esfuerzos en el visor de la celda PVT al variar el radio interno (presión interna 20.000 Psi - radio externo 7 mm, 10 mm y 13 mm). (El Autor).

Radio Int. (mm)	Radio Ext. 7 mm		Radio Ext. 10 mm		Radio Ext. 13 mm	
	Von Misses (Mpa)	F.S.	Von Misses (Mpa)	F.S.	Von Misses (Mpa)	F.S.
0.25	239,33	1,15	239,17	1,15	239,11	1,150
0.50	240,25	1,14	239,62	1,15	239,38	1,149
0.75	241,80	1,14	240,38	1,14	239,82	1,147
1,00	244,00	1,13	241,44	1,14	240,45	1,144
1.25	246,90	1,11	242,82	1,13	241,25	1,140
1.50	250,53	1,10	244,52	1,12	242,25	1,135
1.75	254,96	1,08	246,57	1,12	243,43	1,130

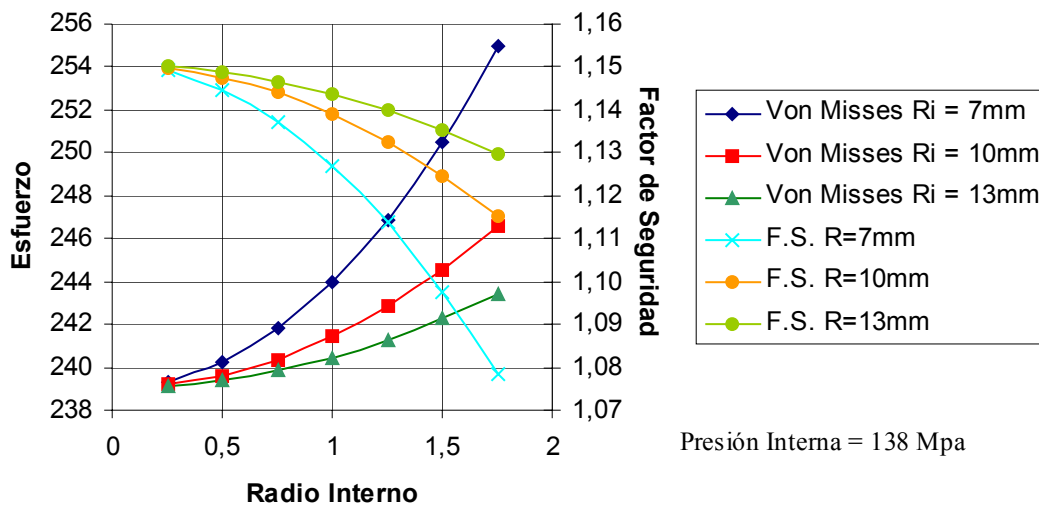


Figura 4.24. Gráfica Esfuerzo Máximo/Factor de Seguridad vs. Radio Interno. (El Autor).

Hasta los momentos con los análisis realizados se puede observar que no existe configuración geométrica alguna que nos suministre un factor de seguridad aceptable para la condición máxima de trabajo requerida. Por lo cual se puede decir que al estar trabajando el visor de la celda PVT a 20.000 Psi no existe ningún tubo de zafiro que soporte confiablemente esa presión.

Se opta por disminuir la presión de trabajo buscando que el factor de seguridad sea mayor que 1.5, criterio que se acordó al analizar el visor de la celda Ruska (pag. 108).

Para analizar el comportamiento del visor de zafiro al variar la presión interna se tomó como configuración geométrica un radio interno de 1,5 mm y un radio externo de 7 mm, debido a que en los análisis anteriores se puede observar que con esta configuración, siendo una de las que involucra menor volumen de material, se obtiene un esfuerzo máximo de 250,53 Mpa (tabla 4.4) y con ello un factor de seguridad de 1,1 el cual se encuentra en el promedio de los valores obtenidos (en el rango 1,08 a 1,15).

Se varía la presión y se observa como cambian los esfuerzos, tal como se muestra en la tabla 4.5, se puede observar que para una presión interna de 14.500 Psi (100 Mpa) los esfuerzos resultantes nos permiten obtener un factor de seguridad de 1,51, por lo cual se puede decir que para la configuración geométrica seleccionada, correspondiente a un diámetro interno de 3 mm y un diámetro externo de 14 mm la presión máxima de trabajo permisible es de 14.500 Psi.

Tabla 4.5. Resultados de los Esfuerzos en el visor de la celda PVT al variar la presión interna. (El Autor).

Presión (Mpa)	Esfuerzo T (Mpa)	Esfuerzo R (Mpa)	Esfuerzo L (Mpa)	Von mises (Mpa)	F.S
8	8,77	-8,00	0,39	14,52	18,94
16	17,54	-16,00	0,77	29,05	9,47
24	26,31	-24,00	1,16	43,57	6,31
32	35,08	-32,00	1,54	58,09	4,73
40	43,85	-40,00	1,93	72,62	3,79
48	52,62	-48,00	2,31	87,14	3,16
56	61,39	-56,00	2,70	101,66	2,71
64	70,16	-64,00	3,08	116,19	2,37
72	78,93	-72,00	3,47	130,71	2,10
80	87,70	-80,00	3,85	145,23	1,89
88	96,47	-88,00	4,24	159,76	1,72
96	105,24	-96,00	4,62	174,28	1,58
100	109,63	-100,00	4,81	181,54	1,51
104	114,01	-104,00	5,01	188,80	1,46
112	122,78	-112,00	5,39	203,33	1,35
120	131,55	-120,00	5,78	217,85	1,26
128	140,32	-128,00	6,16	232,37	1,18
136	149,09	-136,00	6,55	246,90	1,11

La única forma de poder utilizar el zafiro en el diseño del visor de la celda PVT es buscar la manera de poder disminuir los esfuerzos en la pared interna del visor, con este fin se opta por generar una presión externa en el diámetro externo del visor, para lo cual se utilizaran las ecuaciones correspondientes a la teoría de recipientes a presión de pared gruesa en su forma general, tal como se muestran a continuación:

$$\sigma_r = \frac{P_i * r_i^2 - P_o r_o^2 + \frac{r_i^2 * r_o^2 * (P_o - P_i)}{r^2}}{r_o^2 - r_i^2}$$

$$\sigma_t = \frac{P_i * r_i^2 - P_o r_o^2 - \frac{r_i^2 * r_o^2 * (P_o - P_i)}{r^2}}{r_o^2 - r_i^2}$$

$$\sigma_l = \frac{P * r_i^2}{r_o^2 - r_i^2}$$

En donde:

σ_r : Esfuerzo Radial

P_o : Presión Externa

σ_t : Esfuerzo Tangencial

P_i : Presión Interna

σ_l : Esfuerzo Longitudinal

r_o : Radio Externo

r_i : Radio Interno

Se analizó un visor de zafiro de diámetro interno 3 mm y diámetro externo 14 mm al cual se le aplicó presión de 20.000 Psi en la cara interna y se varió la presión en la cara externa, logrando con esto una variación en los esfuerzos en la cara interna del visor, la tabla 4.6 muestra los resultados obtenidos.

Tabla 4.6. Resultados de los Esfuerzos en el visor de la celda PVT al variar la presión externa. (El Autor).

Presión (Mpa)	Esfuerzo T (Mpa)	Esfuerzo R (Mpa)	Esfuerzo L (Mpa)	Von Mises (Mpa)	F.S
0	151,28	-138,00	6,64	250,53	1,10
8	134,51	-138,00	6,64	236,15	1,16
16	117,74	-138,00	6,64	222,11	1,24
24	100,97	-138,00	6,64	208,48	1,32
32	84,20	-138,00	6,64	195,33	1,41

40	67,43	-138,00	6,64	182,78	1,50
48	50,66	-138,00	6,64	170,96	1,61
56	33,89	-138,00	6,64	160,02	1,72

Se observa que al mantener una presión constataste de 20000 Psi en la cara interna del visor de celda PVT y variar la presión en la cara externa, los esfuerzos en la cara interna tienden a disminuir. Se tiene que para una presión externa de 5.800 Psi (40 Mpa) se logra obtener una disminución en los esfuerzos de la pared interior, tal que el factor de seguridad aumenta a 1,5, valor que cumple con los criterios preestablecidos para el diseño del visor (pag. 108).

Se analizó con el programa de elementos finitos Visual Nastran la opción correspondiente diámetro exterior 14 mm y diámetro interior 3 mm. En primer lugar se dibuja la geometría en PRO-ENGINEER, para posteriormente importarla al Visual Nastran.

En el programa Visual Nastran, se procede a introducir las condiciones de borde, que para el caso del visor de la celda PVT se introducen tanto la presión en la pared interna del visor correspondiente a 20.000 Psi (138 Mpa) y la presión de 5.800 Psi (40 Mpa) aplicada en la pared externa. Se restringe el modelo para evitar que este se desplace mediante la propiedad “*fixed*”.

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” el cual aumenta o disminuye la densidad de la malla y con ello el numero de nodos y elementos. Los elementos usados por este programa son tetraédricos y trabaja fundamentalmente en tres dimensiones. La verificación de la malla la hace automáticamente el programa.

Finalmente proceder a introducir las propiedades del material, que para el caso del visor de la celda PVT se utiliza Zafiro, el cual posee una resistencia última a la tracción de 275 Mpa, relación de poisson de 0,29 y módulo de elasticidad de 390 Gpa (punto 3.3.2), el programa aunque se le pueden introducir diversas propiedades como densidad, conductividad eléctrica, entre otras más, solo requiere de estos datos para realizar los cálculos referentes a los esfuerzos en el modelo. Los resultados de esta simulación se muestran en la figura 4.25.

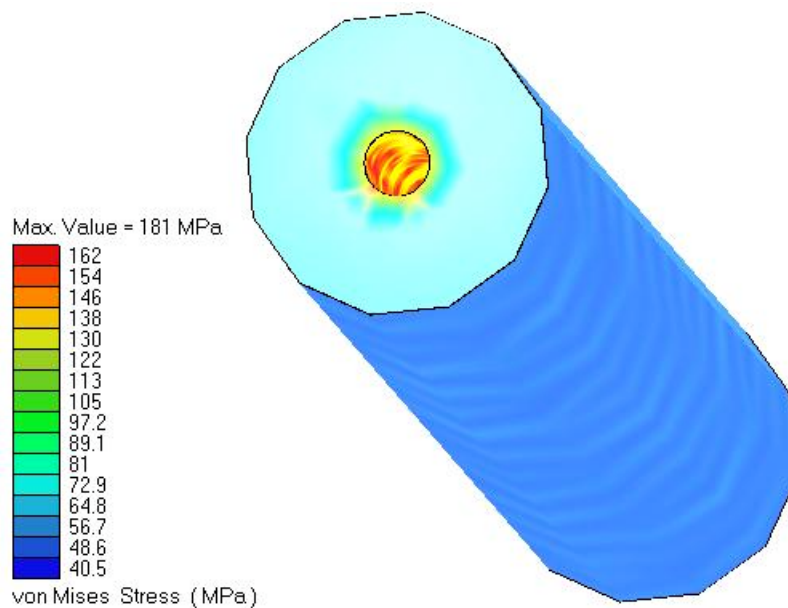


Figura 4.25. Esfuerzos en el Visor de la Celda PVT sometido a una presión interna de 20.000 Psi y una presión externa de 5.800 Psi utilizando la Teoría de Von Mises. (El Autor).

Se puede observar que el valor del esfuerzo en la pared interna del visor es de 181 Mpa, comparando este valor con el obtenido por la solución analítica 182,78 Mpa, se puede notar que los valores prácticamente son iguales, por lo cual los resultados obtenidos por el simulador son bastante confiables.

Se tiene entonces que el visor a utilizar poseerá un diámetro externo de 14 mm y un diámetro interno de 3 mm, al cual se le buscara la manera de generarle una presión externa de 5.800 Psi para que con ello pueda trabajar confiablemente hasta con una presión interna de 20.000 Psi, en el caso de que no se pueda generar la presión externa el visor solo podrá trabajar hasta con un máximo de 14.500 Psi de presión interna.

Con el fin de generar la presión externa de 5.800 Psi en el visor, se propone la utilización de un sistema concéntrico de cilindros en cuyo interior se encuentre un fluido, el cual generará la presión deseada, tal como se muestra en la figura 4.26.

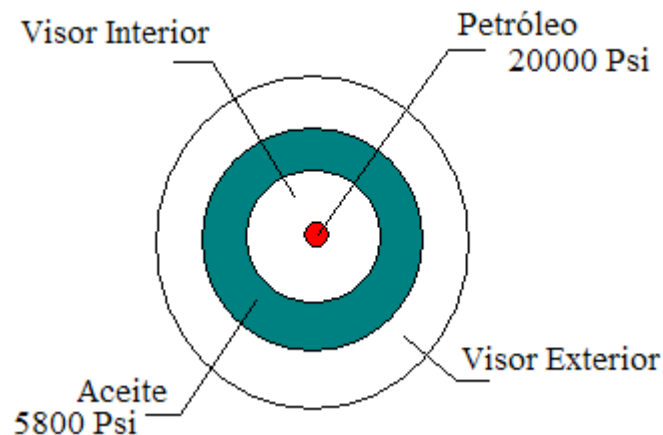


Figura 4.26. Sistema de cilindros compuestos. (El Autor).

Debido a que la manufactura de los cilindros de zafiro es muy limitada en el mercado exterior, se opta por asumir radios que no sobrepasen 60 mm, ya que la información es un tanto restringida sobre la existencia de zafiros que alcancen dimensiones mayores a 40 mm, por ello se asume en un principio que si existe el proveedor que nos suministre dicho zafiro y se establece que la película de aceite ha de tener un espesor de 14 mm, esto con el fin de obtener un menor diámetro en el

visor exterior y con el fin de que quede espacio para un agujero por el cual introducir el aceite.

Con esto podemos decir que el límite en el radio interior del visor exterior ha de ser la suma de radio externo del visor interior (7 mm) más el espesor de la película de aceite (14 mm), lo cual nos da 21 mm. Con este valor se procede a calcular el radio externo del visor exterior, aplicando una presión interna de 5.800 Psi (40 Mpa) y buscando que los esfuerzos resultantes sean tales que el factor de seguridad no sobrepase el valor de 1,5 (pag 108), se puede observar que al utilizar un radio externo de 27 mm y aplicando la teoría de recipientes a presión de pared gruesa se obtiene:

$$\sigma_r = \frac{-P * r_i^2 * \left(\frac{r_o^2}{r^2} - 1 \right)}{r_o^2 - r_i^2} \quad \sigma_t = \frac{P * r_i^2 * \left(\frac{r_o^2}{r^2} - 1 \right)}{r_o^2 - r_i^2} \quad \sigma_l = \frac{P * r_i^2}{r_o^2 - r_i^2}$$

Donde:

$$P = 40 \text{ Mpa}$$

$$r_i = 21 \text{ mm}$$

$$r_o = 27 \text{ mm}$$

$$\sigma_r = - \frac{40 * (21)^2 * \left(\frac{(27)^2}{(21)^2} - 1 \right)}{(27)^2 - (21)^2} \quad \sigma_r = -40 \text{ Mpa}$$

$$\sigma_t = \frac{40 * (21)^2 * \left(\frac{(27)^2}{(21)^2} + 1 \right)}{(27)^2 - (21)^2} \quad \sigma_t = 162,5 \text{ Mpa}$$

$$\sigma_l = \frac{40 * (21)^2}{(27)^2 - (21)^2} \quad \sigma_l = 61,25 \text{ Mpa}$$

Aplicando la Teoría de la Energía de Distorsión, se obtienen los esfuerzos resultantes por Von Misses.

$$\sigma' = \sqrt{\frac{(\sigma_r - \sigma_l)^2 + (\sigma_t - \sigma_l)^2 + (\sigma_t - \sigma_r)^2}{2}}$$

$$\sigma' = \sqrt{\left(\frac{(-40 - 61,25)^2 + (162,5 - 61,25)^2 + (162,5 + 40)^2}{2} \right)}$$

$$\sigma' = 175,37 \text{ Mpa}$$

Seguidamente se calcula el factor de seguridad para los resultados teóricos (N_t). Se utilizó un Esfuerzo Último (S_{ut}) de 275 Mpa, correspondiente al Zafiro.

El esfuerzo por Von Misses (σ') es de 175,37 Mpa (calculado por la solución analítica)

El factor de seguridad es igual a:

$$N = \frac{S_y}{\sigma'}$$

Donde:

$$S_{ut} = 275 \text{ Mpa}$$

$$\sigma' = 175,37$$

$$N_t = \frac{275}{175,37} \quad N_t = 1,56$$

El factor de seguridad es mayor que 1,5, por ello se afirma que con un radio interno de 21 mm y un radio externo de 27 mm el visor exterior de la celda PVT podrá soportar presiones internas de hasta 5.800 psi

Se analizó en Visual Nastran el visor exterior de zafiro con las dimensiones obtenidas por la solución analítica, radio exterior 21 mm y radio interior 27 mm, sometiéndolo a la presión interna de 5.800 Psi (40 Mpa) obteniéndose los resultados que se muestran en la figura 4.27.

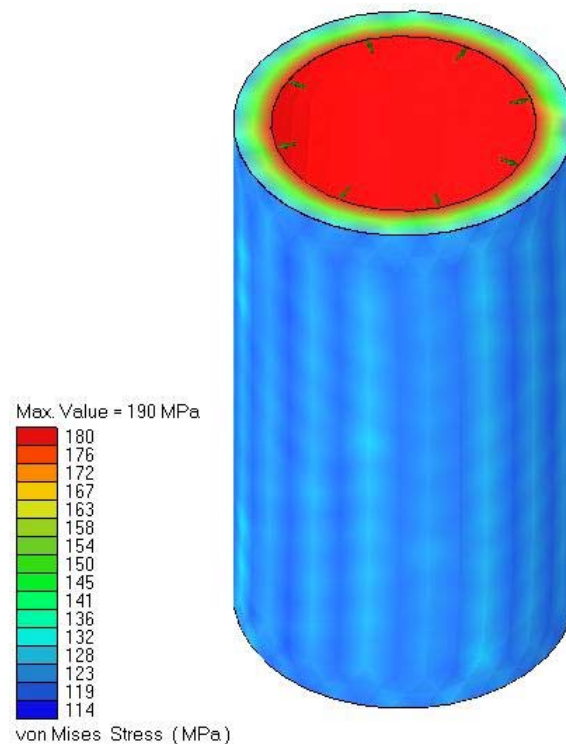


Figura 4.27. Esfuerzos en el Visor Externo de la Celda PVT sometido a una presión interna de 5.800 Psi utilizando la Teoría de Von Mises. (El Autor).

Se observa que valor del esfuerzo en la pared interna del visor calculado por la simulación es de 190 Mpa, el cual se asemeja en gran medida al esfuerzo calculado por la solución analítica cuyo valor fue 175,37 Mpa. Con estos resultados se corrobora nuevamente que el simulador genera resultados confiables.

Luego de realizar los diversos estudios de esfuerzos en los visores, se define que para poder cumplir con los requerimientos del diseño, el cual en principal medida es soportar una presión interna de 20.000 Psi, se ha de implementar un sistema de cilindros concéntricos, los cuales serán llamados Visor Interno y Visor Externo de la celda PVT. El visor interno poseerá un diámetro interno de 3 mm y un diámetro externo de 14 mm y el visor externo tendrá un diámetro interno de 42 mm y un diámetro externo de 54 mm. Ambos visores serán construidos de Zafiro y con una longitud de 100 mm. Los planos de estos visores se encuentran en el Apéndice C, planos I1 y J1 respectivamente. En la figura 4.28 se observa el montaje de los dos visores de Zafiro.

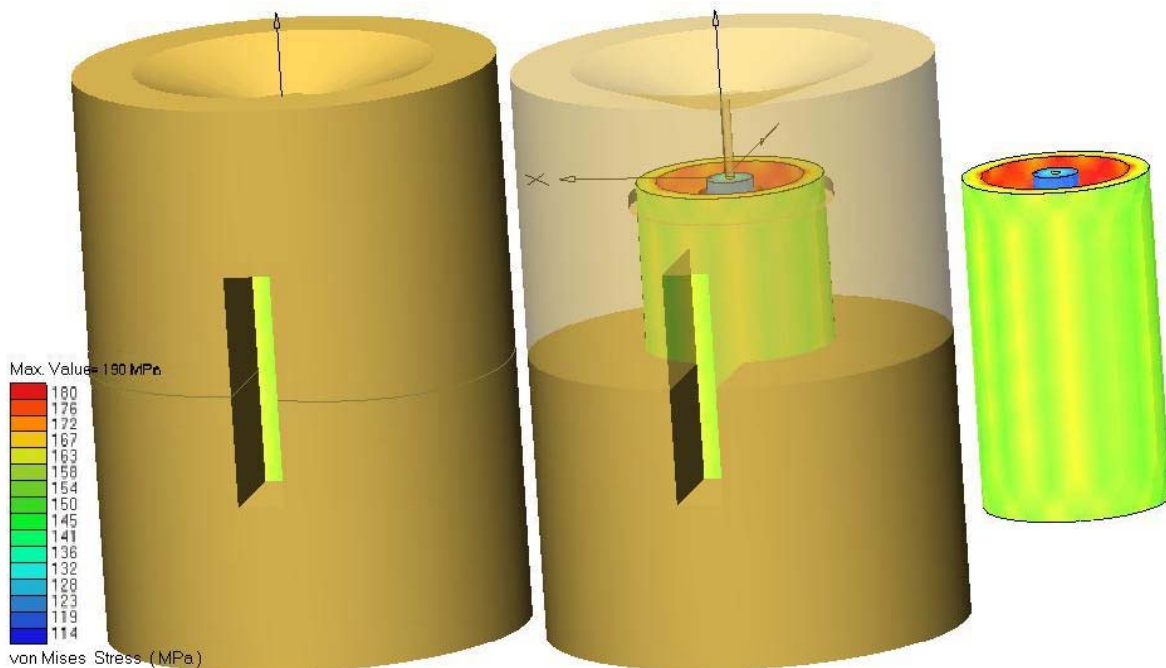


Figura 4.28. Montaje de los visores de Zafiro. (El Autor).

4.2.3 Cavity superior de la celda PVT.

La celda PVT está conformada por dos cavidades una cavidad superior y una inferior, ambas cavidades poseen un volumen interno idéntico.

En primera instancia se analiza un modelo de la cavidad superior de la celda PVT, en el cual se asume que el visor de Zafiro de 14 mm de diámetro externo y 3 mm de diámetro interno soporta la presión de 20.000 Psi afirmación que es falsa. El motivo de asumir esto es porque no se tenía la certeza de que existiese en el mercado un tubo de zafiro que cumpliera con los requerimientos geométricos calculados para el visor exterior, por ello se genera un modelo asumiendo las dimensiones de este visor, para así poder analizar los esfuerzos en la cavidad superior, en el caso de no encontrarse un zafiro que cumpla con los requerimientos del visor exterior, se tendrá que trabajar solo hasta 14.500 Psi. El análisis de la cavidad se hará para una presión interna de 20.000 Psi.

En el caso de no encontrarse alguna empresa que nos suministre el visor externo entonces la cavidad superior estaría sobredimensionada. En caso contrario, se realizan pequeñas modificaciones en el alojamiento del visor para poder colocar ambos visores. Los planos del primer modelo de la cavidad superior de la celda PVT (Plano A2) se encuentran en el Apéndice C.

Para el análisis de la cavidad superior se utilizó el programa de elementos finitos Visual Nastran. En primer lugar se dibuja la geometría en PRO-ENGINEER,

para posteriormente importarla al Visual Nastran, la figura 4.29 A muestra la cavidad superior dibujada en tres dimensiones.

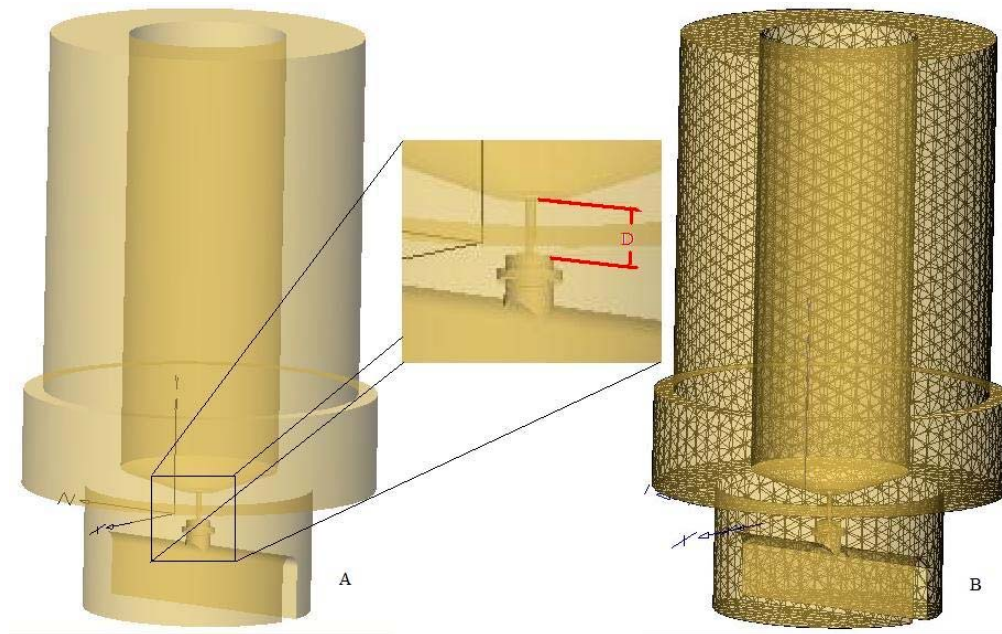


Figura 4.29. Dibujo tridimensional de la cavidad superior de la celda PVT (modelo1); A cavidad superior- ampliación, B cavidad superior mayada. (El Autor).

En el programa Visual Nastran, se procede a introducir las condiciones de borde, que para el caso de la cavidad superior es simplemente la presión interna, la cual será igual a la presión máxima de trabajo 20.000 Psi (138 Mpa), se restringe el modelo para evitar que este se desplace mediante la propiedad “*fixed*”. El siguiente paso es mallar el modelo, tal como se observa en la figura 4.28 B. Finalmente se procede a introducir las propiedades del material, acero 17-4PH con un Limite de Fluencia de 809 Mpa, Relación de Poisson de 0,272 y Módulo de Elasticidad de 181 Gpa. (punto 3.3.1).

Al observar los resultados arrojados por el simulador, se nota que los mayores esfuerzos se encuentran en el ducto que se resalta en la figura 4.29 A, siendo mayores a medida que se asciende por el ducto, con lo cual se tiene que los mayores esfuerzos se localizan en el perímetro del orificio superior. Al variar la longitud “D” de la figura 4.29 A, se observa que los esfuerzos en esa zona tienden a cambiar, se probaron con diversas magnitudes para “D”, la figura 4.30 muestra los resultados para diversos valores de “D”.

Analizando estos resultados, se puede observar que se logra disminuir el esfuerzo en la pared interior del ducto de la cavidad superior de la celda PVT a medida que se aumenta la longitud “D”, para una longitud “D” igual a 17,6 mm el valor del esfuerzo es 435 Mpa (figura 4.30 C), para longitudes mayores el esfuerzo tiende igualmente a 435 Mpa (figura 4.30 D).

