

TRABAJO ESPECIAL DE GRADO

SIMULACIÓN Y ANÁLISIS DEL FENÓMENO DE PANDEO EN UNA TUBERÍA DE PRODUCCIÓN DE PETRÓLEO MEDIANTE EL MÉTODO DE ELEMENTOS FINITOS

Presentado ante la Ilustre
Universidad Central de Venezuela
Por los Brs. Cristians I. Andreína C.
Regnault G. Jean Paul.
para optar al Título de
Ingeniero Mecánico

Caracas, 2009

TRABAJO ESPECIAL DE GRADO

SIMULACIÓN Y ANÁLISIS DEL FENÓMENO DE PANDEO EN UNA TUBERÍA DE PRODUCCIÓN DE PETRÓLEO MEDIANTE EL MÉTODO DE ELEMENTOS FINITOS

Tutor Académico: Prof. Liber Videla Nuñez.

Tutor Industrial: Ing. Vicente Ciccola.

Presentado ante la Ilustre
Universidad Central de Venezuela
Por los Brs. Cristians I. Andreína C.
Regnault G. Jean Paul.
para optar al Título de
Ingeniero Mecánico

Caracas, 2009



Caracas, 09 de noviembre de 2.009

ACTA

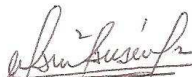
Los abajo firmantes, Miembros del Jurado Examinador designado por el Consejo de Escuela de Ingeniería Mecánica para evaluar el Trabajo Especial de Grado presentado por los bachilleres:

ANDREINA CRISTIANS y JEAN PAUL REGNAULT

Titulado:

**“SIMULACIÓN Y ANÁLISIS DEL FENÓMENO DE PANDEO
EN UNA TUBERIA DE PRODUCCIÓN DE PETRÓLEO
MEDIANTE EL MÉTODO DE LOS ELEMENTO FINITOS”**

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. Liber Videla
Tutor


Prof. Hugo Armando Guerrero
Jurado



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

Caracas, 09 de noviembre de 2.009

Prof. GERARDO RAMÍREZ
Jefe de la División de Control de Estudios
Facultad de Ingeniería

Presente.-

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

ANDREINA CRISTIANS (C.I.V.- 16.706.665)
y
JEAN PAUL REGNAULT (C.I.V.- 14.484.573)

“MENCION HONORÍFICA”

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


“SIMULACIÓN Y ANÁLISIS DEL FENÓMENO DE PANDEO EN UNA TUBERIA DE PRODUCCIÓN DE PETRÓLEO MEDIANTE EL METODO DE LOS ELEMENTOS FINITOS”

Sin otro particular a que hacer referencia quedamos de usted,

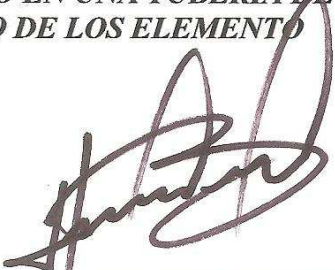


Prof. Manuel Martínez
Jurado





Prof. Liber Videla
Tutor



Prof. Hugo Armando Guerrero
Jurado

Cristians, I. Andreína C.; Regnault, G. Jean Paul.

**SIMULACIÓN Y ANÁLISIS DEL FENÓMENO DE PANDEO EN
UNA TUBERÍA DE PRODUCCIÓN DE PETRÓLEO MEDIANTE EL
MÉTODO DE ELEMENTOS FINITOS**

**Tutor Académico Prof. Liber Videla. Tutor Industrial Ing. Vicente
Ciccola, Msc. Tesis. Caracas, U.C.V. Facultad de Ingeniería. Escuela de
Ingeniería Mecánica. Año 2009.**

Palabras Claves: pandeo, punto neutro, esfuerzos, simulación, recuperación con flujo continuo de vapor, tubería de producción y sarta de tuberías.

Resumen.

El objetivo general del presente trabajo especial de grado es simular y analizar el fenómeno de pandeo en una sarta de producción para un pozo SAGD, en su sección vertical, calculado por un programa computacional especializado que utiliza el método de elementos finitos. Para esto se desarrolló una metodología analítica y una metodología para la simulación numérica, que compila la formulación analítica y el procedimiento para simular numéricamente el fenómeno de pandeo.

La nueva configuración geométrica post-pandeo en la sarta de producción, obtenida en la simulación numérica, se ajustó a la nueva configuración geométrica post-pandeo reportada en la solución analítica, obteniéndose un 4% de diferencia en la ubicación del punto neutro. También se obtuvo un 9% de diferencia con respecto a los resultados de los desplazamientos axiales entre la solución analítica y los resultados obtenidos en la simulación numérica.

Por otra parte, se encontró que el aumento de la temperatura favorece el pandeo en la sarta de producción y viceversa.

Adicionalmente se desarrolló un caso de cementación secundaria, en el cual se obtuvo un error promedio inferior al 15% en la magnitud del esfuerzo equivalente (VME) para la zona pandeada de la sarta, entre la simulación numérica y el modelo analítico, producto de la diferencia de criterios de estabilidad, vinculaciones en la cabeza de hoyo y la temperatura impuesta sobre el modelo numérico.

Cristians, I. Andreína C.; Regnault, G. Jean Paul.

**SIMULATION AND ANALYSIS OF THE BUCKLING
PHENOMENON ON AN OIL TUBING BY FINITE ELEMENT
METHOD**

Academic Tutor: Prof. Liber Videla. Academic. Tutor Industrial: Ing.

Vicente Ciccola, Msc. Tesis. Caracas, U.C.V. Facultad de Ingeniería.

Escuela de Ingeniería Mecánica. Año 2009.

Key Words: Buckling, neutral point, stresses, simulation, steam assisted recovery, oil tubing, and tubing string.

Abstract.

In this work, it is presented a simulation and analysis of buckling phenomenon on oil tubing for a SAGD well on its vertical section, calculated with specialized software, which uses the finite element method. In order to do so, an analytic methodology and a numeric simulation methodology, that compiles analytic formulation and numeric simulation procedure of buckling phenomenon, were developed.

The new post-buckling geometric configuration on tubing, obtained for the numeric simulation, was adjusted to the new post-buckling geometric configuration for the analytic solution, obtaining 4% of difference in the location of neutral point. Also, a 9% of difference between the results for axial displacements for analytic solution and numeric solution was obtained.

Otherwise, it was found that the increase of temperature, promotes buckling on the string and vice versa.

In addition, a secondary cementing case was developed, in which a medium error inferior to 15% in equivalent stress magnitude (VME) was obtained, on tubing buckled zone, between numeric simulation and analytic model, as product of the divergence of stability criteria, wellhead tubing hanger and the temperature imposed on the numeric model.

DEDICATORIA

A Dios, el gran ingeniero y mi padre.

A mi mamá, mi apoyo incondicional.

A mi familia, mi inspiración.

Br. Andreina Cristians.

DEDICATORIA

A mi Padre Francisco Regnault, quien ejemplifica toda mi inspiración en valores de constancia, lucha y humanidad que siempre cultivaré en mi vida como hombre y profesional.

A mi Madre Zuleyka García Márquez, por formarme con un amor insuperable en todas las cualidades de mi vida como hijo, impulsándome a lograr este sueño.

A mi Tía madrina querida *Nena*, quien con lazos mágicos de amor ha forjado en mí el espíritu de superación y constancia.

A mi querida Hermana Barbarella Regnault, quien siempre a mi lado con su inagotable ternura, ha inspirado mi camino a alcanzar mis objetivos.

A mis Tíos Irama y Sando por ser tan especiales conmigo y contribuir a mi formación, los quiero mucho.

A mi primo Alexandre quien me apoya incondicionalmente en mi formación personal y académica y a mi cuñado Leonardo Leefmans quien admiro y quiero como un hermano.

Br. Jean Paul Regnault.

AGRADECIMIENTOS

A *Dios*, por habernos permitido alcanzar esta meta y porque gracias a su ayuda todo esto es una realidad.

A nuestra Alma Mater, *Universidad Central de Venezuela*, y en especial a la Escuela de Ingeniería Mecánica, por habernos brindado la oportunidad de obtener una formación académica integral y de calidad.

Al Centro de Investigación en Métodos Numéricos y Experimentales en Mecánica Estructural, CIMNEME, adscrito al IMME, por introducirnos al campo de la investigación.

A nuestro tutor, el Profesor Liber Videla, por ser nuestro guía y apoyo en todo momento.

A nuestro Tutor Industrial Ing. Vicente Ciccola, por apoyar y respaldar éste Trabajo Especial de Grado desinteresadamente.

A los profesores de la Escuela de Ingeniería Mecánica Eugenio Sansone, y Antonio Barragán, por su apoyo incondicional, y su interés académico en nuestro trabajo.

Al profesor de la Escuela de Ingeniería en Petróleo Pedro Martorano, por ayudarnos en nuestra formación en ese campo de la Ingeniería.

A los Ingenieros Julio Segura y Armando Leefmans por la ayuda prestada en los momentos precisos.

A la Ingeniera Glenda Castellano, por su esfuerzo incondicional e incansable apoyo, para que este trabajo especial de grado se realizara con éxito.

A Kevin Martínez por su colaboración y atenta disposición en la culminación exitosa de este trabajo especial de grado.

Agradecemos a PDVSA-Intevep, PDVSA-Petrocedeño y Albatros Ing., así como a todas las personas e instituciones que de alguna u otra forma nos ayudaron a desarrollar éste trabajo.

ÍNDICE DE CONTENIDO

ÍNDICE DE CONTENIDO	XIX
ÍNDICE DE TABLAS	XXIX
INDICE DE FIGURAS	XXXI
GLOSARIO	XXXIX
SIMBOLOGÍA	XLIII
INTRODUCCIÓN Y ALCANCES.1
OBJETIVOS Y LIMITACIONES.6
CAPÍTULO I. SIMULACIÓN.10
1.1 ETAPAS PARA REALIZAR UN ESTUDIO DE SIMULACIÓN.	11
1.1.1 Definición del Sistema.11
1.1.2 Colección de Datos.11
1.1.3 Formulación del Modelo.11
1.1.4 Implementación del Modelo en la Computadora.12
1.1.5 Verificación.12
1.1.6 Validación.12
1.1.7 Experimentación.12

1.1.8 Interpretación.13
1.1.9 Presentación de Resultados.13
1.2 TIPOS DE MODELOS DE SIMULACIÓN.14
1.2.1 Modelos de Simulación Estática y Dinámica.15
1.2.2 Modelos de Simulación Determinística y Estocástica.15
1.2.3 Modelos de Simulación Continuos y Discretos.15
1.3 LA SIMULACIÓN POR EL MÉTODO DE ELEMENTOS FINITOS.16
CAPÍTULO II. FUNDAMENTOS TEÓRICOS.18
2.1 PRODUCCIÓN DE PETRÓLEO.18
2.1.1 Recuperación Primaria.20
2.1.2 Recuperación Secundaria.20
2.1.3 Recuperación Secundaria Mejorada.21
2.1.4 Cementación Secundaria.22
2.2 FACTORES QUE AFECTAN A LA TUBERÍA DE PRODUCCIÓN.23
2.2.1 Presión Axial24
2.2.2 Temperatura.25
2.2.3 Colapso.26

2.2.3.1 Clasificación de los Esfuerzos de Colapso.27
2.2.4 Estallido.28
2.2.5 Fricción..30
2.2.6 Efecto Sobre las Empacaduras..33
2.2.7 Pandeo Permanente o “Corkscrewing”.33
CAPÍTULO III. PANDEO EN LA TUBERÍA DE PRODUCCIÓN.	.34
3.1 ANTECEDENTES TEÓRICOS..35
3.2 ANTECEDENTES AL ANÁLISIS DE ESTABILIDAD.47
3.3 SISTEMA COORDENADO PARA LOS ESFUERZOS EN LA TUBERÍA DE PRODUCCIÓN.49
3.4 ANÁLISIS DE ESTABILIDAD..50
3.5 ANÁLISIS DE PANDEO.56
3.6 DISTRIBUCIÓN DE ESFUERZOS EN TUBERÍAS.61
3.6.1 Esfuerzo Radial y Tangencial.61
3.6.2 Distribución del Esfuerzo Axial en Ausencia de Fluidos.62
3.6.3 Flotabilidad.63
3.6.4 Distribución del Esfuerzo Axial de una Tubería Inmersa en un Fluido64
3.6.5 Distribución de Esfuerzos de una Tubería en Ausencia	

de Fluidos e Inmersa en Fluidos.65
3.6.6 Distribución de Esfuerzos en una Tubería Librementemente Suspendida Sellada en Empacadura.67
3.7 PUNTO NEUTRO Y PANDEO69
3.7.1 Punto Neutro.69
3.7.2 Punto Neutro en Ausencia de Fluidos.70
3.7.3 Punto Neutro en Presencia de Fluido.71
3.7.4 Punto Neutro con Diferentes Presiones Internas y Externas. .72	
3.7.5 Punto Neutro de la Presión de Pandeo y la Fuerza Ficticia. .73	
CAPÍTULO IV. MECÁNICA DE MATERIALES Y	
ELEMENTOS FINITOS.	74
4.1 MECÁNICA DE MATERIALES.73
4.1.1 Propiedades Mecánicas de los Materiales.76
4.1.1.1 Diagrama Esfuerzo-Deformación.77
4.1.1.2 Relación de Poisson.79
4.2 CLASIFICACIÓN DE LAS CARGAS.80
4.3 COMPORTAMIENTO MECÁNICO DE LOS SÓLIDOS.81
4.4 GRADO DE ACERO DE LA TUBERÍA DE PRODUCCIÓN.83
4.5 MÉTODO DE LOS ELEMENTOS FINITOS.86

4.5.1 Grados de Libertad.88
4.5.2 Esquema General de Elementos Finitos.89
4.5.3 Formulación de los Elementos..90
4.5.3.1 Función de Desplazamientos.91
4.5.3.2 Matriz de Deformación.95
4.5.3.3 Matriz de Elasticidad.96
4.5.3.4 Elemento Hexaédrico Lineal de Ocho Nodos.97
4.5.4 Condiciones de Frontera y Ensamble.100
4.5.5 Solución y Proceso Posterior.101
CAPÍTULO V. TEORÍA DE FALLAS EN TUBERÍAS..102
5.1 ANÁLISIS TRIAXIAL DE FLUENCIA Y COLAPSO EN TUBERÍAS.104
5.2 DISEÑO TRIAXIAL DE TUBULARES EN POZO.104
5.2.1 Esfuerzo Equivalente de von Mises.105
5.2.2 Factor de Diseño.106
5.2.3 Presiones de Colapso y Estallido en el Diseño Triaxial de Tuberías.106
5.2.4 Efectos de Pandeo, Flexión y Torque.112
CAPÍTULO VI. MARCO METODOLÓGICO.118

6.1 METODOLOGÍA DE LA FORMULACIÓN

ANALÍTICA GENERAL.120
6.1.1 Cálculos Básicos.120
6.1.2 Desplazamientos Axiales.120
6.1.3 Estabilidad y Paso de Hélice.121
6.1.4 Fuerzas Sobre la Empacadura.122
6.1.5 Esfuerzos.123
6.1.6 Diseño.123
6.1.7 Predicción de Falla para Torsión en Tuberías de Perforación.125
6.1.8 Presiones Críticas para Colapso y Estallido.125
6.1.9 Interacción Tubería-Revestidor.126

6.2 DATOS DE LOS PROBLEMAS CEMENTACIÓN

SECUNDARIA Y CEMENTACIÓN SECUNDARIA POR VAPOR	.126
6.2.2 Caso 1: Cementación Secundaria.126
6.2.3 Caso 2: Recuperación por Vapor.128

6.3 SIMULACIÓN NUMÉRICA VÍA MÉTODO DE ELEMENTOS

FINITOS.131
6.3.1 Metodología de la Simulación Numérica.131

CAPÍTULO VII. ANÁLISIS DE RESULTADOS.138
7.1 CEMENTACIÓN SECUNDARIA.138
7.1.1 SOLUCIÓN ANALÍTICA.138
7.1.1.1 Fuerza Axial.138
7.1.1.2 Fuerza de Pandeo y Estabilidad.139
7.1.1.3 Distribución de la Fuerza de Contacto Revestidor-Tubería de Producción.141
7.1.1.4 Distribución de la Fuerza de Roce entre el Revestidor y la Sarta de Producción.142
7.1.1.5 Desplazamientos Axiales y Paso de Hélice.143
7.1.1.6 Distribución de Esfuerzos Principales sobre la Tubería.146
7.1.1.7 Distribución del Esfuerzo Equivalente de von Mises sobre la Sarta de Producción.152
7.1.1.8 Distribución del Factor de Diseño con Influencia de los Esfuerzos de Flexión.155
7.1.1.9 Distribución de la Presión de Colapso y Estallido.158
7.1.2 Simulación Numérica.163
7.1.2.1 Mallado de la Tubería.163

7.1.2.2 Nueva Configuración de Estabilidad y Punto Neutro.	.164
7.1.2.3 Distribución Esfuerzo Equivalente VME.	.166
7.1.3 Comparación entre el Modelo Analítico y el Modelo Numérico.	.170
7.1.3.1 Nueva Configuración de Estabilidad y Punto Neutro.	.170
7.1.3.2 Desplazamientos Axiales.	.171
7.1.3.3 Esfuerzo Equivalente von Mises.	.171
7.2 CASO 2: RECUPERACIÓN SECUNDARIA POR VAPOR.	.174
7.2.1 SOLUCIÓN ANALÍTICA.	.174
7.2.1.1 Fuerza Axial, Estabilidad y Fuerza de Pandeo.	.174
7.2.1.2 Distribución de Esfuerzos Principales sobre la Sarta de producción.	.176
7.2.1.3 Distribución del Esfuerzo Equivalente de von Mises sobre la Sarta.	.180
7.2.1.4 Distribución del Factor de Diseño con Influencia de los Esfuerzos de Flexión.	.182
7.2.5 Distribución de la Presión de Colapso y Estallido.	.183
7.2.6 Desplazamientos Axiales.	.185

7.3 SIMULACIÓN NUMÉRICA.187
7.3.1 Mallado de la Tubería.187
7.3.2 Distribución del Esfuerzo Equivalente de von Mises sobre la Sarta de producción.188
7.3.3 Distribución del Esfuerzo Equivalente de von Mises sobre la Sarta bajo la Influencia de la Temperatura.190
7.3.4 Desplazamiento Axial.194
7.3.5 Comparación entre el Modelo Numérico y el Modelo Analítico.195
7.3.5.1 Estabilidad.195
7.3.5.2 Desplazamiento Axial.196
7.3.5.3 Esfuerzo Equivalente VME.196
CONCLUSIONES.198
RECOMENDACIONES Y LÍNEAS FUTURAS DE INVESTIGACIÓN.200
REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS.202
BIBLIOGRAFÍA.208
ANEXOS.210
A. DISTRIBUCIÓN DEL FACTOR DE DISEÑO PARA ESFUERZO DE FLUENCIA DE UNA TUBERÍA DE	

80.000 PSI, PARED INTERNA Y EXTERNA VS PROFUNDIDAD.210
B. ESFUERZO AXIAL PARA SARTA SELLADA CON EMPACADURA..211
C. ECUACIÓN DE BARLOW.212
D. CORTANTE INDUCIDO POR EL PANDEO HELICOIDAL. .	.213
E. ECUACIONES DE FORMA DEL ELEMENTO SOLID186. .	.214

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1. Ventajas y desventajas de la simulación.....17

Tabla 2. Comparación y resultado entre Magnitud de la fuerza de pandeo y Fuerza de Paslay (Chen et al., 1990; Mitchell, 1995).58

Tabla 3. Grados de acero en Tuberías de Producción para servicio general reconocidos por el API. (Guo, 2007).85

Tabla 4. Ubicación radial del esfuerzo máximo VME en función del factor adimensional de esfuerzo cortante (Aasen et. al., 2007).116

Tabla 5. Comparación y resultado entre Magnitud de la fuerza de pandeo y Fuerza de Paslay (Chen et al., 1990; Mitchell, 1995).122

Tabla 6. Datos Geométricos: Caso 1. Cementación Secundaria.127

Tabla 7. Datos de Presiones, Caso 1 Cementación Secundaria.....127

Tabla 8. Datos de Propiedades mecánicas de la tubería. Caso 1 Cementación Secundaria.127

Tabla 9. Datos Geométricos de la Tubería Caso 2 Recuperación por Vapor. 129

Tabla 10. Datos de Presiones. Caso 1 Recuperación por Vapor.129

Tabla 11. Datos de Propiedades mecánicas de la tubería. Caso 2. Recuperación por Vapor.129

Tabla 12 Valores de desplazamiento axial para compresión axial, temperatura, pandeo helicoidal, y estallido (m).....144

Tabla 13. Valores de desplazamiento axial por compresión axial, temperatura y estallido [m].....185

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1. A) Tubería de Producción; B) Espacio anular; C) Tubería de Revestimiento; D) Cemento; E) Formación rocosa.....2

Figura 2. A) Tubería de producción instalada libremente suspendida. B) Tubería pandeada por ascenso de fluido de producción.3

Figura 3. Pandeo helicoidal y pandeo lateral.4

Figura 4: Esquema del proceso de Simulación 14

Figura 5. Esquema de un pozo petrolero típico. (Guo, 2007).....19

Figura 6. Pozo productor e inyector para un sistema de drenaje gravitacional asistido por vapor. Vista lateral y frontal de la cámara de calentamiento.22

Figura 7. Diferentes configuraciones de empacaduras A) Empacadura libre movimiento B) Empacadura con topes simples, que permiten movimiento limitado y C) Empacadura con topes dobles, que no permiten movimiento.....23

Figura 8. Colapso en Tuberías.26

Figura 9. Resistencia al colapso en función de D/t28

Figura 10. Efecto de Estallido sobre la Tubería de Producción.29

Figura 11. Segmento de Tubería en una Sección Inclinada de un Pozo (Chen et al., 2008).30

Figura 12. Distribución de la Carga Axial de la Tubería de Producción Bajo Diferentes condiciones de operación (Gao et. al., 2004).32

Figura 13. Punto Neutro en una tubería bajo una presión hidrostática.37

Figura 14. Pandeo de una tubería libremente suspendida. a) Tubería recta b) Tubería pandeada y Punto Neutro.38

Figura 15. Sistema coordinado para el análisis mecánico de las tuberías de producción.49

<i>Figura 16. Dirección de los esfuerzos en elemento de tubería.....</i>	<i>50</i>
<i>Figura 17. Tres tipos de Equilibrio: A) Estable, B) Neutral y C) Inestable.</i>	<i>51</i>
<i>Figura 18. Curva de estabilidad Paslay-Bogy (1984) para una carga crítica de magnitud 89764 N de carga axial para una tubería con las siguientes características: diámetro externo 13[cm], peso por unidad de longitud 29 [kg/m].....</i>	<i>54</i>
<i>Figura 19. Curvas de estabilidad Paslay-Bogy para diferentes cargas críticas de pandeo en una misma tubería de diámetro externo 13 [cm]; peso por unidad de longitud 29 [kg/m].....</i>	<i>55</i>
<i>Figura 20. Ángulo de inclinación de pozo.</i>	<i>58</i>
<i>Figura 21. (A) Tuberías pandeada con 2-7/8” de diámetro externo. (B) Tuberías pandeadas de 9-5/8” con herramientas guías de 1.66”</i>	<i>61</i>
<i>Figura 22. a): Tubería libremente suspendida en fluido. Distribución de esfuerzos de la tubería en: b) ausencia de fluidos. c) inmersa en fluido. d) ausencia de fluido con fuerza axial aplicada. e) inmersa en fluido con fuerza axial aplicada (Hammerlindl, 1980).....</i>	<i>66</i>
<i>Figura 23. a) Tubería libremente suspendida sellada en empacadura. b) distribución del pseudo-esfuerzo axial. c) distribución de esfuerzo con fluido en el anular y ningún fluido dentro de la tubería. d) distribución de esfuerzo con fluido dentro de la tubería y ninguno en el anular (Hammerlindl, 1980).</i>	<i>67</i>
<i>Figura 24. Posibles configuraciones tubería-empacadura (Hammerlindl, 1980).</i>	<i>69</i>
<i>Figura 25. Esfuerzos normales y cortantes.</i>	<i>76</i>
<i>Figura 26. Diagrama esfuerzo deformación general.</i>	<i>77</i>
<i>Figura 27. Carga puntual (1).....</i>	<i>80</i>
<i>Figura 28. Carga distribuida (2) y (3).....</i>	<i>81</i>
<i>Figura 29. Carga linealmente variable (4).....</i>	<i>81</i>

<i>Figura 30. Ejemplos de diferentes tipos de Elementos.....</i>	<i>87</i>
<i>Figura 31. Estructura típica construida mediante elementos interconectados por nodos. Elemento típico individual (1)</i>	<i>89</i>
<i>Figura 32. Volumen de un tetraedro.....</i>	<i>93</i>
<i>Figura 33 Elemento hexaédrico recto de 8 nodos. Términos polinómicos contenidos en sus funciones de forma deducidas del tetraedro de Pascal.</i>	<i>99</i>
<i>Figura 34 Funciones de forma del elemento hexaédrico de 8 nodos.</i>	<i>99</i>
<i>Figura 35. Superficie de fluencia tridimensional. (Aasen et. al., 2007).....</i>	<i>109</i>
<i>Figura 36. Representación sobre un plano bidimensional del factor de diseño tridimensional.</i>	<i>110</i>
<i>Figura 37. Paredes externa e interna, sometidas a tensión y compresión en una tubería pandeada.</i>	<i>113</i>
<i>Figura 38. Sección divisoria de los esfuerzos dominantes en la elipse de falla. La recta $y = x$ determina la equidad entre esfuerzo axial y tangencial.....</i>	<i>117</i>
<i>Figura 39. Esquema de una arquitectura de pozo simple.</i>	<i>118</i>
<i>Figura 40. Solicitaciones, Caso 1 Cementación Secundaria.....</i>	<i>128</i>
<i>Figura 41. Solicitaciones, Caso 2. Recuperación por Vapor.</i>	<i>130</i>
<i>Figura 42. Elemento hexaédrico cuadrático.</i>	<i>132</i>
<i>Figura 43. Introducción de propiedades para el material.</i>	<i>133</i>
<i>Figura 44. Normales en los elementos de contacto en la tubería de producción y el revestidor.....</i>	<i>135</i>
<i>Figura 45. Gradiente de temperatura (°C) en el modelo.....</i>	<i>136</i>
<i>Figura 46. Gradiente de presión en ANSYS a lo largo de la tubería de producción.</i>	<i>137</i>
<i>Figura 47. Carga aplicada al extremo inferior de la tubería.....</i>	<i>137</i>
<i>Figura 48. Distribución de la Resultante de las Fuerzas Axiales vs Profundidad.</i>	<i>139</i>

<i>Figura 49. Distribución de la Fuerza de Pandeo vs Profundidad.....</i>	<i>140</i>
<i>Figura 50. Distribución de la Fuerza de Contacto vs Profundidad.</i>	<i>142</i>
<i>Figura 51. Distribución de la Fuerza de Roce vs Profundidad.....</i>	<i>143</i>
<i>Figura 52. Distribución del Desplazamiento Axial vs Profundidad.....</i>	<i>144</i>
<i>Figura 53. Comparación Pasos de Hélice Lubinski-Mitchell vs Profundidad.</i>	<i>146</i>
<i>Figura 54. Distribución del Esfuerzo Axial total con influencia del esfuerzo de Flexión para la Pared Interna de la sarta vs Profundidad.....</i>	<i>148</i>
<i>Figura 55. Distribución del Esfuerzo Axial total con influencia del esfuerzo de Flexión para la Pared Interna de la sarta vs Profundidad.....</i>	<i>149</i>
<i>Figura 56. Distribución del Esfuerzo Tangencial Pared Interna y Pared Externa vs profundidad.....</i>	<i>150</i>
<i>Figura 57. Distribución del Esfuerzo Radial para la Pared Interna y Pared Externa de la sarta vs Profundidad.</i>	<i>151</i>
<i>Figura 58. Distribución del Esfuerzo de VME con esfuerzo de flexión en pared interna vs Profundidad.....</i>	<i>154</i>
<i>Figura 59. Distribución del Esfuerzo VME con esfuerzo de flexión en pared externa a vs Profundidad.</i>	<i>155</i>
<i>Figura 60. Distribución del Factor de Diseño para Esfuerzo de Fluencia de una Tubería de 80000 Psi Pared Interna vs Profundidad.</i>	<i>156</i>
<i>Figura 61. Envolvente de Falla para una tubería de producción con esfuerzo de fluencia de 80000 psi.</i>	<i>157</i>
<i>Figura 62. Elipses de Falla para una tubería de producción con esfuerzo de fluencia de 80000 psi.</i>	<i>158</i>
<i>Figura 63. Distribución de la Presión Externa del Fluido con Presión de Colapso Pared Interna con Esfuerzo de Flexión Vs Profundidad.....</i>	<i>160</i>

<i>Figura 64. Distribución de la Presión Interna de Fluido con Presión de Estallido Pared Interna con esfuerzo de Flexión vs Profundidad.</i>	<i>162</i>
<i>Figura 65. Malla del modelo para el caso de cementación. Elementos: 360. Nodos: 4116.</i>	<i>164</i>
<i>Figura 66. Esquema de solicitaciones sobre la sarta de producción con disminución de la temperatura.</i>	<i>164</i>
<i>Figura 67. Pandeo en la Tubería de producción.</i>	<i>165</i>
<i>Figura 68. Ubicación del Punto Neutro vista desde el extremo inferior de la sarta.</i>	<i>165</i>
<i>Figura 69. Representación del pandeo helicoidal con las hélices características del fenómeno.</i>	<i>166</i>
<i>Figura 70. Esfuerzo de von Mises equivalente en la tubería (Pa).</i>	<i>167</i>
<i>Figura 71. Esfuerzo de von Mises equivalente en la sección transversal de la tubería a 200 m desde la superficie (Pa).</i>	<i>168</i>
<i>Figura 72. Desplazamientos de la tubería en el eje Z (eje longitudinal).</i>	<i>169</i>
<i>Figura 73. Distribución del error para el esfuerzo de von Mises Equivalente (VME), para la pared interna a tensión. En la zona pandeada el promedio de error es de 15%.</i>	<i>172</i>
<i>Figura 74. Distribución del error para el esfuerzo de von Mises Equivalente (VME), para la pared interna a Compresión. En la zona pandeada el promedio de error es de 14,1%.</i>	<i>172</i>
<i>Figura 75. Distribución Fuerza Axial en función de la profundidad.</i>	<i>175</i>
<i>Figura 76. Distribución de la Fuerza de Pandeo vs Profundidad.</i>	<i>176</i>
<i>Figura 77. Distribución del Esfuerzo Radial Pared vs Profundidad.</i>	<i>177</i>
<i>Figura 78. Distribución del Esfuerzo Tangencial Pared vs Profundidad.</i>	<i>178</i>
<i>Figura 79. Distribución del Esfuerzo axial vs Profundidad.</i>	<i>179</i>
<i>Figura 80. Distribución del Esfuerzo VME pared externa vs profundidad.</i>	<i>181</i>

<i>Figura 81. Distribución del Esfuerzo VME pared externa vs profundidad.</i>	<i>182</i>
<i>Figura 82. Distribución del Factor de Diseño en ambas paredes de la sarta vs Profundidad.</i>	<i>183</i>
<i>Figura 83. Presión de Estallido vs Profundidad.</i>	<i>184</i>
<i>Figura 84. Presión de Colapso vs Profundidad.</i>	<i>185</i>
<i>Figura 85. Mallado para la simulación del caso de recuperación de vapor. Elementos: 360 Nodos: 4116.</i>	<i>187</i>
<i>Figura 86. Esquema de solicitaciones sobre la sarta de producción.</i>	<i>188</i>
<i>Figura 87. Distribución del esfuerzo equivalente VME en la simulación numérica.</i>	<i>189</i>
<i>Figura 88. Distribución del esfuerzo equivalente sobre el extremo inferior de la tubería (profundidad: 523 m).</i>	<i>190</i>
<i>Figura 89. Distribución del esfuerzo equivalente VME en la simulación numérica bajo los efectos del ambiente térmico. En la ubicación del eje coordinado, se encuentra la cabeza de hoyo.</i>	<i>191</i>
<i>Figura 90. Distribución del esfuerzo equivalente VME en la simulación numérica bajo los efectos del ambiente térmico, extremo inferior de la tubería.</i>	<i>192</i>
<i>Figura 91. Distribución del esfuerzo equivalente VME en la simulación numérica bajo los efectos del ambiente térmico, cabezal del pozo de la tubería.</i>	<i>193</i>
<i>Figura 92. Vista en perspectiva del Pandeo de la sarta, bajo los efectos del ambiente térmico.</i>	<i>194</i>
<i>Figura 93. Distribución del desplazamiento axial de la tubería bajo la condición térmica aplicada (m).</i>	<i>195</i>
<i>Figura 94. Distribución del Error para VME, Pared Externa vs VME ANSYS.</i>	<i>197</i>

Figura 95. Distribución del Factor de Diseño para Esfuerzo de Fluencia de una Tubería de 80000 Psi Pared Interna vs Profundidad.....210

Figura 96. Distribución del Factor de Diseño para Esfuerzo de Fluencia de una Tubería de 80000 Psi Pared Externa vs Profundidad210

Figura 97. Distribución del Esfuerzo Axial sellado en Empacadura vs Profundidad.211

Figura 98. Cortante Inducido por el Pandeo Helicoidal.....213

GLOSARIO

Azimut: Ángulo de desviación en grados con respecto al norte geográfico

Cabezal del Pozo: Equipo de control instalado en la parte superior del pozo (a cero metros de profundidad).

Colgador de la Tubería: Dispositivo utilizado para sujetar las diferentes sargas de tubería (también llamado “tubing hanger”, su término en inglés).

Corrida de Sarta: Es el proceso de ensamblar las tuberías e introducirlas en el hoyo hasta alcanzar la profundidad requerida.

Discretizar: Dividir el continuo en partes. En particular, en el método de elementos finitos, este proceso involucra concentrar la masa en unos puntos denominados nodos, generando así una malla de elementos finitos.

Elasticidad Lineal: Es una propiedad de los materiales de sufrir deformaciones reversibles cuando se encuentran sujetos a la acción de fuerzas exteriores y de recobrar la forma original si éstas fuerzas exteriores se suprimen.

Empacadura: Dispositivo de sello anular en la tubería de producción que permite o no su libre movimiento.

Esfuerzo de Fluencia: Es el valor del esfuerzo máximo hasta donde existe un comportamiento elástico.

Esfuerzo Máximo: Es el valor del esfuerzo más alto que resiste un material antes de comenzar a perder capacidad de soportar cargas.

Espacio anular: Es el espacio entre dos tuberías concéntricas.

Fluido de Completación: Fluido que llena el espacio anular, cuya función especial es brindar estabilidad a la tubería de producción.

Fractura hidráulica: Proceso de estimulación que consiste en la inyección de un fluido a alta presión al yacimiento, para penetrar la formación y crear un camino más adecuado a través del cual fluya el hidrocarburo.

Formación Geológica: Cuerpo de roca sedimentaria de características comunes respecto al tipo de roca en cuanto a composición y estructura que la diferencia de los adyacentes.

Gravedad API: la escala utilizada por el Instituto Americano del Petróleo para expresar la gravedad específica de los aceites.

Hidrocarburo: combinaciones de elementos químicos de carbono e hidrógeno, que forman compuestos en la naturaleza tales como el petróleo, gas natural y el bitumen.

Hoyo desnudo: es el hoyo perforado por la mecha en su condición original sin tubería de revestimiento.

Inclinación de Hoyo: Ángulo de desviación respecto a la vertical.

Pata de Perro (Dogleg): Es la variación de la curvatura de un pozo con respecto a la vertical. Está representada por el cambio de ángulo por cada 100 pies.

Perforación: Método utilizado para llegar hasta el yacimiento y remover muestras de roca y aceite que permitan obtener información sobre el mismo, así como llevar a cabo el proceso de producción y completación del pozo.

Plasticidad: Es aquella propiedad que permite al material soportar una deformación permanente sin fracturarse.

Pozo: Arquitectura completada con el fin de localizar o extraer petróleo.

Sarta de tuberías: combinación de múltiples secciones de tuberías.

Slackoff o Aflojo: Incremento adicional de la longitud de la sarta de tuberías con el fin de adaptar el extremo inferior de la misma a una distancia apropiada que contrarreste el acortamiento longitudinal causado por el pandeo helicoidal o lateral.

Sellos: Dispositivos elásticos que sellan el espacio anular.

Variable de Campo: Entidad matemática que puede adquirirse o ser sustituido por un valor específico.

Yacimiento: Es una acumulación significativa de materiales geológicos que pueden ser objeto de explotación.

SIMBOLOGÍA

A_s :	Área transversal de la tubería.
A_i :	Área relativa al diámetro interno de la tubería.
A_o :	Área relativa al diámetro externo de la tubería.
B :	Matriz de deformación.
ε :	Deformaciones.
E :	Módulo de elasticidad o módulo de Young.
e :	Deformación unitaria axial.
F :	Fuerza.
F_a :	Fuerza Axial.
F_{bal} :	Fuerza de Estallido o Abombamiento.
F_c :	Fuerza Compresiva.
F_f :	Fuerza Ficticia.
F_{flot} :	Fuerza por Flotabilidad.
F_{ffr} :	Fuerza de Fricción Fluido-Tubería.
ΣF_i :	Suma de las Fuerzas sobre la Empacadura.
F_p :	Carga de pandeo.

F_r :	Fuerza actuante a nivel de Empacadura.
F_{SL} :	Fuerza de Aflojo Inicial.
F_T :	Fuerza por Temperatura.
F_{total} :	Fuerza Total sobre la Empacadura.
p :	Paso de la Hélice.
I :	Momento de Inercia de la sección transversal..
I_u :	Matriz unitaria.
L :	Longitud.
L_i :	Longitud inicial.
L_o :	Longitud final.
n :	Distancia medida desde el extremo inferior de la tubería el punto neutro.
N :	Nodos.
P_i :	Presión Interna a nivel de empacadura.
p_i :	Presión interna.
P_o :	Presión Externa a nivel de empacadura.
p_o :	Presión externa.
$P_{colapso}$:	Presión crítica de colapso.
$P_{estallido}$:	Presión Crítica de Estallido.

$u,v,w:$	Variables independientes.
$V:$	Carga o fuerza cortante.
$x,y,z:$	Ejes coordenados del espacio – sistemas de referencia.
$\rho:$	Densidad.
$\sigma:$	Esfuerzo.
$\sigma_a:$	Esfuerzo Axial con Efecto de pandeo.
$\sigma_{ac}:$	Esfuerzo Axial sin Efecto de Pandeo.
$\sigma_f:$	Esfuerzo de Flexión.
$\sigma_r:$	Esfuerzo Radial.
$\sigma_t:$	Esfuerzo Tangencial.
$\sigma_{VME}:$	Esfuerzo de von Mises ó esfuerzo efectivo.
$\sigma_y:$	Esfuerzo de fluencia.
$\sigma_x:$	Esfuerzo principal dirección eje x.
$\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3:$	Esfuerzos principales.
$\tau:$	Esfuerzo cortante.
$\nu:$	Razón de Poisson.
$W:$	Peso total por unidad de longitud de la sarta.
$W_s:$	Promedio del peso de la tubería.

W_i :	Peso del líquido interno a la tubería por unidad de long.
W_o :	Peso del líquido externo desplazado por unidad de long.
u_1 :	Referencias centrales de ubicación del eje coordenado x.
u_2 :	Referencias centrales de ubicación del eje coordenado y.
λ, μ :	Constantes de Lamé.
α :	Coefficiente de Dilatación térmica del material.
ξ :	Severidad de la Pata de Perro (Dogleg Severity).
κ :	Coefficiente de fricción entre la tubería de producción y el revestidor.

INTRODUCCIÓN Y ALCANCES

La dependencia energética del petróleo y sus derivados, ha impulsado innumerables investigaciones para optimizar los métodos de producción. La mayoría de los pozos productores de hidrocarburos son completados y trabajados a través de sartas de tuberías. Entre estas sartas, se encuentra la sarta de perforación, encargada de atravesar las capas o formaciones de la corteza terrestre. Dicha perforación se realiza disminuyendo el diámetro de las mechas, a medida que se profundiza en el hoyo, hasta alcanzar la profundidad requerida adquiriendo el mismo una forma telescópica.

El siguiente paso después la perforación y conformación de la arquitectura de pozo, es la corrida de sartas de revestimiento y su cementación posterior. La sarta de revestimiento está encargada de contener las paredes de la formación rocosa evitando así su colapso hacia el interior del hoyo, buscando alcanzar una configuración de estabilidad mecánica.

Después de la instalación de la sarta de revestidores, se procede a la corrida de la sarta de tuberías destinada a la comunicación directa entre los estratos petrolíferos y la superficie, conocida como tubería de producción o su equivalente en inglés “tubing”. Un esquema de pozo completado puede verse en la Figura 1.

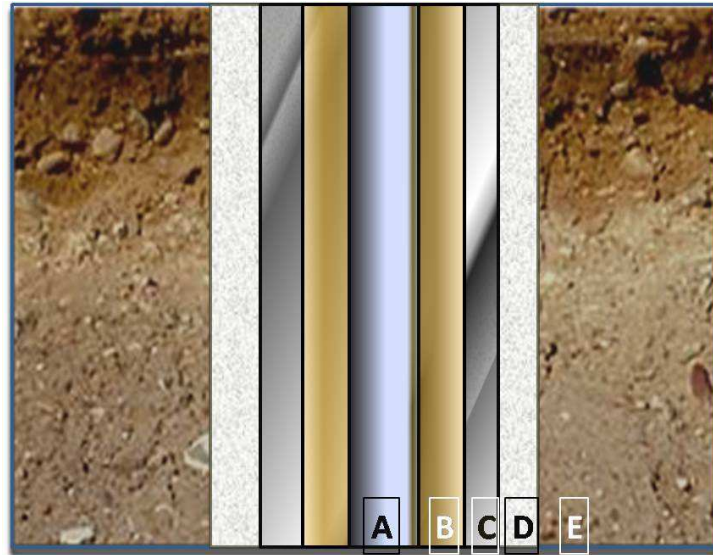


Figura 1. A) Tubería de Producción; B) Espacio anular; C) Tubería de Revestimiento; D) Cemento; E) Formación rocosa

Entre otros aspectos importantes de la tubería de producción, es la cualidad de ser suficientemente fuerte como para resistir las cargas y los esfuerzos generados durante la vida útil del pozo, además de resistir posibles modificaciones o reparaciones en función de las condiciones operativas del mismo. Por lo tanto el comportamiento mecánico de la tubería de producción es y ha sido uno de los puntos cruciales para alcanzar las tasas de producción estimadas en función de las demandas energéticas, ya que si se ve afectada por algún fenómeno inherente o no a ella, la producción también se verá afectada, generando costos fuera del margen de las planificaciones económicas.

Entre las causas que pueden influenciar el comportamiento mecánico de la tubería se han reportado algunas, tales como: el ascenso de fluidos de producción, gradientes de presión y temperatura, pasajes de herramientas, curvatura del pozo, etc. (Lubinski et. al., 1962).

Los factores previamente mencionados, generan una compresión axial. Esta compresión deformará la tubería desde su extremo inferior hasta llegar a una región reportada teóricamente como "*punto neutro*", en la cual la distribución de los esfuerzos generados es isotrópica (Klinkenberg, 1951), quedando la longitud remanente en tensión. Esta deformación, producirá un cambio en la configuración geométrica de la sarta, que puede verse representado en la Figura 2.

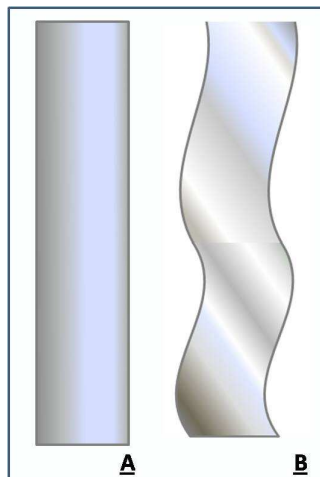


Figura 2. A) Tubería de producción instalada libremente suspendida. B) Tubería pandeada por ascenso de fluido de producción.

Este cambio en su configuración, en la industria petrolera, recibe el término de “pandeo”, que es usado para referirse al nuevo estado de estabilidad que alcanza la tubería de producción y que puede tomar determinadas formas tales como helicoidal o lateral, en función de la magnitud de los gradientes de presión y temperatura (Ver Figura 3).

El pandeo puede ser de carácter lineal (elástico) es decir un proceso reversible a su configuración inicial al ser retiradas las cargas. Sin embargo, cuando se incrementan las cargas la tubería de producción ya pandeada elásticamente, se iniciará un pandeo no lineal (plástico) al sobrepasar la magnitud del esfuerzo de fluencia.

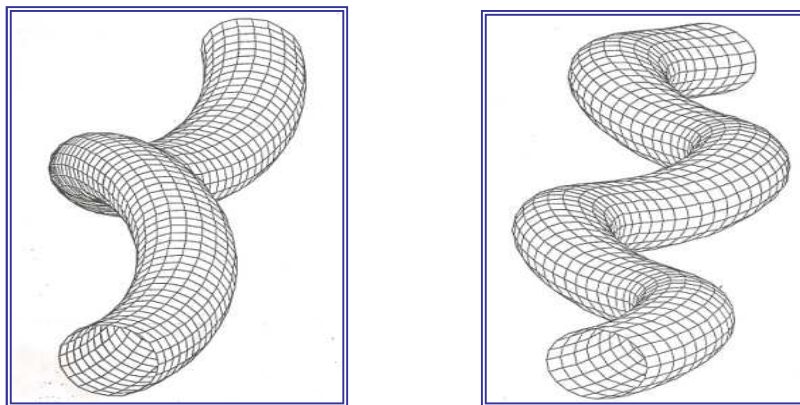


Figura 3. Pandeo helicoidal y pandeo lateral.

Las investigaciones del pandeo en las tuberías de producción se han incrementado debido al interés de diseñar tuberías más resistentes a los cambios geométricos que tienden a sufrir y a los esfuerzos generados sobre las mismas,

ya que si estos esfuerzos están próximos a alcanzar la magnitud de la fluencia del material, podrían acarrear una configuración geométrica irreversible.

Asimismo, una sarta de tuberías pandeada dificultará u obstruirá el paso de diversas herramientas de medición de presiones, temperaturas, etc., así como las herramientas de bombeo.

El desarrollo de este trabajo así como generar una línea de investigación sobre los dispositivos tubulares que se utilizan para extraer petróleo es importante, debido a la creciente demanda energética a nivel mundial, así como el desarrollo de metodologías basadas en simulaciones numéricas que permitan evaluar la respuesta de tales dispositivos bajo las diferentes condiciones de operación y estimulación que se presentan en los distintos pozos existentes en el país.

