



Universidad Central de Venezuela

Facultad de Ciencias

Escuela de Física

**DESARROLLO DE UNA METODOLOGÍA BASADA EN MÉTODOS
ANALÍTICOS PARA EL DISEÑO DE TUBERÍAS DE PRODUCCIÓN EN POZOS
INCLINADOS DE PETRÓLEO**

Br. Javier José Martínez Manaure

Dr. John Mantilla, Tutor Académico

MSc. Vicente Ciccola, Tutor Industrial

**Desarrollo de una metodología basada en métodos analíticos para el diseño de
tuberías de producción en pozos inclinados de petróleo**

Copyright © 2013

Universidad Central de Venezuela

**DESARROLLO DE UNA METODOLOGÍA BASADA EN MÉTODOS
ANALÍTICOS PARA EL DISEÑO DE TUBERÍAS DE PRODUCCIÓN EN POZOS
INCLINADOS DE PETRÓLEO**

Br. Javier José Martínez Manaure

Trabajo especial de grado presentado
ante la ilustre Facultad de Ciencias de
la Universidad Central de Venezuela como
requisito parcial para optar al título de:
Licenciado(a) en Física.

Dr. John Mantilla, Tutor Académico

Fecha 22/07/13

MSc. Vicente Ciccola, Tutor Industrial

Fecha 22/07/13

Quienes suscriben, miembros del jurado que examino el trabajo presentado por el Br. Javier José Martínez Manaure titulado: **“Desarrollo de una metodología basada en métodos analíticos para el diseño de tuberías de producción en pozos inclinados de petróleo”** para optar al título de licenciado(a) en Física, consideramos que dicho trabajo cumple con los requisitos exigidos por los reglamentos respetivos y por lo tanto lo declaramos APROBADO en nombre de la Universidad Central de Venezuela.

Dr. John Mantilla, Tutor Académico

Fecha

MSc. Vicente Ciccola, Tutor Industrial

Fecha

Dr. José Jorge

Fecha

Dr. Aly Pérez

Fecha

Caracas 22 julio de 2013

Dedico este trabajo a las tres personas más importantes en mi vida por haberme brindado su apoyo y por darme la fortaleza de seguir siempre adelante. Mi madre Rosa Martínez, mi padre Francisco Martínez y mi hermana María Martínez.

Agradecimientos

En primer lugar quiero agradecer a Dios por haberme dado la oportunidad de compartir con tantas personas y de vivir momentos inolvidables al lado de ellos y por mantener viva la fe en mí en lograr todos los objetivos que me he propuesto en la vida.

A mis tutores Jhon Mantilla y Vicente Ciccola, por haberme prestado su apoyo y colaboración en todo momento durante la realización de este trabajo.

A mi madre, por ser el motor de este gran sueño (sin tu ayuda ésta tarea hubiese sido imposible). A mis abuelos Francisco Manaure y Ana Martínez por tenido siempre la fe en mí en que lograría todas mis metas. A mis hermanos Francisco Martínez, Carlos Martínez y María Martínez por brindarme su ayuda y darme ánimos en seguir adelante.

A toda mi familia, tíos, tías y primos en especial a mis tías Serbilia y Vestalia por darme todo su apoyo y llenarme de momentos de alegría en las situaciones más difíciles de este trabajo. A mi novia Lisbeth Pacheco por acompañarme en el cumplimiento de esta meta (gracias por tanto amor).

A mis grandes amigos de toda mi vida y a los que considero también mis hermanos, José Malaspina, José Blanco, Nederr Celis, José Yegüez, José Salas, Manuel Oropeza (tu apoyo fue fundamental), Victor Diaz y Aurimary Zoino por haber tenido el placer de compartir al lado de ellos momentos memorables (gracias por su confianza y aliento). A mis amigos de PDVSA-INTEVEP; Leidy, Quimberly, Neidy y Leonardo por su compañía y ayuda durante la elaboración de este trabajo.

Resumen

Desarrollo de una metodología basada en métodos analíticos para el diseño de tuberías de producción en pozos inclinados 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 depósito de hidrocarburo. Luego de perforado el hoyo, se procede a bajar las diferentes sarta de tuberías de revestimiento a través del mismo, buscando proporcionar estabilidad mecánica al hoyo. Después de la instalación de la sarta de revestidores, se procede a la instalación de la tubería destinada a la comunicación directa entre los estratos hidrocarburíferos y la superficie, conocida como tubería de producción.

Entre otros aspectos de la tubería de producción se tiene la necesidad que la misma sea lo suficientemente apta 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, siendo el objetivo de este trabajo desarrollar una metodología basada en métodos analíticos que permitan evaluar la respuesta de la tubería de producción bajo diferentes condiciones de operación que se presentan en los distintos pozos petroleros del país. Para alcanzar este objetivo se implementó una herramienta de fácil manejo (Microsoft Excel) a través de la cual fue posible evaluar los casos de carga a la que generalmente es sometida la tubería de producción.

Los resultados indicaron que a partir de métodos analíticos es posible determinar las fallas que puede sufrir la tubería en cada caso de carga y como la temperatura juega un papel fundamental en el criterio de falla de Von Misses.

Palabras claves: Tubería de producción, esfuerzos, deformación, método analítico, casos de carga, pandeo, dogleg

Índice General

Índice general	viii
Introducción	1
Capítulo 1: Problema de Investigación	3
1.1 Planteamiento del problema.....	3
1.2 Objetivos	5
1.2.1 Objetivo general	5
1.2.2 Objetivos específicos	5
1.3 Antecedentes	6
Capítulo 2: Marco Teórico	11
2.1 Producción de petróleo	11
2.1.1 Recuperación primaria.....	12
2.1.2 Recuperación secundaria	13
2.1.3 Recuperación mejorada	13
2.1.4 Cementación secundaria	15
2.2 Mecánica de materiales	16
2.2.1 Teoría de elasticidad	16
2.2.2 Esfuerzo	21
2.2.3 Deformación.....	22
2.2.4 Ley de Hooke	25
2.2.5 Esfuerzo plano	28
2.2.6 Deformación plana	28
2.2.7 Energía de deformación.....	28
2.3 Curva esfuerzo-deformación.....	31
2.4 Termoelasticidad.....	33
2.5 Esfuerzo en tubulares	36
2.6 Grado de acero en la tubería de producción	40

2.7 Factores que afectan a la tubería de producción	41
2.7.1 Colapso.....	42
• Colapso por fluencia	43
• Colapso plástico.....	44
• Colapso de transición.....	44
• Colapso elástico	45
2.7.2 Estallido	46
2.7.3 Efecto pistón	49
2.7.4 Pandeo	49
2.8 Fallas de tuberías (criterio de Von Misses).....	53
2.8.1 Falla por tensión.....	57
2.9 Factor de diseño	58
Capítulo 3: Marco Metodológico	60
3.1 Tipo y diseño de la investigación.....	61
3.2 Objeto o población de estudio.....	62
3.3 Técnicas de recolección de datos	62
3.4 Formulación analítica.....	64
3.4.1 Características de la tubería de producción.....	64
3.4.2 Casos de carga.....	66
• Condición inicial.....	66
• Condición de tensión o sobretracción.....	66
• Prueba de presión	66
• Condición de estallido o cierre de producción	66
• Condición de colapso o evacuación	67
• Condición de pandeo.....	67
3.4.3 Uso de Microsoft Excel.....	68
3.4.4 Software WellCat	79
3.5 Validación de la metodología desarrollada	80
Capítulo 4: Resultados y Análisis	84

4.1 Validación de la metodología	84
4.2 Criterios de fallas adicionales utilizados en la metodología	95
Capítulo 5: Conclusiones y Recomendaciones	108
5.1 Conclusiones	108
5.2 Recomendaciones.....	109
Apéndice	110
Bibliografía	111

Índice de Figuras

Fig. 1 Elipse de plasticidad	10
Fig. 2 Esquema de un pozo completado	12
Fig. 3 Pozo productor e inyectar para un sistema de drenaje gravitacional asistido por vapor	14
Fig. 4 Diferentes configuraciones de empaaduras	15
Fig. 5 Cambio de marco de coordenadas cartesianas.....	18
Fig. 6 Esfuerzos normales y cortantes sobre los planos de un cubo sometido a una fuerza.....	22
Fig. 7 Esquema de un elemento cuadrado en el caso no deformado y deformado ...	23
Fig. 8 Deformación bajo esfuerzo uniaxial.....	29
Fig. 9 Deformación cortante	30
Fig. 10 Curva de esfuerzo-deformación	32
Fig. 11 Efecto de la temperatura sobre el esfuerzo de fluencia	35
Fig. 12 Esfuerzos que experimenta la tubería; expresado en coordenadas cilíndricas	36
Fig. 13 Tubería de producción sometida a una presión interna y externa	37
Fig. 14 Esfuerzos radiales y tangenciales de un elemento diferencial.....	37
Fig. 15 Efecto de colapso sobre la tubería de producción	42
Fig. 16 Efecto de estallido sobre la tubería de producción	47
Fig. 17 Sección circular de la tubería de producción.....	70
Fig. 18 Pandeo de la tubería de producción	50
Fig. 19 Pozo inclinado	51
Fig. 18 Curva de estabilidad para una carga axial	52
Fig. 19 Pandeo sinusoidal y helicoidal de la tubería de producción	52
Fig. 20 Distorsión del elemento	54

Fig. 23 Elipse de plasticidad	57
Fig. 24 Descripción general del proceso de desarrollo de la investigación	63
Fig. 25 Pozo completado de petróleo	64
Fig. 26 Esquema general de los casos de carga	67
Fig. 27 Esquema general de uso de la herramienta.....	68
Fig. 28 Convergencia entre los valores de presión interna y presión externa; metodología y software	87
Fig. 29 Convergencia entre los valores de temperatura; metodología y software	88
Fig. 30 Convergencia entre los valores de fuerza axial; metodología y software ...	89
Fig. 31 Convergencia entre los valores de esfuerzo de Von Misses; metodología y software	92
Fig. 32 Esfuerzo de Von Misses sin fluencia corregida; metodología.....	95
Fig. 33 Esfuerzo de Von Misses con fluencia corregida; metodología	98
Fig. 34 Criterios de fallas considerados en la condición inicial; falla por fuerza axial, presión de estallido y presión de colapso	102
Fig. 35 Criterio de falla por tensión axial considerados en la sobretracción	104
Fig. 36 Presión de estallido en presencia de presión externa considerada en la prueba de presión	105
Fig. 37 Presión de estallido en presencia de fuerza axial considerada en el cierre de producción	106
Fig. 38 Presión de colapso en presencia de fuerza axial considerada en la evacuación.....	107
Fig. 39 Trayectoria lateral del pozo; metodología	110

Índice de Tablas

Tabla 1. Tubería de producción sometida a altas presiones.....	7
Tabla 2. Condiciones de operación del pozo	8
Tabla 3. Características de la tubería de producción	9
Tabla 4. Efectos sobre la tubería de producción	9
Tabla 5. Módulos elásticos y coeficiente de dilatación térmica para distintos materiales	34
Tabla 6. Esfuerzo de fluencia de algunas tuberías de producción	41
Tabla 7. Factores de diseño mínimos según PDVSA	59
Tabla 8. Esfuerzo de fluencia de las tuberías de producción usadas en la industria petrolera	65
Tabla 9. Rango de valores de los diámetros internos y externos de las tuberías de producción.....	65
Tabla 10. Rango de valores de la masa por unidad de longitud de las tuberías de producción.....	65
Tabla 11. Ecuaciones utilizadas en la metodología implementada.....	77
Tabla 12. Características de la tubería de producción (tabla comparativa)	81
Tabla 13. Perfil de desviación del pozo	81
Tabla 14. Características de las condiciones de operación y de la tubería de producción usadas para el estudio	82
Tabla 15. Presión de colapso teórica de 4 tipos de tuberías de producción	85
Tabla 16. Presión de estallido teórica de 4 tipos de tuberías de producción.....	85
Tabla 17. Fuerza axial teórica de falla por tensión de 4 tipos de tuberías de producción.....	85
Tabla 18. Fuerza de compresión axial a partir de la cual puede ocurrir pandeo.....	101

Simbología

E : módulo de Young
 ν : radio de Poisson
 μ : módulo de rigidez
 w : masa por unidad de longitud de la tubería
 OD : diámetro externo de la tubería
 ID : diámetro interno de la tubería
 t : espesor de la pared de la tubería
 I : segundo momento de inercia de la tubería
 A : constante empírica API
 B : constante empírica API
 C : constante empírica API
 F : constante empírica API
 G : constante empírica API
 σ : esfuerzo
 ε : deformación
 σ_y : esfuerzo de fluencia
 T : temperatura
 ρ : densidad del fluido
 P_i : presión interna
 P_e : presión externa
 P_{col} : presión de colapso
 P_{colc} : presión de colapso corregida
 P_{est} : presión de estallido
 P_{oi} : presión interna en la superficie del pozo
 P_{oe} : presión externa en la superficie del pozo

F_a : fuerza axial

F_c : fuerza axial crítica de pandeo

σ_a : esfuerzo axial

F_{ax} : fuerza axial del tramo

F_{ax-1} : fuerza axial del tramo anterior

F_{ac} : fuerza axial de compresión

F_{at} : fuerza axial de tensión

σ_{VME} : esfuerzo de Von Misses

L_x : longitud del tramo

L_{x-1} : longitud del tramo anterior

MD : profundidad medida

TVD : profundidad vertical

TVD_x : profundidad vertical del tramo anterior

$V_{sección}$: distancia horizontal del tramo

$\bar{\alpha}$: ángulo promedio del hoyo

Introducción

En la actualidad la industria petrolera está impulsando innumerables investigaciones para optimizar los métodos de perforación y de producción. Esto se debe al desarrollo de nuevos proyectos de explotación en la zona de costa afuera y la faja petrolífera del Orinoco (FPO).

La faja petrolífera del Orinoco es la acumulación más grande de petróleo pesado y extra-pesado que existe en el mundo (actualmente estas reservas de petróleo, según PDVSA, son de 1.36 millones de barriles) con un área total aproximada de 55.314 Km² dividida en 4 grandes áreas: Boyacá, Junín, Ayacucho y Carabobo que comprenden los estados Guárico, Anzoátegui y Monagas.

Los crudos pesados y extra-pesados presentes en la faja petrolífera del Orinoco se caracterizan por poseer una alta viscosidad, para los cuales se requiere de la utilización de tecnologías sofisticadas para su extracción, siendo la más utilizada la tecnología conocida por sus siglas en inglés como SAGD (Steam Assisted Gravity Drainage). La tecnología SAGD es un método de recuperación térmica y consiste en la perforación de un par de pozos horizontales en la zona donde se encuentra el depósito de hidrocarburos situándose uno de ellos entre 4 y 6m por encima del otro, siendo la distancia influida por las condiciones del yacimiento. El vapor es inyectado dentro del pozo superior para calentar el petróleo disminuyendo su viscosidad, permitiéndole al mismo drenar por gravedad hacia el pozo productor que se encuentra por debajo.

Los métodos de recuperación térmica generan en el pozo condiciones más críticas (alta presión y alta temperatura) a las que experimenta el mismo cuando son aplicados los métodos de recuperación convencionales, tales como: la recuperación primaria y la recuperación secundaria.

Introducción

El siguiente paso después de la perforación y conformación de la arquitectura del pozo, es bajar las diferentes sargas de tuberías de revestimiento y su cementación posterior, buscando proporcionar estabilidad mecánica al hoyo. Después de la instalación de los revestidores, se procede a la corrida de la sarga de tuberías destinada a la comunicación directa entre los estratos hidrocarburíferos y la superficie, conocida como tubería de producción.

Entre otros aspectos importantes de la tubería de producción es la necesidad de que la misma sea lo suficientemente fuerte para resistir las cargas y los esfuerzos generados durante la vida útil del pozo, además de soportar posibles modificaciones o reparaciones en función de las condiciones operativas del mismo, por lo que el propósito general de este trabajo consiste en desarrollar una metodología que permita el análisis de los fenómenos mecánicos que afectan a la tubería de producción.

Entre los factores que pueden influenciar el comportamiento mecánico de la tubería de producción se han reportado algunos, tales como: el ascenso de los fluidos de producción, gradientes de presión y temperatura, pasajes de herramientas, inclinación del pozo (dogleg), etc...

Los factores mencionados anteriormente pueden causar fallas en la tubería de producción, las cuales dentro de las más críticas tenemos: pandeo, colapso y estallido.

El pandeo ocurre cuando la tubería de producción es sometida a una carga de compresión axial por encima de ciertos límites, esta compresión deformará la tubería desde su extremo inferior hasta llegar a una región conocida como “*punto neutro*”, en la cual la distribución de esfuerzos es isotrópica, siendo la localización del punto donde los tres esfuerzos principales (radial, tangencial y axial) son iguales (Klinkenberg, 1951). Cuando la tubería de producción es sometida a un exceso de presión externa ésta puede sufrir un colapso y este puede ser de 4 tipos: elástico, por fluencia, de transición y plástico, y pueden

Introducción

ocurrir dependiendo del esfuerzo de fluencia de la tubería y de la relación diámetro espesor de la misma (D/t). Por último si la tubería es sometida a un exceso de presión interna ésta puede sufrir un estallido dependiendo también del esfuerzo de fluencia y de la relación diámetro espesor de la misma.

Debido a la importancia de la tubería de producción durante la vida útil del pozo, es necesario el diseño de un modelo que permita simular los casos de carga que experimenta la tubería de producción con el propósito de determinar las condiciones bajo las cuales la tubería no se verá afectada (sufrir colapso, estallido, pandeo, etc.) por las condiciones del pozo; para lograr este objetivo es importante el desarrollo de métodos analíticos que se adapten a las condiciones reales a la que está sometida la tubería (presión, temperatura, inclinación del hoyo, etc.).

Para desarrollar esta investigación el presente trabajo ha sido organizado en cinco capítulos. En el primer capítulo se plantea el problema de investigación, los objetivos y antecedentes del mismo; luego en el segundo capítulo se desarrollan las bases teóricas necesarias para la comprensión del problema de estudio; y seguidamente en el capítulo tres se describe la metodología o serie de pasos realizados para el alcance de los objetivos de la investigación.

Para finalizar el capítulo cuatro y cinco respectivamente contienen los resultados obtenidos con su respectiva interpretación, además de las conclusiones del estudio y recomendaciones a trabajos de investigación posteriores.

Capítulo 1

Problema de investigación

1.1 Planteamiento del Problema

El diseño de un pozo requiere de la aplicación y conocimiento de una diversidad de técnicas y procedimientos. Éstos, bien aplicados y orientados con la finalidad de minimizar costos, conducen a definir las especificaciones de los materiales y parámetros de operación óptima para aplicar en un pozo. Como parte de este proceso, el diseño de tuberías de producción es una actividad que debe ser recurrente en la práctica de ingeniería de producción. La tubería de producción es un elemento tubular que posee dos funciones principales: 1) conducir hasta la superficie los fluidos producidos por un pozo, y 2) inyectar fluidos desde la superficie hasta los intervalos sedimentarios de interés.

El estudio del comportamiento mecánico de la tubería de producción es de vital importancia, 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.

Las diferentes situaciones o condiciones operativas que se presentan en un pozo generan un estado de esfuerzos en las tuberías por efecto de las múltiples cargas generadas durante las mismas. Estas condiciones operativas se denominan “casos de carga” y son muy importantes en el proceso de diseño. Los casos de carga deben ser seleccionados a criterio dependiendo del historial de un pozo, o bien, por criterio del diseñador únicamente. Esto significa que se pueden generar diferentes escenarios de carga para un mismo pozo.

Con el fin de seleccionar los materiales tubulares propicios para colocar en un pozo en particular, se deben predecir o estimar las condiciones de carga a las que se va a someter la tubería, cuantificando las cargas presentes desde el momento de la introducción de la misma, pasando por las cargas a experimentar durante el período de producción y/o inyección del pozo. Mediante la evaluación correcta de las cargas y considerando la capacidad de resistencia de las tuberías se tiene la posibilidad de seleccionar aquellos materiales tubulares que garanticen la seguridad del pozo.

Para el diseño de la tubería de producción se debe tomar en cuenta que la misma falle por las cargas de tensión, colapso, y estallido cuando es sometida a diferentes condiciones de operación del pozo. Las fuerzas que actúan sobre la sarta de tuberías y que originan estas anomalías son:

- Tensión axial (debido al peso de la tubería) y compresión axial (debido a la flotabilidad).
- Presión externa (fluidos de completación, petróleo, gas, agua de formación).
- Presión interna (petróleo, gas, agua de formación).
- Fuerza de roce (debido al roce de la tubería con el revestidor).
- Fuerza de flexión en la porción desviada del pozo.
- Fuerza ocasionadas por la presión lateral de la roca.

Como consecuencia de las grandes variaciones en las condiciones de operación del pozo, es difícil adoptar un criterio universal para el diseño de tuberías de producción para todas las situaciones del pozo. Sin embargo, lo mejor sería considerar los casos de carga desfavorables (colapso, estallido y tensión) que experimenta la tubería durante su vida útil.

Los casos de carga a considerar en la tubería de producción se determinan mediante el uso de las ecuaciones de la teoría de la elasticidad, las cuales a través de un modelo

Capítulo 1: Problema de Investigación

matemático asociado al problema de deformación, hacen posible determinar el comportamiento mecánico de un sistema físico el cual es sometido a una serie de esfuerzos.

En los criterios de diseño de tuberías de producción convencionales no se toman en cuenta otras anomalías que puede sufrir la tubería durante la vida productiva del pozo, y estas anomalías son: el pandeo y variaciones en la temperatura. El pandeo es de dos tipos: pandeo lateral y pandeo helicoidal, siendo este el resultado de la aplicación de una fuerza en la dirección axial y a las fuerzas de presión. Las variaciones en la temperatura pueden causar en la tubería diferentes anomalías, tales como: cambio en las propiedades elásticas (módulo de Young E y módulo de rigidez ν) y cambio del esfuerzo de fluencia (σ_y), por lo tanto es necesario tomar en cuenta el pandeo y la temperatura en los criterios de diseño de la tubería, con el propósito de que la respuesta mecánica de la misma sea óptima.

1.2 Objetivos

1.2.1 Objetivo general

- Desarrollar, implementar y validar una metodología que permita simular los casos de carga y criterios de falla en tuberías de producción en pozos inclinados de petróleo.

1.2.2 Objetivos específicos

- Estudiar los fundamentos básicos de la teoría de elasticidad aplicada a problemas de tubulares en ingeniería de construcción de pozos petroleros inclinados.
- Diseñar un modelo y una metodología que permitan el análisis de los fenómenos mecánicos que afectan a la tubería de producción.

- Desarrollo e implementación del modelo.
- Uso y validación del modelo desarrollado mediante su aplicación en pozos y su comparación con las respuestas que arroja un programa especializado (WellCat).

1.3 Antecedentes

Debido a la importancia de la tubería de producción dentro del esquema de un pozo petrolero, se han realizado innumerables investigaciones destinadas a describir el comportamiento mecánico de la tubería para evitar que la misma falle durante su vida útil. Sin embargo, es difícil adoptar una metodología única para el diseño de tuberías de producción debido a la diversidad de condiciones operativas que se presentan en los pozos petroleros. Tomando en cuenta los objetivos planteados en el presente trabajo, existen un número determinado de investigaciones desarrolladas sobre el diseño de estos tubulares; siendo las más relevantes las que se muestran a continuación:

Zheng (2000), presentó una metodología general de diseño para cadenas de tuberías de producción conocidas como “*coiled tubing*” (CT) con aplicaciones en pozos extendidos y de alta presión. La metodología de diseño está basada en los criterios de selección de la pared de la tubería. Los criterios de selección de dicha pared consisten en discriminar el uso de un determinado espesor de pared, tomando en consideración las evaluaciones sobre las mismas y el potencial de alcance extendido de acuerdo al análisis del parámetro denominado “*relación de compresión* (η)”.

El criterio de selección de pared tiene como principal finalidad evaluar cuál es el espesor mínimo de pared, además de establecer bajo qué condiciones operacionales la tubería con dichas características debe ser usada. Antes de que una cadena de tubulares sea diseñada el espesor de pared debe aprobar dos pruebas; en primer lugar el ensayo de

Capítulo 1: Problema de Investigación

evaluación de la cadena y la prueba de alcance extendido. Las pruebas de evaluación de la cadena se subdividen en tres: 1) prueba de presión de colapso, 2) prueba de presión de estallido y, 3) prueba de falla por tensión, mientras que la prueba de alcance extendido ajusta la sección del tubo de un espesor de pared dado por el establecimiento de un límite superior para la relación de compresión (η), que viene dado por la siguiente ecuación:

$$\eta = -\frac{F}{k} \quad (1.1)$$

Donde F es la fuerza axial sobre la tubería (CT) y k viene dado por:

$$k = \sqrt{\frac{4EIw_b \cos \theta}{\mu \Delta}} \quad (1.2)$$

Donde I y E son el momento de inercia y el módulo de Young de la tubería, w_b es la masa por unidad de longitud de la tubería, θ es el ángulo de inclinación del pozo, μ el coeficiente de rozamiento entre la tubería y el revestidor y Δ es la distancia radial entre el revestidor y la tubería.

Para demostrar la efectividad de su metodología consideraron un ejemplo de diseño en el que se deseaba obtener el peso mínimo de una cadena de tubulares para una longitud total de la misma de 5944m sometida a una alta presión en un pozo vertical, donde las pruebas de evaluación de la cadena fueron las siguientes: prueba de colapso 72.8 Mpa, prueba de estallido 81.8 Mpa y la prueba de falla por tensión fue 67 kN.

Tabla 1. Tubería de producción sometida a altas presiones. Tomado de Zheng A, et al. (2000).

Sección	OD (mm)	Espesor (mm)	Presión externa (Mpa)	Presión interna (Mpa)	Fuerza axial (kN)	Longitud de la sección (m)
1	38,1	3,96	72,4	79,3	66,72	4691
2	38,1	4,445	72,4	79,3	66,72	884
3	38,1	4,775	72,4	79,3	66,72	369

Capítulo 1: Problema de Investigación

Usando este criterio los resultados muestran (ver tabla 1) que es posible optimizar la composición de la cadena de tubulares reduciendo así el peso de la tubería en general.

Maldonado y otros (2006), realizaron una metodología de diseño de tuberías de producción con aplicaciones en completación de pozos de alta presión y alta temperatura (HP/HT) en un esfuerzo por identificar los entornos operativos más extremos a la que está sometida la tubería y así definir los parámetros para el diseño de las mismas. Para el desarrollo de ésta metodología se basaron en el criterio de evaluación de tubulares que presenten la mejor relación costo/beneficio en función de las condiciones operativas del pozo, para ello tomaron en cuenta el movimiento que experimenta la tubería como parte fundamental para cualquier trabajo de completación de pozos, siendo este movimiento causado principalmente por las operaciones de bombeo que originan contracción en la cadena de tubulares y que pueden ocasionar fallas en las empacaduras de producción las cuales tienen dos funciones importantes: 1) impedir que los fluidos de producción invadan la zona anular y 2) controlar el movimiento de la tubería. Finalmente aplicaron la metodología de diseño en un pozo con HP/HT.

Tabla 2. Condiciones de operación del pozo. Tomado de Maldonado B, et al. (2006).