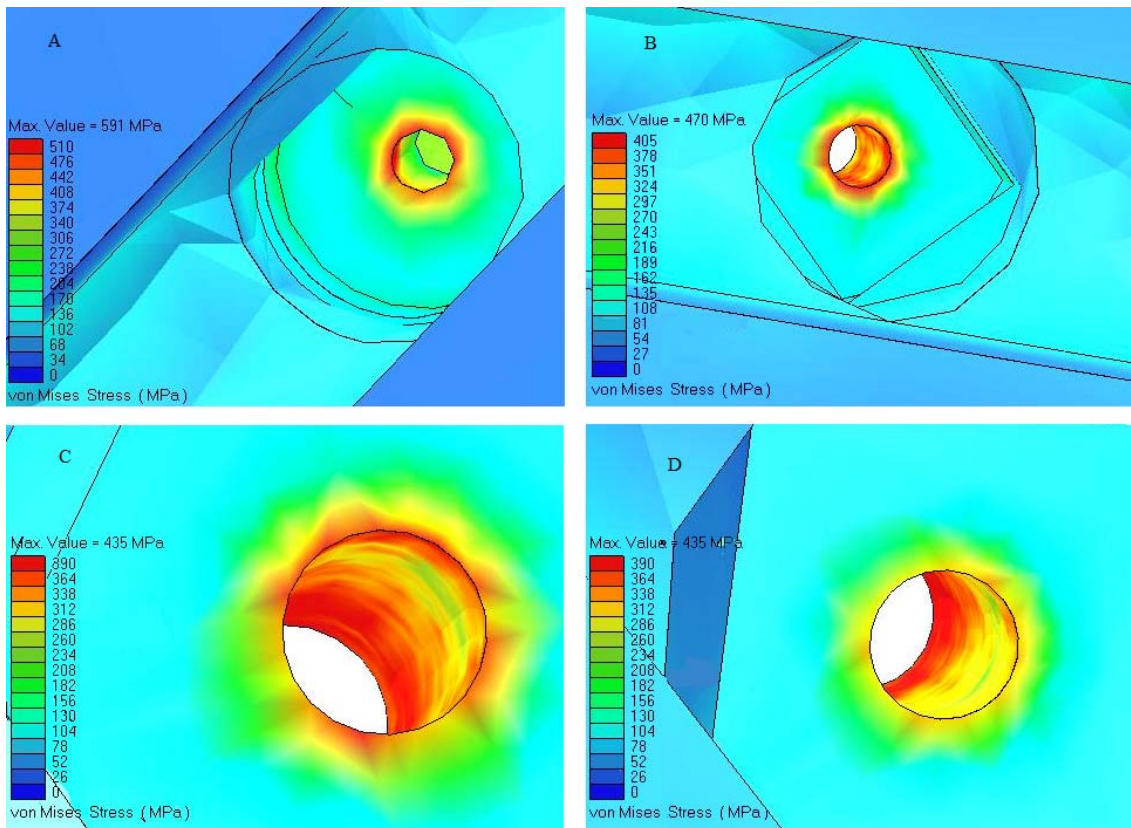


Figura 4.30. Esfuerzos al variar la longitud “D” del ducto de la cavidad superior de la celda PVT utilizando la teoría de Von Misses; A (D = 7,6 mm), B (D = 12,6 mm), C (D = 17,6 mm), D (D = 22,6 mm). (El Autor).

Con el fin de disminuir aun más los esfuerzos en el ducto de la cavidad superior, se opta por realizarle un chaflán a 45° de 2 mm al orificio superior del ducto, con lo cual se logra disminuir el esfuerzo a 424 Mpa, tal como se puede observar en la figura 4.31.

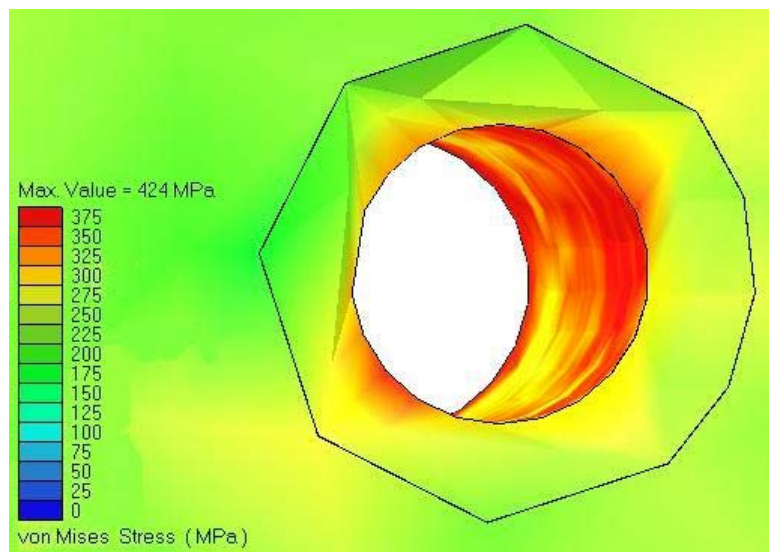


Figura 4.31. Esfuerzos en el ducto de la cavidad superior de la celda PVT al realizar un chaflán a 45° de 2 mm utilizando la teoría de Von Misses. (El Autor).

Con el valor del esfuerzo de 424 Mpa, se tiene que el factor de seguridad en esta zona ha de ser de:

$$N = \frac{S_y}{\sigma'}$$

Donde:

$$S_y = 809 \text{ Mpa}$$

El esfuerzo por Von Misses (σ') es de 424 Mpa (calculado por la simulación).

$$N_s = \frac{809}{424} \quad N_s = 1,90$$

Se considera que el valor 1,90 del factor de seguridad es aceptable, por lo cual se puede considerar que el diseño de la cavidad superior de la celda PVT es confiable.

Con el fin de comparar los resultados obtenidos con la solución analítica, se muestra en la figura 4.32 una vista en la cual se puede observar cual es el valor del esfuerzo en la pared interior de la cavidad superior de la celda PVT, teniéndose que el valor del esfuerzo es de 325 Mpa, el cual se asemeja en gran medida al obtenido por la solución analítica, el cual fue de 318,69 Mpa (Pag. 113), por lo que se puede decir que los resultados obtenidos son confiables.

A medida que se fue desarrollando el proyecto se logro conseguir repuesta del la empresa *Goodfellow* la cual se dedica a la comercialización de materiales especiales, entre ellos el Zafiro. Esta empresa está en capacidad de ofrecer el Zafiro con las dimensiones requeridas para el diseño del visor interior (diámetro interior 3 mm, diámetro exterior 14 mm) y del visor exterior (diámetro interior 42 mm, diámetro exterior 54 mm).

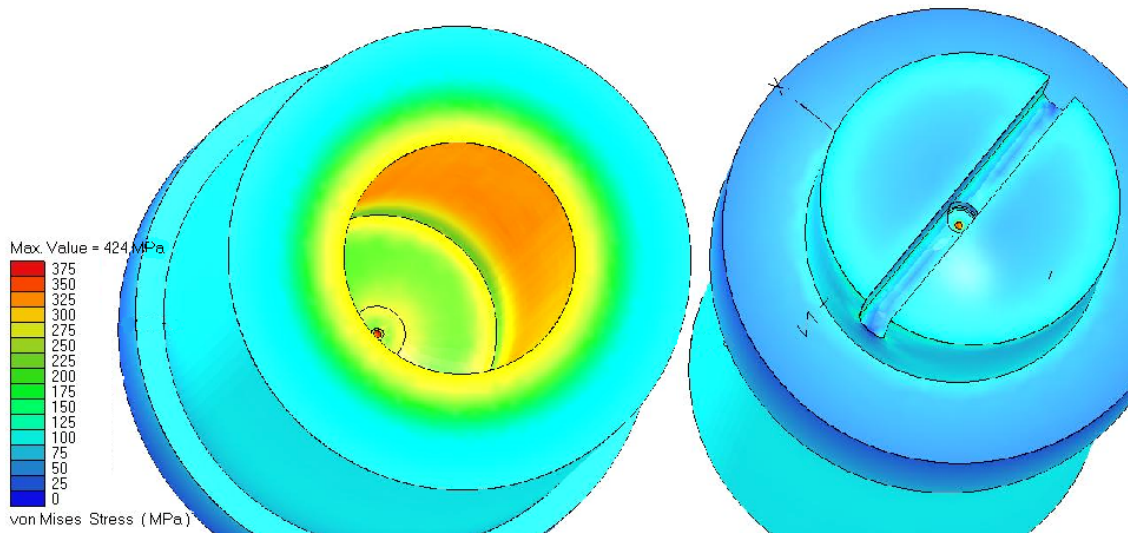


Figura 4.32. Esfuerzos en la cavidad superior de la celda PVT utilizando la teoría de Von Misses. (El Autor).

Al poseer los dos visores se puede entonces soportar la presión interna de 20.000 Psi en el visor interior. Para adaptar el visor externo simplemente se le hace una modificación en la sección correspondiente al alojamiento del visor, tal como se puede observar en la figura 4.33. En esta zona los esfuerzos no son muy altos, tal como se puede notar en la figura 4.32, encontrándose valores de esfuerzo que están entre 75 Mpa y 125 MPa, por ello la modificación se puede realizar sin temer que se genere una concentración de esfuerzos tal que implique el fallo de la pieza.

Los planos definitivos de la cavidad superior que se utilizará en la celda PVT se encuentran en el apéndice C, plano A1. Las dimensiones de los alojamientos de los O-rings tanto del visor interno como del visor externo van a depender de la sección transversal “S” del O-ring (figura 4.34), se va a obtener las dimensiones del alojamiento, dependiendo si la aplicación es estática o dinámica, tal como se puede ver en la tabla B1, para el caso de los visores se utilizó una sección “S” de 3 mm, con lo cual se tiene que la dimensión “A” es de 3,90 mm y la dimensión “B” de 2,40

mm. Con las dimensiones “A” y “B” se obtiene la dimensión del diámetro interior del O-ring.

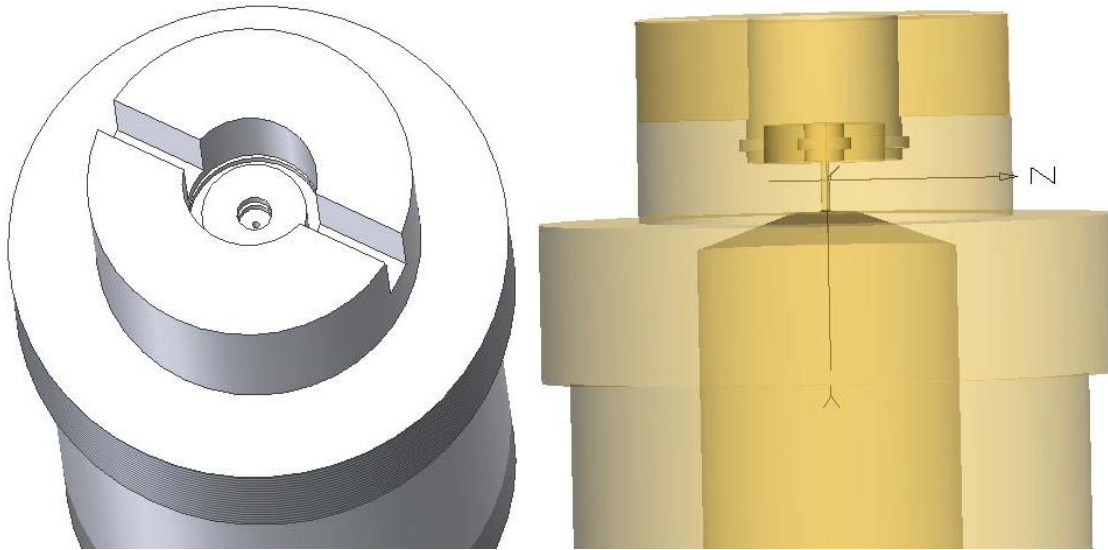


Figura 4.33. Cavidad superior de la celda PVT con alojamiento para visor interior y exterior. (El Autor).

Para el visor interno:

$$\phi_{\text{int}} = \phi_{\text{ext-vis}} - 2 * (S - B)$$

Donde $\phi_{\text{ext-vis}}$: Diámetro externo del visor interno = 14 mm

$$\phi_{\text{int}} = 14 - 2 * (3 - 2,40) = 12,80 \text{ mm}$$

Para el visor externo:

$$\phi_{\text{int}} = \phi_{\text{ext-vis}} - 2 * (S - B)$$

Donde $\phi_{\text{ext-vis}}$: Diámetro externo del visor externo = 54 mm

$$\phi_{\text{int}} = 27 - 2 * (3 - 2,40) = 25,80 \text{ mm}$$

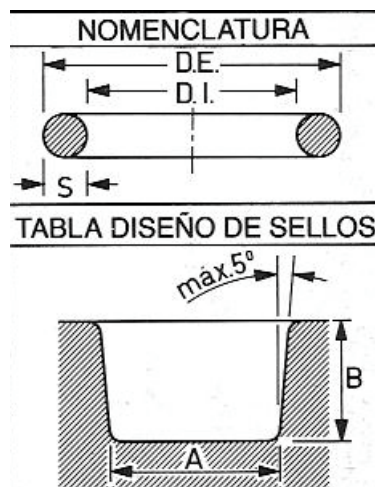


Figura 4.34. Dimensiones del alojamiento. (Catálogo ARGENSOLD).

Con el diámetro interior del O-ring y con el diámetro de la sección transversal del O-ring se entra en la tabla A2 y se selecciona el O-ring que más se adapte a las condiciones geométricas antes mencionadas. Para el caso del visor interno, el O-ring que más se adapta a las condiciones geométricas es el 30130 del stock de ARGENSOLD y para el visor externo el que más se adapta es el M-926. Seguidamente se procede a seleccionar el anillo de respaldo anti-extrusión, el cual es recomendado para proteger la vida útil del O-ring, cuando este es sometido a altas presiones. La tabla 4.5 muestra una serie de anillos de respaldo, pudiéndose notar que el que debido a la forma geométrica que este posee, se pudo determinar que el que más se adapta a la geometría del alojamiento del visor interno es el AX-8112 y para el alojamiento del visor externo el AX-8138.

4.2.4 Cavidad Inferior de la celda PVT

La cavidad inferior de la celda PVT posee una forma geométrica parecida a la de la cavidad superior, debido a que tanto el diámetro interno como externo de

las cavidades son los mismos. Por ello no se justifica el realizar el análisis completo, debido a que los esfuerzos en la pared del cilindro no van a variar.

El calcular todo el modelo completo involucra un alto esfuerzo computacional, ya que se requiere un mayado más denso para la zona de los ductos, zona que se ha destacado con un círculo rojo en la figura 4.35, es por ello que se decide realizar un análisis local de esta zona, que es la que tendería a fallar.

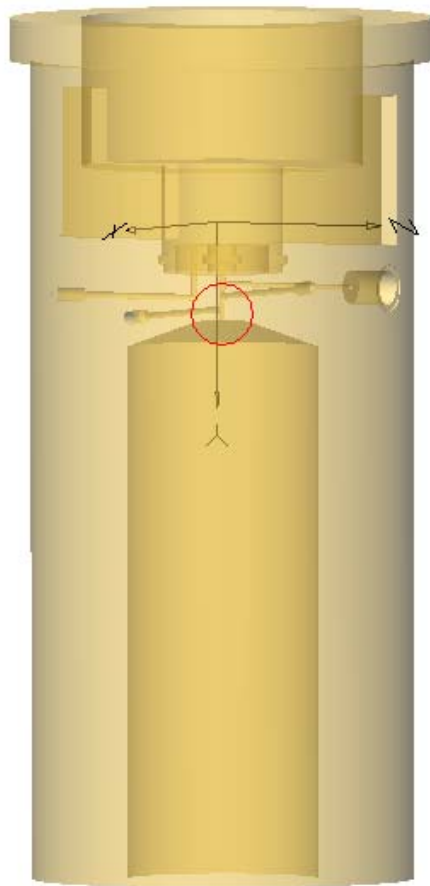


Figura 4.35. Cavidad inferior de la celda PVT. (El Autor).

Se realiza un modelo en el cual solo se involucren los ductos, tal como se puede ver en la figura 4.36, se observa como sería el mayado correspondiente,

nótese que la densidad de la maya es bastante alta, lo cual implica un mayor número de nodos y elementos, por ello el intentar analizar la cavidad inferior como un modelo único resulta bastante dificultoso.

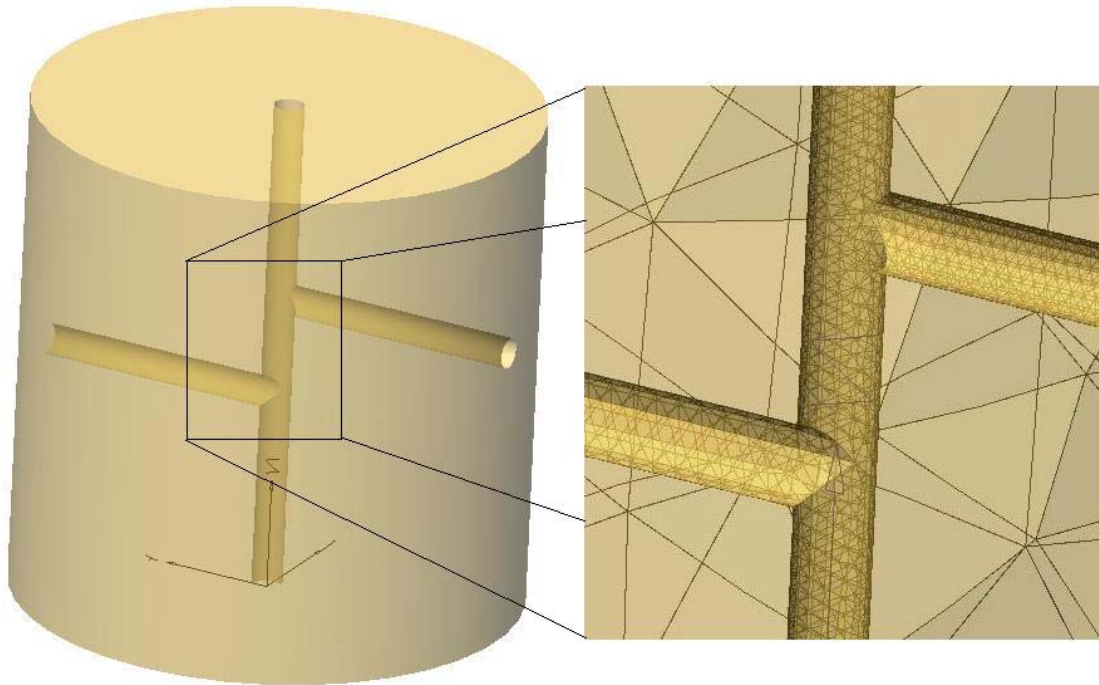


Figura 4.36. Ductos de la cavidad inferior de la celda PVT. (El Autor).

A continuación se procede a introducirle al programa de Elementos Finitos Visual Nastran las cargas a las cuales va a estar sometido el modelo, las cuales son la presión de 20.000 Psi (138 Mpa) en el interior de los ductos, así como la propiedad “fixed” para evitar el desplazamiento del modelo. Seguidamente se introduce las propiedades del material, acero 17-4PH en la condición H-100, con un límite de fluencia de 809 Mpa, relación de poisson de 0,272 y módulo de elasticidad de 1,81 Gpa.

Los resultados de esta simulación se pueden observar en la figura 4.37, en la cual se puede ver que los máximos esfuerzos se localizan en las intersecciones de los ductos, alcanzándose un valor de esfuerzo de 500 Mpa.

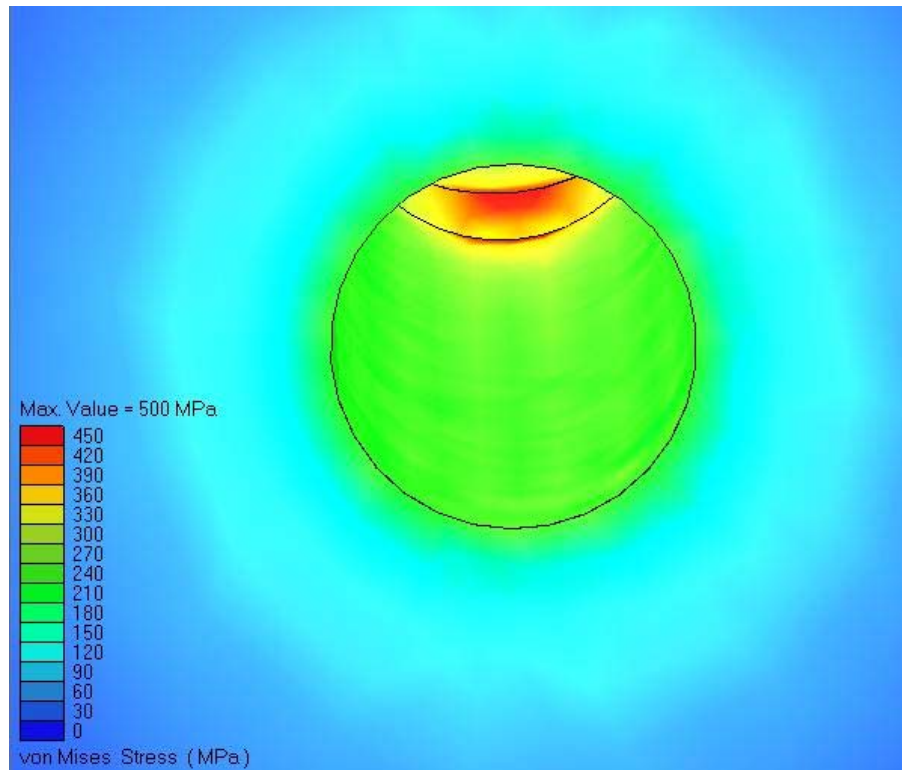


Figura 4.37. Esfuerzos en los ductos de la cavidad inferior de la celda PVT utilizando la teoría de Von Misses. (El Autor).

Calculando el factor de seguridad correspondiente al esfuerzo de 450 Mpa arrojado por la simulación se tiene que:

$$N = \frac{S_y}{\sigma'}$$

Donde:

$$S_y = 809 \text{ Mpa}$$

El esfuerzo por Von Misses (σ') es de 500 Mpa (calculado por la simulación).

$$N_s = \frac{809}{500} \quad N_s = 1.68$$

Un valor del factor de seguridad de 1,68 es bajo, esto si lo comparamos con el valor de 2,5 que se ha utilizado para el diseño de las paredes de las cavidades (pag. 104). Es por ello que se realiza un redondeo en las uniones de los ductos, tal como se puede observar en la figura 4.38, esto con el fin de disminuir los esfuerzos en esa zona.

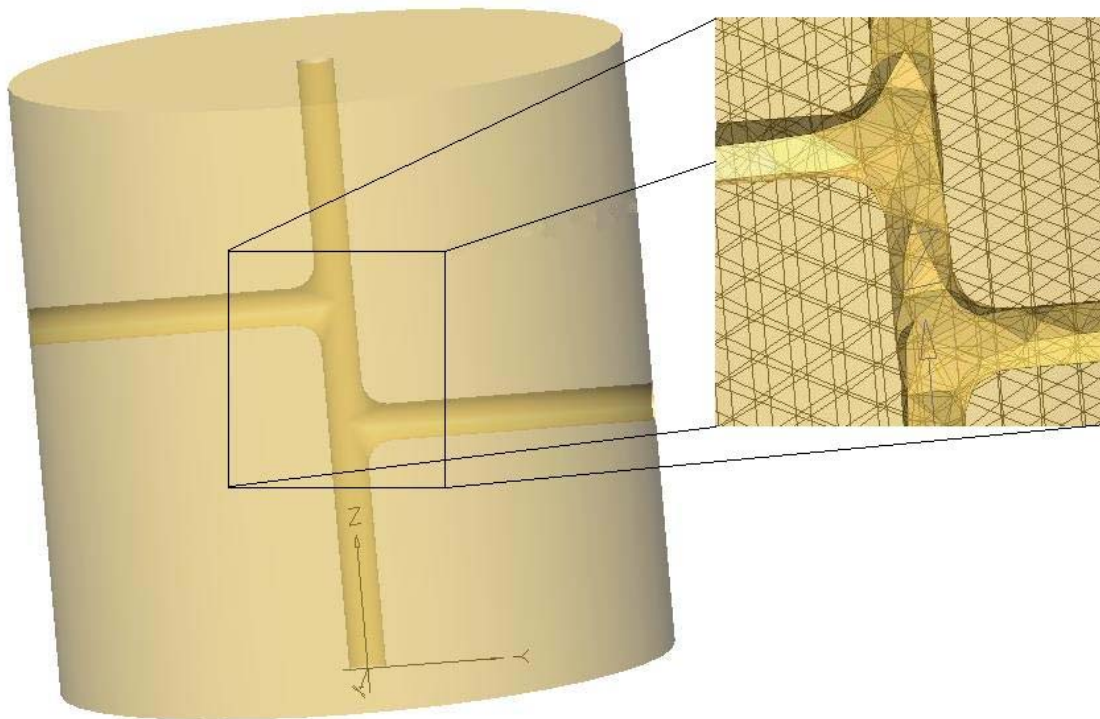


Figura 4.38. Ductos de la cavidad inferior de la celda PVT con uniones redondeadas.
(El Autor).

Al realizar el análisis por Elementos Finitos de este modelo, se observa que los esfuerzos tienden a disminuir, lográndose obtener un valor de esfuerzo en las uniones de los ductos de 418 Mpa, tal como se puede ver en la figura 4.39.

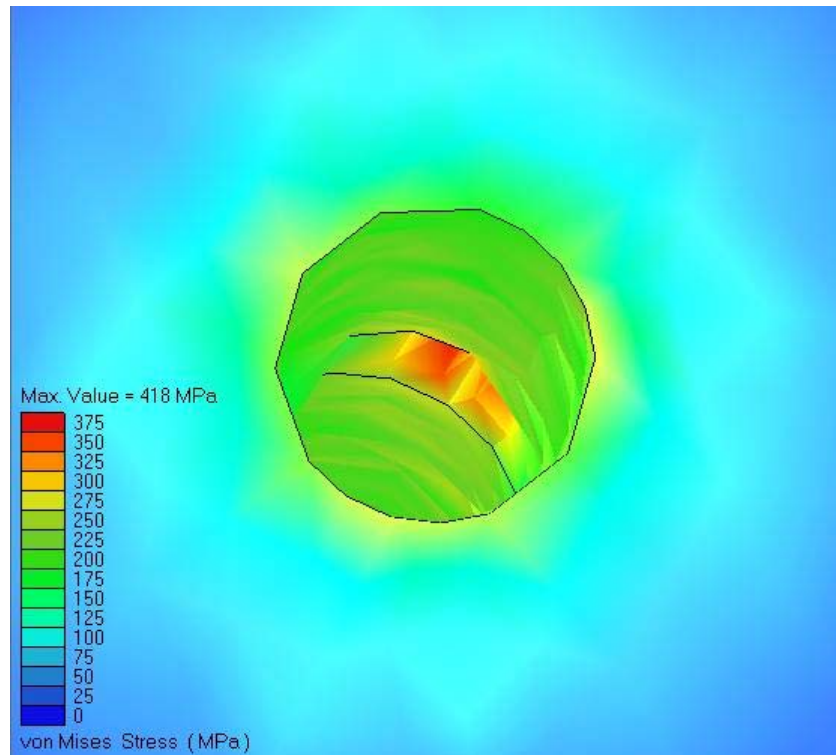


Figura 4.39. Esfuerzos en los ductos de la cavidad inferior de la celda PVT con uniones redondeadas utilizando la teoría de Von Misses. (El Autor).

Al calcular el factor de seguridad correspondiente al esfuerzo de 418 Mpa obtenido por la simulación se tiene que:

$$N = \frac{S_y}{\sigma'}$$

Donde:

$$S_y = 809 \text{ Mpa}$$

El esfuerzo por Von Misses (σ') es de 418 Mpa (calculado por la simulación).

$$N_s = \frac{809}{418} \quad N_s = 1,93$$

Se ha logrado aumentar la seguridad de la pieza, y el valor del factor de seguridad de 1,93 se considera aceptable para el diseño de los ductos y por ende de la cavidad inferior de la celda PVT.

Este análisis de los ductos no se limita solo a la cavidad inferior de la celda PVT, por ello es valido para todas las piezas en la que se involucren ductos.

Los planos definitivos de la cavidad inferior de la celda PVT se encuentran en el apéndice C, plano B1.

4.2.5 Los Pistones

Ya esta claro que el diámetro interno de la celda es 90 mm, ahora con este diámetro se procede a analizar los componentes que la conforman, uno de ellos son los pistones. Como primera idea se tiene la forma geométrica como la que se muestra en la figura 4.40, en la cual se tiene un tope el cual es utilizado como guía para el agitador, adicionalmente ayuda para la disminución del volumen muerto.