Bajo estas condiciones de operación y tratamiento la carga axial, la temperatura, la presión, la inclinación del hoyo y el azimut cambian con la profundidad, se dificulta la descripción de los efectos que éstos pueden ocasionar en los tubulares que forman parte del pozo mediante los modelos analíticos, ya que éstos arrojan comportamientos generales y no particulares de la tubería. Para complementar el estudio analítico, es importante su cotejo con las respuestas que ofrece un programa computacional especializado basado en el método de elementos finitos, el cual reporta resultados en la totalidad de la

sarta de producción y pudiendo obtener resultados locales, para así determinar esfuerzos o deformaciones en ubicaciones de interés. Con esto se pretende dejar un incentivo para estudios posteriores que puedan derivar en el desarrollo de programas numéricos especializados para el desarrollo y fortalecimiento de la industria nacional petrolera.

OBJETIVOS Y LIMITACIONES.

Objetivo General

Simular y analizar el fenómeno de pandeo en una tubería de producción para un pozo petrolero en su sección vertical, asistido para la extracción de crudo por una recuperación con flujo continuo de vapor, calculado mediante la formulación analítica apropiada y un programa computacional especializado que utiliza el método de elementos finitos.

Objetivos Específicos:

- Investigación bibliográfica de los modelos y metodologías para el análisis de los fenómenos mecánicos que afectan a la tubería de producción de petróleo.
- Establecer las variables que contribuyen a la inestabilidad mecánica de la tubería de producción.
- Formulación analítica para la evaluación mecánica de la tubería de producción.

- Evaluación del modelo analítico propuesto a través de un criterio de configuración de estabilidad.
- Planteamiento del criterio de falla para la evaluación mecánica de las tuberías.
- Desarrollar un modelo de sección vertical de la tubería de producción y someterlo a las condiciones críticas que ocurren durante operación del pozo a través de un programa computacional vía método de elementos finitos.
- Aplicación del modelo analítico propuesto para las condiciones de un pozo de producción con un método de recuperación térmica (vapor) y compararlo con la simulación numérica.

Limitaciones

- No se considerará el roce de la tubería de producción con el revestimiento en la modelación numérica.
- El método de recuperación secundaria será por vapor en flujo continuo tanto en la formulación analítica como numérica del problema de recuperación por vapor.
- Se hará un estudio de la sección vertical del pozo en el problema de recuperación por vapor.
- Se asumirá pozo vertical sin desviaciones geométricas (dogleg) para la modelación numérica.
- No se generarán códigos de programación (sub-rutinas) para la modelación numérica.

CAPÍTULO I. SIMULACIÓN

Simular, es reproducir artificialmente un fenómeno o las relaciones entrada-salida de un sistema. Esto ocurre siempre cuando la operación de un sistema o la experimentación en él son costosas, peligrosas o poco prácticas, como en el entrenamiento de personal de operación, pilotos de aviones, etc. (Galan et. al., 2009).

Una definición más formal formulada por R.E. Shannon y colaboradores en 1976 es: "La simulación es el proceso de diseñar un modelo de un sistema real y llevar a término experiencias con él, con la finalidad de comprender el comportamiento del sistema o evaluar nuevas estrategias -dentro de los límites impuestos por un cierto criterio o un conjunto de ellos para el funcionamiento del sistema" (Shannon et. al., 1976).

A continuación se mostrara las etapas básicas necesarias que se deben cumplir con el proceso de la simulación.

1.1. ETAPAS PARA REALIZAR UN ESTUDIO DE SIMULACIÓN

A continuación se enumerarán las etapas básicas para el desarrollo de una simulación numérica general.

1.1.1 Definición del sistema

Es el estudio del contexto del problema, identificar las necesidades en el entorno del sistema, los objetivos del proyecto, especificar la efectividad del sistema y especificar los objetivos específicos (Rasmussen, 1978).

1.1.2 Colección de datos

Es importante que se definan con claridad y exactitud los datos que el modelo va a requerir a lo largo de la simulación para producir predecir los resultados deseados o esperados a obtener.

1.1.3 Formulación del Modelo

Consiste en la construcción de un modelo geométrico sometido a diversas sollicitaciones a través del cual se obtendrán los posibles resultados deseados.

1.1.4 Implementación del modelo en la computadora

Una vez con el modelo definido, el siguiente paso es decidir cuál lenguaje de programación o paquete de simulación se utiliza para procesarlo en la computadora y obtener los resultados deseados.

1.1.5 Verificación

El proceso de verificación consiste en comprobar que el modelo simulado cumple con los requisitos de diseño para los que se elaboró con las condiciones de contorno establecidas específicas.

1.1.6 Validación

A través de esta etapa se precisa valorar las diferencias entre el funcionamiento del simulador en la computadora y el sistema o fenómeno de la realidad que se está tratando de recrear su comportamiento. Esto puede basarse en el proceso de convergencia o no de los resultados obtenidos por la simulación con los resultados analíticos reportados en la literatura (Shannon, 1981).

1.1.7 Experimentación

La experimentación con el modelo se realiza después que éste haya sido validado y consiste en generar los datos deseados y en realizar un análisis de sensibilidad de los índices requeridos.

1.1.8 Interpretación

Esta sección del desarrollo de la simulación es una de las más delicadas, debido a que en la observación del comportamiento numérico por parte del modelo solicitado se pretenderá tomar la decisión de validar o no el modelo numérico por parte de la divergencia en los resultados obtenidos.

1.1.9 Presentación de Resultados

Los resultados se reportan en tablas, gráficos, etc. para entregar la validación o no de los mismos con respecto a los modelos analíticos.

En la Figura 4 se puede observar un esquema del proceso de simulación.

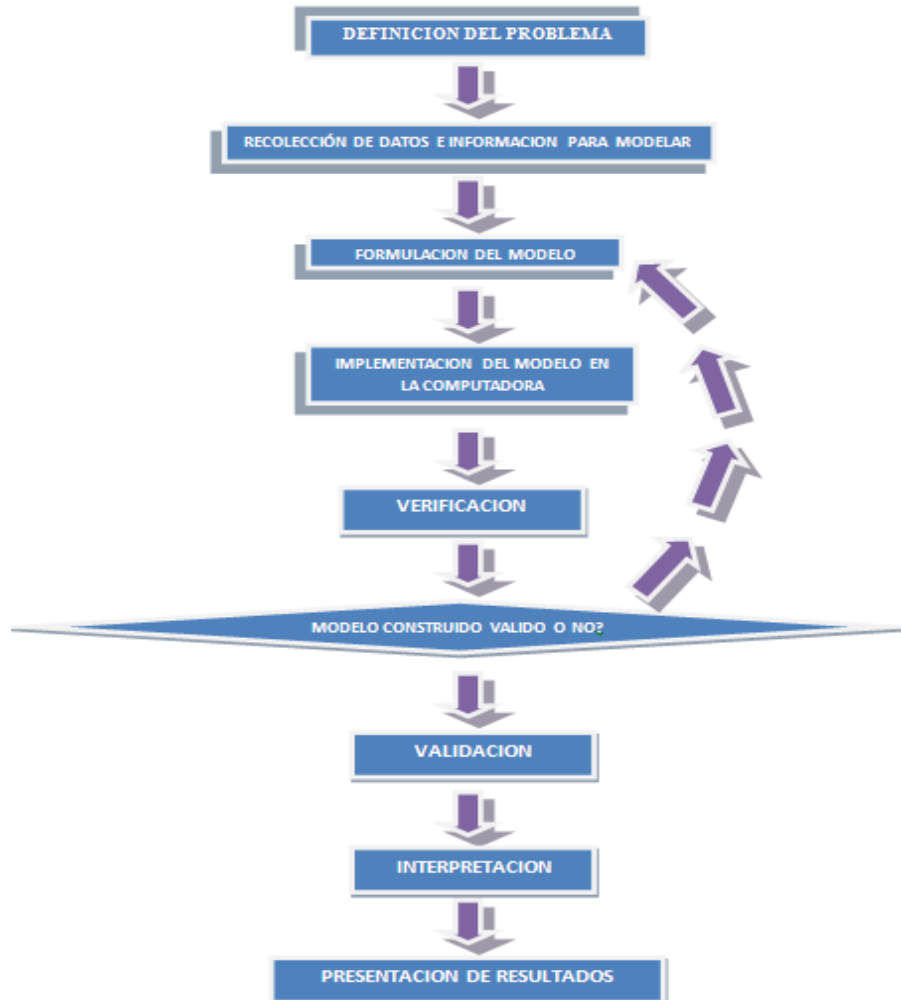


Figura 4: Esquema del proceso de Simulación

1.2. TIPOS DE MODELOS DE SIMULACIÓN:

La simulación puede ser de varios tipos, dependiendo de las características del sistema a representar. A continuación se presentan los tipos de simulaciones más importantes.

1.2.1 Modelos de Simulación Estática y Dinámica.

Se entiende por modelo de simulación estática aquel que plantea la representación de un sistema para un instante de tiempo en particular o bien para representar un sistema en el que el tiempo no es importante, en cambio un modelo de simulación dinámica representa a un sistema en el que el tiempo es una variable de interés.

1.2.2 Modelos de Simulación Determinista y Estocástica.

Si un modelo de simulación no considera ninguna variable con particular importancia, sino que ésta se comporta de acuerdo con una ley probabilística, se le llama un modelo de simulación determinista. En estos modelos la salida o respuesta del sistema queda determinada una vez que se especifican los datos y relaciones de entrada al modelo, tomando así, una cierta cantidad de tiempo de cómputo para su evaluación. Sin embargo, muchos sistemas se modelan tomando en cuenta algún componente aleatorio de entrada, lo que da la característica de modelo estocástico o aleatorio de simulación (Shannon, 1981).

1.2.3 Modelos de Simulación Continuos y Discretos.

La Simulación Discreta presenta la modelación de un sistema por medio de una representación, en la cual el estado de las variables cambia en periodos

de tiempo separados. (En términos matemáticos el sistema solo puede cambiar en periodos de tiempo contables) (Law, 2004)

Por otra parte la simulación continua, es una modelación que plantea un sistema por medio de una representación en la cual las variables de estado cambian continuamente en el tiempo. Típicamente, los modelos de simulación continua involucran ecuaciones diferenciales que determinan las relaciones de las tasas de cambios de las variables de estado en el tiempo.

1.3. LA SIMULACIÓN POR EL MÉTODO DE ELEMENTO FINITOS

La simulación por elemento finito es una herramienta de gran utilidad ya que con ella se pueden analizar el comportamiento o tendencia de un proceso, de la conducta estructural de un dispositivo, la optimización y representación de diseños previamente establecidos. Esto también se puede lograr con los métodos numéricos clásicos, sin embargo, la diferencia principal entre ambos, es la manera en que ven a la estructura y por consiguiente, el procedimiento para obtener la solución. Los métodos clásicos consideran a la estructura como un continuo, cuyo comportamiento es dominado por ecuaciones diferenciales ordinarias o parciales. Mientras que, el método de elementos finitos, considera la estructura como una discretización del continuo, generando una malla de elementos finitos compuestos por nodos, simplificando el problema sustancialmente, los elementos finitos pueden ser cuadriláteros, triángulos para 2 dimensiones o cubos, tetraedros para 3 dimensiones.

Asimismo, el comportamiento de cada elemento finito en el continuo, es obtenido mediante la formulación de sistemas de ecuaciones algebraicas, que pueden ser resueltas con la ayuda de una computadora.

A continuación en la Tabla 1 se muestra algunas ventajas y limitaciones de la simulación.

Ventajas	Limitaciones
Posibilidad de modelar sistemas complejos de manera sencilla.	Los resultados obtenidos son aproximados.
Puede ser utilizada para proyectar soluciones nuevas, basándose en problemas de solución conocida.	Los altos costos de tiempo computacional de las simulaciones pueden ser una limitación.

Tabla 1. Ventajas y desventajas de la simulación.

CAPÍTULO II. FUNDAMENTOS TEÓRICOS

2.1. PRODUCCIÓN DE PETRÓLEO.

El sistema de producción de petróleo más común, es el que se desarrolla a través de la arquitectura de un pozo petrolero, el cual es construido sobre la zona que abarca un yacimiento. En ésta zona se llevará a cabo la perforación para poder ejecutar la extracción de crudo.

Después de perforado el hoyo, se procede a bajar las diferentes sartas de tuberías de revestimiento a través del mismo, buscando proporcionar estabilidad mecánica al hoyo, para luego inyectar una lechada de cemento entre el revestimiento y la formación. Después de que el revestidor es cementado al hoyo, se baja la tubería de producción, a través de la cual ascienden los fluidos del yacimiento. Generalmente se llena el espacio anular con un fluido de completación para darle estabilidad al sistema de tubulares y evitar la corrosión.

Asimismo la tubería de producción una vez instalada, puede ser sujeta en su extremo inferior por dispositivos que pueden o no restringir su movimiento llamados empacaduras. También se comportan como sellos que evitan que los fluidos de producción entren al espacio anular, para así canalizarlos a través de la tubería de producción.

Otros componentes existentes en el pozo son los obturadores, que reducen la presión en la cabeza del hoyo para aumentar la producción. Finalmente los agujeros de perforación, son los canales a través de los que fluye

el petróleo desde el yacimiento hacia la tubería de producción, atravesando el revestidor. Un esquema de un pozo petrolero general se muestra en la Figura 5.

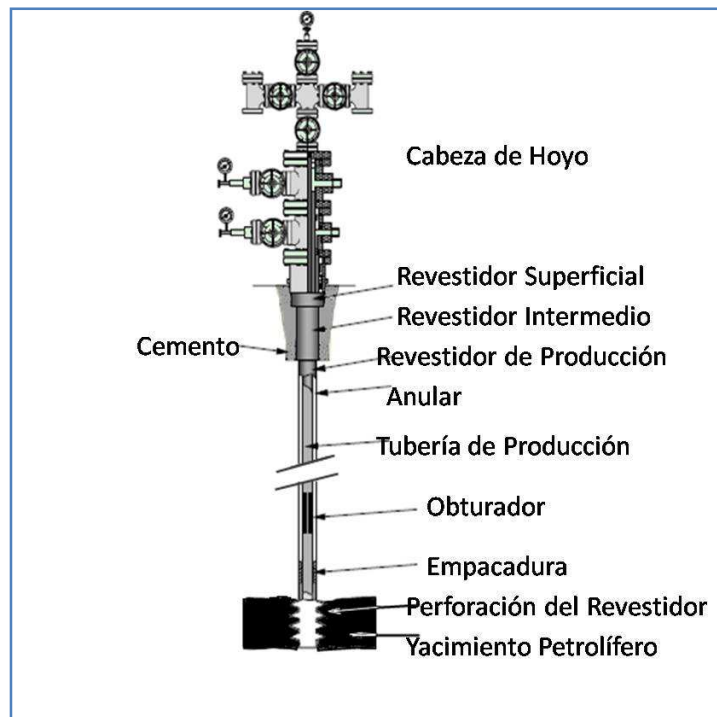


Figura 5. Esquema de un pozo petrolero típico. (Guo, 2007)

Una vez conformado el pozo, los cambios de presión y temperatura son inducidos por el uso de fluidos de diversas densidades y temperaturas para la operación, tratamiento o reparación, y estimulación en el pozo. También las variaciones de los caudales de bombeo generan estos efectos. Otras operaciones como las pruebas de presión a la formación pueden generar cambios significativos en el estado de esfuerzos a fondo de pozo. Todas las operaciones de rehabilitación que sean diseñadas para el pozo, generan incluso cambios drásticos de presión.

A continuación se hará una breve explicación de algunos procesos de estimulación y tratamiento de pozos, tales como la recuperación por vapor (primaria y secundaria) y la cementación secundaria de pozo.

2.1.1. Recuperación Primaria

En muchos yacimientos profundos la presión natural del mismo es mayor que la presión hidrostática, lo que hace que el petróleo llegue a la superficie con el único aporte energético del yacimiento. A medida que se expanden los fluidos en el yacimiento (debido al desplazamiento y extracción de petróleo), la presión tiende a bajar. Cuando el pozo no es eruptivo o cuando la presión se ha reducido, se necesita un aporte externo de energía para aumentar la presión en fondo de pozo. La recuperación primaria se termina cuando la presión del yacimiento ha bajado demasiado, o cuando se están produciendo cantidades demasiado importantes de otros fluidos (gas, agua).

2.1.2. Recuperación Secundaria

Los métodos de recuperación secundarios son aplicados como consecuencia de una recuperación primaria ineficiente. Consisten básicamente en inyectar dentro del yacimiento un fluido menos costoso que el petróleo para mantener un gradiente de presión. Estos fluidos se inyectan a través de pozos vecinos a los productores, y desplazan una parte del petróleo hacia los éstos últimos.

2.1.3. Recuperación Secundaria Mejorada

Los métodos de recuperación mejorada, son procesos químicos o térmicos que permiten mejorar la producción de petróleo en comparación con los métodos de recuperación secundarios y/o primarios.

Entre los métodos de recuperación secundaria mejorada, se encuentran métodos por inyección de vapor, tales como el HASD (Horizontal Alternating Steam Drive Process) y SAGD (Steam Assisted Gravity Drainage), siendo éste último el más eficaz de los dos. El objetivo principal de estos procesos es reducir la viscosidad del petróleo para incrementar la rata de movilidad del mismo.

El método SAGD posee la particularidad de la construcción de dos pozos horizontales vecinos, uno superior y uno inferior. El pozo superior o inyector, crea una cámara de calentamiento a altas temperaturas (alrededor de 340°C). El petróleo y el vapor se condensan y caen por gravedad hacia el pozo horizontal productor, como se observa en la Figura 6. Las altas temperaturas involucradas en éste proceso, impactan directamente en los elementos del pozo (tuberías de producción, revestidores, etc.). Los estudios que se han realizado a los yacimientos han demostrado que es de suma factibilidad el uso de la tecnología SAGD en algunas áreas de la Faja Petrolífera del Orinoco.

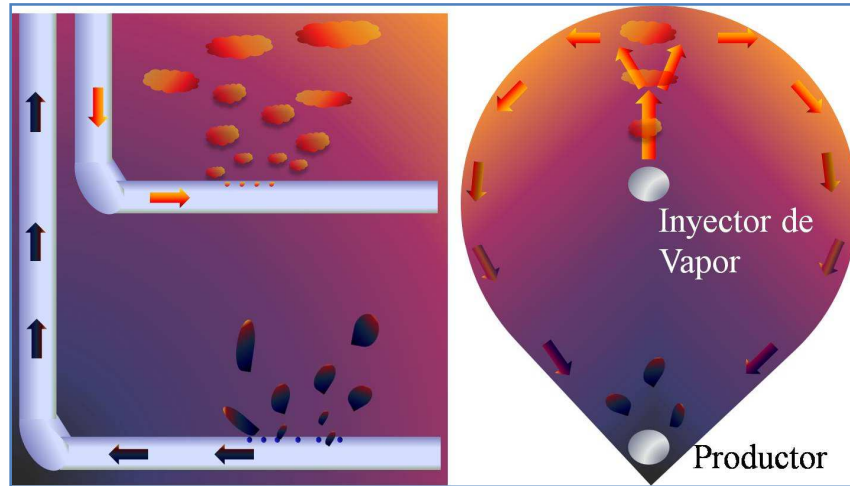


Figura 6. Pozo productor e inyector para un sistema de drenaje gravitacional asistido por vapor. Vista lateral y frontal de la cámara de calentamiento.

2.1.4. Cementación Secundaria

Es un proceso de tratamiento de pozos que implica un cambio en la zona productora, como consecuencia del incremento en la producción de fluidos asociados o disueltos, como gas o agua, en detrimento de la producción de crudo. Este proceso consiste en la inyección de cemento a través de la tubería de producción hasta inundar la zona a sellar.

Las duras condiciones los procesos de reparación como la cementación, obligan al ingeniero a seleccionar cuidadosamente las tuberías de producción, así como el tipo de empaadura que se puede usar. En general hay tres tipos de empaaduras, en relación al tipo de movimiento que permiten a la tubería: las

que permiten libre movimiento, las que permiten movimiento limitado y las que no permiten movimiento alguno, las cuales están mostradas en la Figura 7.

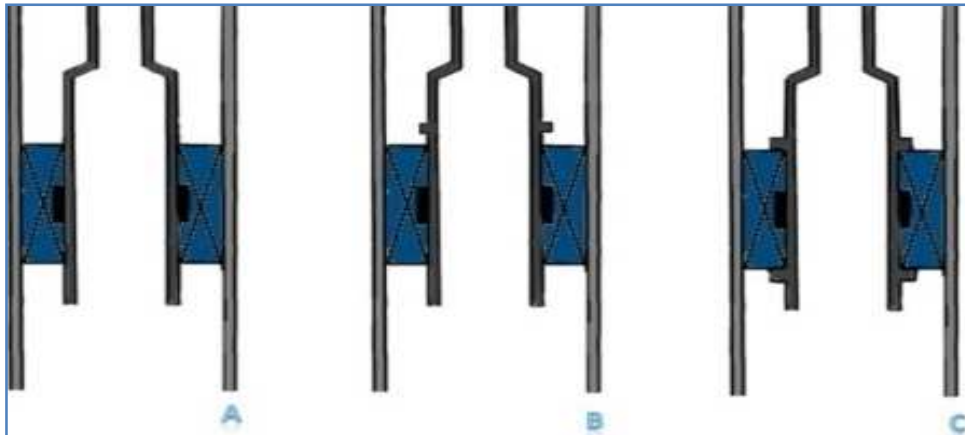


Figura 7. Diferentes configuraciones de empacaduras A) Empacadura libre movimiento B) Empacadura con topes simples, que permiten movimiento limitado y C) Empacadura con topes dobles, que no permiten movimiento.

Cuando la sarta está sujeta a empacaduras que restrinjan su movimiento, ésta ejercerá una fuerza axial de tensión o compresión axial sobre las mismas. Esta fuerza será producto de la suma de las fuerzas axiales que generan diversos factores. En general esto se representa con la ecuación 2.0.

$$F_{\text{total}} = \sum F_i \quad \text{Ec. 2.0.}$$

2.2. FACTORES QUE AFECTAN A LA TUBERÍA DE PRODUCCIÓN

Ya sea como consecuencia de los métodos de recuperación y tratamiento, o por la producción regular del pozo, las tuberías de producción de

petróleo son sometidas a diversos factores, tales como: 1) Presión Interna, como consecuencia de los fluidos de producción y asociados. 2) Presión externa, debida a los fluidos de completación principalmente. 3) Tensión axial debida al peso de la tubería. 4) Compresión axial por flotabilidad. 5) Fuerzas de pandeo consecuencia de la desviación del hoyo. 6) Gradientes de temperatura. Estos factores serán estudiados a continuación con más detalle.

2.2.1. Presión Axial

Debido a la fuerza de empuje que genera la flotabilidad de la tubería libremente suspendida, sumergida en un fluido, se produce una fuerza axial compresiva que tiende a acortar la sarta. Una gran carga de compresión al final de la sarta puede inducir una deformación plástica de la tubería de producción y producir daños a las empaaduras. Asimismo, una gran carga de tensión en la cabeza del hoyo puede desencajar la empaadura o romper la tubería de producción (Gao et al., 2004). Por estas razones es de suma importancia controlar la presión axial en las sartas. Esta presión causa un desplazamiento axial que responde a la ley de Hooke, como se observa en la ecuación 2.1.

$$\Delta L = \frac{L(A_p - A_i)P_i - (A_p - A_o)P_o}{EA_s} \quad \text{Ec.2.1}$$

Por otra parte, las variaciones en la sección transversal (juntas de expansión), incrementan los cambios de presión interna y externa en la tubería,

ya que estos cambios actuarán sobre las áreas expuestas. Así se afecta el movimiento axial de la misma dado al “efecto pistón”.

2.2.2. Temperatura

La temperatura es un factor muy importante a nivel estructural en las tuberías de producción de petróleo, así como las tuberías de inyección de gas o vapor. Una variación de la temperatura afectará directamente la elongación en la tubería, en una magnitud igual a (Lubinski et al., 1962)

$$\Delta L_T = \alpha L \Delta T \quad \text{Ec. 2.2}$$

La fuerza que causa tal elongación puede derivarse de la ley de Hooke para el caso de temperatura como se observa en la Ecuación 2.2 (Chen et al., 2008).

$$F_T = \frac{\alpha \Delta T}{\frac{1}{EA_S} + \frac{r^2}{4EI}} \quad \text{Ec. 2.3}$$

Donde “ α ” es el coeficiente de dilatación térmica, “ ΔT ” la variación promedio de la temperatura en el cuerpo, “ r ” es la luz radial, “ A_S ” el área de sección transversal, “ E ” el módulo de Young e “ I ” la inercia.

2.2.3. Colapso

El colapso se define como la máxima presión externa que la tubería de producción puede resistir antes de alcanzar el límite de fluencia. En general, si la presión externa de la tubería excede la presión interna (por ejemplo, una tubería sin flujo interno, sometida a la presión hidrostática del fluido de completación), la tubería de producción estará sujeta a colapso, tal como muestra la Figura 8.

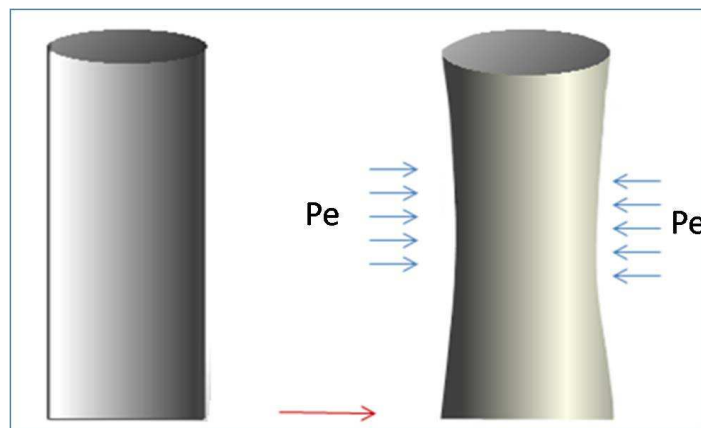


Figura 8. Colapso en Tuberías.

Debido a que la presión de colapso es función de la presión hidrostática, la presión de carga externa que se genera sobre la tubería de producción contribuye al colapso de la misma. Esta presión se expresa en función de la densidad del fluido de completación y de la profundidad del pozo.

2.2.3.1 Clasificación de los Esfuerzos de Colapso

Las ecuaciones que se aplican para determinar la máxima resistencia del cuerpo de la tubería para soportar las presiones externas, varían de acuerdo a la relación que existe entre el diámetro de la tubería y el espesor de pared de la tubería.

El Instituto Americano del Petróleo, estableció cuatro categorías de clasificación para los esfuerzos de colapso a los cuales está sometida la tubería de producción, y está ordenada de acuerdo al incremento del parámetro Diámetro-Espesor “ D/t ” y se basa en el límite de resistencia de la tubería y la estrecha relación que existe entre el diámetro de la tubería y el espesor de las paredes. Estas cuatro categorías son: 1) Colapso plástico; 2) Colapso de transición; 3) Colapso Elástico 4) Límite de resistencia por colapso.

En la Figura 9 se muestra un gráfico donde se observa la relación que existe entre el parámetro “ D/t ” y el esfuerzo de fluencia de la tubería de producción. En este trabajo se tomara en consideración la relación diámetro-espesor, para la aplicación adecuada del criterio de fallas en tuberías de producción.

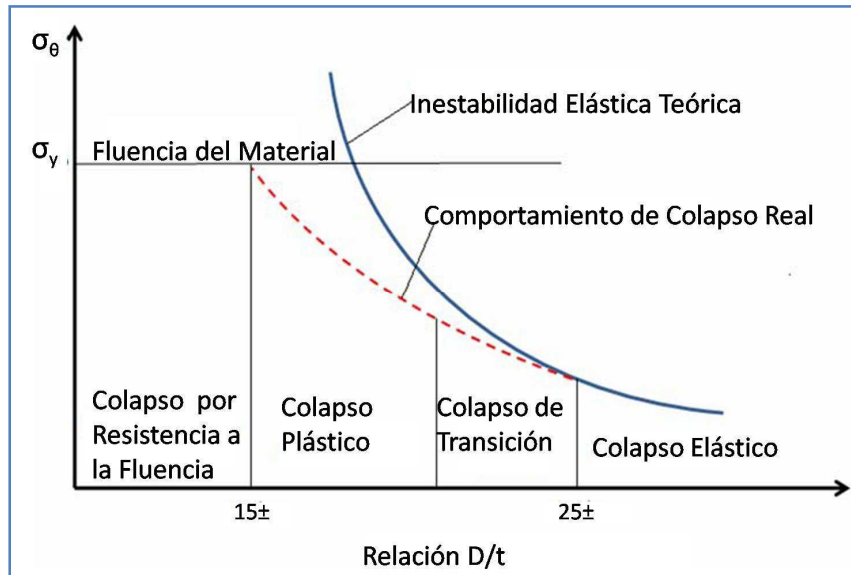


Figura 9. Resistencia al colapso en función de D/t.

2.2.4. Estallido

Es el fenómeno que ocurre sobre la sarta de producción, cuando la presión interna alcanza el límite de fluencia permitido por la misma (Figura 10). Este fenómeno es consecuencia de las presiones del yacimiento y las presiones generadas durante trabajos de tratamiento de pozo tales como el de cementación secundaria.

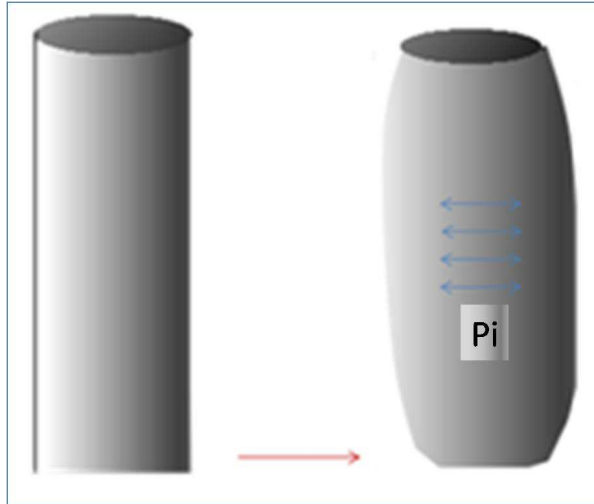


Figura 10. Efecto de Estallido sobre la Tubería de Producción.

El desplazamiento generado por las presiones externas e internas (estallido o estallido inverso o colapso) viene dado por la siguiente ecuación (Chen et al., 2008):

$$\Delta L_B = \frac{2\nu L}{E} \left[\frac{P_o r_o^2 - P_i r_i^2}{r_o^2 - r_i^2} \right] \quad \text{Ec. 2.4}$$

Y la fuerza axial que generan estas presiones está planteada en la ecuación 2.5:

$$F_{bal} = 2\nu(A_i \Delta p_i - A_o \Delta p_o) \quad \text{Ec. 2.5}$$

2.2.5. Fricción

Mecánicamente, el roce se traduce en una oposición al movimiento que se produzca sobre la sarta de tuberías. En el caso particular del roce en una tubería de perforación, éste se opondrá al movimiento giratorio.

Por otra parte, al recostarse sobre el revestidor la tubería de producción en un pozo inclinado o al haber pandeo en la misma dentro de un pozo vertical, se genera el roce entre ambas sargas (ver Figura 11).

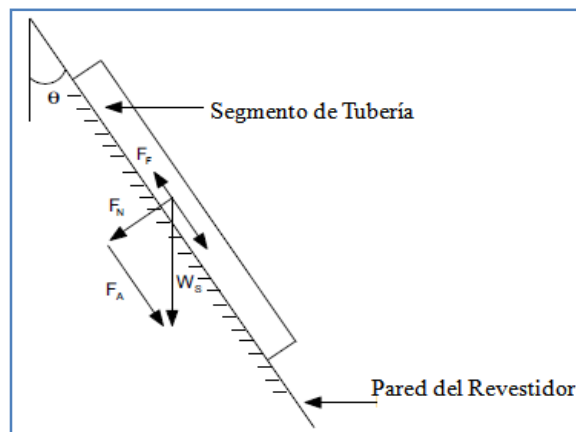


Figura 11. Segmento de Tubería en una Sección Inclinada de un Pozo (Chen et al., 2008).

Para las tuberías de producción de petróleo pandeadas helicoidalmente, la ecuación que describe la fuerza de contacto con la superficie interna del revestidor es la siguiente (Gao et al., 2004):

$$F_c = \frac{rLF_b^2}{4EI} \quad \text{Ec. 2.6}$$

Siendo “ F_c ” la fuerza de contacto, “ r ” la luz radial, y la fuerza de pandeo “ F_b ”, la cual será definida en forma general más adelante. “ E ” e “ I ” son las propiedades del material (módulo de Young e inercia respectivamente). Asimismo, la fuerza de roce es la dada por la siguiente ecuación (2.7), siendo “ κ ” el coeficiente de roce.

$$F_{roce} = \kappa F_c \quad \text{Ec. 2.7}$$

El roce puede aliviar el pandeo que podrían provocar otros factores como la temperatura y la presión en gran parte de la tubería (Gao et. al., 2004). A continuación se observa un gráfico comparativo de los efectos de la temperatura y la fricción respecto a una carga axial compresiva (Figura 12). Una carga de tensión tiene signo positivo, mientras que la compresión tiene signo negativo.

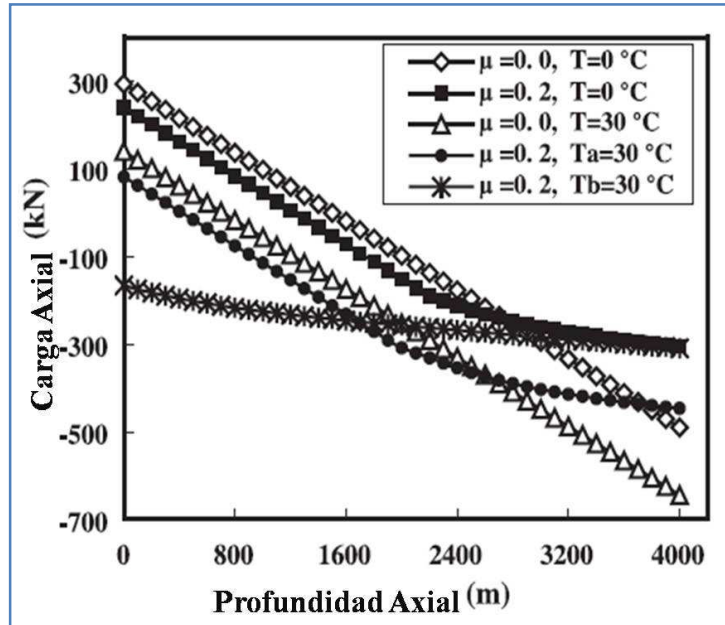


Figura 12. Distribución de la Carga Axial de la Tubería de Producción Bajo Diferentes condiciones de operación (Gao et. al., 2004).

El flujo del fluido también genera un efecto de fricción en la sarta de tuberías, que se considera apreciable en operaciones de estimulación para fractura hidráulica. La Ecuación 2.8 define la fuerza de fricción generada por el flujo sobre la tubería (Mitchell, 1986).

$$F_{ffr} = \frac{A_i \Delta p}{\Delta L} L \quad \text{Ec. 2.8}$$

2.2.6. Efecto Sobre las Empacaduras

Para las tuberías que tienen empacaduras que permiten un movimiento limitado se debe calcular cuánto aflojo o “slackoff” se debe efectuar, de manera que la tubería no se vea afectada por los subsecuentes cambios de presión y temperatura propios de la producción, estimulación o tratamiento en el pozo.

Las empacaduras que no permiten movimiento están sometidas a una fuerza “ F_{total} ” dado a los cambios de presión y temperatura en la tubería de producción sobre el nivel de la empacadura (ver Ec. 2.0). Si ésta fuerza es muy grande, podría dañar la empacadura y los sellos.

2.2.7. Pandeo Permanente o “Corkscrewing”

Grandes presiones internas producen grandes esfuerzos en las paredes internas de la tubería, así como la configuración del pandeo los produce en las paredes externas (Lubinski et al., 1962), de manera que es necesario hacer un estudio triaxial de esfuerzos para determinar correctamente un posible pandeo permanente, o “Corkscrewing”, en la tubería. Es necesario evitar éste tipo de deformaciones, ya que pueden devenir en dificultades para el paso de las herramientas a través de la tubería, goteo o ruptura de los acoples, y consecuentes pérdidas a la industria.

CAPÍTULO III. PANDEO EN LA TUBERÍA DE PRODUCCIÓN.

En el análisis ingenieril estructural, el fenómeno de pandeo en las tuberías de producción de petróleo y tuberías de perforación, es un problema muy particular, ya que ambas tuberías, son comúnmente operadas por encima de su carga crítica de pandeo, llegando a alcanzar nuevas configuraciones de estabilidad. Generalmente por lo contrario, estructuras que son solicitadas por encima de estas cargas críticas, fallan catastróficamente. Debido a que el pozo provee condiciones suficientes de soporte para el equilibrio post-pandeo, estas tuberías no fallan inminentemente ante sus respectivas cargas críticas (Mitchell, 2008).

Entre los aspectos fundamentales para el análisis del pandeo, es necesario comprender lo que representa la “carga crítica” para éstas tuberías y entender cómo es la “configuración” que tomará la tubería gracias al pandeo.

La información acerca de si la tubería ha sufrido algún pandeo, nos la proporciona la carga crítica. Euler trabajó la solución del problema de pandeo para columnas que no poseen una gran longitud, pero ésta configuración no es la más comúnmente aplicada para las tuberías en campos petroleros, ya que por lo general éstas son de una longitud considerable (> 1000 m.) (Mitchell, 2008). La carga crítica es fundamental para el desarrollo de criterios de estabilidad, siendo de éstos el primero en considerar el efecto estabilizador que proporciona

el peso de las tuberías, el desarrollado por Paslay y Dawson en 1984 (Dawson et. al., 1984).

Por otra parte, en función a la configuración de pandeo que alcanza la tubería, podemos interpretar características tales como: el movimiento de la tubería, los esfuerzos de flexión, las fuerzas de contacto, y la distribución de la carga axial sobre la tubería. Entre las investigaciones que fundaron las bases acerca del análisis de pandeo y la configuración que alcanza la tubería de producción, el más relevante fue el realizado por Lubinski y Woods en 1962 (Lubinski et, al., 1962). Estos investigadores propusieron una configuración de hélice para un pozo vertical, fundamentando su modelo analítico en el principio de los trabajos virtuales para determinar un paso de hélice constante como una función de la fuerza axial y la deflexión (Mitchell, 2008). El principio de trabajos virtuales será explicado en el Capítulo IV.

3.1. ANTECEDENTES TEÓRICOS

Innumerables son los estudios que han otorgados valiosos aportes al entendimiento y comprensión para los fenómenos que influyen sobre la estabilidad mecánica de las tuberías en el área producción y completación de pozos petroleros.

Klinkenberg en 1951, examinó rigurosamente la descripción de las condiciones de esfuerzos tanto de tensión como de compresión para tuberías que se encontraban confinadas a pozos verticales. En su artículo: “The Neutral

Zone in Drill Pipe and Casing and Their Significance in Relation to Buckling and Collapse” maneja estas condiciones de esfuerzos mediante ecuaciones representativas para los tres componentes principales (axial, radial y tangencial) incluyendo también esfuerzos de corte y la tendencia al pandeo (elástico como plástico) (Klinkenberg, 1951).

Basándose en importantes investigaciones previas (De Wilde, 1948; Hawkins et. al., 1949; Holmquist, 1949), Klinkenberg ofreció definiciones sobre aspectos que podían causar ambigüedades, tales como el significado del punto neutro con su respectivo enfoque para la tensión y compresión.

Klinkenberg en su artículo intento discutir las consecuencias de las dos definiciones enfocadas en tensión y compresión del punto neutro, explicando para esto, cuatro casos de condiciones estructurales sobre un sistema tubería. los cuales eran: 1) Estructuras bajo cero presiones externas 2) Estructuras bajo presión atmosférica 3) Tubería de revestimiento libremente colgada, sumergida en algún fluido 4) Tubería de perforación parcialmente soportada por fuerzas puntuales. Entre las conclusiones de su artículo, Klinkenberg propuso que el punto neutro es aquel en el cual los esfuerzos son isotrópicos (donde los tres esfuerzos principales axial, radial y tangencial son iguales).

Algunas consecuencias de esta definición están planteadas en el hecho de que cuando un cuerpo con flotabilidad está inmerso en un fluido con la misma densidad, la zona neutra se extiende sobre su volumen entero. Y para el caso de tuberías verticales con presiones internas y externas, el punto neutro está situado donde la compresión axial es igual a la presión hidrostática, tal como se muestra en la Figura 13.

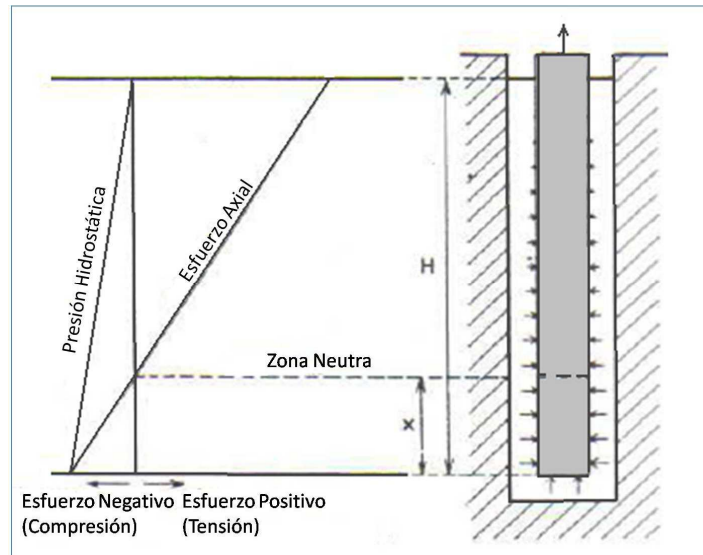


Figura 13. Punto Neutro en una tubería bajo una presión hidrostática.

La comprensión del punto neutro es fundamental para poder abordar el estudio de pandeo en tuberías que cuelgan libremente suspendidas en un fluido, ya que determina cuanta distancia de la tubería se encuentra afectada por la compresión y cuanta permanecerá recta o en tensión.

Para 1962, el investigador Arthur Lubinski y colaboradores (Lubinski et. al., 1962) en su artículo publicado: “*Helical Buckling of Tubing Sealed in Packers*”, fundamentaron las bases para el estudio del fenómeno de pandeo en tuberías de producción de petróleo. En este importante trabajo, ofrecen las descripciones analíticas básicas para el movimiento y comportamiento mecánico de las tuberías, planteando que las fuerzas compresivas actuantes

sobre la porción inferior de la tubería, la hará pandear hasta tomar la forma de una hélice (Ver Figura 14).

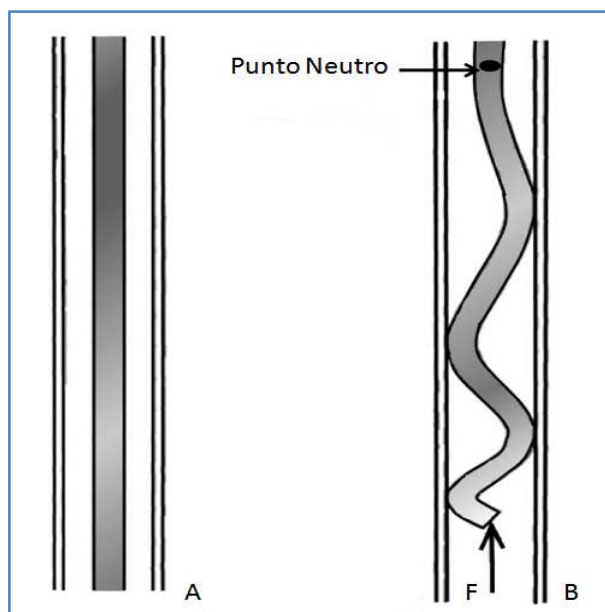


Figura 14. Pandeo de una tubería libremente suspendida. a) Tubería recta b) Tubería pandeada y Punto Neutro.

Lubinski reportó que el extremo inferior de la tubería de producción está sujeto por una fuerza compresiva (F) que hará pandear a la tubería y que su magnitud disminuye con la distancia referenciada desde el extremo inferior de la tubería hasta quedar totalmente reducida (Punto neutro), y que por encima de éste punto, la tubería permanecería recta, coincidiendo con la teoría publicada por Klinkenberg unos años antes (Klinkenberg, 1951). Así mismo reportó en su modelo analítico que esta distancia podía ser calculada a través de la ecuación:

$$n = \frac{F}{W} \quad \text{Ec. 3.0}$$

Siendo “ W ” el peso de la tubería sumergida en un fluido (Ecuación. 3.4).

La deformación en la tubería en el trabajo de Lubinski et. al., (1962) está caracterizada en forma de hélice. Esta hélice posee un paso (distancia entre los espirales) más acentuado en el extremo inferior de la tubería y aumentando a medida que se acerca al punto neutro. Este paso de la hélice está reportado analíticamente por la ecuación 3.1:

$$P_h = \sqrt{\frac{8EI}{F}} \quad \text{Ec. 3.1}$$

El paso de la hélice “ P_h ” es más corto hacia el extremo inferior de la tubería, donde puede estar por los órdenes de 20 pies, y se va incrementando a medida que se acerca al punto neutro. En la mayoría de los casos de pozos de producción, el punto neutro de la tubería es localizada varios pies por encima del extremo inferior de la misma, pudiendo alcanzar un número aprox. 100 a 200 de espirales (Lubinski et. al., 1962).

Según Lubinski et. al., (1962) cuando la tubería de producción está sujeta a una presión interna “ P_i ”, ésta presión somete a la tubería desde su extremo inferior a una fuerza compresiva al nivel del yacimiento, hace que la tubería pandee dentro del revestidor con cierto grado de severidad. Sin

embargo los efectos del pandeo son “*mayores*” a los esperados por el solo efecto de la presión interna “ P_i ” Por lo tanto para la investigación de Lubinski et. al., este pandeo adicional es como que si la tubería estuviera sometida a una fuerza compresiva que no existe, a la cual denominó “*Fuerza Ficticia*”, representada por la siguiente ecuación:

$$F_f = A_p \cdot P_i \quad \text{Ec. 3.2}$$

La Fuerza Ficticia es uno de los más grandes aportes al estudio mecánico de las tuberías destinadas a la producción y en general de la industria petrolera (Mitchell, 2008).