Profundidad (m)	Presión interna (Mpa)	Presión externa (Mpa)	Temperatura (°C)
1640	0	2,07	52

Tomando en consideración las condiciones de operación del pozo pudieron determinar el acortamiento que sufre la tubería de producción (aproximadamente 671m) debido a la contracción de la misma, para luego determinar la profundidad a la que se colocaría la empacadura de producción y la tubería que era capaz de resistir esas condiciones.

Capítulo 1: Problema de Investigación

Tabla 3. Características de la tubería de producción. Tomado de Maldonado B, et al. (2006).

Profundidad de la empacadura (m)	Presión de colapso (Mpa)	Presión de estallido (Mpa)
7253	150,9	152,8

Con estos resultados lograron minimizar el riesgo de que las empacaduras de producción fallen como consecuencia del movimiento que sufre la sarta de tuberías de producción.

Flores y otros (2012), presentaron una metodología de diseño para cadenas de tuberías de producción conocidas como “*coiled tubing*” (CT) con aplicaciones en sistemas de bombeo mecánico conocidos por sus siglas en inglés como SRP (Sucker Rod Pumping) utilizados en pozos con crudos de alta viscosidad. Para el desarrollo de esta metodología tomaron en cuenta los mismos efectos que experimenta la cadena de tuberías de producción en completación de pozos, tales como: efecto de la temperatura, efecto pistón y efecto del pandeo, además de considerar el criterio de falla de Von Mises. Finalmente aplicaron estos criterios de falla para el diseño de la sarta de tuberías de producción para un pozo con una profundidad de 1640 m, para una tubería sometida a las siguientes condiciones: temperatura 52 °C, presión externa 2,07 Mpa y presión interna 0 con diámetros externo e interno de la tubería de: 1,500’’ (0,0381m) y 1,250’’ (0,03175m) respectivamente.

Tabla 4. Efectos sobre la tubería de producción. Tomado de Flores F, et al. (2012).

Efectos	$\Delta L(10^{-3}m)$
Temperatura	50,9
Pistón	0
Balón	1,52
Pandeo	0
Efecto total	52,42

Capítulo 1: Problema de Investigación

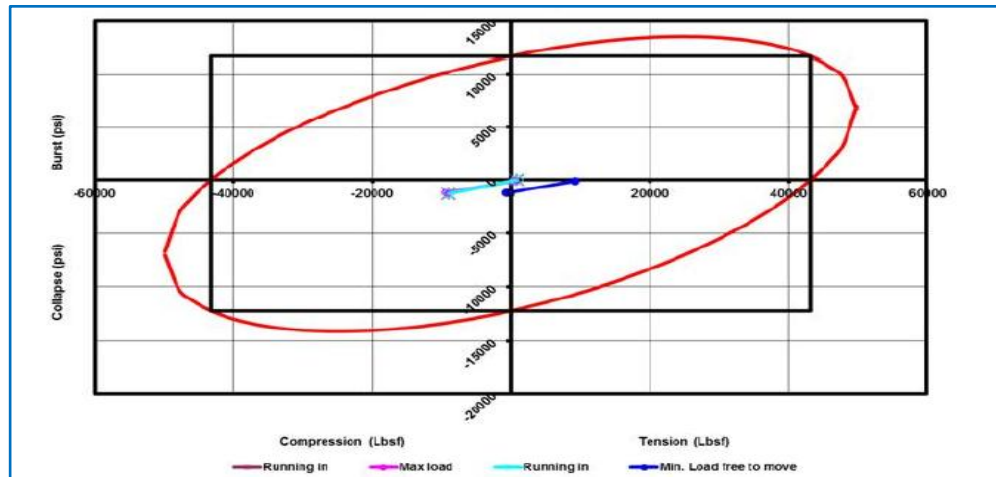


Fig. 1. Elipse de plasticidad. Tomado de Flores F, et al. (2012).

Con los resultados obtenidos anteriormente lograron demostrar que los criterios de diseño usados para la sarta de tuberías de producción en completación de pozos (efecto de la temperatura, efecto pistón, efecto balón y el efecto de pandeo) son totalmente aplicables a la tubería de producción del tipo CT utilizadas en sistemas de bombeo mecánico (SRP), así como también demostraron que la elipse de plasticidad (ver figura 1) describe el rango de seguridad en las operaciones de la tubería en las aplicaciones SRP.

En el capítulo siguiente se discutirán todos los fundamentos teóricos considerados en esta línea de investigación.

Capítulo 2

Marco Teórico

2.1 Producción del petróleo

La extracción de petróleo se realiza a través de la arquitectura de un pozo petrolero, el cual es construido sobre la zona que abarca un yacimiento, los pozos de petróleo y gas se perforan con una forma de telescopio al revés (ver figura 2), es decir, la sección del pozo de mayor diámetro está en la parte superior del mismo. Después de perforado el hoyo en cada una de las secciones se colocan unas tuberías conocidas como revestidores (las cuales tienen como finalidad proporcionar estabilidad mecánica el hoyo) y luego se inyecta una lechada de cemento entre la formación y el revestidor. Una vez que el revestidor es cementado al hoyo, se baja la sarta de tuberías de producción (ver figura 2), a través de la cual ascienden los fluidos del depósito de hidrocarburos hasta la superficie.

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 (ver figura 2) y se comportan también como sellos que evitan que los fluidos de producción entren al espacio anular, para así canalizarlos a través de la tubería de producción. Generalmente el espacio anular entre el revestidor y la tubería de producción es llenado con un fluido de completación el cual posee las siguientes funciones principales: mantener la presión hidrostática en caso de que la empacadura falle, evitar que el revestidor colapse y que la tubería de producción estalle.

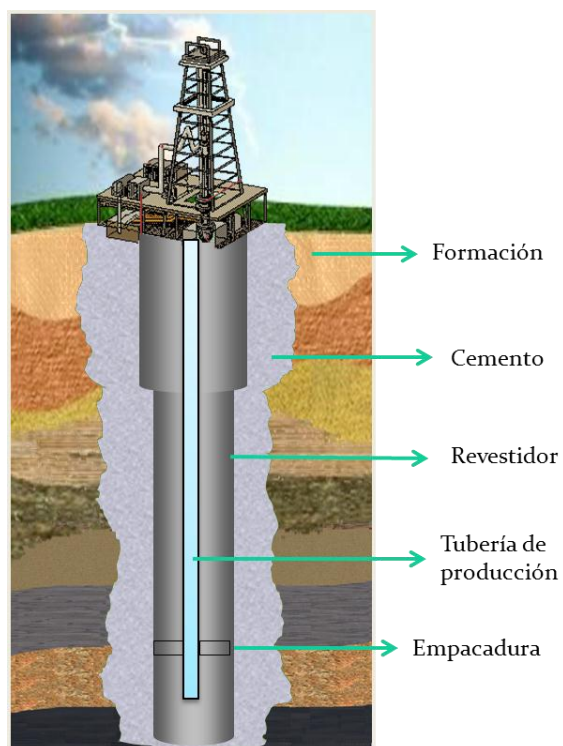


Fig. 2. Esquema de un pozo completado. Tomado de Mc Daniel & Associates consultants Ltd, et al. (2006).

La extracción, producción o explotación del crudo se hace de acuerdo a las características propias de cada yacimiento. Sin embargo, comunmente, durante la explotación de un yacimiento petrolífero se distinguen tres etapas para recuperar el petróleo del subsuelo, las cuales se conocen como primaria, secundaria y mejorada, mencionadas a continuación.

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. La emanación de crudo a la superficie puede deberse a uno de estos mecanismos de empuje: compactación de la roca y de los fluidos presentes en ella,

empuje por gas en solución, empuje por capas de gas, empuje hidráulico y por segregación gravitacional. A medida que se expanden los fluidos en el yacimiento (debido al desplazamiento y extracción del 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 el fondo del pozo. La recuperación primaria se termina cuando la presión en el yacimiento ha bajado demasiado, o cuando se están produciendo cantidades importantes de otros fluidos (gas, agua).

2.1.2 Recuperación secundaria

Cuando la energía natural del reservorio es insuficiente para elevar el fluido, necesariamente habrá que añadir energía al yacimiento si se desea obtener más petróleo que el producido por los mecanismos primarios. Ésta técnica consiste básicamente en la inyección de agua y/o gas dentro del depósito de hidrocarburos para mantener el gradiente de presión. Los fluidos (agua y/o gas) se inyectan a través de pozos vecinos a los productores, y desplazan una parte del petróleo hacia éstos últimos.

2.1.3 Recuperación mejorada

El término “recuperación mejorada” se refiere, en el más amplio sentido, a cualquier método para obtener más petróleo de un yacimiento que el que se obtendría por recuperación primaria y secundaria. Los métodos de recuperación mejorada se pueden subdividir en tres clasificaciones generales: 1) inyección química, 2) inyección miscible de dióxido de carbono, y 3) métodos térmicos. De estas clasificaciones, sólo los métodos térmicos han tenido aplicaciones considerables en Venezuela debido a los altos costos de operación que tienen los demás procesos.

Los métodos térmicos añaden calor al yacimiento para reducir la viscosidad del petróleo. Tal reducción de viscosidad hace que el petróleo aumente su movilidad, de

manera que pueda desplazarse más eficientemente hacia los pozos productores. El suministro de calor al yacimiento puede aplicarse por la inyección de fluidos calientes, tales como vapor o agua caliente.

Entre los métodos térmicos, se encuentran los métodos por inyección continua de vapor, tales como el HASD (Horizontal Alternating Steam Drive Process) y SAGD (Steam Assisted Gravity Drainage), siendo este último el más eficaz de los dos. El método SAGD posee la particularidad de que requiere 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 productor. Las altas temperaturas involucradas en éste proceso, impactan directamente en los elementos del pozo (tuberías de producción, revestidores, etc.).

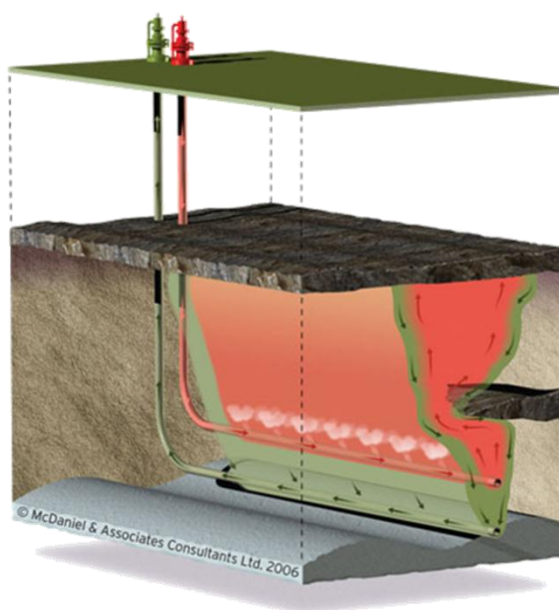


Fig. 3. Pozo productor e inyector para un sistema de drenaje gravitacional asistido por vapor. Tomado de Mc Daniel & Associates consultants Ltd, et al. (2006).

Todas estas operaciones inducen cambios de presión y temperatura en el pozo además de generar variaciones significativas en el estado de esfuerzos del mismo. Todas las

operaciones de rehabilitación que sean diseñadas para el pozo también inducen cambios drásticos de presión, como por ejemplo la cementación secundaria del pozo.

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 inyectar cemento a presión a través de la tubería de producción en el espacio anular entre el revestidor y la formación. Ésta es una medida correctiva a una cementación primaria defectuosa.

Debido a las duras condiciones en los procesos de reparación como la cementación, se deben seleccionar cuidadosamente las tuberías de producción, así como el tipo de empacadura que se puede usar. En general hay tres tipos de empacaduras, en relación al tipo de movimiento que le permiten a la tubería: las que permiten libre movimiento, las que permite movimiento limitado y las que no permiten movimiento (ver figura 4). Cuando la sarta de tuberías de producción está sujeta a empacaduras que restrinjan su movimiento, ésta ejercerá una fuerza axial de tensión o compresión sobre las mismas.

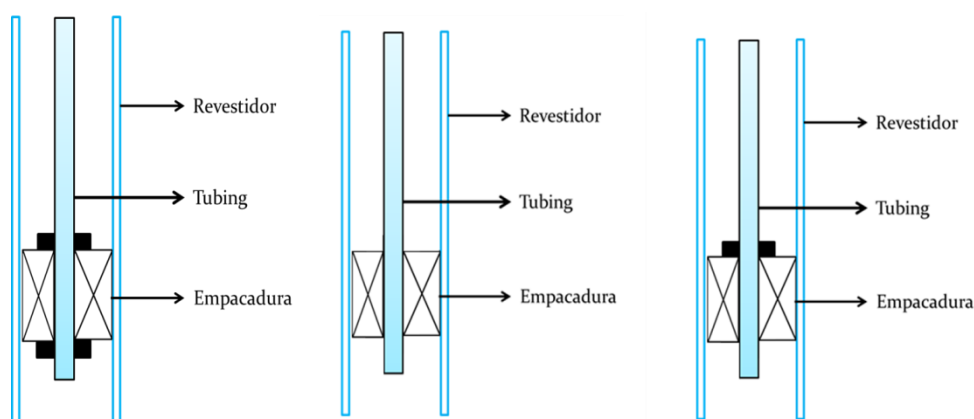


Fig. 4. Diferentes configuraciones de empacaduras. A) Empacadura que permite libre movimiento. B) Empacadura que permiten movimiento limitado. C) Empacadura no permiten movimiento. Autoría propia.

2.2.1 Teoría de elasticidad

La teoría de elasticidad se formula en términos de muchas variables diferentes que están especificadas o buscan puntos espaciales en el cuerpo bajo estudio. Algunas de estas variables son cantidades escalares, que representan una sola magnitud en cada punto del espacio. Los ejemplos más comunes incluyen la densidad del material ρ , y los módulos elásticos del material, tales como el módulo de Young E , radio de Poisson ν y el módulo de rigidez μ . Otras variables de interés son cantidades vectoriales que son expresables en términos de componentes en un sistema de coordenadas de dos o tres dimensiones. Ejemplos de variables vectoriales son el desplazamiento y la rotación de puntos materiales en el continuo elástico. Las formulaciones dentro de la teoría también requieren la necesidad de variables materiales, que comúnmente requieren más de tres componentes a cuantificar. Ejemplos de tales variables son el esfuerzo y la deformación.

Una formulación tridimensional requiere nueve componentes (sólo seis son independientes) para cuantificar el esfuerzo o la deformación en un punto. Para este caso, la variable se expresa normalmente en un formato de matriz con tres filas y tres columnas. Para resumir esta discusión, en un sistema de coordenadas cartesianas tridimensionales, escalar, vectorial y las variables matriciales se pueden escribir de la siguiente manera:

$$\text{escalar densidad de masa} = \rho$$

$$\text{vector desplazamiento} = \mathbf{u} = u\mathbf{e}_1 + v\mathbf{e}_2 + w\mathbf{e}_3 \quad (2.1)$$

$$\text{matriz de esfuerzo} = [\boldsymbol{\sigma}] = \begin{bmatrix} \sigma_x & \tau_{xy} & \tau_{xz} \\ \tau_{yx} & \sigma_y & \tau_{yz} \\ \tau_{zx} & \tau_{zy} & \sigma_z \end{bmatrix}$$

Donde $\mathbf{e}_1$, $\mathbf{e}_2$ y $\mathbf{e}_3$ son los vectores base unitarios habituales en las direcciones de coordenadas. Por lo tanto, escalares, vectores y matrices se especifican por uno, dos, tres y nueve componentes respectivamente.

La formulación de problemas de elasticidad no solo implica estos tipos de variables, sino que también incorpora cantidades adicionales que requieren incluso más componentes para caracterizar. Debido a esto, la mayoría de las teorías de campo, tales como la elasticidad hacen uso de un formalismo de tensor usando la notación de índice. Esto permite una representación eficaz de todas las variables y ecuaciones mediante un simple esquema estandarizado. Los escalares, los vectores, las matrices y otras variables de orden superior pueden representarse mediante tensores de diversos órdenes.

La notación indicial es un esquema mediante el cual se abrevia un conjunto de números (elementos o componentes) representados por un único símbolo con subíndices, por ejemplo a_1, a_2, a_3 son denotados por el símbolo a_i , donde el índice i tendrá normalmente el rango de 1,2,3. De manera similar a_{ij} representa los nueve números $a_{11}, a_{12}, a_{13}, a_{21}, a_{22}, a_{23}, a_{31}, a_{32}, a_{33}$. Aunque estas representaciones pueden ser escritas en cualquier forma, es común el uso de un sistema correspondiente a formatos vectoriales y matriciales tales que:

$$a_i = \begin{bmatrix} a_1 \\ a_2 \\ a_3 \end{bmatrix}, a_{ij} = \begin{bmatrix} a_{11} & a_{12} & a_{13} \\ a_{21} & a_{22} & a_{23} \\ a_{31} & a_{32} & a_{33} \end{bmatrix} \quad (2.2)$$

En el formato matricial, a_{1j} representa la primera fila, mientras que a_{i1} representa la primera columna. Otras columnas y filas se indican de manera similar, y por lo tanto el primer índice indica la fila y el segundo índice representa la columna. En general un símbolo $a_{ij\dots k}$ con N índices distintos representa 3^N números distintos. Es evidente que a_i y a_j representan los mismos tres números y del mismo modo a_{ij} y a_{mn} significan la misma matriz.

Es conveniente y, de hecho, necesario expresar las variables de elasticidad y las ecuaciones de campo en varios sistemas de coordenadas diferentes. Esta situación requiere el desarrollo de determinadas reglas de transformación para los escalares, los vectores, las matrices y las variables de orden superior. Este concepto está fundamentalmente relacionado con las definiciones básicas de las variables tensoriales y sus leyes de transformación. Restringiremos nuestro análisis a las transformaciones solo entre los sistemas de coordenadas cartesianos, por lo que consideraremos los dos sistemas que se muestran en la figura 5. Los dos marcos cartesianos (x_1, x_2, x_3) y (x'_1, x'_2, x'_3) sólo se diferencian por la orientación y los vectores de la base de la unidad para cada marco son $\{e_1, e_2, e_3\}$ y $\{e'_1, e'_2, e'_3\}$.

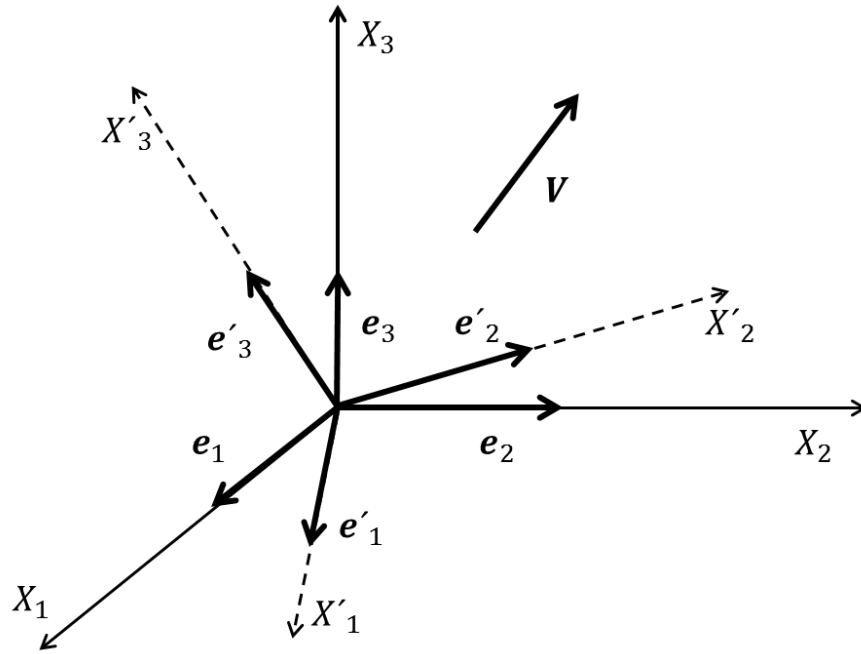


Fig. 5. Cambio de marco en coordenadas cartesianas. Modificado de Martin S. (2005).

Q_{ij} denota el coseno del ángulo entre el eje X'_i , y el eje X_j :

$$Q_{ij} = \cos(x'_i, x_j) \quad (2.3)$$

Capítulo 2: Marco Teórico

Usando esta definición los vectores base en el marco de coordenadas primo pueden ser fácilmente expresados en términos de los vectores en la base del marco de coordenadas no primo por las relaciones:

$$\begin{aligned} \mathbf{e}'_1 &= Q_{11}\mathbf{e}_1 + Q_{12}\mathbf{e}_2 + Q_{13}\mathbf{e}_3 \\ \mathbf{e}'_2 &= Q_{21}\mathbf{e}_1 + Q_{22}\mathbf{e}_2 + Q_{23}\mathbf{e}_3 \\ \mathbf{e}'_3 &= Q_{31}\mathbf{e}_1 + Q_{32}\mathbf{e}_2 + Q_{33}\mathbf{e}_3 \end{aligned} \quad (2.4)$$

O en notación de índice:

$$\mathbf{e}'_i = Q_{ij} \cdot \mathbf{e}_j \quad (2.5)$$

Del mismo modo, la transformación inversa puede ser escrita utilizando el mismo formato como sigue:

$$\mathbf{e}_i = Q_{ji} \cdot \mathbf{e}'_j \quad (2.6)$$

Ahora un vector arbitrario $\mathbf{v}$ (como se muestra en la Figura 5) puede escribirse en cualquiera de los dos sistemas de coordenadas como:

$$\begin{aligned} \mathbf{v} &= v_1\mathbf{e}_1 + v_2\mathbf{e}_2 + v_3\mathbf{e}_3 = v_i\mathbf{e}_i \\ &= v'_1\mathbf{e}'_1 + v'_2\mathbf{e}'_2 + v'_3\mathbf{e}'_3 = v'_i\mathbf{e}'_i \end{aligned} \quad (2.7)$$

Sustituyendo la relación (2.6) en la relación (2.47)₁ nos da:

$$\mathbf{v} = v_i Q_{ji} \mathbf{e}'_j \quad (2.8)$$

Pero $\mathbf{v} = v'_i \mathbf{e}'_i$ y encontramos que:

$$v'_i = Q_{ij} v_j \quad (2.9)$$

En forma similar el uso de la relación (2.5) en la relación (2.7)₂ nos da:

$$v_i = Q_{ji} v'_j \quad (2.10)$$

Las relaciones (2.9) y (2.10) constituyen las leyes de transformación para las componentes cartesianas de un vector en virtud de un cambio de marco de coordenadas cartesianas rectangulares. Los escalares, los vectores, las matrices y las cantidades de orden superior pueden ser representadas por un esquema de notación de índice general. Todas las cantidades que se explicaran a continuación pueden ser referidas como tensores de diferentes órdenes. Las propiedades de transformación presentadas previamente de un vector se pueden utilizar para establecer las propiedades de transformación generales de estos tensores. El conjunto general de las relaciones de transformación para diversos órdenes se pueden escribir como:

$$\begin{aligned} a' &= a, \text{orden cero (escalar)} \\ a'_i &= Q_{ip} a_p, \text{primer orden (vector)} \\ a'_{ij} &= Q_{ip} Q_{jq} a_{pq}, \text{segundo orden (matriz)} \\ a'_{ijk} &= Q_{ip} Q_{jq} Q_{kr} a_{pqr}, \text{tercer orden} \\ a'_{ijkl} &= Q_{ip} Q_{jq} Q_{kr} Q_{ls} a_{pqrs}, \text{cuarto orden} \\ &\vdots \\ a'_{ijk\dots m} &= Q_{ip} Q_{jq} Q_{kr} \dots Q_{mt} a_{pqr\dots t}, \text{orden general} \end{aligned} \quad (2.11)$$

De acuerdo con estas definiciones, un escalar es un tensor de orden cero, un vector es un tensor de orden uno y una matriz es un tensor de orden 2. Las relaciones (2.11) son las reglas de transformación para las componentes de los tensores cartesianos de cualquier orden bajo la rotación Q_{ij} . A partir de todas estas propiedades de los tensores podemos entonces dar una descripción de los fundamentos básicos de la teoría de la elasticidad.

El término elasticidad designa la propiedad de ciertos materiales de sufrir deformaciones reversibles cuando se encuentran sometidos a la acción de fuerzas exteriores y de recuperar la forma original si estas fuerzas exteriores se eliminan.

La elasticidad es estudiada por la teoría de la elasticidad, que a su vez es parte de la mecánica de sólidos deformables. La teoría de la elasticidad (TE) como la mecánica de sólidos deformables describe cómo un sólido se mueve y deforma como respuesta a fuerzas exteriores. En general, se dice que un sólido elástico está deformado cuando la distancia relativa entre dos puntos del cuerpo ha cambiado, esto es opuesto a la definición de un cuerpo rígido donde los puntos del cuerpo permanecen a una distancia constante.

2.2.2 Esfuerzo

Cuando una estructura se somete a cargas externas, se inducen fuerzas internas en el interior del cuerpo. Siguiendo la filosofía de la mecánica de los medios continuos, estas fuerzas internas se distribuyen de forma continua dentro del sólido. El esfuerzo en un punto se define como el límite de la fuerza aplicada en una pequeña región sobre un plano que contenga al punto dividida entre el área de la región, es decir, el esfuerzo es la fuerza aplicada por unidad de superficie y depende del punto elegido, del estado tensional de sólido y de la orientación del plano escogido para calcular el límite. Por ejemplo tomando el vector fuerza sobre el plano $X=0$; $\Delta \mathbf{F} = (\Delta F_x, \Delta F_y, \Delta F_z)$ [ver Fig. 6].

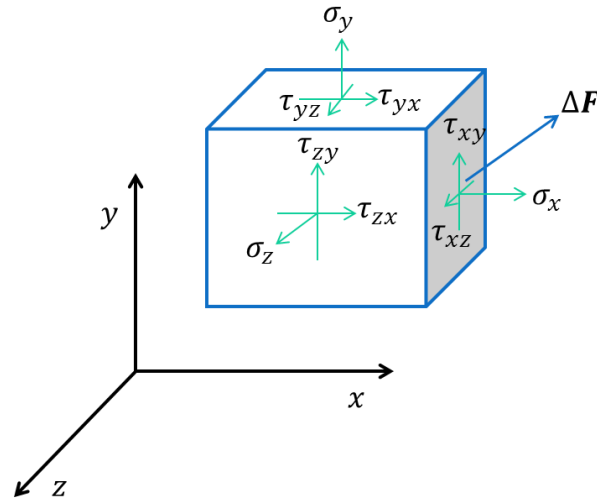


Fig. 6. Esfuerzos normales y cortantes sobre los planos de un cubo sometido a una fuerza.

Modificado de Martin S. (2005).

Los esfuerzos promedios son:

$$\sigma_x = \frac{\Delta F_x}{\Delta A} ; \quad \tau_{xy} = \frac{\Delta F_y}{\Delta A} ; \quad \tau_{xz} = \frac{\Delta F_z}{\Delta A} \quad (2.12)$$

Si $\Delta A \rightarrow 0$ tenemos los esfuerzos instantáneos.

$$\begin{aligned} \sigma_x &= \lim_{\Delta A \rightarrow 0} \frac{\Delta F_x}{\Delta A} = \frac{dF_x}{dA} \\ \tau_{xy} &= \lim_{\Delta A \rightarrow 0} \frac{\Delta F_y}{\Delta A} = \frac{dF_y}{dA} \\ \tau_{xz} &= \lim_{\Delta A \rightarrow 0} \frac{\Delta F_z}{\Delta A} = \frac{dF_z}{dA} \end{aligned} \quad (2.13)$$

2.2.3 Deformación

Bajo la aplicación de una carga externa, los sólidos se deforman elásticamente. La deformación es el cambio en el tamaño o forma de un cuerpo debido a esfuerzos internos

producidos por una o más fuerzas aplicadas sobre el mismo, en general se dice que un sólido elástico esta deformado cuando la distancia relativa entre los puntos del cuerpo ha cambiado (Martin S, 2005).