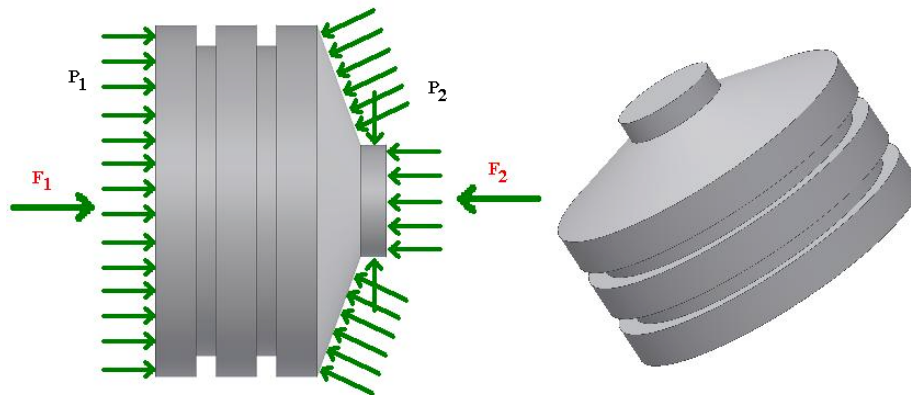


Figura 4.40. Pistón-Primer Modelo. (El Autor).

Observando la figura 4.40, si queremos que el pistón se encuentre en equilibrio, se debe cumplir que la sumatoria de fuerzas sea igual a cero, tal como se muestra a continuación:

$$\Sigma F = 0$$

$$F_1 = F_2$$

Adicionalmente se sabe que $P = \frac{F}{A}$

$$\text{Por ende } P_1 * A_1 = P_2 * A_2$$

Si se quiere mantener la misma presión en ambas caras del pistón, la única manera de que esto se pueda hacer posible es que ambas caras del piston posean igual área. Por tanto como A_1 menor que A_2 entonces tiene que P_1 mayor que P_2 , se observa que la correspondencia entre las presiones no es uno a uno, y que depende de una relación que es función de las áreas de las caras del pistón, por lo cual se tendría que tener en cuenta este factor para poder mantener la presión deseada dentro de la celda.

Con el fin de solventar el inconveniente de la diferencia de presiones por causa de las áreas y con ello simplificar la instrumentación, se opta por mantener las mismas áreas en ambas lados del pistón, tal como se muestra en la figura 4.41. Aunque la geometría de ambas caras del pistón no es exactamente la misma, debido al tope que se encuentra en una de ellas, se tiene que el área en que interviene la fuerza es la misma, ya que en este tope la presión genera fuerzas radiales, las cuales se compensan unas con otras, tal como se observa con las flechas verdes en la figura 4.41.

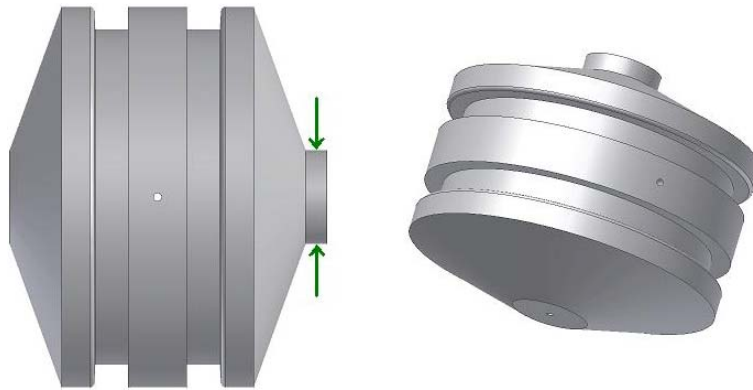


Figura 4.41. Pistón-Segundo Modelo. (El Autor).

Los planos de este pistón se encuentran en el apéndice C, plano F1. Las ranuras que posee el pistón son para alojar a los O-rings, así como los anillos de respaldo. Las dimensiones para el alojamiento del O-ring se seleccionó de la misma manera que para el caso de los visores, se utiliza una sección “S” de 6 mm para el O-ring, seguidamente en la tabla B1 se puede observar que para una aplicación estática, la dimensión A es de 7,80 mm y la dimensión B de 5,40 mm. Con las dimensiones “A” y “B” se obtiene la dimensión del diámetro interior del O-ring.

$$\phi_{\text{int}} = \phi_{\text{int-cel}} - 2 * B$$

Donde $\phi_{\text{int-cel}}$: Diámetro interno de la celda = 90 mm

$$\phi_{\text{int}} = 90 - 2 * 4,8 = 80,4 \text{ mm}$$

Con el diámetro interior del O-ring y con el diámetro de la sección transversal del O-ring se entra en la tabla B2 y se selecciona el O-ring que más se adapte a las condiciones geométricas antes mencionadas. Teniendo el O-ring ya seleccionado, que para nuestro caso corresponde al M-1132 del stock de ARGENSOLD, se procede a seleccionar el anillo de respaldo anti-extrusión, el cual es recomendado para proteger la vida útil del O-ring, cuando este éste es sometido a

altas presiones. La tabla 4.5 muestra una serie de anillos de respaldo, pudiéndose notar que el que debido a la forma geométrica que este posee se pudo determinar que el que más se adaptaba a nuestra aplicación era el AX-8338.

Seguidamente se procede a realizar el análisis de esfuerzos a los que se encuentra sometido el pistón, el análisis se simuló con el programa de Elementos Finitos Visual Nastran, aplicando en ambas caras del pistón una presión de 20.000 Psi (138 Mpa) y dando la propiedad de “*colide*” entre el pistón y la celda, con lo cual impide que el pistón penetre en la geometría de la celda, en pocas palabras simula el contacto. Adicionalmente a la celda se le da la propiedad de “*fixed*” con lo cual se fija impidiendo cualquier tipo de movimiento. La figura 4.42 muestra los resultados arrojados por esta simulación, asumiendo como material el acero 17-4PH en condición H-1100, con un Límite de Fluencia de 809 Mpa, Relación de Poisson de 0,272 y Módulo de Elasticidad de 181 Gpa.

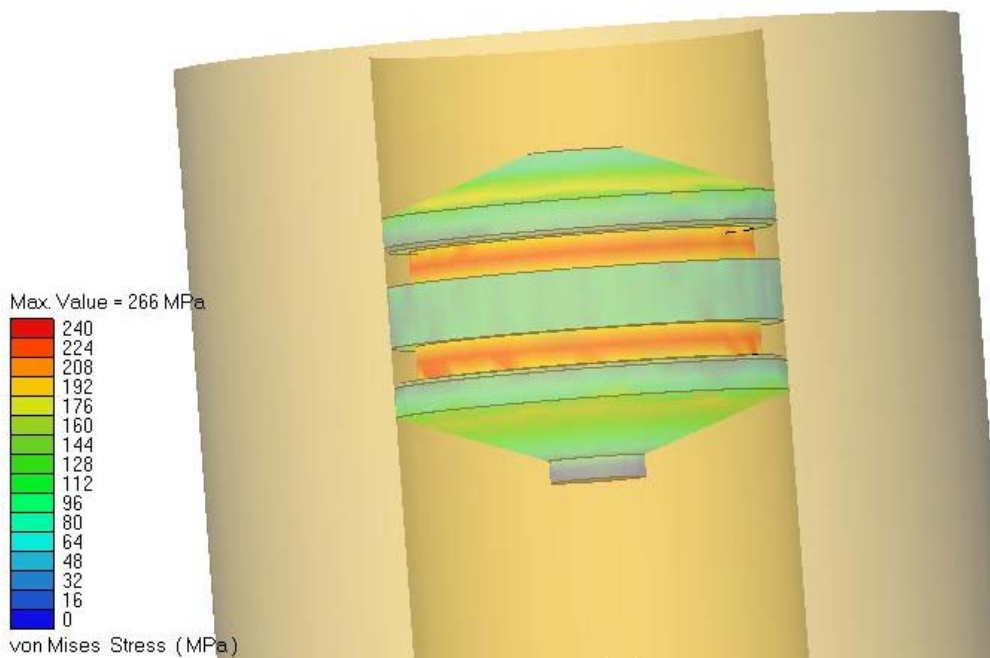


Figura 4.42. Esfuerzos en el Pistón – Teoría de Von Mises. (El Autor).

Del análisis de la figura 4.42, esfuerzos en el pistón por la teoría de Von Misses, se puede observar que el máximo esfuerzo ocurre en el alojamiento de los O-rings, teniéndose un valor de 266 Mpa.

Con el valor del esfuerzo de 266 Mpa, se tiene que el factor de seguridad en esta zona ha de ser de:

$$N = \frac{S_y}{\sigma'}$$

Donde:

$$S_y = 809 \text{ Mpa}$$

El esfuerzo por Von Misses (σ') es de 266 Mpa (calculado por la simulación).

$$N_s = \frac{809}{266} \quad N_s = 3,04$$

Un valor del factor de seguridad de 3,04 nos da la certeza de que la pieza no ha de fallar, por ello el pistón ha de poder soportar la presión de 20.000 Psi sin ningún tipo de inconveniente.

Para el caso en que se trabaje con gas condensado, en el cual el volumen muerto posee una gran importancia, no se colocará agitador en la cavidad que no este en contacto con el gas condensado ya que el agitador ha de poseer unos orificios y eso incrementaría el volumen muerto, al no colocar agitador se puede eliminar el tope del pistón, con lo cual se ayuda a la disminución el volumen muerto. Los planos de este pistón se pueden observar en el apéndice C, plano E1.

Para el caso de las pruebas con Gas Condensado, el volumen muerto esta representado por el volumen que no puede apreciar el usuario a través del visor y es el que se representa con color amarillo en la figura 4.43, se puede observar que el volumen se reduce al de un cilindro cuyo diámetro es igual al del ducto y la longitud a la suma del ducto de la cavidad del la Celda PVT más la sección del visor que se encuentra insertada dentro de dicha cavidad, en la zona donde se encuentran los alojamientos para los O-rings de los visores. Estas dimensiones se pueden encontrar en el plano A1 del Apéndice C, obteniéndose que la longitud es de 35 mm y el diámetro de 3 mm, con lo que el volumen muerto ha de ser de:

$$V_{muerto} = \frac{\pi * \phi^2 * l}{4} = \frac{\pi * (0,3)^2 (cm^2) * 3,5(cm)}{4} = 0,25 cm^3$$

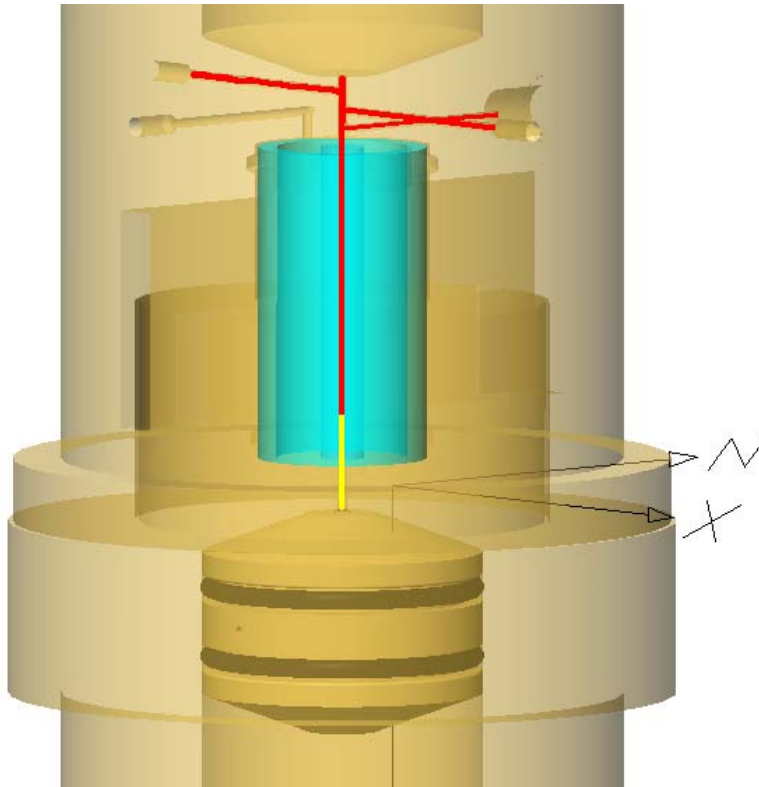


Figura 4.43. Volumen muerto en la celda PVT. (El Autor).

Con esta configuración de la celda PVT se logra disminuir el volumen muerto a 0,25 cc el cual es un valor excelente, ya que el volumen muerto de la celda Ruska modelo 2730 es de 14 cc, con esto se obtendrá una mayor precisión al realizar las pruebas PVT para gas condensado.

El análisis por el Método de los Elementos Finitos para este pistón se realiza de forma idéntica que el analizado anteriormente, la figura 4.44 muestra los resultados arrojados por la simulación, observando un valor máximo promedio de 267 Mpa en las zonas que corresponden a los alojamientos de los O-rings.

Teniendo un valor de esfuerzo de 267 Mpa, se observa que el factor de seguridad en esta zona ha de ser de:

$$N = \frac{S_y}{\sigma'}$$

Donde:

$$S_y = 809 \text{ Mpa}$$

El esfuerzo por Von Misses (σ') es de 267 Mpa (calculado por la simulación).

$$N_s = \frac{809}{267} \quad N_s = 3,02$$

El valor del factor de seguridad de 3,02 valor es al igual que para el pistón con tope, un valor muy aceptable para el diseño de la pieza.

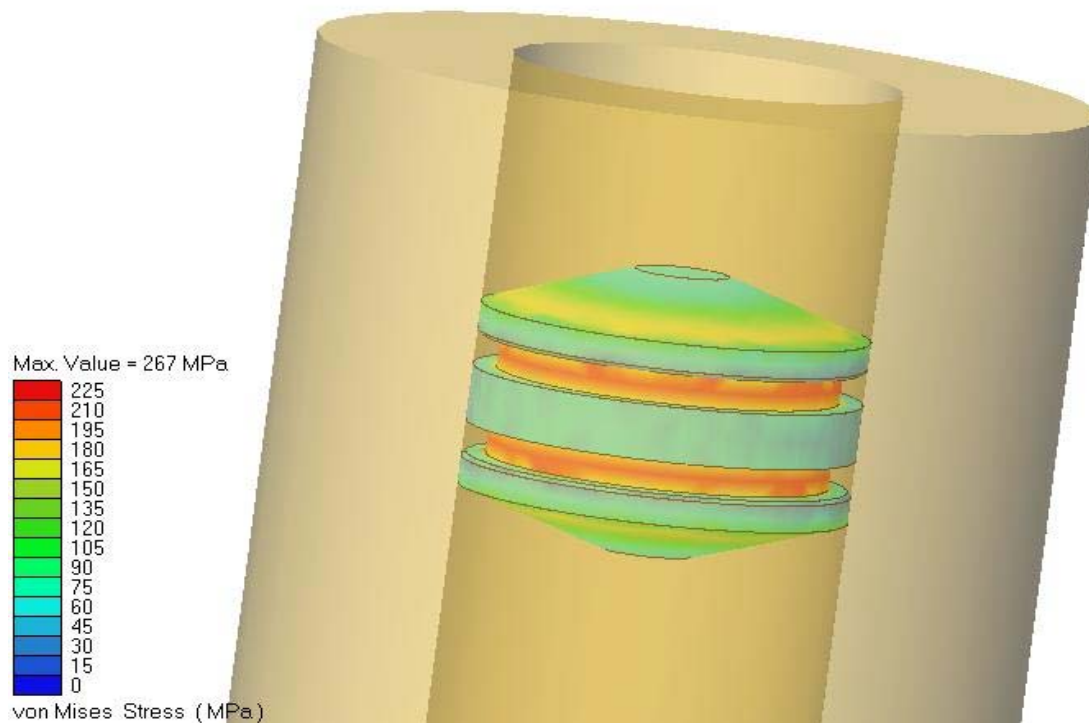


Figura 4.44. Esfuerzos en el Pistón sin tope – Teoría de Von Mises. (El Autor).

4.2.6 Tapones de la celda PVT

En los tapones se van a alojar los O-rings que impiden que el aceite proveniente de la bomba de desplazamiento positivo se fugue, es por ello que esta pieza está a parte y no va unida al elemento roscado (Tapas), esto con el fin de que al realizarse el ensamblaje de la celda PVT el O-ring sufra lo menos posible. Al colocarlo en una pieza aparte del elemento roscado, se evita que en el montaje el O-ring sufra por la rotación y traslación que se tiene que ejercer para ajustar la pieza (figura 4.45 A), de la manera elegida el O-ring simplemente describe un movimiento de traslación (figura 4.454 B), con lo cual se disminuye la posibilidad de que le ocurra algún daño al O-ring en el montaje.

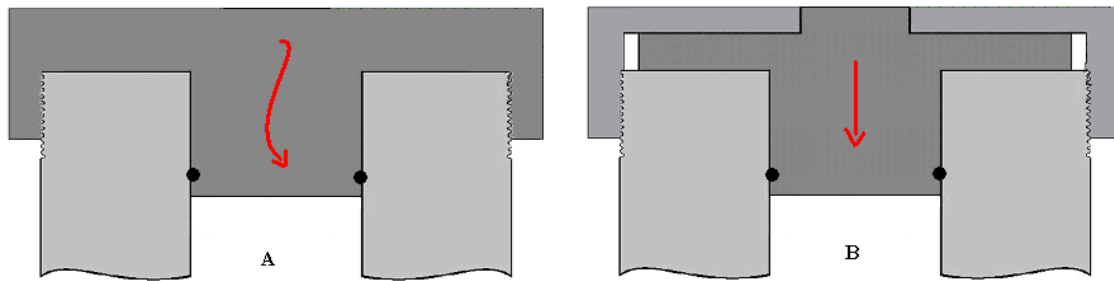


Figura 4.45. Movimiento que describe el O-ring en el montaje; A Rotación-Traslación, B Traslación. (El Autor).

Las dimensiones del tapón de la celda PVT se encuentran en el apéndice C, en el plano D1. El espacio para el alojamiento del O-ring se selecciona de la misma manera que para el caso de los pistones, se utiliza una sección “S” de 6 mm para el O-ring, seguidamente en la tabla B1 se puede observar que para una aplicación estática, la dimensión A es de 7,80 mm y la dimensión B de 4,80 mm. Con las dimensiones “A” y “B” se obtiene la dimensión del diámetro interior del O-ring:

$$\phi_{\text{int}} = \phi_{\text{int-cel}} - 2 * B$$

Donde $\phi_{\text{int-cel}}$: Diámetro interno de la celda = 90 mm

$$\phi_{\text{int}} = 90 - 2 * 4,8 = 80,4 \text{ mm}$$

Con los datos de diámetro interior del O-ring y de la sección “S” se entra en las tablas B1 y B2, para seleccionar el O-ring y el anillo de respaldo anti-extrusión respectivamente, para este caso los que más se ajustan son los mismos que los utilizados en los pistones, un O-ring M-1132 y un anillo de respaldo anti-extrusión AX-8338.

Para realizar el análisis de esfuerzos en los tapones de la celda PVT es necesario saber las cargas que están actuando sobre el tapón, para ello se realiza un

diagrama de cuerpo libre como el de la figura 4.46, buscando que la sumatoria de fuerzas sea igual a cero.

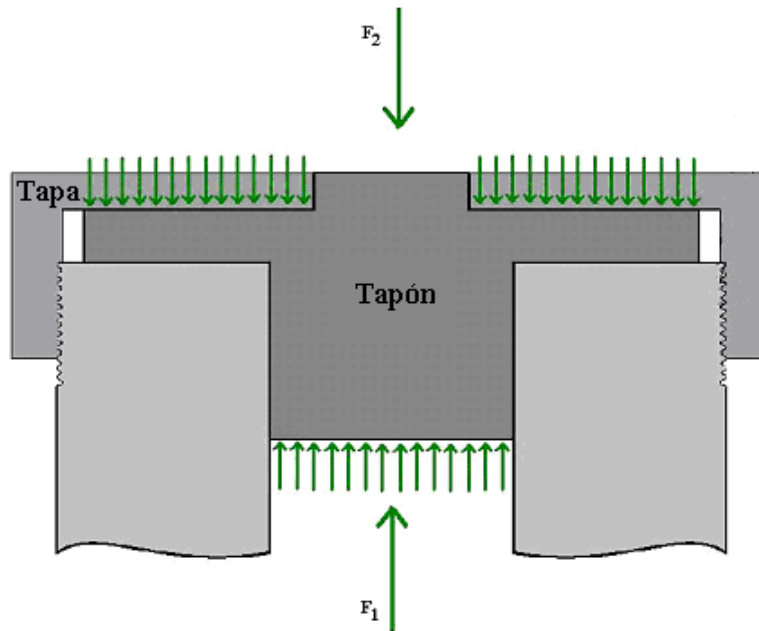


Figura 4.46. Cargas que actúan sobre el tapón de la celda PVT. (El Autor).

Se sabe que: $F_1 = P * A_1$ y $F_2 = \sigma * A_2$

Para que el sistema se mantenga en equilibrio se tiene que cumplir que $\Sigma F = 0$

Por ende $P * A_1 = \sigma * A_2$

Por tanto el esfuerzo normal σ que esta sometido el tapón en la cara que está en contacto con la tapa ha de ser.

$$\sigma = \frac{P * A_1}{A_2}$$

Donde:

P : Presión interna dentro de la celda = 20.000 *psi* (138 *Mpa*)

A_1 : Área de la cara del tapón que está insertado en el interior de la celda

A_2 : Área de la cara del tapón que está en contacto con la tapa.

$$\sigma = \frac{138 * \pi * \frac{(90)^2}{4}}{\pi * \frac{(174)^2 - (45)^2}{4}} \quad \sigma = 39,56 \text{ Mpa}$$

Ya conociendo las cargas que están actuando sobre el tapón, se procede a utilizar el programa Visual Nastran. Se introducen los valores correspondientes tanto a la presión interna 20.000 Psi (138 Mpa) como al esfuerzo normal en la cara del tapón que se encuentra en contacto con la tapa, 39,56 Mpa. Adicionalmente se introducen las restricciones de los desplazamientos a los que esta sometido el tapón; se restringe el desplazamiento longitudinal en la cara plana que está en contacto con la celda PVT y se restringe el desplazamiento radial en la cara cilíndrica que está en contacto con la pared interna de la celda PVT.

Finalmente se introduce la información correspondiente al material, acero 17-4PH en la condición H-100, con un Límite de Fluencia de 809 Mpa, Relación de Poisson de 0.272 y Módulo de Elasticidad de 181 Gpa.

Los resultados de la simulación del tapón de la celda PVT se pueden observar en la figura 4.47. Se puede ver que el mayor esfuerzo es de 340 Mpa y se encuentra en la superficie cilíndrica específicamente en la zona que se está más cercana a la cara plana inferior del tapón.

Al calcular el factor de seguridad correspondiente al esfuerzo de 340 Mpa obtenido por la simulación se tiene que:

$$N = \frac{S_y}{\sigma}$$

Donde:

$$S_y = 809 \text{ Mpa}$$

El esfuerzo por Von Misses (σ') es de 340 *Mpa* (calculado por la simulación).

$$N_s = \frac{809}{340} \quad N_s = 2,37$$

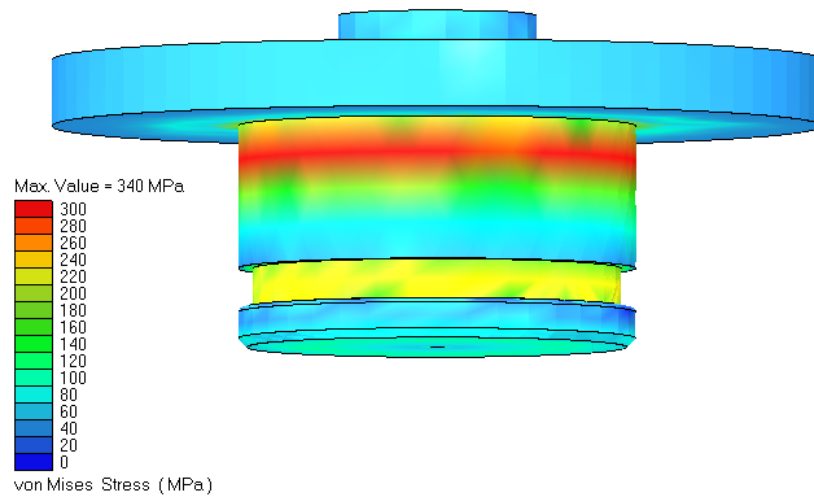


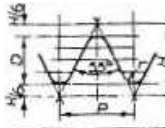
Figura 4.47. Esfuerzos en el tapón de la celda PVT utilizando la teoría de Von Misses. (El Autor).

El valor del factor de seguridad bastante aceptable, por tanto se puede predecir que el tapón de la celda PVT trabajando a 20.000 Psi no fallará.

4.2.7 Roscas

Las roscas se seleccionaron tomando en cuenta que deben contener un fluido a alta presión, por ende se utilizaron las roscas de gas “Whitworth”, las cuales se muestran en la tabla 4.7.

Tabla 4.7. Roscas de Gas “Whitworth”. (Casillas 1988).



$D = 0,6403 \times P$
 $H = 0,9605 \times P$
 $H/6 = 0,16 \times P$
 $r = 0,1773 \times P$

Rosca de gas «Whitworth» B. S. P.
 Adaptada por la British Standard
 Pipe para roscas en tubos de
 hierro y acero

Diámetro nominal en pulgadas	Diámetro en mm	Num de hilos por pulgada	Paso en mm	Diámetro medio mm	Diámetro al fondo mm	Diámetro de la broca para agujeros roscados mm.
1/8	9,728	28	0,907	9,14	8,56	8,75
1/4	13,158	19	1,337	12,30	11,44	11,5
3/8	16,66	19	1,337	15,80	14,95	15
1/2	20,95	14	1,814	19,79	18,63	19
5/8	22,91	14	1,814	21,75	20,58	21
3/4	26,44	14	1,814	25,28	24,11	24,5
7/8	30,20	14	1,814	29,04	27,87	28
1"	33,25	11	2,309	31,77	30,29	30,5
1 1/8	37,89	11	»	36,42	34,94	35,3
1 1/4	41,91	11	»	40,43	38,95	39,3
1 1/2	44,32	11	»	42,84	41,26	41,75
1 3/4	47,80	11	»	46,32	44,84	45,25
2"	53,74	11	»	52,27	50,79	50,8
2 1/8	59,61	11	»	58,13	56,65	57,15
2 1/4	65,71	11	»	64,23	62,75	
2 1/2	75,18	11	»	73,70	72,23	
2 3/4	81,53	11	»	80,05	78,58	
3"	87,88	11	»	86,40	84,93	
3 1/8	93,98	11	»	92,50	91,02	
3 1/4	100,33	11	»	98,85	97,37	
3 1/2	106,68	11	»	105,20	103,72	
4"	113,03	11	»	111,55	110,07	
4 1/2	125,73	11	»	124,25	122,77	
5"	138,43	11	»	136,95	135,47	
5 1/2	151,13	11	»	149,65	148,17	
6"	163,83	11	»	162,35	160,87	
7"	189,23	10	2,54	187,61	185,98	
8"	214,63	10	»	213,01	211,38	
9"	240,03	10	»	238,41	236,78	
10"	265,44	10	»	263,81	262,18	
11"	290,84	8	3,175	288,80	286,77	
12"	316,24	8	3,175	314,20	312,17	



FORMULA
 $Z = \text{Diámetro de la broca} - 1,1328 \times \text{Paso}$
 En materiales tenaces y duros, aumentar ligeramente el diámetro de la broca.