En el extremo inferior de la tubería de producción se encuentra un dispositivo de sujeción denotado “empacadura”. Esta empacadura mantiene concéntrica a la tubería de producción a la tubería de revestimiento y puede restringir su movimiento, ya que se encuentra sujeta fijamente a las paredes del revestidor. Lubinski et. al., probó en su trabajo, que en la presencia de una presión interna “ P_i ” y una presión externa “ P_o ” a nivel de la empacadura, el comportamiento del pandeo también era mayor a los esperados por el solo efecto de estas presiones, por lo tanto expande su propuesta de fuerza ficticia a una ecuación que tomara en consideración la contribución tanto de la presión interna como externa. Esta ecuación de la fuerza ficticia fue reportada de la siguiente manera:

$$F_f = A_p(P_i - P_o) \quad \text{Ec. 3.3}$$

Donde se denota la Fuerza Ficticia “ F_f ”, el área de sección transversal de la tubería “ A_p ” y las presiones interna “ P_i ” y externa “ P_o ”

La tubería pandeará si la “ F_f ” es negativa (-), como por ejemplo a causa de una fuerza ficticia compresiva, y esta se mantendrá recta si la “ F_f ” es positiva (+). Lubinski et. al., también probó que en presencia de fluidos (flotabilidad), el peso por unidad de longitud “ W ” debe ser considerado como sigue:

$$W = W_s + W_i - W_o \quad \text{Ec. 3.4}$$

Donde el promedio del peso de la tubería es “ W_s ”, el peso del fluido interno a la tubería de producción por unidad de longitud “ W_i ” y el peso del fluido externo desplazado por unidad de longitud “ W_o ”.

La fuerza ficticia (ecuación 3.3) y la ecuación del peso por unidad de longitud (ecuación 3.4) deben ser utilizadas en las ecuaciones 3.0 y 3.1 para encontrar la posición del punto neutro y el paso respectivamente (Lubinski et. al., 1962).

Lubinski et. al., (1962) reportó un comportamiento adicional a las deformaciones que puede sufrir la tubería, ya que cuando éstas pasan del límite de fluencia del material se producen cambios irreversibles o permanentes en su configuración, pasando a mostrar un pandeo que no regresará a su condición recta una vez cesada las fuerzas compresivas. En el estudio de flexión de vigas, el criterio para que ésta pueda tomar una configuración de deformación permanente es que el esfuerzo de flexión (σ_f) sea mayor o igual al esfuerzo de fluencia (σ_y) de material.

En el caso del pandeo helicoidal de la tubería de producción, sin embargo, ésta se encuentra sujeta a otros esfuerzos adicionales en comparación al estudio de las vigas, tales como:

1. El esfuerzo axial (σ_a) es igual a la fuerza axial (F_a) por unidad de área actuante de sección transversal (no ficticia).
2. Los esfuerzos tangencial (σ_t) y radial (σ_r), son debidos tanto a la presión interna como la externa.

Solo la presión produce grandes esfuerzos en las paredes internas de la tubería de producción y por otro lado la flexión genera grandes esfuerzos en las paredes externas de la tubería. Cuando el efecto de ambas se combina, pueden producir altas deformaciones en la tubería, dándole una forma permanente conocida como “sacacorchos” (Lubinski et. al., 1962).

Lubinski et. al., principalmente trabajó con una completación de tuberías uniforme, en el sentido que en la sarta de tuberías no hay cambios en su área de sección transversal con respecto a su longitud. La solución hacia

problemas que manejaban una completación de tuberías no uniformes en su sección de área transversal, solo fue trabajada sin mucha profundidad.

En este sentido, el investigador D. J. Hammerlindl para 1977, presentó una investigación intitulada "*Movement, Forces, and Stresses Associated With Combination Tubing Strings Sealed in Packers*", la cual presentó un método, para solventar el problema del estudio de una completación combinada de tuberías de sección transversal variable. Hammerlindl se fundamentó en los aspectos teóricos aportados por Lubinski y colaboradores.

Hammerlindl presentó dos tópicos no cubiertos por Lubinski et. al., los cuales fueron: 1) un método directo matemático para calcular fuerzas en completaciones no uniformes (sección variable de área transversal), donde los grados de libertad de la tubería de producción de petróleo no están restringidos por la empacadura, y 2) un método para el manejo de empacaduras hidráulicas con un cabezal de pozo en sitio (Hammerlindl, 1977).

Los problemas en completaciones combinadas o no uniformes de área de sección transversal fueron solventados tomando cada tramo de tubería que poseen diferentes áreas y analizándolo como si fuera un solo tramo independiente e inicialmente libre de moverse.

El análisis Hammerlindl comienza con la sección más baja de la tubería y sumando algebraicamente los resultados de cambio de longitud para cada cambio de sección de transversal, el total de la suma arrojará el cambio total de longitud de la sarta de tubería (Hammerlindl, 1977). Cuando la tubería de producción no tiene restricción de sus grados de libertad se inducen fuerzas a

nivel de la empacadura que pueden ocasionar fallas tales como fugas, entre otros. La fuerza que se requiere aplicar sobre la tubería para volver a su posición original aumenta. Esta fuerza fue determinada en el trabajo de Hammerlindl (Hammerlindl, 1977).

Hammerlindl trabajó sobre los cambios de temperatura y presión durante procesos de bombeo y producción de petróleo que resultan en cambios de longitud de la tubería o que inducen fuerzas a nivel de la empacadura, dependiendo de si la tubería es libre de moverse o no. Su trabajo resumió trabajos anteriores como el de Lubinski et. al., (1962) y lo generalizó para casos de variaciones de sección de área transversal en tuberías de producción y revestidores.

R. F. Mitchell en 1986 desarrolló una solución analítica diferencial aproximada para el pandeo helicoidal de una tubería de producción de petróleo con inclusión del efecto de su propio peso, en su trabajo publicado “*New Concepts for Helical Buckling*”. Este trabajo muestra una solución de las ecuaciones de equilibrio para el pandeo de la tubería de producción, directamente para determinar la naturaleza exacta de las presunciones usadas por Lubinski.

Mitchell R.F. aporta una nueva relación entre el paso de la hélice y la carga de pandeo. La generalización de esta relación es analizada para encontrar incongruencias en el análisis numérico del pandeo helicoidal.

Las principales características de el modelo de Lubinski et. al., (1962) tomadas en cuenta por Mitchell en 1986, están resumidas en las siguientes: 1)

La teoría de vigas es usada para relacionar el momento flector con la curvatura. 2) Se asume que la tubería de producción pandeará en forma helicoidal. 3) El pozo productivo está asumido para ser vertical. 4) El paso de la hélice está relacionado con la carga aplicada de pandeo. 5) La fricción entre la tubería de producción pandeada y el revestidor, no es tomada en cuenta.

Mitchell (1986) reporta que el modelo mecánico del comportamiento de la tubería que predice la configuración geométrica de pandeo está en función de las cargas aplicadas. Para esta configuración se basó en las descripciones geométricas dadas por Lubinski et. al., reportando un sistema para la descripción y análisis del pandeo y su respectiva configuración. Esto es descrito por las siguientes ecuaciones (Mitchell, 1986)

$$u_1 = r \cos(\theta) \quad \text{Ec. 3.5}$$

$$u_2 = r \sin(\theta) \quad \text{Ec. 3.6}$$

$$\phi = \frac{(2 \pi z)}{P_{hel}} \quad \text{Ec. 3.7}$$

Donde “ u_1 ” y “ u_2 ” son las referencias centrales de ubicación de la tubería de producción en la dirección del sistema coordenado x-y respectivamente, el ángulo “ ϕ ” es la coordenada angular que representa al ángulo de la hélice, “ r ” es la distancia radial de la tubería de producción y el revestimiento y “ P_{hel} ” es el paso de la hélice respectivamente. Este paso de hélice está reportado en la ecuación (3.8):

$$P_{hel}^2 = \frac{8 \pi^2 EI}{F} \quad \text{Ec. 3.8}$$

Esta solución está basada en el principio del trabajo virtual, la cual, para esta relación fue descrita por los investigadores Cheatham y Patillo, donde reporta las propiedades mecánicas del material “ EI ” y “ F ” una fuerza compresiva en el extremo inferior de la tubería (Cheatham et. al., 1984)

En el desarrollo del trabajo de Mitchell se destaca la solución aproximada para el paso variable de la hélice, con los siguientes resultados (Mitchell, 1986).

1. Se encuentra una solución generalizada para el paso variable de la ecuación de la hélice.
2. El concepto del punto neutro se redefine en términos de fuerzas de contacto y aplicadas para la solución aproximada.
3. Las condiciones de contorno para las características de una viga cantiléver a nivel de la empacadura se desarrollan y resuelven numéricamente.
4. Se propone una nueva solución para problemas de completaciones combinadas de sección transversal.

La investigación de Mitchell generó una sólida base numérica para el desarrollo de soluciones a nuevos problemas, tales como el efecto de las completaciones combinadas, inclinación de pozos o la fricción de la tubería de producción debido al pandeo.

Para hacer un estudio del pandeo así como de las sollicitaciones que influyen sobre la tubería de producción de petróleo, se deben definir las variables de campo que se encuentran en las condiciones de trabajo del pozo. Para este estudio es necesario realizar el planteamiento de una formulación analítica de las variables de campo en función de las características de operación, así como los planteamientos de los criterios de configuración geométrica que se alcanzan en un pozo con recuperación secundaria mejorada (inyección de vapor), del cual se pretenderá hacer un estudio con un modelo numérico (en su sección vertical) y cotejando sus resultados con el de la formulación analítica.

3.2. ANTECEDENTES AL ANÁLISIS DE ESTABILIDAD.

La configuración que alcanza la tubería cuando sufre un cambio de estabilidad está en función del ángulo de desviación del pozo el cual puede estabilizar la tubería contra el pandeo. Esto parece haber sido reconocido por primera vez por los investigadores Lubinski y Woods en 1953. Ellos establecieron que para valores dados de peso de tubería y carga de compresión, existe un valor de " θ/r " tal que por debajo de esa magnitud el pandeo

helicoidal podía ocurrir, y que por encima de ella, el pandeo no era posible de ocurrir (Lubinski et. al., 1953). Esta investigación fue respaldada por estudios experimentales para cuantificar tal fenómeno, pero desafortunadamente no fue muy tomada en cuenta por la industria de perforación para la época (Dawson et. al., 1984).

Después del trabajo de Lubinski y Woods (1953), la contribución del ángulo de pozo para la estabilidad de las tuberías fue ignorada en la literatura de perforación y producción de pozos por alrededor de 30 años (Dawson et. al., 1984). Para la fecha de 1983, el investigador Dellingers reportó una representación y extrapolación de los resultados de Lubinski y Woods, en su publicación: “Preventing Buckling in Drill Strength” (Dellingers et. al., 1983).

La presentación de Dellingers fue de mucha ayuda para el tema, pero no lo suficientemente clara para las rutinas usadas por los ingenieros de perforación de la época. En adición, ni el trabajo de Dellingers así como tampoco el de Lubinski y Woods presentaron algún análisis teórico de la estabilidad de las tuberías tomando en consideración la inclinación que puede existir en los pozos (Dawson et. al., 1984).

3.3 SISTEMA COORDENADO PARA LOS ESFUERZOS EN LA TUBERÍA DE PRODUCCIÓN

Para el análisis de la distribución de esfuerzos en una tubería de producción, es necesario definir el sistema coordenado en el cual se realizarán los estudios mecánicos de la tubería. La representación de la dirección de los esfuerzos que pueden afectar la sarta de tuberías de producción se puede ver en la Figura 15.

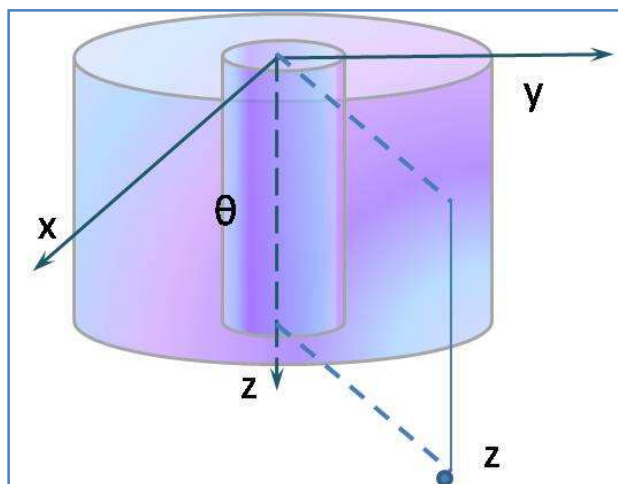


Figura 15. Sistema coordenado para el análisis mecánico de las tuberías de producción.

Después de representar el sistema coordenado, el esquema de los esfuerzos sobre un elemento de tubería se puede observar en la Figura 16. Los esfuerzos radiales están orientados en una línea que se extiende desde el centro a la pared del hoyo. El esfuerzo tangencial es perpendicular al esfuerzo radial.

Los esfuerzos inducidos en el hoyo siempre se caracterizarán en esfuerzos axiales, radiales y tangenciales, en adición, ellos podrán ser positivos o negativos dependiendo de la naturaleza de los casos de carga (Ciccola, 2008).

Para el presente análisis, se tomara en cuenta la siguiente convención de signos: (+) Fuerzas de Tensión, y (-) Fuerzas de Compresión. Por ejemplo, si existe pandeo en una tubería, ésta será indicada por una fuerza compresiva predominante (-)

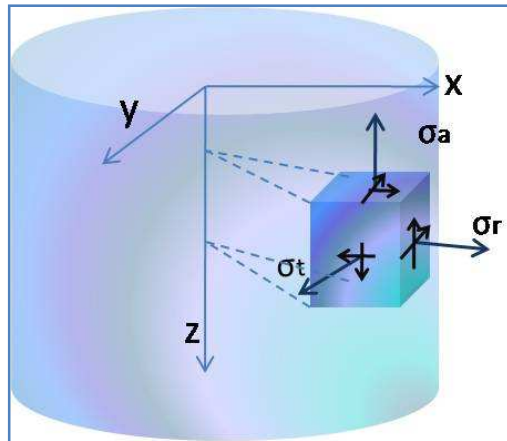


Figura 16. Dirección de los esfuerzos en elemento de tubería.

3.4 ANÁLISIS DE ESTABILIDAD

El pandeo es una falla de la estabilidad en una estructura (Hegdon et. al., 1967). De manera que para entender el pandeo, en primer lugar es necesario entender la naturaleza de la estabilidad. Para ejemplificar esto, se hará una

analogía con tres esferas sólidas descansando sobre tres superficies diferentes como se muestra en la Figura 17. La esfera (A) se encuentra dentro de un hemisferio; la esfera (B) sobre una superficie plana; y la esfera (C) esta balanceada sobre el tope de un hemisferio. Cada una de estas esferas está en equilibrio. Luego si cada esfera es perturbada desde su posición de equilibrio y le es permitido su movimiento, entonces: La esfera A) vuelve a su posición original (equilibrio estable), la esfera B) permanece en su nueva posición (equilibrio neutro), y la esfera C) se aleja de su posición inicial hasta alcanzar de nuevo el equilibrio (equilibrio inestable).

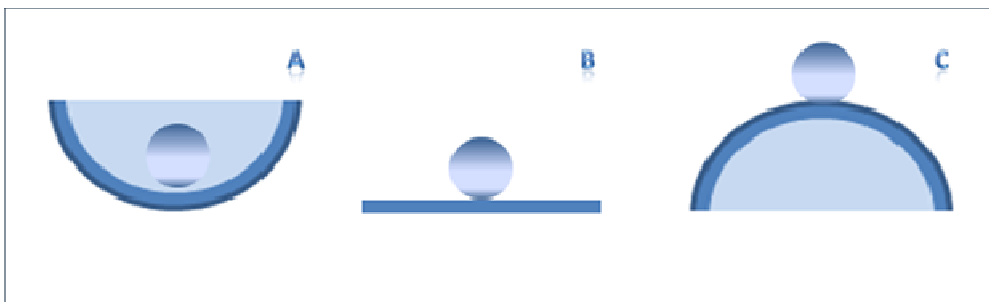


Figura 17. Tres tipos de Equilibrio: A) Estable, B) Neutral y C) Inestable.

En conclusión se observa que el equilibrio es estable, neutro e inestable cuando la energía potencial es mínima, constante y máxima respectivamente (Hammerlindl, 1980).

Una vez entendido las condiciones de equilibrio, se tiene que el propósito del análisis de estabilidad es poder encontrar la frontera entre la región de un comportamiento de equilibrio estable e inestable en la tubería al estar sujeta a diversas cargas. Para tuberías que se encuentran en compresión,

el análisis de estabilidad puede dar a conocer la máxima carga de compresión que puede ser soportada por la tubería sin que ocurra un cambio en la estabilidad de la tubería.

Paslay y Bogy (1964) reportaron el análisis de estabilidad de una vara circular descansada sobre el lado inferior de un hoyo inclinado para encontrar la máxima carga de compresión que la vara podía soportar sin que ocurriera un cambio de estabilidad. Sus resultados pueden ser simplificados en función de la fluencia inherente a la tubería, en una magnitud de fuerza crítica mostrada por la ecuación 3.9 (Dawson et. al., 1984):

$$F_{crit} = 2 \left(\frac{EI \rho Ag \sin\theta}{r} \right)^{1/2} \quad \text{Ec. 3.9}$$

La ecuación 3.9 es usada para predecir la configuración del pandeo en función de la inclinación del pozo. Esta ecuación reemplaza la ecuación de columna-pandeo de Euler para el análisis de la carga crítica de estabilidad en las tuberías de producción de petróleo. La expresión de la fuerza crítica de Euler está dada por la ecuación 3.10. (Dawson et. al., 1984):

$$F_{crit} = EI \left(\frac{\pi}{L} \right)^2 \quad \text{Ec. 3.10}$$

La ecuación de Paslay-Bogy predice una mayor carga crítica de cambio de estabilidad para la tubería en comparación al valor calculado con la ecuación de Euler (Ec. 3.10). Aunque en determinadas situaciones, la ecuación 3.9 no siempre arrojará altas cargas críticas de estabilidad para el pandeo, ya que esta ecuación se encuentra en función de variables como el ángulo de inclinación, el peso de la tubería y la luz radial entre la tubería y el hoyo. De manera que tanto para ángulos como pesos de valores pequeños, la carga crítica también será pequeña, y por otro lado, si el valor de la luz radial es grande, también arrojará valores bajos de carga crítica. La ecuación 3.9 está escrita en función de las propiedades mecánicas de la tubería, y por lo tanto esta ecuación es independiente de la longitud que pueda poseer la misma. Asimismo, para pequeñas longitudes de tuberías (30 [m]) la fuerza actuante de pandeo debería ser por lo general mayor que la fuerza crítica reportada por la ecuación 3.9 (Dawson et. al., 1984). Por otra parte la carga crítica de la ecuación 3.9 también está en función de la inclinación que pueda presentar el pozo. La tubería en un hoyo con cierta inclinación es más resistente al pandeo que un pozo vertical, ya que el hoyo inclinado está soportando el movimiento y restringiendo así su desplazamiento en toda su longitud. El lado inferior del hoyo forma un pasaje que resiste los desplazamientos de la tubería a partir de su configuración recta original.

El desarrollo de la ecuación 3.9 de la carga crítica de Paslay no hace mención acerca de los efectos de la flotabilidad. Sin embargo ésta ecuación, aplica para tuberías con flotabilidad teniendo en consideración lo siguiente:

1. El término w debe ser el peso desplazado por unidad de longitud de la tubería.
2. La carga de compresión P , o P_c debe ser la carga existente más allá de cualquier compresión isotrópica causada por presión hidrostática.

En conclusión, tenemos que el análisis de estabilidad determinado por la fuerza de Paslay, arroja el límite máximo permitido en el cual el pandeo puede ó no ocurrir sobre la tubería en consideración. Dawson y Paslay (1984) esquematizaron gráficamente estas zonas de estabilidad en función del ángulo de inclinación y del diámetro interno del hoyo, tal como puede verse en la Figura 18.

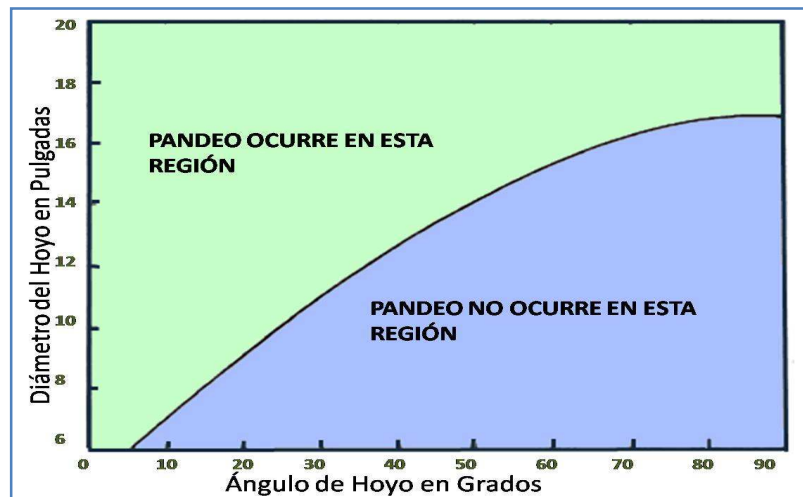


Figura 18. Curva de estabilidad Paslay-Bogy (1984) para una carga crítica de magnitud 89764 N de carga axial para una tubería con las siguientes características: diámetro externo 13[cm], peso por unidad de longitud 29 [kg/m].

De la misma manera se pueden graficar varias curvas para diferentes cargas de compresión axial en un mismo grafico tomando como variables igualmente el ángulo de inclinación y el diámetro externo del hoyo (ver Figura 19).

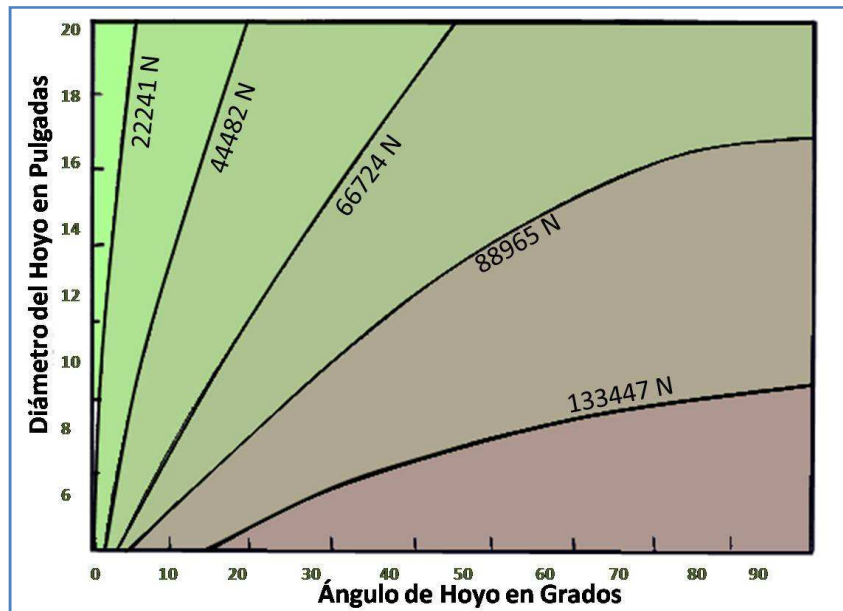


Figura 19. Curvas de estabilidad Paslay-Bogy para diferentes cargas críticas de pandeo en una misma tubería de diámetro externo 13 [cm]; peso por unidad de longitud 29 [kg/m].

3.5. ANÁLISIS DEL PANDEO

El análisis de pandeo de las tuberías de producción comienza en la revisión de si el pandeo en estas tuberías tendrá lugar o no. Para esto se determina la suma de las fuerzas de compresión o fuerza de pandeo “ F_b ” (Lubinski et. al., 1962) sobre la tubería comparando su valor con la fuerza del criterio de estabilidad o fuerza crítica de Paslay, “ F_p ” (Dawson et. al., 1984).

Por lo tanto, si la fuerza de pandeo “ F_b ” y es superior a la fuerza de estabilidad “ F_p ” el pandeo ocurrirá en la tubería. En primer lugar tenemos que la fuerza de pandeo “ F_b ” en combinación con los efectos de la carga axial actuante ha sido reconocida por varios autores (Chesney et. al., 1969; Gao et. al., 2004) como la siguiente expresión (Mitchell, 1996).

$$F_b = F_a - P_i A_i + P_o A_o \quad \text{Ec. 3.11}$$

Donde “ F_a ” es la fuerza axial actuante en la tubería, “ P_i ” es la presión interna, “ A_i ” es el área interna de sección transversal, “ P_o ” es la presión externa y “ A_o ” es el área externa de sección transversal de la tubería. El negativo de esta fuerza es conocida como fuerza efectiva (Mitchell, 2009). La Fuerza axial actuante está definida como:

$$F_a = W_s \cos \theta (L - x) - F_{flot} \quad \text{Ec. 3.12}$$

Donde W_s es el peso de la tubería, θ es el ángulo de desviación del pozo con respecto a la vertical, L es la longitud total de la tubería, x es la distancia vertical local de la tubería, y F_{flot} es la fuerza de flotabilidad que será explicada más adelante.

En segundo lugar la fuerza de estabilidad manejada por el criterio de pandeo de Paslay está definida en la ecuación 3.13. (Dawson et. al., 1984).

$$F_p = \sqrt{4W \text{sen} \theta \frac{EI}{r}} \quad \text{Ec. 3.13}$$

En la ecuación 3.13 están representadas la fuerza de Paslay (F_p), “ W ” es el peso en flotabilidad distribuido de la tubería (ver Ec. 3.4), “ θ ” es el ángulo del pozo con respecto a la vertical (ver Figura 20), “ EI ” es la rigidez de la tubería y “ r ” es la luz radial entre la tubería de producción y el revestidor o el hoyo.

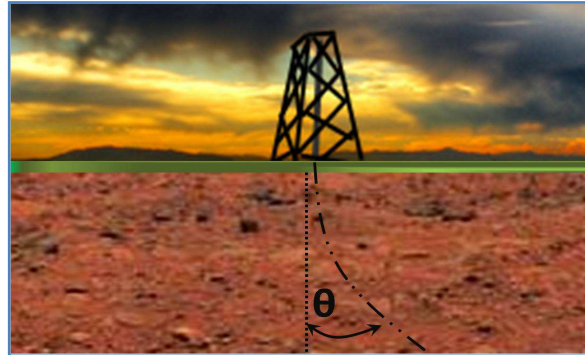


Figura 20. Ángulo de inclinación de pozo.

La Tabla 2, muestra como es la relación en rangos de magnitud entre la fuerza de pandeo “ ” y la fuerza critica de Paslay “ ”, además del tipo de configuración geométrica del pandeo esperado para la tubería de producción para valores de “ ” compresivos (-). (Chen et al., 1990; Mitchell, 1995).

Relación de Fuerzas	Resultado
$F_P < F_b < \sqrt{2}F_P$	Pandeo Lateral
$\sqrt{2}F_P < F_b < 2\sqrt{2}F_P$	Pandeo Lateral o Helicoidal
$2\sqrt{2}F_P < F_b $	Pandeo Helicoidal

Tabla 2. Comparación y resultado entre Magnitud de la fuerza de pandeo y Fuerza de Paslay (Chen et al., 1990; Mitchell, 1995).

La descripción del fenómeno de pandeo a través de una fuerza que determinara un criterio para pozos rectos y verticales fue desarrollado por Lubinski y Woods (Lubinski et. al., 1962; Hammerlindl, 1977, 1980). Este criterio es preciso para pozos verticales, pero debe ser modificado y corregido

para pozos desviados, ya que no toma en cuenta las posibles desviaciones del pozo.

Este criterio se basa en la fuerza de pandeo F_b desarrollada por Lubinski et. al. En 1962 (Mitchell, 1988; Miska et. al., 1995). Este criterio será empleado en la evaluación de los casos de estudio del presente trabajo especial de grado.

El criterio de pandeo reporta según Lubinski et. al. (1962) un comportamiento helicoidal, y que por tal se producirá un acortamiento axial en la sarta que se rige por la siguiente ecuación:

$$\Delta l_{hel} = \frac{F_b r^2}{4EI} L \quad \text{Ec.3.14}$$

Donde “ F_b ” es la fuerza de pandeo de Lubinski.

Este criterio reporta condiciones de aplicación importante para el análisis preciso del pandeo en la tubería de producción. Entre las razones que es importante desarrollar el análisis del fenómeno de pandeo en las tuberías de producción podemos mencionar algunas tales como:

1. El pandeo genera esfuerzos de flexión no presentes en la configuración original de la tubería de producción. Si los esfuerzos en la configuración inicial están cerca de la fluencia, estos esfuerzos adicionales por pandeo podrían causar fallas plásticas llamadas “Sacacorchos” (corkscrewing). (Lubinski et. al., 1962).
2. El pandeo causa movimientos a la tubería. Puede ser observado que una tubería helicoidal es más corta que una tubería recta, esto es debido a los esfuerzos generados (axial, radial y tangencial) que producen cambios en su longitud, lo cual es una importante consideración si la tubería de producción no posee grados de libertad a nivel de la empacadura.
3. La posibilidad de bajar y escoger adecuadamente la longitud de las herramientas de reparación a través de la sarta de tubería de producción.
4. El diseño de la longitud de los sellos de la empacadura, debido a que si la deformación axial proveniente del pandeo sobre la tubería es lo suficientemente considerable como para sacar a la tubería de los sellos provocando fugas de fluidos de producción.

Un ejemplo de tuberías en pozo que alcanzaron su carga crítica de pandeo se muestra en la Figura 21.

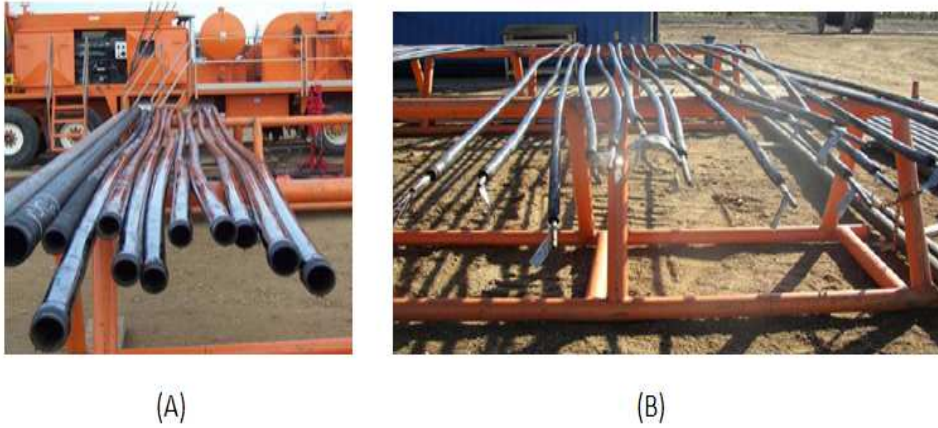


Figura 21. (A) Tuberías pandeada con 2-7/8" de diámetro externo. (B) Tuberías pandeadas de 9-5/8" con herramientas guías de 1.66"

3.6. DISTRIBUCIÓN DE ESFUERZOS EN TUBERÍAS.

3.6.1. Esfuerzo Radial y Tangencial.

Tomando en consideración, que la relación del espesor con respecto al radio externo de la tubería de producción es por lo menos su decima parte, se planteara las ecuaciones de estudio para un cilindro de pared gruesa. Los esfuerzos radial y tangencial se calcularan mediante la relación constitutiva de Lamé. El esfuerzo radial en cualquier punto es obtenido mediante la ecuación 3.15:

$$\sigma_r = \left[\frac{P_i r_i^2 - P_o r_o^2}{r_o^2 - r_i^2} \right] - \left[\frac{P_i - P_o}{r_o^2 - r_i^2} \right] \left[\frac{r_o^2 r_i^2}{r_{local}^2} \right] \quad \text{Ec. 3.15}$$

Donde “ P_i ” y “ P_e ” son las presiones internas y externas, respectivamente, en el punto local de interés sobre la tubería “ r_{local} ”. Por otra parte el esfuerzo tangencial en cualquier punto es obtenido mediante la ecuación:

$$\sigma_t = \left[\frac{P_i r_i^2 - P_o r_o^2}{r_o^2 - r_i^2} \right] + \left[\frac{P_i - P_o}{r_o^2 - r_i^2} \right] \left[\frac{r_o^2 r_i^2}{r_d^2} \right] \quad \text{Ec. 3.16}$$

En el caso que no exista fluidos interno y externo ($p_i = p_e = 0$), los esfuerzos radial y tangencial son iguales a cero.

3.6.2. Distribución del Esfuerzo axial en ausencia de Fluidos.

En la ausencia de fluidos tanto interno como externo a un tubular que cuelga libremente suspendido, el esfuerzo axial en cualquier punto es igual al peso de la tubería por debajo de ese punto en cuestión dividido entre el área de la sección transversal de la tubería en el punto solicitado. Así, el esfuerzo axial en cualquier punto de la tubería a una distancia “ x ” desde el extremo del fondo de la tubería y con referencia a la longitud total de la misma (L) puede ser determinado por la siguiente ecuación:

$$\sigma_a = \frac{(L-x) \cdot W_s}{A_s} \quad \text{Ec. 3.17}$$

Se considerará a las fuerzas compresivas como negativas y las fuerzas de tensión como positivas, respetando la convención de signo tomada anteriormente.

3.6.3. Flotabilidad

Un cuerpo sumergido completo o parcialmente en un fluido experimenta una fuerza de empuje igual al peso del fluido desplazado. Éste es el principio de Arquímedes, expresado en la siguiente ecuación:

$$F_{flot} = \rho \cdot V \quad \text{Ec. 3.18}$$

Donde “ F_{flot} ” representa la fuerza de flotabilidad, “ ρ ” la densidad del fluido, y “ V ” el volumen del fluido desplazado por la tubería.

La flotabilidad de un tubo es la misma en cualquier posición. Sin embargo, ésta puede estar en varias posiciones: 1) en posición vertical, donde la fuerza entera es concentrada en la parte inferior o extremo más inferior de la tubería; 2) en posición horizontal, donde la fuerza es distribuida enteramente sobre la longitud de la tubería; 3) en cualquier posición intermedia, donde la fuerza es tanto concentrada como distribuida sobre la tubería. Por lo tanto, para

una tubería libremente suspendida, la densidad multiplicada por la longitud es igual a la presión en el extremo inferior de la misma. Así la ecuación anterior (3.18) puede ser reescrita como (Hammerlindl, 1980).

$$F_{flot} = -P \cdot A_s \quad \text{Ec.3.19}$$

3.6.4. Distribución del Esfuerzo axial de una tubería inmersa en un Fluido.

Para determinar el esfuerzo axial de una tubería vertical en presencia de un fluido, la ecuación (3.15) debe ser modificada para tomar en cuenta la fuerza concentrada de la flotabilidad. Entonces la ecuación para el esfuerzo axial se convierte en:

$$\sigma_a = \frac{(L - x) \cdot W_s - F_{flot}}{A_s} \quad \text{Ec.3.20}$$

El fluido y su presión relativa también hacen contacto con las paredes interna y externa de la tubería creando así esfuerzos radiales y tangenciales. Estos esfuerzos (σ_r, σ_t) son iguales a la presión “ P ” en aquel punto donde se cumple que $P = P_i = P_e$. La presión en un punto “ x ” referido desde el extremo inferior de la tubería es determinada por la ecuación:

$$P = P_s + \rho(L - x) \quad \text{Ec. 3.21}$$

Donde “ P_s ” es la presión de superficie (cero para este caso). Mediante la sustitución de “ P ” por P_i y P_o en las ecuaciones de esfuerzo tangencial y radial y resolviendo, encontramos que $\sigma_r = \sigma_t = P$, esto ilustra el fluido y su presión relativa ejerciendo un esfuerzo igual a la presión en ese punto.

3.6.5. Distribución de Esfuerzos de una Tubería en Ausencia de Fluidos e Inmersa en Fluidos.

Existen ciertas diferencias en la distribución de esfuerzos con y sin fluidos (Figuras. 22.b y 22.c). 1) el extremo inferior de la tubería está en compresión debido a la presión sobre la sección transversal de la tubería de la misma en esa zona. 2) los esfuerzos radial y tangencial no son iguales a cero sino iguales a la presión hidrostática del fluido y 3) el esfuerzo de tensión en el tope de la tubería, es reducido en una cantidad igual a la presión del fluido en el extremo inferior. Además la fuerza requerida para suspender la tubería se reduce en una cantidad igual a la fuerza de flotabilidad. Fluidos estáticos pueden producir una fuerza solo en una dirección normal a la superficie de contacto. Para una tubería vertical, la única área que la presión del fluido podría empujar hacia arriba está sobre la sección transversal de la tubería en el fondo.

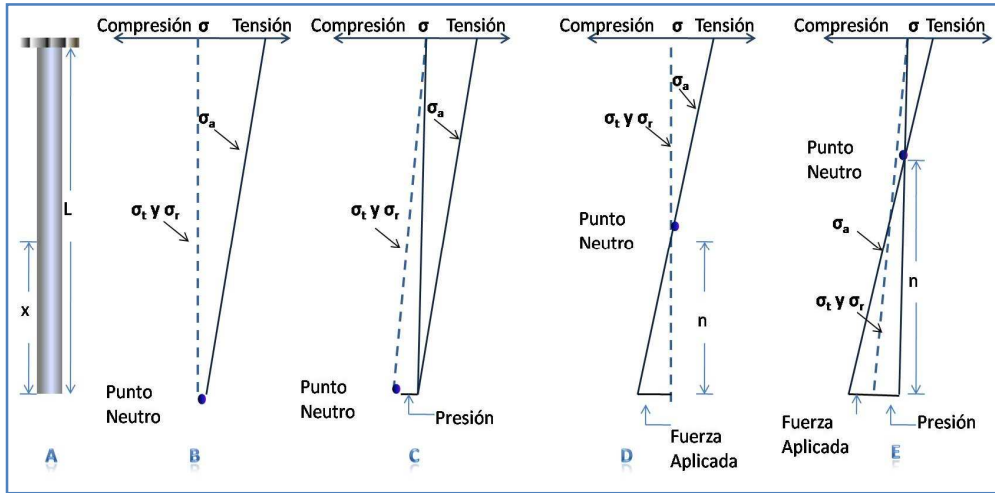


Figura 22. a): Tubería libremente suspendida en fluido. Distribución de esfuerzos de la tubería en: b) ausencia de fluidos. c) inmersa en fluido. d) ausencia de fluido con fuerza axial aplicada. e) inmersa en fluido con fuerza axial aplicada (Hammerlindl, 1980).

Por lo tanto la fuerza de flotabilidad que levanta la tubería debe ser una fuerza concentrada en el extremo inferior, y no una fuerza distribuida que reduce el peso de cada incremento de la tubería por el peso del fluido desplazado.

La distribución del esfuerzo axial también es alterada por la aplicación de una fuerza compresiva de pandeo “ ” en el extremo inferior de la tubería sin consideración de la fuerza de flotabilidad en la fuerza axial actuante. Por lo tanto para el cálculo de la distribución del esfuerzo axial actuante, la fuerza aplicada debe ser incluida en la ecuación 3.20., que finalmente queda así:

$$\sigma_{ac} = \frac{(L-x)W_s - F_b - F_{flot}}{A_s} \quad \text{Ec. 3.22}$$

3.6.6. Distribución de Esfuerzos en una tubería libremente suspendida sellada en empaadura.

Si la tubería está sellada en empaaduras como se muestra en la Figura 23.a. que permite tanto el movimiento sin fricción de la tubería, como diferentes fluidos en el interior y exterior de la tubería, las presiones de estos fluidos pueden ser localizadas por la división física de la empaadura.

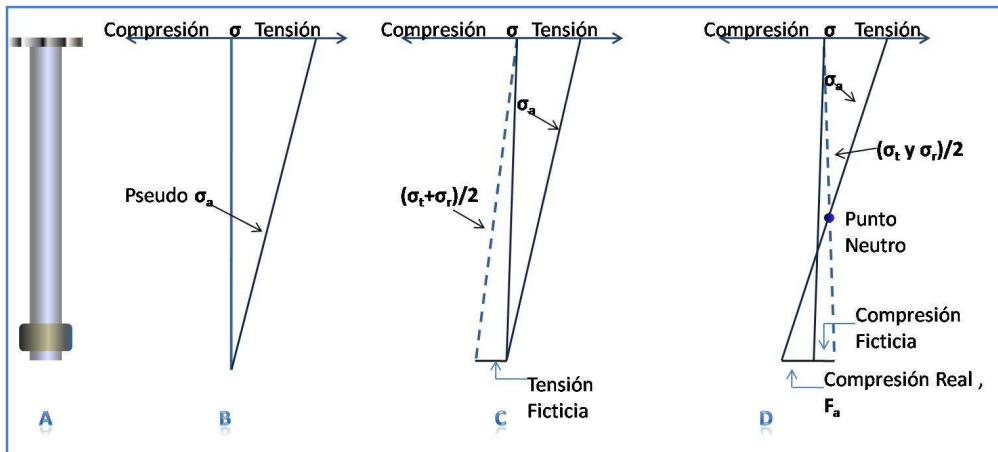


Figura 23. a) Tubería libremente suspendida sellada en empaadura. b) distribución del pseudo-esfuerzo axial. c) distribución de esfuerzo con fluido en el anular y ningún fluido dentro de la tubería. d) distribución de esfuerzo con fluido dentro de la tubería y ninguno en el anular (Hammerlindl, 1980).

Las diferentes presiones de los fluidos dentro y fuera de la tubería están en función de la configuración que posea la relación tubería-empaadura (ver

Figura 24). Por lo tanto una ecuación más general es requerida para el cálculo de la fuerza concentrada en el extremo inferior de la tubería. Esta fuerza real fue introducida por Lubinski et. al. (1962), la cual está dada por la ecuación 3.23.

$$F_r = (A_p - A_o)P_o - (A_p - A_i)P_i \quad \text{Ec. 3.23}$$

Esta fuerza “ F_r ” no es una fuerza de flotabilidad sino la fuerza actuante compresiva existente en el extremo inferior de la tubería como consecuencia de la presión o presiones a nivel de la empacadura. Para determinar el esfuerzo axial, “ F_r ” reemplaza a “ F_{flot} ” en la ecuación 3.20. la cual queda expresada como:

$$\sigma_a = \frac{(L - x) \cdot W_s - F_r}{A_s} \quad \text{Ec. 3.24}$$

Esta ecuación calcula el esfuerzo axial para cualquier configuración de tubería-empacadura y presión en fondo de pozo. Esta configuración se muestra en la Figura 24.

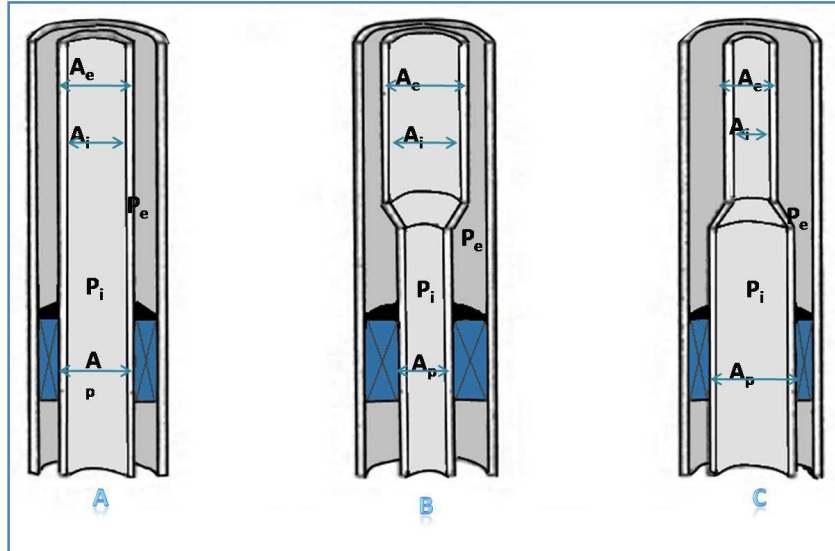


Figura 24. Posibles configuraciones tubería-empacadura (Hammerlindl, 1980).

3.7. PUNTO NEUTRO Y PANDEO

3.7.1. Punto Neutro

Según Klinkenberg, el punto neutro divide a la sarta en dos regiones, una donde el pandeo puede ocurrir y la otra es donde el pandeo no ocurre (Klinkenberg, 1951). Por lo tanto, antes de alcanzar la profundidad del punto neutro de la sarta, ésta se encuentra en estado de equilibrio; por debajo del punto neutro la tubería se encuentra en estado inestable de equilibrio y el punto neutro está en estado neutro. En conclusión, por debajo del punto neutro de equilibrio el pandeo ocurrirá.

Asimismo, Klinkenberg propuso la siguiente definición general del punto neutro: “El punto neutro es aquella en la cual la distribución de esfuerzos es isotrópica, siendo localizada ésta, donde los tres esfuerzos principales (axial, radial y tangencial) son iguales”. (Klinkenberg, 1951).

$$\sigma_a = \sigma_r = \sigma_t \quad \text{Ec. 3.25}$$

Finalmente, el punto neutro puede ser establecido como aquel donde la tubería puede ser cortada en dos porciones sin cambio apreciable del peso que permanece suspendido o descansado en la superficie (Hammerlindl, 1980).

3.7.2. Punto Neutro en ausencia de Fluidos.

En la ausencia de fluidos, el punto neutro es aquella ubicación geométrica de la tubería de cero esfuerzo axial. Esto satisface la ecuación planteada por Klinkenberg (3.25), porque en la ausencia de fluidos, el único esfuerzo diferente de cero, es el esfuerzo axial.

Cuando el esfuerzo axial es igual a cero, los tres esfuerzos principales son iguales ($\sigma_a = \sigma_r = \sigma_t = 0$). Como se ve reflejado en la Figura. 22.b, el punto neutro de una tubería libremente suspendida se encuentra en el fondo de la misma, donde los tres esfuerzos son iguales.

Si una fuerza compresiva “ F ” es aplicada en el extremo inferior de la tubería, la distribución de esfuerzos es alterada, la cual a su vez altera la ubicación del punto neutro y de la estabilidad de la tubería (Figura 22.d). Por debajo del punto neutro la tubería es inestable y entonces, la sarta alcanza una nueva configuración de equilibrio.

3.7.3. Punto Neutro en Presencia de Fluido.

Si la tubería está suspendida en un fluido, la distribución de esfuerzo es mostrada en la Figura 22.c. En este caso el punto neutro no es aquel de cero esfuerzo axial sino en el punto donde el esfuerzo axial es igual a la presión hidrostática (al esfuerzo radial y tangencial). De modo que el punto neutro todavía se encuentra en el punto donde los tres esfuerzos principales son iguales (extremo inferior de la tubería).