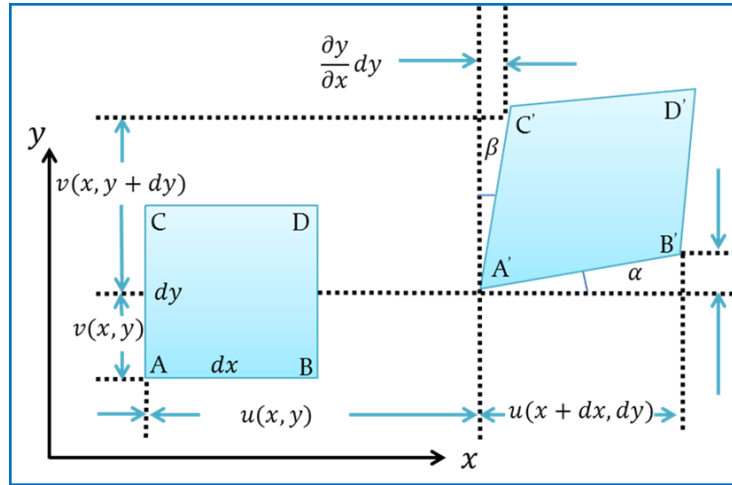


Fig.7. Esquema de un elemento cuadrado en el estado no deformado (izquierda) y deformado (derecha). Modificado de Martin S. (2005).

La deformación normal en una dirección n se define como el cambio de longitud por unidad de longitud de las fibras del cuerpo orientadas en la dirección n ; tomando x en este caso:

$$\varepsilon_x = \frac{A'B' - AB}{AB} \quad (2.14)$$

Y de la geometría (ver figura 7) se obtiene:

$$A'B' = \sqrt{\left(dx + \frac{\partial u}{\partial x} dx\right)^2 + \left(\frac{\partial v}{\partial x} dy\right)^2} = \left(1 + \frac{\partial u}{\partial x}\right) \quad (2.15)$$

Capítulo 2: Marco Teórico

Sustituyendo se tiene que:

$$\varepsilon_x = \frac{\partial u}{\partial x} \quad (2.16)$$

Por otro lado la deformación cortante se define como el cambio del ángulo entre dos direcciones originalmente ortogonales.

De la figura 6 tenemos:

$$\gamma_{xy} = \frac{\pi}{2} - \angle C'A'B' = \alpha + \beta \quad (2.17)$$

$$\gamma_{xy} = \frac{\frac{\partial v}{\partial x} dx}{dx + \frac{\partial u}{\partial x} dx} + \frac{\frac{\partial u}{\partial y} dy}{dy + \frac{\partial v}{\partial y} dy} = \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \quad (2.18)$$

Las componentes de esfuerzos y deformaciones pueden ser representadas en forma de un tensor de rango 2 de la siguiente manera:

$$\sigma = \begin{pmatrix} \sigma_x & \tau_{xy} & \tau_{xz} \\ \tau_{yx} & \sigma_y & \tau_{yz} \\ \tau_{zx} & \tau_{zy} & \sigma_z \end{pmatrix} \quad \varepsilon = \begin{pmatrix} \varepsilon_x & \gamma_{xy} & \gamma_{xz} \\ \gamma_{yx} & \varepsilon_y & \gamma_{yz} \\ \gamma_{zx} & \gamma_{zy} & \varepsilon_z \end{pmatrix} \quad (2.19)$$

Con:

$$\varepsilon_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \quad (2.20)$$

Donde $u_i; u_j$ son las componentes del denominado tensor gradiente de desplazamiento el cual viene dado por:

$$\mathbf{u}_{i,j} = \begin{pmatrix} \frac{\partial u}{\partial x} & \frac{\partial u}{\partial y} & \frac{\partial u}{\partial z} \\ \frac{\partial v}{\partial x} & \frac{\partial v}{\partial y} & \frac{\partial v}{\partial z} \\ \frac{\partial w}{\partial x} & \frac{\partial w}{\partial y} & \frac{\partial w}{\partial z} \end{pmatrix} \quad (2.21)$$

2.2.4 Ley Hooke

Las relaciones entre las componentes de los esfuerzos y las deformaciones fueron establecidas experimentalmente por lo que se conoce hoy en día como la ley de Hooke.

Las ecuaciones constitutivas Lamé-Hooke tienen la forma:

$$\sigma_{ij} = \sum_{k,l} C_{ijkl} \varepsilon_{kl} \quad (2.22)$$

C_{ijkl} es un tensor de cuarto orden, en donde sus componentes incluyen todos los parámetros necesarios para caracterizar el material. En general este tensor tiene 81 componentes, sin embargo al considerar la simetría de los esfuerzos y las deformaciones; además de introducir el concepto de energía de deformación; este número se reduce a 21 componentes.

Por otra parte tenemos que si el material es homogéneo su comportamiento elástico no varía espacialmente por lo que dichas componentes serán constantes. A cada uno de estos parámetros se les conoce como módulos elásticos; de acuerdo a esto las relaciones constitutivas de un material homogéneo e isótropo se escriben de la siguiente manera:

$$\begin{aligned}
\sigma_x &= \lambda (\varepsilon_x + \varepsilon_y + \varepsilon_z) + 2\mu \varepsilon_x \\
\sigma_y &= \lambda (\varepsilon_x + \varepsilon_y + \varepsilon_z) + 2\mu \varepsilon_y \\
\sigma_z &= \lambda (\varepsilon_x + \varepsilon_y + \varepsilon_z) + 2\mu \varepsilon_z \\
\tau_{xy} &= 2\mu \varepsilon_{xy} \quad \tau_{yz} = 2\mu \varepsilon_{yz} \quad \tau_{zx} = 2\mu \varepsilon_{zx}
\end{aligned} \tag{2.23}$$

En estas ecuaciones λ y μ representan la constante de Lamé y el módulo de corte o de rigidez respectivamente; cabe acotar entonces que solo son necesarios dos modulos elasticos para describir el comportamiento de un material homogeneo e isótropo.

Otra forma de expresar estas ecuaciones muchas veces mas conveniente que la mostrada anteriormente se obtiene al invertir las relaciones obteniendo las deformaciones en funcion de los esfuerzos; pudiendo escribir lo siguiente:

$$\begin{aligned}
\varepsilon_y &= \frac{1}{E} [\sigma_y - \nu(\sigma_x + \sigma_z)] \\
\varepsilon_x &= \frac{1}{E} [\sigma_x - \nu(\sigma_y + \sigma_z)] \\
\varepsilon_z &= \frac{1}{E} [\sigma_z - \nu(\sigma_y + \sigma_x)]
\end{aligned} \tag{2.24}$$

$$\begin{aligned}\varepsilon_{xy} &= \frac{1+\nu}{E} \tau_{xy} = \frac{1}{2\mu} \tau_{xy} \\ \varepsilon_{yz} &= \frac{1+\nu}{E} \tau_{yz} = \frac{1}{2\mu} \tau_{yz} \\ \varepsilon_{zx} &= \frac{1+\nu}{E} \tau_{zx} = \frac{1}{2\mu} \tau_{zx}\end{aligned}\tag{2.25}$$

Donde: $E = \frac{\mu(3\lambda+2\mu)}{(\lambda+\mu)}$; $\nu = \frac{\lambda}{2(\lambda+\mu)}$ se conocen como módulo de elasticidad o módulo de Young; y coeficiente de Poisson respectivamente.

El módulo de Young o módulo de elasticidad longitudinal (E) es un parámetro que caracteriza el comportamiento de un material elástico, según la dirección en la que se aplica una fuerza. Este comportamiento fue observado y estudiado por el científico inglés Thomas Young. Para un material elástico lineal e isótropo, el módulo de Young tiene el mismo valor para una tracción que para una compresión, siendo una constante independiente del esfuerzo siempre que no exceda el límite elástico, y es siempre menor a 1.

Cuando se estira longitudinalmente un material elástico lineal e isótropo y se adelgaza en las direcciones perpendiculares a la de estiramiento, El coeficiente de Poisson (ν) proporciona una medida del estrechamiento de sección en un material elástico lineal e isótropo. El nombre de dicho coeficiente se le dio en honor al físico francés Simeón Poisson. El valor máximo de este parámetro es de 0.5 para un material incompresible.

2.2.5 Esfuerzo plano

Consiste en la ausencia de esfuerzo en una dirección; por ejemplo el eje z, es decir, $\tau_{xz} = 0, \tau_{yz} = 0, \sigma_z = 0$; de acuerdo a esta condición la relación entre esfuerzos y deformaciones queda:

$$\begin{pmatrix} \sigma_x \\ \sigma_y \\ \tau_{yx} \end{pmatrix} \frac{E}{1-\nu^2} = \begin{pmatrix} 1 & \nu & 0 \\ \nu & 1 & 0 \\ 0 & 0 & \frac{1-\nu}{2} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \varepsilon_x \\ \varepsilon_y \\ \gamma_{yx} \end{pmatrix} \quad (2.26)$$

2.2.6 Deformación plana

Se produce cuando el cuerpo no experimenta deformaciones a lo largo de una dirección; por ejemplo el eje z; $\varepsilon_z = 0, \gamma_{zx} = 0, \gamma_{yz} = 0$, Para este caso las ecuaciones se transforman de la siguiente manera:

$$\begin{pmatrix} \sigma_x \\ \sigma_y \\ \tau_{yx} \end{pmatrix} \frac{E}{1-\nu^2} = \begin{pmatrix} 1-\nu & \nu & 0 \\ \nu & 1-\nu & 0 \\ 0 & 0 & \frac{1-\nu}{2} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \varepsilon_x \\ \varepsilon_y \\ \gamma_{yx} \end{pmatrix} \quad (2.27)$$

2.2.7 Energía de deformación

El trabajo realizado por las fuerzas que actúan sobre un sólido elástico se almacena en el interior del cuerpo en forma de energía de deformación. Para un cuerpo elástico idealizado, esta energía almacenada es completamente recuperable cuando el sólido se devuelve a su configuración original. Con el fin de cuantificar este comportamiento, se determinara la energía de deformación en términos de los esfuerzos y las deformaciones dentro del sólido elástico.

Capítulo 2: Marco Teórico

Consideremos un elemento cúbico de dimensiones dx , dy , dz que está bajo la acción de un esfuerzo normal uniforme en la dirección x (ver figura 8). Durante el proceso de deformación, se supone que el esfuerzo aumenta lentamente desde cero hasta σ_x , tal que los efectos de inercia se pueden despreciar.

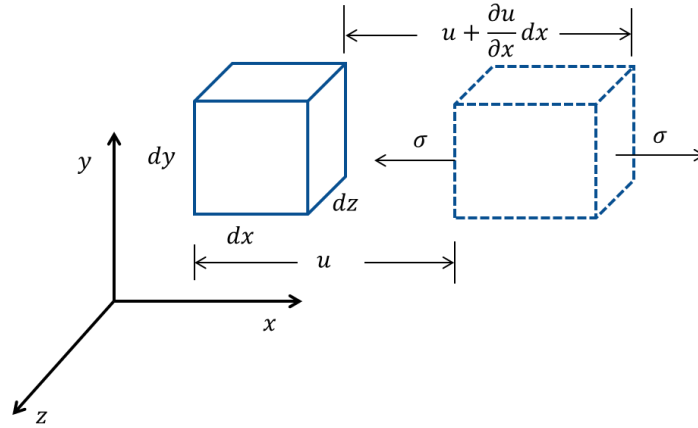


Fig. 8. Deformación bajo esfuerzo uniaxial. Tomado de Martin S. (2005).

La energía de deformación es igual al trabajo neto realizado sobre el elemento, el cual viene dado por:

$$dU = \int_0^{\sigma_x} \sigma d \left(u + \frac{\partial u}{\partial x} dx \right) dydz - \int_0^{\sigma_x} \sigma du dydz = \int_0^{\sigma_x} \sigma d \left(\frac{\partial u}{\partial x} \right) dx dydz \quad (2.28)$$

Utilizando las relaciones de desplazamiento y deformación de la ley de Hooke:

$$\frac{\partial u}{\partial x} = e_x = \frac{\sigma_x}{E} \quad (2.29)$$

La ecuación de la energía se reduce a:

$$dU = \int_0^{\sigma_x} \sigma \frac{d\sigma}{E} dx dydz = \frac{\sigma_x^2}{2E} dx dydz \quad (2.30)$$

La energía de deformación por unidad de volumen viene dada por:

$$U = \frac{dU}{dxdydz} \quad (2.31)$$

Por último sustituyendo la ec. 2.28 en la ec. 2.29 obtenemos la siguiente expresión para la energía:

$$U = \frac{\sigma_x^2}{2E} = \frac{E e_x^2}{2} = \frac{1}{2} \sigma_x e_x \quad (2.32)$$

Para determinar la energía de deformación causada por la acción de esfuerzo cortante uniforme elegimos el elemento cúbico que hemos analizado anteriormente, consideremos el caso bajo esfuerzo uniforme τ_{xy} y τ_{yx} (ver Figura 9).

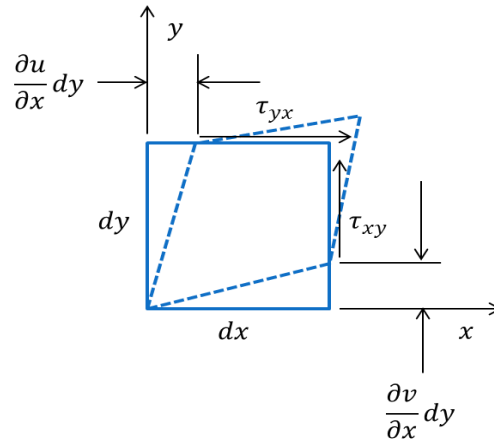


Fig. 9. Deformación cortante. Modificado de Martin S. (2005).

La energía de deformación por esfuerzo cortante es igual al trabajo neto realizado sobre el elemento, y esto viene dado por:

$$dU = \frac{1}{2} \tau_{xy} dy dz \left(\frac{\partial v}{\partial x} dx \right) + \frac{1}{2} \tau_{yx} dx dz \left(\frac{\partial u}{\partial x} dy \right) = \frac{1}{2} \tau_{xy} \left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right) dxdydz \quad (2.33)$$

Y por lo tanto, la de energía de deformación por esfuerzo cortante se puede expresar por:

$$U = \frac{1}{2} \tau_{xy} \gamma_{xy} = \frac{\mu \gamma_{xy}^2}{2} \quad (2.34)$$

Los resultados de los dos casos anteriores indican que la energía de deformación no es una función lineal de los esfuerzos y deformaciones, y por lo tanto el principio de superposición no puede aplicarse directamente para desarrollar la energía de deformación para un estado multidimensional de esfuerzo. Sin embargo, de la conservación de la energía, el trabajo realizado no depende del orden de aplicación de carga, sino de las magnitudes finales de los esfuerzos y deformaciones. Este concepto permite entonces que las cargas normales y cortantes puedan ser aplicadas una a la vez produciendo una energía de deformación total aditiva para un estado general de tres dimensiones de esfuerzo y deformación. La energía total será:

$$U = \frac{1}{2} (\sigma_x e_x + \sigma_y e_y + \sigma_z e_z + \tau_{xy} \gamma_{xy} + \tau_{yz} \gamma_{yz} + \tau_{zx} \gamma_{zx}) \quad (2.35)$$

Escrita en forma tensorial nos queda que:

$$U = \frac{1}{2} \sigma_{ij} e_{ij} \quad (2.36)$$

2.3 Curva esfuerzo-deformación:

La interpretación de los resultados del programa computacional y otros estudios tales como especificaciones de diseño, geometría, materiales, etc. es necesario tener presente los siguientes aspectos básicos de un diagrama o una curva de esfuerzo-deformación unitaria.

La curva esfuerzo-deformación unitaria 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 (ver figura 10). En líneas generales la curva

contiene regiones de deformación y esfuerzos particulares para cada región, los valores dependerán de las características y tipo de material (Gere, 2002).

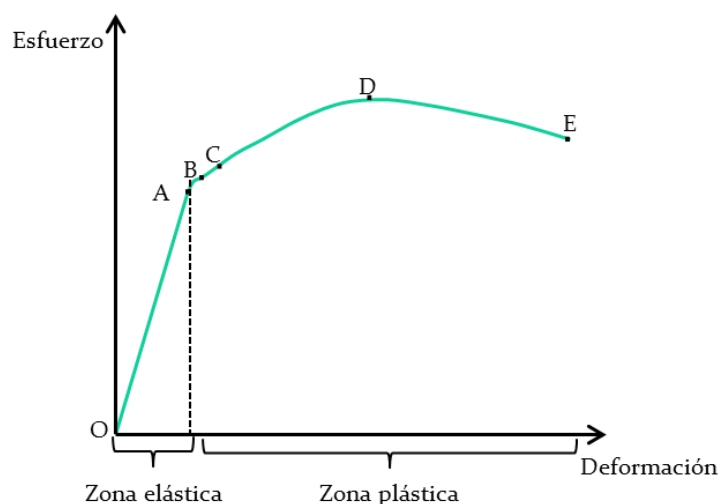


Fig. 10 Curva de esfuerzo-deformación. Modificado de Gere J. (2002).

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 desaparece. Luego, la pendiente que va desde el origen hasta el esfuerzo de fluencia se conoce como módulo de elasticidad o módulo de Young (E).

La región entre la línea “OA” se llama zona elástica, donde el material una vez deformado por la aplicación de una carga, cuando ésta deja de actuar el material recupera su longitud inicial; es importante destacar que el modelo debe soportar las cargas deseadas en este régimen, ya que si no la tubería se encontraría en un estado de no linealidad o plasticidad.

Finalmente, el módulo de elasticidad (E) es la relación entre el esfuerzo axial (σ_a) y la deformación axial (e) cuando se ejecuta un ensayo uniaxial como el de compresión o tracción (Shigley, 1990).

Alcanzado el punto “ B ” ocurre un alargamiento de la probeta sin observar un incremento perceptible de la fuerza, fenómeno llamado fluencia o 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 (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).

2.4 Termoelasticidad

La teoría de termoelasticidad toma en cuenta el efecto de cambios en la temperatura de un cuerpo sobre su estado de esfuerzos y desplazamientos, en general el campo de deformaciones es el resultado de acciones tanto mecánicas como térmicas; por otra parte, dentro del contexto de la teoría de elasticidad lineal, la deformación total se puede descomponer como la suma de una componente mecánica y una componente térmica como sigue:

$$\varepsilon_{ij} = \varepsilon_{ij}^M + \varepsilon_{ij}^T \quad (2.37)$$

Si T_0 es tomada como la temperatura de referencia y T es una temperatura arbitraria, la deformación asociada a efectos térmicos en un sólido no deformado puede ser escrita como se muestra a continuación:

$$\varepsilon_{ij}^T = \alpha(T - T_0)\delta_{ij} \quad (2.38)$$

δ_{ij} Es la delta de Kronecker la cual se anula cuando los índices son distintos y se hace uno cuando son iguales, y la constante α se denomina coeficiente de dilatación térmica; en la siguiente tabla se muestran las constantes elásticas de diferentes materiales usados comúnmente en aplicaciones de ingeniería en donde se incluye el coeficiente de dilatación térmica para cada uno.

Tabla 5. Módulos elásticos y coeficiente de dilatación térmica para distintos materiales. Tomado de Martin S. (2005).

Material	E (Gpa)	ν	$\alpha \left(10^{-6}/^{\circ}\text{C}\right)$
Aluminio	68,9	0,34	25,5
Concreto	27,6	0,20	11
Cobre	89,9	0,34	10
Acero	207	0,29	13,5

Finalmente tomando en cuenta la elasticidad lineal y la termoelasticidad en el comportamiento de los materiales, se hace posible expresar las componentes del desplazamiento $\mathbf{u}$ como una combinación lineal de las componentes del tensor deformación del sólido como sigue:

$$\mathbf{u} = u\varepsilon_x + v\varepsilon_y + w\varepsilon_z + \alpha\Delta T \quad (2.39)$$

Las componentes del desplazamiento son obtenidas mediante la solución de las ecuaciones diferenciales asociadas a la condición de equilibrio en el cuerpo.

Capítulo 2: Marco Teórico

En los casos de carga considerados en esta línea de investigación (y que se explicaran en la metodología) la temperatura en el pozo no varía significativamente como para que se generen esfuerzos y deformaciones adicionales en la tubería, sin embargo, la temperatura tiene un efecto perjudicial sobre las propiedades mecánicas del acero. Dentro de la gama de temperaturas comunes a las operaciones en el campo petrolero, la fluencia y el módulo de Young disminuyen al aumentar la temperatura. El radio de Poisson es sólo ligeramente afectado por la temperatura. La fluencia es la propiedad mas afectada por las altas temperaturas, la figura 11 ilustra el efecto de la temperatura sobre el esfuerzo de fluencia del acero, la degradación del mismo se hace significativo a 150°C (300°F) donde la perdida es del orden del 10%.

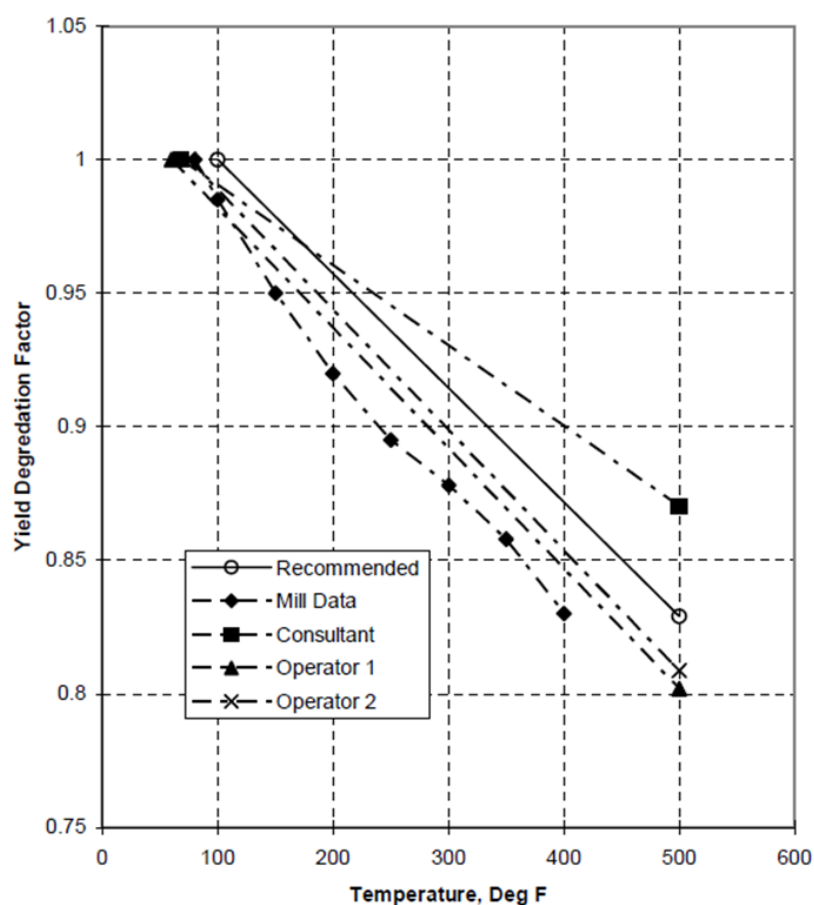


Fig. 11. Efecto de la temperatura sobre el esfuerzo de fluencia. Modificado de Chevron, Casing/Tubing Design Manual. 2005.

Las ecuaciones que describen las variaciones en los módulos elásticos son las siguientes [en °F]:

$$\begin{aligned}\sigma_y &= \sigma_{y\ 38^\circ F} [1 - 0,000238(T - 37,8)] \\ E &= E_{200^\circ F} [1 - 0,00025(T - 200)] \\ \mu &= \mu_{32^\circ F} [1 - 0,00008(T - 32)]\end{aligned}\tag{2.40}$$

2.5 Esfuerzo en tubulares

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 dirección de los esfuerzos que pueden afectar la sarta de tuberías de producción se representan mediante un sistema de coordenadas cilíndricas (ver figura 12).

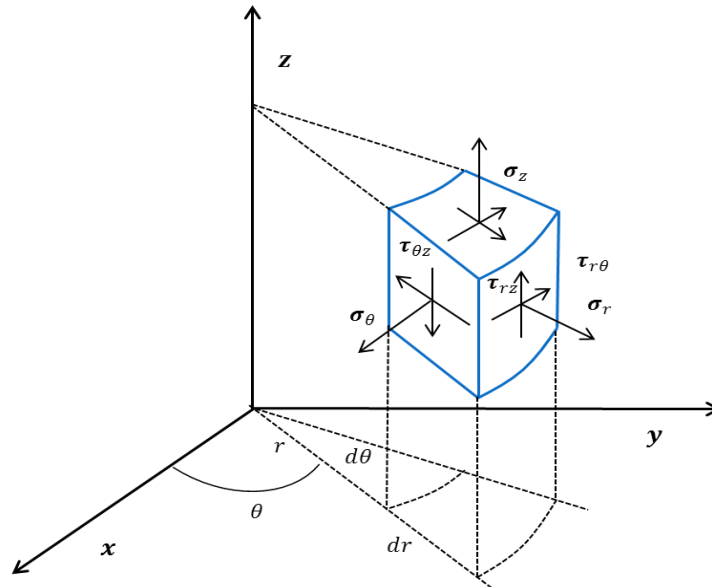


Fig. 12 Esfuerzos que experimenta la tubería; expresado en coordenadas cilíndricas.

Modificado de Vergara N. (2011).

Consideremos el caso en que la tubería de producción está sometida a una presión interna (p_i) y externa (p_o) [ver figura 13], y tomamos en cuenta además que la relación del espesor con respecto al radio externo de la tubería es por lo menos su décima parte ($t/r \geq 0,1$).

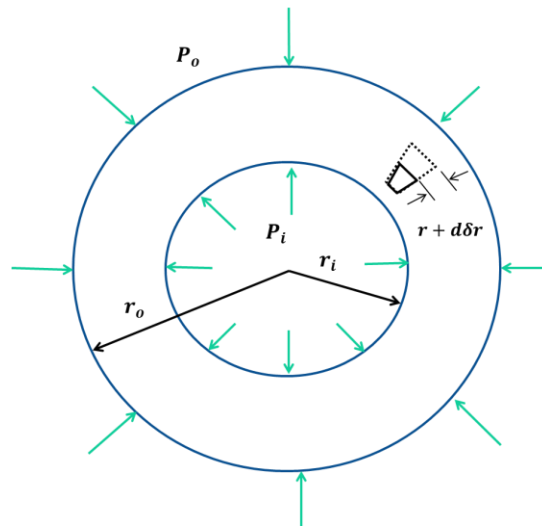


Fig. 13 Tubería de producción sometida a una presión interna y externa.

Modificado de Vergara N. (2011).