4.2.7.1 Roscas de las tapas de la celda PVT

Para las tapas de la celda se seleccionó la rosca 7"- 10 BSP, la cual corresponde a 7" (189,23 mm) que posee un paso de 2,54 mm, con lo cual se tiene:

$$D = 0,6403 * P \quad D = 0,6403 * 2,54 = 1,6263 \text{ mm}$$

$$H = 0,90605 * P \quad H = 0,9605 * 2,54 = 2,3532 \text{ mm}$$

$$H / 6 = 0,16 * P \quad H / 6 = 0,16 * 2,54 = 0,4064 \text{ mm}$$

$$R = 0,773 * P \quad R = 0,1773 * 2,54 = 0,4503 \text{ mm}$$

Para el análisis de los esfuerzos en los filetes de la rosca se calculó la Fuerza Normal (F_n) que deben soportar los filetes, la cual debe compensar la fuerza F_1 que ejerce el fluido debido a la presión interna, tal como se puede observar en la figura 4.48.

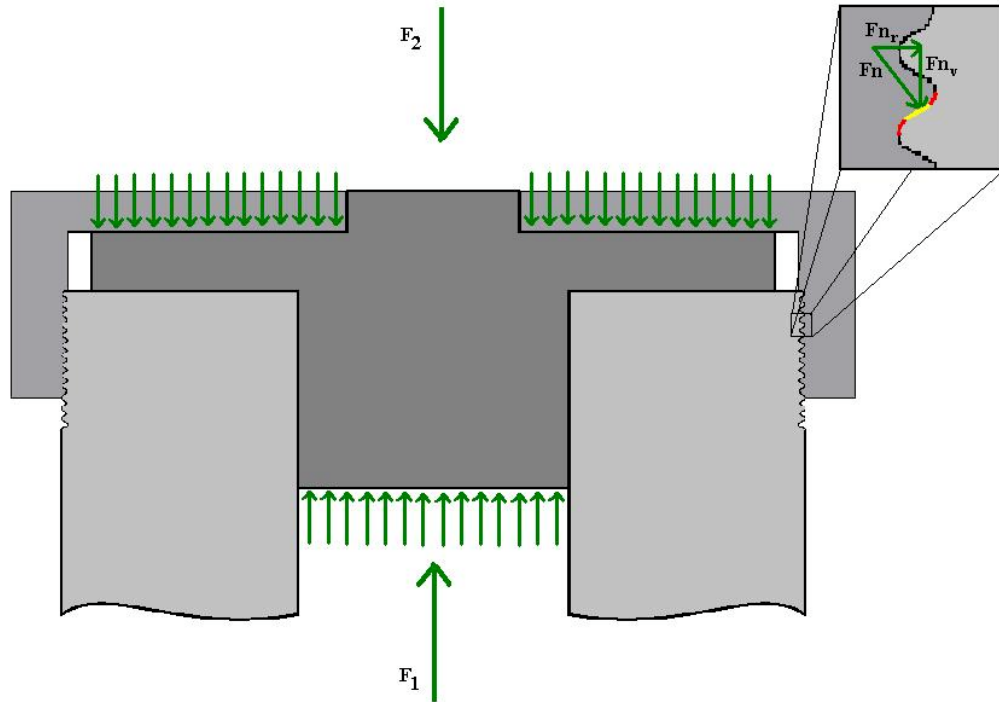


Figura 4.48. Fuerzas en los filetes de la rosca. (El Autor).

Asumiendo que el sistema mostrado en la figura 4.47 se encuentra en equilibrio, se debe cumplir que la sumatoria de fuerzas que actúan en el sistema ha de ser igual a cero, por ende:

$$\Sigma F = 0$$

$$F_1 = F_2 = A_1 * P_1$$

Donde:

A_1 : Área de la cara del tapón que está insertado en el interior de la celda

P_1 : Presión interna de la celda

$$F_1 = F_2 = 138 * 10^6 \left(\frac{N}{m^2} \right) * \pi * \frac{(90)^2}{4} * (mm^2) \left(\frac{m^2}{(1.000)^2 mm^2} \right)$$

$$F_1 = F_2 = 877,92 \text{ KN}$$

La fuerza de 877,92 KN es la que debe ser compensada entre todos los filetes de la rosca. Con el fin de simplificar los cálculos, se dividió la fuerza obtenida entre el número de filetes, que para nuestro caso se asumieron 10 filetes, obteniéndose así la Fuerza Vertical (F_{nv}) o de Corte, que se aplica en un paso de la rosca. Para el análisis se tomó 1/8 del paso, por tanto la fuerza vertical que actúa es:

$$F_{nv} = \frac{F_1}{\# \text{ de Filetes de la rosa} * \text{ porción del paso}}$$

$$F_{nv} = \frac{F_1}{10 * 8}$$

$$F_{nv} = \frac{877.92}{10 * 8} = 10,97 \text{ KN}$$

En la tabla 4.9 se puede notar que el ángulo existente entre ambas caras del perfil de la rosca es de 55° , por tanto la fuerza normal al perfil (F_n) es:

$$F_n = \frac{F_{nv}}{\cos(55^\circ/2)} = \frac{10,97}{\cos(55^\circ/2)}$$

$$F_n = 12,37 \text{ KN}$$

Por tanto el esfuerzo que actúa sobre el perfil ha de ser $\sigma = F/A$ pero el programa no toma toda la cara del perfil como una sola superficie, sino la divide en tres superficies tal como pudo ver en la figura 4.48, en la que las líneas rojas poseen

igual longitud. Por medio del programa PRO-ENGINEER, que es con el que se dibujó el perfil, se puede determinar las áreas de estas superficies, la superficies rojas (A_r) poseen una magnitud de $26,92 \text{ mm}^2$ y la amarilla (A_a) una magnitud de $100,59 \text{ mm}^2$. Con los valores de las áreas se puede calcular en que magnitud se distribuye la fuerza (F_n) para cada una de las superficies.

$$\text{Área Total}(A_t) = A_a + 2 * A_r = 100,59 + 2 * 26,92$$

$$A_t = 154,43 \text{ mm}^2$$

La fuerza normal que actúa sobre la superficie roja (F_{nr}) ha de ser:

$$F_{nr} = \frac{A_r}{A_t} * F_n = \frac{26,92}{154,43} * 12,37 \quad F_{nr} = 2,17 \text{ KN}$$

La fuerza normal que actúa sobre la superficie amarilla (F_{na}) ha de ser:

$$F_{na} = \frac{A_a}{A_t} * F_n = \frac{100,59}{154,43} * 12,37 \quad F_{na} = 8,05 \text{ KN}$$

Por ende el esfuerzo que actúa sobre la superficie roja (σ_{nr}) y el esfuerzo que actúa sobre la superficie amarilla (σ_{na}) ha de ser:

$$\sigma_{nr} = \frac{F_{nr}}{A_r} = \frac{2,17 * 10^3 \text{ (N)}}{26,92 \text{ (mm}^2\text{)}} * \frac{(1.000)^2 \text{ (mm}^2\text{)}}{(m^2)} \quad \sigma_{nr} = 80,64 \text{ Mpa}$$

$$\sigma_{na} = \frac{F_{na}}{A_a} = \frac{8,05 * 10^3 \text{ (N)}}{100,59 \text{ (mm}^2\text{)}} * \frac{(1.000)^2 \text{ (mm}^2\text{)}}{(m^2)} \quad \sigma_{na} = 80,10 \text{ Mpa}$$

Para el análisis por Elementos Finitos usando el programa Visual Nastran, se dibujó 1/8 del paso de la rosca, introduciendo como condiciones de borde un empotramiento en la parte posterior del filete, esto debido a que solo estamos

analizando el filete de la rosca, pero a su vez el filete es parte del cuerpo de la celda, con el empotramiento restringimos los desplazamientos y con ello adaptamos al modelo al comportamiento verdadero. Adicionalmente se insertaron los esfuerzos (σ_{nr} y σ_{na}) correspondientes a cada una de las superficies (roja y amarilla de la figura 4.48), así como las propiedades del material, acero 17-4PH con un Límite de Fluencia de 809 Mpa, Relación de Poisson de 0,272 y Módulo de Elasticidad de 181 Gpa.

Los resultados de esta simulación se muestran en la figura 4.49, se puede notar que los esfuerzos máximos se encuentran en el orden de 183 Mpa, localizados a lo largo de la cara inferior del filete.

Calculando el factor de seguridad correspondiente al esfuerzo de 183 Mpa obtenido por la simulación se tiene que:

$$N = \frac{S_y}{\sigma'}$$

Donde:

$$S_y = 809 \text{ Mpa}$$

El esfuerzo por Von Misses (σ') es de 194 Mpa (calculado por la simulación).

$$N_s = \frac{809}{183} \quad N_s = 4,42$$

El valor del factor de seguridad de 4.42 nos da una alta confiabilidad de que el elemento roscado soportará las condiciones de trabajo requeridas, por ende la selección de la rosca 7” – 10 BSP es aceptable.

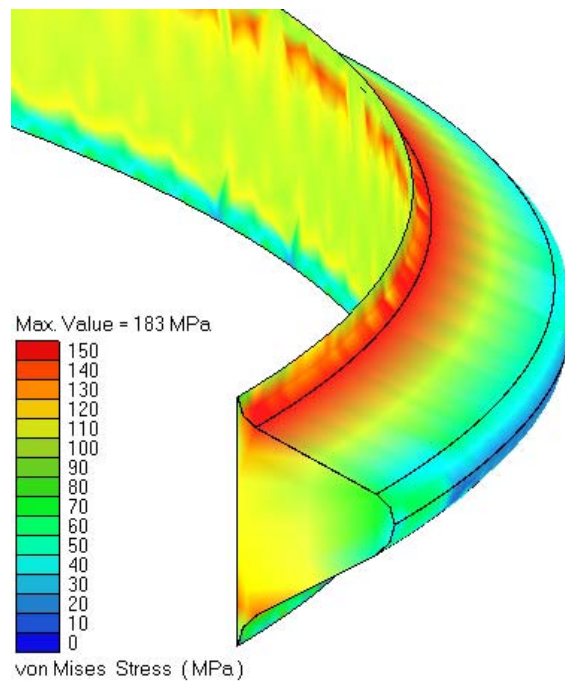


Figura 4.49. Esfuerzos en el filete de la rosca de las tapas utilizando la Teoría de Von Misses. (El Autor).

4.2.7.2 Roscas del Anillo de la celda PVT

El análisis de las roscas del anillo es prácticamente idéntico al realizado para las roscas de las tapas. Se utilizan igualmente roscas “Whitworth” que corresponde para el anillo a la de 8” (214,63 mm) que posee un paso de 2,54 mm (tabla 4.7), la cual se designa como 8”- 10 BSP, con lo que se tiene un perfil idéntico al utilizado en las tapas de la celda PVT, ya que las dimensiones del perfil dependen del paso y como se puede ver en la tabla 4.7, el paso es el mismo para ambos casos.

Haciendo un análisis de las fuerzas que actúan sobre el collar, tal como se muestra en la figura 4.50 se puede notar que para el sistema estar en equilibrio ambas fuerzas resultantes han de ser iguales. Las fuerzas son consecuencia de la

presión aplicada en los tapones de la celda y como se pudo ver en el caso anterior (pag. 141) esta fuerza es igual a 877.92 KN.

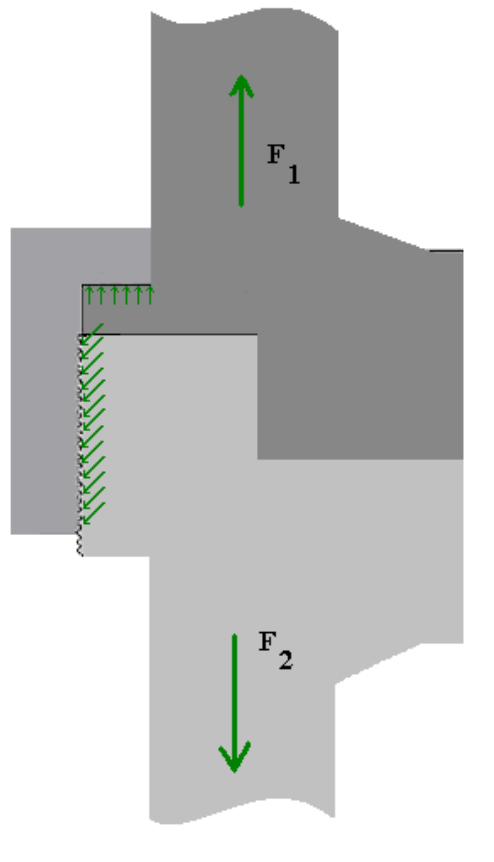


Figura 4.50. Fuerzas en los filetes de la rosca del collar. (El Autor).

Al poseer el mismo perfil, los esfuerzos resultantes en el filete de la rosca del anillo van a ser los mismos que los esfuerzos σ_{nr} y σ_{na} que se hallaron para el análisis del filete de la rosca de las tapas (pag. 158), es por ello que los esfuerzos a los que va a estar sometido el filete de la rosca del anillo han de ser:

$$\sigma_{nr} = 80.64 \text{ Mpa}$$

$$\sigma_{na} = 80.10 \text{ Mpa}$$

El análisis de los esfuerzos resultantes se realizó con el programa de elementos finitos Visual Nastran. Se tomaron las mismas consideraciones que para el caso de los filetes de la rosca de las tapas, por ello se analiza 1/8 del paso e igualmente se asumen 10 filetes, los resultados de esta simulación se pueden observar en la figura 4.51, pudiéndose notar que el esfuerzo máximo alcanza un valor de 415 Mpa.

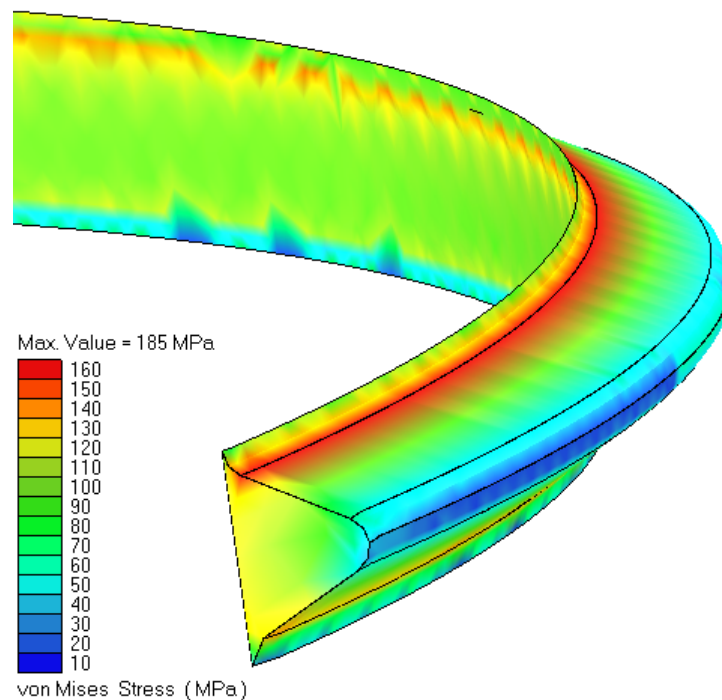


Figura 4.51. Esfuerzos en el filete de la rosca del collar utilizando la Teoría de Von Misses. (El Autor).

El valor del esfuerzo encontrado es muy parecido al obtenido para el caso de las tapas, por ello se puede decir que los filetes de la rosca del anillo soportaran las condiciones de trabajo, es por ello que la selección de la rosca 8"-10 BSP es aceptable.

4.2.8 Sistema de Agitación.

Con el fin de ayudar a la homogeneización del petróleo, se introduce dentro de las cavidades de la celda una pieza que ayude a la perturbación del fluido y con ello lograr que el gas entre en solución con el líquido. El movimiento del agitador es incitado por un campo magnético. Se tomo como referencia el campo magnético que se utiliza para desplazar el agitador de la Ruska modelo 2730, el sistema de agitación se muestra en la figura 4.52, se puede observar que el campo magnético es generado por unos imanes.

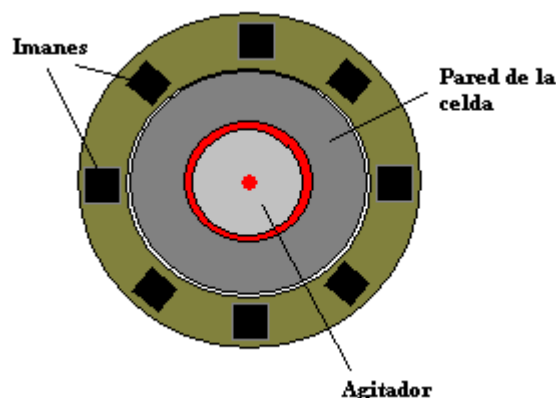


Figura 4.52. Sistema de agitación de la celda Ruska 2730. (El Autor).

Para el calculo del campo magnético a utilizar en la celda PVT, se consulto a los profesores de física Cuartin J. y Araujo A. los cuales dictan cátedra en Facultad de Ingeniería de la Universidad Central de Venezuela. Ambos profesores aseguraron que el cálculo del campo magnético bajo las condiciones de borde en la que se encuentra el sistema (figura 4.52), es bastante complicado. Los dos profesores coincidieron en sugerir realizar una medición del campo magnético que genera el aro con los imanes y utilizar este valor como referencia para el diseño. En efecto esto fue lo que se realizó, con un Gausímetro (instrumento utilizado para

medir la intensidad del campo magnético) ubicado en la Facultad de Ciencias de la Universidad Central de Venezuela, con la ayuda de la profesora De Onofrio L. se pudo determinar el valor del campo magnético en la dirección axial, obteniéndose un valor de 200 Gauss.

Siguiendo las recomendaciones de los profesores antes mencionados, se procedió a realizar una aproximación, relacionando los espesores de la celda Ruska con los de la celda PVT, tal como se muestra en la tabla 4.8.

Tabla 4.8. Comparación entre los espesores de la Celda Ruska 2730 y la Celda PVT. (El Autor).

	Celda Ruska 2730	Celda PVT
Radio Interno (mm)	50	90
Radio Externo (mm)	92	180
Espesor de la pared (mm)	21	45

Se puede observar que la relación es prácticamente dos a uno, lo que quiere decir que los valores de la celda PVT son el doble que los de la celda Ruska, es por ello que se tomará un campo magnético del 400 G como valor mínimo para el diseño de sistema de agitación. La geometría del agitador se muestra en la figura 4.53, se puede notar que posee uso orificios, esto con el fin de ayudar a la perturbación del fluido. Como el calculo es el resultado de una aproximación, se opta por utilizar un electroimán, el cual posea una forma de solenoide para poder así variar el campo magnético en función de la corriente eléctrica que circule por el, tal como se muestra a continuación:

$$B = I * \mu_o * \left(\frac{N}{l} \right)$$

Donde:

B : Campo magnético $\text{Wb/m}^2 = \text{T}$ [Tesla] $1\text{T}=10^4 \text{ G}$ [Gauss]

I : Corriente eléctrica A [Ampers]

N : Número de espiras

l : Longitud del solenoide m [metro]

μ_o : Permeabilidad del espacio libre $\mu_o = 4 * \pi * 10^{-7} \left[\frac{\text{Wb}}{\text{A} * \text{m}} \right]$

Si asumimos que la longitud del solenoide es de 70 mm y que el diámetro de cada espira es de 2 mm entonces asumiendo que las espiras están estrechamente unidas se tiene que el numero de espiras ha de ser:

$$N = \frac{l}{\text{Diámetro de Espira}} = \frac{70 \text{ mm}}{2 \text{ mm}} = 35$$

La intensidad de corriente necesaria para generar este campo magnético ha de ser:

$$I = \frac{B * l}{\mu_o * N} = \frac{4 * 10^{-2} \left(\frac{\text{Wb}}{\text{m}^2} \right) * 70 * 10^{-3} (\text{m})}{4 * \pi * 10^{-7} \left(\frac{\text{Wb}}{\text{A} * \text{m}} \right) * 35} = 63,66 \text{ A}$$

La intensidad de corriente necesaria para generar el campo magnético de 400 G bajo las suposiciones antes descritas ha de ser mayor a 63.66 A.



Figura 4.53. Agitador de la celda PVT. (El Autor).

4.2.9 Celda PVT.

La celda PVT queda conformada definitivamente por dos cavidades una superior y una inferior, ambas con diámetro interno de 90 mm y diámetro externo de 180 mm.

La cavidad superior e inferior se comunican por un visor interno de zafiro el cual posee un diámetro interno de 3 mm y un diámetro externo de 14 mm. éste a su vez se encuentra concéntrico con un visor externo zafiro de 21 mm de diámetro interno y 27 mm de diámetro externo, entre ambos visores se encuentra una película de aceite a 5.800 Psi con el fin de disminuir los esfuerzos en la pared interior de visor interno, tal que soporte la presión máxima de trabajo de 20.000 Psi.

Ambas cavidades poseen los mismos componentes, pistón, tapón, tapa y agitador. La unión entre ambas cavidades se realiza mediante un anillo roscado. Todos los planos de las piezas se encuentran en el apéndice B.

La celda PVT no está empotrada a ningún elemento, por ello se puede adaptar a un mecanismo que la haga rotar. En este sistema de rotación se encontrará una guía para el electroimán, la cual le permitirá realizar un movimiento alternante

para poder desplazarse axialmente, esto con el fin de incitar el movimiento del agitador dentro de la celda PVT.

El despiece de la celda PVT se muestra en la figura 4.54, en el cual se pueden observar como es la disposición de cada uno de los componentes, seguidamente en la figura 4.55 se muestra el ensamblaje de la celda (figura 4.55 A) y un corte de l ensamblaje (figura 4.55 B) en la cual se puede apreciar como sería la disposición del fluido dentro de la celda.

4.3 Costo de la Celda PVT.

El equipo PVT esta conformado por una serie de componentes, los cuales son básicamente los siguientes:

- Celda PVT, conformada por las cavidades superior e inferior, visor interno y externo, pistones, agitador, tapones, tapas y anillo roscado.
- Bomba dual de desplazamiento positivo de 20.000 Psi.
- Bomba de desplazamiento positivo de 7.500 Psi. Ésta es la utilizada para suministrarle la presión al aceite que se encuentra entre el visor interior y el exterior.
- Anillos Antiextrusión O-rings.
- Líneas, conectores y válvulas. Todas en capacidad de soportar 20000 Psi.
- Traductor de presión y temperatura.
- Horno.
- Computador y sistema de adquisición de datos.

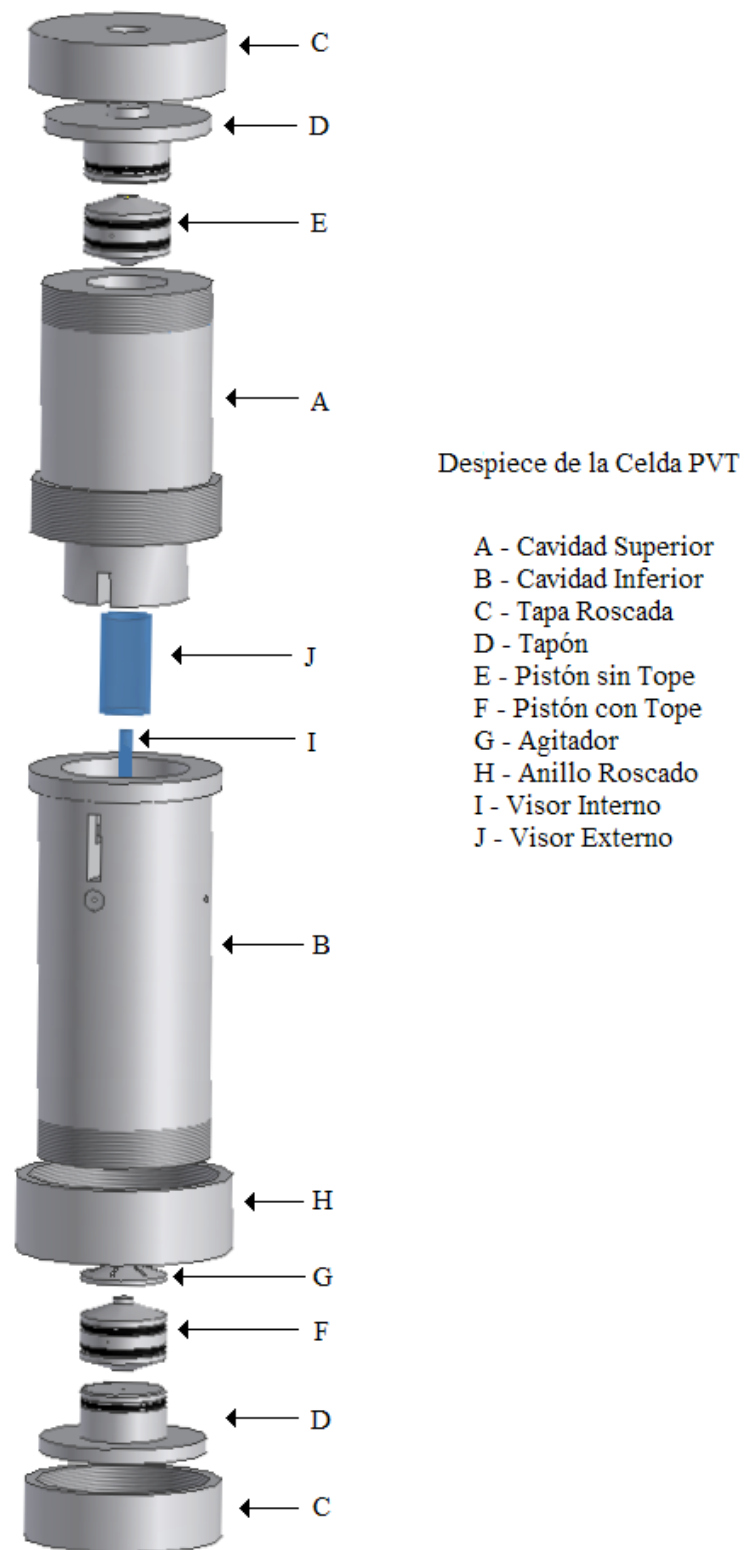


Figura 4.54. Despiece de la celda PVT. (El Autor).

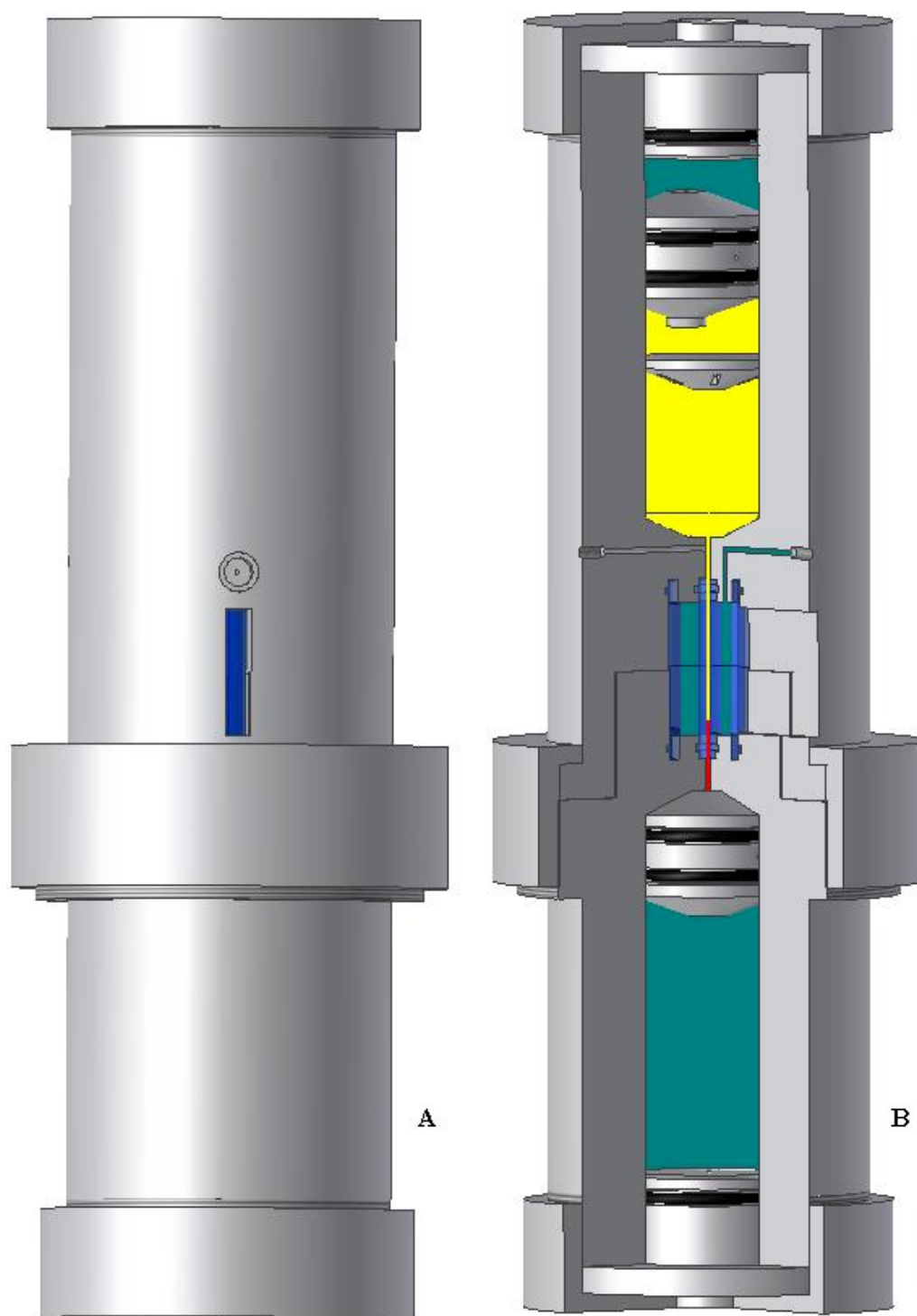


Figura 4.55. Ensamble de la celda PVT; A – Celda PVT Completa, B- Celda PVT con Corte. (El Autor).