Si una fuerza compresiva “ F ” de la misma magnitud como en el caso en que la tubería no está inmersa en fluido, se aplica en el extremo inferior de la misma, la distribución de esfuerzos corresponde al de la Figura 22. d. Una comparación entre las Figuras 22.d y 22.e, muestra una considerable diferencia en la ubicación del punto neutro, ya que la razón para que esto ocurra es la influencia de la presión del fluido en la estabilidad.

Podemos notar que en el caso de la presencia de un fluido los esfuerzos radial y tangencial ya no son mas en magnitud iguales a cero, pero son

máximos en el extremo inferior de la tubería y van decreciendo hasta alcanzar un mínimo en el cabezal del pozo de la tubería. Por lo tanto en este punto donde los tres esfuerzos principales son iguales (Punto Neutro) está más alejado del extremo inferior de la tubería. (Hammerlindl, 1980). El cálculo para el punto neutro en la presencia de fluidos se obtiene tomando en cuenta la densidad del mismo se reporta en la ecuación 3.26.

$$n = \frac{F}{W_s - \rho A_s} \quad \text{Ec. 3.26}$$

3.7.4. Punto Neutro con diferentes presiones internas y externas.

Es posible tener fluidos de diferentes densidades interna y externamente a la tubería de producción así como diferentes presiones superficiales. Woods en su trabajo publicado en 1951 (Woods, 1951), abordó el pandeo para el caso de tener fluidos similares. Este estudio está basado en las contribuciones del trabajo de Klinkenberg (Klinkenberg, 1951), desarrollando así una definición universal del punto neutro, tomando como argumentos los principios de estabilidad y energía potencial. Woods (1951) define el punto neutro como aquel en donde el esfuerzo axial es igual al promedio de los esfuerzos tangencial y radial, o donde la siguiente ecuación es verdadera.

$$\sigma_a = \frac{\sigma_r + \sigma_t}{2} = \frac{P_o r_o^2 - P_i r_i^2}{r_i^2 - r_o^2} \quad \text{Ec. 3.27}$$

La ecuación 3.27 es análoga tanto a la definición del punto neutro reportada por Klinkenberg (1951) como la reportada por Lubinski et. al., (1962) para sistemas que contienen un fluido con una densidad singular, pero también cubre diferentes densidades de fluido y/o presiones superficiales.

3.7.5. Punto Neutro de la Presión de Pandeo y la Fuerza Ficticia.

Si la tubería se encuentra sellada en una empaadura y existe una diferencia de presión a lo largo de la misma, el pandeo puede ocurrir como resultado de esa diferencia de presión. Si el pandeo ocurre sobre la tubería, entonces existirá un punto neutro en ella. Para determinar la localización del punto neutro, se utiliza la siguiente expresión:

$$n = \frac{A_p(P_o - P_i)}{W_s + \rho_o A_o - \rho_i A_i} \quad \text{Ec. 3.28}$$

Comparando la ecuación 3.28 y la ecuación 3.0, observamos que la única diferencia entre estas dos ecuaciones es que el término “ $A_p(P_o - P_i)$ ” (fuerza ficticia de Lubinski) reemplaza a la “ F ”. El término “ $A_p(P_o - P_i)$ ” no representa a la fuerza real entera sino una pseudo-fuerza que reduce los efectos de presión en una fuerza mecánica equivalente en un sistema pseudo-uniaxial donde el peso por unidad de longitud es obtenido de la ecuación 3.4.

CAPÍTULO IV. MECÁNICA DE MATERIALES Y ELEMENTOS FINITOS

El análisis físico de sistemas reales se obtiene usando un *número finito* de componentes individuales bien definidos de estos sistemas. Estos sistemas son catalogados como *conjuntos discretos*. Por otra parte, la subdivisión de los sistemas reales, solo puede modelarse haciendo uso de recursos matemáticos aproximados. Esto conduce a ecuaciones diferenciales o sistemas de ecuaciones de gobierno, los cuales implican el empleo de infinitos números de elementos constitutivos de sistemas totales. Estos sistemas son catalogados como *continuos* (Zienkiewicz, 2000).

En el fundamento de la comprensión de los fenómenos físicos que gobiernan estos continuos y su futuro proceso de discretización, es importante el manejo de nociones esenciales del comportamiento mecánico de los materiales, las cuales permitirán relacionar la adecuada convergencia en la operación computacional con las formulaciones analíticas apropiadas del problema.

4.1. MECÁNICA DE MATERIALES

La mecánica aplicada en su campo de acción maneja una rama conocida en la actualidad como mecánica de materiales, rama que investiga y estudia el comportamiento de cuerpos sólidos o continuos sometidos a varios tipos de solicitaciones (cargas, presión, flexión, etc.) (Gere, 2002).

El objetivo principal de la mecánica de materiales es determinar respuestas fundamentales de los medios continuos cuando están bajo la aplicación de ciertas sollicitaciones tales como esfuerzos, deformaciones, desplazamientos y sus componentes debido a las cargas o sollicitaciones que actúan sobre los materiales. Computacionalmente el análisis por elementos finitos permite predecir comportamientos de un dispositivo empleando las propiedades mecánicas del material y teorías o criterios de fallas para materiales que pueden deformarse considerablemente antes de llegar a rotura tales como la teoría de la máxima energía de distorsión o de Von Mises (Gere, 2002).

Para efectos de este estudio se considera los esfuerzos distribuidos uniformemente sobre la sección transversal, donde se verifica la Ley de Hooke, siendo el esfuerzo (σ), la fuerza por unidad de área transversal sobre un cuerpo sólido

$$\sigma = \frac{P}{A} \quad \text{Ec. 4.0}$$

Cuando un cuerpo es traccionado por la acción de un estado de carga (P), los esfuerzos generados son de tensión; si se invierte el sentido de las fuerzas se obtiene los esfuerzos de compresión. Como estos esfuerzos actúan en dirección perpendicular a la superficie de estudio se les llaman esfuerzos normales. Los esfuerzos que actúan paralelamente a la superficie son llamados esfuerzos cortantes (τ) (Gere, 2002). Una descripción de estos esfuerzos se puede ver en la Figura 25.

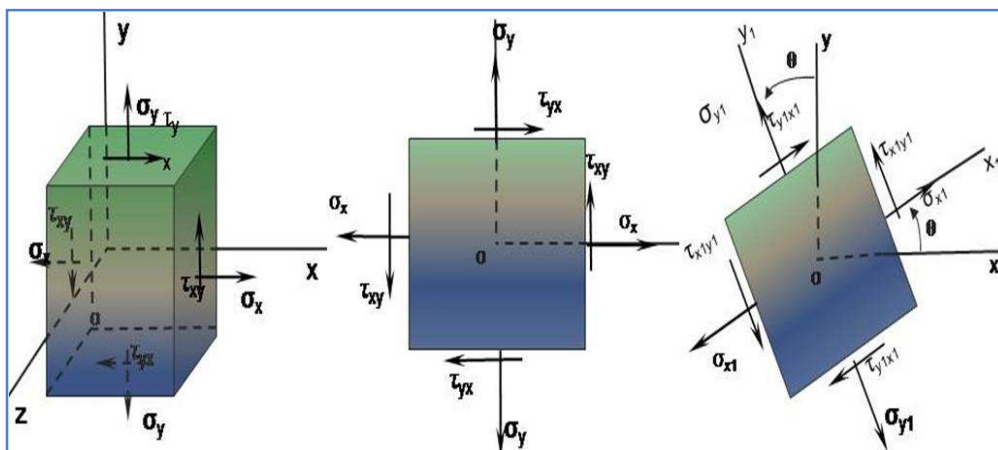


Figura 25. Esfuerzos normales y cortantes.

4.1.1. Propiedades Mecánicas de los Materiales

Para la interpretación de los resultados del programa computacional y otros estudios tales como especificaciones de diseño, geometría, materiales, entre otros, es necesario tener presente los siguientes aspectos básicos de un diagrama esfuerzo-deformación unitaria.

El diagrama esfuerzo-deformación unitaria (Figura 26), proviene de ensayos experimentales que consisten en la aplicación de cargas a las probetas de un material específico y en la medición de las deformaciones resultantes. En líneas generales el diagrama contiene zonas de deformación elástica y plástica. Los valores de éstas zonas dependerán de las características y tipo de material, destacándose esfuerzo de fluencia y el esfuerzo de fractura (Gere, 2002).

4.1.1.1. Diagrama Esfuerzo – Deformación

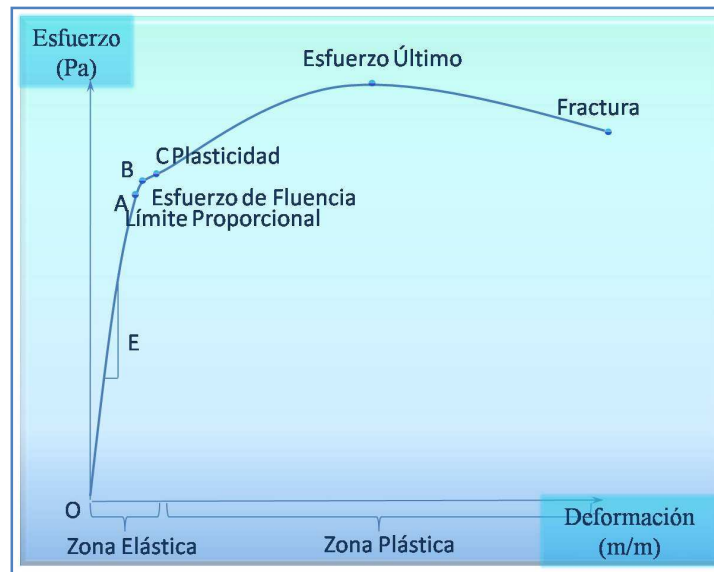


Figura 26. Diagrama esfuerzo deformación general.

Este diagrama comienza con una línea recta que va del origen “O” al punto “A”, en la cual la relación entre el esfuerzo y la deformación unitaria es lineal y proporcional. Una vez alcanzado el punto “A” (Límite Proporcional), la proporcionalidad entre el esfuerzo uniaxial y la deformación unitaria no se mantiene.

Luego, la pendiente que va desde el origen hasta el esfuerzo de fluencia se conoce como módulo de elasticidad ó módulo de Young (E), el cual mide el

grado de rigidez que posee un material. Este módulo está enunciado por la Ley de Hooke obteniéndose:

$$E = \frac{\sigma}{e} \quad \text{Ec. 4.1}$$

La región entre la línea “OA” se llama zona elástica, donde el material una vez deformado por la aplicación de una carga, el material recupera su longitud inicial, una vez que ésta deja de actuar. Es importante destacar que el estado de cargas, debe mantenerse por debajo del esfuerzo de fluencia del material, de no ser así, la sarta se encontraría en un estado de no linealidad o plasticidad.

Finalmente, el módulo de elasticidad (E) se obtiene, por medio de la relación entre el esfuerzo axial (σ_a) y la deformación axial (e) mediante un ensayo físico uniaxial como el de compresión o tracción (Shigley, 1990).

Alcanzado el punto “B” ocurre una elongación de la probeta sin observar un incremento perceptible del esfuerzo, éste fenómeno se conoce como fluencia del material, por lo tanto el esfuerzo en “B” se llama esfuerzo o resistencia de fluencia (σ_y). Entre “BC” se define el régimen plástico y el material no recupera su longitud natural. De “C” a “D” ocurre el endurecimiento por deformación, donde el material experimenta cambios en su estructura cristalina, lo que conduce a una resistencia mayor del material a deformaciones adicionales, es decir, se debe aplicar mayor carga para deformar hasta llegar al esfuerzo último o resistencia última (σ_u) (Castillejo et. al., 2006).

A partir de aquí en adelante la probeta puede fallar en cualquier momento si se le aplica más carga o simplemente un alargamiento adicional puede venir acompañado de una disminución de la carga hasta que la fractura ocurre en el punto “E”. (Shackelford, 1998).

4.1.1.2. Relación de Poisson

Considerando un material homogéneo e isótropo, se define la relación de Poisson como el cociente de la deformación unitaria lateral (e') entre la deformación unitaria axial (e). Este valor se mantiene constante en el régimen elástico y es adimensional; si el comportamiento del material no es lineal se denomina relación de contracción. La relación de Poisson posee un valor positiva cuando el medio se encuentra a compresión y negativa a tracción, teóricamente depende del sentido que los ejes coordenados establezcan. Por lo tanto para efecto de los cálculos realizados en la computadora se toma el módulo de este valor según lo expresa la siguiente formula (Mott, 1995):

$$\nu = \frac{e}{e'} \quad \text{Ec. 4.2}$$

4.2. CLASIFICACIÓN DE LAS CARGAS.

En la mecánica de los materiales existen cuatro tipos de cargas dependiendo del caso en que están solicitadas: 1) cuando una carga se aplica sobre un área diferencial puede idealizarse en su representación como una carga concentrada; 2) cuando una carga se reparte sobre el eje de una pieza, ésta se representa a través de una carga distribuida; 3) cuando una carga tiene una magnitud constante por unidad de distancia se define como una carga uniformemente distribuida ó carga uniforme y 4) cuando una carga variable tiene una intensidad que cambia con la distancia a lo largo de un eje se le llama carga linealmente variable (Castillejo et. al., 2006).

La representación esquemática de la clasificación de cargas se puede ver en las Figuras 27, 28 y 29 sobre un estudio de viga

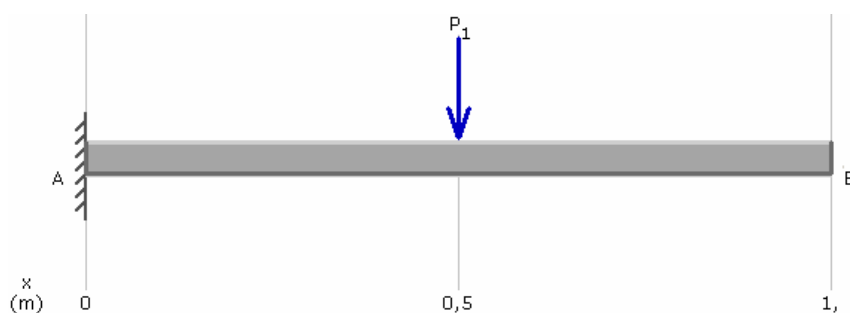


Figura 27. Carga puntual (1).

(Castillejo et. al., 2006).

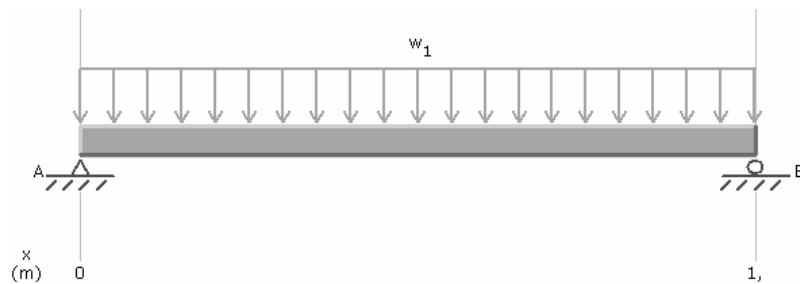


Figura 28. Carga distribuida (2) y (3)
(Castillejo et. al., 2006).

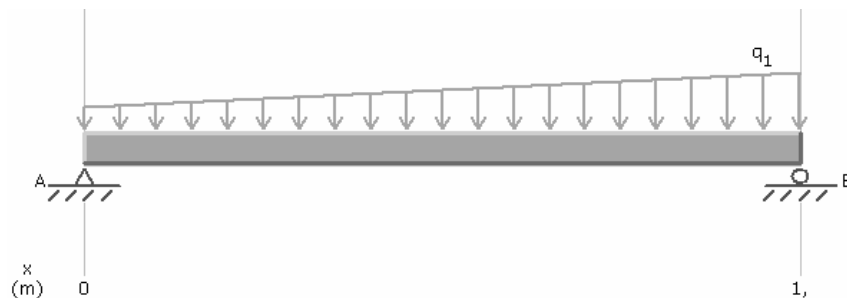


Figura 29. Carga linealmente variable (4)
(Castillejo et. al., 2006)

4.3. COMPORTAMIENTO MECÁNICO DE LOS SÓLIDOS

El comportamiento mecánico de los sólidos normalmente se encuentra definido por ecuaciones constitutivas que relacionan el esfuerzo y la deformación. Estas relaciones expresan el esfuerzo aplicado como una función de las deformaciones, tasa de deformación, historia de deformación,

temperatura y propiedades inherentes al material. Se han desarrollado varias teorías constitutivas para expresar esta relación, siendo la teoría de la elasticidad la más práctica en la solución de problemas (Timoshenko S., Goddier J.N., 1970).

El modelo numérico aplicado a la tubería de producción puede ser descrito basándose en la teoría de elasticidad lineal, a través de la construcción de un medio continuo deformable que recobre su configuración original, cuando las cargas causantes de la deformación sean removidas.

En la teoría de la elasticidad lineal para sólidos, se utilizan relaciones constitutivas como las ecuaciones de Lamé-Hooke que se expresan para sólidos elásticos lineales e isotrópicos. Estas ecuaciones están representadas en coordenadas cilíndricas, en la forma siguiente.

$$\sigma_r = \lambda(\varepsilon_r + \varepsilon_t + \varepsilon_z) + 2\mu\varepsilon_r - \alpha(3\lambda + 2\mu)\Delta T \quad \text{Ec. 4.3}$$

$$\sigma_t = \lambda(\varepsilon_r + \varepsilon_t + \varepsilon_z) + 2\mu\varepsilon_t - \alpha(3\lambda + 2\mu)\Delta T \quad \text{Ec. 4.4}$$

$$\sigma_z = \lambda(\varepsilon_r + \varepsilon_t + \varepsilon_z) + 2\mu\varepsilon_z - \alpha(3\lambda + 2\mu)\Delta T \quad \text{Ec. 4.5}$$

$$\tau_{rt} = 2\mu\varepsilon_{rt} \quad \text{Ec. 4.6}$$

$$\tau_{tz} = 2\mu\varepsilon_{tz} \quad \text{Ec. 4.7}$$

$$\tau_{zr} = 2\mu\varepsilon_{zr} \quad \text{Ec.4.8}$$

Donde “ λ ” y “ μ ”, son las llamadas constantes de Lamé, y “ α ” el coeficiente de dilatación térmica del material (Castillejo et. al., 2006).

4.4. GRADO DE ACERO DE LA TUBERÍA DE PRODUCCIÓN

El grado de acero de las tuberías de producción es una designación que define la resistencia mínima cedente de las mismas y ciertas características especiales. Las propiedades mecánicas y físicas del acero dependen en gran medida de la composición química y de los tratamientos térmicos. Las propiedades mecánicas, se consiguen mediante tratamientos térmicos y el enfriamiento rápido si se requiere un acero de alta dureza, mientras que si se requiere un acero blando o de baja resistencia, se debe realizar un enfriamiento lento del acero (Guo, 2007).

Generalmente, el grado consiste de una letra y un número de dos o tres dígitos, por ejemplo, N-80. En muchos casos, a medida que la letra avanza hacia el final de alfabeto, el límite de resistencia de la tubería incrementa. Por ejemplo, una tubería N-80 o de grado “N” posee mayor límite de resistencia que una tubería H-40 o de grado “H”.

El número representa la resistencia cedente mínima a la tensión en miles de libras por pulgadas cuadrada. La resistencia cedente es definida por el Instituto Americano del Petróleo como el esfuerzo de tensión requerido para producir una elongación total de 0,5% en la longitud de la tubería, excepto en el caso de las tuberías de revestimiento P-110, donde la elongación es de 0,6%.

Por ejemplo, una tubería de grado N-80 posee una resistencia cedente mínima de 80.000 Lpc (Barberii, 1998).

Las tuberías de grado “C” son de alta resistencia con rangos de fluencia controlada y se usan principalmente en ambientes donde existen gases de sulfuro de hidrógeno (H_2S). Por lo general, no se usan en ambientes en ausencia de corrosión ya que son más costosas que algunas tuberías de alto de grado.

Las tuberías de grado “L” tienen los mismos valores de resistencia a estallido, colapso y esfuerzos de fluencia que las tuberías de grado “N”. Sin embargo, la dureza de las tuberías de grado “L” es un factor crítico debido a la cantidad de hidrógeno presente en los ambientes potencialmente activos de H_2S .

En la siguiente Tabla 3 se muestran algunos grados de revestimiento para servicio general, con sus respectivos valores de resistencia mínima, resistencia cedente máxima, resistencia final mínima de tensión y elongación mínima (Guo, 2007).

Grados API	Resistencia Mínima (lpc)	Resistencia Cedente Máxima (lpc)	Resistencia Final Mínima de Tensión (lpc)	Elongación Mínima (%)
H-40	40.000	80.000	60.000	29,5
J-55	55.000	80.000	75.000	24,0
K-55	55.000	80.000	95.000	19,5
C-75	75.000	90.000	95.000	19,5
L-80	80.000	95.000	95.000	19,5
N-80	80.000	110.000	100.000	18,5
C-90	90.000	105.000	100.000	18,5
C-95	95.000	110.000	105.000	18,0
P-110	110.000	140.000	125.000	15,0

Tabla 3. Grados de acero en Tuberías de Producción para servicio general reconocidos por el API. (Guo, 2007).

4.5. MÉTODO DE LOS ELEMENTOS FINITOS

El resolver problemas en medios continuos aplicando las teorías de la mecánica de materiales, en algunas ocasiones resulta laborioso, ya que se procede asumiendo la estructura como un continuo, Y debido a lo laborioso del cálculo se justifica usar técnicas de métodos numéricos que subdividen o discretizan el continuo-

El procedimiento de discretización por elementos finitos, reduce el problema de un medio continuo de infinitas incógnitas a uno tal, que posea un número finito de incógnitas, mediante de la división de la región solución particular en elementos fundamentales y expresando las variables de campo desconocidas en términos de funciones aproximadas en el elemento (Ciccola, 2008).

La aproximación utilizada por el método de elementos finitos se hace a través del diseño de una malla en la que se concentra la masa del continuo en puntos denominados nodos.

Un *nodo* es una localización en el espacio de un punto que tiene dos grados de libertad en el plano y tres grados de libertad en el espacio, pudiendo representar, desplazamientos, potenciales, temperaturas, entre otras, las cuales fueron producidas por la imposición de fuerzas, desplazamientos, corrientes, condiciones de contorno propias del sistema. El término *elemento* finito es una representación matemática matricial del mismo, mediante la llamada matriz de rigidez, que depende de la interacción entre los grados de libertad del conjunto de nodos. Los elementos pueden ser lineales, superficiales, volumétricos, y pueden estar en espacios bidimensionales o tridimensionales (Chapra, 1999). En la Figura 30, se pueden observar unos ejemplos de elementos y sus nodos.

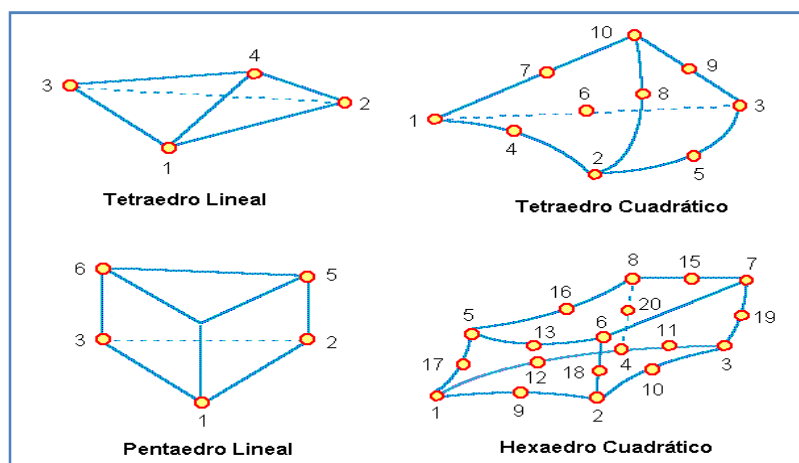


Figura 30. Ejemplos de diferentes tipos de Elementos

La calidad de la respuesta con este método depende en gran medida de la cantidad de nodos y elementos que se consideren en la malla a estudiar. En función al número de elementos y nodos que se operen para la solución,

dependerá la precisión y rapidez de los resultados. Entre las respuestas que se manejan en la actualidad ante este particular es la integración numérica de Gauss, (Cuadratura de Gauss) ya que este es un buen método para evaluar integrales definidas de funciones, por medio de sumas y fáciles de implementar (Videla, 2006).

En su aplicación a la elasticidad, el método podría interpretarse como una forma aproximada de resolver las condiciones de equilibrio derivadas del *principio de los trabajos virtuales* (Ciccola, 2008).

Dado un sólido deformable, el *principio de los trabajos virtuales* establece que si suponemos un campo de desplazamientos compatible con los enlaces existentes, llamado campo de desplazamientos virtual, que impiden el movimiento de sólido rígido se cumplirá que el trabajo virtual externo y el trabajo virtual interno serán iguales (Weaver W., Johnston P, 1984).

4.5.1. Grados de Libertad

La respuesta del campo o modelo de estudio (ecuaciones diferenciales que representan el problema que se quiere resolver) están caracterizadas por los nodo en los términos conocidos como grados de libertad (GDL).

En un sistema estructural, el conjunto de grados de libertad incluye tres (3) traslaciones y tres (3) rotaciones. La información se "pasa" de un elemento a otro por los nodos comunes. Un continuo interconectado por nodos puede

observarse en la Figura 31, la cual representa una estructura en dos dimensiones ensamblada por componentes individuales e interconectados por los nodos numerados del 1 al 6. (Zienkiewicz, 2000).

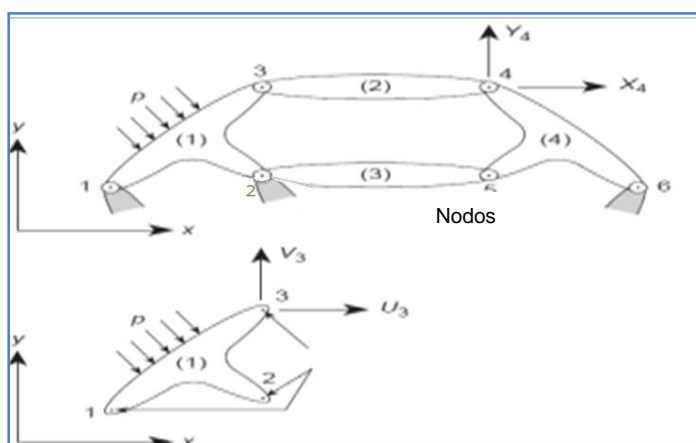


Figura 31. Estructura típica construida mediante elementos interconectados por nodos.
Elemento típico individual (1)
(Zienkiewicz, 2000).

4.5.2. Esquema general de los elementos finitos

- Creación del modelo a analizar en un programa de CAD, o en la sección de diseño y desarrollo de geometría del programa de análisis computacional, el cual debe ser lo más parecido al diseño final del prototipo.
- Diseño de la malla, debe elegirse un número de elementos adecuado, un mallado muy complicado presentará fallas en el programa, a este proceso se le conoce como discretización. (Zienkiewicz, 2000)

- Determinar las propiedades del modelo, como lo puede ser el material, la forma geométrica detallada, entre otros.
- Asignación de las restricciones y cargas que afectarán al modelo final, se debe considerar el ambiente donde se encontrará y las condiciones físicas que estarán vinculadas.
- Se le asigna al programa que realice el análisis de los datos ingresados e inmediatamente se genera, si no existen errores, un archivo de resultados.

Cabe destacar que el proceso de la generación de resultados por parte del programa es completamente transparente para el usuario ya que no se posee un acceso de códigos al mismo.

- La presentación de los resultados es de forma gráfica o tabulada. El programa se vale de colores para representar valores semejantes, máximos y mínimos de esfuerzos, deformaciones, temperaturas, etc.
- Por último se realiza la interpretación de los resultados comprobando la convergencia hacia la solución. Es importante tener en cuenta que si se ingresan datos errados se obtendrán resultados errados. (Clough, 1965).

4.5.3. Formulación de los elementos

La formulación de los elementos finitos, consiste en asumir unas funciones de forma o polinomios interpolantes, para los elementos. Estas

funciones de forma permiten unir matemáticamente, los nodos de un elemento, el principal comportamiento de las funciones de forma, es que adopta el valor de uno en el nodo de estudio y de cero en los demás nodos del elemento en estudio y luego se debe utilizar una transformación isoparamétrica para el punto en estudio tomando en cuenta las coordenadas de los nodos del elemento.

4.5.3.1. Función de Desplazamientos

Para un elemento tetraédrico, el estado de desplazamiento de un punto está definido por tres componentes de desplazamiento u, v y w en las tres direcciones de los ejes coordenados x, y, z respectivamente de la siguiente manera:

$$\mathbf{u} = \begin{Bmatrix} u \\ v \\ w \end{Bmatrix} \quad \text{Ec. 4.9}$$

Triángulo plano, la variación lineal de un desplazamiento está definido mediante sus tres valores nodales, aquí para el tetraedro la variación lineal será definida mediante cuatro valores nodales. Entonces, para un elemento tetraédrico la aproximación numérica más simple será el polinomio:

$$u = \alpha_1 + \alpha_2 x + \alpha_3 y + \alpha_4 z \quad \text{Ec. 4.10}$$

Evaluando los valores de desplazamiento en los nodos, nosotros tendremos cuatro ecuaciones con el siguiente esquema:

$$u_i = \alpha_1 + \alpha_2 x_i + \alpha_3 y_i + \alpha_4 z_i \quad \text{Ec. 4.11}$$

En donde los coeficientes α_1 , α_2 , α_3 y α_4 serán evaluados.

Es posible escribir esta solución en una forma similar mediante usando una representación o en forma de determinantes.

$$u = \frac{1}{6V} [(a_i + b_i x + c_i y + d_i z)u_i + (a_j + b_j x + c_j y + d_j z)u_j + (a_m + b_m x + c_m y + d_m z)u_m + (a_p + b_p x + c_p y + d_p z)u_p] \quad \text{Ec. 4.12}$$

En desarrollo, tenemos:

$$6V = \det \begin{vmatrix} 1 & x_i & y_i & z_i \\ 1 & x_j & y_j & z_j \\ 1 & x_m & y_m & z_m \\ 1 & x_p & y_p & z_p \end{vmatrix} \quad \text{Ec. 4.13}$$

En la cual, el valor V representa el volumen del tetraedro (ver Figura 32.).

Ahora, mediante la expansión de los otros determinantes relevantes en cofactores, nosotros tenemos:

$$a_i = \det \begin{vmatrix} x_j & y_j & z_j \\ x_m & y_m & z_m \\ x_p & y_p & z_p \end{vmatrix} \quad b_i = -\det \begin{vmatrix} 1 & y_j & z_j \\ 1 & y_m & z_m \\ 1 & y_p & z_p \end{vmatrix}$$

$$a_i = \det \begin{vmatrix} x_j & 1 & z_j \\ x_m & 1 & z_m \\ x_p & 1 & z_p \end{vmatrix} \quad b_i = -\det \begin{vmatrix} x_j & y_j & 1 \\ x_m & y_m & 1 \\ x_p & y_p & 1 \end{vmatrix} \quad \text{Ec.4.14}$$

Con las demás constantes definidas mediante el intercambio de los superíndices en el orden i, j, m y p .

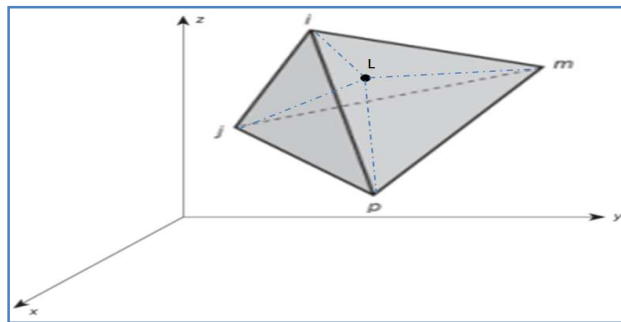


Figura 32. Volumen de un tetraedro.

(Zienkiewicz, 2000).

El ordenamiento nodal de los índices i, j, m y p debe seguir la regla de la mano derecha.

El desplazamiento de los elementos está definido mediante los 12 componentes de los desplazamientos de los nodos, de la siguiente manera:

$$a^e = \begin{Bmatrix} a_i \\ a_j \\ a_m \\ a_p \end{Bmatrix} \quad \text{Ec. 4.15}$$

Con

$$a_i = \begin{Bmatrix} u_i \\ v_i \\ w_i \end{Bmatrix}; a_j = \begin{Bmatrix} u_j \\ v_j \\ w_j \end{Bmatrix}; a_m = \begin{Bmatrix} u_m \\ v_m \\ w_m \end{Bmatrix}; a_p = \begin{Bmatrix} u_p \\ v_p \\ w_p \end{Bmatrix} \quad \text{Ec. 4.16}$$

También la ecuación para el desplazamiento de un punto arbitrario está definida por la ecuación:

$$u = [IN_i, IN_j, IN_m, IN_p] a^e = N a^e \quad \text{Ec. 4.17}$$

Siendo “I” una matriz identidad de tres por tres, y N_i una función de forma definida:

$$N_i = \frac{a_i + b_i x + c_i y + d_i z}{6V} \quad \text{Ec. 4.18}$$

De igual manera definida las funciones N_j, N_m y N_p .

4.5.3.2. Matriz de Deformación

Seis componentes de deformación son relevantes en un análisis tri-dimensional completo. La matriz puede ahora ser definida como:

$$\boldsymbol{\varepsilon} = \begin{Bmatrix} \varepsilon_x \\ \varepsilon_y \\ \varepsilon_z \\ \gamma_{xy} \\ \gamma_{yz} \\ \gamma_{zx} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \frac{\partial u}{\partial x} \\ \frac{\partial v}{\partial y} \\ \frac{\partial w}{\partial z} \\ \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \\ \frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \\ \frac{\partial w}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial z} \end{Bmatrix} = \mathbf{S}u \quad \text{Ec. 4.19}$$

La siguiente notación de la deformación, es la notación estándar en el texto de Elasticidad de Timoshenko (Timoshenko, 1963). Usando las ecuaciones desde 4.12 - 4.18, como una manera de verificar que:

$$\boldsymbol{\varepsilon} = \mathbf{S}\mathbf{N}\mathbf{a}^e = \mathbf{B}\mathbf{a}^e = [\mathbf{B}_i, \mathbf{B}_j, \mathbf{B}_m, \mathbf{B}_p]\mathbf{a}^e \quad \text{Ec. 4.20}$$

En la cual, \mathbf{B}_i posee la forma:

$$\mathbf{B}_i = \begin{bmatrix} \frac{\partial N_i}{\partial x}, & 0, & 0 \\ 0, & \frac{\partial N_i}{\partial y}, & 0 \\ 0, & 0, & \frac{\partial N_i}{\partial z} \\ \frac{\partial N_i}{\partial y}, & \frac{\partial N_i}{\partial x}, & 0 \\ 0, & \frac{\partial N_i}{\partial z}, & \frac{\partial N_i}{\partial y} \\ \frac{\partial N_i}{\partial z}, & 0, & \frac{\partial N_i}{\partial x} \end{bmatrix} = \frac{1}{6V} \begin{bmatrix} b_i, & 0, & 0 \\ 0, & c_i, & 0 \\ 0, & 0, & d_i \\ c_i, & b_i, & 0 \\ 0, & b_i, & c_i \\ d_i, & 0, & b_i \end{bmatrix} \rightarrow \text{Ec. 4.21}$$

Siendo “B” la matriz de deformación para cada uno de los nodos. La deformación inicial, tales como aquellas debido a las expansiones térmicas, pueden ser escritas usualmente como un vector con seis componentes el cual, por ejemplo, en una expansión térmica isotrópica, se expresa como:

$$\varepsilon_0 = \alpha \theta^e \begin{Bmatrix} 1 \\ 1 \\ 1 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{Bmatrix} = \alpha \theta^e \mathbf{m} \quad \text{Ec. 4.22}$$

Con α siendo el coeficiente de expansión térmica y θ^e la temperatura promedio que alcanza el elemento.

4.5.3.3. Matriz de Elasticidad

Con completa anisotropía, la matriz “D” relaciona los seis componentes del esfuerzo y los seis componentes de la deformación para obtener 21

constantes independientes. En general, se obtiene la siguiente matriz para el elemento tetraédrico:

$$\boldsymbol{\sigma} = \begin{Bmatrix} \sigma_x \\ \sigma_y \\ \sigma_z \\ \tau_{xy} \\ \tau_{yz} \\ \tau_{zx} \end{Bmatrix} = \mathbf{D}(\boldsymbol{\varepsilon} - \boldsymbol{\varepsilon}_o) + \boldsymbol{\sigma}_o \quad \text{Ec. 4.23}$$

Para un material isotrópico, determinaremos la matriz de elasticidad \mathbf{D} . Esto, en términos de las constantes de elasticidad E (Modulo de Young) y ν (Relación de Poisson), nos queda:

$$\mathbf{D} = \frac{E}{(1+\nu)(1-2\nu)} \begin{bmatrix} 1-\nu & \nu & \nu & 0 & 0 & 0 \\ \nu & 1-\nu & \nu & 0 & 0 & 0 \\ \nu & \nu & 1-\nu & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \frac{(1-2\nu)}{2} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{(1-2\nu)}{2} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{(1-2\nu)}{2} \end{bmatrix} \quad \text{Ec. 4.24}$$

A continuación se presentará la formulación para un elemento hexaédrico de ocho nodos.

4.5.3.4. Elemento hexaédrico lineal de ocho nodos.

El elemento hexaédrico recto más sencillo es el de 8 (ocho) nodos que se muestra en la Figura 33, Las funciones de forma de un nodo se obtienen, como producto de las tres funciones de una sola variable correspondiente a cada

una de las tres direcciones ξ, η, ζ , en ese nodo. En la Figura 34, se muestra la función de forma del nodo 5 a modo de ejemplificar la forma que toma. Es sencillo deducir la función de forma general de un nodo cualquiera i , la expresión que se utiliza se obtiene por (Videla, 2002):

$$N_i(\varepsilon, \eta, \zeta) = \frac{1}{8} (1 + \varepsilon_i \varepsilon)(1 + \eta_i \eta)(1 + \zeta_i \zeta) \quad i=1 \text{ a } 8 \quad 4.25$$

Se debe considerar que:

Las funciones de forma son trilineales y contienen el polinomio completo de primer grado más los términos cruzados $\varepsilon\eta, \varepsilon\zeta, \eta\varepsilon, \eta\zeta$. Las funciones de forma que describen a cada nodo deben satisfacer las siguientes condiciones (Videla, 2002):

$$N_i(\xi_j, \eta_j, \zeta_j) = \begin{cases} 1 & \text{si } i = j \\ 0 & \text{si } i \neq j \end{cases}$$

y

4.26

$$\sum_{i=1}^8 N_i(\varepsilon, \eta, \zeta) = 1$$

Prisma recto de 8 nodos

Términos polinómicos en N_i

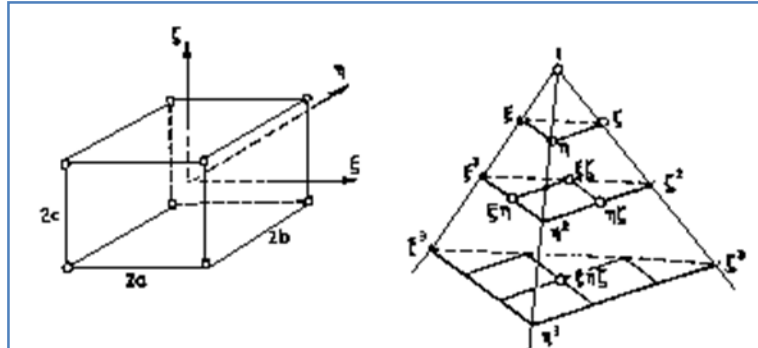


Figura 33. Elemento hexaédrico recto de 8 nodos. Términos polinómicos contenidos en sus funciones de forma deducidas del tetraedro de Pascal.

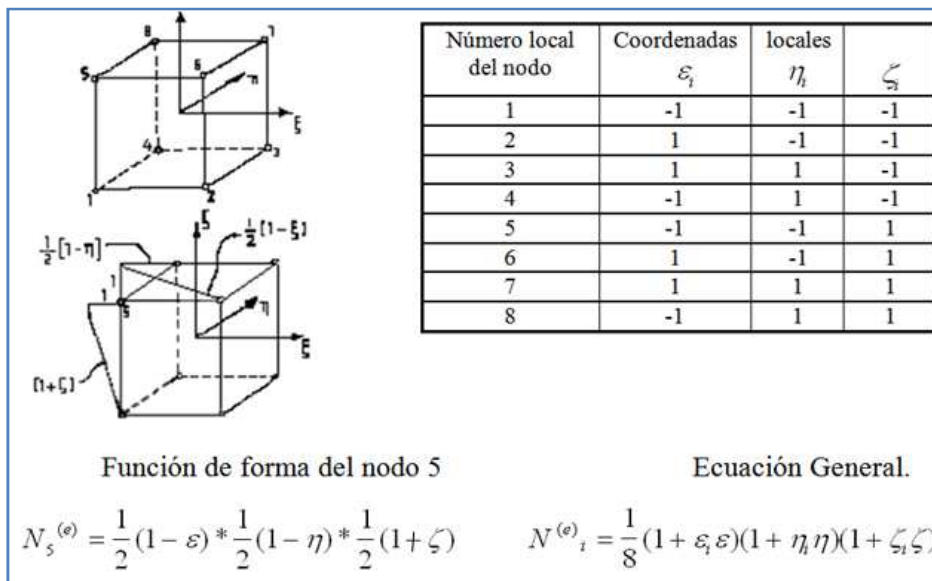


Figura 34. Funciones de forma del elemento hexaédrico de 8 nodos.

Es válido decir que este elemento presenta un alto grado de precisión para problemas que sus estados de tensión dominantes son tracción o compresión pura, por el contrario en estados de flexión debido a la incapacidad

de adoptar formas curvas haciendo necesario definir mallas muy tupidas para que arrojen resultados aceptables o añadir mayor cantidad de nodos.

Sin embargo dadas las características geométricas de elementos tridimensionales, la utilización de este elemento y en especial su forma isoparamétrica, es muy ventajoso debido al pequeño número de variables nodales por elemento. Debido a ello suele ser incorporado en análisis de flexión realizando modificaciones en nodos intermedios para mejorar su comportamiento en este tipo de problema.

4.5.4. Condiciones en la frontera y ensamble

Después que se deducen las ecuaciones de cada elemento individual, éstas se deben enlazar o ensamblar para caracterizar la conducta unificada de todo el sistema. El proceso de ensamble está determinado por el concepto de continuidad. Es decir, las soluciones para los elementos contiguos son acoplados de tal manera que los valores de las incógnitas en los nodos comunes sean equivalentes. Así la solución total será continua (Castillejo et. al., 2006).

La incorporación de condiciones en la frontera y el ensamble del sistema matricial, también serán más complicados cuando la técnica del elemento finito se aplique a problemas en dos y tres dimensiones. Sin embargo como la deducción de los elementos de la matriz, la dificultad está más relacionada con la mecánica del proceso que con la complejidad intelectual. En particular la elección de un esquema numérico dictará las bandas del sistema matricial resultante, y de aquí la eficiencia con que puede ser resuelto. (Rashid, 1968).

4.5.5. Solución y proceso posterior

Ya obtenida la solución del ensamblaje matricial, es común representar los resultados en forma tabular o ilustrada de igual manera se determinan las variables secundarias y presentándolas en tablas o figuras. A pesar de que la metodología es complicada, el sistema matricial es solamente un conjunto de “ n ” ecuaciones simultáneas que pueden usarse para encontrar los valores de la variable dependiente en los nodos (Castillejo et. al., 2006).

CAPÍTULO V. TEORÍA DE FALLAS EN TUBERÍAS

Los diferentes tipos de tubulares pueden estar sujetos a cargas de presión, compresión, torsión, flexión, o una combinación de las mismas, de manera que para un cierto punto del material se producen esfuerzos en más de una dirección. Tales tensiones combinadas pueden alcanzar el límite de fluencia del material.

El uso de un criterio de falla es necesario para predecir los rangos bajo los cuales el material puede soportar esos esfuerzos combinados. Algunos criterios de falla son apropiados para predecir fractura del material, como los criterios de Rankine, Drucker-Prager y Mohr-Coulomb. Estos son utilizados para materiales frágiles, como cemento y rocas. Otros criterios de falla, predicen la fluencia para materiales dúctiles, generalmente metales. Estos son el criterio de Tresca y el criterio de von Mises.

De igual manera, existen diversos modelos para predecir las presiones de colapso y estallido en las tuberías de producción.

Las primeras aproximaciones fueron simples en el diseño de una ecuación para estallido y colapso ya que se omitió el efecto del esfuerzo radial y carga axial (diseño uniaxial de tubulares). El esfuerzo radial es usualmente pequeño comparado con el esfuerzo tangencial en tubulares con diferenciales de

alta presión. La omisión de la carga axial por otra parte podría introducir grandes errores en el diseño.

Para cálculos de estallido, la ecuación uniaxial de Barlow (ver anexos) se desarrolló asumiendo una tubería de pared delgada sin presión externa. El fallo entonces de la tubería es por estallido, si el esfuerzo tangencial alcanza un límite de resistencia a la fluencia. La simplificación principal en la fórmula de Barlow es la omisión de los efectos de la carga axial. Esto funciona bien para revestidores con sin carga axial, pero esto puede generar errores para tuberías de perforación y producción.

Mediante la omisión del esfuerzo radial, un diagrama bidimensional de carga toma resultado en forma de una elipse (Holmquist y Nadai, 1939), lo que resulta en una mejora, si se compara con la teoría uniaxial. Esta contribución a la ingeniería petrolera fue la base del diseño moderno de tubulares utilizados en la actualidad. A partir de la elipse biaxial de falla, uno puede observar que la tensión axial disminuye la resistencia al colapso de la tubería y la compresión axial debilita a la tubería en contra estallidos. Estos efectos en condiciones inversas son verdaderos de la misma forma. En la aproximación biaxial, los efectos axiales son mencionados mientras el esfuerzo radial es omitido (Aasen et. al., 2007).

5.1. ANÁLISIS TRIAXIAL DE FLUENCIA Y COLAPSO EN TUBERÍAS

Lubinski (1974) consideró el análisis triaxial de fluencia y colapso de las tuberías. El estudio presentó dos metodologías de aproximaciones representando el esfuerzo límite de Von Mises, las cuales eran el *círculo de plasticidad* y la *elipse de plasticidad*. La diferencia entre estos dos métodos son los datos de origen de los esfuerzos. El método para la elipse de plasticidad el origen de los esfuerzos considera un esfuerzo axial igual a cero, y calcula el mismo valor de fluencia tal como el esfuerzo neutro axial en el origen, de Lubinski (círculo de plasticidad). El modelo de círculo de plasticidad estuvo en mejores correspondencias con la data experimental de colapso que la elipse de plasticidad. Para ese tiempo, la industria ya había adoptado el uso de la elipse de plasticidad (origen en el esfuerzo cero axial), tal como fue publicado por el boletín y manuales de colapso del Instituto Americano de Petróleo, los cuales usaban ese modelo. El trabajo de Lubinski por lo tanto no fue adoptado por la industria petrolera.