Si sobre ésta configuración se toma un elemento diferencial (ver figura 14)

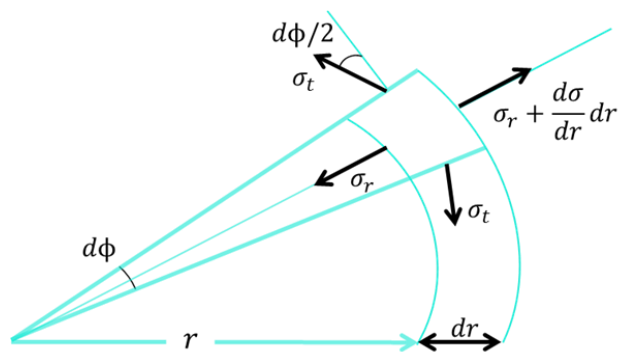


Fig. 14 Esfuerzos radiales y tangenciales de un elemento diferencial.

Modificado de Vergara N. (2011)

Capítulo 2: Marco Teórico

La sumatoria de fuerzas que actúan sobre el elemento en la dirección r son:

$$\left(\sigma_r + \frac{d\sigma_r}{dr} dr \right) (r + dr) d\phi dz - \sigma_r r d\phi dz - 2\sigma_t \sin\left(\frac{d\phi}{2}\right) dr dz = 0 \quad (2.41)$$

Como $d\phi$ es muy pequeño entonces $\sin\left(\frac{d\phi}{2}\right) \approx \frac{d\phi}{2}$ y despreciando los infinitésimos de segundo orden llegamos a la siguiente ecuación diferencial:

$$\frac{d\sigma_r}{dr} + \frac{\sigma_r - \sigma_t}{r} = 0 \quad (2.42)$$

La deformación del elemento diferencial se describe a través de sus deformaciones en la dirección radial y tangencial:

$$\varepsilon_r = \frac{\left(\delta_r + \frac{d\delta_r}{dr} dr \right) - \delta_r}{dr} = \frac{d\delta_r}{dr} \quad ; \quad \varepsilon_t = \frac{2\pi(r + \delta_r) - 2\pi r}{2\pi r} = \frac{\delta_r}{r} \quad (2.43)$$

Considerando la ley de Hooke generalizada se pueden expresar las deformaciones en sus componentes radial ε_r , tangencial ε_t y axial ε_l , como:

$$\begin{aligned} \varepsilon_r &= \frac{1}{E} (\sigma_r - \nu\sigma_t - \nu\sigma_l) \\ \varepsilon_t &= \frac{1}{E} (-\nu\sigma_r + \sigma_t - \nu\sigma_l) \\ \varepsilon_l &= \frac{1}{E} (-\nu\sigma_r - \nu\sigma_t + \sigma_l) \end{aligned} \quad (2.44)$$

Considerando el modelo de deformación plana $\varepsilon_l = 0$ tenemos que:

$$\sigma_l = \nu(\sigma_r + \sigma_t) \quad (2.45)$$

Por otro lado considerando que $\varepsilon_r = \frac{d\delta_r}{dr}$ y $\varepsilon_t = \frac{\delta_r}{r}$, las deformaciones pueden definir el estado de esfuerzo según:

$$\sigma_r = \frac{E}{(1+\nu)(1-2\nu)} \left[(1-\nu) \frac{d\delta_r}{dr} + \nu \frac{\delta_r}{r} \right] \quad (2.46)$$

$$\sigma_t = \frac{E}{(1-\nu)(1-2\nu)} \left[\nu \frac{d\delta_r}{dr} + (1-\nu) \frac{\delta_r}{r} \right]$$

Sustituyendo las relaciones (2.46) en la ecuación diferencial (2.41) nos da:

$$r^2 \frac{d^2\delta_r}{dr^2} + r \frac{d\delta_r}{dr} - \delta_r = 0 \quad (2.47)$$

La ecuación diferencial (2.47) es la ecuación de Euler-Cauchy y se puede resolver haciendo el cambio $r = e^t$ teniendo como solución:

$$\delta_r = A_1 r + \frac{A_2}{r} \quad (2.48)$$

Donde las constantes A_1 y A_2 se determinan con las condiciones de frontera del cilindro (ver Fig. 13):

$$\sigma_r(r_i) = -p_i \quad \text{Y} \quad \sigma_r(r_0) = -p_0 \quad (2.49)$$

Con los valores de estas constantes podemos encontrar las siguientes expresiones los esfuerzos radial, tangencial y axial:

$$\begin{aligned}
\sigma_r &= \frac{p_i r_i^2 - p_0 r_0^2}{r_0^2 - r_i^2} - \frac{(p_i - p_0) r_i^2 r_0^2}{(r_0^2 - r_i^2) r^2} \\
\sigma_t &= \frac{p_i r_i^2 - p_0 r_0^2}{r_0^2 - r_i^2} + \frac{(p_i - p_0) r_i^2 r_0^2}{(r_0^2 - r_i^2) r^2} \\
\sigma_l &= 2\nu \left(\frac{p_i r_i^2 - p_0 r_0^2}{r_0^2 - r_i^2} \right)
\end{aligned} \tag{2.50}$$

2.6 Grado de acero en 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 B, 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 código numérico 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.

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 (H₂S).

Por lo general, no se usan en ambientes no corrosivos, 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 tabla 6 se muestran algunos grados de acero de tuberías de producción y el esfuerzo de fluencia de las mismas.

Tabla 6. Esfuerzo de fluencia de algunas tuberías de producción. Modificado de Guo B. (2007).

Grados API	Esfuerzo de fluencia (Psi)	Esfuerzo de fluencia (Mpa)
H-40	40000	275,79
J-55	55000	379,21
K-55	55000	379,21
C-75	75000	517,11
L-80	80000	551,58
N-80	80000	551,58
C-90	90000	620,53
C-95	95000	655,01
P-110	110000	758,43

2.7 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, producto de los fluidos de completación principalmente. 3) Tensión axial resultado del peso de la tubería. 4) Compresión axial por flotabilidad. 5) Pandeo. 6) Gradientes de temperatura. Estos factores serán estudiados a continuación con más detalle.

2.7.1 Colapso

Se llama colapso a la posibilidad de que la tubería falle por exceso de presión externa (ver Figura 15). 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).

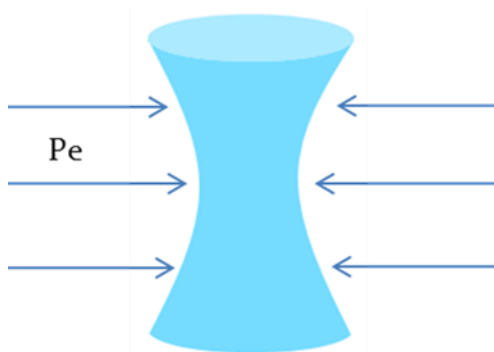


Fig. 15 Efecto de colapso sobre la tubería de producción. Autoría propia.

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 (API), 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 por fluencia; 2) Colapso plástico; 3) Colapso de transición; 4) Colapso elástico.

- **Colapso por fluencia**

La presión de colapso por fluencia es la presión externa para la cual la superficie de la pared interna de la tubería comienza a ceder. Para determinar la ecuación de colapso por fluencia tomamos de las relaciones (2.50) la expresión para esfuerzo tangencial:

$$\sigma_t = \frac{P_i r_i^2 - P_o r_o^2}{r_o^2 - r_i^2} + \frac{(P_i - P_o) r_i^2 r_o^2}{(r_o^2 - r_i^2) r^2} \quad (2.51)$$

Si la presión interna es cero nos queda que:

$$\sigma_t = -\frac{P_o r_o^2}{r_o^2 - r_i^2} \left(1 + \frac{r_i^2}{r^2} \right) \quad (2.52)$$

El máximo esfuerzo tangencial ocurre en la superficie interna de la tubería en $r = r_i$ y la relación (2.52) se reduce a:

$$\sigma_{tm\acute{a}x} = -P_o \left(\frac{2r_o^2}{r_o^2 - r_i^2} \right) \quad (2.53)$$

Así, la presión de colapso para la cual superficie interna de la tubería comience a ceder viene dada por:

$$P = \sigma_y \left(\frac{r_o^2 - r_i^2}{2r_o^2} \right) \quad (2.54)$$

Escribiendo la ecuación en términos del diámetro externo $OD = 2r_o$ y el espesor t la ecuación que nos queda es:

$$P_{col} = 2\sigma_y \left[\frac{OD/t - 1}{(OD/t)^2} \right] \quad (2.55)$$

La relación (2.55) sólo se cumple para valores iguales o menores de D/t , el cual se calcula por la siguiente ecuación:

$$(OD/t) = \left\{ [(A - 2)^2 + 8(B + C/\sigma_y)]^{1/2} + (A - 2) \right\} / [2(B + C/\sigma_y)] \quad (2.56)$$

- **Colapso plástico**

La fórmula de colapso plástico fue obtenida experimentalmente por la API mediante un análisis de regresión estadística aplicadas sobre pruebas realizadas a tuberías con distintos grados de acero, la ecuación por colapso plástico viene dada por la siguiente expresión:

$$P_{col} = \sigma_y \left[\frac{A}{OD/t} - B \right] - C \quad (2.57)$$

La relación (2.57) sólo se cumple para valores mayores de OD/t dados por la expresión (2.56) y para valores menores o iguales de la siguiente ecuación:

$$(OD/t) = [\sigma_y(A - F)] / [C + \sigma_y(B - G)] \quad (2.58)$$

- **Colapso de transición**

La ecuación para el colapso de transición surge debido a que las curvas obtenidas (a través de la regresión estadística) para el colapso plástico y elástico no se intersectaban por lo que la API tuvo que desarrollar otra fórmula que abarcara los de OD/t entre el colapso elástico y plástico. La ecuación para el colapso de transición fue obtenida experimentalmente y viene dada por:

$$P_{col} = \sigma_y \left[\frac{F}{(OD/t)} - G \right] \quad (2.59)$$

Capítulo 2: Marco Teórico

La ecuación (2.59) solo se cumple para valores mayores de D/t dados por la relación (2.58) y para valores menores o iguales de la siguiente ecuación:

$$(OD/t) = [2 + B/A]/[3(B/A)] \quad (2.60)$$

- **Colapso elástico**

La ecuación para el colapso elástico fue derivada teóricamente (Clinedinst W, et al 1939) y viene dada por la siguiente relación:

$$P_{col} = \frac{32,37 \cdot 10^4 \text{ Mpa}}{(OD/t) \cdot (OD/t - 1)^2} \quad (2.61)$$

La relación (2.61) solo se cumple para valores mayores o iguales de OD/t dados por la expresión (2.60). Las constantes A , B , C , F y G son constantes empíricas y dependen del esfuerzo de fluencia de la tubería (σ_y), y se determinan mediante las siguientes ecuaciones (5C3, Technical Report, API 2008):

$$A = 2,8762 + 0,15489 \cdot 10^{-3} \sigma_y + 0,44809 \cdot 10^{-6} \sigma_y^2 - 0,16211 \cdot 10^{-9} \sigma_y^3$$

$$B = 0,026233 + 0,73402 \cdot 10^{-4} \sigma_y \quad (2.62)$$

$$C = -3,2125 + 0,030867 \sigma_y - 0,15204 \cdot 10^{-5} \sigma_y^2 + 0,77810 \cdot 10^{-9} \sigma_y^3$$

$$F = 3,237 \cdot 10^5 [(3B/A)/(2 + B/A)]^3 \left\{ \sigma_y \left(\left(\frac{3B}{A} \right) \left(2 + \frac{B}{A} \right) - \frac{B}{A} \right) \left[1 - 3 \left(\frac{B}{A} \right) / (2 + B/A) \right]^2 \right\}$$

$$G = F \cdot B/A$$

La presión de colapso se puede ver afectada por los siguientes factores:

- ✓ La presencia de una fuerza axial, la cual modifica la presión de colapso de la tubería y se obtiene a través de la siguiente ecuación (Guo B, 2007):

$$P_{colc} = P_{col} \left\{ \left[1 - 0,75 \cdot \left(\sigma_a / \sigma_y \right) \right]^{1/2} - 0,5 \cdot \left(\sigma_a / \sigma_y \right) \right\} \quad (2.63)$$

Donde P_{colc} y P_{col} son la presión de colapso corregida y teórica respectivamente y σ_a representa el esfuerzo axial.

- ✓ La existencia de una presión interna, en cuyo caso la ecuación para la presión de colapso es (Klever F, et al. 2006) :

$$P_{colc} = P_{col} + \left(1 - \frac{2}{OD/t} \right) P_i \quad (2.64)$$

Donde P_{col} es la presión de colapso obtenida por algunas de las ecuaciones obtenidas anteriormente [(2.55), (2.37), (2.59) y/o (2.61)] y P_i es la presión interna.

2.7.2 Estallido

Es la máxima presión interna que la tubería puede resistir antes de llegar al límite de fluencia, cuando la tubería está sujeta a presiones internas más altas que las presiones externas.

Estas presiones internas actúan desde el centro de la tubería hacia las paredes de la misma y resultan de las presiones generadas durante trabajos de cementación secundaria en general (ver Figura 16).

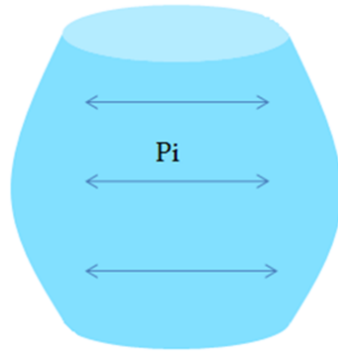


Fig. 16 Efecto de estallido sobre la tubería de producción. Autoría propia.

Para la derivación de la presión de estallido se toma una sección circular de la tubería de producción sometida a una presión interna (p_i) como se muestra en la figura 17.

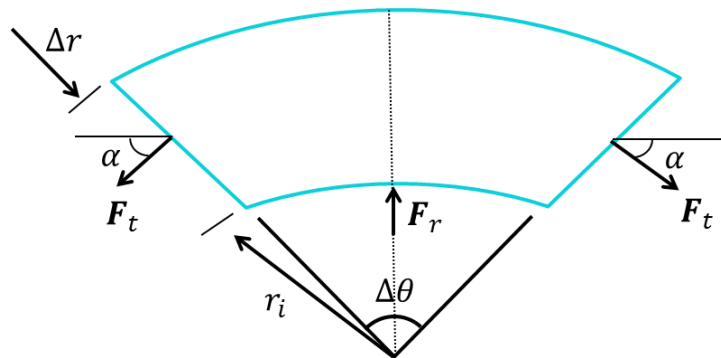


Fig. 17 Sección circular de la tubería de producción. Modificado de Rahman, S. (1995).

Haciendo la sumatoria de fuerzas a lo largo del eje central de la tubería:

$$\sum F_y = F_r - 2F_t \sin(\alpha) = 0 \quad (2.65)$$

Con:

$$F_r = 2F_t \sin(\alpha) \quad (2.66)$$

Donde:

$$\begin{aligned}
 F_r &= p_i \Delta x r_i \Delta \theta \\
 F_t &= \sigma_t \Delta x \Delta r \text{sen}(\alpha) \\
 p_i \Delta x r_i \Delta \theta &= 2 \sigma_t \Delta x \Delta r \text{Sen}(\alpha)
 \end{aligned}
 \tag{2.67}$$

Siendo $\alpha = \Delta\theta/2$ y como $\Delta\theta/2 \rightarrow 0$ entonces $\text{sen}(\Delta\theta/2) \approx \Delta\theta/2$ la expresión (2.66) se reduce a:

$$p_i r_i = 2 \sigma_t \Delta r \tag{2.68}$$

Por último haciendo que: $\sigma_t = \sigma_y$ y además $r_i = OD/2 - t$; $\Delta r = t$ la presión de estallido de la tubería es:

$$P_i = 2 \sigma_y \left[\frac{t}{OD} \right] \tag{2.69}$$

Sin embargo, la API agrega un factor de 0,875 a la expresión (2.69) que representa el 12.5% de tolerancia del fabricante de la tubería. Por lo tanto, la presión de estallido viene dada por:

$$P_{est} = 0,875 \left[\frac{2 \sigma_y t}{OD} \right] \tag{2.70}$$

Donde σ_y , t y OD representan el esfuerzo de fluencia, el espesor y el diámetro externo de la tubería.

La presión de estallido de la tubería se puede ver afectada por los siguientes factores:

- ✓ La presencia de una fuerza axial y la ecuación para la presión de estallido viene dada por (Paslay P, et al. 1998):

$$P_{est} = \frac{2t\sigma_y}{OD - t} \sqrt{1 - \left(\frac{\sigma_a}{\sigma_y}\right)^2} \quad (2.71)$$

Donde σ_a es el esfuerzo axial sobre la tubería.

- ✓ La presencia de una presión externa, en cuyo caso la relación para la presión de estallido queda escrita como sigue:

$$P_{est} = P_e + 0,875 \left[\frac{2\sigma_y t}{OD} \right] \quad (2.72)$$

Donde P_e es la presión externa.

2.7.3 Efecto pistón

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 empacaduras. Asimismo, una gran carga de tensión en la cabeza del hoyo puede desencajar la empacadura o romper la tubería de producción. Por estas razones es de suma importancia controlar la presión axial en las sartas.

2.7.4 Pandeo

El pandeo ocurre cuando una tubería es sometida a una carga de compresión axial por encima de ciertos límites (ver figura 18). 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 alcanzar nuevas configuraciones de estabilidad. 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 R, 2008).

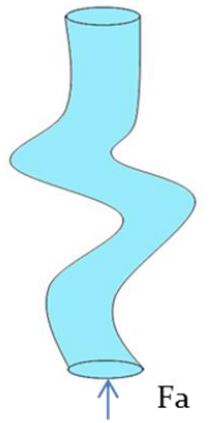


Fig. 18. Pandeo de la tubería de producción. Autoría propia.

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, siendo ésta fundamental para el desarrollo de criterios de estabilidad. Paslay y Boggy (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 siguiente ecuación (Paslay P, et al. 1964):

$$F_c = \sqrt{\frac{4EI(W_s + W_i - W_0)\text{sen}(\varphi)}{r_c}} \quad (2.73)$$

Donde E , I , ϕ y r_c representan el módulo de Young, el segundo momento de inercia, el ángulo de inclinación del hoyo (ver figura 19) y la distancia radial entre la tubería y el revestidor respectivamente.

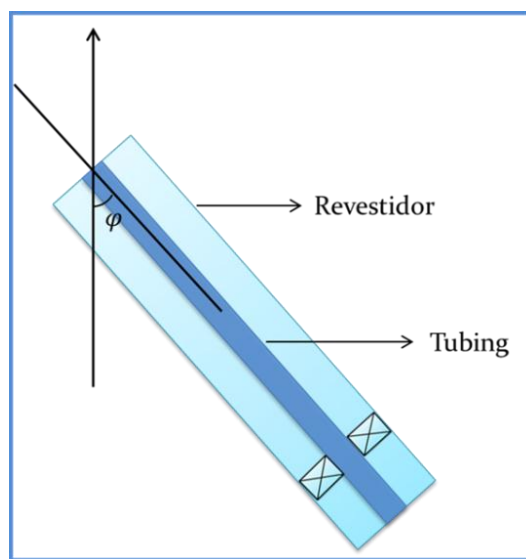


Fig. 19. Esquema representativo de un Pozo inclinado. Autoría propia.

La ecuación (2.73) 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. En conclusión, tenemos que el análisis de estabilidad determinado por la fuerza crítica, arroja el límite máximo permitido en el cual el pandeo puede o 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, como puede observarse en la Figura 20.

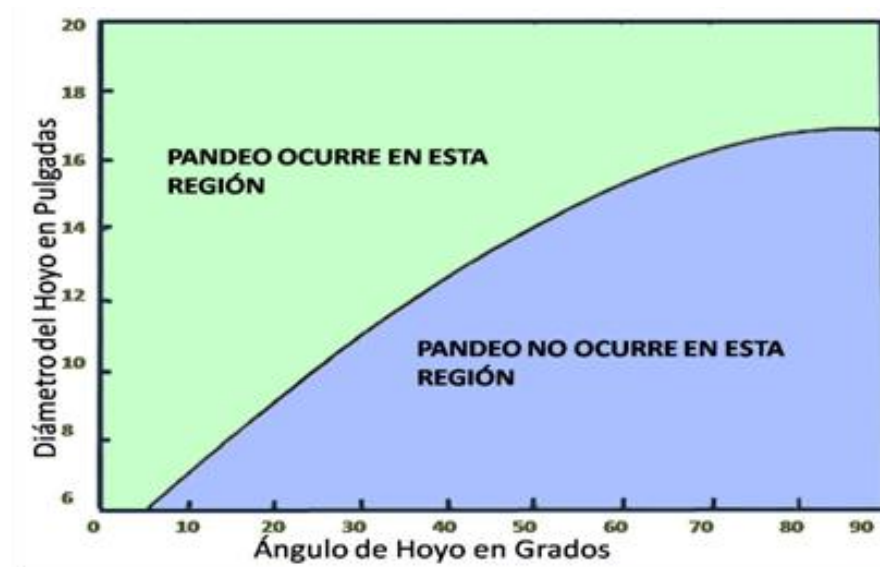


Fig. 20. Curva de estabilidad para una carga axial de magnitud 89764 N. Modificado de Paslay P, et al. (1984).

Cuando una carga axial aplicada a la tubería alcanza un cierto valor límite (carga crítica), la tubería se deformará en una forma sinusoidal. Después de iniciarse este pandeo, si la carga axial sigue aumentando, la deflexión del pandeo sinusoidal aumentará, y finalmente la forma del pandeo se convertirá en una forma helicoidal (una hélice alrededor de la pared del pozo) [ver Figura 21]. El pandeo helicoidal se desarrolla porque el pandeo de la tubería está confinado dentro del pozo de modo que la forma sinusoidal del pandeo no puede desarrollarse siempre.

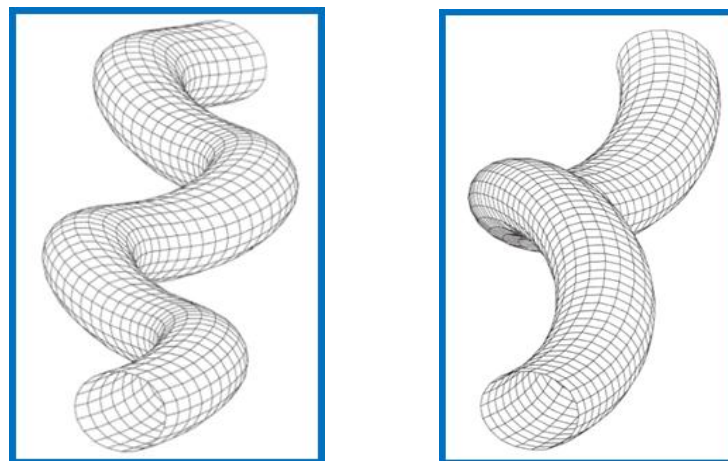


Fig. 21 Pandeo sinusoidal Pandeo helicoidal de la tubería. Modificado de Mitchell R, (2008).

La carga crítica para que ocurra el pandeo lateral o sinusoidal viene dado por la siguiente ecuación (Mitchell R, 2008):

$$2,60F_c > F_a > 1,38F_c \quad (2.74)$$

La carga crítica para que ocurra el pandeo helicoidal es descrita por la siguiente relación (Mitchell R, et al. 2008):

$$F_a > 3,88F_c \quad (2.75)$$

Donde F_c se calcula por la expresión (2.73).

La fuerza de compresión axial deformará la tubería desde su extremo inferior hasta llegar a una región reportada como “*punto neutro*”, en la cual el esfuerzo axial es igual promedio del esfuerzo radial y tangencial $\left(\sigma_a = \frac{\sigma_r + \sigma_t}{2}\right)$ (Woods H, et al. 1951). La ecuación para el punto neutro en pozos inclinados es:

$$n = \frac{F + A_p \cdot (P_i - P_e)}{(W_s + W_i - W_0) \cdot \cos(\varphi)} \quad (2.76)$$

Donde W_s , W_i y W_0 son el peso de la tubería, el peso del fluido dentro de la tubería y el peso del fluido desplazado respectivamente. Donde F Representa la fuerza axial que actúa sobre la tubería de producción.

2.8 Fallas de tuberías (criterio de Von Misses)

Los diferentes tipos de tubulares pueden estar sujetos a cargas de presión, compresión, torsión, 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 la fractura del material, como los criterios de Rankine, Drucker-prager y Mohr-Coulomb. Éstos son utilizados para materiales frágiles, como cemento y rocas. Otros criterios de falla, predicen la fluencia para materiales dúctiles, generalmente metales. Éstos son el criterio de Tresca y el criterio de Von Misses.

Richard Von Misses propuso la teoría de la energía de distorsión al observar que los materiales bajo esfuerzos hidrostáticos soportan esfuerzos mucho mayores que sus esfuerzos de fluencia bajo otros estados de carga. La teoría establece: *“La falla se producirá cuando la energía de distorsión por unidad de volumen debida a los esfuerzos máximos absolutos en el punto crítico sea igual o mayor a la energía de distorsión por unidad de volumen de una probeta en el ensayo de tensión en el momento de producirse la fluencia”*.

La teoría de Von Misses dice que la distorsión del elemento es debida a los esfuerzos principales restándoles los esfuerzos hidrostáticos ($\sigma_h = \frac{\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3}{3}$). La energía de distorsión es la diferencia entre la energía total de deformación por unidad de volumen y la energía de deformación por unidad de volumen debida a los esfuerzos hidrostáticos (ver Figura 22).

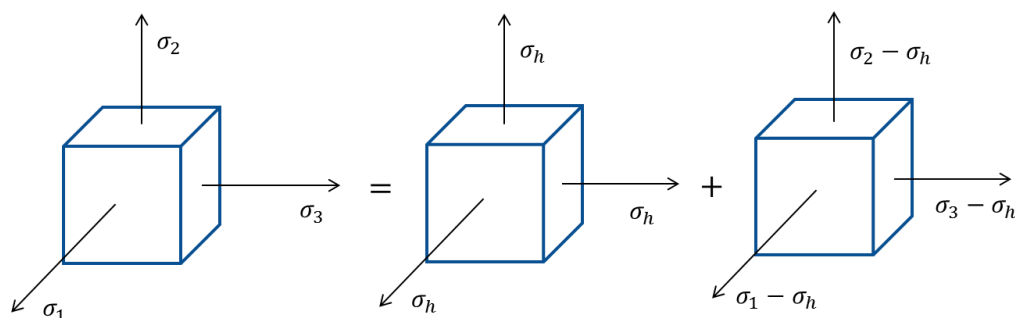


Fig. 22 Distorsión del elemento. Modificado de De castro C. (2012).