En cuanto a las partes metálicas de la celda PVT, como ya se ha dicho, se selecciono el acero 17-4PH, con el fin de obtener los costos de este acero se consulto en primera instancia a la empresa Vencraf, la cual es una de es una de las compañías nacionales que se encarga de la comercialización del acero. En la empresa Vencraf nos informaron que el Acero 17-4PH no era comercializado a nivel nacional y sugirieron realizar una búsqueda en Internet para encontrar los proveedores a nivel mundial. Se encontró una empresa argentina llamada Cordes (www.cordes.com.ar) la cual se encargaba de la comercialización de diversos aceros inoxidables, mantuvimos comunicación vía e-mail y nos informaron que el precio de este acero era aproximadamente 5\$ por kilo. Esta información fue corroborada con la empresa Metalexpress (www.metalexpress.com) la cual es una empresa norteamericana que se dedica a la comercialización de diversos tipos de aceros.

Este tipo de aceros se consigue por tochos cilíndricos, los cuales vienen en pulgadas, para nuestras necesidades se adaptan los tochos de 9 pulgadas (228.6 mm), adicionalmente se nos informo que estos aceros se consiguen para longitudes de ½ metro en adelante, es por ello que se elige un diámetro de 9 pulgadas ya que con este diámetro se cubren todas las dimensiones de las piezas le la celda PVT. Si asumimos todo como un cilindro podemos decir entonces, viendo los planos del apéndice B, que el volumen total ha de ser de aproximadamente la de un cilindro cuya longitud es la sumatoria de todos los componentes de la celda PVT. El volumen será entonces:

$$L = (L_{c.s} + L_{c.i} + 2 * L_{p.t} + 2 * L_{p.s.t} + 2 * L_t + 2 * L_{tp} + 2 * L_a + L_c) * 1.3$$

Donde:

$L_{c.s}$: Longitud de la cavidad superior = 405 mm

$L_{c.i}$: Longitud de la cavidad superior = 330 mm

$L_{p.t}$: Longitud del pistón con tope = 75 mm

$L_{p.s.t}$: Longitud del pistón sin tope = 70 mm

L_t : Longitud de las Tapas = 60 mm

L_{tp} : Longitud de los Tapones = 75 mm

L_a : Longitud del Agitador = 20 mm

L_c : Longitud del Collar = 78 mm

El factor 1,3 es para tener un rango de 30% por la pérdida de material por los cortes para la obtención de las diversas piezas..

$$L = (405 + 330 + 2 * 75 + 2 * 70 + 2 * 60 + 2 * 75 + 2 * 20 + 78) * 1.3$$

$$L = 1.837 \text{ mm}$$

Por ende el volumen será el de un cilindro de diámetro 228.6 mm con una longitud que se asumirá de 1900 mm con el fin de redondear el valor, esto nos da un volumen de:

$$V = \frac{\pi * D^2 * L}{4} = \frac{\pi * (228,6)^2 * 1.900}{4} \frac{mm^3 * cm^3}{(10)^3 mm^3} = 77.982 \text{ cm}^3$$

En consecuencia la masa total del tocho de acero ha de ser:

$$densidad = \frac{masa}{volumen}$$

$$masa = densidad * volumen = 7,75 \frac{gr}{cm^3} * \frac{Kg}{1.000 gr} * 77.982 \text{ cm}^3 = 605 \text{ Kg}$$

Se tiene que el precio del acero se encuentra en aproximadamente 5\$ por kilo, por ello la el costo total del acero 17 – 4PH necesario para la construcción de la celda ha de ser de 3.025 \$.

Para la manufactura de las piezas se asume que el costo será bastante elevado, debido a la precisión del mecanizado, así como por su complejidad, por ellos se ha asumido un costo de aproximadamente 15.000 \$..

El costo de los componentes restantes del equipo PVT se obtuvieron directamente de proveedores, consultando vía e-mail, todos los costos se resumen en la tabla 5.1.

Tabla 5.1. Costo de los equipos. (El Autor).

Descripción	Costo \$
Tocho de acero 17-4PH, longitud 1900 mm diámetro 228.6 mm	3.025
Manufactura de las piezas metálicas de la celda PVT	15.000
Visor Interno de Zafiro, diámetro interno 3 mm diámetro externo 14 mm	700
Visor Exterior de Zafiro, diámetro interno 21mm diámetro externo 28 mm	1.200
Anillos Antiextrusión O-rings (pistones, tapas y alojamiento de los visores)	500
Sub-total	20.425
Bomba dual de desplazamiento positivo de 20000 psi. Marca Ruska modelo 2150.	60.000
Bomba de desplazamiento posito de 7500 psi. Marca Isco modelo 260D	10.000
Horno marca Mermett, modelo	7.000
Válvulas, líneas y conectores	20.000
Traductor de presión y temperatura	1.000
Computador y sistema de adquisición de datos.	10.000
Embalaje y traslado (20 % del subtotal)	25.685
TOTAL	154.110

Se tiene entonces que el costo aproximado del equipo PVT de 154.110 \$ lo cual es equivalente a 246,6 mil millones de bolívares, este precio es un 61,5% menor que el equipo cotizado por la compañía Vinci Technologies el cual es de 400.000 \$ por lo cual se puede decir que el costo del diseño del equipo PVT es factible y puede ser construido en nuestro país.

CONCLUSIONES

Durante el periodo de la realización del trabajo especial de grado se pudo adquirir un aprendizaje concreto de los métodos utilizados para la realización de las pruebas PVT en el laboratorio de propiedades de los fluidos de yacimiento de PDVSA-Intevep.

Se logró obtener el diseño un equipo PVT que funciona óptimamente tanto para petróleo negro como para gas condensado, mejorando en gran medida el esquema tradicional de equipos PVT los cuales no son tan precisos para las pruebas de gas condensado.

Se consigue diseñar una celda que ayuda a obtener el punto de rocío en la pruebas con gas condensado con una mayor precisión, en comparación con los equipos PVT existentes, debido a que se tiene un volumen muerto menor a 0,25 cc lo cual es excelente debido a que es bastante reducido en comparación con el volumen muerto de aproximadamente 14 cc que posee la celda Ruska 2730.

Se pudo lograr una configuración de operación de la celda PVT, teniendo la posibilidad de rotar, así como de desplazar el fluido entre las dos cavidades de la celda PVT, combinado con un sistema de agitación, todo esto con el fin de ayudar a disminuir el tiempo de homogenización del crudo, con lo cual se tiene la ventaja de realizar las pruebas PVT, en especial la que involucren crudos con gravedad API relativamente baja, en un menor tiempo.

Se obtiene un volumen interno de 1.000 cc para cada cavidad de la Celda PVT, con lo cual se aumenta la capacidad volumétrica en comparación con la celda

Ruska 2730, la cual posee una capacidad de 500 cc, contribuyendo de esta forma a la disminución del error en las pruebas PVT realizadas con el equipo.

Fue posible determinar la geometría y condiciones apropiadas tal que todos los componentes de la celda PVT soporten las altas presiones de 20.000 Psi logrando así una innovación en cuanto equipos PVT se refiere, debido a que en el mercado aun no se comercializan equipos con tal capacidad de presión.

Con la implementación del material KALREZ la vida útil de los O-rings aumenta, ayudando de esta manera a disminuir el problema de fuga que actualmente presentan los equipos PVT.

El costo del equipo no sobrepasa un tercio del equipo cotizado por la compañía francesa Vinci Technologies, por lo cual es factible el enfrentar el reto de construir este equipo con recursos nacionales.

RECOMENDACIONES

Ante todo es necesario aclarar que el diseño de la celda PVT es bastante complejo ya que involucra diversos campos de la ingeniería mecánica y muchas de las condiciones se encuentran al extremo del diseño actual, esto debido a que se trabaja a condiciones que son poco frecuentes.

Se recomienda el desarrollo de la ingeniería de detalle de diversos componentes, así como las tolerancias que deben poseer los visores de zafiro, para con ello solventar las posibles dilataciones térmicas diferenciales producidas por los cambios de temperatura, debido a que el coeficiente de dilatación térmica del zafiro es mayor que el del acero.

La celda PVT se ha diseñado de forma tal que pueda rotar, es decir, no debe estar fija a tierra, es por ello que tiene la posibilidad de cumplir con las exigencias del diseño, se recomienda el diseño en detalle de un sistema que permita soportar la rotación de la celda PVT, tal que se adapte a las condiciones geométricas del horno que se adquiera ó desarrolle.

El agitador es un componente que se diseña prácticamente a partir de pruebas de laboratorio, es por ello que se recomienda un estudio del comportamiento del agitador al estar sometido a un campo magnético aplicado a las condiciones de diseño. Esto con el fin de lograr determinar cual es la correcta combinación de espiras así como la intensidad de corriente que ha de poseer el solenoide del electroimán. Este electroimán se ha de fijar al sistema de rotación de la celda PVT, con el fin de poder mantener la agitación independientemente de la posición en la que se encuentre la celda PVT.

Debido a los cambios de presión a los que se encontrará sometido el equipo, producto de su uso o no, se recomienda un análisis dinámico, con el fin de estudiar la posible fatiga a la que esté sometida la Celda PVT.

BIBLIOGRAFÍA

- BRADLEY, Howard. **“Petroleum Engineering Handbook”**. Tercera Edición. Sociedad de Ingenieros de Petróleo. Estados Unidos: 1.992.
- KOBAYASHI, R. y RUSKA, W. **“The Design of Experimentes for the Study of Petroleum Fluids”**. Ruska Instrument Corporation. Publicación 2302. Houston, Estados Unidos: 1.958.
- MILANI, Rodolfo. **“Diseño para Nuestra Realidad”**. Caracas, Venezuela. Editorial Equinoccio. / S.F
- MILITARY HANDBOOCK, **“Metallic Materials and Elements for Aerospace Vehicle Structures”**. Department of Defense, Unites States of America.1998.
- BEER, Ferdinand y E. Russell Johnston, Jr. **“Mecánica de Materiales”**. Santiago de Bogota, Colombia . Editorial McGraw-Hill.1993.
- MOTT, Robert. **“Diseño de Elementos de Maquinas”**. México. Editorial Prentice. 1995.
- BELTRÁN, Francisco. **“Teoría General del Método de los Elementos Finitos”**. Madrid. 1998.
- NORTON, Robert L. **“Diseño de maquinaria; una introducción a la síntesis y al análisis de mecanismos y máquinas”**. México. Editorial McGraw-Hill. 1995.

- ROARK, Raymond J. **“Formulas de Resistencia de Materiales, Esfuerzos y Deformaciones”**. Madrid, España. Editorial Aguilar de Madrid, S.A. 1952.
- SHIGLEY, Joseph E. y CHARLES R. Mischke. **“Diseño en Ingeniería Mecánica”**. México. Editorial McGraw Hill Interamericana de México, S.A. 1990.
- SERWAY. **“Electricidad y Magnetismo”**. México. Editorial McGraw Hill Interamericana de México, S.A. 1993.
- Enciclopedia Microsoft Encarta 2001. (Toda).

OTRAS PUBLICACIONES

- BORGES, Arturo y SASTOQUE, Mauricio. **“Estado del arte en equipos PVT libre de mercurio: Propuesta para un nuevo diseño”**. PDVSA, Intevep. 2003.
- VIDAL, Carolina. **“Caracterización termodinámica (PVT) de fluidos de fondo y superficie provenientes del Norte del Estado Monagas”**. PDVSA, Intevep. 2001.
- BORGES, A., VÉLIZ, D., PIÑA, G. y KEY, E. **Sistema PVT Libre de Mercurio. Usos y Aplicaciones**. PDVSA, Intevep. 1996.
- RUSKA, Ruska Mercury-Free PVT School. **Ruska Instrument Corporation**. Houston, Texas. Estados Unidos. 1992.

BIBLIOGRAFÍA

- BRADLEY, Howard. **“Petroleum Engineering Handbook”**. Tercera Edición. Sociedad de Ingenieros de Petróleo. Estados Unidos: 1.992.
- KOBAYASHI, R. y RUSKA, W. **“The Design of Experimentes for the Study of Petroleum Fluids”**. Ruska Instrument Corporation. Publicación 2302. Houston, Estados Unidos: 1.958.
- MILANI, Rodolfo. **“Diseño para Nuestra Realidad”**. Caracas, Venezuela. Editorial Equinoccio. / S.F
- MILITARY HANDBOOCK, **“Metallic Materials and Elements for Aerospace Vehicle Structures”**. Department of Defense, Unites States of America.1998.
- BEER, Ferdinand y E. Russell Johnston, Jr. **“Mecánica de Materiales”**. Santiago de Bogota, Colombia . Editorial McGraw-Hill.1993.
- MOTT, Robert. **“Diseño de Elementos de Maquinas”**. México. Editorial Prentice. 1995.
- BELTRÁN, Francisco. **“Teoría General del Método de los Elementos Finitos”**. Madrid. 1998.
- NORTON, Robert L. **“Diseño de maquinaria; una introducción a la síntesis y al análisis de mecanismos y máquinas”**. México. Editorial McGraw-Hill. 1995.

- ROARK, Raymond J. **“Formulas de Resistencia de Materiales, Esfuerzos y Deformaciones”**. Madrid, España. Editorial Aguilar de Madrid, S.A. 1952.
- SHIGLEY, Joseph E. y CHARLES R. Mischke. **“Diseño en Ingeniería Mecánica”**. México. Editorial McGraw Hill Interamericana de México, S.A. 1990.
- SERWAY. **“Electricidad y Magnetismo”**. México. Editorial McGraw Hill Interamericana de México, S.A. 1993.
- Enciclopedia Microsoft Encarta 2001. (Toda).

OTRAS PUBLICACIONES

- BORGES, Arturo y SASTOQUE, Mauricio. **“Estado del arte en equipos PVT libre de mercurio: Propuesta para un nuevo diseño”**. PDVSA, Intevep. 2003.
- VIDAL, Carolina. **“Caracterización termodinámica (PVT) de fluidos de fondo y superficie provenientes del Norte del Estado Monagas”**. PDVSA, Intevep. 2001.
- BORGES, A., VÉLIZ, D., PIÑA, G. y KEY, E. **Sistema PVT Libre de Mercurio. Usos y Aplicaciones**. PDVSA, Intevep. 1996.
- RUSKA, Ruska Mercury-Free PVT School. **Ruska Instrument Corporation**. Houston, Texas. Estados Unidos. 1992.

CONSULTAS A INTERNET

Las consultas a Internet fueron realizadas entre febrero y septiembre del 2003, absolutamente todas las paginas se encuentran activas y sin modificaciones hasta el 30 de noviembre del 2003.

Propiedades de los fluidos de yacimientos.

- <http://www.ecopetrol.com.co/prin/review/carta/nov/cart4.htm>
- <http://www.inlab.com.ar/index.html>

Propiedades mecánicas.

- <http://www.utp.edu.co/~publio17/propiedades.htm>

Tensiones en cilindros de pared gruesa.

- <http://acad0301.act.uji.es/publico/IngMec/341DisMaq/Apuntes/ADM-T5-Ajustes%20a%20presion.pdf>
- <http://www.tec.iju.es>

Propiedades mecánicas del Acero 17-4PH.

- <http://www.atlas-steels.com.au>
- <http://www.metalexpress.net>
- <http://www.grantadesign.com/cgi-bin/stat-tree.cgi?src=MIL5-H.xml&br=3>

Propiedades mecánicas del Zafiro.

- <http://www.goodfellow.com>
- <http://www.rayotek.com/Technical-1.html>
- <http://www.atlas-pcf.ru>

Elementos Finitos.

- <http://www.cecalc.ula.ve>
- http://www.tec.uji.es/d/IngMecDoc/344AmplDisMaq/Webs_Alumnos/Web6-0203/elementos_finitos_analisis_estatico.html
- [http://cipres.cec.uchile.cl/~ci71d/txt/Apuntes/METODO%20DE%20ELEMEN-
TOS%20FINITOS-TR.pdf](http://cipres.cec.uchile.cl/~ci71d/txt/Apuntes/METODO%20DE%20ELEMEN-
TOS%20FINITOS-TR.pdf)
- <http://www.idom.es/ada/Download/TeoriaMEF.pdf>
- http://www.iberisa.com/soporte/cosmosm/reglas_mallado.htm
- http://www.protorapid.com/reportaje_mef.htm
- [http://www.ceisp.com/symposium/pdf/Symposium%20CEI%20Cuenca/2a%20-
sesion/15Empleode.pdf](http://www.ceisp.com/symposium/pdf/Symposium%20CEI%20Cuenca/2a%20-
sesion/15Empleode.pdf)

Uniones roscadas.

- <http://www.encyclopedia.us.es/wiki.phtml?title=Tornillo>

Sellos.

- <http://www.pspglobal.com>
- <http://www.argensold.com>
- <http://www.dupont-dow.com>

Magnetismo.

- <http://www.geocities.com/SunsetStrip/Amphitheatre/5064/eleciman.html>
- <http://www.renae12.ve/SegundaEtapa/tecnologia/principiosb/magnetismo.asp>

Válvulas, conectores, sensores y líneas de alta presión.

- <http://www.cwfc.com>

APÉNDICE A
VÁLVULAS

Tabla A1. Válvulas de Alta presión. (Nova Swiss, Octubre 2.003,
<http://www.cwfc.com>).

English connections



Pressure	Connection	Tube-Ø		Orifice		Straight valve	Angle valve	T-valve	Replaceable-seat
10 kpsi 690 bar	BSPP	1/4"	6.4 mm	0.18"	4.5 mm	NV1-10-4B	NV2-10-4B	NV3-10-4B	--
		3/8"	9.5 mm	0.26"	6.5 mm	NV1-10-6B	NV2-10-6B	NV3-10-6B	--
		1/2"	12.7 mm	0.30"	7.5 mm	NV1-10-8B	NV2-10-8B	NV3-10-8B	--
10 kpsi 690 bar	NPT	1/4"	6.4 mm	0.18"	4.5 mm	NV1-10-4N	NV2-10-4N	NV3-10-4N	--
		3/8"	9.5 mm	0.26"	6.5 mm	NV1-10-6N	NV2-10-6N	NV3-10-6N	--
		1/2"	12.7 mm	0.30"	7.5 mm	NV1-10-8N	NV2-10-8N	NV3-10-8N	--
20 kpsi 1,380 bar	MPCT	1/4"	6.4 mm	0.11"	2.8 mm	NV1-20-4M	NV2-20-4M	NV3-20-4M	NV5-20-4M
		3/8"	9.5 mm	0.20"	5.0 mm	NV1-20-6M	NV2-20-6M	NV3-20-6M	NV5-20-6M
		9/16"	14.3 mm	0.30"	7.5 mm	NV1-20-9M	NV2-20-9M	NV3-20-9M	NV5-20-9M
		3/4"	19.1 mm	0.44"	11.1 mm	NV1-20-12M	NV2-20-12M	NV3-20-12M	NV5-20-12M
		1"	25.4 mm	0.56"	14.3 mm	NV1-20-16M	NV2-20-16M	NV3-20-16M	NV5-20-16M
30 kpsi 2,070 bar	HPCT	1/4"	6.4 mm	0.09"	2.4 mm	NV1-30-4H	NV2-30-4H	NV3-30-4H	NV5-30-4H
		3/8"	9.5 mm	0.12"	3.0 mm	NV1-30-6H	NV2-30-6H	NV3-30-6H	NV5-30-6H
		9/16"	14.3 mm	0.12"	3.0 mm	NV1-30-9H	NV2-30-9H	NV3-30-9H	NV5-30-9H
60 kpsi 4,140 bar	HPCT	1/4"	6.4 mm	0.09"	2.4 mm	NV1-60-4H	NV2-60-4H	NV3-60-4H	NV5-60-4H
		3/8"	9.5 mm	0.12"	3.0 mm	NV1-60-6H	NV2-60-6H	NV3-60-6H	NV5-60-6H
		9/16"	14.3 mm	0.12"	3.0 mm	NV1-60-9H	NV2-60-9H	NV3-60-9H	NV5-60-9H

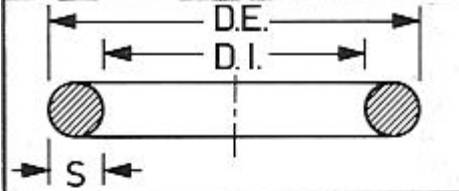
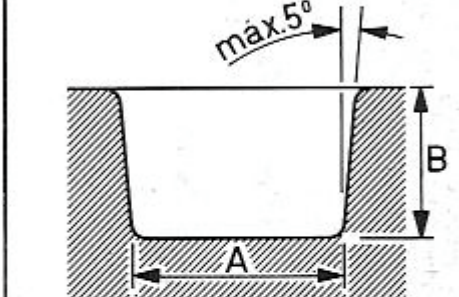
Metric connections

Pressure	Connection	Tube-Ø		Orifice		Straight valve	Angle valve	T-valve	Replaceable-seat
4,000 bar	E	1/4"	6.4 mm	0.09"	2.4 mm	NV1-40-4E	NV2-40-4E	NV3-40-4E	NV5-40-4E
		3/8"	9.5 mm	0.12"	3.0 mm	NV1-40-6E	NV2-40-6E	NV3-40-6E	NV5-40-6E
		9/16"	14.3 mm	0.12"	3.0 mm	NV1-40-9E	NV2-40-9E	NV3-40-9E	NV5-40-9E

APÉNDICE B

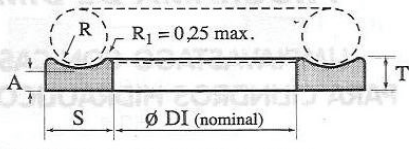
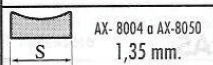
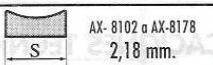
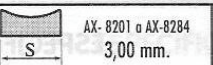
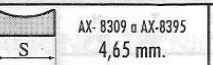
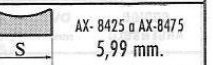
TABLAS DE SELLOS DE
AISLAMIENTO HERMÉTICO

Tabla B1. Dimensiones del alojamiento, ARGENSOLD.

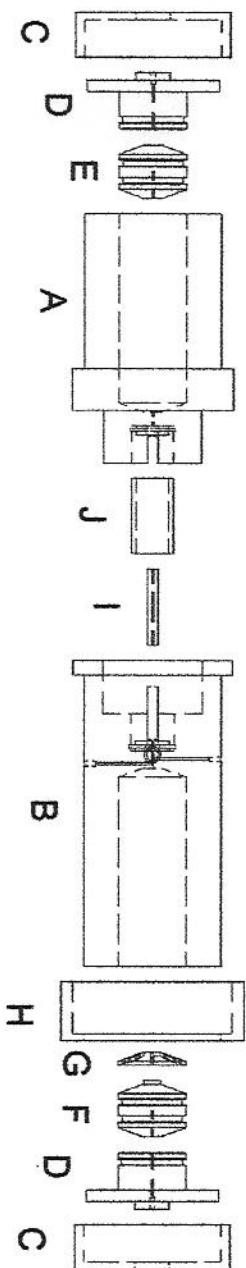
NOMENCLATURA				
				
TABLA DISEÑO DE SELLOS				
				
ACABADO				
▽▽		▽▽▽		
ESTATICOS		DINAMICOS		
S	A	B	A	B
1	1.30	0.80	1.30	0.90
1.5	1.95	1.20	1.95	1.35
1.78	2.40	1.30	2.35	1.65
2	2.60	1.60	2.60	1.80
2.5	3.25	2.00	3.25	2.25
2.62	3.40	2.10	3.40	2.35
3	3.90	2.40	3.90	2.70
3.53	4.5	2.80	4.55	3.15
4	5.20	3.20	5.20	3.60
5	6.50	4.00	6.50	4.50
5.34	6.85	4.30	6.95	4.80
6	7.80	4.80	7.80	5.40
6.99	9.80	5.60	9.10	6.30

185

Tabla B3. Anillos de Respaldo Anti-Extrusión, ARGENSOLD.