5.2. DISEÑO TRIAXIAL DE TUBULARES EN POZO

Los tubulares de pozo pueden estar sujetos a una gran variedad de cargas durante su instalación y servicio. Esfuerzos axiales de compresión y tensión son producidos mediante cargas axiales y flexiones de la tubería. Asimismo, los esfuerzos radiales y tangenciales se ven influenciados por las presiones internas y externas. Por otra parte, pueden aparecer esfuerzos cortantes en la sarta, si se aplica torsión sobre la misma (sarta de perforación). Un esfuerzo cortante inducido, producto del pandeo helicoidal en la sarta de

producción, puede existir Sin embargo, éste será menor al 10% del esfuerzo axial actuante, σ_{ac} (Mitchell, 2004), por lo que se considerará despreciable en éste Trabajo Especial de Grado.

Para evaluar la influencia de éstos esfuerzos sobre la tubería, se considerará un criterio de falla apropiado, para los casos de estallido, colapso y pandeo en la tubería.

5.2.1 Esfuerzo equivalente de von Mises

Los esfuerzos principales (esfuerzo axial, σ_a , radial, σ_r , tangencial, σ_t , y cortante, τ -éste último para tubería de perforación-) pueden ser combinados para un esfuerzo único equivalente (σ_{VME}) usando el teorema de energía de distorsión de Von Mises, de la siguiente manera (McSpadden et al., 2002):

$$2\sigma_{VME}^2 = (\sigma_a - \sigma_r)^2 + (\sigma_a - \sigma_t)^2 + (\sigma_r - \sigma_t)^2 + 6\tau^2 \quad \text{Ec. 5.0}$$

La resistencia a la fluencia de los tubulares es experimentalmente determinada por pruebas de tensión uniaxial. Tres de los cuatro esfuerzos principales son cero para este caso (τ , σ_r y σ_t). El esfuerzo equivalente de Von Mises (VME) para esta situación está dado como:

$$\sigma_{VME} = \sigma_y \quad \text{Ec. 5.1}$$

5.2.2 Factor de Diseño

En este análisis triaxial se define un factor de diseño (DF) como el radio permisible de esfuerzo para los esfuerzos de operación (σ_y/σ_{VME}) (Aadsen et. al., 2007). Todas las tuberías para el uso de la industria petrolera son fabricadas de acuerdo a las tolerancias determinadas por el Instituto Americano de Petróleo (API). Existen tolerancias de fabricación tanto para materiales (resistencia a la fluencia) como para las dimensiones. El esfuerzo máximo permisible es tomado como la resistencia a la fluencia de la tubería, mientras que el esfuerzo aplicado es el esfuerzo VME. La teoría predice que la falla se encuentra con un DF igual a 1. Un incremento en DF, lleva a incrementar el margen de representación contra la falla. Podemos escribir la ecuación para DF como:

$$DF = \frac{\sqrt{2}\sigma_y}{\sqrt{(\sigma_a - \sigma_r)^2 + (\sigma_a - \sigma_t)^2 + (\sigma_r - \sigma_t)^2}} \quad \text{Ec. 5.2}$$

5.2.3 Presiones de Colapso y Estallido en el Diseño Triaxial de Tuberías

En la industria petrolera, se incorpora la solución de paredes delgadas en muchos paquetes de diseño de tuberías. En el caso general, sin embargo la fuerza sobre la pared externa, es más considerable que en la pared interna, dada las diferencias entre las dos superficies.

Por esto, para el diseño triaxial de la tubería, se incorpora la solución de Lamé, para paredes gruesas (Timoshenko et. al., 1970) al modelo de falla de von Mises, tomando en cuenta que la mayoría de las tuberías de producción y

perforación poseen una relación diámetro-espesor menor a 14. Ésta metodología de diseño, fue desarrollada por Kastor (1986) para el cálculo de presiones de estallido y colapso.

En primer lugar, se estudiarán las fallas por estallido como por colapso, las cuales comienzan sobre la superficie interna de la tubería, cuando no son tomados los esfuerzos de pandeo ni torsión. Se introduce el factor geométrico " β " (Holmquist and Nadai, 1939), en la siguiente ecuación:

$$\beta = \frac{2r_o^2}{r_o^2 - r_i^2} = \frac{(d_o/t)^2}{2(d_o/t - 1)} \quad \text{Ec.5.3}$$

La formulación de los esfuerzos radial y tangencial en la pared interna de la tubería es la siguiente:

$$\sigma_r = -P_i \quad \text{Ec. 5.4}$$

$$\sigma_t = \beta(P_i - P_o) - P_i \quad \text{Ec. 5.5}$$

Ahora incluyendo los efectos de la flexión, el esfuerzo axial total es calculado como:

$$\sigma_a = \frac{F_a}{A_s} + \sigma_b = \sigma_{ca} + \sigma_b \quad \text{Ec.5.6}$$

Se definen las siguientes variables adimensionales:

$$x = \frac{(P_i + \sigma_a)}{\sigma_y} \quad \text{Ec. 5.7}$$

$$y = \frac{\beta(P_i - P_o)}{\sigma_y} \quad \text{Ec. 5.8}$$

Insertando estas ecuaciones en la ecuación 5.2, el factor de diseño queda expresado como:

$$z = DF = \frac{1}{\sqrt{x^2 - xy + y^2}} = \frac{\sigma_y}{\sigma_{VME}} \quad \text{Ec. 5.9}$$

Esta es una solución exacta para el cálculo del estallido y el colapso. Si ahora asignamos $z = DF$, esta ecuación describiría una superficie (x, y, z) que representa las cargas que son causadas mediante el esfuerzo axial, presión interna y externa en relación con el límite de fluencia del material de la tubería (Aasen et. al., 2007).

Ahora resolviendo la ecuación 5.9, obtenemos:

$$y = \frac{x}{2} \pm \sqrt{\frac{1}{DF^2} - \frac{3}{4}x^2} \quad \text{Ec. 5.10}$$

El signo “+” define el esfuerzo tangencial de tensión para el cálculo del estallido, mientras que el signo “-” define el esfuerzo tangencial de compresión para el cálculo de la presión de colapso.

La superficie 3D de la representación de las cargas está mostrada en la Figura 35. Si “z” toma el valor de la unidad (1), produce la combinación de los esfuerzos principales σ_a , σ_r y σ_t dando como resultado la carga de la tubería que es igual a su resistencia a la fluencia. La parte de la superficie que está por

debajo del valor de $z = 1$, identifica las cargas que exceden de la resistencia a la fluencia de la tubería. Si la coordenada “z” es superior que la unidad (1), el esfuerzo calculado VME es inferior que la resistencia a la fluencia de la tubería y el diseño de la misma se encuentra en orden. Podemos también observar que según la predicción de ésta ecuación (5.11) la tubería tendería a ser infinitamente resistente para las coordenadas espaciales $x = y = 0$, ya que el denominador de la misma sería igual a cero. Esta condición implica que $\sigma_x = \sigma_y = \sigma_z$, que también a esta condición se le conoce como estado esfuerzo hidrostático (Johnson et. Al., 1987).

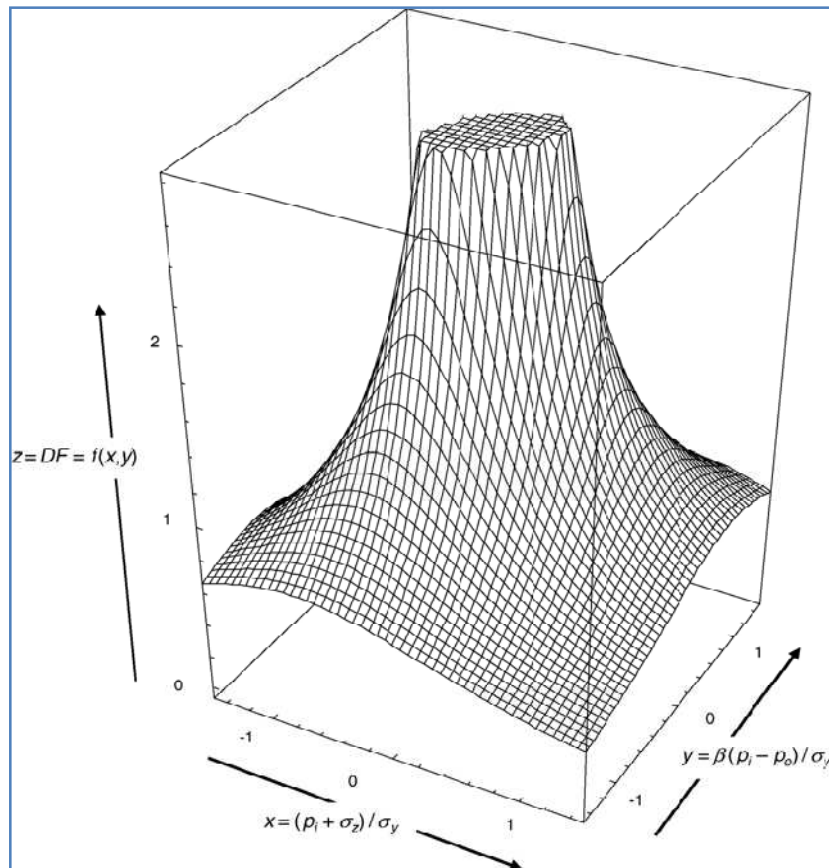


Figura 35. Superficie de fluencia tridimensional. (Aasen et. al., 2007)

En la Figura 36 observamos una representación bidimensional (2D) obtenida mediante la intersección de la superficie tridimensional (3D) de fluencia y algunos planos horizontales de diferentes valores de “z”. En esta representación, el margen envolvente para los efectos de estallido y colapso se vuelve más pequeño a medida que el factor de diseño incrementa. Cualquier camino de carga describe la carga de servicio sobre la tubería de producción que necesariamente debe permanecer dentro del margen de la elipse graficada. La mitad superior de la elipse de fluencia corresponde a los efectos de estallido, mientras que la mitad inferior describe las presiones de colapso. Todos los parámetros necesarios para describir a la tubería (P_i , P_o , σ_a , d_o/t , σ_y) están incluidos en esta representación bidimensional (2D) de los límites de fluencia. Para este modelo de análisis triaxial no es necesario normalizar las ecuación mediante la selección de $P_i=0$ (colapso) o $P_o=0$ (estallido), como es en el caso convencional de análisis triaxial de pozos.

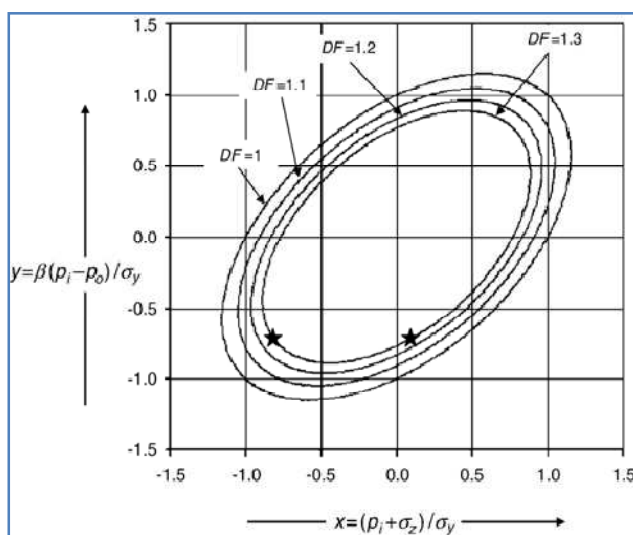


Figura 36. Representación sobre un plano bidimensional del factor de diseño tridimensional.

(Aasen et. al., 2007)

Sustituyendo las ecuaciones 5.7 y 5.8 para los términos de “x” y “y” en la ecuación 5.12, obteniendo la presión de colapso (DF=1):

$$P_{colapso} = \frac{P_i(2\beta-1)-\sigma_a + \sqrt{4\sigma_y^2 - 3(P_i + \sigma_a)^2}}{2\beta} \quad \text{Ec. 5.11}$$

Por otra parte la presión de estallido puede ser calculada como:

$$P_{estallido} = \frac{\beta P_o(2\beta-1)-\sigma_a(\beta-2) + \sqrt{4\sigma_y^2(\beta^2-\beta+1) - 3\beta^2(P_o + \sigma_a)^2}}{2(\beta^2-\beta+1)} \quad \text{Ec. 5.12}$$

La teoría presentada hasta ahora para el cálculo del estallido y colapso está basada en la asunción que la tubería falla mediante la fluencia en la pared interna de la misma. Si la tubería está flexionada, inclusive pandeada ó en una sección curvada del pozo, sería necesario analizar el esfuerzo de flexión en la pared externa a la tubería. El esfuerzo de flexión es mayor en las paredes externas de la tubería, y el esfuerzo único equivalente de Von Mises necesita ser calculado en ambas paredes (interna y externa) de la tubería para determinar cuál de estas alcanza la falla primero. El esfuerzo de flexión es incorporado en el modelo de análisis a través del parámetro “x” (ec. 5.7) mediante la denotación del esfuerzo axial ($\sigma_a = \sigma_{ca} + \sigma_b$). Esfuerzos cortantes debido al torque es también necesario representarlos en las paredes externas de la tubería.

Experimentos sobre el colapso en tuberías de la industria petrolera muestran que la falla de fluencia, como la que ha sido descrita hasta ahora, es

válida para con pequeños y moderados radios de relación d_o/t (API 5CT, 1994). Como regla de operación en tubulares petroleros, el valor límite de d_o/t para colapsos por fluencia es alrededor del valor numérico de 14 (Craft et al., 1962). Las conexiones de las tuberías pueden tener un rango de presión menor que el del cuerpo entero de la tubería (Jellison and Brock, 2000). En estos casos un segundo desarrollo de la elipse de fluencia para las conexiones puede ser generado como un tope para el diseño de la envolvente de la tubería en cuerpo completo.

5.2.4. Efectos del Pandeo, Flexión y Torque.

La expresión para el término "x" mencionado anteriormente (Ec. 5.9), contiene a la expresión ($\sigma_a = \sigma_{ca} + \sigma_b$), donde " σ_{ca} " es la carga axial dividida entre el área de sección transversal y " σ_b " es el esfuerzo de flexión. En el siguiente desarrollo tomaremos " F_a " como la fuerza actuante axial en la tubería, y " F_b " como la fuerza de pandeo (Mitchell, 1996)

Tanto como los esfuerzos de corte (ej.: durante la rotación de una tubería) y el esfuerzo de flexión (ej.: Pandeo y/o Flexión) se incrementan linealmente con la locación radial. Esto significa que tanto " τ " como " σ_b " apuntan su máximo valor sobre las paredes externas de la tubería.

El esfuerzo de flexión podría ser actuante tanto a tensión como a compresión. La locación radial " r " es igual a " r_o " sobre la pared externa e igual a " r_i " para las paredes internas de las tubería. La curvatura del pozo, también llamada "pata de perro" o como sus siglas en ingles (DLS), es representada por

el término " α " (rad/m). Por lo tanto tenemos para los efectos del torque y la flexión:

$$\tau = \frac{T}{2I} r \text{ (Esfuerzo cortante proveniente de la torsión -perforación-) } \quad \text{Ec. 5.13}$$

$$\sigma_b = \pm \frac{r_o \cdot F_f}{2I} r \text{ (Esfuerzo de flexión debido al pandeo helicoidal) } \quad \text{Ec. 5.14}$$

El signo "+" en la Ecuación 5.14 representa la tensión en la pared de la tubería pandeada, así como el signo "-" representa la compresión. La Figura 37 muestra ambas paredes de la tubería sometidas a tensión y a compresión.

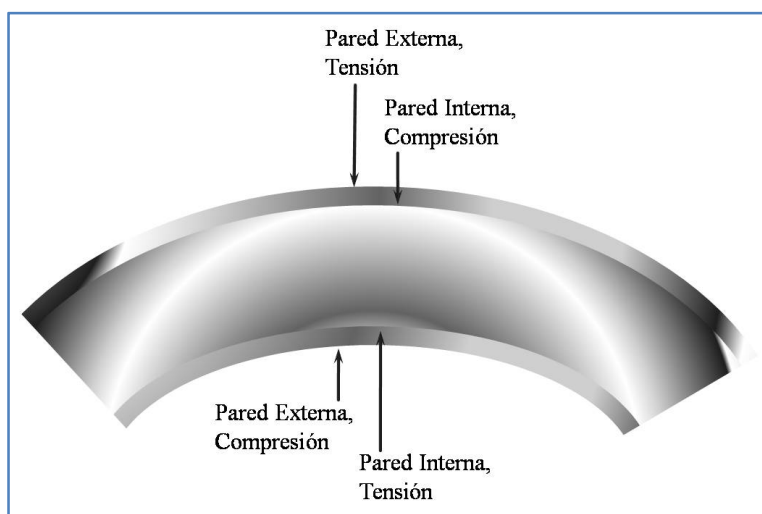


Figura 37. Paredes externa e interna, sometidas a tensión y compresión en una tubería pandeada.

El esfuerzo de flexión también puede ser tomado como la ecuación 5.15 cuando no existe pandeo helicoidal.

$$\sigma_b = \pm E \varepsilon_b = \pm E \xi r \text{ (Esfuerzo proveniente de la flexión)} \quad \text{Ec. 5.15}$$

Ahora definiendo un esfuerzo adimensional de corte como:

$$\tau_D = \sqrt{3} \frac{\tau}{\sigma_y} = \frac{\tau}{\tau_y} \quad \text{Ec. 5.16}$$

Aplicando la solución de Lamé sobre las paredes externas de la tubería obtenemos las siguientes expresiones (Timoshenko and Goodier, 1970):

$$\sigma_r = -P_o \quad \text{Ec. 5.17}$$

$$\sigma_t = (\beta - 1)(P_i - P_o) - P_i \quad \text{Ec. 5.18}$$

Evaluando “ τ_D ” en la ecuación 5.15 sobre las paredes externas de la tubería, tenemos:

$$\left(\frac{\sigma_{VME}}{\sigma_y} \right)^2 = x^2 - xy + y^2 + \tau_D - 3y^2 \frac{(\beta-1)}{\beta^2} \quad \text{Ec. 5.19}$$

Ahora comparando la ecuación 5.19 (evaluada en la pared externa) con la siguiente expresión derivada de la ecuación 5.0 para pared interna:

$$x^2 - xy + y^2 + \tau_D \sqrt{\frac{\beta-2}{\beta}} \quad \text{Ec. 5.20}$$

Y observando la relación entre los radios internos y externos se obtiene, utilizando la ecuación 5.3:

$$\frac{r_i}{r_o} = \sqrt{\frac{(\beta-2)}{\beta}} \quad \text{Ec. 5.21}$$

El término $(\frac{-3y^2(\beta-1)}{\beta^2})$ adicional en la ecuación 5.18, que representa el incremento de la contribución del esfuerzo normal VME proveniente de la pared externa de la tubería, la cual es una cantidad negativa ($\beta > 2$). Esto significa que una tubería cargada triaxialmente siempre empezará a ceder en la pared interna de la misma, cuando no existe torque ni flexión. El factor adimensional del esfuerzo de corte “ τ_D ” apunta a un mínimo valor en magnitud sobre las paredes internas de la tubería y a un máximo valor de magnitud en la pared externa de la tubería. La presencia de torque siempre incrementará el nivel del esfuerzo en la tubería, por lo tanto “ τ_D ” será siempre positiva.

Se define el incremento del esfuerzo VME como una condición sobre la pared externa de la tubería de menor manera que cuando actúa sobre la pared interna de la misma. Esto queda representado por la siguiente expresión:

$$\Delta \left(\frac{\sigma_{VME}}{\sigma_y} \right)^2 = -3y^2 \left(\frac{\beta-1}{\beta} \right) + \tau_D \left(1 - \sqrt{\frac{\beta-2}{\beta}} \right) \quad \text{Ec. 5.22}$$

Por lo tanto, podemos observar la ubicación radial del esfuerzo máximo permitido teniendo como referencia el factor adimensional de corte, en la tabla 4.0.

τ_D	Máximo esfuerzo VME (σ_{VME})
$> \frac{3y^2}{2} \frac{\beta-1}{\beta} \left(1 + \sqrt{\frac{\beta-2}{\beta}} \right)$	Pared interna
$< \frac{3y^2}{2} \frac{\beta-1}{\beta} \left(1 + \sqrt{\frac{\beta-2}{\beta}} \right)$	Pared externa

Tabla 4. Ubicación radial del esfuerzo máximo VME en función del factor adimensional de esfuerzo cortante (Aasen et. al., 2007).

Las presiones de falla corresponden a una excesiva fluencia a lo largo de la coordenada axial de la tubería, por tanto el esfuerzo tangencial " σ_t " es el esfuerzo principal dominante. Si el esfuerzo axial " σ_a " es superior y la carga axial es la principal causante de la falla, la fluencia está representada a empezar en un plano perpendicular al eje axial coordinado de la tubería.

Considerando la siguiente función, expresada sobre la pared interna de la tubería:

$$\frac{(\sigma_a - \sigma_t)}{\sigma_y} = x - y \quad \text{Ec. 5.23}$$

Podemos observar, que:

- Para $x > y$, tenemos falla perpendicular al eje coordenado axial (carga de falla axial).
- Para $x < y$, falla a lo largo del eje axial coordenado (falla por presión).

La representación esquemática bidimensional (2D) de la elipse de falla es dividida en dos regiones mediante una línea recta de 45° ($y = x$) tal como se muestra en la Figura 38. Sobre esta línea el esfuerzo axial y el tangencial son iguales entre sí. Por encima de esta línea divisoria, el esfuerzo tangencial posee mayor influencia y por lo tanto es el esfuerzo dominante (efectos de la presión interna y externa). Por otra parte, la zona por debajo de la línea divisoria, el esfuerzo axial es el factor de control (efectos de tensión y compresión).

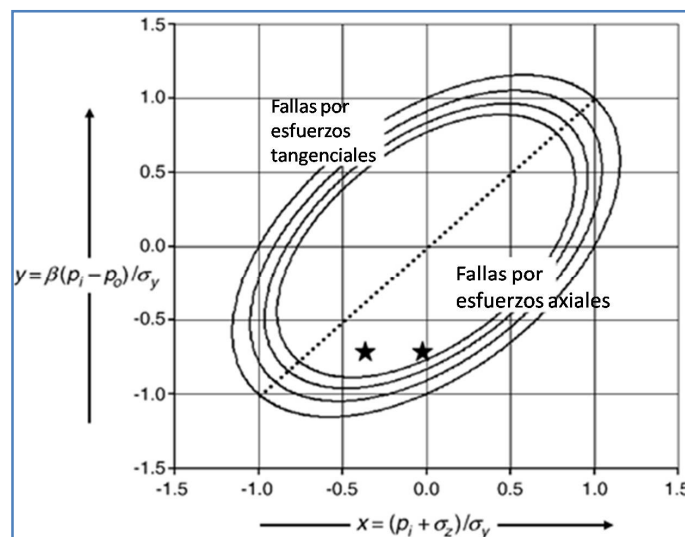


Figura 38. Sección divisoria de los esfuerzos dominantes en la elipse de falla. La recta $y = x$ determina la equidad entre esfuerzo axial y tangencial

CAPÍTULO VI. MARCO METODOLÓGICO

Las sartas de tubería para producción de pozos son comúnmente de grandes longitudes. Generalmente, el cabezal del pozo de estas cuelga de un cabezal de la superficie del pozo y el extremo inferior de la sarta de producción se sella con una empacadura particular para la arquitectura del pozo. La empacadura está fija al revestidor a nivel de fondo de pozo, tal como se muestra en la Figura 39:

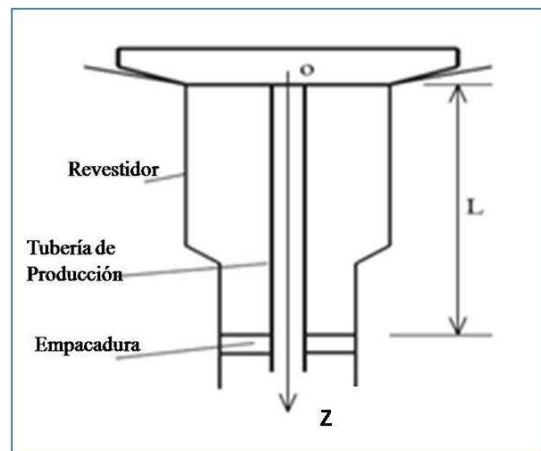


Figura 39. Esquema de una arquitectura de pozo simple.

La resultante producto del conjunto de fuerzas actuantes en la tubería, varía con respecto a la profundidad del hoyo, ésta resultante se encuentra en tensión desde la superficie o cabezal de pozo hasta el punto neutro y en

compresión desde el punto neutro hasta el extremo inferior de la sarta de producción, eventualmente generando un pandeo (lateral o helicoidal) en la sarta de producción. Cuando el pandeo ocurre, la sarta de producción puede llegar eventualmente a hacer contacto con la sarta de revestimiento desarrollando así fricción entre ambas sartas.

La temperatura, presión, densidad y velocidad de los fluidos dentro de la tubería de producción pueden variar en función de la profundidad del hoyo y las operaciones que se realicen en él. Esto puede inducir deformaciones plásticas en la tubería y causar daños a nivel de la empacadura. Por otra parte, un “aflojo” (slackoff) insuficiente puede desempacar la sarta de la empacadura propiciando fugas, (Gao et. al., 2002).

En éste trabajo especial de grado, se realizará un estudio analítico y una simulación numérica, para describir y analizar el pandeo en una sarta de producción de petróleo. El estudio analítico y la simulación numérica se desarrollarán para dos casos de tratamiento y operación de pozo.

El primer caso a desarrollar, es el de una sarta de producción de petróleo sometida a un tratamiento de pozos, conocido como cementación secundaria, (explicado en el Capítulo 2).

El segundo caso a desarrollar, es el de una sarta de producción de petróleo, sometida a la operación de un pozo cuya producción es asistida por un proceso de recuperación secundaria por vapor (explicado en el Capítulo 2).

Como objetivo de éste trabajo, se espera determinar la ubicación del punto neutro, la distribución de esfuerzo de von Mises, la magnitud de los

desplazamientos axiales, así como la nueva configuración de estabilidad alcanzada por la sarta. Éstos objetivos son comunes a alcanzar en ambos casos de estudio (cementación secundaria y recuperación por vapor).

Para alcanzar éstos objetivos, se presentará a continuación la metodología de la formulación analítica y numérica.

6.1. Metodología de la Formulación Analítica General

A continuación se establece una formulación general.

6.1.1. Cálculos básicos

A continuación se presentara las ecuaciones para el cálculo de la fuerza de pandeo “ F_b ” y “ F_a ” fuerza axial actuante.

$$F_b = F_a - P_i A_i + P_o A_o \quad \text{Ec. 3.11}$$

$$F_a = W_s \cos \theta (L - x) \pm \mu W_n - F_{flot} \quad \text{Ec. 3.12}$$

6.1.2 Desplazamientos Axiales

A continuación se presenta las ecuaciones para el desplazamiento axial basados en la Ley de Hooke para la fuerza axial “ ΔL ” y variación de

temperatura “ ΔL_T ”, así como los desplazamientos por pandeo helicoidal “ Δl_{hel} ” y estallido “ ΔL_B ”.

$$\Delta L = \frac{L(A_p - A_i)P_i - (A_p - A_o)P_o}{EA_s} \quad \text{Ec.2.1}$$

$$\Delta L_T = \alpha L \Delta T \quad \text{Ec. 2.2}$$

$$\Delta l_{hel} = \frac{F_b r^2}{4EI} L \quad \text{Ec.3.14}$$

$$\Delta L_B = \frac{2\nu L}{E} \left[\frac{P_o r_o^2 - P_i r_i^2}{r_o^2 - r_i^2} \right] \quad \text{Ec. 2.4}$$

6.1.3. Estabilidad y Paso de Hélice.

A continuación se presenta la formulación para el cálculo de estabilidad y paso de hélice para pozos verticales e inclinados.

- *Para Pozos Verticales:*

Hay pandeo si $0 > F_b$.

- *Para Pozos Inclinados:*

$$F_p = \sqrt{4wsen\theta \frac{EI}{r}} \quad \text{Ec. 3.13}$$

Relación de Fuerzas	Resultado
$F_p < F_b < \sqrt{2}F_p$	Pandeo Lateral
$\sqrt{2}F_p < F_b < 2\sqrt{2}F_p$	Pandeo Lateral o Helicoidal
$2\sqrt{2}F_p < F_b $	Pandeo Helicoidal

Tabla 5. Comparación y resultado entre Magnitud de la fuerza de pandeo y Fuerza de Paslay (Chen et al., 1990; Mitchell, 1995).

- *Paso de Hélice.*

$$P_{hel}^2 = \frac{8\pi^2 EI}{F} \quad \text{Ec. 3.8}$$

$$P_h = \sqrt{\frac{8EI}{F}} \quad \text{Ec. 3.1}$$

6.1.4. Fuerzas sobre la empacadura (si restringe el movimiento)

A continuación se presenta las ecuaciones para el cálculo de la fuerza generada por el cambio de temperatura en la empacadura “ F_T ”, fuerza de flotabilidad “ F_{flot} ”, fuerza por estallido “ F_{bal} ”, fuerza de fricción de fluido “ F_{ffr} ” (Mitchell, 1986) y la fuerza total sobre la empacadura “ F_{total} ”.

$$F_T = \frac{\alpha\Delta T}{\frac{1}{EA_c} + \frac{r^2}{4EI}} \quad \text{Ec. 2.3}$$

$$F_{flot} = -PA_s \quad \text{Ec. 3.19}$$

$$F_{bal} = 2v(A_i \Delta p_i - A_o \Delta p_o) \quad \text{Ec. 2.5}$$

$$F_{ffr} = \frac{A_i \Delta p}{\Delta L} L \quad \text{Ec. 2.8}$$

$$F_{total} = \Sigma F_i \quad \text{Ec. 2.0}$$

6.1.5. Esfuerzos

A continuación se presenta la ecuaciones para el cálculo de los esfuerzos radial “ σ_r ”, tangencial “ σ_t ” y esfuerzo axial actuante “ σ_{ac} ”.

$$\sigma_r = - \left[\frac{p_i r_i^2 - p_e r_e^2}{r_e^2 - r_i^2} \right] + \left[\frac{p_i - p_e}{r_e^2 - r_i^2} \right] \left[\frac{r_e^2 r_i^2}{r_d^2} \right] \quad \text{Ec. 3.15}$$

$$\sigma_t = - \left[\frac{p_i r_i^2 - p_e r_e^2}{r_e^2 - r_i^2} \right] - \left[\frac{p_i - p_e}{r_e^2 - r_i^2} \right] \left[\frac{r_e^2 r_i^2}{r_d^2} \right] \quad \text{Ec. 3.16}$$

$$\sigma_{ac} = \frac{(L - x)W_s - F_b - F_{flot}}{A_s} \quad \text{Ec. 3.22}$$

6.1.6. Diseño

A continuación se presenta la ecuaciones para el diseño triaxial de la tubería. Donde se tiene el Esfuerzo equivalente “ σ_{VME} ” (Aasen et. al., 2007), Factor de diseño “ DF ”, factor geométrico “ β ”, esfuerzos radial y tangencial “ σ_r ”, “ σ_t ” tanto para la pared interna como externa de la sarta, esfuerzo axial actuante “ σ_{ac} ” esfuerzo de flexión “ σ_b ” y esfuerzo cortante “ τ ”.

$$2\sigma_{VME}^2 = (\sigma_z - \sigma_r)^2 + (\sigma_z - \sigma_h)^2 + (\sigma_r - \sigma_t)^2 + 6\tau^2 \quad \text{Ec. 5.0}$$

$$DF = \frac{\sqrt{2}\sigma_y}{\sqrt{(\sigma_z - \sigma_r)^2 + (\sigma_z - \sigma_t)^2 + (\sigma_r - \sigma_t)^2}} \quad \text{Ec. 5.2}$$

$$\beta = \frac{2r_o^2}{r_o^2 - r_i^2} = \frac{(d_o/t)^2}{2(d_o/t - 1)} \quad \text{Ec.5.3}$$

En la pared interna de la tubería:

$$\sigma_r = -P_i \quad \text{Ec. 5.4}$$

$$\sigma_t = \beta(P_i - P_o) - P_i \quad \text{Ec. 5.5}$$

En la pared externa de la tubería:

$$\sigma_r = -P_o \quad \text{Ec. 5.17}$$

$$\sigma_t = (\beta - 1)(P_i - P_o) - P_i \quad \text{Ec. 5.18}$$

$$\sigma_a = \frac{F_a}{A_s} + \sigma_b = \sigma_{ac} + \sigma_b \quad \text{Ec.5.6}$$

$$\sigma_b = \pm \frac{r_o \cdot F_b}{2l} r \quad \text{Ec. 5.14}$$

$$\sigma_b = \pm E \varepsilon_b = \pm E \xi r \quad \text{Ec. 5.15}$$

$$\tau = \frac{T}{2l} r \quad \text{Ec. 5.13}$$

6.1.7. Predicción de falla para torsión en tuberías de perforación

A continuación se presenta la formulación para determinar los esfuerzos cortantes para sartas de perforación en ambas paredes de la misma.

Pared Interna:

$$\tau_D > \frac{3y^2}{2} \frac{\beta-1}{\beta} \left(1 + \sqrt{\frac{\beta-2}{\beta}} \right) \quad \text{Tabla 4}$$

Pared Externa:

$$\tau_D < \frac{3y^2}{2} \frac{\beta-1}{\beta} \left(1 + \sqrt{\frac{\beta-2}{\beta}} \right) \quad \text{Tabla 4}$$

6.1.8. Presiones críticas para colapso y estallido

$$P_{colapso} = \frac{P_i(2\beta-1) - \sigma_z + \sqrt{4\sigma_y^2 - 3(P_i + \sigma_z)^2}}{2\beta} \quad \text{Ec. 5.11}$$

$$P_{estallido} = \frac{\beta P_o(2\beta-1) - \sigma_z(\beta-2) + \sqrt{4\sigma_y^2(\beta^2 - \beta + 1) - 3\beta^2(P_o + \sigma_z)^2}}{2(\beta^2 - \beta + 1)} \quad \text{Ec. 5.12}$$

6.1.9. Interacción Tubería-Revestidor

$$F_c = \frac{rF_b^2}{4EI} \quad \text{Ec. 2.6}$$

$$F_{roce} = \kappa F_c \quad \text{Ec. 2.7}$$

6.2. DATOS DE LOS PROBLEMAS CEMENTACION SECUNDARIA Y RECUPERACION POR VAPOR

6.2.2. Caso 1: Cementación Secundaria.

Se utilizará una Tubería N-80 Esfuerzo de fluencia: 80.000 psi, (551,58 MPa) con una empacadura que permite libre movimiento en su extremo inferior.

Los datos fueron obtenidos de las publicaciones de Lubinski (1962), Mitchell (2009), operación de cementación secundaria a alta presión en una sarta de **3000** metros de longitud, (Figura 40).

Di (m)	Do (m)	Ai (m ²)	Ao (m ²)	As (m ²)	D/t	r
0,0620	0,0730	0,0030	0,0042	0,0012	13,236	0,041

Tabla 6. Datos Geométricos: Caso 1. Cementación Secundaria.

Pi (Pa)	Po (Pa)	Pi (Pa)	po (Pa)
88196732,030	33099633,600	34478785,000	6895757,000

Tabla 7. Datos de Presiones, Caso 1 Cementación Secundaria.

W (N/m)	E (Pa)	P (kg/m ³)	v	A (1/°C)	ΔT (°C)
111,874	2E+11	7850,000	0,3	1,2 E-5	-20

Tabla 8. Datos de Propiedades mecánicas de la tubería. Caso 1 Cementación Secundaria.

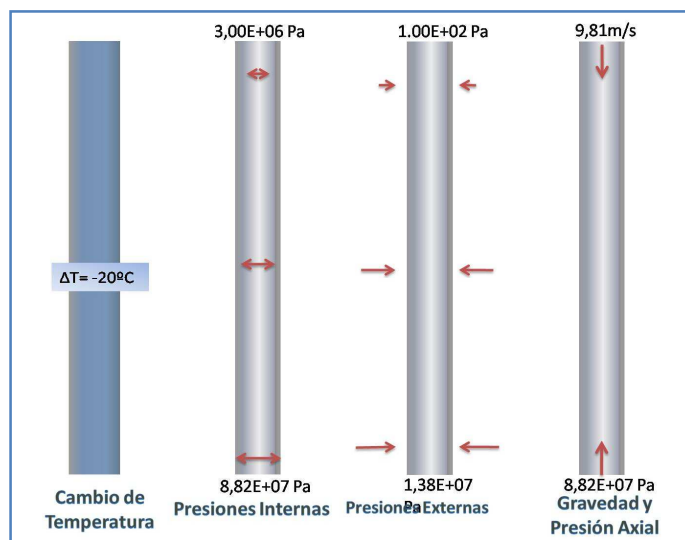


Figura 40. Solicitaciones, Caso 1 Cementación Secundaria.

6.2.3. Caso 2: Recuperación por Vapor

La tubería de producción a emplear en este caso posee la siguiente descripción: Grado de acero: L-80, Esfuerzo de fluencia de la tubería 80.000 psi, (551,58 MPa)

Operación de recuperación secundaria por vapor en una sarta de 523 metros de longitud. Datos obtenidos bajo la autorización del proyecto PDVSA-Petrocedño, ubicado en el campo Junín de la Faja Petrolífera del Orinoco, Venezuela, (Figura 41).

Di (m)	Do (m)	Ai (m ²)	Ao (m ²)	As (m ²)	D/t	r
0,0751	0,0889	0,0044	0,0062	0,0018	12,290	0,104

Tabla 9. Datos Geométricos de la Tubería Caso 2 Recuperación por Vapor.

Pi (Pa)	Po (Pa)	pi (Pa)	Po (Pa)
4,7E+6	3311506,626	3050000,000	1660623,892

Tabla 10. Datos de Presiones. Caso 1 Recuperación por Vapor.

W (N/m)	E (Pa)	ρ (kg/m ³)	ν	α (1/°C)	T _o (°C)
94,743	2E+11	7850,000	0,3	1,2 E-5	25

Tabla 11. Datos de Propiedades mecánicas de la tubería. Caso 2. Recuperación por Vapor.

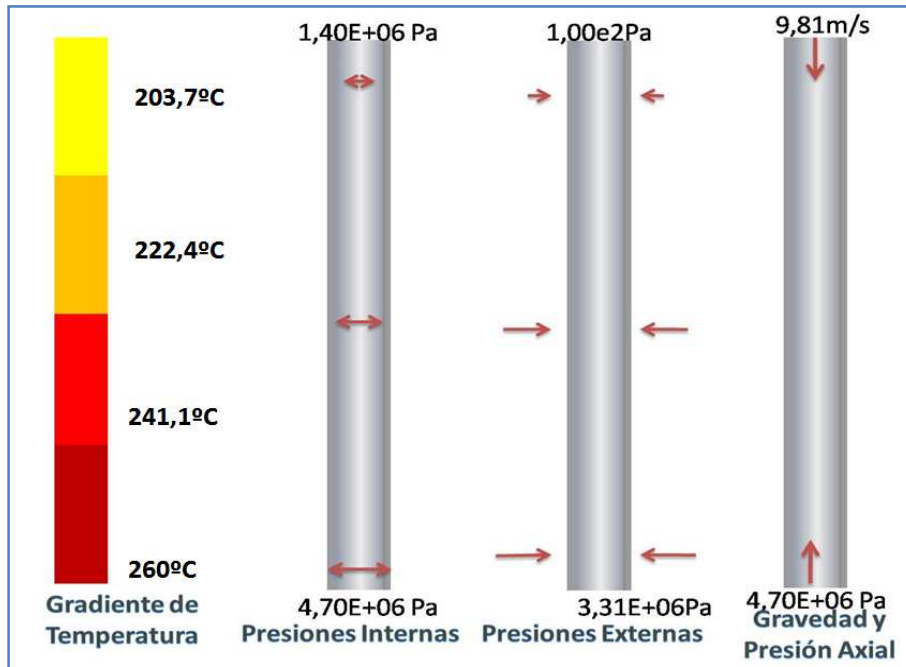


Figura 41. Solicitaciones, Caso 2. Recuperación por Vapor.

6.3. SIMULACIÓN NUMÉRICA VIA MÉTODO DE ELEMENTOS FINITOS

El programa utilizado para la simulación numérica vía elementos finitos es ANSYS11®, cuya licencia, de carácter temporal, fue provista por la Escuela de Ingeniería Mecánica de la Facultad de Ingeniería de la Universidad Central de Venezuela.

6.3.1. Metodología de la Simulación Numérica

1. Búsqueda y selección de los elementos más apropiados para generar la malla del sistema tubería de producción-revestidor

Se seleccionó el elemento SOLID186 tanto para el caso de cementación, (caso 1) como el de recuperación por vapor, (caso 2), el cual es un elemento hexaédrico cuadrático de 20 nodos. Éste elemento tiene tres grados de libertad en cada nodo (traslación en “x”, “y” y “z”), (Figura 42).

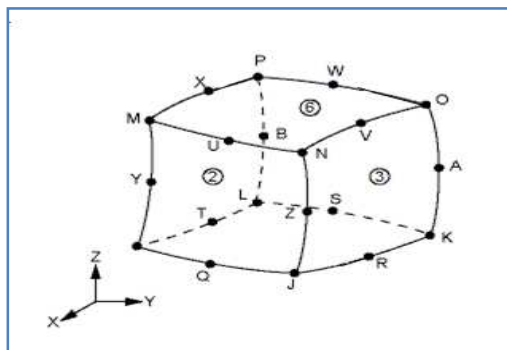


Figura 42. Elemento hexaédrico cuadrático.

Éste elemento hexaédrico cuadrático se seleccionó debido a que se requiere menor cantidad de elementos para la modelación del volumen cilíndrico, respecto a los elementos hexaédricos lineales, para mantener la misma precisión en la representación de la geometría en la simulación.

Los elementos hexaédricos presentan un alto grado de precisión para problemas en los que sus estados de tensión dominantes son tracción o compresión pura. Sin embargo, en estados de flexión son incapaces de adoptar formas curvas lo que hace necesario definir mallas muy tupidas para que arrojen resultados aceptables (Videla et. al, 2002).

2. Introducción de las características del material.

Se deben introducir las características mecánicas del material (acero estructural) que rigen su comportamiento estructural tales como el módulo de Young, (E), el coeficiente de expansión térmica, (α) y el módulo de Poisson, (ν).

En la Figura 43, se presenta la caja de diálogo del ANSYS11®, que sirve para la introducción de las características del material.

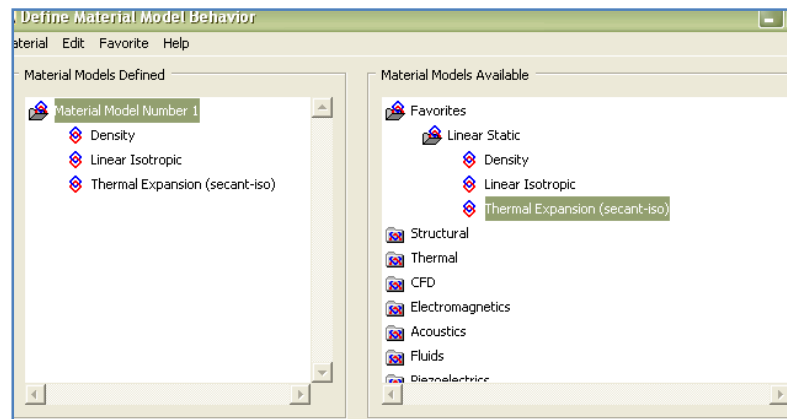


Figura 43. Introducción de propiedades para el material.

3) Selección del método de mallado.

En ANSYS11® existen varios métodos de mallado, como el barrido, el mapeado y el mallado libre.

El barrido es la forma de generar una malla distribuida respecto a las dimensiones del elemento finito de manera uniforme o variable, controlada por el usuario, entre dos lados, para los modelos en dos dimensiones, (2D), o en el caso de un modelo tridimensional, (3D), entre dos caras del modelo.

Por otra parte, el mapeado, genera una malla con un patrón distribuido regularmente respecto a una dimensión de la geometría.

El mallado libre es aquel que no genera un patrón de distribución regular en el dominio en estudio.

Dadas las características geométricas de la tubería de producción (simetría y longitud), se determinó que el método más apropiado para la creación de la malla es por barrido.

4) Selección del sistema de contacto.

Debido a las características del pozo, es necesario restringir el movimiento lateral de la sarta de producción, limitándolo mediante una geometría que simule al revestidor. Ésta geometría fue modelada de forma prismática, para mejorar la respuesta del contacto entre ambas sartas, ya que con esto se optimiza el número de elementos de contacto entre ellas, utilizando el asistente de contacto de ANSYS11®.

Al utilizar el asistente de contacto, se puede seleccionar el tipo de contacto que se establecerá entre los cuerpos, áreas o nodos. Dependiendo de esta selección, la geometría que vaya a hacer contacto es revestida con los elementos apropiados (Figura 44).

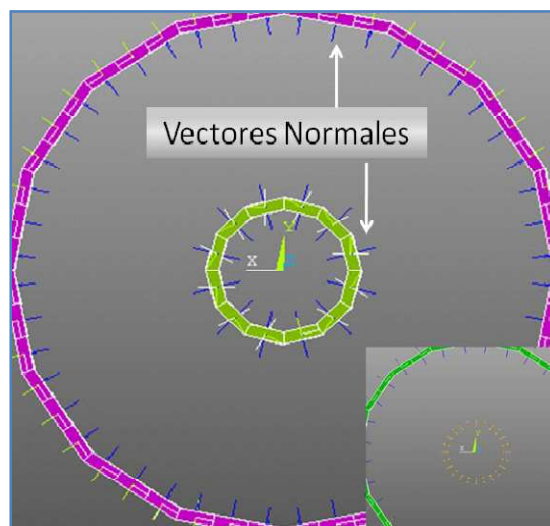


Figura 44. Normales en los elementos de contacto en la tubería de producción y el revestidor.

Se debe asegurar que las normales de los elementos de contacto del cuerpo rígido apunten en contra de las normales de los elementos de contacto del cuerpo flexible.