Capítulo 2: Marco Teórico

Como el material se encuentra en el rango elástico (ya que la falla se produce al llegar a la zona plástica), la energía total de deformación por unidad de volumen para el elemento es:

$$U = \frac{1}{2}\sigma_1\varepsilon_1 + \frac{1}{2}\sigma_2\varepsilon_2 + \frac{1}{2}\sigma_3\varepsilon_3 \quad (2.77)$$

Las deformaciones son:

$$\begin{pmatrix} \varepsilon_1 \\ \varepsilon_2 \\ \varepsilon_3 \end{pmatrix} = \frac{1}{E} \begin{pmatrix} 1 & -\nu & -\nu \\ -\nu & 1 & -\nu \\ -\nu & -\nu & 1 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \sigma_1 \\ \sigma_2 \\ \sigma_3 \end{pmatrix} \quad (2.78)$$

Sustituyendo las deformaciones de la ecuación (2.78) en la ecuación (2.77) obtenemos la energía total de deformación:

$$U = \frac{1}{2E} [\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \sigma_3^2 - 2\nu(\sigma_1\sigma_2 + \sigma_2\sigma_3 + \sigma_1\sigma_3)] \quad (2.79)$$

La energía de deformación debida a los esfuerzos hidrostáticos es:

$$U_h = \frac{3(1-\nu)\sigma_h^2}{2E} = \frac{3(1-2\nu)}{2E} \left(\frac{\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3}{3} \right)^2 \quad (2.80)$$

La energía de distorsión es entonces:

$$U_d = U - U_h \quad (2.81)$$

$$U_d = \frac{1+\nu}{3E} (\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \sigma_3^2 - \sigma_1\sigma_2 - \sigma_2\sigma_3 - \sigma_1\sigma_3)$$

En el ensayo de tensión al producirse la fluencia, $\sigma_2 = \sigma_3 = 0$, $\sigma_1 = S_y$ y entonces la energía de distorsión es:

$$U_d = \frac{1 + \nu}{3E} S_y^2 \quad (2.82)$$

Igualando las ecuaciones (2.81) y (2.82) de acuerdo al enunciado de la teoría, tenemos:

$$\begin{aligned} \frac{1 + \nu}{3E} (\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \sigma_3^2 - \sigma_1\sigma_2 - \sigma_2\sigma_3 - \sigma_1\sigma_3) &= \frac{1 + \nu}{3E} S_y^2 \\ S_y &= \left[\frac{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_1 - \sigma_3)^2}{2} \right]^{1/2} \\ \sigma_{VME} &= \sqrt{\frac{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_1 - \sigma_3)^2}{2}} \end{aligned} \quad (2.83)$$

Expresando la relación (2.83) en función del esfuerzo radial, tangencial y axial de la tubería, nos queda que:

$$\sigma_{VME}^2 = (\sigma_r - \sigma_a)^2 + (\sigma_t - \sigma_r)^2 + (\sigma_a - \sigma_t)^2 \quad (2.84)$$

Reagrupando términos:

$$\frac{3}{4} (\sigma_t - \sigma_r)^2 + \left(\sigma_a - \frac{\sigma_t - \sigma_r}{2} \right)^2 = \sigma_{VME}^2 \quad (2.85)$$

Haciendo $y = \sigma_t - \sigma_r$; $x = \sigma_a - \frac{\sigma_t - \sigma_r}{2}$ y dividiendo toda la ecuación toda la ecuación por σ_{VME}^2 obtenemos el siguiente resultado:

$$\frac{3}{4} \frac{x^2}{\sigma_{VME}^2} + \frac{y^2}{\sigma_{VME}^2} = 1 \quad (2.86)$$

La relación (2.86) representa la ecuación de una elipse (elipse de plasticidad ver figura 23).

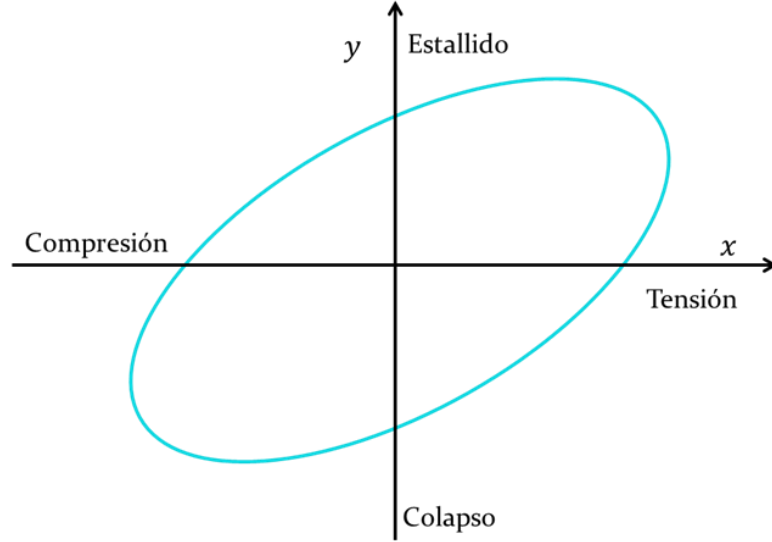


Fig. 23. Elipse de plasticidad. Autoría propia.

Tomando en cuenta los valores de σ_r y σ_t de las ecuaciones (2.50) para el cilindro de pared gruesa y expresando los radios interno y externo de la tubería en función del diámetro externo D y espesor del cilindro t nos queda que:

$$\sigma_{VME}^2 = \left[\sigma_a - \frac{(P_i ID^2 - P_e OD^2)}{(OD^2 - ID^2)} \right]^2 + 3 \left[\frac{(P_i - P_e) OD^2}{(OD^2 - ID^2)} \right]^2 \quad (2.87)$$

dónde:

$$ID = OD - 2t \quad (2.88)$$

2.8.1 Falla por tensión

En ausencia de presión interna y externa, la ecuación (2.87) se reduce a:

$$\sigma_{VME}^2 = \sigma_a^2 \quad (2.89)$$

Capítulo 2: Marco Teórico

La fluencia de la tubería ocurre cuando el esfuerzo axial es igual a: $\pm\sigma_y$ (esfuerzo de fluencia):

$$\sigma_a = \sigma_y \quad (2.90)$$

Si multiplicamos la ecuación (2.78) por el área de la sección transversal de la tubería obtendremos la fuerza axial que produce la fluencia, y viene dada por la siguiente relación:

$$F_a = \frac{\pi}{4} (OD^2 - ID^2) \sigma_y \quad (2.91)$$

donde ID viene dado por la relación (2.88).

2.9 Factor de diseño

Analizados los casos de carga, se deben comparar los resultados con la resistencia del material a:

- Colapso.
- Cedencia interna (estallido).
- Tensión.
- Compresión.
- Esfuerzos de Von Mises.

Evidentemente, la resistencia de la tubería debe ser mayor que la carga. ¿Cuánto mayor?. Lo determina el factor de diseño, y se define como:

$$\text{Factor de diseño} = \frac{\text{Resistencia del material}}{\text{Carga aplicada}} \quad (2.92)$$

En la tabla 7 se dan los valores del factor de diseño para los casos de carga convencionales.

Tabla 7. Factores de diseño mínimos según PDVSA.

	Colapso	Estallido	Tensión	Compresión	VME
Tubería de producción	1,1	1,1	1,6	1,3	1,25

En el siguiente capítulo se dará una explicación detallada de la metodología utilizada en esta investigación.

Capítulo 3

Marco metodológico

De acuerdo a los objetivos planteados en este trabajo de investigación, es necesario el diseño de una metodología o estrategia a través de la cual sea posible evaluar el problema en estudio sistemáticamente, a fin de dar cumplimiento con los objetivos específicos planteados y el objetivo general.

Esta serie de pasos fueron diseñados con la intención de determinar las condiciones bajo las cuales la tubería de producción puede experimentar colapso, estallido, falla por tensión, pandeo y esfuerzo triaxial (criterio de falla de Von Misses), para posteriormente incluir estos casos de carga en los criterios de diseño de tuberías de producción permitiendo que se adapten a las condiciones a las que será sometida la misma en las operaciones de explotación y posterior estimulación durante la vida productiva del pozo en cuestión.

En este capítulo se busca definir cada uno de los procedimientos, variables y modelos utilizados de manera detallada, esto debido a que en toda investigación científica se hace necesario que las situaciones estudiadas, así como las relaciones que se establecen entre las mismas estén bien claras y delimitadas, con el fin de obtener de manera objetiva y confiable una respuesta a la problemática central. En primer lugar, empezaremos definiendo algunos aspectos que caracterizan todo trabajo investigativo, es decir, el tipo y diseño de la investigación, el objeto o población en estudio y por último las técnicas de recolección de datos a utilizar; posteriormente se dará de forma esquemática una descripción general del procedimiento utilizado en el desarrollo del trabajo para dar paso a la aplicación de las herramientas escogidas, y finalmente obtener los resultados arrojados del estudio.

3.1 Tipo y diseño de la investigación

De acuerdo al problema planteado, referido al desarrollo de una metodología para el diseño de tuberías de producción en pozos inclinados de petróleo, es conveniente la incorporación de un estudio de tipo experimental-evaluativo, debido a que se realizará el análisis asociado al efecto de una variable con respecto a otra; específicamente tomaremos como variables independientes de nuestro estudio el ángulo de inclinación del hoyo, la presión y la temperatura que existen durante la vida útil del pozo determinando el efecto de las mismas sobre los esfuerzos que experimenta la tubería.

El diseño de esta investigación está dividido en dos fases o etapas; en primer lugar lo que denominaremos la formulación analítica del problema y en segundo lugar la validación de la metodología desarrollada.

En la primera fase o formulación analítica partiremos del modelo físico asociado a las ecuaciones de la teoría de la elasticidad, a partir de las cuales es posible construir un modelo particular que describa el comportamiento mecánico de la tubería de producción cuando es sometida a ciertas cargas o fuerzas durante la vida productiva del pozo; es decir, se considera el problema elástico del sistema constituido por el fluido interno, tubería de producción y el fluido externo o de completación. Por último, se organizará y planteará una metodología general de diseño que se adapte a las condiciones de carga y que sea de fácil manejo (uso de Microsoft Excel).

Por otra parte, la segunda fase o validación consiste en la implementación de las herramientas computacionales, específicamente a través del software WellCat, siendo este el instrumento con el que será posible comparar los resultados obtenidos con la metodología.

3.2 Objeto o población de estudio

En la realización de un trabajo de investigación es necesario designar con claridad la situación o fenómeno que se desea describir o estudiar, este proceso se conoce como selección de la población de estudio.

Tomando en cuenta la naturaleza de la presente investigación, se ha tomado como objeto de estudio dentro de la estructura que conforma un pozo petrolero la tubería de producción que es el tubular encargado de conducir los fluidos de producción desde el depósito de hidrocarburos hasta la superficie.

3.3 Técnicas de recolección de datos

Una vez planteado el modelo a evaluar se da inicio a la fase de recolección de datos, en el caso particular del presente trabajo los datos a recolectar son los siguientes: las presiones máximas tanto externas como internas que pueden ocasionar que la tubería sufra colapso o estallido, la fuerza axial máxima que puedan generar que la tubería falle por tensión (o compresión) o experimente pandeo y por último el estudio del esfuerzo de Von Mises; el cual se aplica cuando la tubería está sometida a un estado de esfuerzo triaxial (presión interna, presión externa y esfuerzo axial), biaxial o uniaxial.

La primera fase del análisis o formulación analítica está basada en el desarrollo de la metodología de diseño de tuberías de producción la cual consiste en la utilización de las ecuaciones planteadas en el capítulo anterior (las ecuaciones para el colapso, estallido, falla por tensión (o compresión), pandeo, esfuerzo de Von Mises, las variaciones de longitud, etc.) y asentarlas en las hojas de cálculos del programa Microsoft Excel.

La segunda fase consiste en la validación de la metodología de diseño para lo cual se utilizó un software especializado (WellCat) el cual utiliza las ecuaciones antes mencionadas.

En la figura 24 se realiza una descripción general del proceso de desarrollo de la investigación, cabe destacar que en la siguiente parte del presente capítulo será posible observar con detalle cada una las consideraciones que se hacen en cada fase o formulación del problema y su solución respectiva.

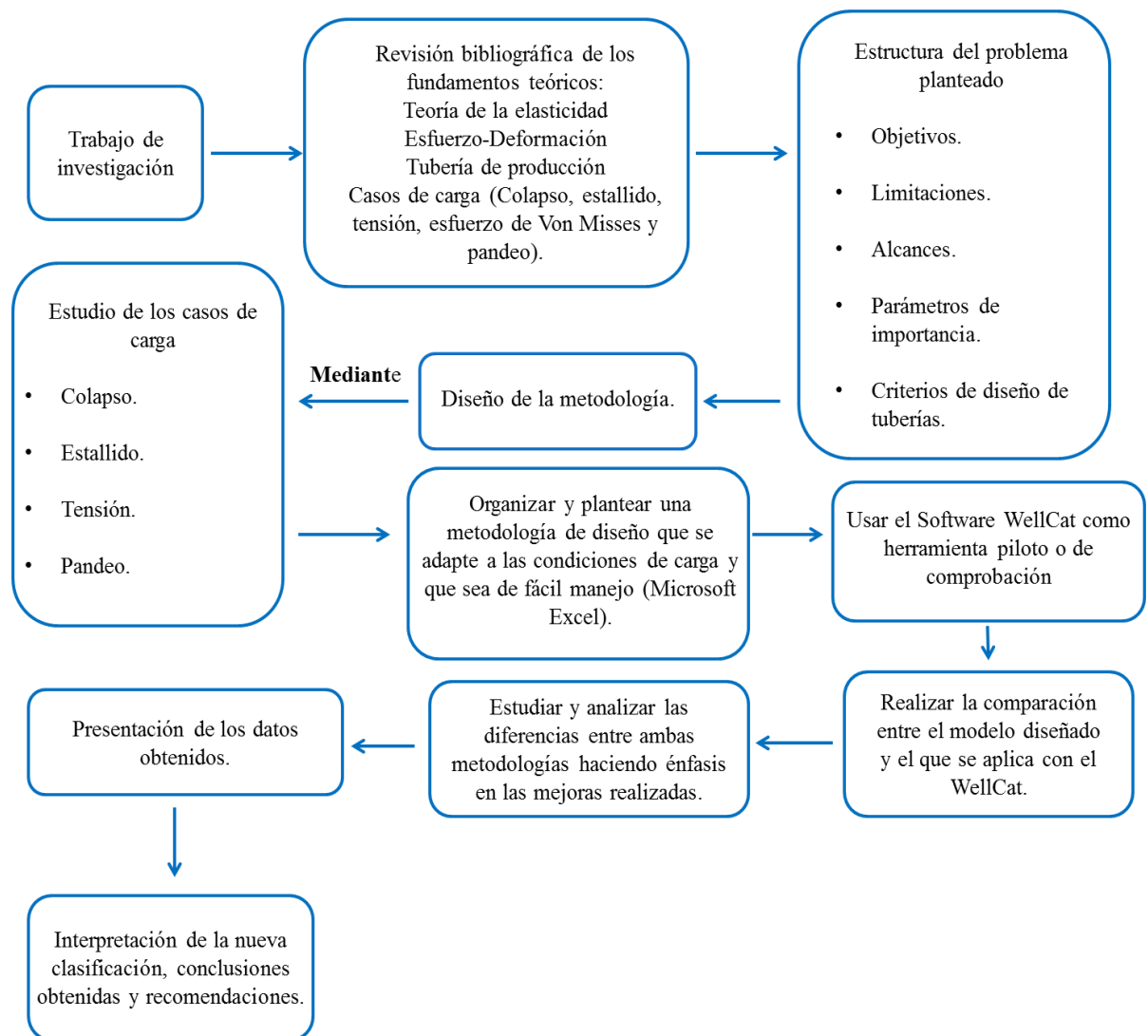


Fig. 24. Descripción general del proceso de desarrollo de la investigación.

3.4 Formulación analítica

3.4.1 Características de la tubería de producción

Para el desarrollo de la metodología de diseño se tomó la configuración de un pozo completado, es decir, cuando el pozo está en la fase de producción, siendo los constituyentes principales bajo ésta configuración: el revestidor, fluido de completación, la tubería de producción y las empacaduras (ver figura 25).

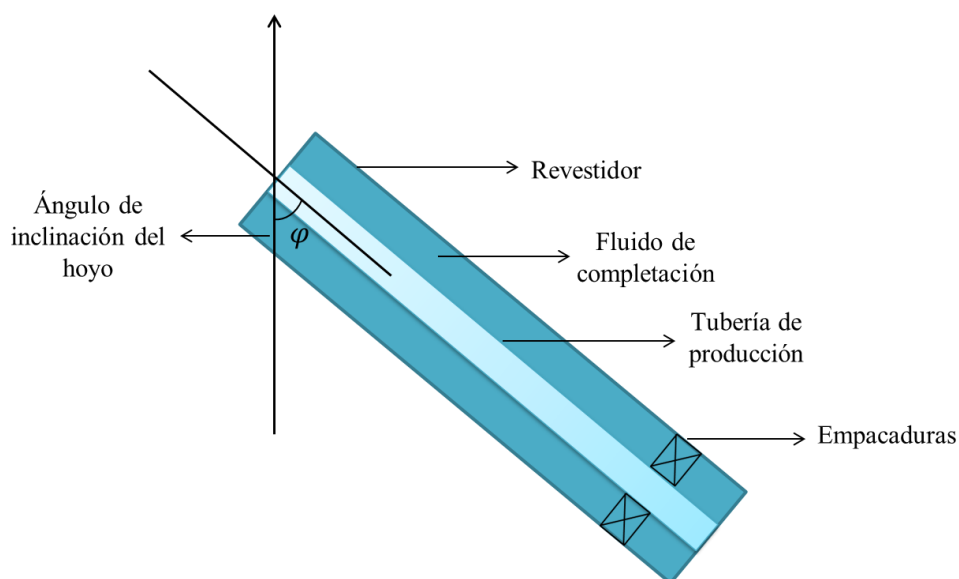


Fig. 25. Pozo completado de petróleo. Autoría propia.

Las características principales de la tubería de producción son: el esfuerzo de fluencia, el cual a su vez depende del grado de acero de la misma, el diámetro externo e interno y la masa por unidad de longitud. En la industria petrolera se utilizan las tuberías de producción con los esfuerzos de fluencia dados en la tabla 8, el rango de diámetros dados por la tabla 9 y el rango de masas por unidad de longitud dados por la tabla 10, siendo estas las consideradas en nuestro estudio.

Tabla 8. Esfuerzo de fluencia de las tuberías usadas en la industria petrolera.

Grados API	Esfuerzo de fluencia (Psi)	Esfuerzo de fluencia (Mpa)
H-40	40000	275,79
J-55	55000	379,21
K-55	55000	379,21
C-75	75000	517,11
L-80	80000	551,58
N-80	80000	551,58
C-90	90000	620,53
T-95	95000	655,01
P-110	110000	758,43

Tabla 9. Rango de valores de los diámetros internos y externos de la tubería de producción.

Diámetro interno mínimo (mm)	Diámetro interno mínimo (mm)	Diámetro externo mínimo (mm)	Diámetro externo máximo (mm)
20,93	100,53	26,67	114,3

Tabla 10. Rango de valores de la masa por unidad de longitud de la tubería de producción.

Masa por unidad de longitud mínima (Kg/m)	Masa por unidad de longitud máxima (Kg/m)
1,14	26,00

En la tabla 8 se observa que existen tuberías con el mismo esfuerzo de fluencia, la diferencia entre estas tuberías de producción radica en la medida de sus diámetros internos y externos y en la masa por unidad de longitud de las mismas.

3.4.2 Casos de carga

Una condición de carga hace referencia a las presiones y temperaturas que determinan el medio ambiente al que es sometido un tubular en un instante de tiempo particular a lo largo de su historia productiva. Es de gran importancia que se tome en cuenta que esta definición está asociada a la condición a la que se somete la tubería en un instante de tiempo.

Las siguientes cargas son las recomendadas para comprobar la integridad mecánica de una cadena de tuberías durante la vida productiva de la misma.

- ✓ **Condición inicial:** define los fluidos, presiones, temperaturas presentes en el pozo para el momento en que la cadena de tubulares ha sido instalada. La condición inicial establece el estado de partida para realizar el análisis posterior de la tubería en cada una de las etapas de producción de la misma.
- ✓ **Condición de tensión o sobretracción:** la tensión de reacondicionamiento se obtiene a través de la fuerza de flotabilidad de la cadena más una sobretracción de 20000 Lbf.
- ✓ **Prueba de presión:** es de práctica común imponer una presión interna en una cadena de tubulares antes de la instalación final. Para la cual deben ser revisadas a través de la tubería las cargas combinadas de presión interna además de la carga axial inducida por la misma en su extremo inferior.
- ✓ **Condición de estallido o de cierre de producción:** representa las peores condiciones de presión interna que se esperan durante la vida útil del

pozo, para la tubería de producción, la condición de estallido está asociada a una condición de cierre, posiblemente un tratamiento de fracturamiento hidráulico.

- ✓ **Condición de colapso o evacuación:** representa las peores condiciones de presión externa que se esperan experimentar durante la vida útil del pozo. Para la tubería de producción la peor condición de colapso está usualmente asociada a la etapa de evacuación (etapa que consiste en la disminución abrupta de la presión interna en la tubería).
- ✓ **Condición de pandeo:** representa la fuerza de compresión axial máxima a la que puede ser sometida la tubería antes de que la misma pueda experimentar pandeo (pandeo lateral o helicoidal).

A continuación se muestra un esquema de los casos de carga:

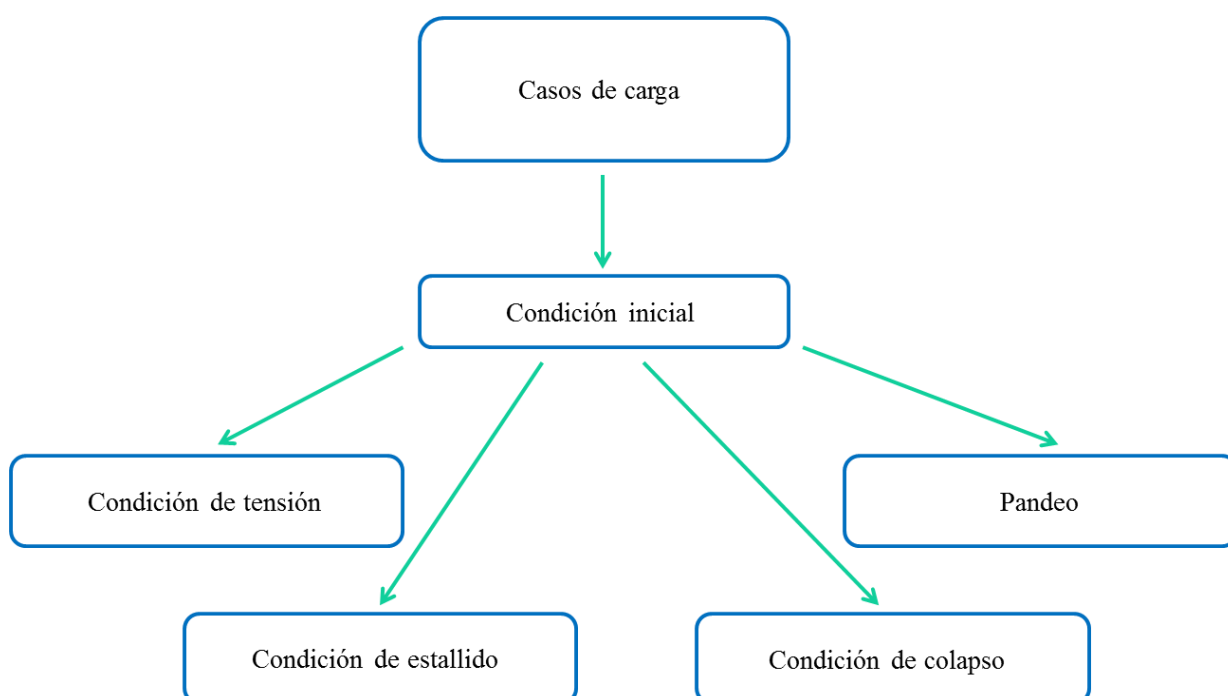


Fig. 26. Esquema general de los casos de carga. Autoría propia.

3.4.3 Uso de Microsoft Excel

Para el desarrollo de esta investigación se utilizó la herramienta computacional Microsoft Excel, en la cual se elaboraron 8 hojas de cálculo quedando organizadas como sigue: 3 hojas contienen los cálculos teóricos de colapso, estallido y falla por tensión de la tubería y 5 hojas que contienen los casos de carga (Condición inicial, sobretracción, prueba de presión, cierre de producción y evacuación) a los que será sometida la tubería durante la vida productiva del pozo.

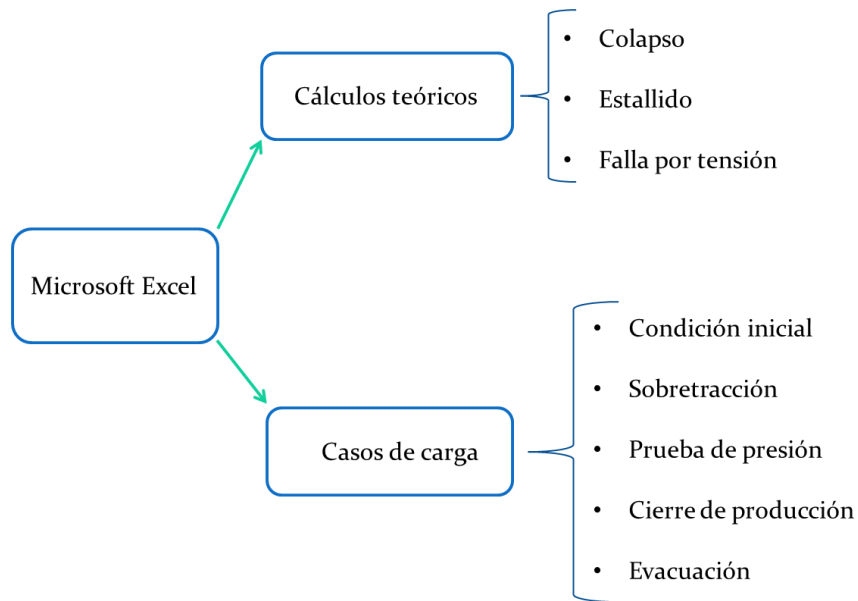


Fig. 27. Esquema general de uso de la herramienta.

Para los cálculos teóricos de colapso, estallido y falla por tensión se necesitan las características principales de la tubería que son: el esfuerzo de fluencia, el diámetro externo y el diámetro interno. Las ecuaciones utilizadas para cada caso fueron las siguientes:

Presión de colapso: los valores de la relación OD/t de las tuberías de producción siempre cumplen las ecuaciones (2.56) y (2.58) por lo que si la tubería experimenta colapso

será colapso por fluencia o colapso plástico, dadas por las ecuaciones (2.55) [para el colapso por fluencia] y (2.57) [para el colapso plástico].

Presión de estallido: para calcular la presión de estallido se utilizó la relación dada por la ecuación 2.60.

Fuerza axial de falla por tensión (o compresión): para calcular la fuerza de falla por tensión se utilizó la relación dada por la ecuación (2.80).

Cada uno de estos cálculos teóricos se realizó tomando en cuenta el factor de diseño dado en la tabla 7.

Para el análisis de los casos de carga de la tubería fue necesario introducir en la herramienta de cálculo unos datos de entrada para obtener los datos de salida (dependiendo de los casos de carga). A continuación se enumeran los datos de entrada y de salida que se obtienen para cada caso de carga:

➤ **Condición inicial:**

Datos de entrada:

- Profundidad del pozo MD (ft).
- Gradiente de temperatura ($^{\circ}\text{F}/100\text{ft}$).
- Perfil de desviación del pozo (MD, Grados).
- Diámetro externo de la tubería (plg).
- Diámetro interno de la tubería (plg).
- Masa por unidad de longitud de la tubería (lb/ft).
- Esfuerzo de fluencia de la tubería (kpsi).
- Densidad del fluido externo (ppg).