PROGRAMA DE DIMENSIONES ANILLOS DE RESPALDO ANTI-EXTRUSION PARA APLICACIONES HIDRAULICAS DE ALTA PRESION SISTEMA - AX-ARGENSOLD DEPARTAMENTO DE ASISTENCIA TECNICA									
					CORTE TRANSVERSAL				
 AX-8004 a AX-8050 1,35 mm.		 AX-8102 a AX-8178 2,18 mm.		 AX-8201 a AX-8284 3,00 mm.		 AX-8309 a AX-8395 4,65 mm.		 AX-8425 a AX-8475 5,99 mm.	
DIMENSIONES COMPLEMENTARIAS AX- 8004 a AX-8050		DIMENSIONES COMPLEMENTARIAS AX- 8102 a AX-8178		CODIGO ARGENSOLD	DI mm.	CODIGO ARGENSOLD	DI mm.	CODIGO ARGENSOLD	DI mm.
R = 2,21 T = 1,24 A = 1,14		R = 3,28 T = 1,35 A = 1,14							
CODIGO ARGENSOLD	DI mm.	CODIGO ARGENSOLD	DI mm.	AX-8149	71,91	AX-8217	30,56	AX-8267	210,01
AX-8004	2,44	AX-8102	1,96	AX-8150	73,48	AX-8218	32,16	AX-8268	216,36
AX-8005	3,23	AX-8103	2,77	AX-8151	76,66	AX-8219	33,88	AX-8269	222,71
AX-8006	3,56	AX-8104	3,56	AX-8152	83,01	AX-8220	35,48	AX-8270	229,06
AX-8007	4,34	AX-8105	4,34	AX-8153	89,36	AX-8221	37,06	AX-8271	235,41
AX-8008	5,13	AX-8106	5,13	AX-8154	95,71	AX-8222	38,66	AX-8272	241,76
AX-8009	5,94	AX-8107	5,94	AX-8155	102,06	AX-8223	41,83	AX-8273	248,11
AX-8010	6,73	AX-8108	6,73	AX-8156	108,41	AX-8224	45,01	AX-8274	254,46
AX-8011	8,31	AX-8109	8,31	AX-8157	114,76	AX-8225	48,18	AX-8275	267,16
AX-8012	9,91	AX-8110	9,91	AX-8158	121,11	AX-8226	51,36	AX-8276	279,86
AX-8013	11,56	AX-8111	11,48	AX-8159	127,46	AX-8227	54,53	AX-8277	292,56
AX-8014	13,16	AX-8112	13,08	AX-8160	133,81	AX-8228	57,71	AX-8278	305,26
AX-8015	14,73	AX-8113	14,66	AX-8161	140,16	AX-8229	60,88	AX-8279	330,66
AX-8016	16,33	AX-8114	16,26	AX-8162	146,51	AX-8230	64,06	AX-8280	356,05
AX-8017	17,91	AX-8115	17,83	AX-8163	152,86	AX-8231	66,83	AX-8281	381,46
AX-8018	19,51	AX-8116	19,43	AX-8164	159,21	AX-8232	70,00	AX-8282	406,12
AX-8019	21,08	AX-8117	21,11	AX-8165	165,56	AX-8233	73,18	AX-8283	431,52
AX-8020	22,68	AX-8118	22,68	AX-8166	171,91	AX-8234	76,35	AX-8284	456,92
AX-8021	24,26	AX-8119	24,28	AX-8167	178,26	AX-8235	79,53	DIMENSIONES COMPLEMENTARIAS AX- 8309 a AX-8395 R = 6,65 T = 1,93 A = 1,52	
AX-8022	25,86	AX-8120	25,86	AX-8168	184,61	AX-8236	82,70		
AX-8023	27,43	AX-8121	27,46	AX-8169	190,96	AX-8237	85,88		
AX-8024	29,03	AX-8122	29,03	AX-8170	197,31	AX-8238	89,05	AX-8357	140,41
AX-8025	30,61	AX-8123	30,63	AX-8171	203,66	AX-8239	92,23	AX-8358	143,59
AX-8026	32,21	AX-8124	32,21	AX-8172	210,01	AX-8240	95,40	AX-8359	146,76
AX-8027	33,78	AX-8125	33,81	AX-8173	216,36	AX-8241	98,58	AX-8360	149,94
AX-8028	35,38	AX-8126	35,38	AX-8174	222,71	AX-8242	101,75	AX-8361	153,11
AX-8029	38,56	AX-8127	36,98	AX-8175	229,06	AX-8243	104,93	AX-8362	159,46
AX-8030	41,73	AX-8128	38,56	AX-8176	235,41	AX-8244	108,10	AX-8363	165,81
AX-8031	44,91	AX-8129	40,16	AX-8177	241,76	AX-8245	111,28	AX-8364	172,16
AX-8032	48,08	AX-8130	41,73	AX-8178	248,11	AX-8246	114,45	AX-8365	178,51
AX-8033	51,26	AX-8131	43,33	DIMENSIONES COMPLEMENTARIAS AX- 8201 a AX-8284 R = 4,42 T = 1,27 A = 1,02		AX-8247	117,63	AX-8366	184,86
AX-8034	54,43	AX-8132	44,91			AX-8248	121,11	AX-8367	191,21
AX-8035	57,61	AX-8133	46,51			AX-8249	124,28	AX-8368	197,56
AX-8036	60,78	AX-8134	48,08	AX-8201	5,13	AX-8250	127,46	AX-8369	203,91
AX-8037	63,96	AX-8135	49,68	AX-8202	6,73	AX-8251	130,63	AX-8370	210,26
AX-8038	67,13	AX-8136	51,26	AX-8203	8,30	AX-8252	133,81	AX-8371	216,61
AX-8039	70,31	AX-8137	52,86	AX-8204	9,90	AX-8253	136,98	AX-8372	222,96
AX-8040	73,48	AX-8138	54,43	AX-8205	11,56	AX-8254	140,16	AX-8373	229,31
AX-8041	76,66	AX-8139	56,03	AX-8206	13,16	AX-8255	143,33	AX-8374	235,66
AX-8042	83,01	AX-8140	57,61	AX-8207	14,73	AX-8256	146,51	AX-8375	242,01
AX-8043	89,36	AX-8141	59,21	AX-8208	16,33	AX-8257	149,68	AX-8376	248,36
AX-8044	95,71	AX-8142	60,78	AX-8209	17,90	AX-8258	152,86	AX-8377	254,71
AX-8045	102,06	AX-8143	62,38	AX-8210	19,46	AX-8259	159,21	AX-8378	267,41
AX-8046	108,41	AX-8144	63,96	AX-8211	21,03	AX-8260	165,56	AX-8379	280,11
AX-8047	114,76	AX-8145	65,56	AX-8212	22,63	AX-8261	171,91	AX-8380	292,81
AX-8048	121,11	AX-8146	67,13	AX-8213	24,21	AX-8262	178,26	AX-8381	305,51
AX-8049	127,46	AX-8147	68,73	AX-8214	25,81	AX-8263	184,61	AX-8382	330,91
AX-8050	133,81	AX-8148	70,31	AX-8215	27,38	AX-8264	190,96	AX-8383	356,31
				AX-8216	28,98	AX-8265	197,31	AX-8384	381,71
						AX-8266	203,66	AX-8385	406,60

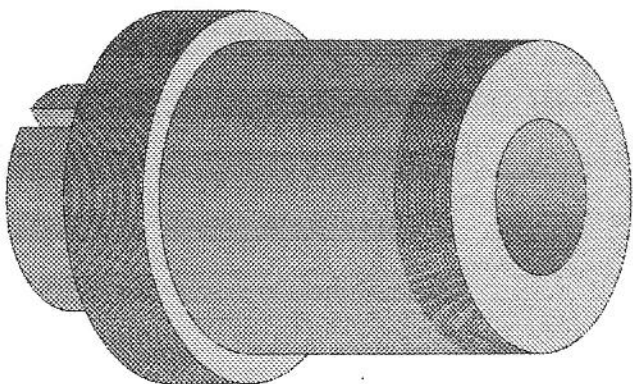
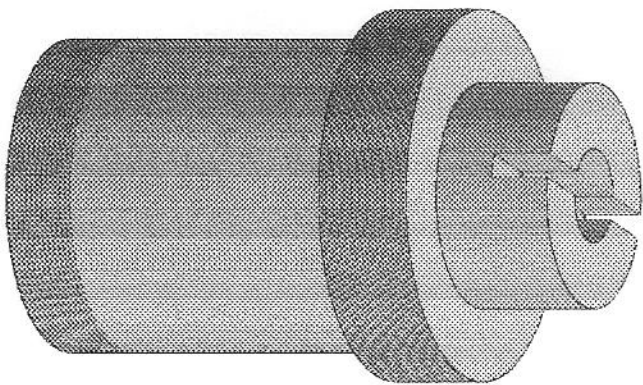
APÉNDICE C
PLANOS



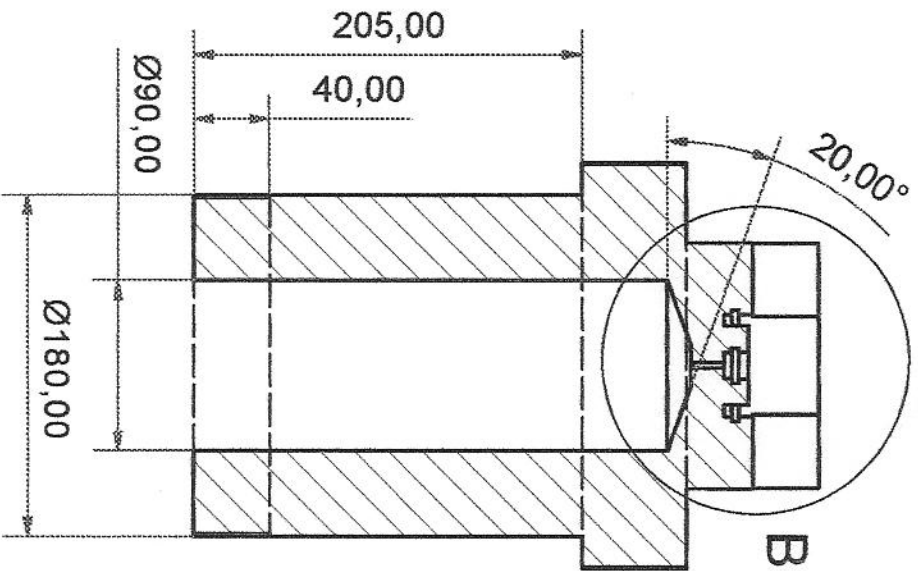
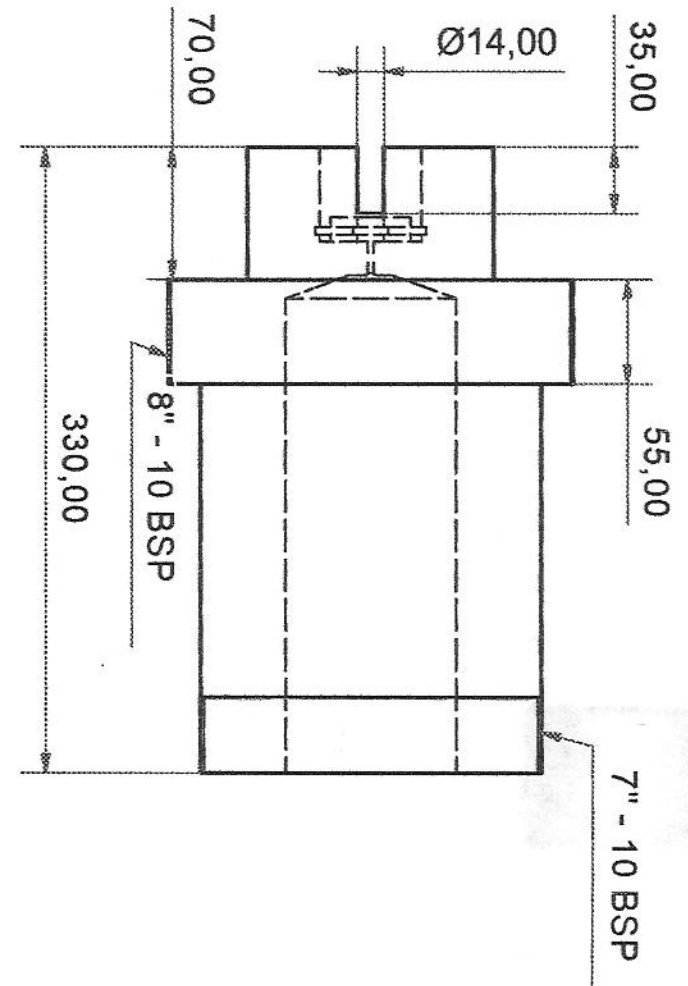
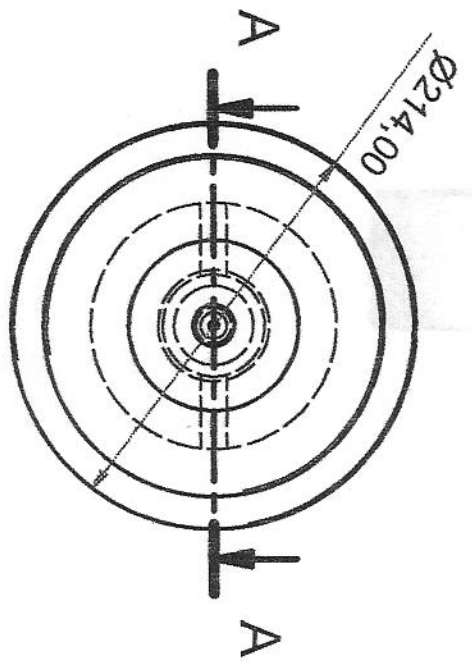
Piezas de la Celda PVT

- A - Cavidad Superior
- B - Caivdad Inferior
- C - Tapa Roscada
- D - Tapón
- E - Pistón sin Tope
- F - Pistón con Tope
- G - Agitador
- H - Anillo roscado
- I - Visor Interior
- J - Visor Exterior

Diseñado por: Br. Mauricio Sastoque	Dibujado por: Br. Mauricio Sastoque	Revisado por: Prof. Ing. Enrique Limongi	Nº del plano 1	Unidad en: mm	Fecha 15/11/2003
UNIVERSIDAD CENTRAL DE VENEZUELA FACULTAD DE INGENIERÍA ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA					
Despiece de la Celda PVT					
Material: Acero 17-4PH		Escala 1:10		Plano 1 / 1	

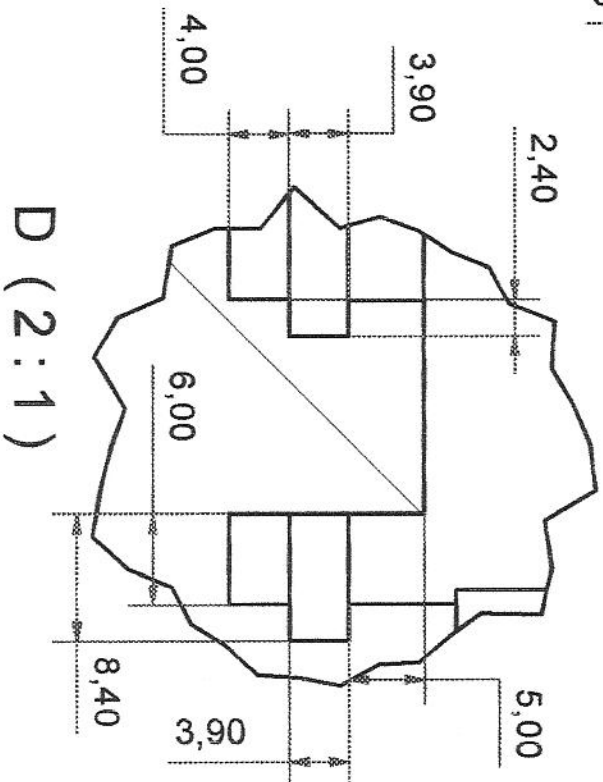
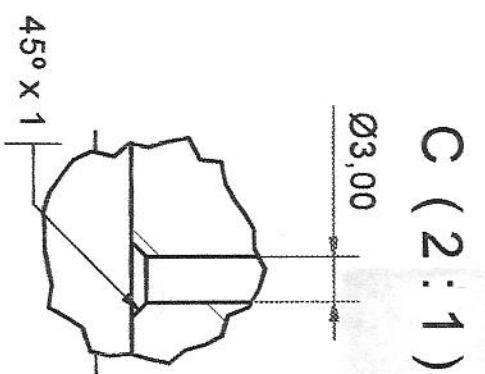
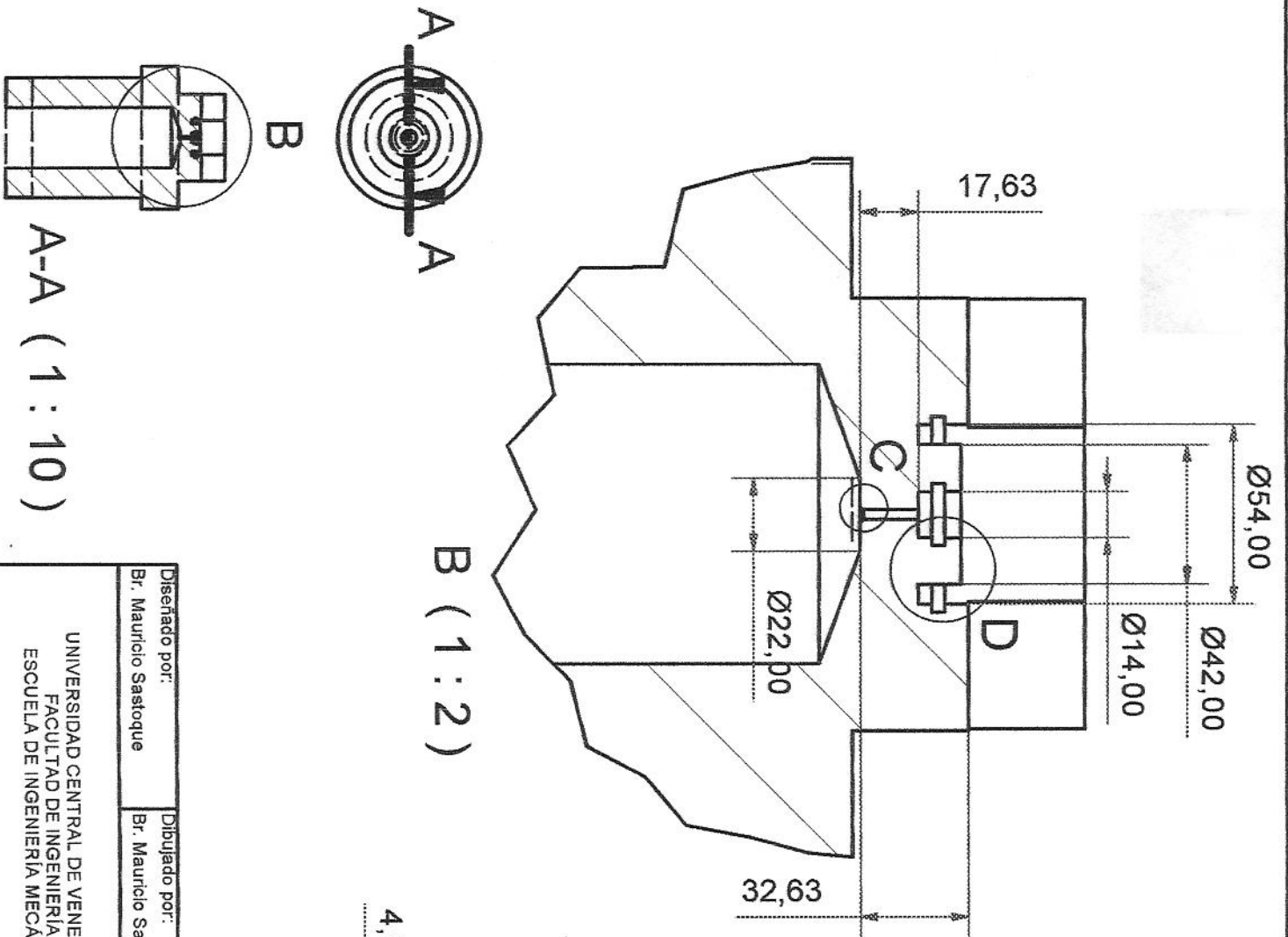


Diseñado por: Br. Mauricio Sastoque		Dibujado por: Br. Mauricio Sastoque		Revisado por: Prof. Ing. Enrique Limongi		Nº del plano A1	Unidad en: mm	Fecha 16/11/2003
UNIVERSIDAD CENTRAL DE VENEZUELA FACULTAD DE INGENIERIA ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA				Cavidad Superior de la Celda PVT				
Material: Acero 17-4PH				Escala 1:4		Plano 1 / 3		



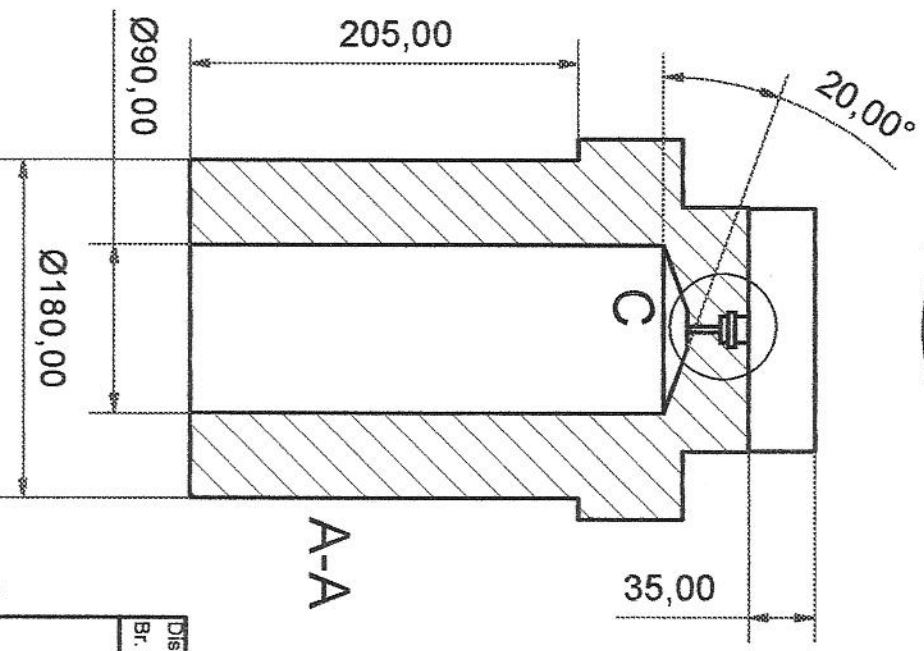
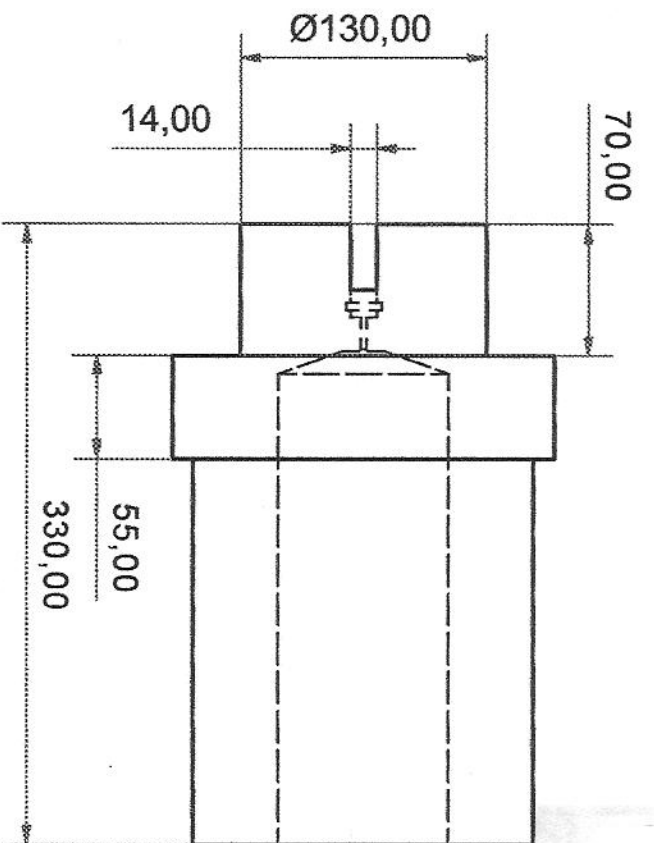
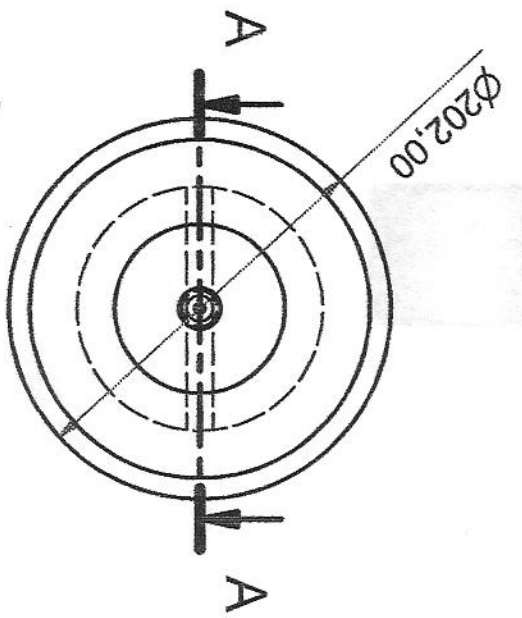
A-A

Diseñado por: Br. Mauricio Sastoque	Dibujado por: Br. Mauricio Sastoque	Revisado por: Prof. Ing. Enrique Limongi	Nº del plano A1	Unidad en: mm	Fecha 16/11/2003
UNIVERSIDAD CENTRAL DE VENEZUELA FACULTAD DE INGENIERIA ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA			Cavidad Superior de la Celda PVT		
Material: Acero 17-4PH			Escala 1:4	Plano 2 / 3	

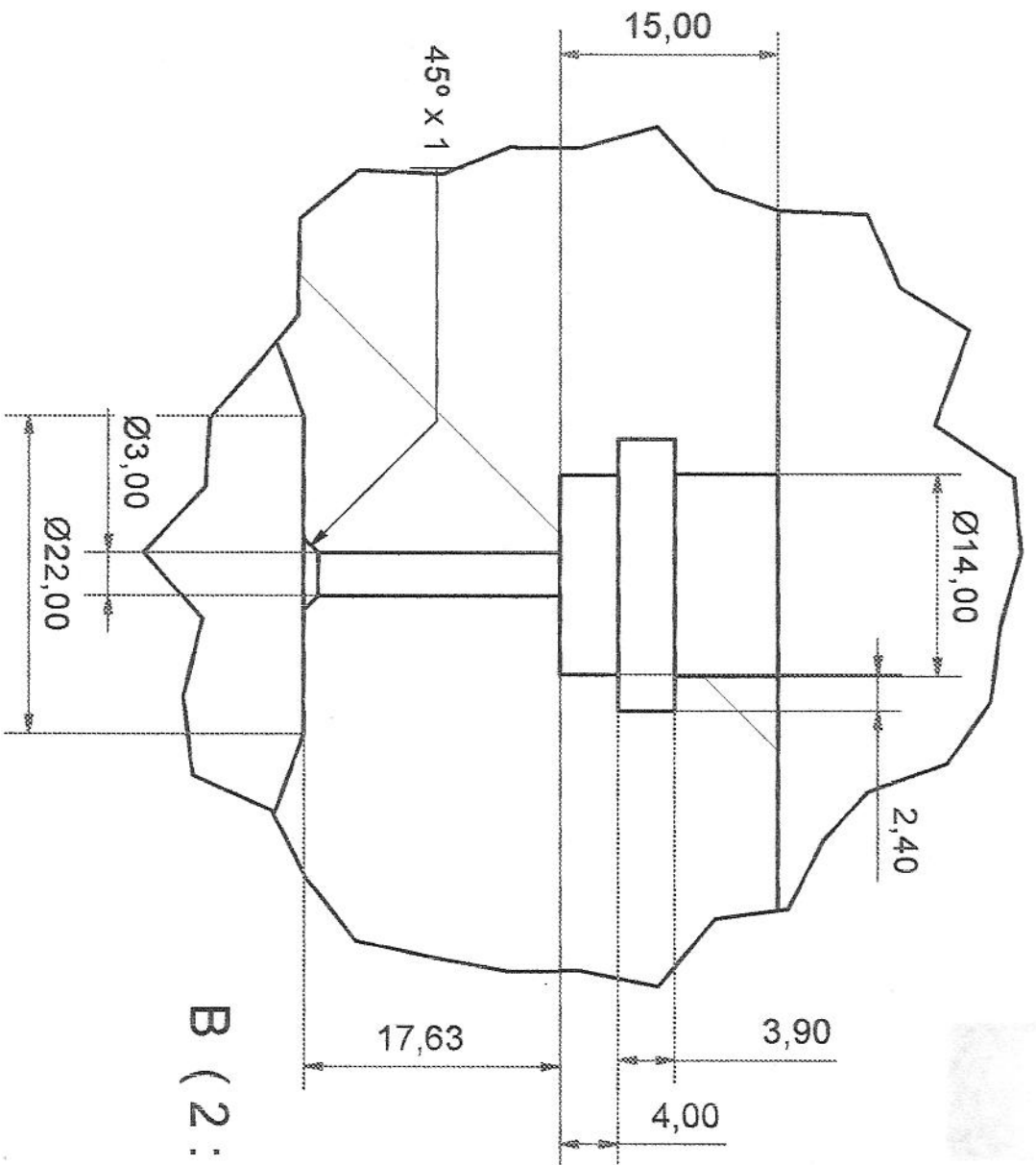


A-A (1:10)

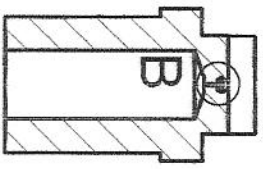
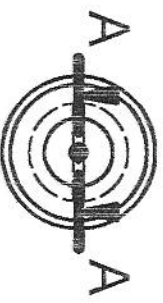
Diseñado por: Br. Mauricio Sastoque	Dibujado por: Br. Mauricio Sastoque	Revisado por: Prof. Ing. Enrique Limongi	Nº del plano A1	Unidad en: mm	Fecha 16/11/2003
UNIVERSIDAD CENTRAL DE VENEZUELA FACULTAD DE INGENIERIA ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA					
Cavidad Superior de la Celda PVT					
Material: Acero 17-4PH		Escala 1:4		Plano 3 / 3	