En los casos de estudio, el sistema de contacto es entre cuerpo rígido (revestidor) y cuerpo flexible (sarta de producción), determinando así, los esfuerzos en la sarta de producción.

El asistente de contacto identifica como cuerpo rígido al modelo que no tenga un mallado con elementos estructurales. Por el contrario, el modelo que tenga una malla con elementos estructurales será identificado como el cuerpo flexible. Por ésta razón, es ventajoso simular el sistema revestidor-sarta de producción con el sistema cuerpo rígido-cuerpo flexible, ya que la cantidad total de elementos

estructurales, será destinada a la sarta de producción, que es el objeto de estudio.

5) Modelación y aplicación de cargas y temperatura

En primer lugar, se restringe el movimiento en la cabeza del hoyo, considerando la gravedad.

Seguidamente, se incorpora un gradiente de temperaturas en el modelo (Figura 45). Este gradiente debe ser incorporado de manera secuencial, seleccionando nodos pertenecientes a cada sub-sección longitudinal que conforme el modelo.

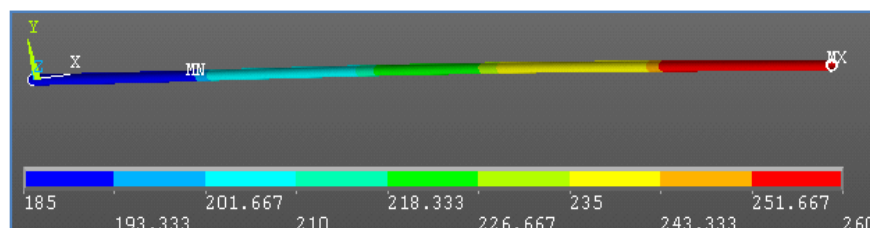


Figura 45. Gradiente de temperatura (°C) en el modelo.

Posteriormente se introducen los gradientes de presión a través del comando “SFGRAD”. Para esto se debe definir la pendiente de presión respecto a la profundidad, mediante los valores mínimos y máximos a nivel de superficie y en el extremo inferior de la sarta respectivamente (Figura 46).

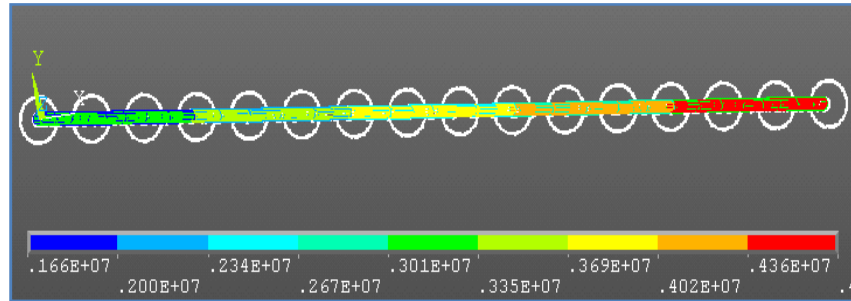


Figura 46. Gradiente de presión en ANSYS a lo largo de la tubería de producción.

Finalmente, se aplica la carga de flotabilidad al extremo inferior de la sarta de producción (Figura 47).

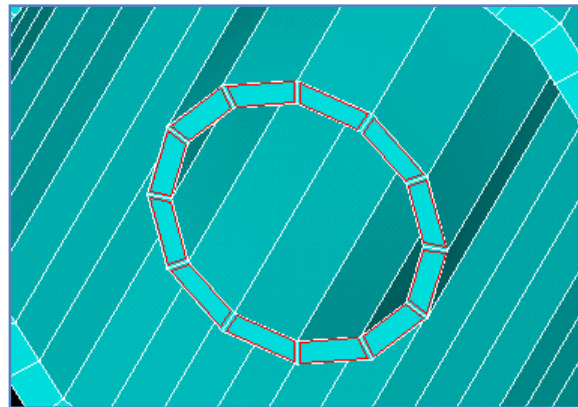


Figura 47. Carga aplicada al extremo inferior de la tubería.

CAPÍTULO VII. ANÁLISIS DE RESULTADOS

7.1. CEMENTACIÓN SECUNDARIA

7.1.1 Solución Analítica

A continuación se presentarán los análisis de resultados que arrojó la solución analítica para el caso de cementación secundaria.

7.1.1.1 Fuerza Axial

En la Figura 48, podemos observar la distribución de la fuerza axial para una sarta de producción en presencia de la fuerza de flotabilidad que ejerce el fluido de producción sobre el extremo inferior de la misma y del peso propio de la sarta. La flotabilidad genera una fuerza de empuje concentrada en el extremo inferior de la sarta, opuesta a la dirección de la fuerza axial de tensión de la sarta, ejerciendo así, una resistencia al desplazamiento positivo (hacia el fondo de pozo) en dirección vertical. La resistencia ejercida por la fuerza de flotabilidad va aumentando en magnitud a medida que la tubería alcanza el fondo del pozo, y disminuyendo la carga axial a tensión que el peso de la tubería ejerce. En la Figura 48, se observa el cambio de signo de positivo a

negativo de la distribución de la fuerza axial, a una profundidad de aprox. 2100 [m], indicando, que desde esa profundidad hasta el extremo inferior de la tubería una preponderancia de fuerza compresiva (flotabilidad) sobre el peso por de la sarta.

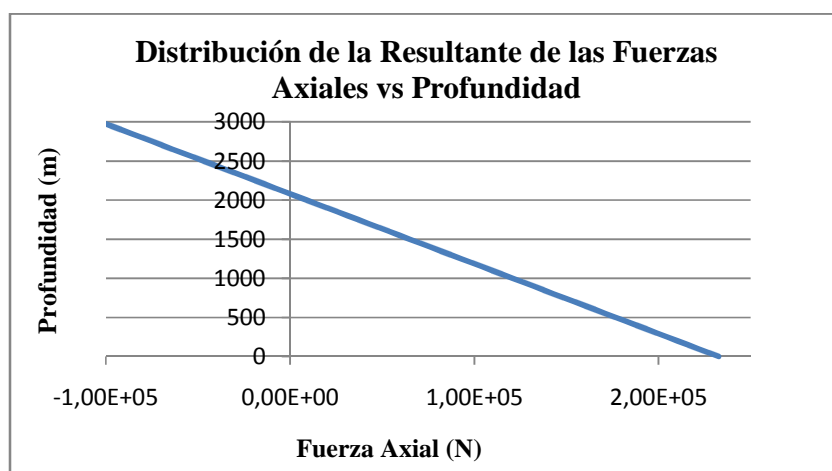


Figura 48. Distribución de la Resultante de las Fuerzas Axiales vs Profundidad.

7.1.1.2. Fuerza de Pandeo y Estabilidad.

En la Figura 49, se muestra la distribución obtenida de la solución analítica para la fuerza de pandeo “ F_b ”, la cual reúne la suma de la fuerza axial del peso de la sarta, la fuerza de flotabilidad y las fuerzas axiales generadas por las presiones internas y externas al ser multiplicadas por las áreas internas y externas respectivamente de la sarta de producción. Para una profundidad de aproximadamente 1250 [m] las fuerzas compresivas determinadas por la contribución de la fuerza de flotabilidad y de la presión interna del fluido de

producción, presentan una preponderancia en magnitud sobre las fuerzas de tensión ejercidas por el peso de la sarta y de la presión externa a la sarta de producción. Esta preponderancia de las fuerzas compresivas a partir de la profundidad mencionada, la cual va incrementándose hasta alcanzar el extremo inferior de la sarta, se analiza bajo el criterio de pandeo reportado por Lubinski et. al., (1962), el cual predice un cambio en la configuración geométrica inicialmente estable y recta de la sarta en otra configuración de estabilidad geométrica pandeada. Este criterio es válido y consistente al criterio de Paslay para pozos verticales, cuando la fuerza de pandeo arroja valores negativos ($F_b < 0$). De éstas consideraciones, se deduce que a partir de los 1250 [m] de profundidad, hasta alcanzar el extremo inferior de la sarta, la misma se encuentra pandeada. Por el contrario, desde la profundidad de 1250 [m] hacia el extremo superior de la sarta, la misma se no ha perdido su configuración de estabilidad inicial y por lo tanto se encuentra originalmente recta. El cambio de signo de positivo a negativo ocurre a la profundidad de 1250 [m], representando la ubicación aproximada del “punto neutro” de la sarta.

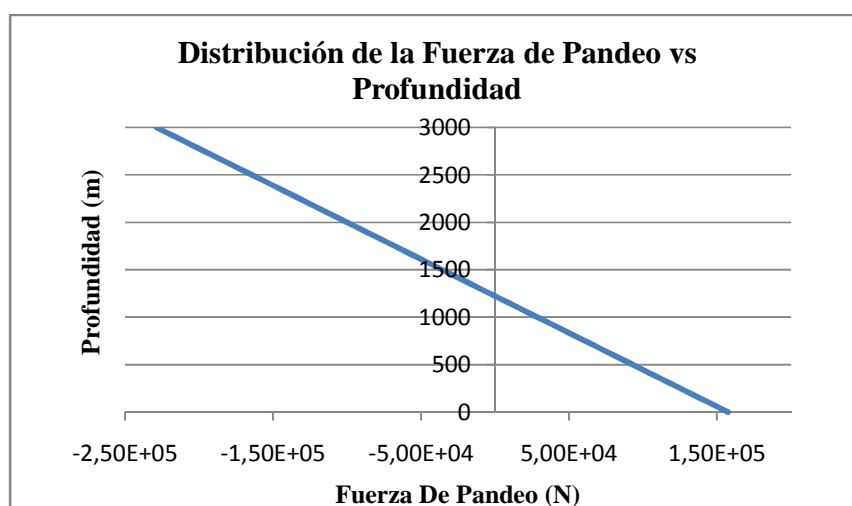


Figura 49. Distribución de la Fuerza de Pandeo vs Profundidad.

Según el criterio de Paslay, habrá un pandeo de tipo Helicoidal, a partir de los 1250 [m] de profundidad, ya que la fuerza de Paslay es igual a cero en magnitud (pozo vertical, $F_p = 0$ [N] (Ec. 3.4)), coincidiendo con el valor de la fuerza de pandeo a la profundidad de 1250 [m] y su máximo se encuentra en el extremo inferior de la sarta con un valor negativo de $F_b = -2,306E+6$ [N], (Ec. 3.2), (Tabla 2).

7.1.1.3. Distribución de la Fuerza de Contacto Revestidor-Tubería de Producción

La distribución de la fuerza de contacto entre la sarta de producción y el revestidor, ocasionada por el pandeo, y que tiene ubicación sobre las paredes internas del revestidor, se muestra en la Figura 50. Una vez verificado si el pandeo tuvo lugar en la sarta y su distribución a través de la fuerza de pandeo, es posible obtener el comportamiento de la fuerza de contacto, teniendo ésta fuerza su mínimo en magnitud de $F_c = 0$ [N] en la ubicación del punto neutro de la sarta de producción, y su máximo en magnitud de $F_c = 3,9E+03$ [N] en el extremo inferior de la sarta. Esta distribución de la fuerza de contacto se debe a la intensidad con que la tubería de producción se recuesta sobre el revestimiento en función de la magnitud de la fuerza de pandeo.

La disminución en la velocidad de crecimiento que se observa en la pendiente de la curva de la fuerza de contacto a medida que se acerca al extremo inferior de la tubería, puede observarse a partir del punto neutro (1250 [m] de profundidad) hasta el extremo inferior de la sarta de producción (3000

[m] de profundidad), Figura 47. Este comportamiento es producto de la estabilidad que ofrece la variación de la intensidad del contacto entre la sarta de producción y la tubería de revestimiento. Este comportamiento se ajusta a la predicción expuesta por Dawson et. al., (1984) acerca del análisis de estabilidad (reportado en el Capítulo II del presente trabajo.)

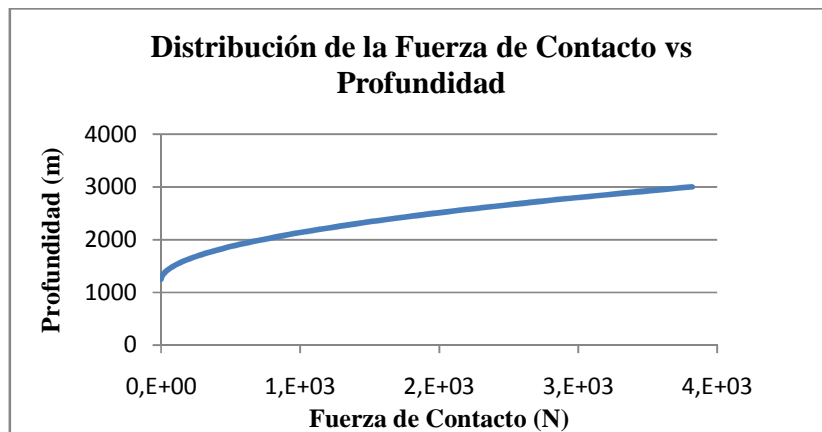


Figura 50. Distribución de la Fuerza de Contacto vs Profundidad.

7.1.1.4. Distribución de la Fuerza de Roce entre el Revestidor y la sarta de Producción

La distribución de la fuerza de roce entre el revestidor y la sarta de producción depende de la variación de la fuerza de contacto y del coeficiente de roce estático entre ambas tuberías (Ec. 2.7). De igual manera que la fuerza de contacto, se observa una disminución en la velocidad de crecimiento en la pendiente en la curva de la fuerza de roce, desde que ésta se produce (1250 [m]) hasta el extremo inferior de la sarta. Entre la fuerza de pandeo y la fuerza de

roce existe una relación intrínseca entre ellas. En función de la magnitud de la fuerza de pandeo, el contacto se incrementa o no entre ambas tuberías, de igual manera ocurre con la fuerza de roce, ofreciendo una mayor resistencia al movimiento de la sarta y por lo tanto al pandeo. La distribución de la fuerza de roce en función de la profundidad se puede observar en la Figura 51.

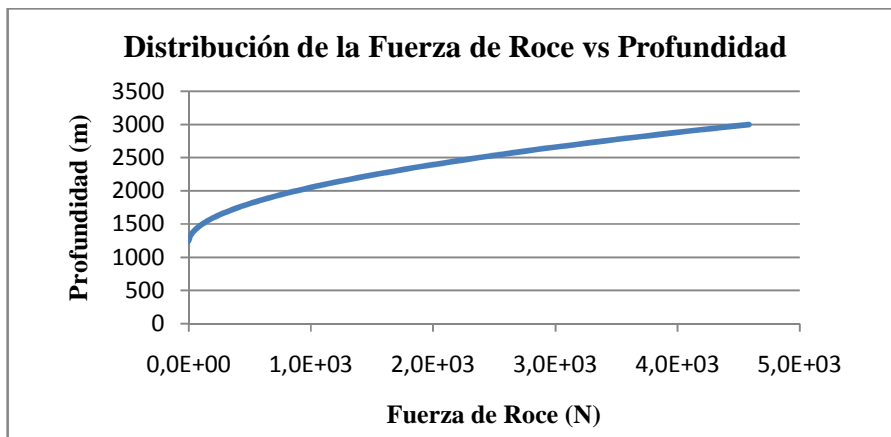


Figura 51. Distribución de la Fuerza de Roce vs Profundidad.

7.1.1.5. Desplazamientos Axiales y Paso de Hélice.

El desplazamiento axial debido al pandeo en la tubería de producción se muestra en la Figura 52, en función de la profundidad. El valor máximo analítico alcanzado por el desplazamiento axial producido por el pandeo de la sarta representa un acortamiento de 2,185 [m].

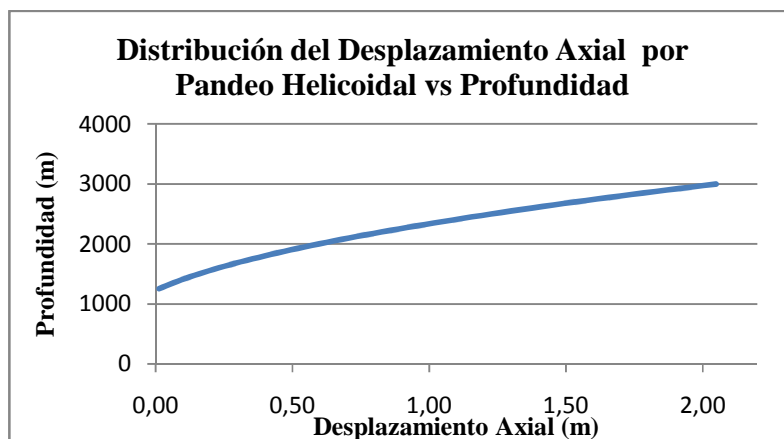


Figura 52. Distribución del Desplazamiento Axial vs Profundidad.

El resultado total, para los desplazamientos axiales debido al peso de la sarta, por el cambio de temperatura, el desplazamiento axial tanto por pandeo helicoidal y estallido, se muestra a continuación (Tabla 12).

Desplazamiento	Valor (m)	Ecuación
ΔL	-1,756	2.1
ΔL_T	-0,720	2.2
ΔL_{hel}	2,185	3.5
ΔL_B	-0,578	2.4
$\Sigma \Delta L_i$ (Total)	-5,123	

Tabla 12 Valores de desplazamiento axial para compresión axial, temperatura, pandeo helicoidal, y estallido (m).

Observamos en estos resultados un acortamiento total de la sarta de 5,123 metros, lo que representa un 0,171% de la longitud original total de la sarta de 3000 [m]. Las contribuciones de las cargas compresivas, presión

interna y flotabilidad es del 32%, luego, el acortamiento por el pandeo helicoidal con un aporte del 42,6% del acortamiento total de la sarta de producción. El aporte de la temperatura es de 14,1% y la del estallido es de 11,3% al acortamiento total. Entendiendo que la suma de las contribuciones de las cargas compresivas, pandeo helicoidal, temperatura y estallido arrojan el 100 % del acortamiento total de la sarta de producción.

Una vez obtenidos los desplazamientos axiales, se calcula el paso máximo de hélice. Para el caso de cementación bajo la aplicación de la ecuación 1.1 (Lubinski et. al., 1962) se obtiene un valor máximo para el paso de la hélice analítica de aprox. 19 [m] en torno a la ubicación del punto neutro de la sarta, aproximadamente a los 1250 [m] de profundidad y el valor mínimo del paso de la hélice de magnitud 2,3 [m] en torno al extremo inferior de la sarta. Ahora, mediante la aplicación de la ecuación 1.8 (Mitchell, 1986) se encuentra un valor máximo de aprox. 57 metros hacia la ubicación del punto neutro (aprox. 1250 m) y un valor mínimo aprox. de 7 metros hacia el extremo inferior de la sarta. Esta discrepancia de valores entre ambos resultados se debe en primer lugar a la influencia de la luz radial. Ya que Mitchell (1986) basa su análisis considerando un paso variable de hélice hasta alcanzar el punto neutro de la sarta. Por el contrario la variación que considera la ecuación de paso de Lubinski et. al., (1962) es de un paso idealmente constante, alcanzando así menores valores de paso de hélice en comparación con el paso reportado por Mitchell (1986).

Esta variación de los resultados obtenidos para una operación de cementación secundaria tanto para la ecuación de paso de hélice Lubinski et. al., (1962) como para el de Mitchell (1986) se observa en la Figura 53.

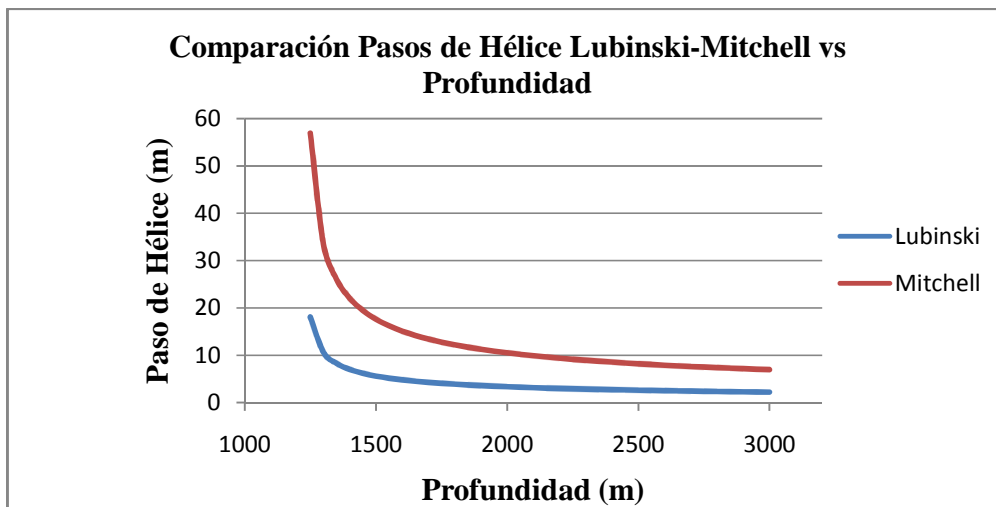


Figura 53. Comparación Pasos de Hélice Lubinski-Mitchell vs Profundidad.

7.1.1.6. Distribución de Esfuerzos Principales sobre la Tubería

7.1.1.6.1. Distribución del Esfuerzo Axial Total.

En la Figura 54 y Figura 55, están graficadas las curvas de la distribución del esfuerzo axial total, tanto para la pared interna como para la pared externa respectivamente. En esta distribución del esfuerzo axial total se incluyeron los efectos del peso de la sarta, la fuerza de flotabilidad concentrada en el extremo inferior de la misma y los esfuerzos de flexión generados por el

fenómeno de pandeo a partir de la profundidad de ubicación del punto neutro (1250 [m]), hasta el extremo inferior de la sarta de producción.

En la Figura 54, se observa la distribución del esfuerzo axial total para la pared interna de la sarta. La distribución del esfuerzo axial sin la influencia de los esfuerzos de flexión, está representada por la línea verde en la misma figura. Esta distribución del esfuerzo axial, sin el aporte de la flexión, sucede en el rango de profundidad, que va desde el cabezal de pozo (0 [m]), hasta el punto neutro de la sarta (1250 [m]). A partir de la ubicación del punto neutro, el esfuerzo axial total se divide en dos ramas de esfuerzos, esto se debe a la presencia de esfuerzos de flexión, producto del fenómeno de pandeo. Una rama representa el esfuerzo axial con esfuerzos de flexión a compresión (línea azul) y otra rama, el esfuerzo axial con esfuerzos de flexión a tensión (línea roja).

El esfuerzo axial con esfuerzo de flexión a compresión, se mantiene con una magnitud positiva a lo largo de la longitud de la sarta, mientras que el esfuerzo axial con esfuerzo de flexión a tensión presenta un cambio de signo a la profundidad de 1550 [m].

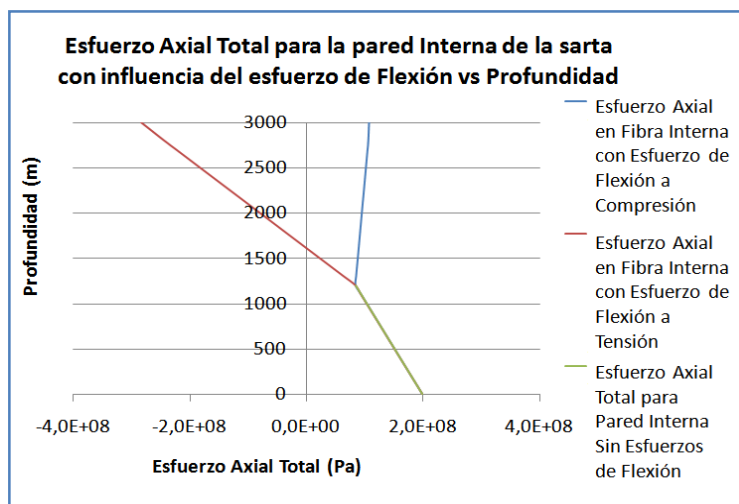


Figura 54. Distribución del Esfuerzo Axial total con influencia del esfuerzo de Flexión para la Pared Interna de la sarta vs Profundidad.

Por otra parte, en la Figura 55, se observa la distribución del esfuerzo axial total para la pared externa de la sarta. De igual manera que en la Figura 54, la distribución del esfuerzo axial sin la influencia de los esfuerzos de flexión, está representada por una línea verde, y su distribución se encuentra en el rango de profundidad, que va desde la cabeza de pozo hasta el punto neutro de la tubería (1250 [m]). Como ocurre con el esfuerzo axial total para la pared interna, el esfuerzo axial total en la pared externa se divide en dos ramas de esfuerzo axial. La rama de la izquierda del gráfico, representa el esfuerzo axial con esfuerzo de flexión a tensión (recta anaranjada) y la rama de la derecha del gráfico representa el esfuerzo axial con esfuerzo de flexión a compresión, el cual posee una pendiente positiva y sin cambio de signo.

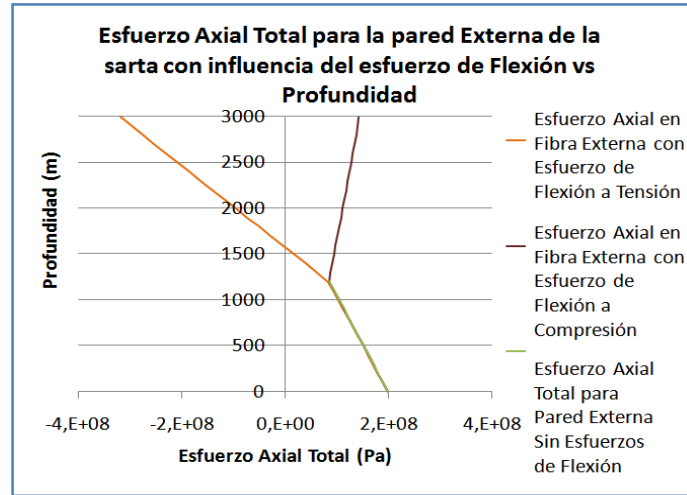


Figura 55. Distribución del Esfuerzo Axial total con influencia del esfuerzo de Flexión para la Pared Interna de la sarta vs Profundidad.

7.1.1.6.1. Distribución del Esfuerzo Tangencial

En la Figura 56 se observa la distribución del esfuerzo tangencial, donde el efecto de la presión interna genera un incremento del esfuerzo tangencial a lo largo de la profundidad. La diferencia entre los esfuerzos tangenciales en la pared interna y externa a cabeza de pozo es de un valor cercano a $0,37E+08$ [Pa], y a medida que avanza hacia el extremo inferior el esfuerzo tangencial en la pared interna se incrementa con respecto al de la pared externa. Ambos esfuerzos son de tensión a lo largo de la tubería. Esta diferencia de magnitudes para la pared interna y externa es debido a la distribución de la presión interna y externa sobre la pared interna y externa respectivamente.

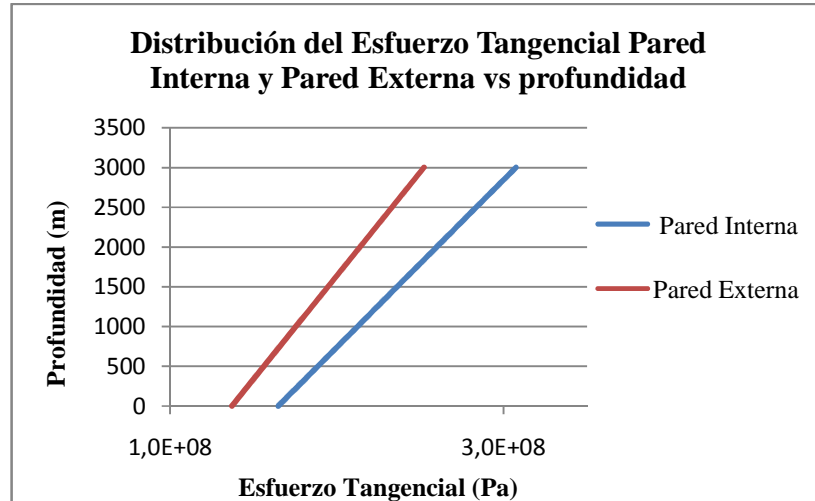


Figura 56. Distribución del Esfuerzo Tangencial Pared Interna y Pared Externa vs profundidad.

7.1.1.6.2. Distribución del Esfuerzo Radial

En la Figura 57, se muestra la distribución de los esfuerzos radiales sobre la sarta de producción tanto para la pared interna como la pared externa. El esfuerzo radial sobre la pared interna (línea azul), presenta una pendiente lineal que crece en valores negativos del esfuerzo radial a lo largo de toda la profundidad. La magnitud negativa del esfuerzo radial indica un sentido opuesto al vector normal de la pared interna de la sarta, pero en su misma dirección. Además, la magnitud negativa del esfuerzo radial sobre la pared interna predice una compresión en sentido opuesto al vector normal de la pared interna de la sarta, que promueve al fenómeno de pandeo y el abombamiento local de la sarta de producción. De igual manera, el esfuerzo radial sobre la pared externa de la sarta (recta roja), presenta una magnitud negativa a lo largo de la longitud total de la sarta de producción, aunque su pendiente de

crecimiento para valores negativos del esfuerzo radial, no es tan pronunciada como la pendiente del esfuerzo radial para la pared interna de la sarta. Adicionalmente, la diferencia de magnitud del esfuerzo radial entre la pared interna y la pared externa, representa un incremento en el fenómeno de pandeo que va desde la profundidad del punto neutro (1250 [m]) hasta el extremo inferior de la sarta de producción.

En este estudio se asume que la forma del área de sección transversal siempre se conservará circunferencial y sin presencia de abolladuras o abombamientos locales, debido a los esfuerzos sobre el espesor de la sarta de producción.

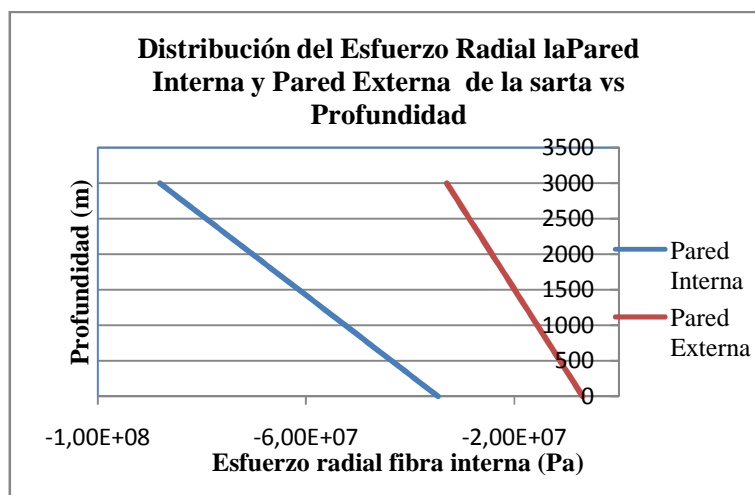


Figura 57. Distribución del Esfuerzo Radial para la Pared Interna y Pared Externa de la sarta vs Profundidad.

Una vez revisado y analizado la influencia de los esfuerzos actuantes sobre la sarta de producción (axial, tangencial y radial) procederemos a analizar el esfuerzo equivalente de von Mises, el cual se basa en los esfuerzos actuantes descritos.

7.1.1.7. Distribución del Esfuerzo equivalente de Von Mises sobre la sarta de producción.

Para realizar el análisis del diseño triaxial de la sarta de producción, es importante determinar y representar los límites máximos permitidos antes de alcanzar el esfuerzo de fluencia del material en función de las sollicitaciones que la sarta puede admitir. Para esto, se toma como criterio la relación de las magnitudes del esfuerzo de fluencia (σ_y) y el esfuerzo equivalente de von Mises (VME)

El esfuerzo equivalente de von Mises (VME) sobre la pared interna y sobre la pared externa de la sarta se muestra en la gráfica de la Figura 58 y Figura 59, respectivamente. La gráfica de ambas figuras, muestra una curva que se divide en dos ramas a una profundidad de 1250 [m]. Antes que se bifurque en dos ramas, la curva inicial de color verde indica el esfuerzo equivalente de von Mises para el rango de profundidad donde no existen esfuerzos de flexión producto del pando helicoidal, esto ocurre en un rango de profundidad que va desde el cabezal de pozo hasta la ubicación del punto neutro (1250 [m]).

A partir de la profundidad del punto neutro (1250 [m]), los esfuerzos de flexión se producen debido al fenómeno del pandeo, estos esfuerzos se dividen en dos tipos, el primero es el esfuerzo equivalente de von Mises con la influencia del esfuerzo de flexión a compresión, que está representado en la Figura 58, por la curva de la izquierda de color azul. El segundo tipo es el esfuerzo equivalente de von Mises con la influencia del esfuerzo de flexión a tensión, representado igualmente en la Figura 58, por la curva de la derecha de color rojo. Ambos esfuerzos son los producidos sobre la pared interna de la sarta.

El esfuerzo equivalente de von Mises que presenta la mayor magnitud sobre la pared interna de la sarta después de la profundidad del punto neutro (1250 [m]), es el esfuerzo equivalente de von Mises con el esfuerzo de flexión a tensión. Esto representa que el mayor efecto combinado de los esfuerzos actuantes se encuentra sobre las paredes internas flexionadas a tensión de la sarta. Esto podría ocasionar el abombamiento (fluencia) o el estallido (ruptura) local de la sarta de producción.

Luego, en la pared externa se observa que el esfuerzo equivalente de von Mises, presenta una configuración similar al esfuerzo equivalente de von Mises sobre la pared interna. Esto quiere decir, que desde la cabeza de pozo hasta la profundidad del punto neutro de la sarta (1250 [m]), el esfuerzo equivalente se representa en una misma curva (curva de color verde). Después de esta profundidad, el esfuerzo equivalente se bifurca en dos ramas, la rama de la izquierda de la grafica representa el esfuerzo equivalente de von Mises con

esfuerzo de flexión a compresión (curva de color azul) y la segunda rama del esfuerzo equivalente con esfuerzo de flexión a tensión (curva de color rojo), siendo esta última la que posee una pendiente positiva más significativa en magnitudes del esfuerzo equivalente por profundidad. Esto de igual manera que para el esfuerzo equivalente sobre la pared interna, representa que el mayor efecto combinado de los esfuerzos actuantes se encuentra sobre las paredes externas flexionadas a tensión de la sarta. La distribución del esfuerzo equivalente de von Mises sobre la pared externa de la sarta de producción, se puede observar en la Figura 59.

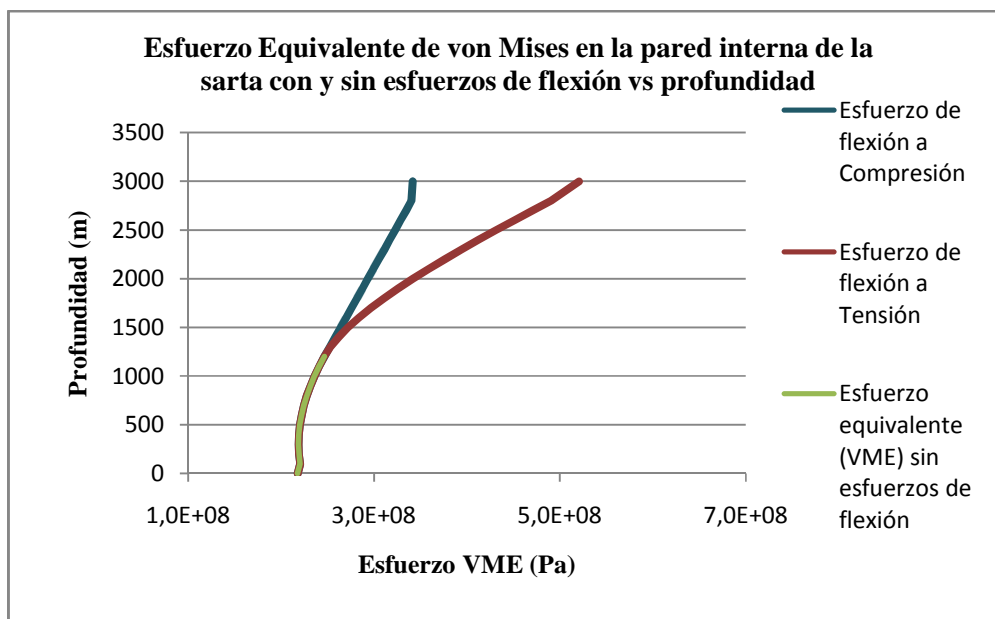


Figura 58. Distribución del Esfuerzo de VME con esfuerzo de flexión en pared interna vs Profundidad

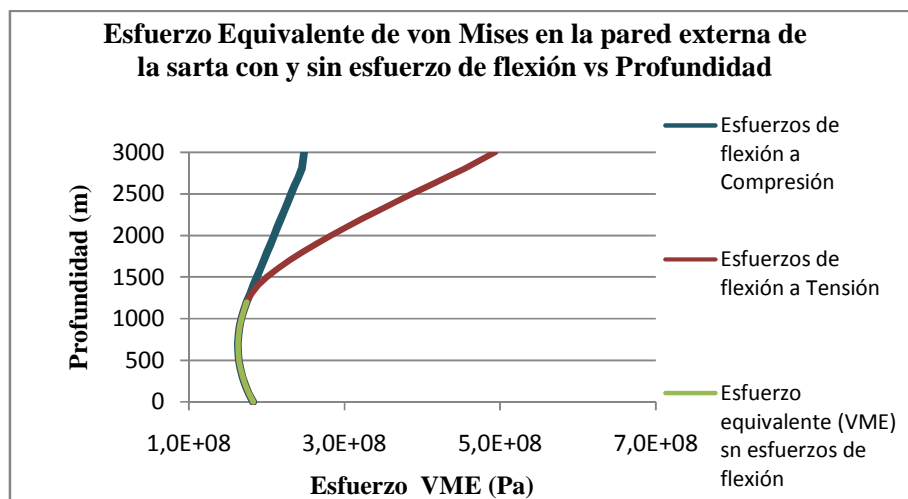


Figura 59. Distribución del Esfuerzo VME con esfuerzo de flexión en pared externa a vs Profundidad.

7.1.1.8. Distribución del Factor de Diseño con influencia de los esfuerzos de flexión

La magnitud obtenida del esfuerzo equivalente de von Mises (Ec. 5.2), se relaciona con el valor del esfuerzo de fluencia a través de un factor de diseño de la sarta, (explicado en el Capítulo IV). Esta relación puede graficar la variación del factor de diseño a lo largo de la longitud total de la sarta, representando el máximo y mínimo valor de esfuerzo equivalente de von Mises permitido por las propiedades mecánicas de la sarta antes de alcanzar la fluencia. Las magnitudes del esfuerzo equivalente de von Mises sobre la pared interna de la tubería con respecto a las magnitudes que del esfuerzo equivalente sobre la pared externa de la sarta son mayores tanto para esfuerzos de flexión a compresión como a tensión, esto lleva como consecuencia que la distribución del factores de diseño para la pared interna de la sarta sean menores con

respecto a los factores de diseño de la pared externa. Es decir, el factor de diseño más crítico que alcanza la pared interna posee un valor de $DF=1,1$. Por otra parte el valor de factor de diseño más crítico en la pared externa de la sarta es de $DF=1,2$. La distribución del factor de diseño para la pared interna de la sarta la podemos observar en la Figura 60.

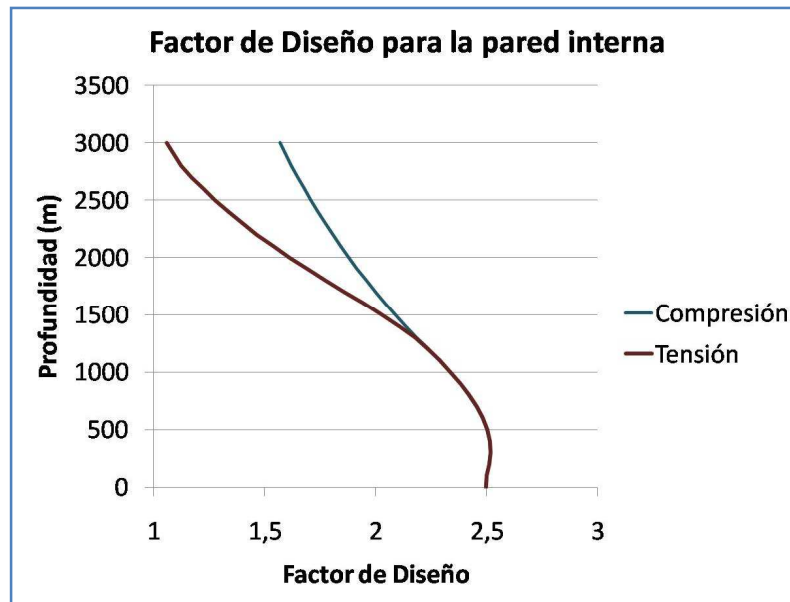


Figura 60. Distribución del Factor de Diseño para Esfuerzo de Fluencia de una Tubería de 80000 Psi Pared Interna vs Profundidad.

El factor de diseño general para una sarta en particular es derivado del análisis triaxial de la sarta. Del análisis triaxial, que se explicó en el Capítulo IV los factores de diseño pueden ser esquematizados a través de una envolvente de falla. Para este caso de cementación, el cual la sarta utilizada posee un esfuerzo de fluencia de 80.000 psi, se grafica la envolvente de falla a través de

la distribución del factor de Diseño. Esta envolvente puede ser observada en la Figura 61, donde las curvas de nivel de la envolvente determinan las elipses de falla donde para valores de esfuerzos que se encuentren en el interior de las elipses para un valor particular del factor de diseño (DF) presentarán un comportamiento elástico en el material de la sarta, y aquellos valores que estén por fuera del contorno de las elipses, presentarán un comportamiento plástico en el material de la sarta.

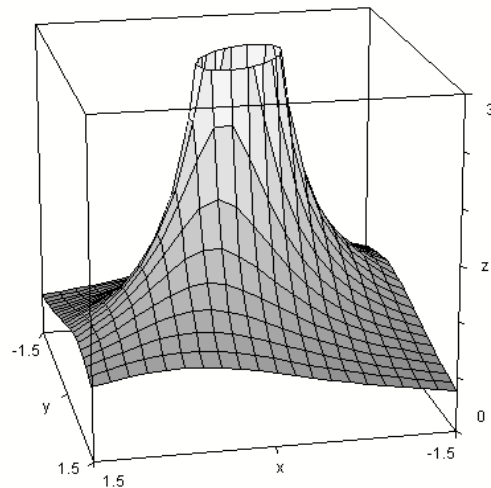


Figura 61. Envolvente de Falla para una tubería de producción con esfuerzo de fluencia de 80000 psi.

Las elipses de falla para el caso de cementación son la proyección de las curvas de nivel en la envolvente de falla proyectadas sobre el plano xy. Estas pueden observarse en la Figura 62.

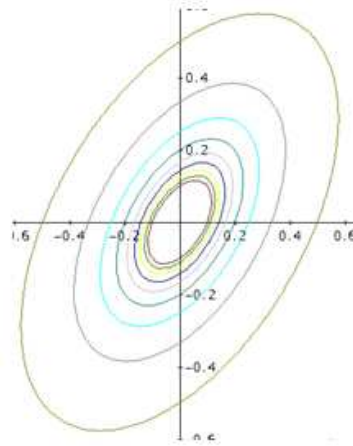


Figura 62. Elipses de Falla para una tubería de producción con esfuerzo de fluencia de 80000 psi.

Todos los factores de diseño son mayores a la unidad, sin embargo, debido a la pequeña diferencia entre el factor mínimo de diseño alcanzado por los esfuerzos sobre la sarta, no hay un margen confiable de seguridad para ésta tubería dada su cercanía con éste valor de crítico (1), bajo los estados de carga a los que es sometida en éste proceso de cementación secundaria en particular.

7.1.1.9. Distribución de la Presión de Colapso y Estallido.

A continuación se presentarán los resultados del cálculo de las presiones límites de colapso y estallido sobre la sarta de producción. Además se presentara la comparación entre la magnitud de la presión externa con respecto a la presión límite de colapso y la magnitud de la presión interna con respecto a la presión límite de estallido.

7.1.1.9.1. Presión de Colapso

La Figura 63, muestra la distribución de las presiones de colapso en la pared externa de la sarta de producción para la longitud total de la misma. Además se puede apreciar que la distribución de la presión límite de colapso sin la influencia del esfuerzo de flexión (curva de color morado) producto del pandeo sobre la sarta, posee un rango de profundidad que va desde la cabeza de pozo hasta 1250 [m]. La presión límite de colapso, en el rango de profundidad que va desde el punto neutro hasta el extremo inferior de la sarta, se divide en dos ramas, generadas por la aparición de los esfuerzos de flexión producto del pandeo. Estas dos ramas se clasifican en dos, la primera (curva de color azul) es la presión límite de colapso con esfuerzo de flexión a compresión, y la segunda (curva de color rojo) es la presión límite de colapso con esfuerzo de flexión a tensión.

En el gráfico de la Figura 63, también está la distribución de la presión externa a la sarta de producción, la cual es la que puede generar algún colapso local o global sobre la sarta si las presiones límite de colapso inherentes al material y la presión interna son inferiores en magnitud a la presión externa a la sarta. Para el caso de cementación, la magnitud de la presión externa no llega a superar a la magnitud de las presiones límites de colapso de la sarta de producción, por lo tanto el colapso no ocurre.

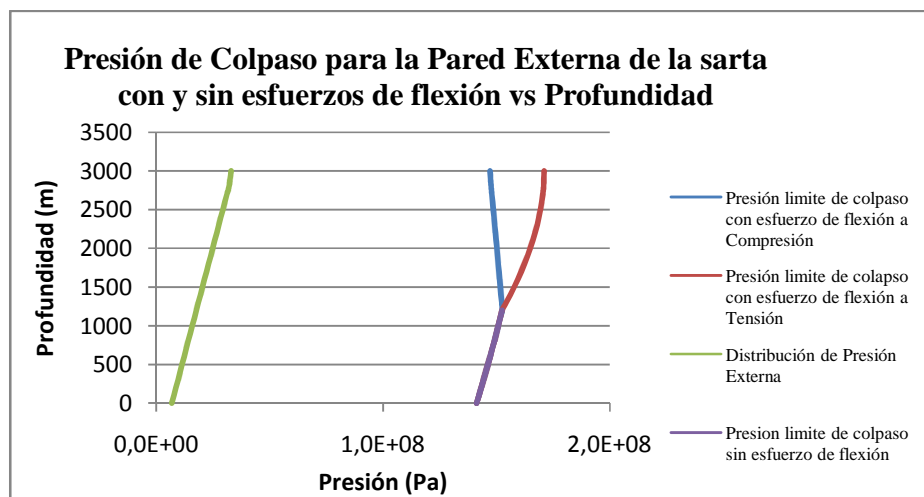


Figura 63. Distribución de la Presión Externa del Fluido con Presión de Colapso Pared Interna con Esfuerzo de Flexión Vs Profundidad.