- Densidad del fluido interno (ppg).
- Presión de colapso teórica según el factor de diseño (kPsi).
- Presión de estallido teórica según el factor de diseño (kPsi).
- Falla por tensión axial teórica según el factor de diseño (lbf).

Datos de salida:

- Trayectoria real del pozo.
- Perfil de temperatura.
- Perfil de presión externa.
- Perfil de presión interna.
- Perfil de fuerza axial.
- Fuerza axial de compresión para pandeo lateral y helicoidal.
- Criterio de falla por fuerza axial.
- Criterio de falla por presión interna.
- Criterio de falla por presión externa.
- Criterio de falla de Von Misses.

➤ **Sobretracción**

Datos de entrada:

- Densidad del fluido interno y externo de la tubería (ppg).
- Diámetro externo de la tubería (plg).
- Diámetro interno de la tubería (plg).
- Masa por unidad de longitud de la tubería (lb/ft).
- Esfuerzo de fluencia de la tubería (kPsi).
- Fuerza axial de falla por tensión según el factor de diseño (lbf).

Datos de salida:

- Perfil de presión interna.

Capítulo 3: Metodología

- Perfil de presión externa.
- Perfil de fuerza axial.
- Criterio de falla por tensión axial.
- Criterio de falla por Von Misses.

➤ **Prueba de presión**

Datos de entrada:

- Condiciones iniciales (profundidad, presión interna y externa).
- Densidad del fluido interno de la tubería (ppg).
- Diámetro externo de la tubería (plg).
- Diámetro interno de la tubería (plg).
- Masa por unidad de longitud de la tubería (lb/ft).
- Esfuerzo de fluencia de la tubería (kPsi).
- Presión interna adicional dentro de la tubería (psi).

Datos de salida:

- Perfil de presión interna.
- Perfil de presión externa.
- Fuerza axial de compresión para pandeo lateral y helicoidal.
- Perfil de fuerza axial.
- Criterio de falla por Von Misses.

➤ **Cierre de producción**

Datos de entrada:

- Condiciones iniciales (profundidad, presión interna y externa).
- Gradiente de presión del fluido interno de la tubería (psi/ft).
- Diámetro externo de la tubería (plg).

Capítulo 3: Metodología

- Diámetro interno de la tubería (plg).
- Masa por unidad de longitud de la tubería (lb/ft).
- Esfuerzo de fluencia de la tubería (kPsi).
- Presión de estallido teórica según el factor de diseño (kPsi).

Datos de salida:

- Perfil de presión interna.
- Perfil de presión externa.
- Perfil de fuerza axial.
- Fuerza axial de compresión para pandeo lateral y helicoidal.
- Criterio de falla por estallido en presencia de una fuerza axial.
- Criterio de falla por Von Misses.

➤ **Evacuación**

Datos de entrada:

- Condiciones iniciales (profundidad, presión interna y externa).
- Diámetro externo de la tubería (plg).
- Diámetro interno de la tubería (plg).
- Masa por unidad de longitud de la tubería (lb/ft).
- Esfuerzo de fluencia de la tubería (kPsi).
- Presión de colapso teórica según el factor de diseño (kPsi).

Datos de salida:

- Perfil de presión interna.
- Perfil de presión externa.
- Perfil de fuerza axial.
- Fuerza axial de compresión para pandeo lateral y helicoidal.
- Criterio de falla por colapso en presencia de una fuerza axial.

- Criterio de falla por Von Misses.

Los datos de salida mencionados anteriormente se obtienen de la siguiente manera:

Trayectoria real del pozo: se obtiene mediante la realización de un gráfico de la profundidad (MD) en función de la proyección de dicha profundidad en el eje horizontal (conocida como Vsección).

Perfil de temperatura: es el valor de la temperatura en el pozo a una determinada profundidad (MD) y se obtiene multiplicando el gradiente de temperatura por la proyección de dicha profundidad en el eje vertical (conocida como TVD).

Perfil de presión interna: es el valor de la presión interna a la que está sometida la tubería a una determinada profundidad (MD) y se obtiene partiendo de la ecuación de Bernoulli (Figueroa D, 2008):

$$p + \frac{1}{2}\rho \cdot v^2 + \rho \cdot g \cdot y = ctte \quad (2.93)$$

Considerando el extremo superior de la sarta a una altura y_1 y el extremo inferior a una altura y_2 y que por dentro de la tubería circula un fluido de densidad ρ (petróleo) se cumple que:

$$p_1 + \frac{1}{2}\rho \cdot v_1^2 + \rho \cdot g \cdot y_1 = p_2 + \frac{1}{2}\rho \cdot v_2^2 + \rho \cdot g \cdot y_2 \quad (2.94)$$

Utilizando la ecuación de continuidad tenemos que: $A_1 \cdot v_1 = A_2 \cdot v_2$, donde A_1 y A_2 representan el área de la sección transversal de la tubería y v_1 y v_2 es la velocidad del fluido, como la tubería es continua entonces $A_1 = A_2$ por lo que $v_1 = v_2$, entonces la ecuación (2.83) queda expresada:

$$p_1 + \rho \cdot g \cdot y_1 = p_2 + \rho \cdot g \cdot y_2 \quad (2.95)$$

Reordenando términos tenemos que:

$$p_1 = p_2 + \rho \cdot g \cdot (y_2 - y_1) \quad (2.96)$$

Haciendo $y_2 - y_1 = h$, $p_2 = p_0$ y $p_1 = p$ donde h representa la profundidad del pozo (TVD), p_0 es la presión en la superficie del pozo y p la presión en cualquier punto dentro de la tubería, la ecuación 3.44 nos queda:

$$p = p_0 + \rho \cdot g \cdot h \quad (2.97)$$

De esta manera mediante la relación (2.97) es posible determinar la presión interna en la tubería a cualquier profundidad y es la ecuación que se utiliza en la metodología.

Perfil de presión externa: es el valor de la presión externa a la que está sometida la tubería a una determinada profundidad (MD), generalmente esta presión la produce un fluido de completación que tiene como principal finalidad evitar que la tubería de producción estalle y que el revestidor colapse, como este fluido está en reposo se utiliza la relación (2.97).

Perfil de fuerza axial: se realizó tomando en cuenta las fuerzas de compresión (hacia arriba) y de tensión (hacia abajo) que actúan a lo largo de la tubería y estas fuerzas son básicamente dos: el peso que es considerada como una fuerza de tensión y la fuerza axial que actúa en el extremo inferior y que es considerada como una fuerza de compresión axial.

Fuerza axial de compresión para el pandeo: se utiliza para predecir las fuerzas de compresión axial a partir de la cual puede ocurrir pandeo. Las ecuaciones que se utilizan para predecir la fuerza son las siguientes:

- Pandeo Lateral:

$$F_a > 1,38F_c \quad (2.98)$$

- Pandeo Helicoidal:

$$F_a > 3,88F_c \quad (2.99)$$

Donde F_c representa la fuerza crítica y viene dada por la ecuación (2.73)

Criterio de falla por fuerza axial: consiste en la elaboración de un gráfico que contiene las gráficas de la fuerza axial que actúa sobre la tubería en función de la profundidad (MD), fuerza axial de falla por tensión y fuerza axial de falla por compresión (ver tabla 7) en función de la profundidad (MD). Si la curva de la fuerza axial que actúa sobre la tubería se intersecta con las curvas de falla por tensión o compresión entonces en ese punto existe una alta probabilidad de falla.

Criterio de falla por presión de estallido en presencia de presión externa: consiste en la elaboración de un gráfico de la presión interna a la que está sometida la tubería en función de la profundidad (MD) y de la presión de estallido calculada por la ecuación (2.72) [tomando en cuenta el factor de diseño] en función de la profundidad (MD). Si la curva de la presión interna se intersecta con la curva de la presión de estallido entonces ese punto existe una alta probabilidad de que la tubería estalle.

Criterio de falla por colapso en presencia de presión interna: consiste en la elaboración de un gráfico de la presión externa a la que está sometida la tubería en función de la profundidad (MD) y de la presión de colapso calculada por las ecuaciones (2.55), (2.57) y (2.64) para el colapso por fluencia y el colapso plástico (tomando en cuenta el

factor de diseño) en función de la profundidad (MD). Si la curva de la presión externa se intersecta con la curva de la presión de colapso entonces ese punto existe una alta probabilidad de que la tubería colapse.

Criterio de falla por estallido en presencia de una fuerza axial: como se explicó en la teoría la presión de estallido se puede ver afectada por la presencia de una fuerza axial, para este criterio de falla se tomó en cuenta este efecto calculando la presión de estallido mediante la ecuación (2.71), este criterio consiste en la elaboración de un gráfico de la presión interna a la que está sometida la tubería en función de la profundidad (MD) y de la presión de estallido en presencia de una fuerza axial en función de la profundidad (MD). Si ambas curvas se intersectan en un punto entonces existe una alta probabilidad de que la tubería estalle en dicho punto.

Criterio de falla por colapso en presencia de una fuerza axial: como se explicó en la teoría la presión de colapso también se puede ver afectada por la presencia de una fuerza axial, para este criterio de falla se tomó en cuenta este efecto calculando la presión de colapso mediante la ecuación (2.63), este criterio consiste en la elaboración de un gráfico de la presión externa a la que está sometida la tubería en función de la profundidad (MD) y de la presión de colapso en presencia de una fuerza axial en función de la profundidad (MD). Si ambas curvas se intersectan en un punto entonces existe una alta probabilidad de que la tubería colapse en dicho punto.

Criterio de falla por esfuerzo de Von Mises: este es el criterio de falla más usado para materiales dúctiles y consiste en el cálculo de un esfuerzo conocido como esfuerzo de Von Mises mediante la ecuación (2.87). El esfuerzo de Von Mises es comparado con el esfuerzo de fluencia y si este coincide o es superior a dicho esfuerzo entonces se producirá una falla en la tubería. Para este criterio de falla se elaboró un gráfico del esfuerzo de Von Mises en función de la profundidad (MD) y del esfuerzo de fluencia en función de la profundidad (MD), si las curvas se intersectan entonces existe una alta probabilidad de que

en la tubería falle. Las ecuaciones utilizadas en los datos de salida se resumen en las tablas presentadas a continuación:

Tabla 11. Ecuaciones utilizadas en la metodología (a, b).

(a)	Datos de salida	Ecuaciones
	Trayectoria lateral del pozo (MD VS Vsección)	$V_{sección} = L_{x-1} + L_x \cdot \sin(\bar{\alpha})$
	Perfil de temperatura (T VS MD)	$T = T_0 + \left(\frac{\text{GradT}}{100} \right) \cdot \text{TVD}$ $\text{TVD} = \text{TVD}_x + L_x \cdot \cos(\bar{\alpha})$
	Perfil de presión interna (P_i VS MD)	$P_i = P_{0i} + \rho \cdot g \cdot \text{TVD}$
	Perfil de presión externa (P_e VS MD)	$P_e = P_{e0} + \rho \cdot g \cdot \text{TVD}$
	Perfil de fuerza axial (F_a VS MD)	$F_{ax} = w \cdot L_x \cdot \cos(\bar{\alpha}) + F_{ax-1}$
	Fuerza axial de compresión de pandeo	Lateral: $F_a > 1,38F_c$ Helicoidal: $F_a > 3,88F_c$
	Criterio de falla por fuerza axial (F_a VS MD, F_{at} VS MD y F_{ac} VS MD)	$F_{at} = \frac{(\pi/4) \cdot (OD^2 - ID^2) \cdot \sigma_y}{1,6}$ $F_{ac} = \frac{(\pi/4) \cdot (OD^2 - ID^2) \cdot \sigma_y}{1,3}$

(b) Datos de salida	Ecuaciones
Criterio de falla por estallido en presencia de presión externa (P_i VS MD y P_{est} VS MD)	$P_{est} = P_e + 0,875 \cdot \left[\frac{2 \cdot \sigma_y \cdot t}{OD} \right]$
Criterio de falla por colapso en presencia de presión interna (P_e VS MD y P_{colc} VS MD)	$P_{colc} = P_{col} + \left(1 - \frac{2}{OD/t} \right) \cdot P_i$ donde $P_{col} = 2 \cdot \sigma_y \cdot \left[\frac{OD/t - 1}{(OD/t)^2} \right]$ $P_{col} = \sigma_y \cdot \left[\frac{A}{OD/t} - B \right] - C$
Criterio de falla por estallido en presencia de fuerza axial (P_i VS MD y P_{est} VS MD)	$P_{est} = \frac{2 \cdot t \cdot \sigma_y}{OD - t} \sqrt{1 - \left(\frac{\sigma_a}{\sigma_y} \right)^2}$
Criterio de falla por colapso en presencia de presión interna (P_e VS MD y P_{colc} VS MD)	$P_{colc} = P_{col} \left\{ \left[1 - 0,75 \cdot \left(\sigma_a / \sigma_y \right) \right]^{1/2} - 0,5 \cdot \left(\sigma_a / \sigma_y \right) \right\}$
Criterio de falla por esfuerzo de Von Misses (σ_{VME} VS MD y σ_y VS MD)	$\sigma_{VME}^2 = \left[\sigma_a - \frac{(P_i \cdot ID^2 - P_e \cdot OD^2)}{(OD^2 - ID^2)} \right]^2 + 3 \cdot \left[\frac{(P_i - P_e) \cdot OD^2}{(OD^2 - ID^2)} \right]^2$

El efecto de la temperatura aunque no es un caso de carga como tal es importante señalar que en pozos de alta presión y alta temperatura (HTHP) esta juega un papel fundamental ya que como se explicó en la teoría la temperatura puede modificar los valores de los módulos elásticos de la tubería afectando así su comportamiento mecánico, con el fin de tomar en cuenta este efecto se realizó un gráfico del esfuerzo de Von Misses en función de la profundidad (MD) y del esfuerzo de fluencia modificado [dado por la ecuación (2.40)₁] en función Profundidad (MD) para ser tomado en cuenta como un nuevo criterio de falla de la tubería en los casos de carga.

3.4.4 Software WellCat

WellCat es un conjunto integrado de programas que predicen las temperaturas y presiones en el pozo y analiza los esfuerzos y las deformaciones (incluidos el pandeo) en la tubería de producción y el revestidor. Para predecir las temperaturas y presiones y los diferentes esfuerzos y deformaciones a la que es sometida la tubería necesita los mismos datos de entrada mencionados en la metodología para cada caso de carga. Los datos de salida del Software también son iguales, pero difieren en los criterios de falla ya que el Software se basa solamente en el criterio de Von Misses mientras que en la metodología se analizan otros criterios de falla además del criterio de Von Misses. Otra diferencia importante entre la metodología desarrollada y el Software es que las ecuaciones para predecir la fuerza axial a la cual puede ocurrir pandeo (lateral o helicoidal) son diferentes. El programa utiliza las siguientes ecuaciones (Mitchell R, 1997):

- Pandeo Lateral:

$$F_a > 1,41F_c \quad (2.89)$$

- Pandeo Helicoidal:

$$F_a > 2,88F_c \quad (2.90)$$

Limitaciones

A continuación enumeraremos las idealizaciones tomadas en cuenta en el modelo en estudio:

- Se considera la tubería de producción como una sección continua (sin conexiones).
- El comportamiento mecánico de la tubería es de tipo elástico-lineal e isotrópico, es decir, existe una relación lineal entre las componentes de los esfuerzos y las deformaciones en donde las constantes de proporcionalidad son los módulos elásticos (E y ν), en el caso de isotropía estaremos considerando que el esfuerzo de fluencia de la tubería no depende de la dirección en la cual se evalúe.
- Para el perfil de desviación el pozo solo se consideran dos cambios de dirección en el mismo.
- El fluido interno (el petróleo) y fluido externo (fluido de completación) se consideran: incompresible, estacionario, irrotacional y no viscoso

3.5 Validación de la metodología desarrollada

El proceso de validación de la metodología consistió en dos fases, que se explican a continuación:

- **Fase 1:** se basó en la comparación de los cálculos teóricos de la tubería (presión de colapso, presión de estallido y fuerza axial de falla por tensión) entre el software especializado y la metodología. Para ello se escogieron 4 tuberías con

Capítulo 3: Metodología

diferentes esfuerzos de fluencia, diámetros externos y diámetros internos, como se muestra en la siguiente tabla:

Tabla 12. Características de las tuberías de producción.

Grado	σ_y (kPsi)	OD (pulg)	ID (pulg)
J-55	55	1,900	1,650
C-90	90	3,500	3,068
T-95	95	4,000	3,476
P-110	110	4,500	3,826

- **Fase 2:** se basó en la comparación entre software y la metodología de las condiciones de operación y tratamiento del pozo durante su vida productiva (predicción de las presiones tanto externa como interna, las temperaturas y los diferentes esfuerzos a la que está sometida la tubería) y de los criterios de falla estudiados en cada caso de carga.

Las diferentes características de la tubería y condiciones de operación a la que está sometida la misma para el estudio comparativo se dan en las siguientes tablas:

Perfil de desviación del pozo: en los cuales los datos de entrada son la profundidad (MD), la inclinación del hoyo (INC) y el acimut (AZ).

Tabla 13. Perfil de desviación del pozo.

Datos de entrada	MD (ft)	INC (grados)	AZ (grados)
MD-INC-AZ	0,00	0,00	0,00
MD-INC-AZ	2100	0,00	0,00
MD-INC-AZ	3350	25,00	0,00
MD-INC-AZ	14500	25,00	0,00
MD-INC-AZ	15000	35,00	0,00
MD-INC-AZ	17500	35,00	0,00

Características de las condiciones de operación y de la tubería de producción:

en el cual los datos de entrada son el esfuerzo de fluencia (σ_y), el diámetro externo (OD), el diámetro interno (ID), la masa por unidad de longitud (W), la presión de colapso (P_{col}), la presión de estallido (P_{est}), la fuerza axial de falla por tensión (F_{at}), la fuerza axial de falla por compresión (F_{ac}), la densidad del fluido externo (D_{ext}), la densidad del fluido interno (D_i) y el gradiente de temperatura del pozo (Grad T).

Tabla 14. Características de las condiciones de operación y de la tubería de producción para el estudio.

Grado		σ_y (kPsi)	OD (plg)	ID (plg)	W (lbm/ft)		
C-75		75	3,500	2,750	12,70		
P_{col} (Psi)	P_{est} (Psi)	F_{at}(Lbf)	F_{ac} (Lbf)	D_{ext} (ppg)	D_i (ppg)	Grad T (°F/100ft)	
13045	12784	172572	-212396	9	7	2,14	

Con estas características y condiciones se pueden obtener los datos de salidas explicados anteriormente para cada caso de carga. En esta fase de validación se elaboraron una serie de gráficos para comparar los resultados obtenidos con la metodología desarrollada y con el software especializado (WellCat). Las gráficas realizadas son las siguientes:

- Presión interna vs Profundidad.
- Presión externa vs Profundidad.
- Temperatura vs profundidad.
- Fuerza axial vs Profundidad (condición inicial).

Capítulo 3: Metodología

- Fuerza axial vs Profundidad (sobretacción).
- Fuerza axial vs Profundidad (prueba de presión).
- Fuerza axial vs Profundidad (cierre de producción).
- Fuerza axial vs Profundidad (evacuación).
- Esfuerzo de Von Misses vs Profundidad (condición inicial).
- Esfuerzo de Von Misses vs Profundidad (sobretracción).
- Esfuerzo de Von Misses vs Profundidad (prueba de presión).
- Esfuerzo de Von Misses vs Profundidad (cierre de producción).
- Esfuerzo de Von Misses vs Profundidad (evacuación).

En el capítulo siguiente se darán los resultados obtenidos para las características de las condiciones de operación y de la tubería de producción consideradas en el estudio.

Capítulo 4

Resultados y Análisis

4.1 Validación de la Metodología

Para la validación de la metodología desarrollada, se estableció un caso patrón o una prueba piloto con el objetivo de garantizar la funcionalidad de la misma. Esta prueba piloto fue realizada en dos fases que se explican a continuación:

- **Parte 1:** la primera parte consistió en la comparación, mediante 3 tablas comparativas de los cálculos teóricos de las 3 diferentes fallas típicas de la tubería de producción (presión de colapso, presión de estallido y falla por tensión axial) entre la metodología y el software.
- **Parte 2:** la segunda parte consistió en la comparación mediante 13 gráficos de los resultados obtenidos (perfil de presión interna, perfil de presión externa, perfil de temperatura, perfil de fuerza axial y esfuerzo de Von Misses) en los diferentes casos de cargas (condición inicial, sobretracción, prueba de presión, cierre de producción y evacuación) entre el software y la metodología implementada. Para la realización de los diferentes gráficos se tomaron 4 resultados obtenidos (en cada caso de carga) a diferentes profundidades del pozo con el fin de establecer la coincidencia de los mismos entre ambos métodos. Es importante señalar que en los gráficos realizados no se hicieron con el propósito de analizar tendencias sino de analizar la convergencia entre los resultados que arroja la metodología y el software.

Las tablas comparativas entre la metodología y el software se dan a continuación:

Capítulo 4: Resultados y Análisis

Tabla 15. Presión de colapso teórica de 4 tipos de tuberías de producción.

Grado	σ_y (kPsi)	OD (plg)	ID (plg)	P_{col} (met) (kPsi)	P_{col} (soft) (kPsi)
J-55	55	1,900	1,650	6,64	6,64
C-90	90	3,500	3,068	8,54	8,54
T-95	95	4,000	3,476	9,98	9,98
P-110	110	4,500	3,826	14,34	14,34

Tabla 16. Presión de estallido teórica de 4 tipos de tuberías de producción.

Grado	σ_y (kPsi)	OD (plg)	ID (plg)	P_{est} (met) (kPsi)	P_{est} (soft) (kPsi)
J-55	55	1,900	1,650	6,33	6,33
C-90	90	3,500	3,068	9,72	9,72
T-95	95	4,000	3,476	10,89	10,89
P-110	110	4,500	3,826	14,42	14,42

Tabla 17. Fuerza axial teórica de falla por tensión de 4 tipos de tuberías de producción.

Grado	σ_y (kPsi)	OD (plg)	ID (plg)	F_a(met) (kLbf)	F_a (soft) (kLbf)
J-55	55	1,900	1,650	38,34	38,30
C-90	90	3,500	3,068	200,56	200,50
T-95	95	4,000	3,476	292,29	292,30
P-110	110	4,500	3,826	484,83	484,80

En las tablas comparativas 15, 16 y 17 observamos como los cálculos teóricos de las fallas típicas asociadas a la tubería de producción (presión de colapso, presión de

Capítulo 4: Resultados y Análisis

estallido y falla por tensión axial) que arroja la metodología coinciden en un alto grado de proximidad con los cálculos teóricos que arroja el software.

Los gráficos obtenidos para la comparación de los resultados de los diferentes casos de carga se dan a continuación.

Capítulo 4: Resultados y Análisis

Presión interna y Presión externa

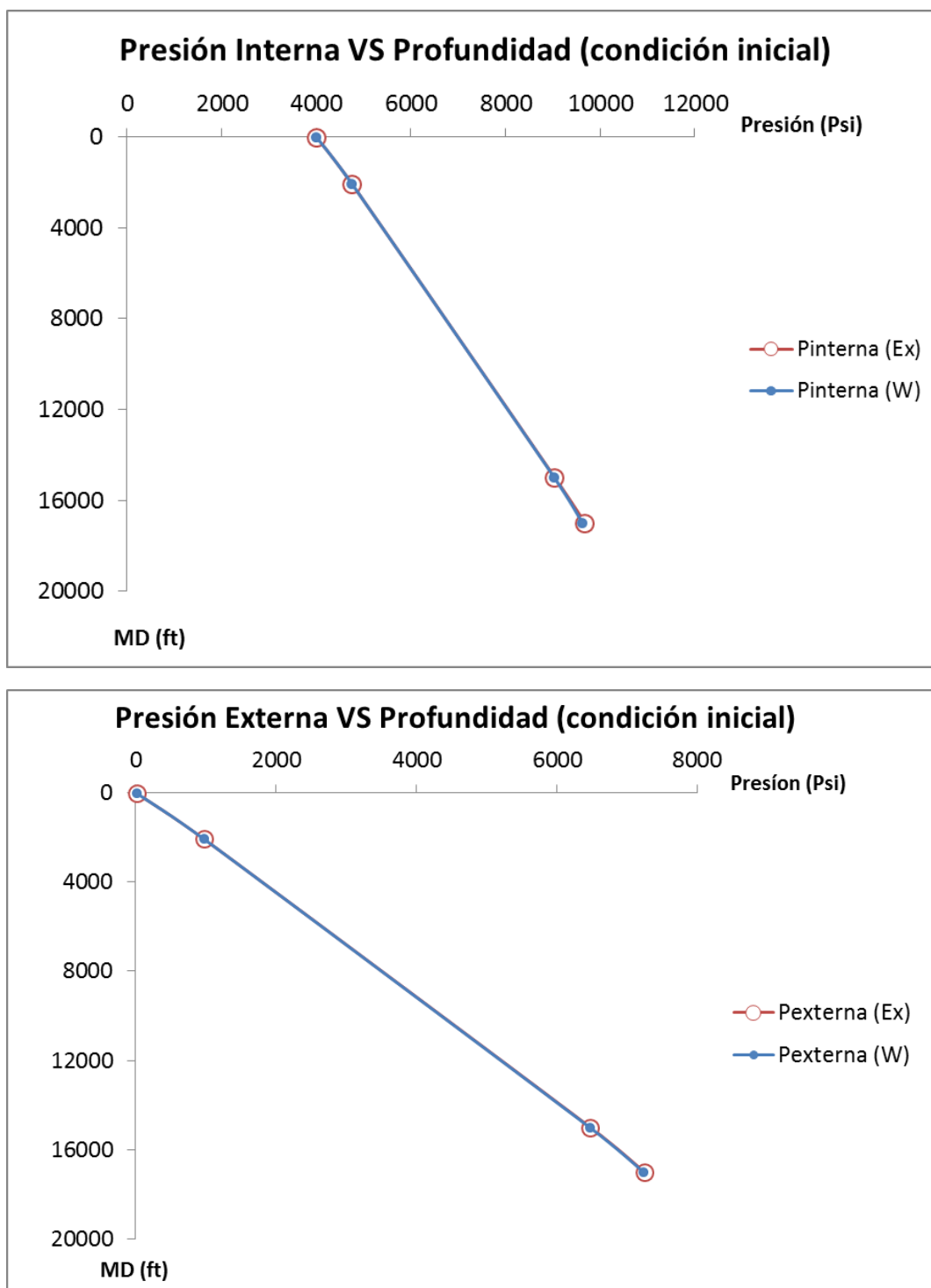


Fig. 28. Convergencia entre los valores de presión interna y presión externa; metodología y el software.