Diseñado por:		Dibujado por:		Revisado por:		N° del plano		Unidad en:		Fecha	
Br. Mauricio Sastoque		Br. Mauricio Sastoque		Prof. Ing. Enrique Limongi		A2		mm		17/11/2003	
UNIVERSIDAD CENTRAL DE VENEZUELA											
FACULTAD DE INGENIERIA											
ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA											
Cavidad Superior de la Celda PVT (Modelo1)											
Material:				Escala				Plano			
Acero 17-4PH				1:4				1 / 2			

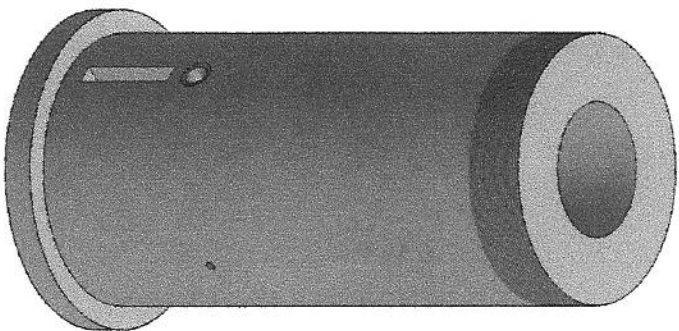
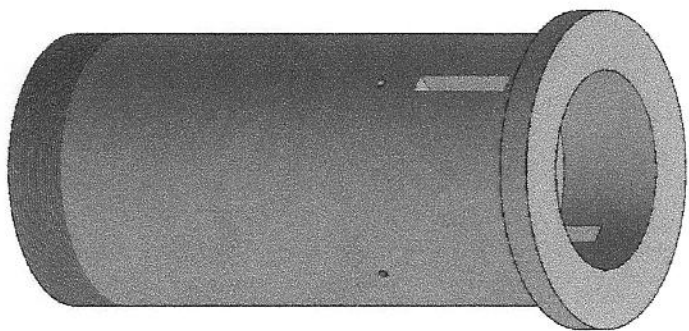


B (2:1)



A-A (1:10)

Diseñado por: Br. Mauricio Sastoque		Dibujado por: Br. Mauricio Sastoque		Revisado por: Prof. Ing. Enrique Limongi		Nº del plano A2	Unidad en: mm	Fecha 17/11/2003	
UNIVERSIDAD CENTRAL DE VENEZUELA FACULTAD DE INGENIERIA ESCUELA DE INGENIERIA MECÁNICA					Cavidad Superior de la Celda PVT (Modelo1)				
Material: Acero 17-4PH		Escala 1:4		Plano 2 / 2					



Diseñado por:
Br. Mauricio Sastoque

Dibujado por:
Br. Mauricio Sastoque

Revisado por:
Prof. Ing. Enrique Limongi

Nº del plano
B1

Unidad en:
mm

Fecha
16/11/2003

UNIVERSIDAD CENTRAL DE VENEZUELA
FACULTAD DE INGENIERÍA
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA

Cavidad Inferior de la Celda PVT

Materia:

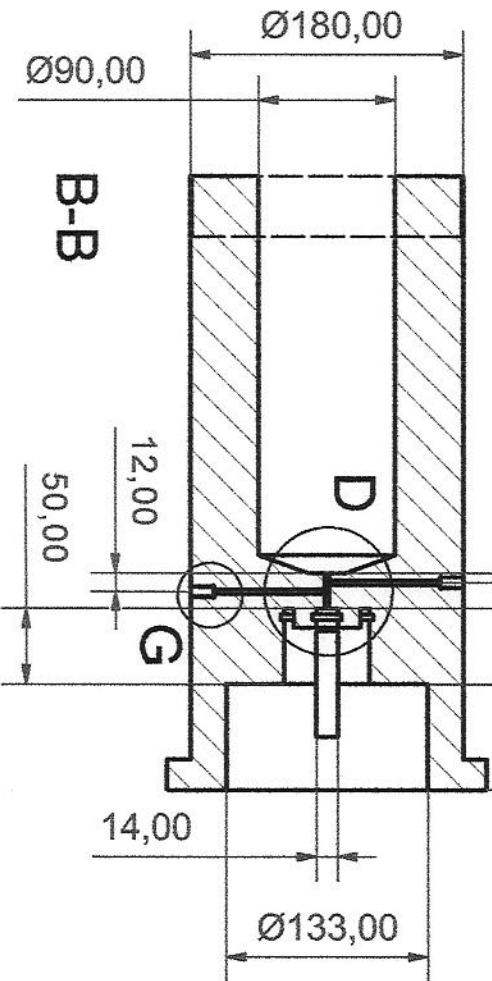
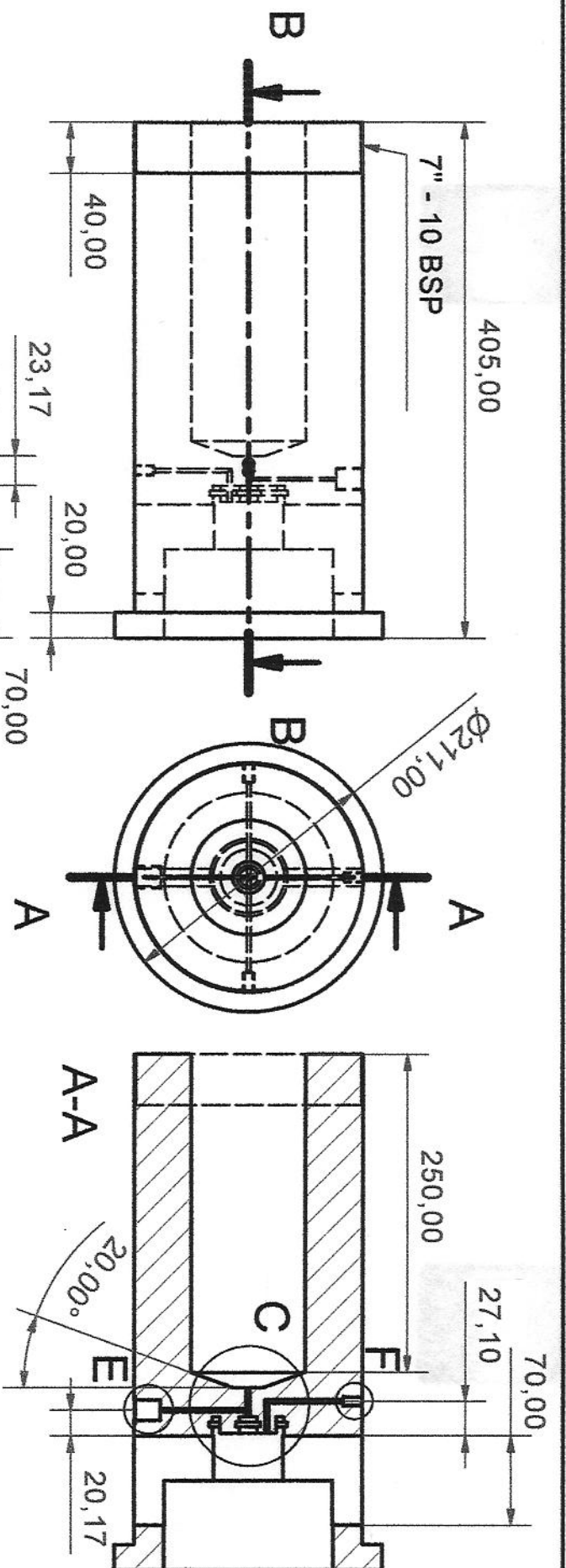
Acero 17-4PH

Escala

1:5

Plano

1 / 4



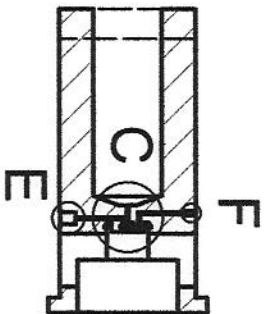
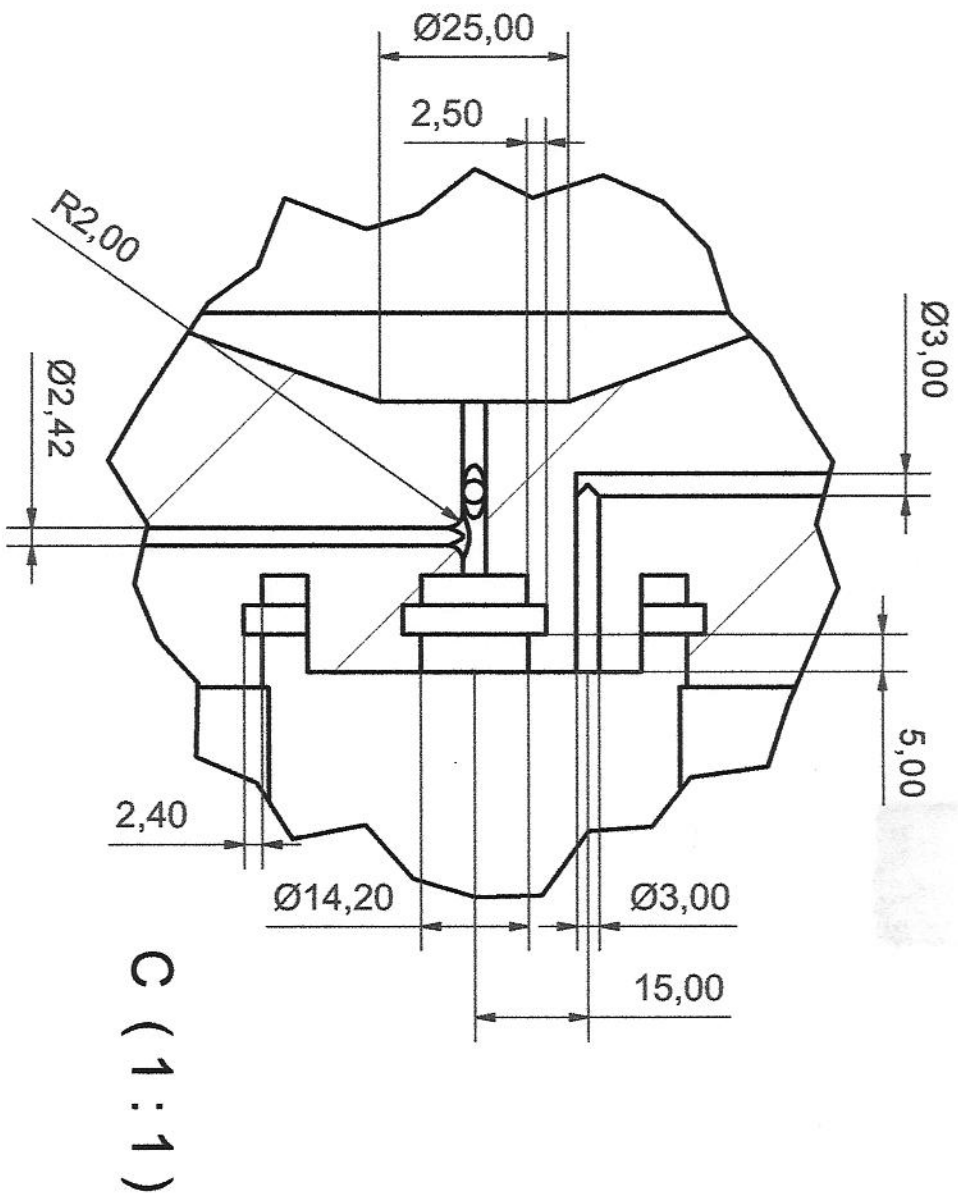
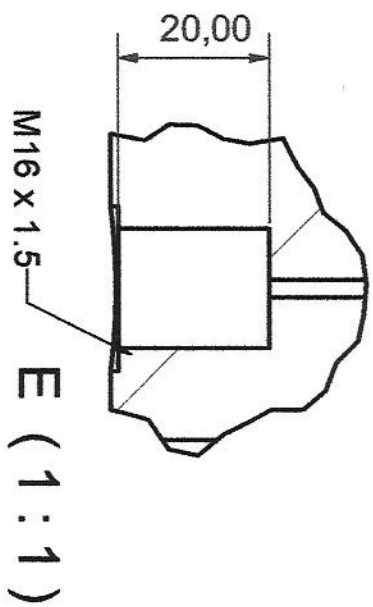
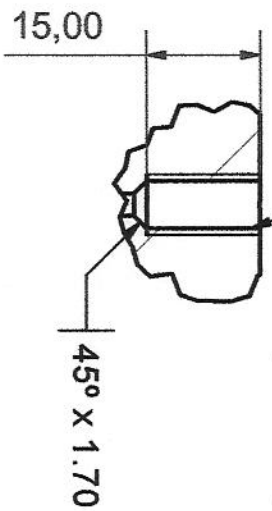
Diseñado por:	Dibujado por:	Revisado por:	Nº del plano	Unidad en:	Fecha
Br. Mauricio Sastoque	Br. Mauricio Sastoque	Prof. Ing. Enrique Limongi	B1	mm	16/11/2003

UNIVERSIDAD CENTRAL DE VENEZUELA
FACULTAD DE INGENIERÍA
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA

Cavidad Interior de la Celda PVT

Materia:	Escala	Plano
Acero 17-4PH	1:5	2 / 4

1/4" MPCT
F (1:1)



A-A (1:10)

Diseñado por:
Br. Mauricio Sastoque

Dibujado por:
Br. Mauricio Sastoque

Revisado por:
Prof. Ing. Enrique Limongi

Nº del plano
B1

Unidad en:
mm

Fecha
16/11/2003

UNIVERSIDAD CENTRAL DE VENEZUELA
FACULTAD DE INGENIERIA
ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA

Cavidad inferior de la Celda PVT

Materia:

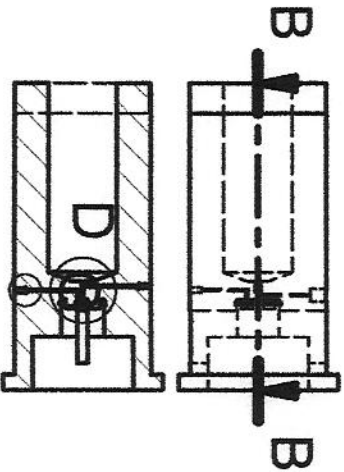
Acero 17-4PH

Escala

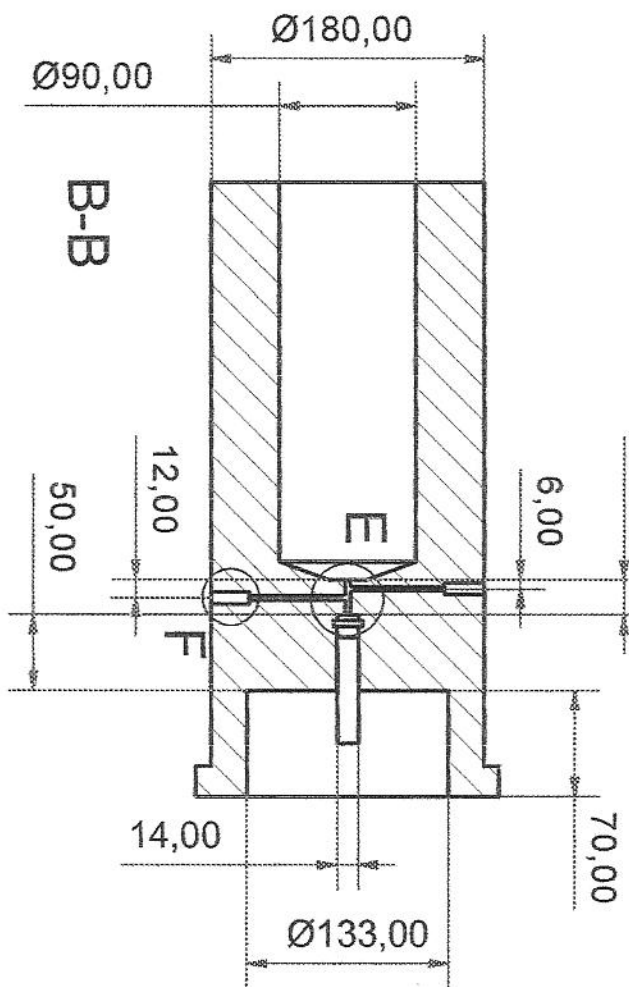
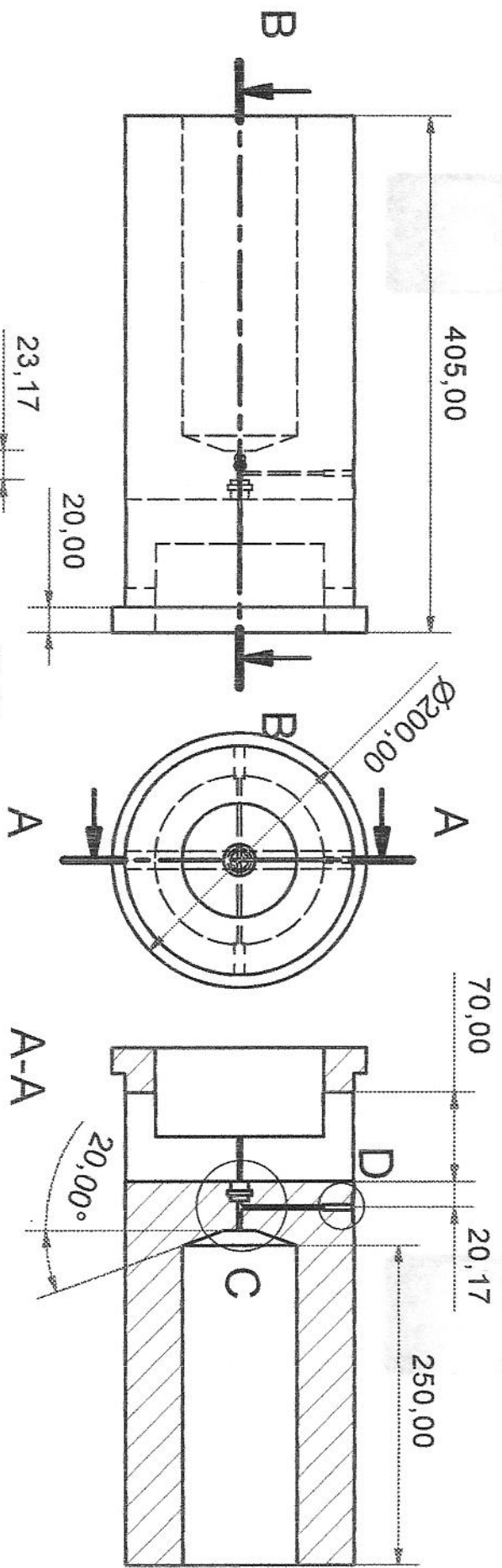
1:5

Plano

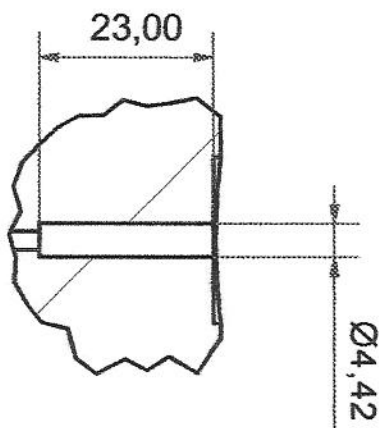
3 / 4



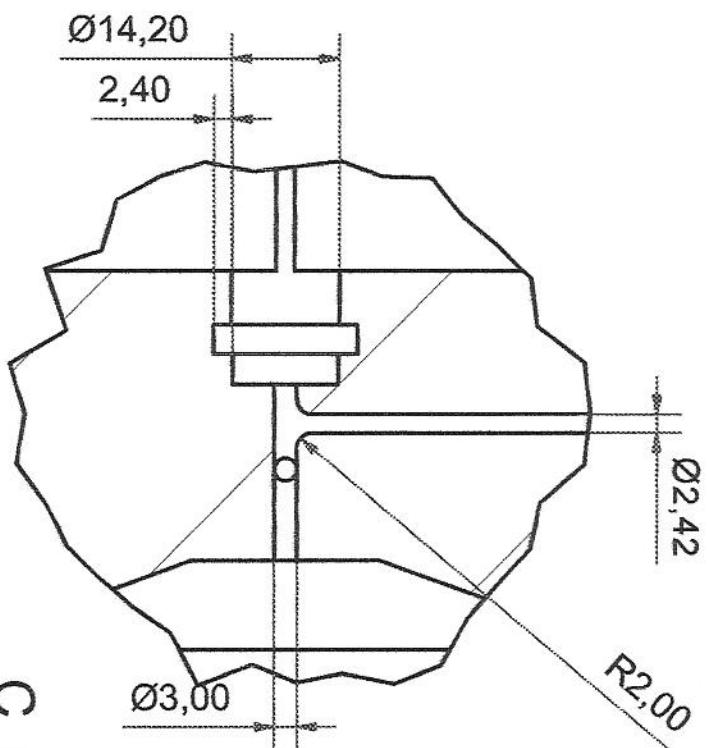
Diseñado por:	Dibujado por:	Revisado por:	Nº del plano	Unidad en:	Fecha
Br. Mauricio Sastoque	Br. Mauricio Sastoque	Prof. Ing. Enrique Limongi	B1	mm	16/11/2003
UNIVERSIDAD CENTRAL DE VENEZUELA FACULTAD DE INGENIERÍA ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA					
Cavidad Inferior de la Celda PVT					
Material:		Escala	Plano		
Acero 17-4PH		1:5	4 / 4		



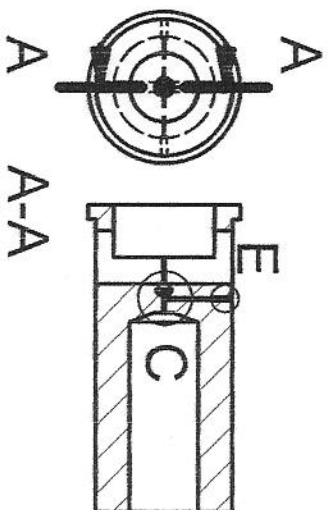
Diseñado por:	Dibujado por:	Revisado por:	Nº del plano	Unidad en:	Fecha
Br. Mauricio Sastoque	Br. Mauricio Sastoque	Prof. Ing. Enrique Limongi	B2	mm	17/11/2003
UNIVERSIDAD CENTRAL DE VENEZUELA FACULTAD DE INGENIERÍA ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA			Cavidad Inferior de la Celda PVT (Modelo 1)		
Material:			Escala	Plano	
Acero 17-4PH			1:5	1 / 3	



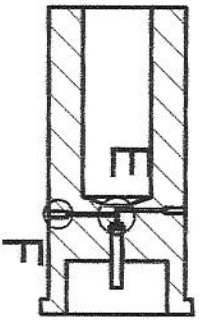
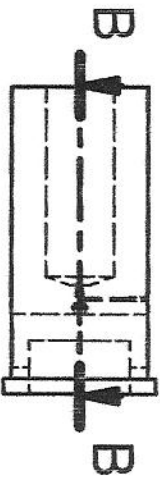
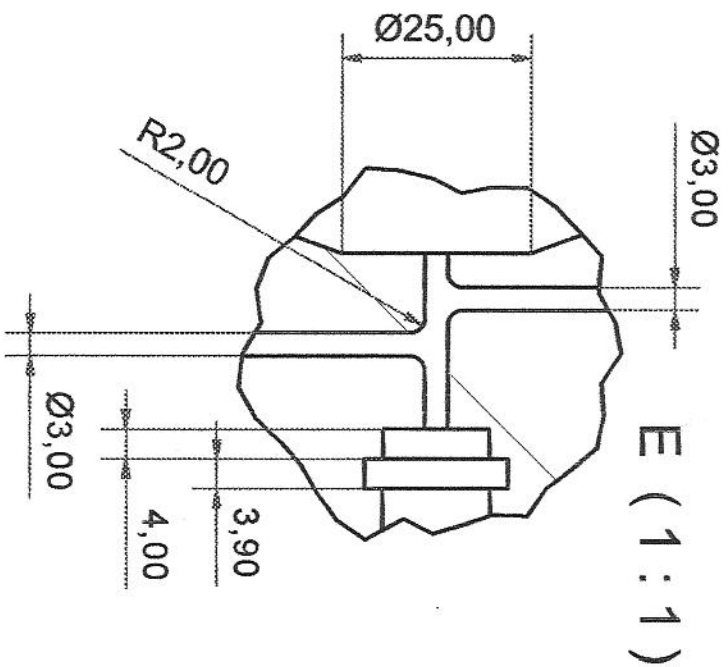
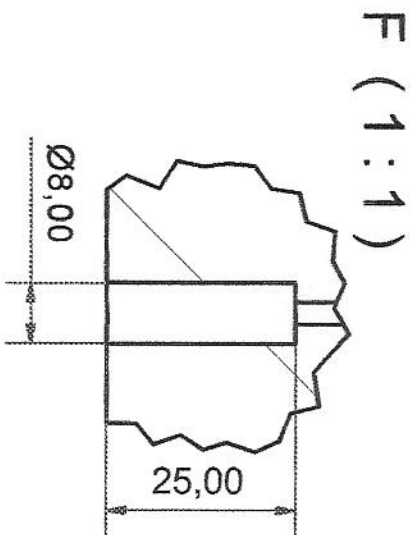
E (1:1)



C (1:1)

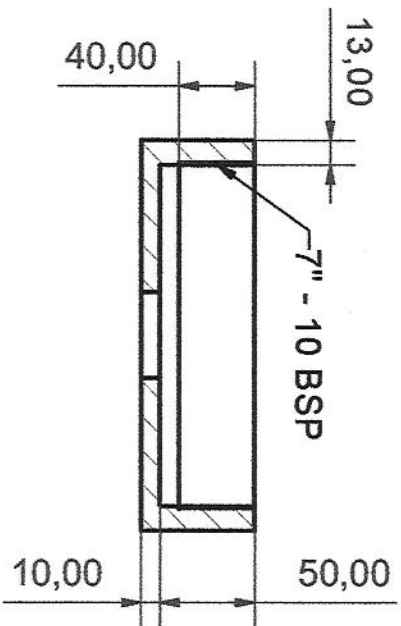
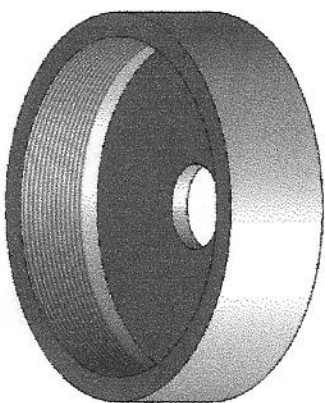
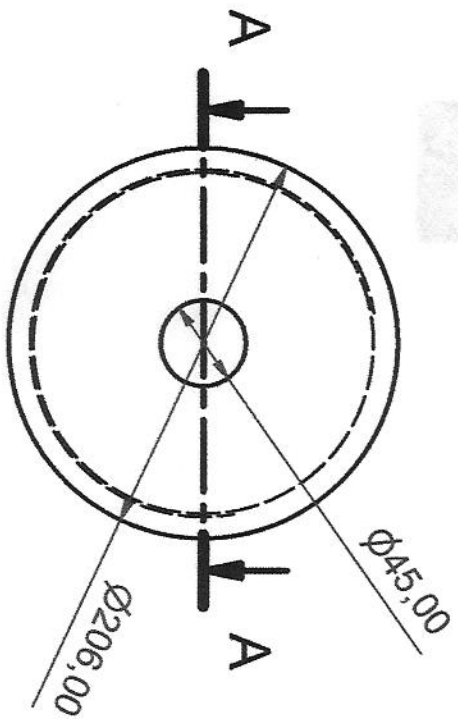


Diseñado por: Br. Mauricio Sastoque	Dibujado por: Br. Mauricio Sastoque	Revisado por: Prof. Ing. Enrique Limongi	Nº del plano B2	Unidad en: mm	Fecha 17/11/2003
UNIVERSIDAD CENTRAL DE VENEZUELA FACULTAD DE INGENIERIA ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA			Cavidad inferior de la Celda PVT (Modelo 1)		
Material: Acero 17-4PH			Escala 1:5	Plano 2 / 3	