La presión límite de colapso para el caso de cementación se encuentra a nivel de empaadura con una magnitud de $P_{\text{colapso}}=1,704E+8[\text{Pa}]$. En comparación con la magnitud de la presión externa a la sarta y para la presión límite en el extremo inferior de la sarta ($P_o=3,310e+7$), se puede decir que no se alcanza la presión de colapso, teniendo un factor de seguridad de $P_o/P_{\text{colapso}}=5,14$.

7.1.1.9.2. Presión de Estallido

La Figura 64, muestra la distribución de las presiones de estallido en la pared interna de la sarta de producción para la longitud total de la misma. De igual manera que para el caso del cálculo de las presiones límites de colapso, se puede apreciar que las distribución de la presión límite de estallido sin la

influencia del esfuerzo de flexión (curva de color morado) producto del pandeo sobre la sarta, posee un rango de profundidad que va desde la cabeza de pozo hasta 1250 [m]. La presión límite de estallido que se encuentra en el rango de profundidad que va desde el punto neutro hasta el extremo inferior de la sarta, se divide de igual manera que en las presiones límites de colapso en dos ramas, generadas a partir de la aparición de los esfuerzos de flexión producto del pandeo que ocurre en la sarta de producción. Estas dos ramas se clasifican en dos, la primera (curva de color azul) es la presión límite de estallido con esfuerzo de flexión a compresión, y la segunda (curva de color rojo) es la presión límite de estallido con esfuerzo de flexión a tensión.

Como se represento para el cálculo de las presiones límites de colapso, se puede observar en el gráfico de la Figura 64, la distribución de la presión interna a la sarta de producción, la cual puede generar algún estallido local o global sobre la sarta si las presiones límite de estallido inherentes al material y la presión externa son inferiores en magnitud a la presión interna a la sarta de producción. Para este caso de cementación, la magnitud de la presión interna no llega a superar a la magnitud de las presiones límites de estallido de la sarta de producción, por lo tanto el estallido no ocurre.

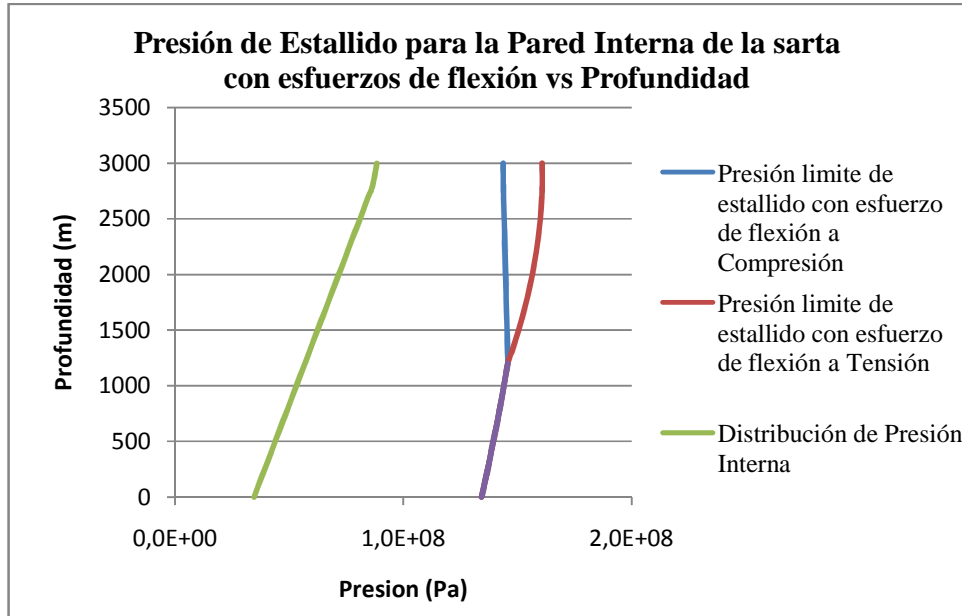


Figura 64. Distribución de la Presión Interna de Fluido con Presión de Estallido Pared Interna con esfuerzo de Flexión vs Profundidad.

La presión límite de estallido, se encuentra a nivel del extremo inferior de la sarta de producción con una magnitud de $P_{\text{estallido}}=1,608E+8[\text{Pa}]$. En comparación con la presión externa a la sarta de producción y para una presión máxima a nivel de cabeza de pozo de $P_i=8,820e+7$, no se alcanzan las presiones de estallido límites, teniendo un factor de seguridad de $P_i/ P_{\text{estallido}}=1,82$.

El análisis presentado a partir de las graficas de presiones limites para colapso y estallido, reportan que la sarta está sometida a una presión en el exterior de la sarta que conlleva a una proximidad más apreciable de las presiones limites de estallido permitido en la sarta de producción en base a su fluencia, que a la presión límite de colapso.

7.1.2. SIMULACIÓN NUMÉRICA

7.1.2.1. Mallado de la tubería

Para la simulación se utilizó el elemento SOLID186 del tipo hexaédrico cuadrático. Este elemento en particular permite el uso de un comando de estabilización (“STABILIZE”), que controla los desplazamientos laterales, cuando estos son muy pronunciados. Este comando utiliza un factor de amortiguamiento (c), que se encuentra entre $c = [0,1]$, el cual ANSYS sugiere iniciar la simulación con un valor de $c = 1e-4$, e ir incrementando el valor por el usuario en función de la convergencia del problema en estudio.

En la Figura 65, se muestra la malla del modelo, con 360 elementos finitos y 4116 nodos. La mayor densidad de elementos se ubicó en los extremos de la sarta, a través del uso del comando “SPACE” con el que se define una tasa de cambio y su distribución en el modelo de los elementos finitos. Esta tasa de cambio del radio de espaciamiento (R_{esp}) varía entre R_{esp} valores positivos o negativos, de ser positivo la densificación va desde el centro hacia los extremos y al ser negativo la densificación va desde los extremos hacia el centro en el caso particular de un cilindro hueco, pero este factor es definido respecto a una o más direcciones (líneas). Adicionalmente ANSYS permite la densificación mediante áreas. Para este problema se utilizó $R_{esp} = 3$, generando una densificación desde el centro hacia los extremos de la sarta de producción ya que en éstos se encuentran las mayores solicitaciones.

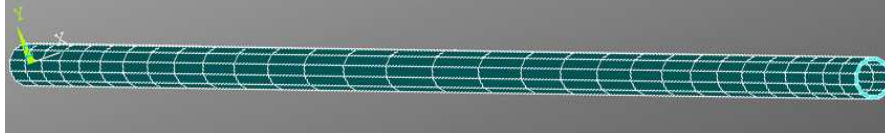


Figura 65. Malla del modelo para el caso de cementación. Elementos: 360. Nodos: 4116.

En la Figura 66, se observa una representación del estado de carga de la sarta y el cambio de temperatura, ΔT , en donde las flechas azules representan la presión externa, las anaranjadas la presión interna y las rojas la compresión axial. Los triángulos grises representan la sujeción a nivel de superficie.

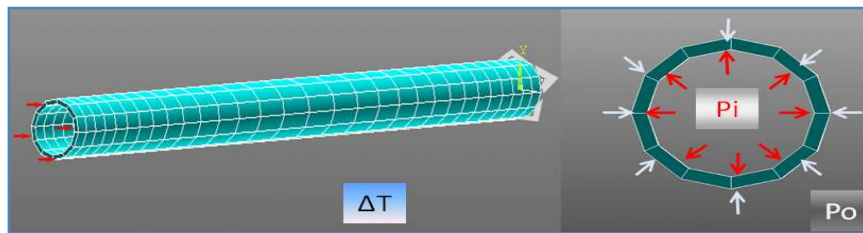


Figura 66. Esquema de solicitaciones sobre la sarta de producción con disminución de la temperatura.

7.1.2.2. Nueva Configuración de Estabilidad y Punto Neutro:

En cuanto a la nueva configuración de estabilidad de la sarta de producción, (Figura 67), podemos observar el fenómeno de pandeo helicoidal de la sarta de producción. Se observa adicionalmente que no hay contactos locales de la sarta de producción con el revestidor con excepción del extremo inferior de la sarta.

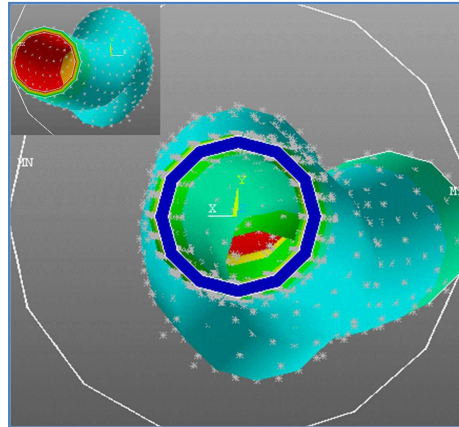


Figura 67. Pandeo en la Tubería de producción.

En la solución numérica, Figura 68, observamos que el pandeo comienza aproximadamente a 1300 metros de la superficie dentro del entorno de los 1250 [m], corroborando así la predicción de la solución analítica (Lubinski, et. al., 1962) sobre la ubicación del punto neutro.

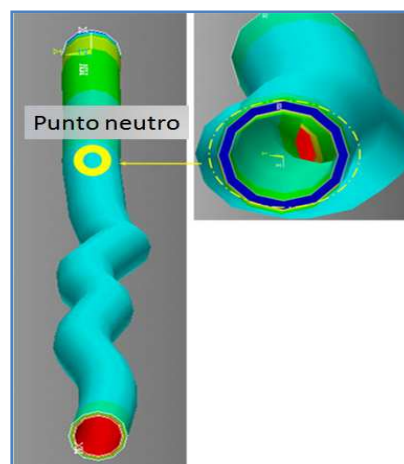


Figura 68. Ubicación del Punto Neutro vista desde el extremo inferior de la sarta.

En la Figura 69, podemos apreciar de mejor manera la forma de pandeo helicoidal. El pandeo helicoidal está caracterizado por estar conformado por un número de hélices el cual está determinado por el estado de cargas sobre la sarta de producción. En este caso se observa un número de hasta 7 hélices de paso variable. Comprobando así la teoría de Mitchell, (Mitchell, 1986), de un paso variable de hélice, el cual se reduce desde el punto neutro hacia el extremo inferior de la sarta de producción.

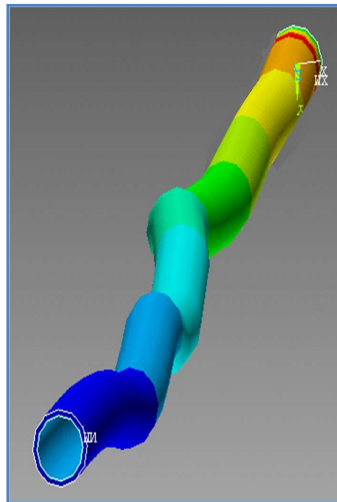


Figura 69. Representación del pandeo helicoidal con las hélices características del fenómeno.

7.1.2.3. Distribución Esfuerzo Equivalente VME

En la Figura 70 se observa la distribución del esfuerzo equivalente de von Mises en la sarta, observándose el máximo esfuerzo de von Mises global en

el extremo inferior de la sarta $\sigma_{VME} = 3,87E+8$ [Pa], donde este extremo está sometido a las mayores presiones del caso de cementación.

También se observa un máximo esfuerzo local de von Mises en la cabeza de hoyo de $\sigma_{VME} = 3,47E+08$ [Pa] (Figura 70), como consecuencia del sistema de vinculación utilizado.

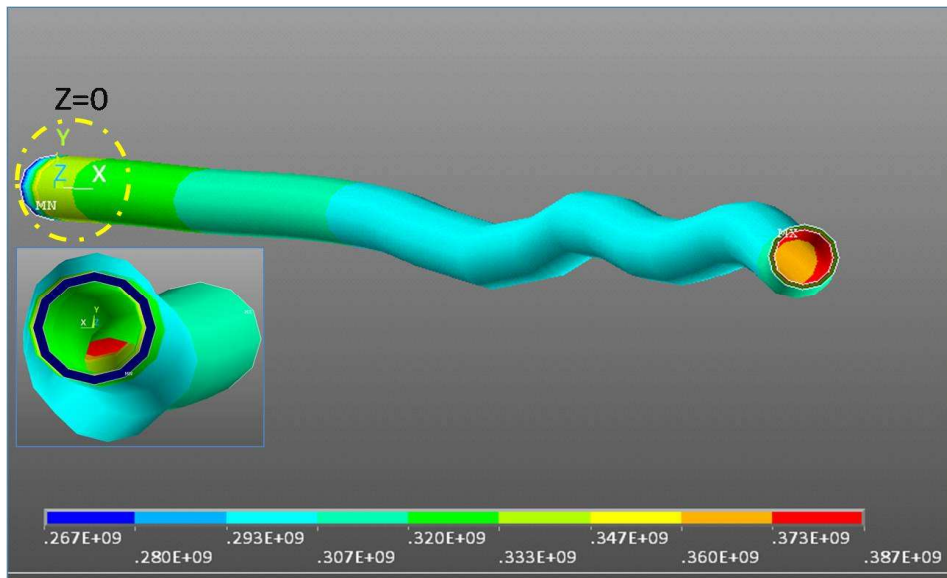


Figura 70. Esfuerzo de von Mises equivalente en la tubería (Pa).

En la Figura 71, se observa un esfuerzo máximo de von Mises $\sigma_{VME} = 3,48E+8$ [Pa] para la sección de sarta a 200 [m] de profundidad. Éste valor no sobrepasa el esfuerzo equivalente máximo absoluto de von Mises en la sarta de producción $\sigma_{VME} = 3,87E+8$ [Pa].

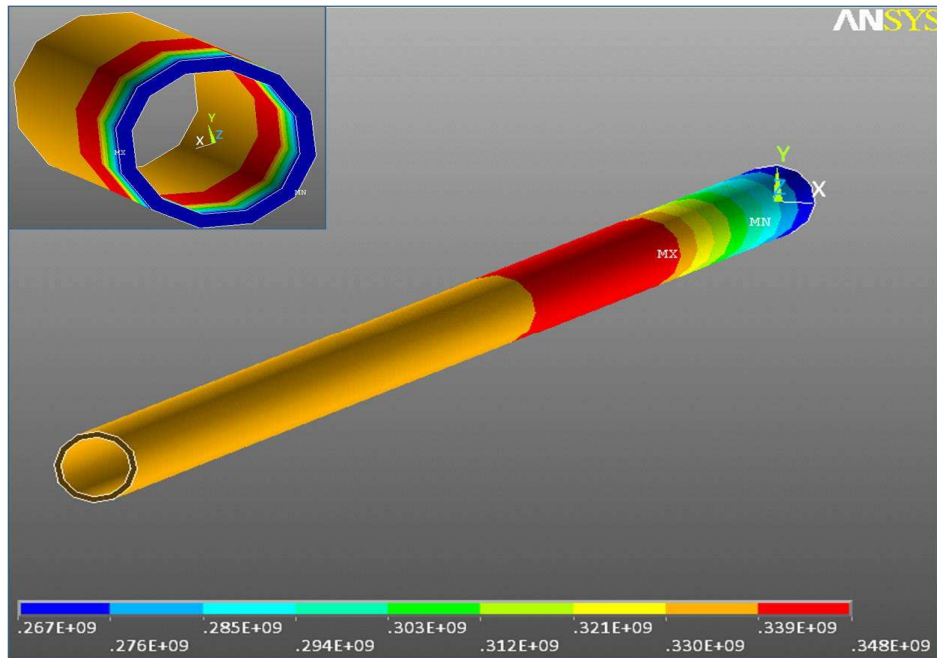


Figura 71. Esfuerzo de von Mises equivalente en la sección transversal de la tubería a 200 m desde la superficie (Pa).

En la Figura 72 observamos los valores de desplazamiento axial en la sarta, obteniendo un acortamiento máximo de $\Delta L = -4,184$ [m] en la base, lo que representa un $\% \Delta L/L = 0,139\%$ de la longitud original de la sarta ($L = 3000$ [m]).

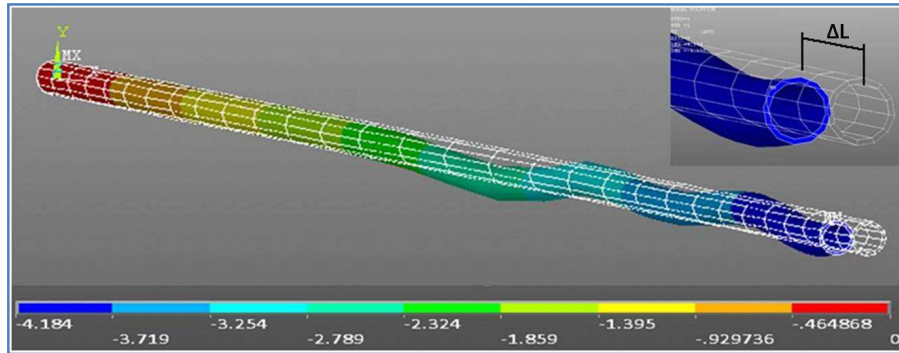


Figura 72. Desplazamientos de la tubería en el eje Z (eje longitudinal).

7.1.3 COMPARACIÓN ENTRE EL MODELO ANALÍTICO Y EL MODELO NUMÉRICO.

7.1.3.1 Nueva Configuración de Estabilidad y Punto Neutro.

Ambos modelos predicen un comportamiento helicoidal de la sarta de tuberías. El modelo numérico en particular, presenta un pandeo helicoidal inferior a 7 hélices, lo que representa un paso de hélice de aproximadamente 214 [m] (asumiendo un paso constante). Hay que destacar, que el criterio de estabilidad para el análisis de pandeo en columnas, utilizado por ANSYS11®, es el de Euler, a diferencia del criterio utilizado por la industria petrolera, que es el de Paslay.

Los resultados de la simulación numérica, en cuanto al paso de hélice, contrastan con el paso máximo que se llega a obtener con el modelo analítico, que no sobrepasa los 60 metros.

Como fue dicho en la sección 7.1.2, en la solución numérica el pandeo comienza aproximadamente a 1300 metros de la superficie. Ésta ubicación del punto neutro (dentro del entorno de los 1250 [m]), corrobora la predicción de la solución analítica sobre la ubicación del punto neutro, basada en el cambio de signo de la fuerza de pandeo, desarrollada por Lubinski (Lubinski et al., 1962).

7.1.3.2 Desplazamientos Axiales

El modelo numérico predice un acortamiento de -4,184 metros, en contraste con los -5,123 metros de acortamiento que predice el modelo analítico. Esto conlleva un error de 18,33% del modelo numérico respecto al analítico.

7.1.3.3 Esfuerzo Equivalente de von Mises

A continuación se muestra en las Figuras 73 y 74, los errores obtenidos de la comparación entre la simulación numérica y el modelo analítico para el esfuerzo equivalente de von Mises.

La zona a evaluar el error obtenido, es aquella donde ocurre el pandeo en la pared interna de la sarta, la cual está más propensa que la pared externa a alcanzar el límite mínimo de fluencia. Se encontró de la comparación entre la simulación numérica y el modelo analítico, un promedio de error inferior al 15% en ambas paredes de la sarta de producción en la zona pandeada, (desde la ubicación del punto neutro hasta el extremo inferior de la sarta)

En ambas Figuras (73 y 74), se observa una región de dispersión respecto al error promedio entre la formulación analítica y la simulación numérica en el rango de profundidad que va desde el cabezal del pozo, hasta la ubicación del punto neutro (1250 [m]), que va disminuyendo gradualmente. Ésta zona se ve afectada por el agarre del colgador de la tubería que fue posicionado en la cota 0 axial, restringiendo cualquier movimiento de la sarta. El esfuerzo promedio para éste caso (a lo largo de toda la tubería) es de 27%.

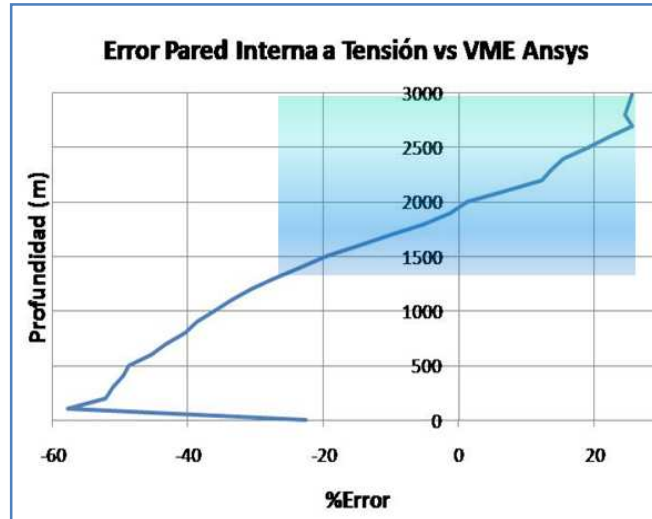


Figura 73. Distribución del error para el esfuerzo de von Mises Equivalente (VME), para la pared interna a tensión. En la zona pandeada el promedio de error es de 15%.

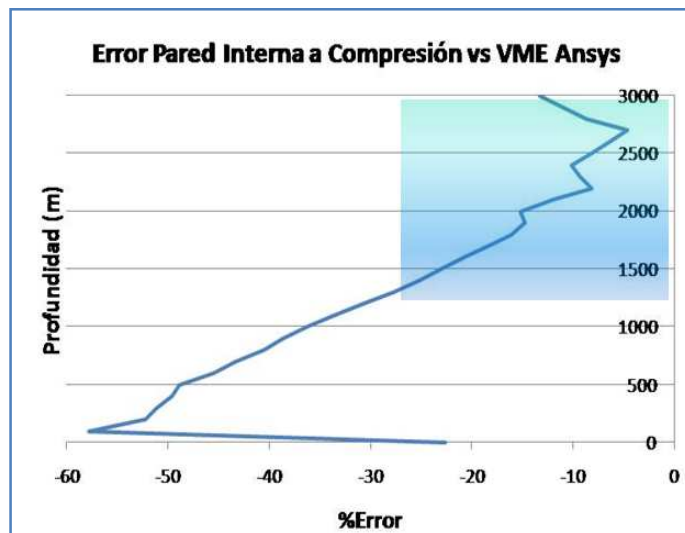


Figura 74. Distribución del error para el esfuerzo de von Mises Equivalente (VME), para la pared interna a Compresión. En la zona pandeada el promedio de error es de 14,1%.

En la Figura 74 observamos un incremento para los valores de error en la pared interna a compresión, obteniendo un promedio de 26%. Asimismo, la zona de distorsión, o error máximo se extiende hasta más de 500 metros desde la superficie.

Para una sarta con tuberías N-80, ambos modelos, predicen que no habrá falla en la misma, ya que ninguno alcanza el límite de fluencia: 80000psi, es decir $5,5e8$ Pa. El factor de diseño para el modelo numérico es de 1,424, y para el modelo analítico es de 1,1.

7.2. CASO 2: RECUPERACIÓN SECUNDARIA POR VAPOR.

A continuación se desarrollarán la solución analítica y simulación numérica para el caso de recuperación secundaria por vapor. Los datos utilizados fueron suministrados por PDVSA-Petrocedeo.

7.2.1. SOLUCIÓN ANALÍTICA

En ésta sección se desarrollará la formulación analítica pertinente en éste caso respecto a la fuerza axial, estabilidad, fuerza de pandeo, esfuerzos principales, esfuerzo de von Mises, factor de diseño y presiones de colapso y estallido.

7.2.1.1 Fuerza axial, Estabilidad y Fuerza de Pandeo

En la Figura 75, podemos observar la distribución de la fuerza axial para la sarta de producción. La flotabilidad genera una fuerza de empuje concentrada en la parte inferior de la sarta contraria a la dirección del peso, ejerciendo una resistencia al mismo. Esta resistencia va aumentando en magnitud a medida que se alcanza el extremo inferior de la sarta, y disminuyendo la carga axial a tensión que el peso de la tubería ejerce.

Se puede observar que en la distribución de la fuerza axial, ésta no llega a tener un cambio de signo en los primeros 440 metros sarta (para una longitud total de 523 metros). Esto es indicativo que la sarta no cambiará su configuración geométrica (inicialmente recta) a una configuración de pandeo. Asimismo, se observa una preponderancia de las fuerzas axiales a tensión.

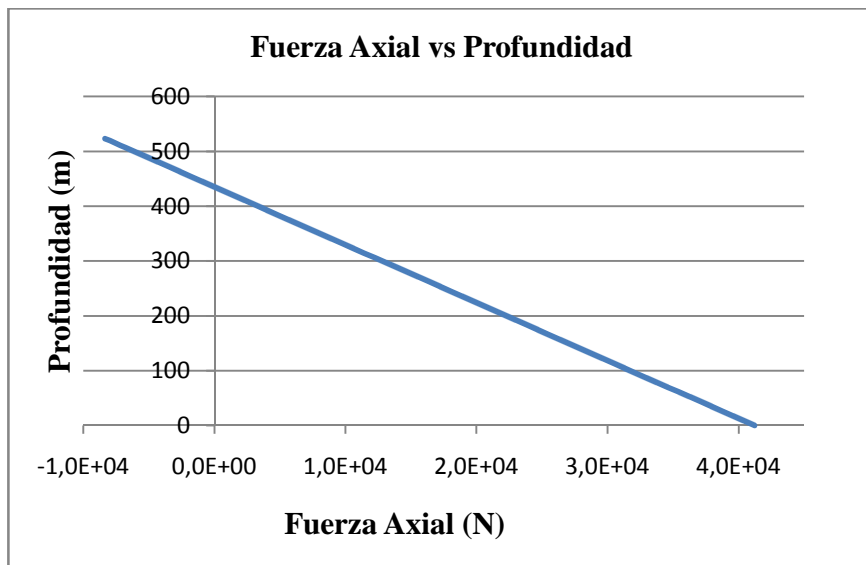


Figura 75. Distribución Fuerza Axial en función de la profundidad.

En la Figura 76, podemos observar la distribución de la fuerza de pandeo. En ésta se observa una preponderancia de las fuerzas a tensión, por lo que no habrá un cambio de estabilidad en la sarta (pandeo) apreciable.

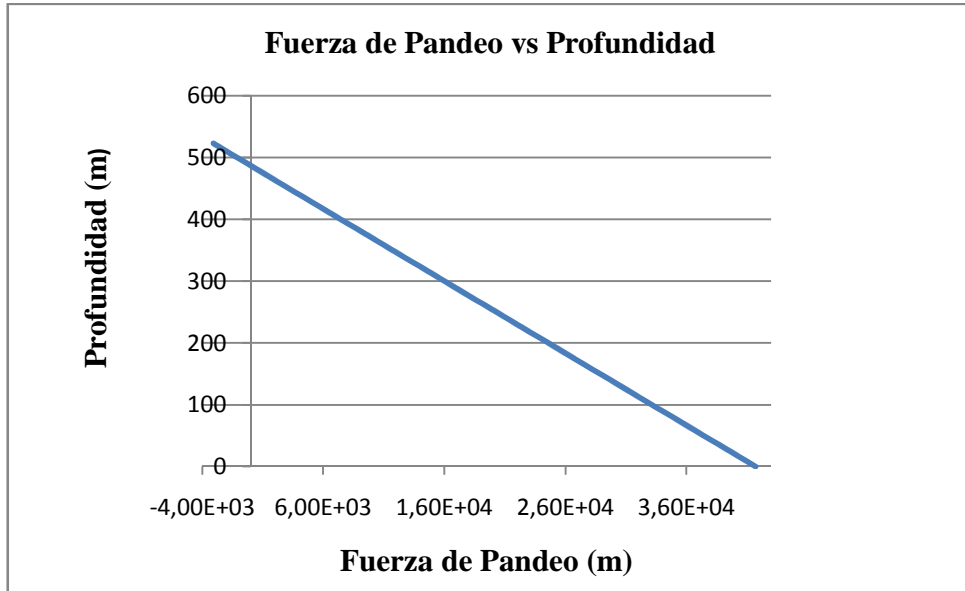


Figura 76. Distribución de la Fuerza de Pandeo vs Profundidad.

7.2.1.2. Distribución de Esfuerzos Principales sobre la Sarta de Producción

Seguidamente, se presentarán los resultados de los esfuerzos principales sobre la sarta de tuberías. Con éstos valores se determinará posteriormente la distribución del esfuerzo equivalente de von Mises.

Distribución del Esfuerzo Radial.

Para la distribución del esfuerzo radial (Figura 77), se puede apreciar un decrecimiento del mismo con el avance de la profundidad, tanto para pared interna como pared externa.

En la pared interna a cabeza de pozo, se observa un esfuerzo radial de $\sigma_r = -5E+06$ [Pa] y en la pared externa un esfuerzo radial de $\sigma_r = -3E+06$ [Pa], siendo la diferencia entre ellos del 60%, manteniéndose constante a lo largo de la sarta de producción.

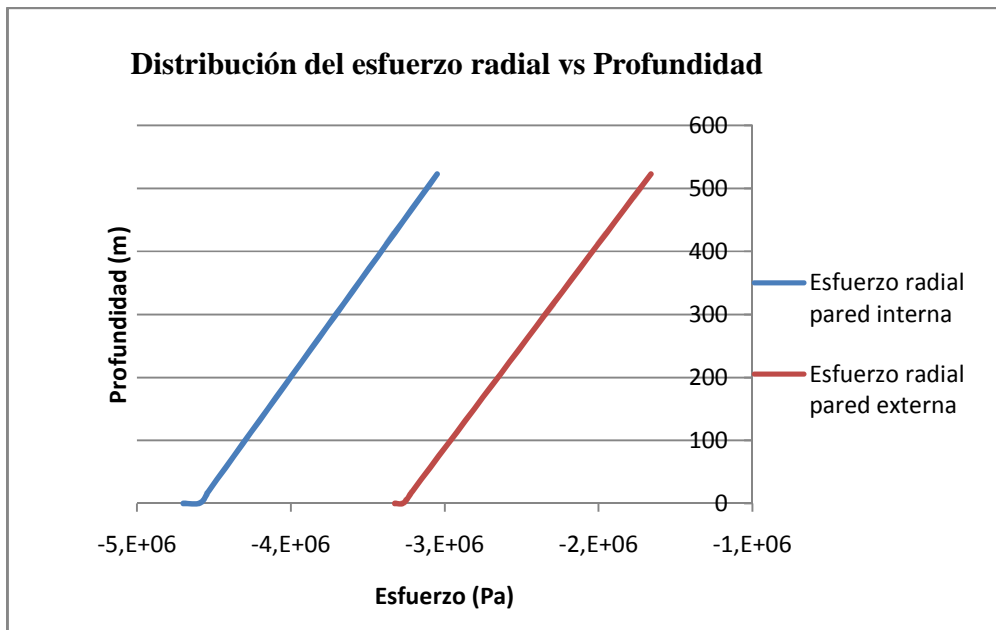


Figura 77. Distribución del Esfuerzo Radial Pared vs Profundidad.

Distribución del Esfuerzo Tangencial

En la Figura 78, observamos una distribución de esfuerzos tangenciales de tensión, en ambas paredes de la sarta. En la pared interna a cabeza de pozo, se observa un esfuerzo tangencial de $\sigma_t = 4,2E+06$ [Pa] y en la pared externa un

esfuerzo tangencial de $\sigma_t=5,6E+06$ [Pa], siendo la diferencia entre ellos del 75%, manteniéndose constante a lo largo de la sarta de producción.

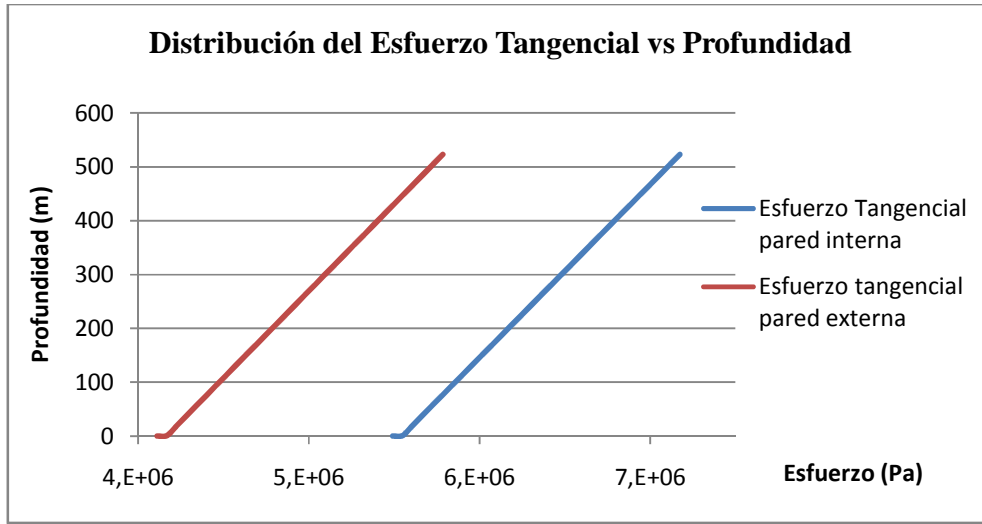


Figura 78. Distribución del Esfuerzo Tangencial Pared vs Profundidad.

Distribución del Esfuerzo Axial.

En la Figura 79, observamos que la distribución del esfuerzo axial, es predominantemente de tensión en alcanzando un 84,1% de la longitud total de la sarta (523 [m]).

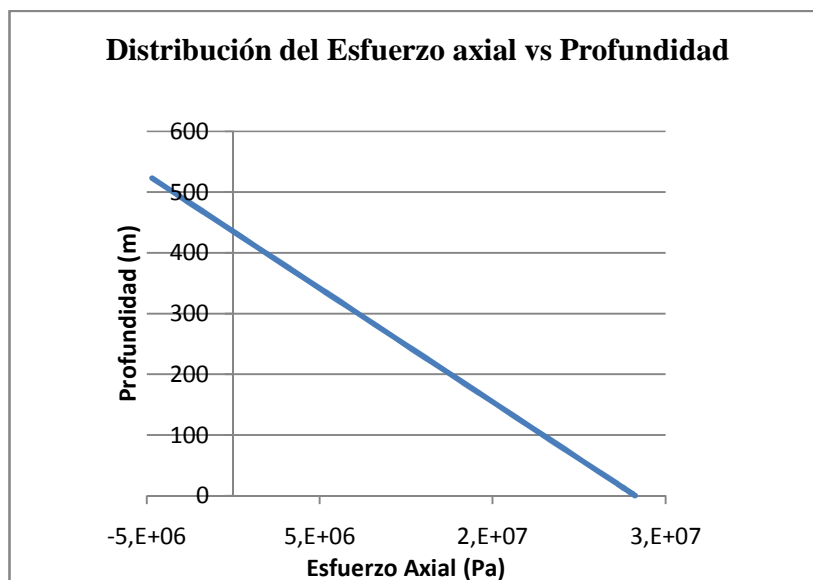


Figura 79. Distribución del Esfuerzo axial vs Profundidad.

Es importante destacar, que a partir de los 440 metros, se generarán esfuerzos de flexión, que no originarán el fenómeno de pandeo. La magnitud del esfuerzo máximo de flexión ($\sigma_b = -616,71$ [Pa]), es menor respecto al esfuerzo axial ($\sigma_a = 4,69E+06$ [Pa]), por lo tanto, el esfuerzo de flexión no es significativo con respecto al esfuerzo axial total (Ec. 5.6).

Por ésta razón, en los análisis sub-siguientes, no se considerarán los esfuerzos a tensión y compresión de las fibras internas y externas en la sarta.

7.2.1.3. Distribución del Esfuerzo equivalente de Von Mises sobre la Sarta

A continuación se presentarán los resultados analíticos obtenidos para el caso de recuperación por vapor, de los esfuerzos equivalentes de von Mises, tanto en la pared interna como la pared externa de la sarta.

En la Figura 80, observamos la distribución del esfuerzo equivalente de von Mises sobre la pared interna de la sarta a lo largo de su longitud (523 [m]). Los mayores magnitudes para éste esfuerzo, se encuentran en el cabezal del pozo de la sarta, a diferencia del caso de cementación secundaria en la que se encuentra en el extremo inferior de la sarta.

Esta magnitud máxima de esfuerzos en el cabezal del pozo de la sarta, va disminuyendo hacia el extremo inferior de la sarta, y esto ocurre hasta alcanzar la profundidad donde los esfuerzos de compresión son significativos con respecto al esfuerzo axial (440 [m]), como se puede apreciar en la gráfica el cambio de dirección de la pendiente en la curva, Figura 80. Este cambio de dirección puede ser interpretado como el cambio del esfuerzo axial de tensión a compresión.

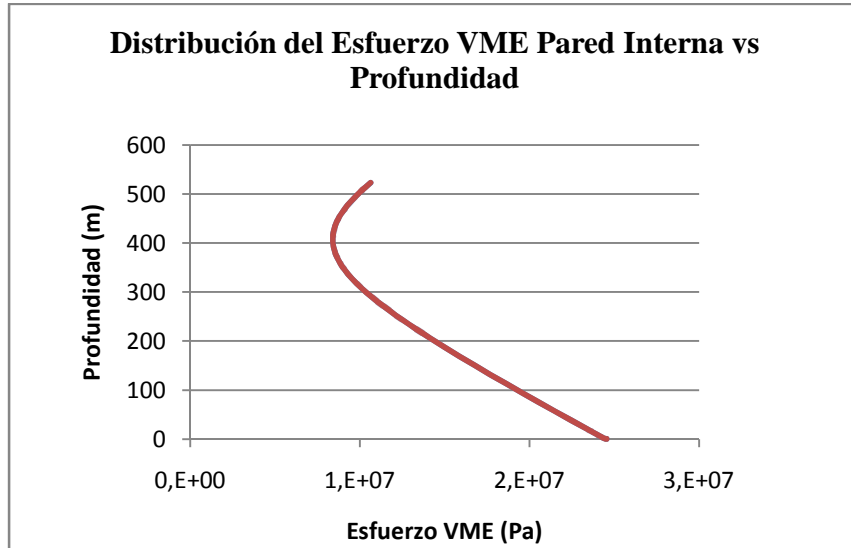


Figura 80. Distribución del Esfuerzo VME pared externa vs profundidad.

Los valores del esfuerzo equivalente sobre la pared externa de la sarta, Figura 81, reportan un comportamiento similar al del esfuerzo equivalente sobre la pared interna de la sarta, es decir, la diferencia de las curvas para el esfuerzo equivalente tanto para la pared interna (Figura 80) y externa (Figura 81) es menor del 0,5 %.

Adicionalmente, no hay esfuerzos de flexión presentes en éste caso, por lo que los esfuerzos en ambas paredes de la sarta, no presentan mayor diferencia.

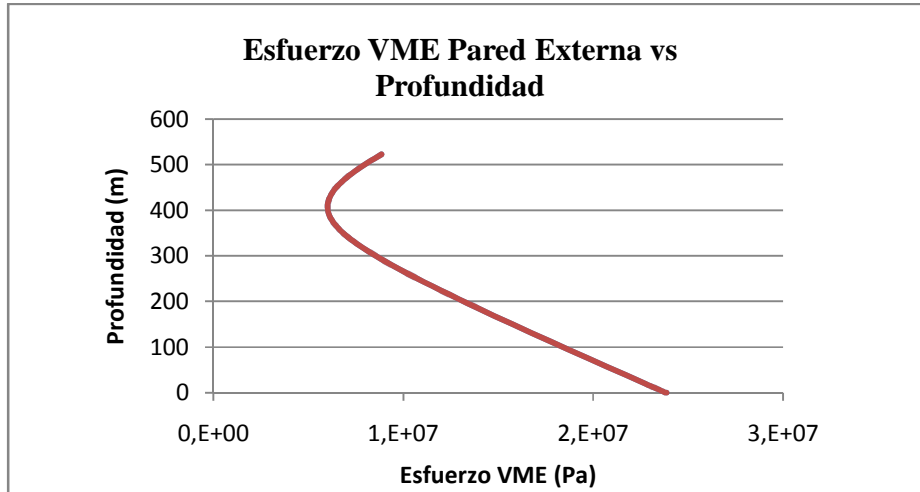


Figura 81. Distribución del Esfuerzo VME pared externa vs profundidad.

7.2.1.4. Distribución del Factor de Diseño con influencia de los esfuerzos de flexión

La distribución del factor de diseño a lo largo de la tubería, indica un comportamiento elástico de la sarta de producción, ya que en toda la distribución del factor de diseño tanto para interna como externa, no alcanza el valor límite de 1 (Figura 82).

A partir de la profundidad del punto de inflexión, a 420 [m], el factor de diseño para ambas paredes (interna y externa) decrece en magnitud a medida que avanza hacia el extremo inferior de la tubería a los 523 [m], lo que implica una reducción en el valor de esfuerzo equivalente de von Mises, respecto al esfuerzo de fluencia del material de la tubería.

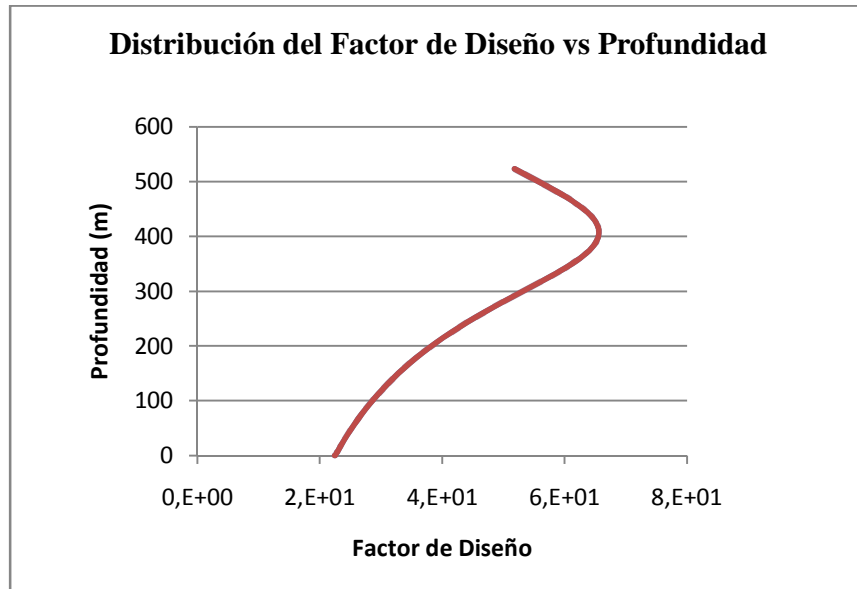


Figura 82. Distribución del Factor de Diseño en ambas paredes de la sarta vs Profundidad.

7.2.5. Distribución de la Presión de Colapso y Estallido.

La presión límite de colapso y estallido se analizará en la siguiente sección, donde se tomará en cuenta la distribución de las presiones de operación del pozo tanto interna como externa.

La presión límite para que ocurra el estallido debe superar la resistencia que le hace inicialmente la pared interna de la sarta. De igual manera, influirá sobre las fibras intermedias que separan la pared externa e interna, hasta

finalmente superar la fluencia de la pared externa. Debido a esto el espesor de la tubería juega un papel fundamental en la estabilidad mecánica de la tubería.

En la Figura 83 se observa el comportamiento de la presión límite de estallido para la pared interna de la tubería. De igual manera el comportamiento de la presión límite de colapso está representado en la Figura 84, en la que observamos un comportamiento muy similar al de la presión de estallido. Se observa que ni la presión interna ni la externa, alcanzan los valores límites de colapso y estallido en el caso de recuperación por vapor. La presión externa, sin embargo es más crítica que la interna.

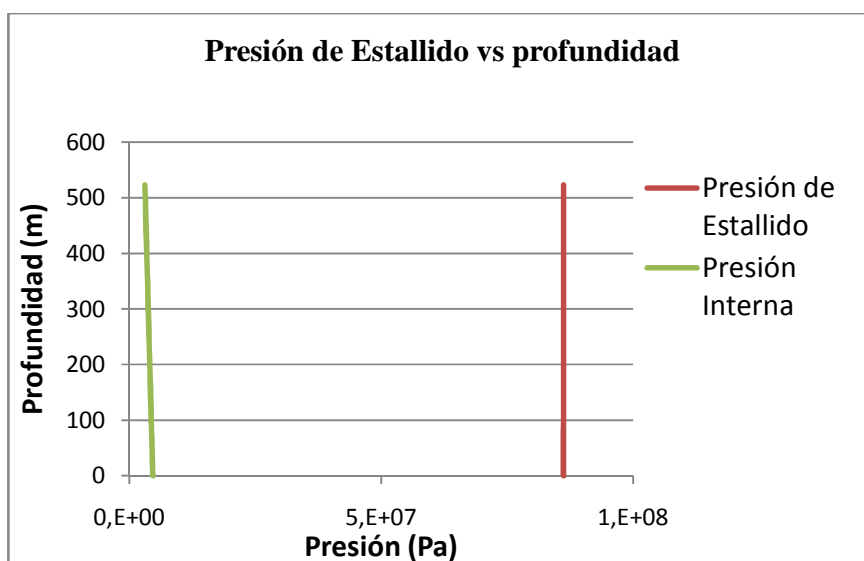


Figura 83. Presión de Estallido vs Profundidad.

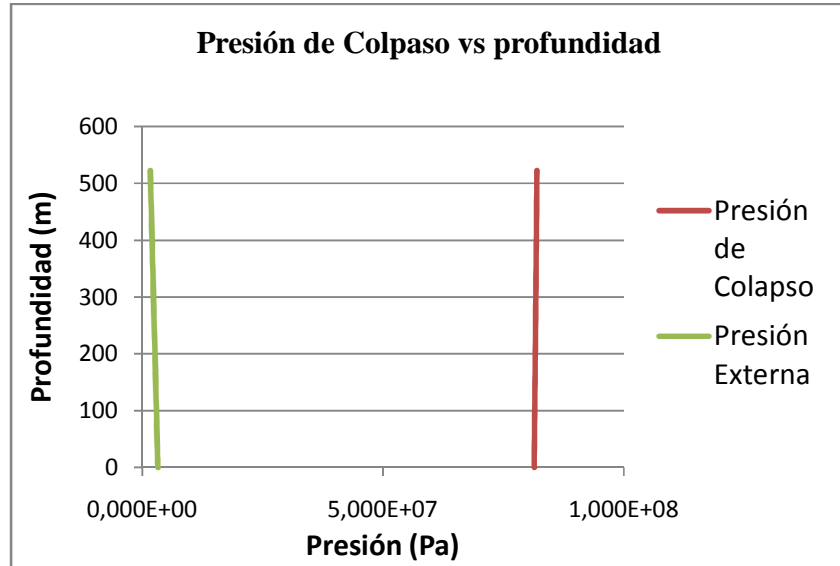


Figura 84. Presión de Colapso vs Profundidad.

7.2.6 Desplazamientos Axiales

El total de los desplazamientos axiales por carga axial “ ΔL ”, temperatura “ ΔL_T ”, y estallido “ ΔL_b ”, se muestra a continuación.