Capítulo 4: Resultados y Análisis

Temperatura

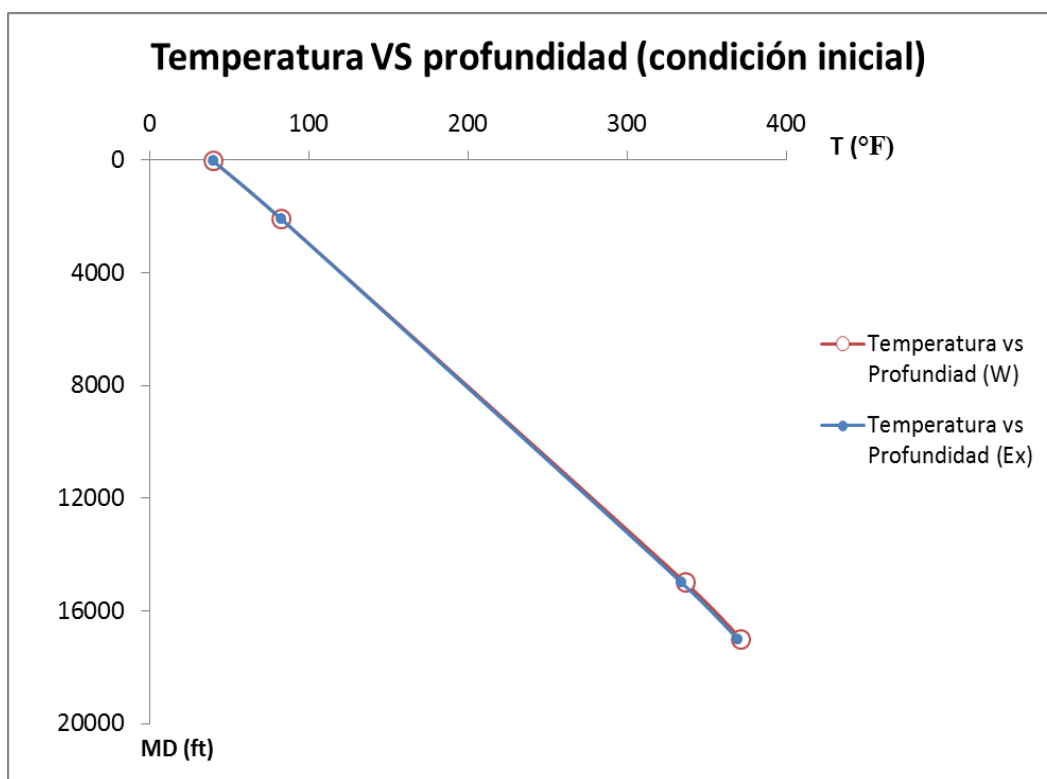
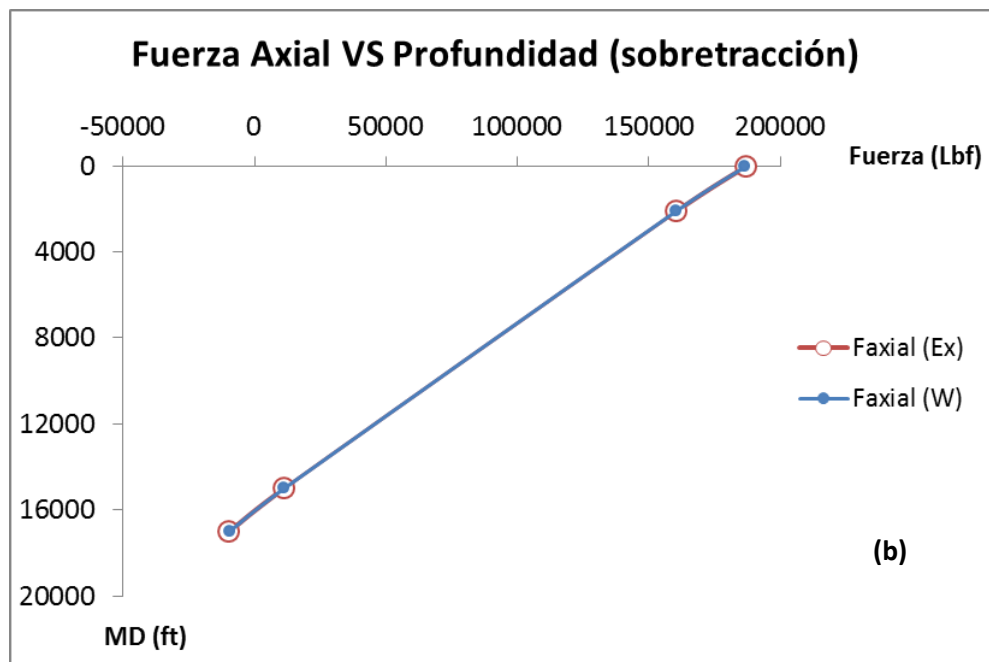
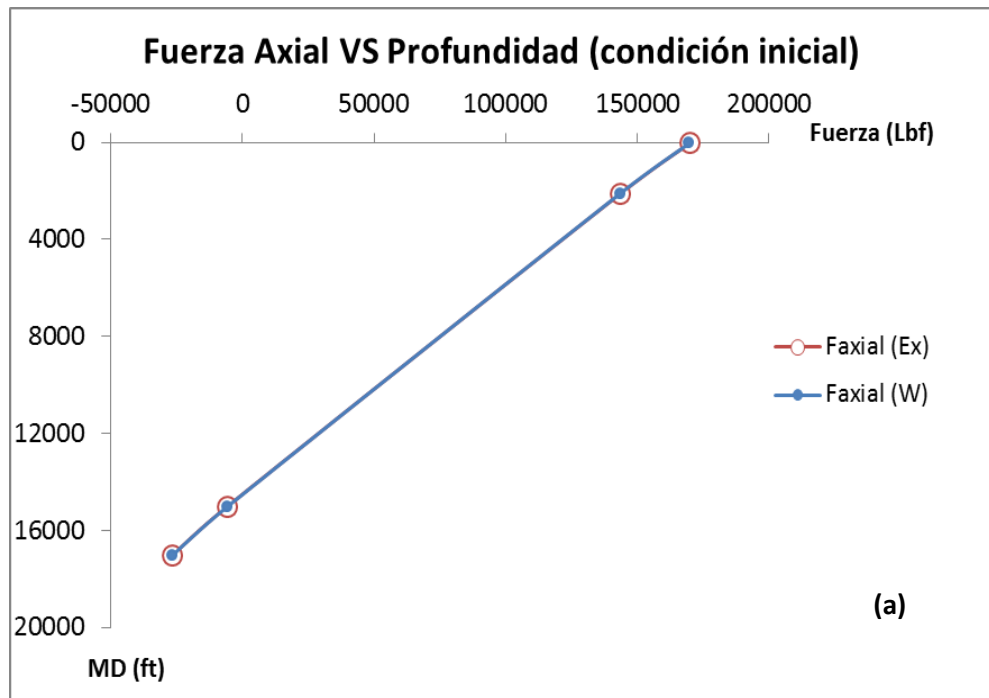


Fig. 29. Convergencia entre los valores de temperatura; metodología y el software.

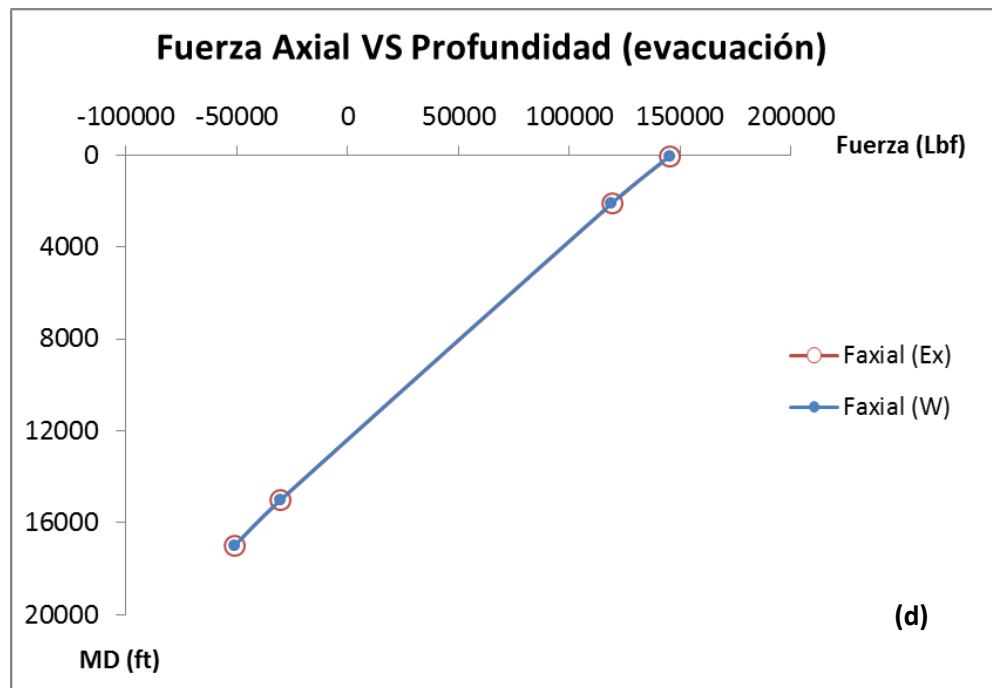
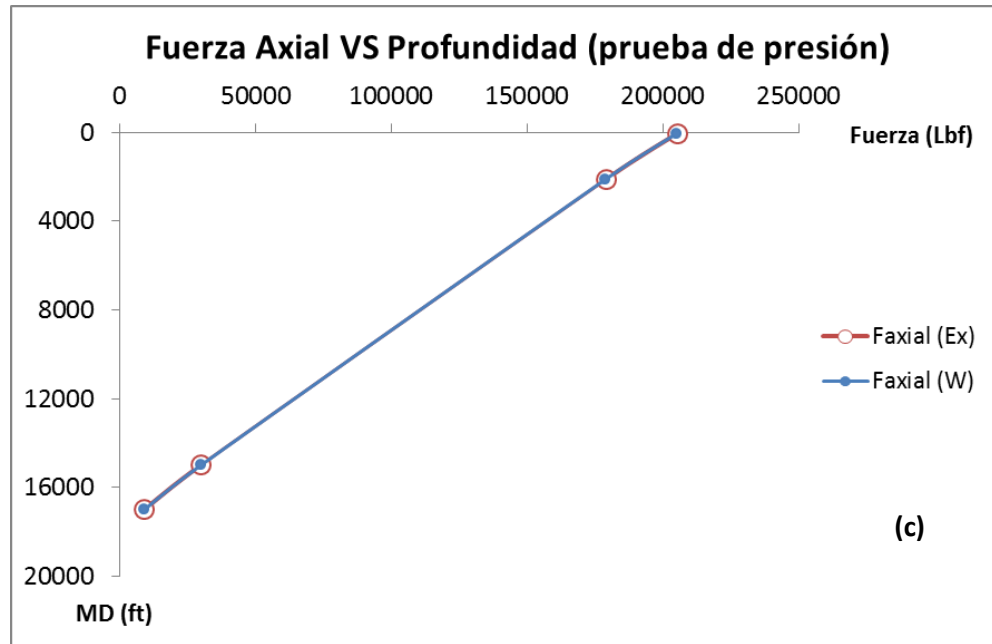
Con los gráficos de los resultados obtenidos de perfil de presión interna, perfil de presión externa y perfil de temperatura (figuras 28 y 29) se puede verificar como las curvas se superponen lo que indica un alto grado de proximidad entre los resultados obtenidos con el software y la metodología.

Capítulo 4: Resultados y Análisis

Fuerza axial



Capítulo 4: Resultados y Análisis



Capítulo 4: Resultados y Análisis

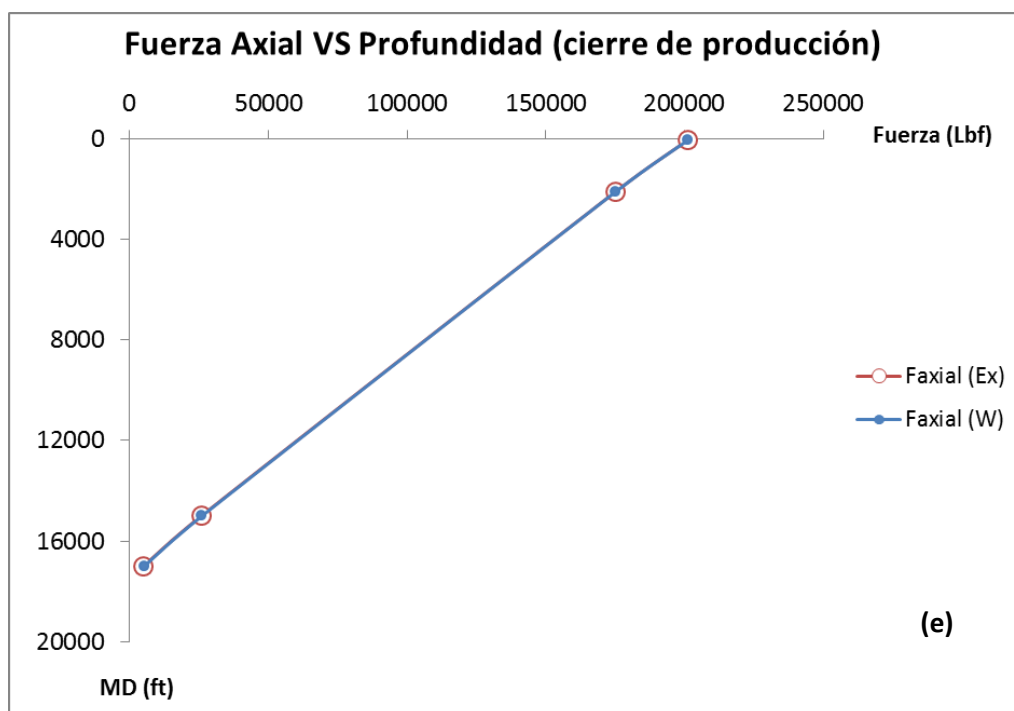
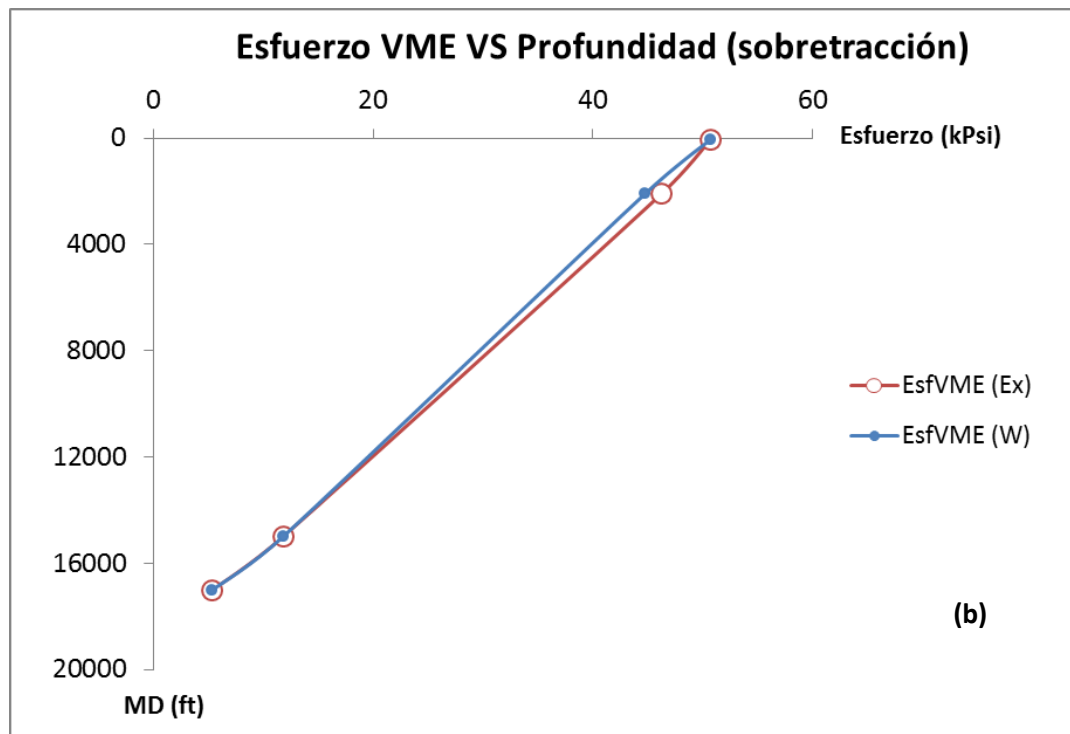
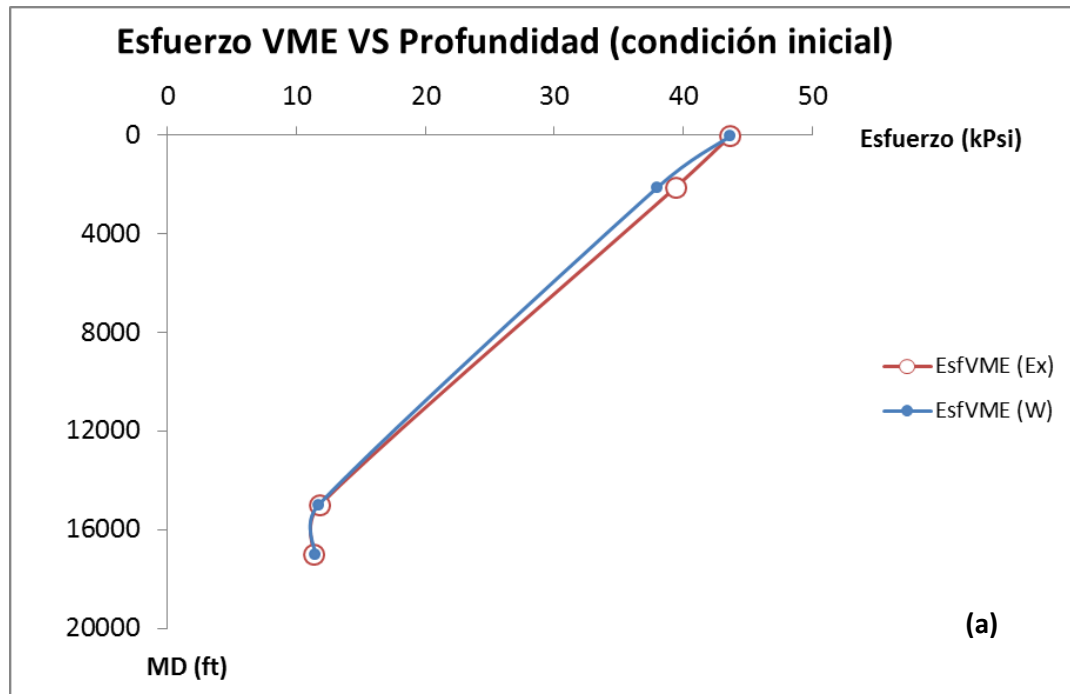


Fig. 30. Convergencia entre los valores de fuerza axial; metodología y el software, a) condición inicial, b) sobretracción, c) prueba de presión, d) evacuación, e) cierre de producción.

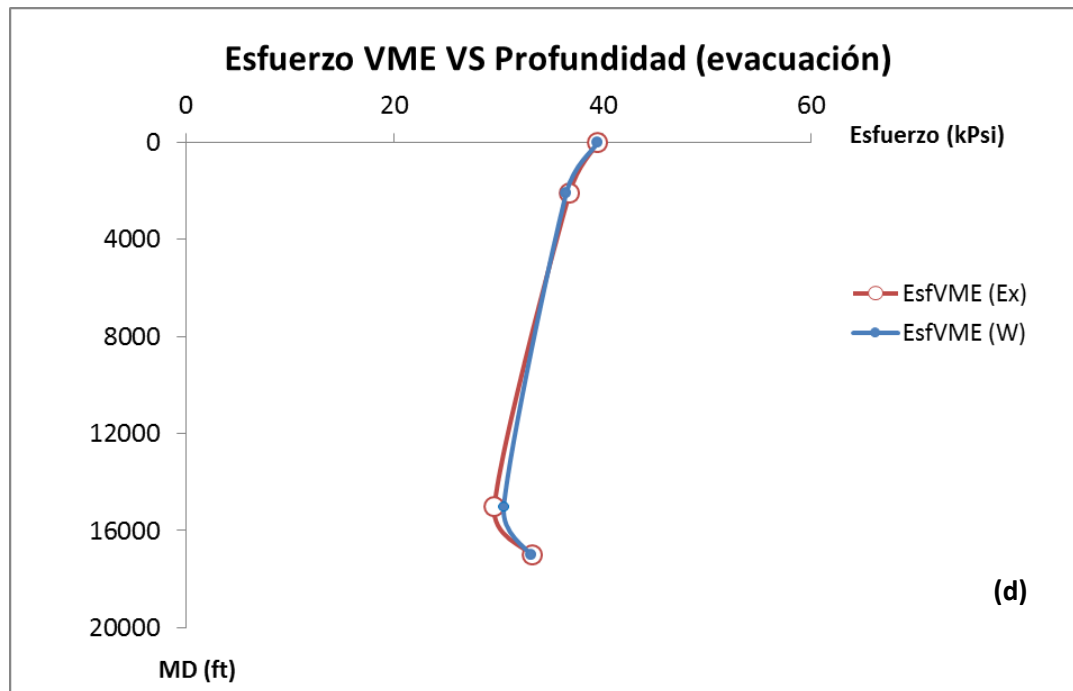
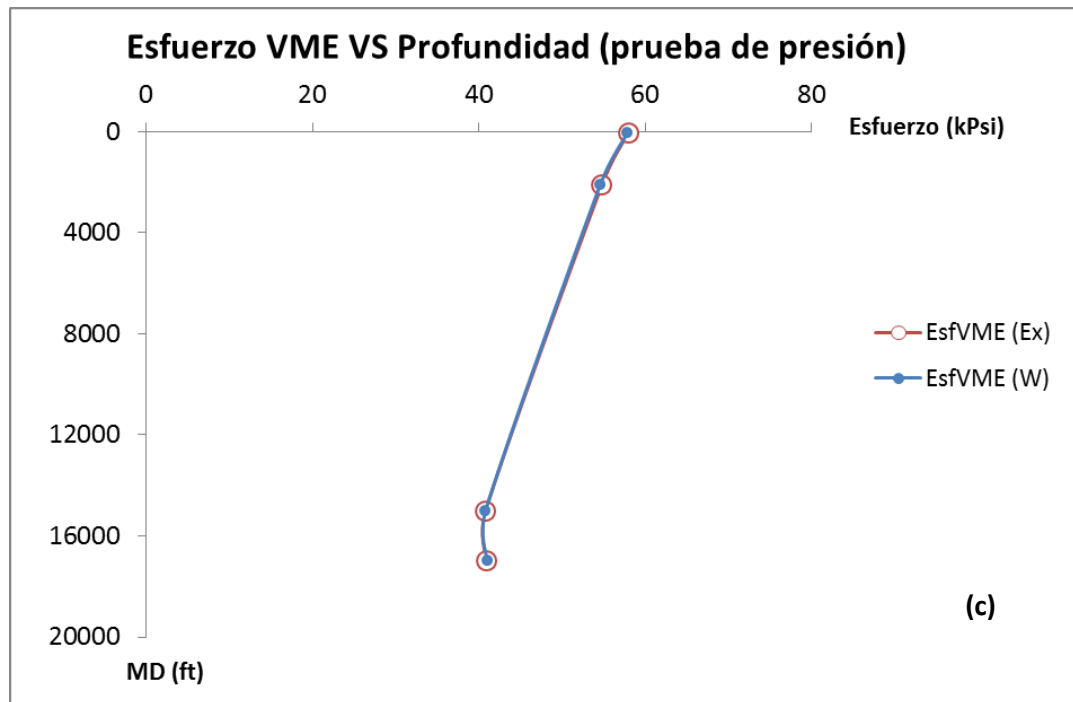
Con los resultados obtenidos en los gráficos a, b, c, d y e de perfil de fuerza axial [en los diferentes casos de carga (ver figura 30)] se puede verificar como las curvas se superponen indicando un alto grado de proximidad entre los resultados obtenidos con el software y la metodología.

Capítulo 4: Resultados y Análisis

Esfuerzo de Von Mises



Capítulo 4: Resultados y Análisis



Capítulo 4: Resultados y Análisis

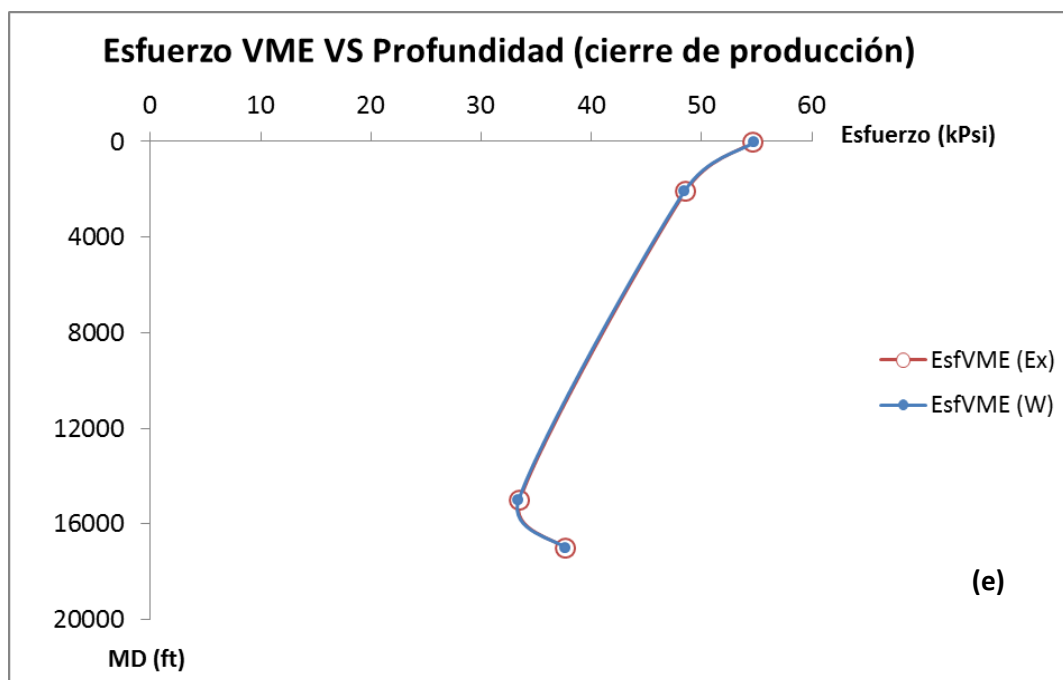


Fig. 31. Convergencia entre los valores de esfuerzo de Von Misses; metodología y el software, a) condición inicial, b) sobretracción, c) prueba de presión, d) evacuación, e) cierre de producción.

Con los resultados obtenidos en los gráficos a, b, c, d y e del esfuerzo de Von Misses [en los diferentes casos de carga (ver figura 31)] se puede verificar como las curvas se superponen indicando también un alto grado de proximidad entre los resultados obtenidos con el software y los resultados obtenidos con la metodología.