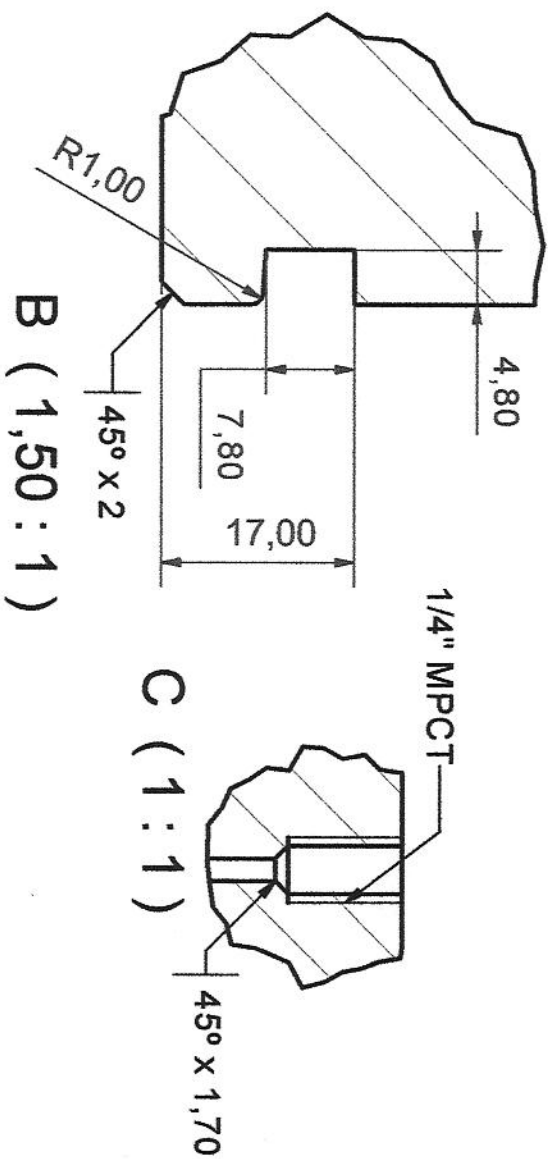
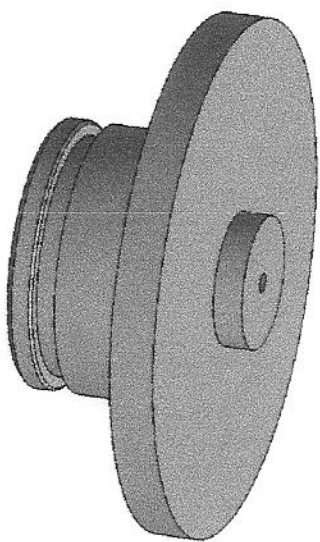
B-B (1:10)

Diseñado por: Br. Mauricio Sastoque	Dibujado por: Br. Mauricio Sastoque	Revisado por: Prof. Ing. Enrique Limongi	Nº del plano B2	Unidad en: mm	Fecha 17/11/2003
UNIVERSIDAD CENTRAL DE VENEZUELA FACULTAD DE INGENIERÍA ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA			Cavidad Inferior de la Celda PVT (Modelo 1)		
Material: Acero 17-4PH			Escala 1:5	Plano 3 / 3	

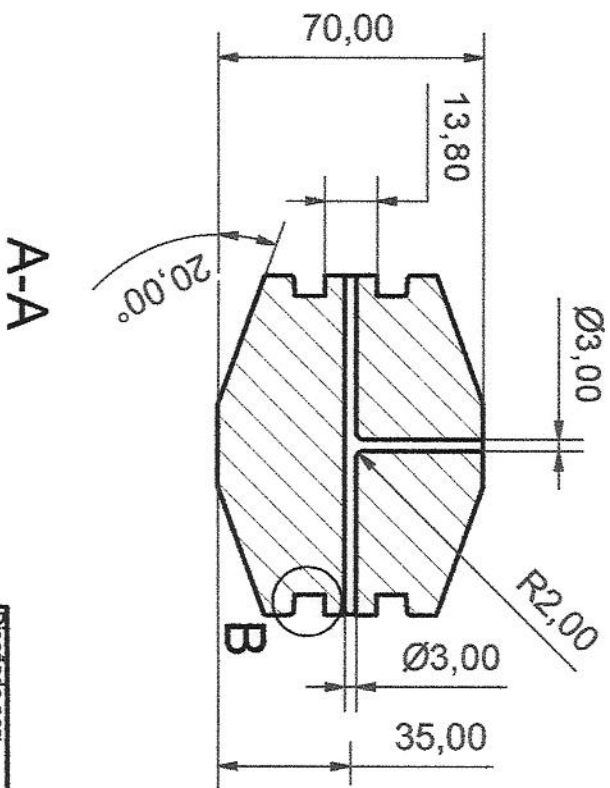
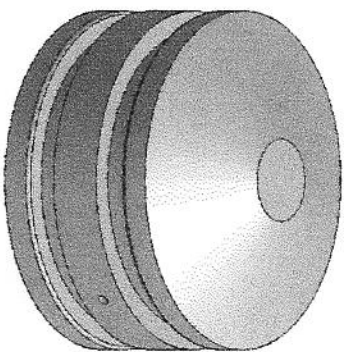
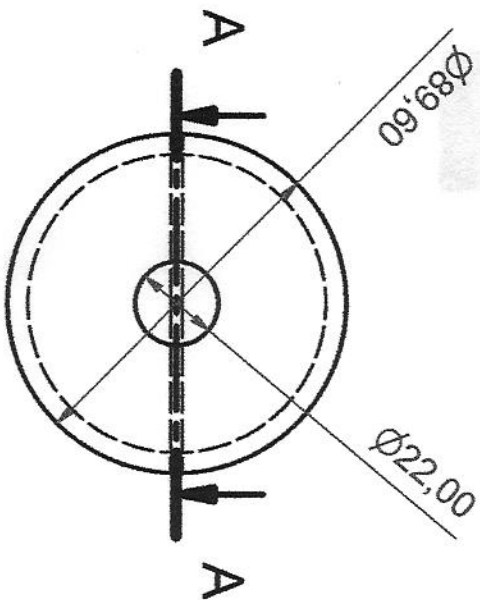


A-A

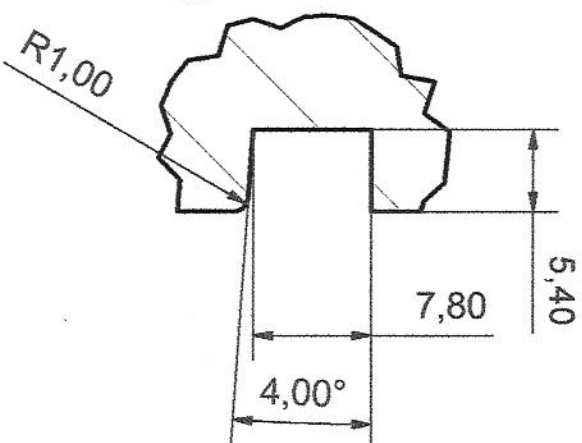
Diseñado por: Br. Mauricio Sastoque	Dibujado por: Br. Mauricio Sastoque	Revisado por: Prof. Ing. Enrique Limongi	Nº del plano C1	Unidad en: mm	Fecha 16/11/2003
UNIVERSIDAD CENTRAL DE VENEZUELA FACULTAD DE INGENIERIA ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA		Tapas de la Celda PVT			
		Material: Acero 17-4PH	Escala 1:4	Plano 1	1



Diseñado por: Br. Mauricio Sastoque	Dibujado por: Br. Mauricio Sastoque	Revisado por: Prof. Ing. Enrique Limongi	Nº del plano D1	Unidad en: mm	Fecha 15/11/2003
UNIVERSIDAD CENTRAL DE VENEZUELA FACULTAD DE INGENIERÍA ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA Tapon de la Celda PVT Material: Acero 17-4PH Escala 1:2.5 Plano 1 / 1					



B (2:1)



Diseñado por:
Br. Mauricio Sastoque

Dibujado por:
Br. Mauricio Sastoque

Revisado por:
Prof. Ing. Enrique Limongi

Nº del plano
E1

Unidad en:
mm

Fecha
15/11/2003

UNIVERSIDAD CENTRAL DE VENEZUELA
FACULTAD DE INGENIERÍA
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA

Pistón sin Tope de la Celda PVT

Material:

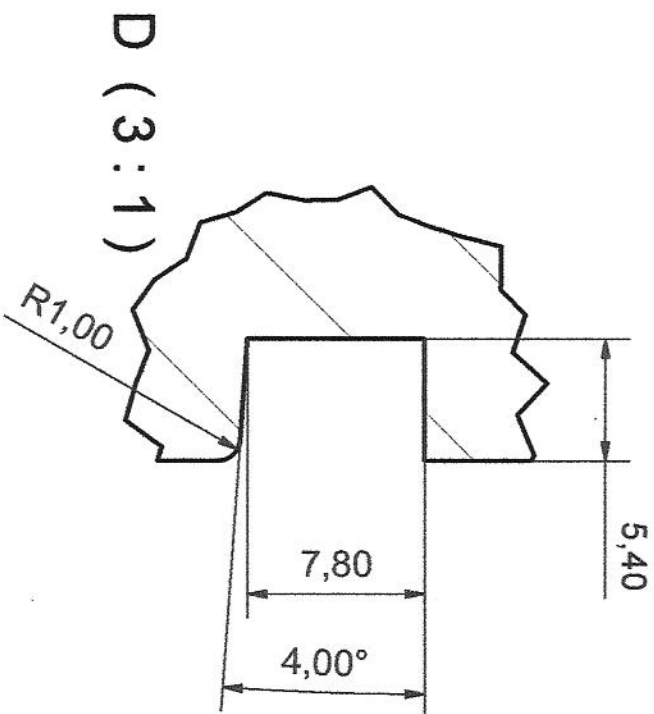
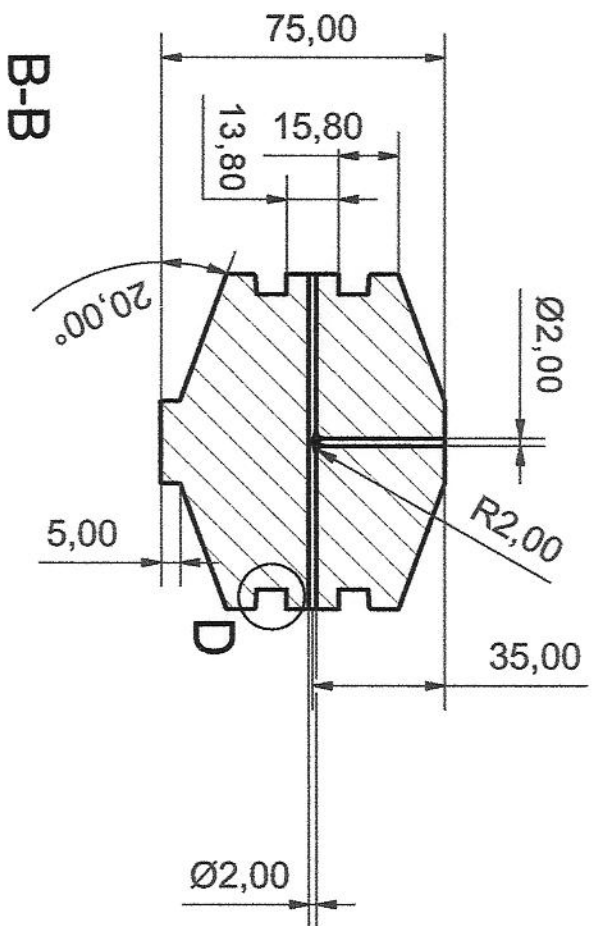
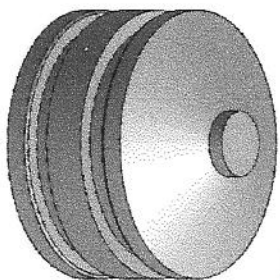
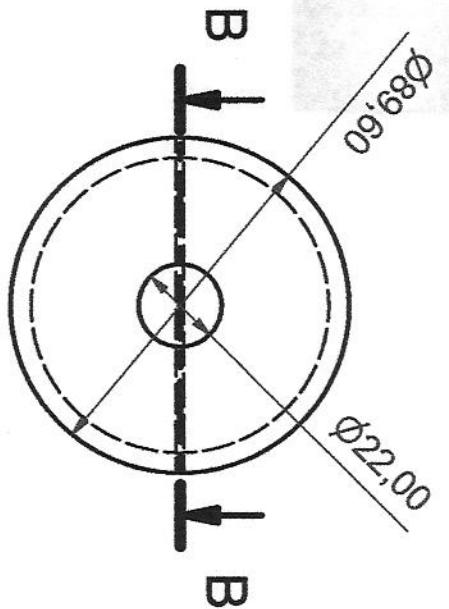
Acero 17-4PH

Escala

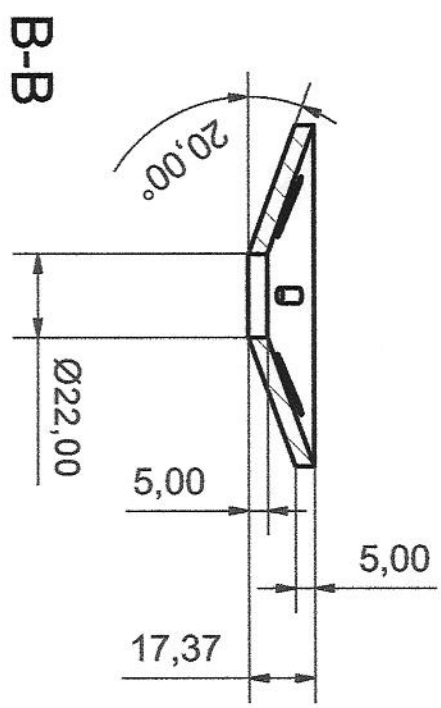
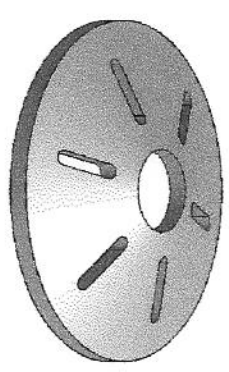
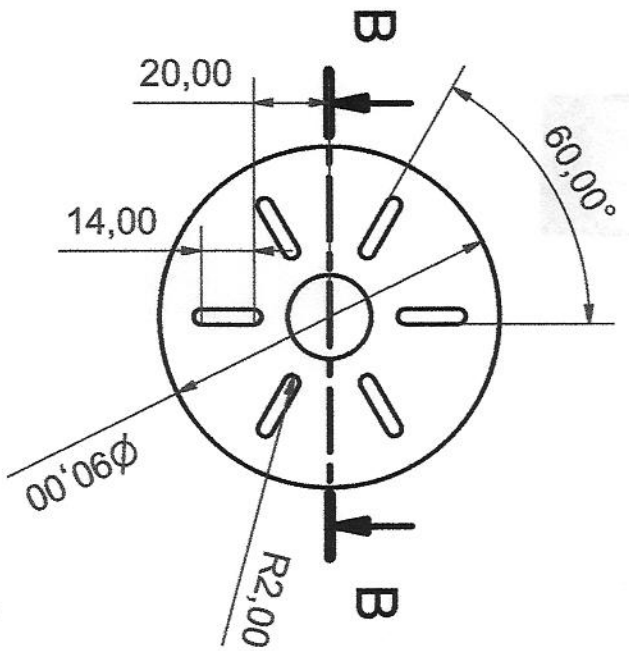
1:2

Plano

1 / 1

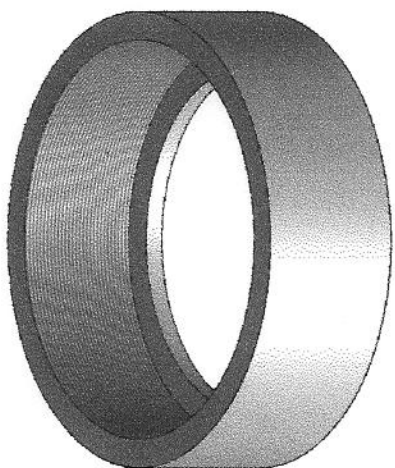
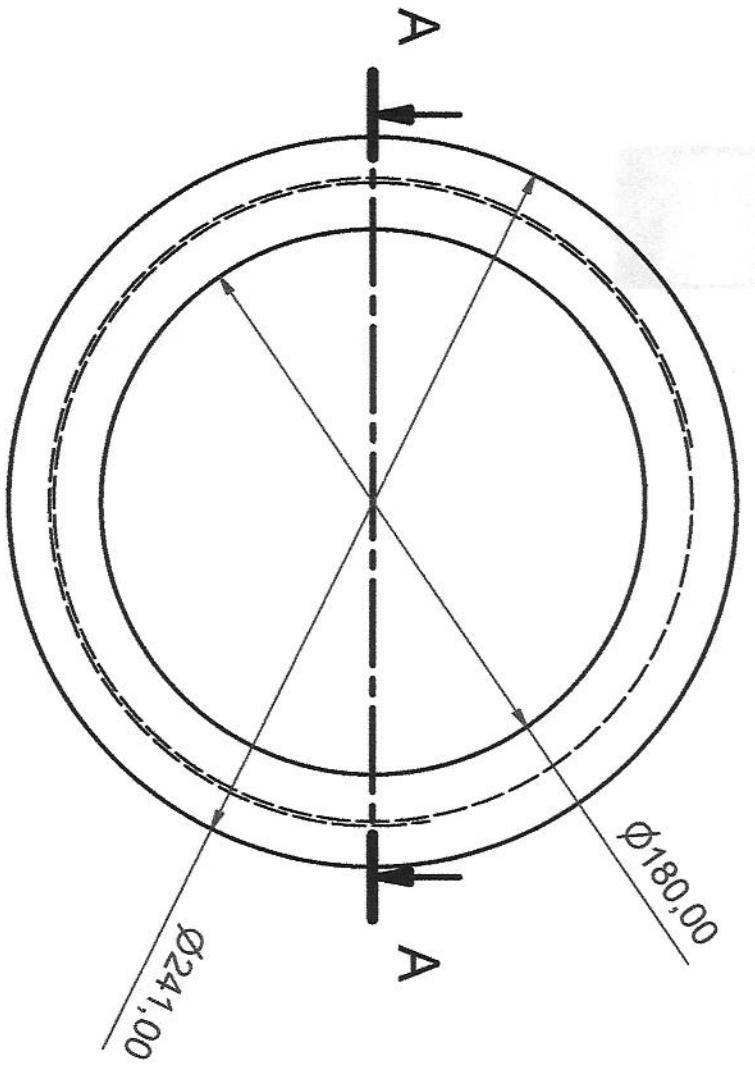


Diseñado por: Br. Mauricio Sastoque	Dibujado por: Br. Mauricio Sastoque	Revisado por: Prof. Ing. Enrique Limongi	Nº del plano F-1	Unidad en: mm	Fecha 15/11/2003
UNIVERSIDAD CENTRAL DE VENEZUELA FACULTAD DE INGENIERÍA ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA			Pistón con Tope de la Celda PVT		
Material: pistonct			Escala 1:2	Plano 1 / 1	

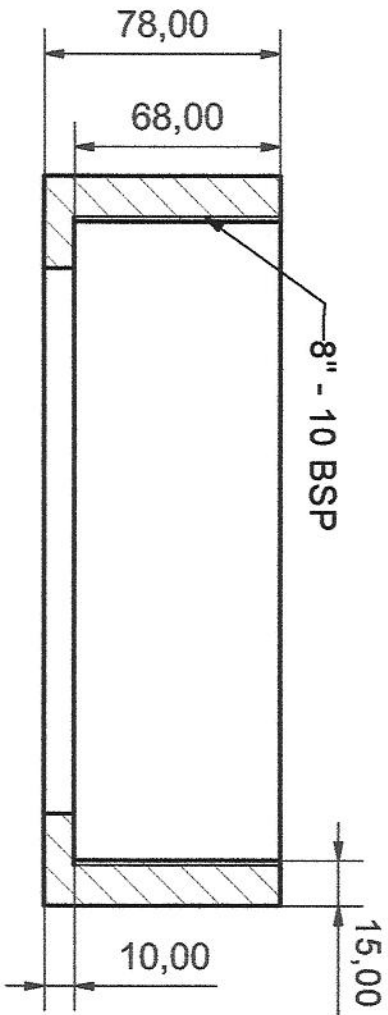


B-B

Diseñado por: Br. Mauricio Sastoque		Dibujado por: Br. Mauricio Sastoque		Revisado por: Prof. Ing. Enrique Limongi		Nº del plano G1	Unidad en: mm	Fecha 16/11/2003	
UNIVERSIDAD CENTRAL DE VENEZUELA FACULTAD DE INGENIERIA ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA				Agitador de la Celda PVT					
Material:				Escala		Plano			
Acero 17-4PH				1:2		1 / 1			

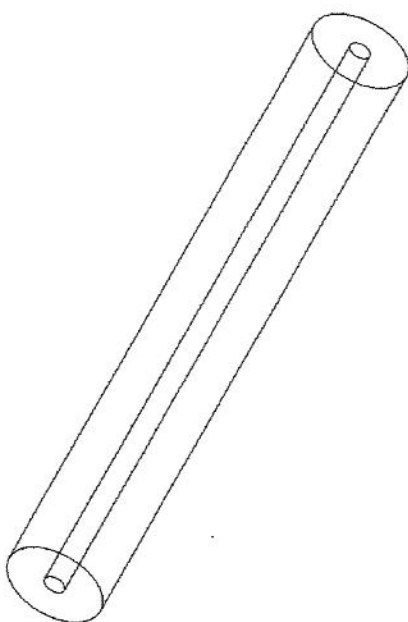
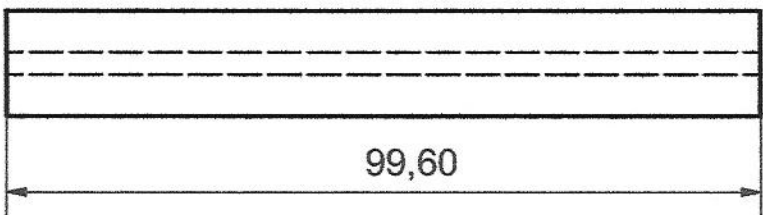
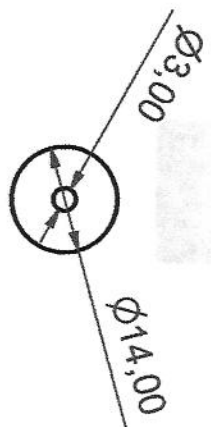


(1 : 4)

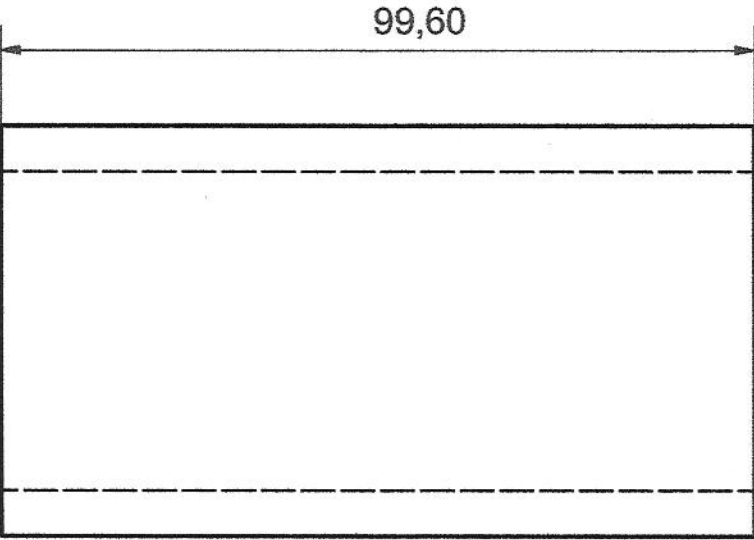
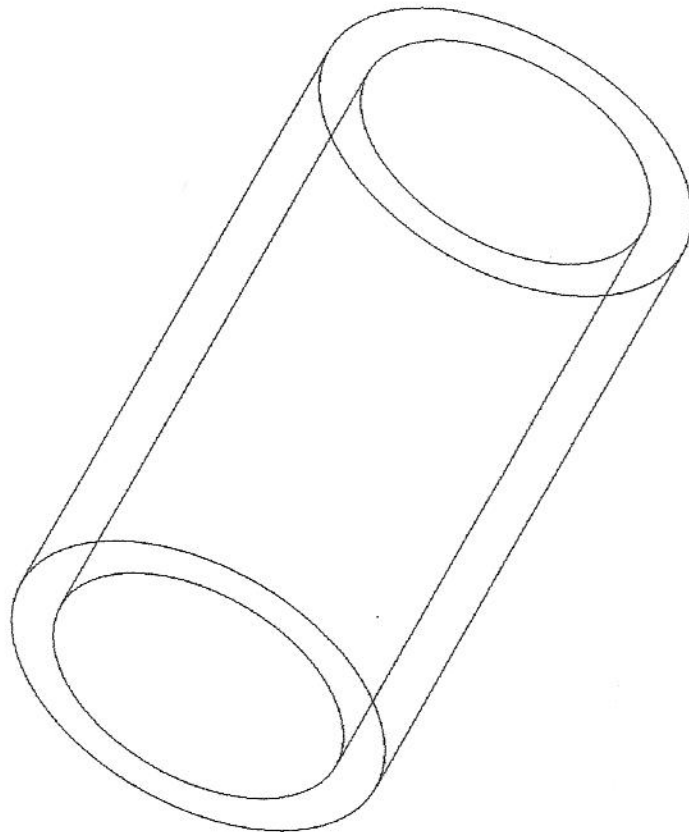
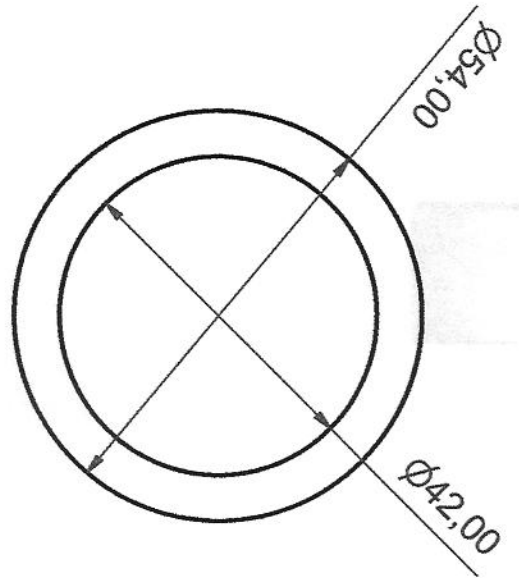


A-A

Diseñado por: Br. Mauricio Sastoque	Dibujado por: Br. Mauricio Sastoque	Revisado por: Prof. Ing. Enrique Limongi	Nº del plano H1	Unidad en: mm	Fecha 16/11/2003
UNIVERSIDAD CENTRAL DE VENEZUELA FACULTAD DE INGENIERÍA ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA			Collar Roscada de la Celda PVT		
Material: Acero 17-4PH			Escala 1:5	Plano 1 / 1	



Diseñado por: Br. Mauricio Sastoque	Dibujado por: Br. Mauricio Sastoque	Revisado por: Prof. Ing. Enrique Limongi	N° del plano 11	Unidad en: mm	Fecha 16/11/2003
UNIVERSIDAD CENTRAL DE VENEZUELA FACULTAD DE INGENIERÍA ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA		Vistor Interno de la Celda PVT			
Material: Zafiro		Escala 1:1	Plano 1 / 1		



Diseñado por: Br. Mauricio Sastoque	Dibujado por: Br. Mauricio Sastoque	Revisado por: Prof. Ing. Enrique Limongi	N° del plano J1	Unidad en: mm	Fecha 16/11/2003
UNIVERSIDAD CENTRAL DE VENEZUELA FACULTAD DE INGENIERÍA ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA		Visor Externo de la Celda PVT			
Material:		Acero 17-4PH	Escala 1:1	Plano 1 / 1	