Desplazamiento	Valor (m)	Ecuación
ΔL	-0,143	2.1
ΔL_T	1,230	2.2
ΔL_B	0,000	2.4
$\Sigma \Delta L_i$ (Total)	1,216	

Tabla 13. Valores de desplazamiento axial por compresión axial, temperatura y estallido [m].

Se puede observar una preponderancia de la temperatura en la elongación total, siendo ésta un 98,82% del desplazamiento axial total. Asimismo, se observa una leve influencia de la fuerza axial (1,12% del desplazamiento axial total), y ninguna influencia del estallido, ya que las presiones internas (así como las externas) no son críticas (presión máxima de estallido, $P_{\text{estallido}}=4,70\text{E}+06$).

7.3. SIMULACIÓN NUMÉRICA

A continuación se presentarán los resultados de la simulación numérica, realizada a través del programa de uso general ANSYS11®.

7.3.1. Mallado de la tubería.

En la Figura 85, se presenta el mallado de la sarta para el caso de recuperación por vapor, en el cual fue utilizado el elemento SOLID186, de tipo hexaédrico cuadrático. Este elemento en particular permite el uso de un comando de estabilización (“STABILIZE”), que controla los desplazamientos laterales, cuando estos son muy pronunciados. Este comando utiliza un factor de amortiguamiento (c), que se encuentra entre $c = [0,1]$, el cual ANSYS sugiere iniciar la simulación con un valor de $c = 1e-4$, e ir incrementando el valor por el usuario en función de la convergencia del problema en estudio.

En ésta malla (Figura 85), se realizó un refinamiento hacia los extremos de la sarta, a través del uso del comando “SPACE”, explicado en la sección 7.1.2, con el que se define una radio de espaciamiento y su distribución en el modelo de los elementos finitos.

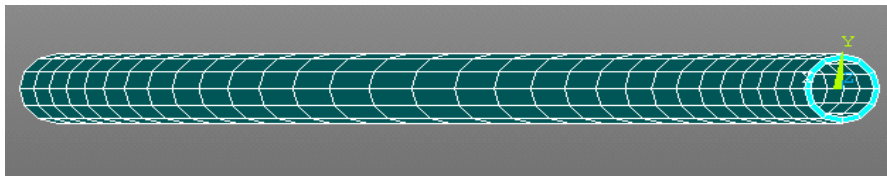


Figura 85. Mallado para la simulación del caso de recuperación por vapor. Elementos: 360
Nodos: 4116

En la Figura 86, se observa una representación del estado de carga de la sarta y el cambio de temperatura (ΔT), en donde las flechas blancas representan la presión externa, las rojas la presión interna y la compresión axial. Los triángulos grises representan la sujeción a nivel de superficie.

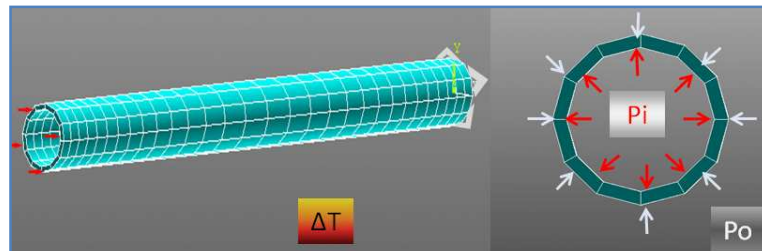


Figura 86. Esquema de solicitaciones sobre la sarta de producción.

7.3.2. Distribución del Esfuerzo equivalente de Von Mises sobre la sarta de producción.

En la Figura 87, se reportan los resultados obtenidos de la simulación numérica para el esfuerzo equivalente de von Mises. En esta distribución de esfuerzo, se observan los valores máximos a cabeza de pozo de la sarta ($\sigma_{VME}=4,33E+07$ [Pa]). Esto es consecuencia de la existencia de una vinculación (empotramiento) sobre el área de la tapa superior de la tubería.

A partir de la representación de la vinculación (empotramiento) de la sarta conocida como colgador de la sarta, restringiendo ésta sus grados de

libertad (GDL) desde el cabezal del pozo, observando una concentración de esfuerzos sobre los primeros 480 metros de la sarta. Para este primer cálculo de la simulación en el esfuerzo equivalente, no fue tomado en cuenta los efectos de la temperatura, sino únicamente la sollicitación de las fuerzas compresivas y de las presiones de operación de pozo.

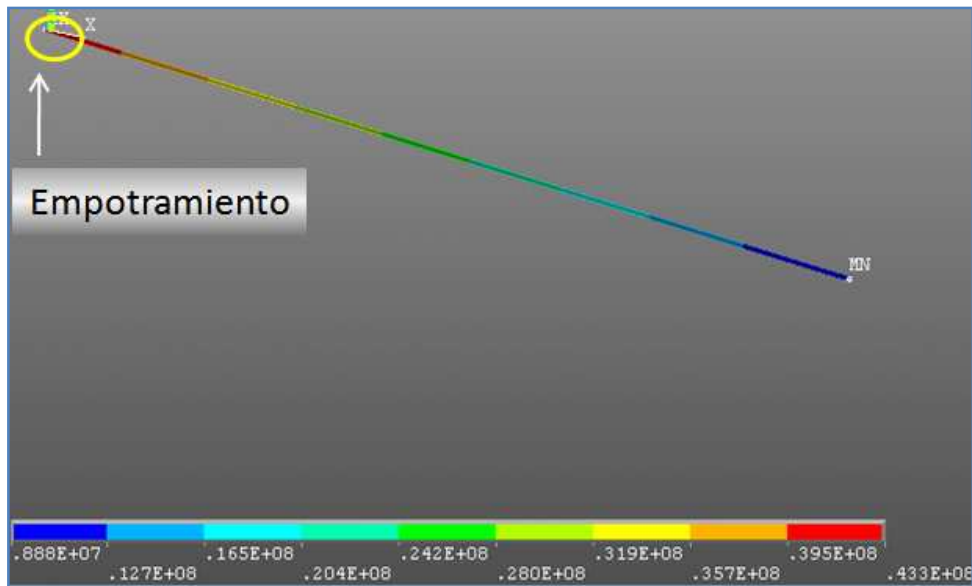


Figura 87. Distribución del esfuerzo equivalente VME en la simulación numérica.

En el extremo inferior de la sarta, se observa una disminución significativa del esfuerzo equivalente en la simulación numérica ($\sigma_{VME}=8,88E+06$ [Pa]), (Figura 88), con respecto a la magnitud del esfuerzo a cabeza de pozo ($\sigma_{VME}=4,33E+07$ [Pa]), ya que en el extremo inferior de la sarta, la influencia del empotramiento es insignificante.

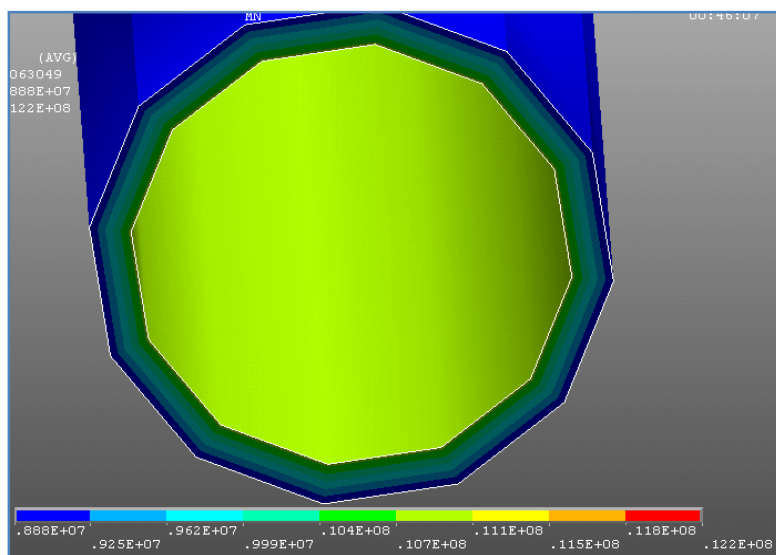


Figura 88. Distribución del esfuerzo equivalente sobre el extremo inferior de la tubería (profundidad: 523 m).

7.3.3. Distribución del Esfuerzo equivalente de Von Mises sobre la sarta bajo la influencia de la Temperatura.

En la simulación numérica para el caso de recuperación por vapor en un pozo de sección vertical, se impusieron las solicitaciones de operación analizadas en la sección anterior (7.3.2.), añadiendo en esta sección el efecto de un gradiente de temperatura, el cual se distribuye linealmente desde el cabezal del pozo hasta el extremo inferior de la sarta.

Respecto a la distribución de los esfuerzos reportados antes de la aplicación de la condición de borde térmica añadida, se observa en la Figura 89, que el esfuerzo en el extremo inferior de la sarta es de $\sigma_{VME}=8,88E+06$ [Pa] sin la influencia de la temperatura. Tomando en cuenta la temperatura el esfuerzo equivalente en la misma sección es de $\sigma_{VME}=8,50E+06$ [Pa] (Figura 87).

Asimismo, el esfuerzo equivalente en el cabezal del pozo de la sarta, antes de la condición térmica es de $\sigma_{VME}=3,95E+08$ (Pa) en el cabezal del pozo de la tubería y después de aplicada la condición térmica se incrementa a $\sigma_{VME}=4,66E+08$ (Pa). La distribución del esfuerzo equivalente con la condición térmica aplicada se puede ver en la Figura 89.

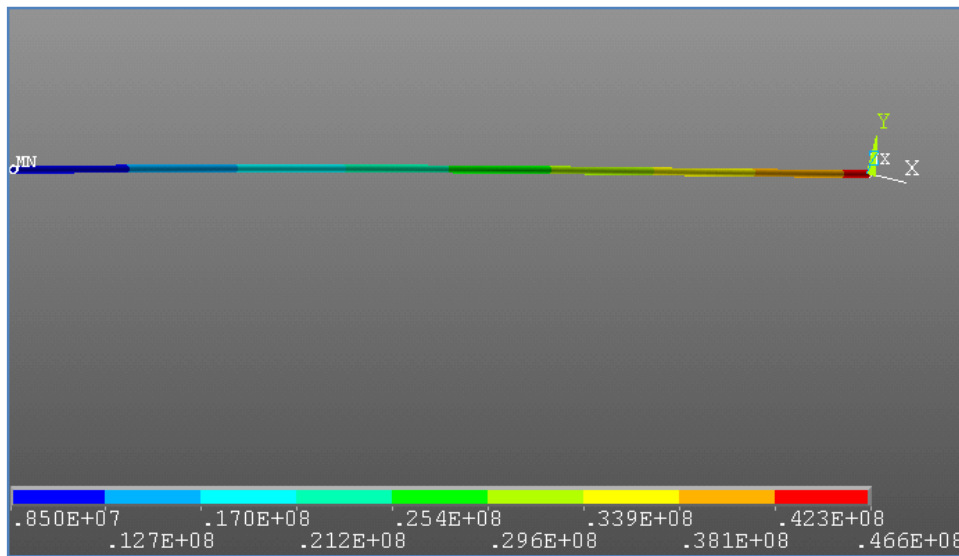


Figura 89. Distribución del esfuerzo equivalente VME en la simulación numérica bajo los efectos del ambiente térmico. En la ubicación del eje coordenado, se encuentra la cabeza de hoyo.

En el caso de recuperación secundaria, se observa que la condición térmica propicia un alivio de los esfuerzos sobre el extremo inferior de la sarta.

Por otra parte, el incremento del esfuerzo equivalente sobre el cabezal del pozo es debido a la presencia de la sujeción superficial, que limita la dilatación térmica de la sarta en esa sección.

La distribución de esfuerzos para la condición térmica aplicada, puede verse representada en las Figuras 90 y 91 que reflejan las condiciones de esfuerzo en el extremo inferior y superior de la tubería respectivamente.

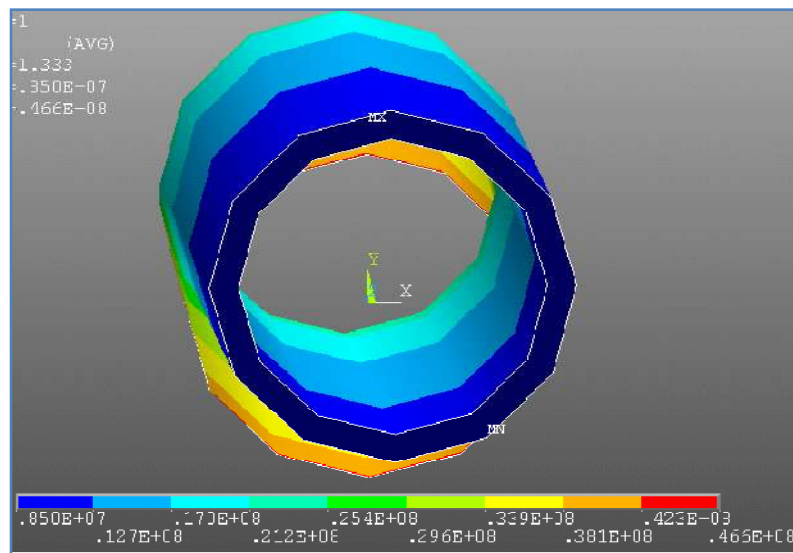


Figura 90. Distribución del esfuerzo equivalente VME en la simulación numérica bajo los efectos del ambiente térmico, extremo inferior de la tubería.

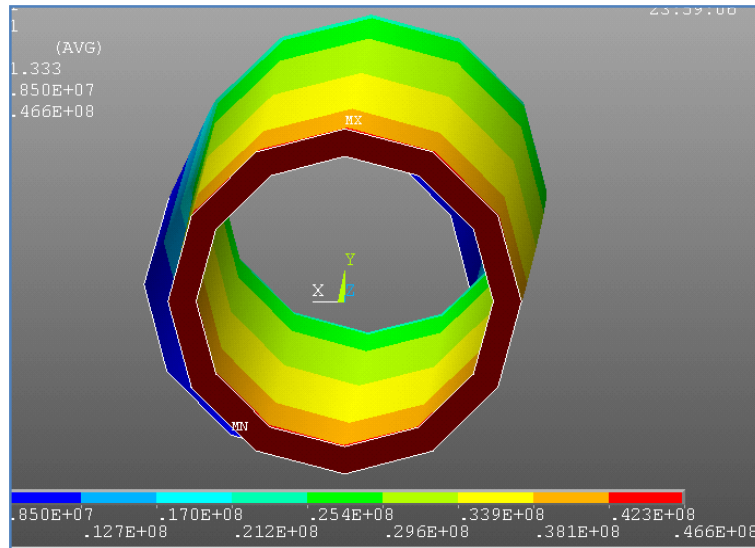


Figura 91. Distribución del esfuerzo equivalente VME en la simulación numérica bajo los efectos del ambiente térmico, cabezal del pozo de la tubería.

En la Figura 92, se observa una flexión, que no se presentó en la sarta sin el efecto de la temperatura. Esto indica que la temperatura aumentará el pandeo en la sarta, lo cual no es tomado en consideración en las teorías de estabilidad presentadas (Paslay y Euler).

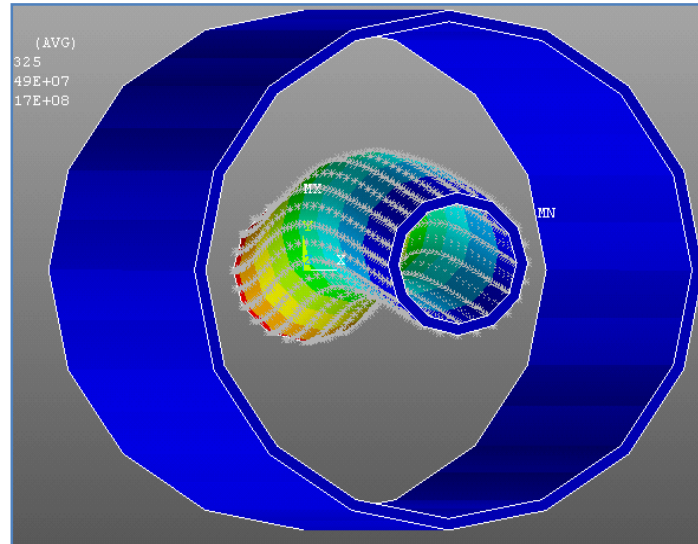


Figura 92. Vista en perspectiva del Pandeo de la sarta, bajo los efectos del ambiente térmico.

7.3.4. Desplazamiento Axial

El desplazamiento axial reportado por la simulación numérica para la condición térmica sobre la sarta de producción es de $\Delta L=1,33$ [m], (0,25 % de la longitud total de la sarta).

En la Figura 92 se observa la distribución de los desplazamientos axiales generados por la condición térmica y las presiones.

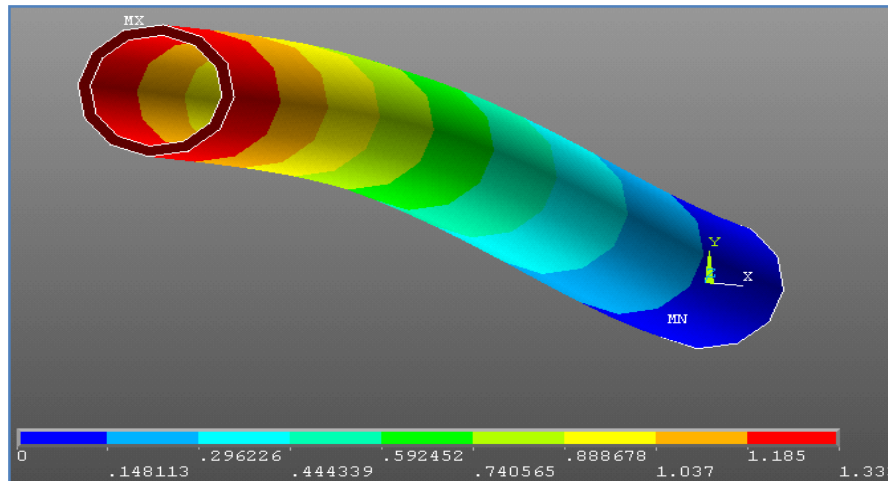


Figura 93. Distribución del desplazamiento axial de la tubería bajo la condición térmica aplicada (m).

7.3.5. Comparación entre el modelo numérico y el modelo analítico

7.3.5.1 Estabilidad

Ambos modelos predicen un comportamiento preponderantemente de configuración recta hasta la profundidad de aproximadamente 480 [m], en la que se espera una leve flexión dada la influencia de los efectos compresivos en la sarta de tuberías. El modelo numérico en particular, no se observa pandeo antes de la aplicación de la condición térmica. El gradiente de temperatura infringe una elongación sobre la sarta, así como una leve configuración de flexión.

7.3.5.2. Desplazamiento Axial

El modelo numérico predice una elongación de $\Delta L=1,33$ [m], en contraste con el $\Delta L=1,21$ [m] de elongación que predice el modelo analítico. Esto conlleva un error de 9,14 % del modelo numérico respecto al analítico.

Es importante destacar, que la flexión generada por la temperatura observada en la simulación numérica (Figura 92), no es tomada en cuenta en el modelo analítico para determinar el desplazamiento axial total, lo que influye negativamente en el margen de error.

7.3.5.3. Esfuerzo Equivalente VME

El margen de error entre los esfuerzos de von Mises equivalente en las paredes interna y externa en el extremo inferior de la sarta, no supera el 20%. Este margen es consistente con el obtenido en el caso de cementación secundaria. Sin embargo, éste valor va aumentando con la longitud de la sarta significativamente hasta el cabezal de hoyo, esto como consecuencia de la vinculación (empotramiento) y la limitación que ésta supone a la dilatación térmica. Para ilustrar esto, a continuación se presentará una distribución del margen de error para el esfuerzo equivalente de von Mises en la sarta de producción, para el caso de recuperación secundaria por vapor.

En la Figura 94, puede observarse la distribución de error entre el esfuerzo equivalente de von Mises en la pared externa de la sarta de producción, del modelo analítico respecto al del modelo numérico.

Se observa un gran margen de error (mayor al 20%), en los primeros 480 metros de la sarta. Éste margen se va reduciendo con la profundidad, donde los esfuerzos se ven menos influenciados por la sujeción y la dilatación térmica, que ocurren en el cabezal del pozo de la sarta.

En el extremo inferior de la sarta, se observa un error con respecto a la formulación analítica de un 17 %. Este error está dentro del margen de 20% que permanece fuera de una gran influencia de los esfuerzos generados por la sujeción en el cabezal del pozo de la tubería. Estos esfuerzos generados por la sujeción del cabezal del pozo, no son tomados en cuenta en la formulación analítica, ya que ésta se especializa en el estudio de las fibras pandeadas de la sarta, las cuales se encuentran generalmente en el extremo inferior.

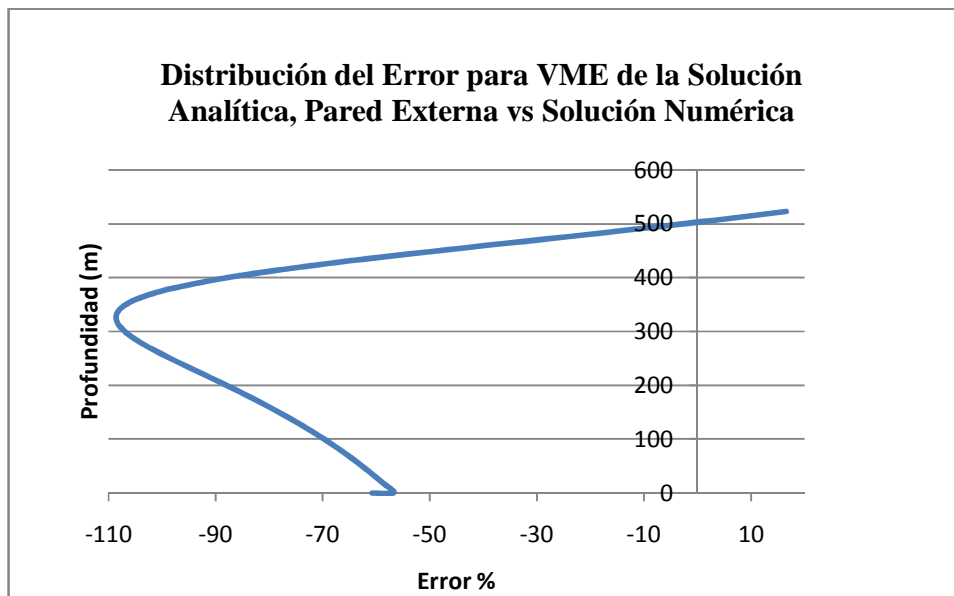


Figura 94. Distribución del Error para VME, Pared Externa vs VME ANSYS

CONCLUSIONES

- Se desarrolló una metodología analítica y una metodología para la simulación numérica, que compila la formulación analítica y el procedimiento para simular numéricamente el fenómeno de pandeo en sartas de producción de petróleo.
- Se concluye, que la metodología de simulación numérica tridimensional es imprescindible para el análisis del pandeo helicoidal.
- Se concluye que la nueva configuración geométrica post-pandeo en la sarta de producción, obtenida en la simulación numérica, se ajusta a la nueva configuración geométrica post-pandeo reportada en la solución analítica, para el caso de cementación secundaria y para el caso de recuperación por vapor.
- El aumento de la temperatura (caso de recuperación por vapor) favorece el pandeo en la sarta. Por otra parte, la reducción de la temperatura atenúa el pandeo (caso de cementación secundaria).
- Se obtuvo 4% de diferencia con respecto a la ubicación del punto neutro en la simulación numérica comparado a la solución analítica.
- Se encontró un error promedio inferior al 15% en la zona pandeada de la sarta, entre la simulación numérica y el modelo analítico, producto de la diferencia de criterios de estabilidad, vinculaciones en la cabeza de hoyo así como de la temperatura impuesta sobre el modelo numérico, para el caso de cementación secundaria.

- Se obtuvo un 9% de diferencia en el caso de recuperación por vapor respecto a los resultados de los desplazamientos axiales calculados mediante la solución analítica comparados con los obtenidos en la simulación numérica, para el caso de recuperación por vapor.
- Se concluye que para el caso de cementación secundaria y de recuperación por vapor, en los fenómenos de colapso ni de estallido se alcanzan los esfuerzos de fluencia para el material de la sarta de producción.

RECOMENDACIONES Y LÍNEAS FUTURAS DE INVESTIGACIÓN

- Investigar la interacción fluido – estructura sobre el efecto del pandeo para tuberías de producción.
- Se debe elaborar una formulación analítica como un modelo numérico que contemple las sartas de producción combinadas así como tomar en cuenta la desviación de pozo.
- Generar un modelo numérico y un modelo analítico para sartas de producción inclinadas y/o horizontales, los cuales tengan en consideración los efectos de la fricción y las fuerzas de contacto.
- Desarrollar un nuevo tipo de elemento finito cuadrático o de grado superior que permita modelar adecuadamente el fenómeno de pandeo en tubería de pared gruesa para ser utilizado en las sartas de producción.
- Estudiar el efecto de los esfuerzos cortantes en las sartas de producción de petróleo.
- Se recomienda un estudio particular sobre la selección y diseño de la sarta de producción con factores de diseño adecuados para las condiciones de operación en un pozo SAGD, tal como el estudiado en el caso 2.

A continuación, se enumerarán las recomendaciones de este trabajo especial de grado.

- Se recomienda modelar el revestidor con el programa computacional basado en elementos finitos ANSYS, en forma prismática, para así facilitar la convergencia del modelo con el tipo de elemento de contacto, seleccionado.
- Se recomienda el uso de elementos hexaédricos cuadráticos de 20 nodos para la modelación de la geometría de la sarta de producción.
- Se recomienda para la simplificación del modelo computacional la utilización de presiones hidrostáticas mediante un prisma de presiones internas y externas de la tubería.

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- Aasen, J., Aadnoy, B (2007). “*Three-Dimensional Well Tubular Design Improves Margins in Critical Wells*”, Journal of Petroleum Science and Engineering, N° 56 (2), pp 232-240.
- API 5C3. “*Bulletin on Formulas and Calculations for Casing, Tubing, Drill Pipe, and Line Pipe Properties*”, 6th ed. Bull. 5C3 American Petroleum Institute, Washintong, D. C. (1994).
- ASTM: F 1264-99a. “*Standard Specification and Test Methods for Intramedullary Fixation Devices*”, 2a ed. Estados Unidos, (1999).
- Castillejo, Aaron., Díaz, Ricardo (2006). “*Diseño de un clavo intramedular bloqueado para huesos metacarpianos de la mano empleando biomateriales*”, Trabajo Especial de Grado, Universidad Central de Venezuela, Escuela de Mecánica, Caracas.
- Cheatham, J. B. and Patillo, P. D (1984), “*Hellical Postbuckling Configuration of a Weightless Column under the Action of an Axial Load*”,--EN: SPE, N°283(1) pp 144-230.
- Chen, Y.C., Lin, Y.H., and Cheatham, J.B (1990). “*Tubing and Casing Buckling in Horizontal Wells*”,--EN: JPT pp 158-190.
- Chen, K. y Xu, J (2008). “*A Method for Calculating Pipe Deformation in Gas Wells. World Journal of Modelling and Simulation*”,--EN: Chengdu, N°3(4) pp 145-170

- Chesney Jr., A. J., García, J (1969). “*Load and Stability Analysis of Tubular Strings*”. –EN: 69-PET-15, ASME Petroleum Mechanical Engineering Conference, Tulsa, OK, N° 23 (4) pp 125-156.
- Cicola, Vicente (2008). “*Desarrollo de un Procedimiento de Evaluación y Diseño de Sistemas Cementantes para su uso en Pozos Petroleros*”. Trabajo de Maestría, Universidad Central de Venezuela, Ingeniería Mecánica, Caracas.
- Craft, B.C. Holden, W.R., Graves Jr., E.D. (1962) Well Desing: “*Drilling and Production*”. –EN: Prentice-Hall, Englewood Cliffs, New Jersey, N° 225 (1) pp 42-62.
- Dawson, Rapiér and Paslay, P.R. (1984): “*Drillpipe Buckling in Inclined Holes*2. –EN: JPTN°125(1) pp 185-192.
- Dellingers, T.B., Gravley, W., and Walraven, J.E (1983). “*Preventing Buckling in Drill Strength*”,--EN: U.S.Patent N° 4(1) pp 384-483.
- De Wilde, H (1984). “*The Neutral Line in Casing Suspended in Fluid*”. -EN: Private communication. N°45(1) pp 125-136.
- Gao, De-Li. Gao, Bao-Kui (2004). “*A method for calculating tubing behavior in HPHT Wells*” –EN: Journal of Petroleum Science and Engineering, ISSN, N° 41(3) pp 920-415.
- Galán, José M.; Izquierdo, Luis R.; Izquierdo, Segismundo S.; Santos, José I.; del Olmo, Ricardo; López-Paredes, Adolfo; Edmonds, Bruce (2009). “*Errors and Artefacts in Agent-Based Modelling*”.--EN: Journal of Artificial Societies and Social Simulation, N 12(1) pp 125-128.

- Hammerlindl, D. J.(1977), “*Moment, Forces, and Stresses Associated with Combination Tubing Strings-Sealed in Packers*”, --EN:J. Pet. Tech,Nº125(2) pp 125.
- Hammerlindl, D. J.,(1980). “*Basic Fluid and Pressure Forces on Oilwell Tubulars*”. --EN: SPE-AIME, ARCO Oil and Gas Co., Nº21(1) pp 127-129.
- Hawkins, Murray F. and Lamont, Norman.(1949): “*The Analysis of Stresses in Drill Pipe*”, --EN: Drilling and Production Practice, Nº358(1) pp 49-70.
- Holmquist, J. L (1949). “*Contribution to discussion of paper by Murray F. Hawkins and Norman Lamont*”. --EN: Drilling and Production Practice. Nº12(1) pp 121-128.
- Holmquist, J. L., Nadai, A (1939).” *A Theoretical Approach to the Problem of Collapse of Deep-Well Casin*”.-- EN: Drilling and Production Practice. American Petroleum Institute, Nº12(1) pp. 392-420.
- Jellison, M.J., Brock, J. N(2000). “*The Impact of Compression Forces on Casing-String Designs and Connectors*”. --EN: SPE Drilling and Completion, Nº12(1) pp 185-196.
- Johnson, R., Jellison, M. J. Klementich, E.F (1987). “*Triaxial-Load-Capacity Diagrams Provide a New Approach to Casing and Tubing Design Analysis*”.-- EN: SPE Drilling Engineering Nº1 pp 268-274.
- Kastor, R.L (1986). “*Triaxial Casing Design for Burst*”.-- EN: SPE 14727 Presented at the IADC/SPE Drilling Conference, Dallas, Texas, 10-12 February.

- Klinkenberg, A (1950). “*The Neutral Zones in Drill Pipe and Casing and Their Significance in Relation to Buckling and Collapse*”. – EN: Drill. And Prod. Prac., API N°12(1) pp 178-214.
- Lubinski, A., Woods, H. B (1953). “*Drill and Prod. Prac*”. – EN: API, Dallas N°1(1) pp 222.
- Lubinski, A., (1974). “*Influence of Neutral Axial Stress on Yield and Collapse of Pipe*”. – EN: Presented at the Petroleum Mechanical Engineering Conference. Dallas, Texas, N°1 pp 15-18.
- Lubinski, A., Althouse, W. S., and Logan, J (1962). “*Helical Buckling of Tubing Sealed in Packers*”. –EN: J. Pet. Tech. N°1(2) pp 655-670.
- McSpadden, A., Newman, K., (2002). “*Modified CT Limits Analysis for Practical Well Intervention Design*”. –EN:SPE 74828 Presented at the SPE/IcoTA Coiled Tubing Conference and Exhibition. N°1 pp 9-10
- Miska, S. and Cunha J.C (1995). “*An Analysis of Helical Buckling of Tubulars Subjected to Axial and Torsional Loading in Inclined Wellbores* “.-- EN: SPE 29460 N°23(1) pp 12-45.
- Mitchell, R.F (2009). “*Fluid Momentum Balance Defines the Effective Force*”. – EN: SPE/Halliburton N°1(3) pp 178-185.
- Mitchell, R.F (1996). “*Forces on Curved Tubulars Caused by Fluid Flow*”. – EN: SPEPF N°2(12) pp 175-186.
- Mitchell, R. F.(1988).“*New Concepts for Helical Buckling*”. – EN: SPEDE, N°2 pp 303-310.

- Mitchell, R.F (1995). “*Pull-Through Forces in Buckled Tubing*”. – EN: SPE. N°3 pp 125-147.
- Mitchell R. F (1986). “*Simple Frictional Analysis of Helical Buckling of Tubing*”. –EN:SPE. N°12(1) pp 136-152.
- Mitchell R. F (2004):”*The Twist and Shear of Helically Buckled Tubing*”. –EN: SPE. N°(2) pp 145-156.
- Mitchell, R. F (2008). “*Tubing Buckling-The State of the Art*”. – EN:SPE Drilling and Completions. N°1 pp 12-53.
- Paslay, P.R. and Bogy, D.B (1964). “*The Stability of a Circular Rod Laterally Constrained to be in Contact with an Inclined Circular Cylinder*”. – EN: J. Appl. Mech. N°31, pp 605-610.
- Rasmussen, J.J., y T. George. (1978) “*After 25 Years: A Survey of Operations Research Alumni, Case Western Reserve University Interfaces*”. --EN: SPE, N°1(8). pp 48-52.
- Rashid, Y., Rockenhauser, W (1968). “*Pressure Vessel Analysis by Finite Element Techniques*”. –EN: Conference on Prestressed Concrete Pressure Vessels. Inglaterra.
- Shannon, R.E., S.S. Long y B. P. Buckles (1981). “*Operations Research Methodologies Industrial Engineering*”. –EN: AIIE Trans. N°1(12), pp. 364-367.
- Shannon, Robert; Johannes, James D (1976). “*Systems Simulation: The Art and Science*”. –EN: IEEE Transactions on Systems, Man and Cybernetics. N 6(10). pp. 723-724.

- Videla L., Baloa T., Griffiths D., Cerrolaza M. (2006). “*Analytic Integration of the Stiffness Matrix of a 8-noded Plane Cuadrilateral Subparametric Finite Element*”. –EN: IMMEN°3(44), pp 125-136.
- Videla, L., González C., Cerrolaza (2002). “*3D Modelling, FEM Analysis and Manufacturing of External Fixators for Human –Bone Fractures*”. – EN. International Journal of Computer Applications in Technology. N°109 (15) pp 121.
- Woods, H.B (1951). “*Discussion of Ref. 6, Drill and Prod. Prac*”. –EN. API N°1(2) pp 125,

BIBLIOGRAFÍA

- Barberii, Efraín (1998). “*El Pozo Ilustrado*”. Cuarta Edición. Lagoven S.A, Caracas. Venezuela.
- Chapra, S. y Canale, R(1999). “*Métodos numéricos*” . (3ª ed.) McGraw Hill, México. pp 125.
- Clough, R (1965). “*The finite element method in Structural Mechanics*”. Wiley. Pittsburg. pp 14.
- Gere, J (2002). *Mecánica de materiales*, 5a ed. Thomson learning, México, pp 45.
- Guo, B., Lyons, W., Ghalambor, A (2007).: “*Petroleum Production Engineering: A Computer-Assisted Approach*”. Elsevier Science & Technology Books, pp 45-128.
- Hegdon, A., Ohlsen, E.H., Stiles, W.B., and Weese, J.A(1967). “*Mechanics of Materials*”, 2nd ed., Jhon Wiley and Sons Inc., New York City, pp 78.
- Law, A., Kelton, D (2004). “*Simulation Modeling and Analysis*”. Tercera Edición. McGraw Hill. New York, pp. 6.
- Liu G.R., Quek S.S.(2003). “*The Finite Element Method: A practical Course*”. Ediciones Butterworth Heinemann, London, England, pp 69-72.
- Mott, R (1995). “*Diseño de Elementos de Máquinas*”. Prentice para Ingenieros. (4ta. ed.). México, pp 12-20.

- Shackelford J. (1998). Introducción a la ciencia de los materiales. México, Editorial Pearson, 4ta Ed, p. 410.
- Shigley, E., Mischke, C (1990). “*Diseño en Ingeniería Mecánica*”. (5ª ed). Mc Graw Hill, México, pp 65.
- Timoshenko, S. Gere, J (1963). “*Theory of Elastic Stability*”. Mc Graw Hill, New York, pp 110.
- Timoshenko S., Goodier J.N (1970). “*Theory of Elasticity*”. Editorial McGraw Hill, New York, U.S.A, pp 45-78.
- Weaver W., Johnston P (1984). “*Finite Elements for Structural Analysis*”. Prentice-Hall, Inc. U.S.A. pp 78-85.
- Zienkiewicz, O., Taylor, R (2000) *The Finite Element Method: The Basis*. 5ta edición, Butterworth Heineman, U.K, pp 45-52.

ANEXOS

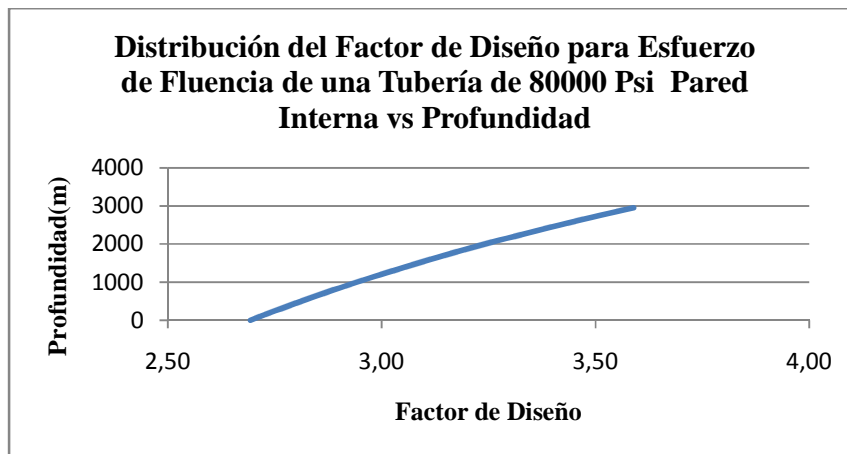
A. DISTRIBUCIÓN DEL FACTOR DE DISEÑO PARA ESFUERZO DE FLUENCIA DE UNA TUBERÍA DE 80000 PSI PARED INTERNA Y EXTERNA VS PROFUNDIDAD

Figura 95. Distribución del Factor de Diseño para Esfuerzo de Fluencia de una Tubería de 80000 Psi Pared Interna vs Profundidad

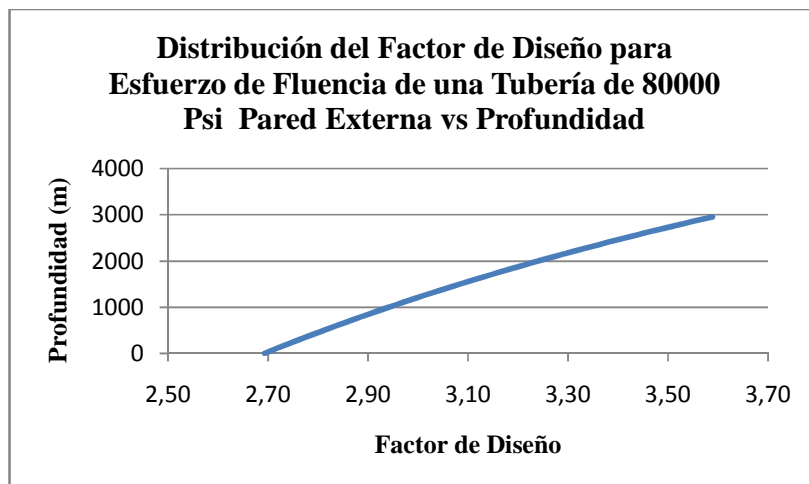


Figura 96. Distribución del Factor de Diseño para Esfuerzo de Fluencia de una Tubería de 80000 Psi Pared Externa vs Profundidad

B. ESFUERZO AXIAL PARA SARTA SELLADA CON EMPACADURA

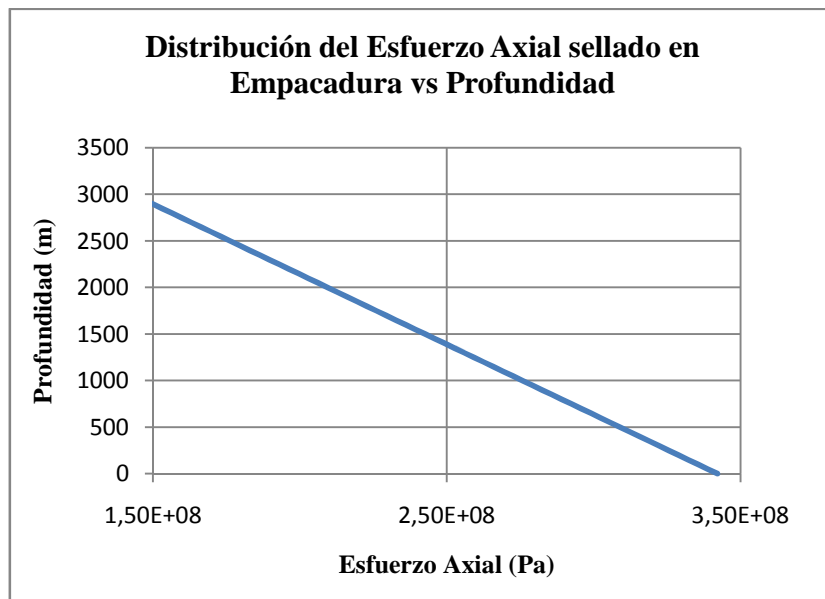
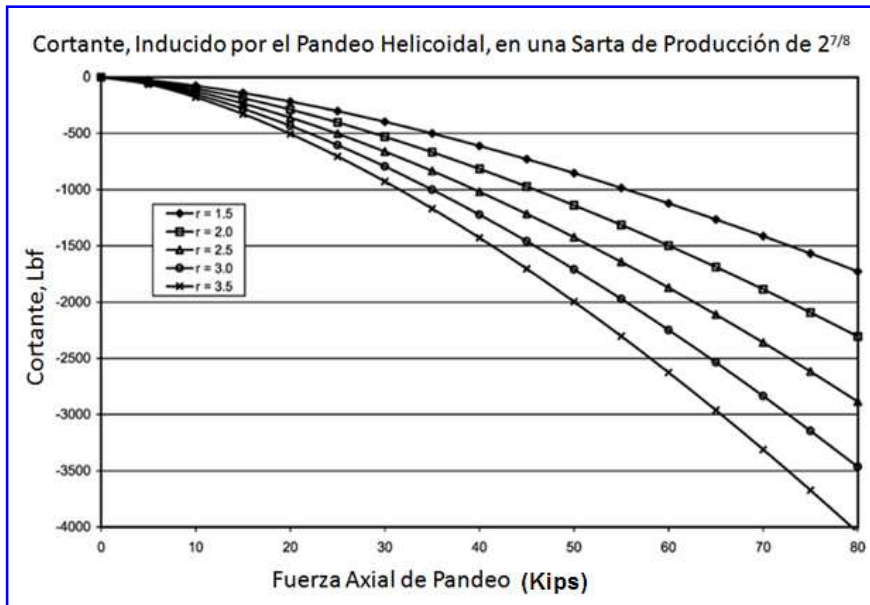


Figura 97. Distribución del Esfuerzo Axial sellado en Empacadura vs Profundidad.

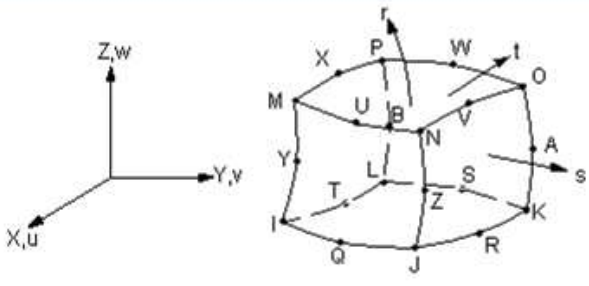
C. ECUACIÓN DE BARLOW

$$p = 0,85 \frac{2t\sigma_y}{D}$$

La presión de estallido, se puede determinar con la fórmula de presión de fluencia interna o fórmula de Barlow, donde “p” es la presión mínima de fluencia en psi, “t” es el espesor nominal en pulgadas, “D” es el diámetro exterior y σ_y , el esfuerzo de fluencia del material. Ésta ecuación calcula la presión interna a la cual el esfuerzo tangencial alcanza el esfuerzo de fluencia del material. Fue determinada de la ecuación de Lamé para esfuerzo tangencial asumiendo pared delgada (D/t entre 15 y 25).

D. CORTANTE INDUCIDO POR EL PANDEO HELICOIDAL**Figura 98.** Cortante Inducido por el Pandeo Helicoidal.

E. ECUACIONES DE FORMA DEL ELEMENTO SOLID186.



These shape functions are used for 20 node solid elements

$$\begin{aligned}
 u = & \frac{1}{8} (u_I(1-s)(1-t)(1-r)(-s-t-r-2) + u_J(1+s)(1-t)(1-r)(s-t-r-2) \\
 & + u_K(1+s)(1+t)(1-r)(s+t-r-2) + u_L(1-s)(1+t)(1-r)(-s+t-r-2) \\
 & + u_M(1-s)(1-t)(1+r)(-s-t+r-2) + u_N(1+s)(1-t)(1+r)(s-t+r-2) \\
 & + u_O(1+s)(1+t)(1+r)(s+t+r-2) + u_P(1-s)(1+t)(1+r)(-s+t+r-2)) \\
 & + \frac{1}{4} (u_Q(1-s^2)(1-t)(1-r) + u_R(1+s)(1-t^2)(1-r) \\
 & + u_S(1-s^2)(1+t)(1-r) + u_T(1-s)(1-t^2)(1-r) \\
 & + u_U(1-s^2)(1-t)(1+r) + u_V(1+s)(1-t^2)(1+r) \\
 & + u_W(1-s^2)(1+t)(1+r) + u_X(1-s)(1-t^2)(1+r) \\
 & + u_Y(1-s)(1-t)(1-r^2) + u_Z(1+s)(1-t)(1-r^2) \\
 & + u_A(1+s)(1+t)(1-r^2) + u_B(1-s)(1+t)(1-r^2))
 \end{aligned}$$

$$v = \frac{1}{8} (v_I(1-s) \dots \text{(analogous to } u))$$

$$w = \frac{1}{8} (w_I(1-s) \dots \text{(analogous to } u))$$

$$T = \frac{1}{8} (T_I(1-s) \dots \text{(analogous to } u))$$

$$V = \frac{1}{8} (V_I(1-s) \dots \text{(analogous to } u))$$

$$\phi = \frac{1}{8} (\phi_I(1-s) \dots \text{(analogous to } u))$$