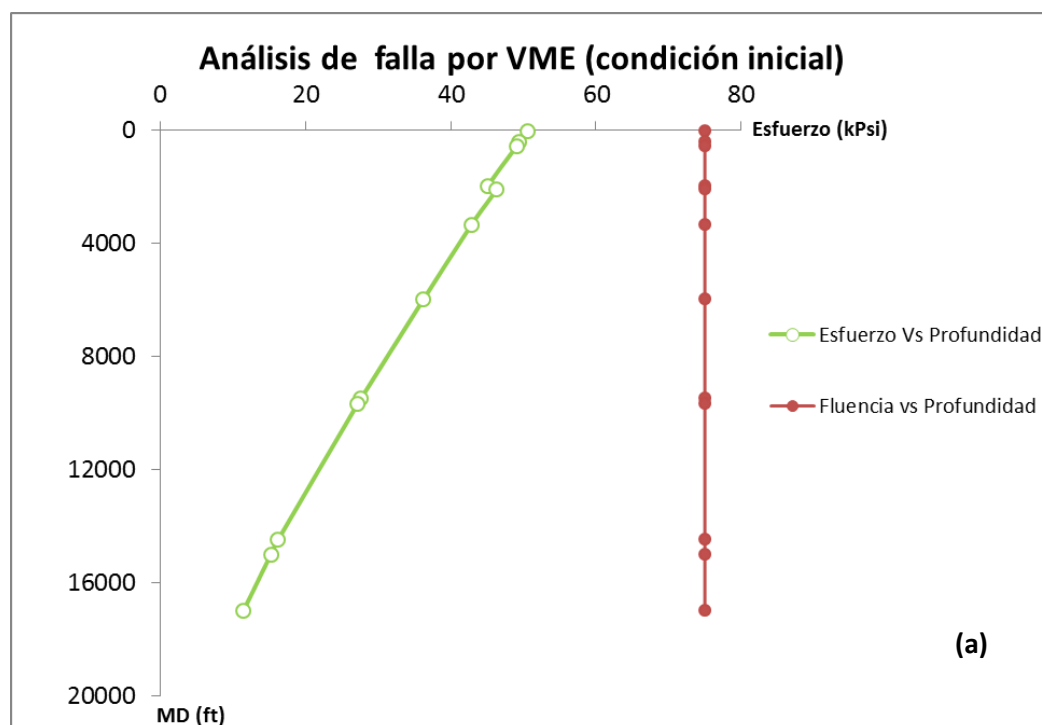
Tomando en cuenta todo lo anterior es posible afirmar que la metodología implementada es una herramienta altamente confiable que permite predecir las temperaturas, las presiones y analizar las fallas asociadas a la tubería de producción durante la vida productiva del pozo.

Capítulo 4: Resultados y Análisis

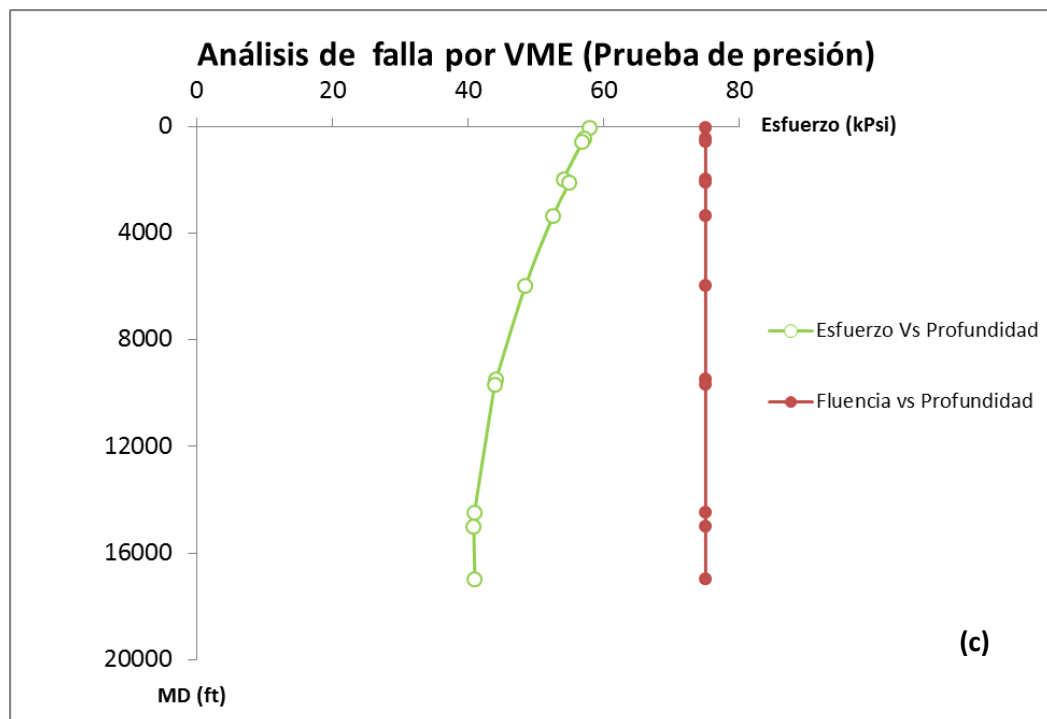
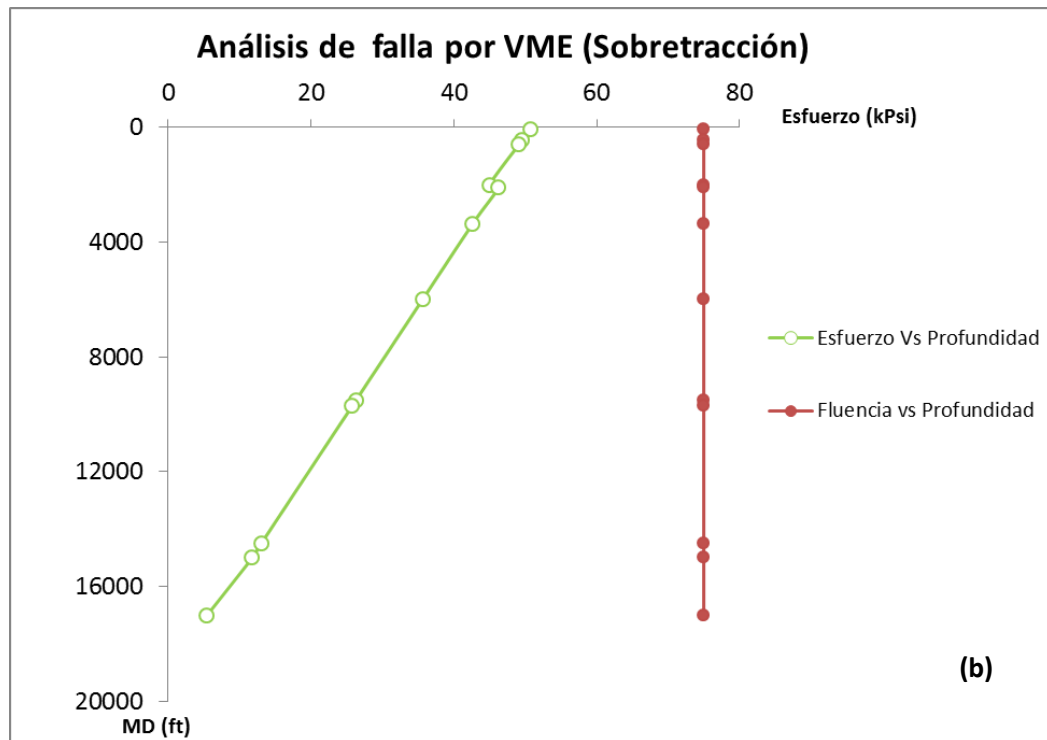
4.2 Criterios de fallas adicionales utilizados en la metodología

Como se explicó en la teoría existen otros criterios de falla que no son considerados por el software y que son importantes a la hora de asegurar el buen funcionamiento de la tubería de producción durante su vida útil, uno de estos criterios de falla es el criterio de Von Misses con esfuerzo de fluencia modificado. En este criterio la temperatura juega un papel fundamental, ya que para ciertos valores (superiores a 100 °F) modifica el esfuerzo de fluencia de la tubería y si el esfuerzo de fluencia se ve afectado; entonces también se verá afectado el criterio de falla. Recordemos que el esfuerzo de Von Misses se compara con el esfuerzo de fluencia y si este es igual o superior al esfuerzo de fluencia (que se produzca una intersección entre las curvas de VME vs MD y de σ_y Vs MD) entonces se producirá una falla en la tubería. Los gráficos obtenidos a través criterio de falla de Von Misses fueron los siguientes:

Criterio de falla de Von Misses (sin fluencia corregida)



Capítulo 4: Resultados y Análisis



Capítulo 4: Resultados y Análisis

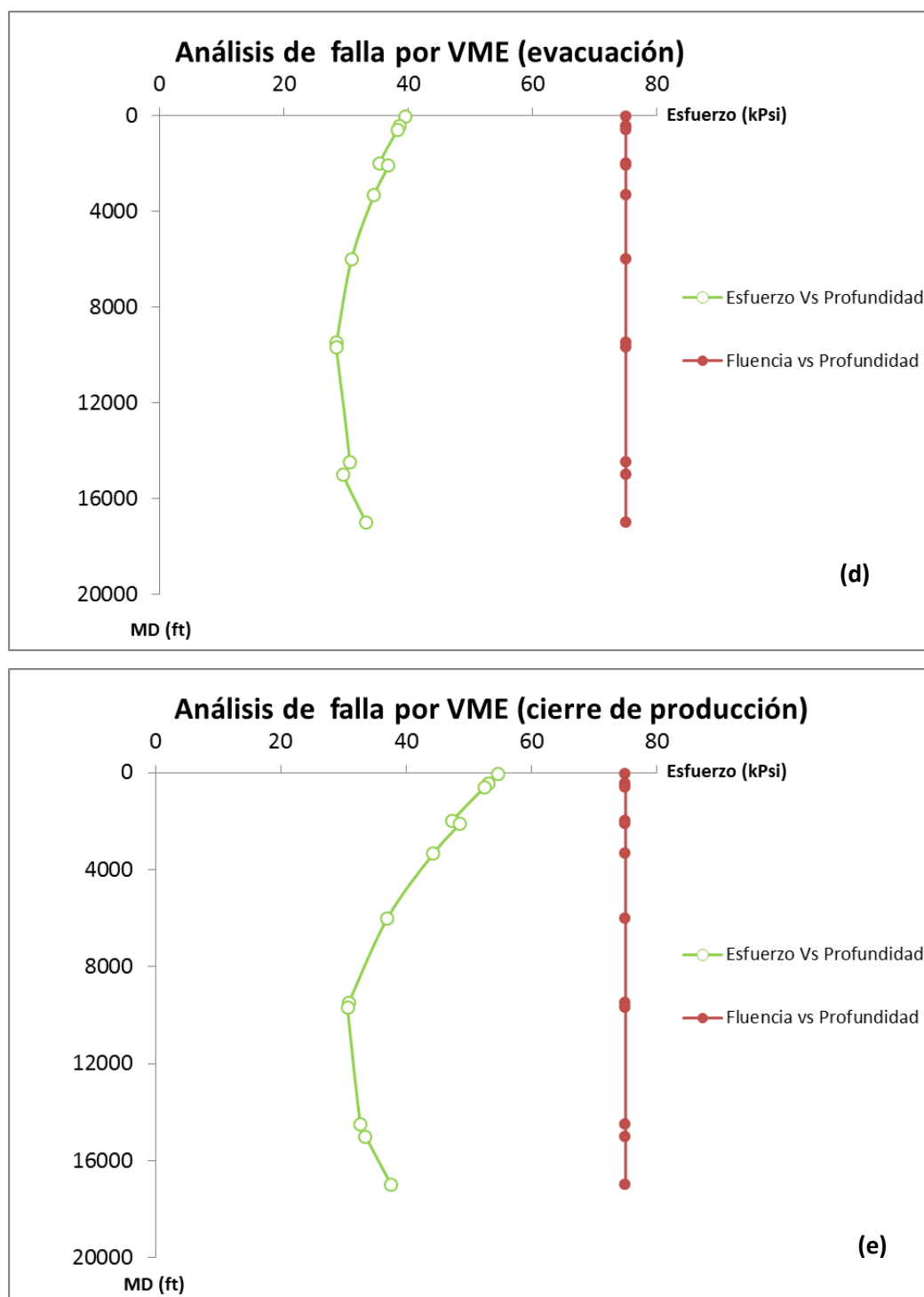
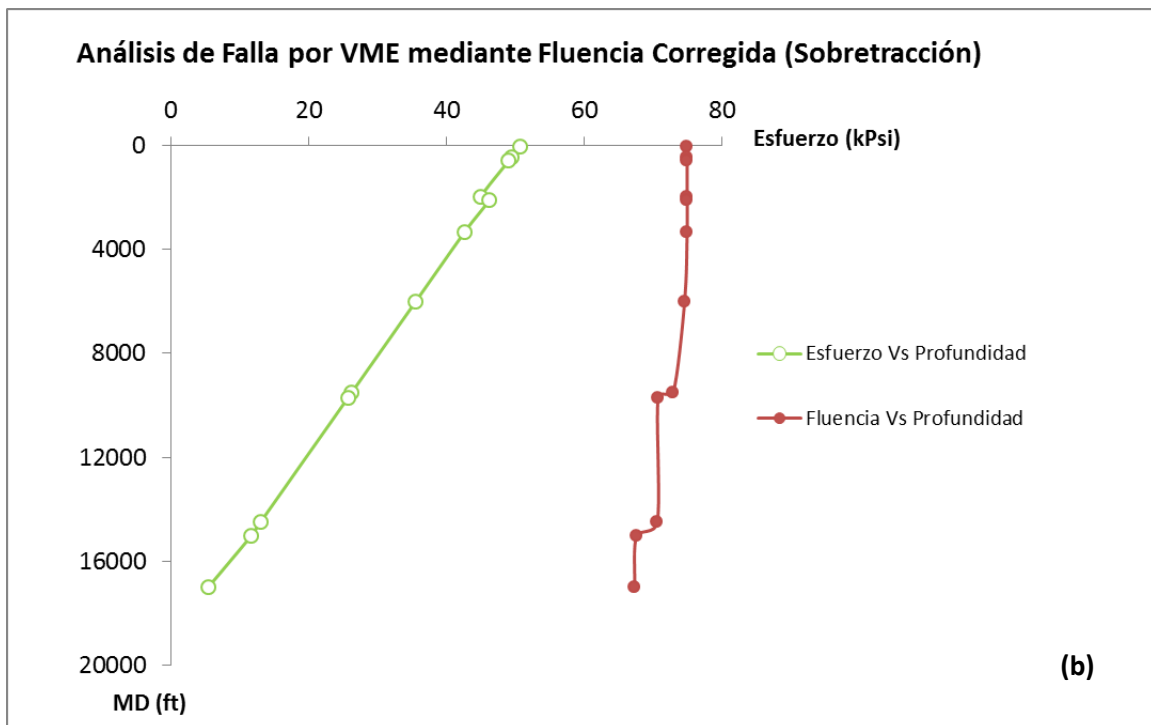
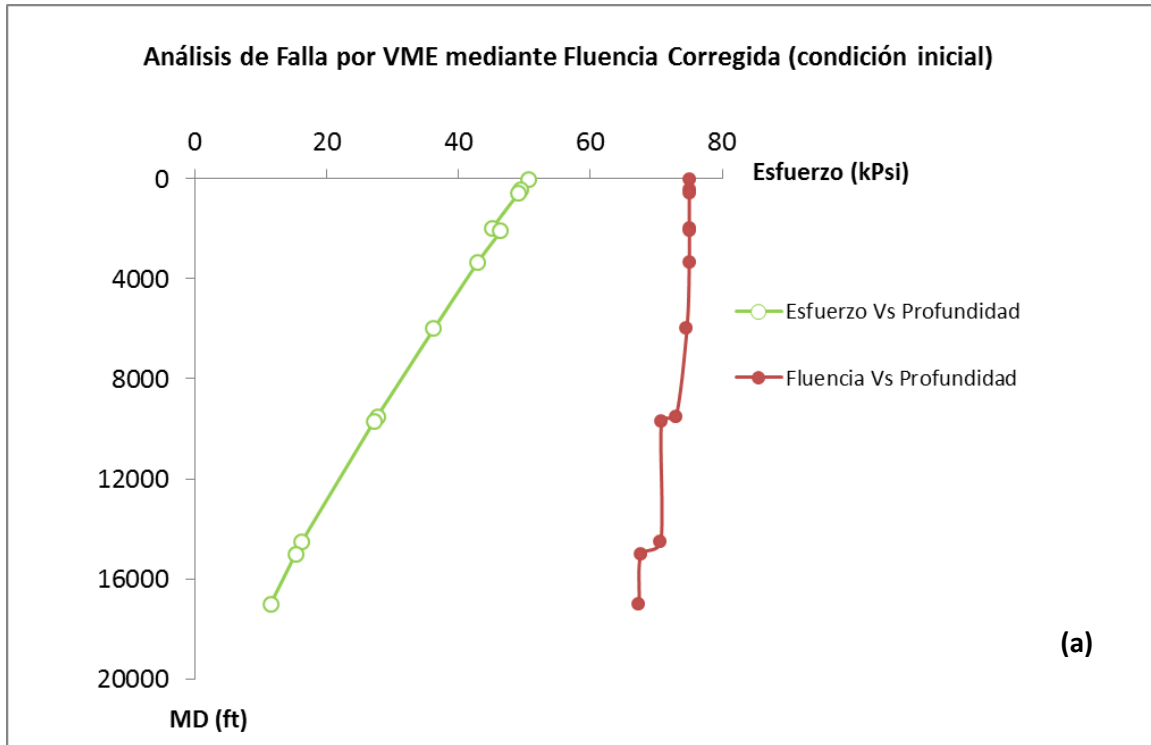


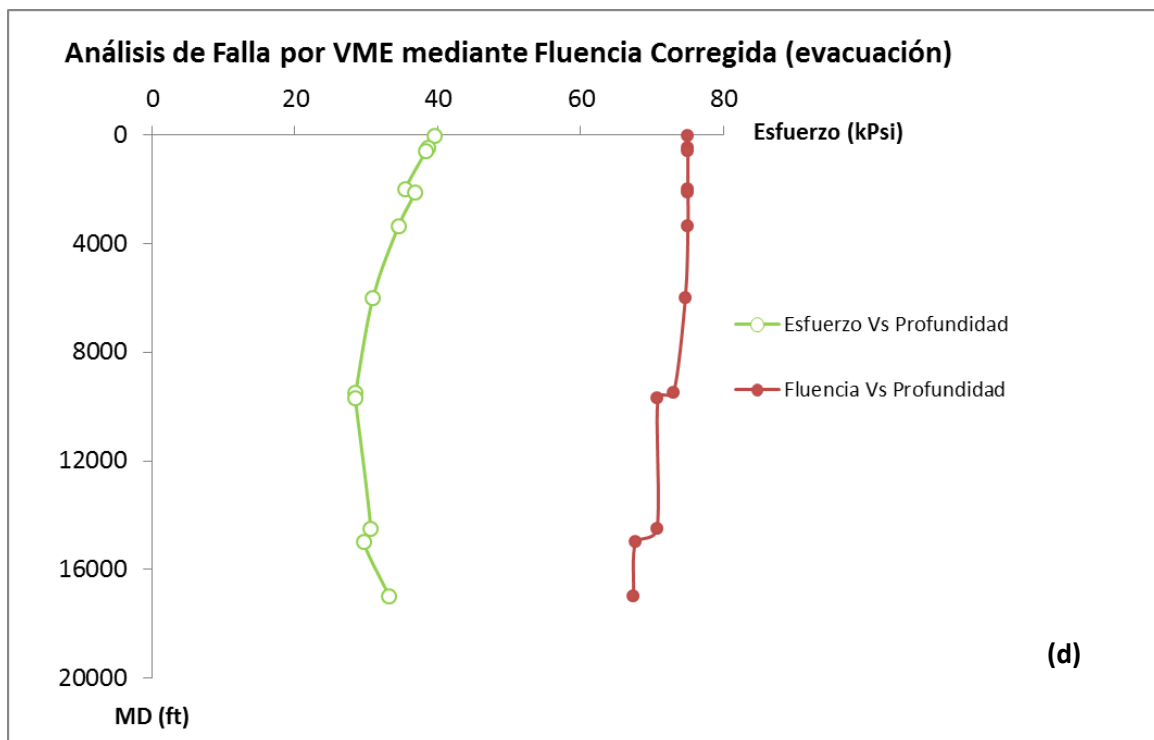
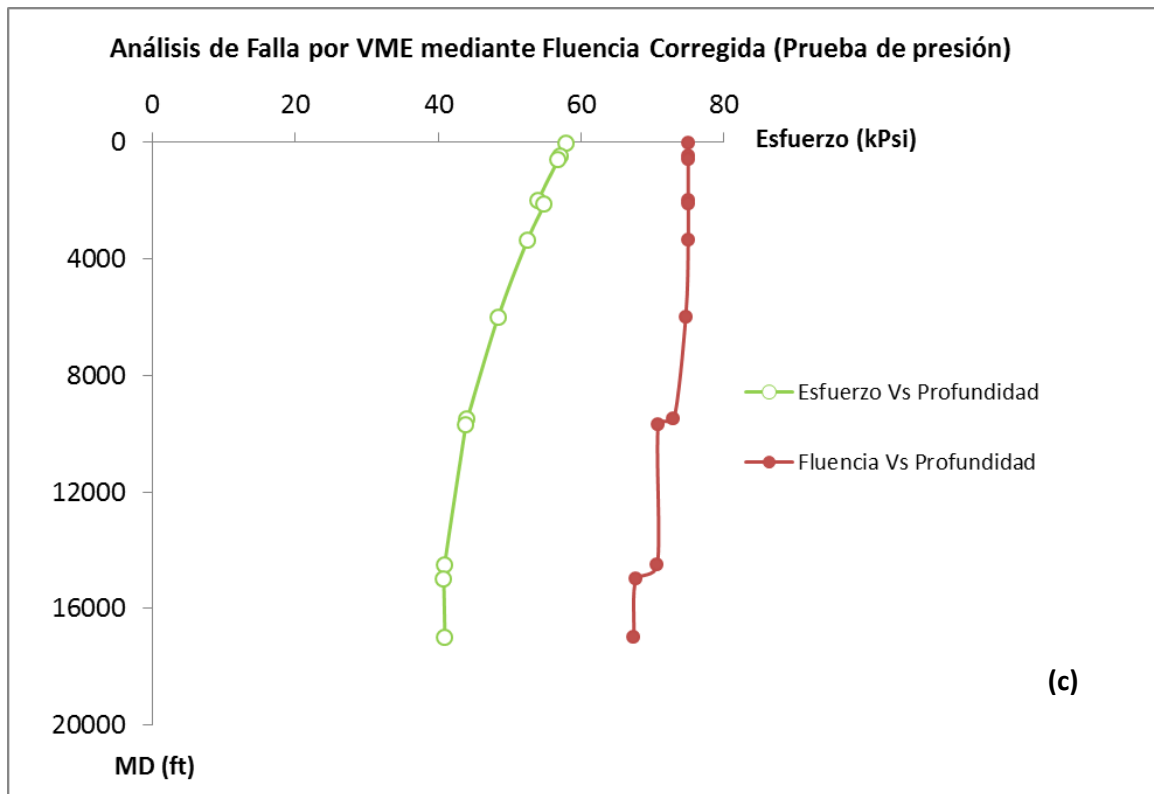
Fig. 32. Análisis de falla por esfuerzo de Von Mises, sin fluencia corregida, a) condición inicial, b) sobretracción, c) prueba de presión, d) evacuación, e) cierre de producción.

Capítulo 4: Resultados y Análisis

Criterio de falla de Von Misses (fluencia corregida)



Capítulo 4: Resultados y Análisis



Capítulo 4: Resultados y Análisis

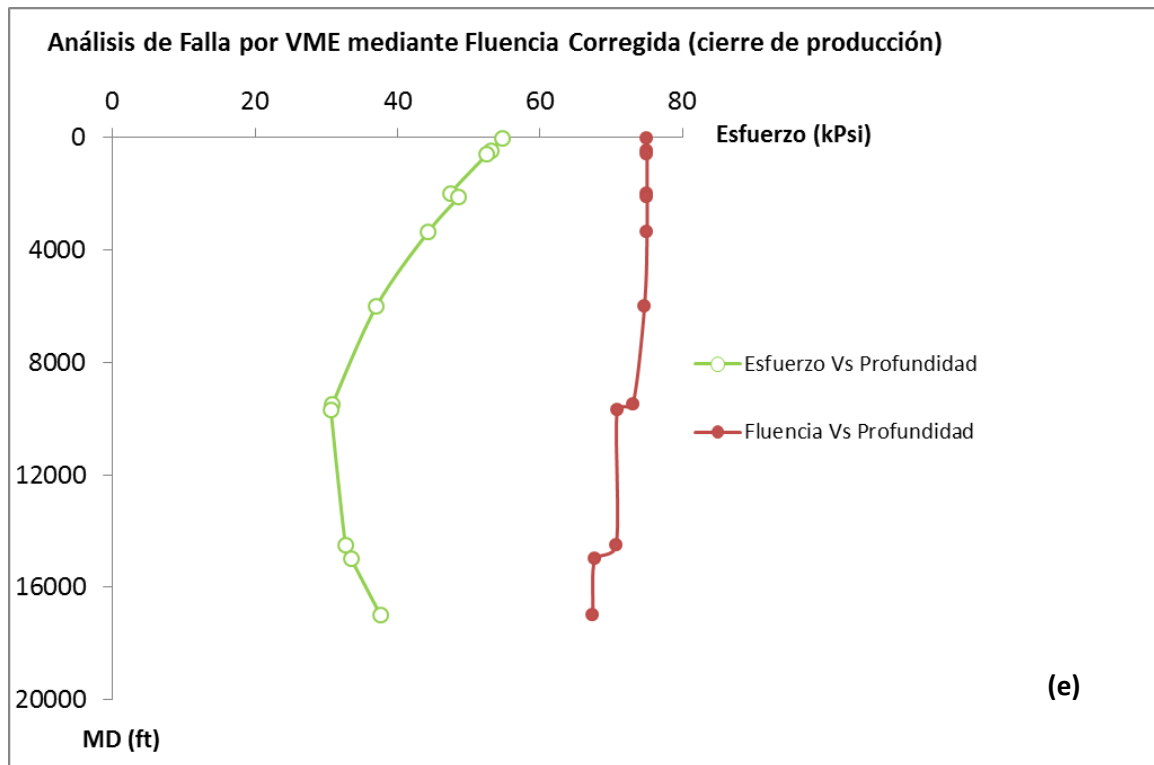


Fig. 33. Análisis de falla por esfuerzo de Von Misses, con fluencia corregida, a) condición inicial, b) sobretracción, c) prueba de presión, d) evacuación, e) cierre de producción.

De los gráficos a, b, c, d, y e (figura 32 y figura 33) podemos ver que ambos criterios de falla difieren de una manera notable en el esfuerzo de fluencia utilizado, en el criterio de falla por esfuerzo de Von Misses sin esfuerzo de fluencia corregido la fluencia es una constante mientras que en el criterio de falla por esfuerzo de Von Misses con esfuerzo de fluencia corregido la fluencia varía con la profundidad. Tomando en cuenta esto vemos como el esfuerzo de fluencia disminuye con la profundidad (debido a que la temperatura aumenta) incrementando las posibilidades de falla en la tubería. De lo anterior podemos observar que en pozos con altas temperaturas (como es el caso de los pozos de petróleo de la Faja Petrolífera del Orinoco) esta juega un papel fundamental al momento de verificar el buen funcionamiento de la tubería de producción.

Capítulo 4: Resultados y Análisis

Aparte del criterio de falla por Von Misses con esfuerzo de fluencia modificado también se consideró el pandeo que puede experimentar la tubería de producción bajo una fuerza axial de compresión, esto bajo las condiciones de operación señaladas en las tablas 13 y 14 los resultados obtenidos para el pandeo son los siguientes:

Tabla 18. Fuerza de compresión axial a partir de la cual la tubería puede experimentar pandeo.

Pandeo	Fuerza axial (lbf) (Soft)	Fuerza axial (lbf) (Met)
Lateral	-14627,5	-14316
Helicoidal	-29877,4	-40251,5

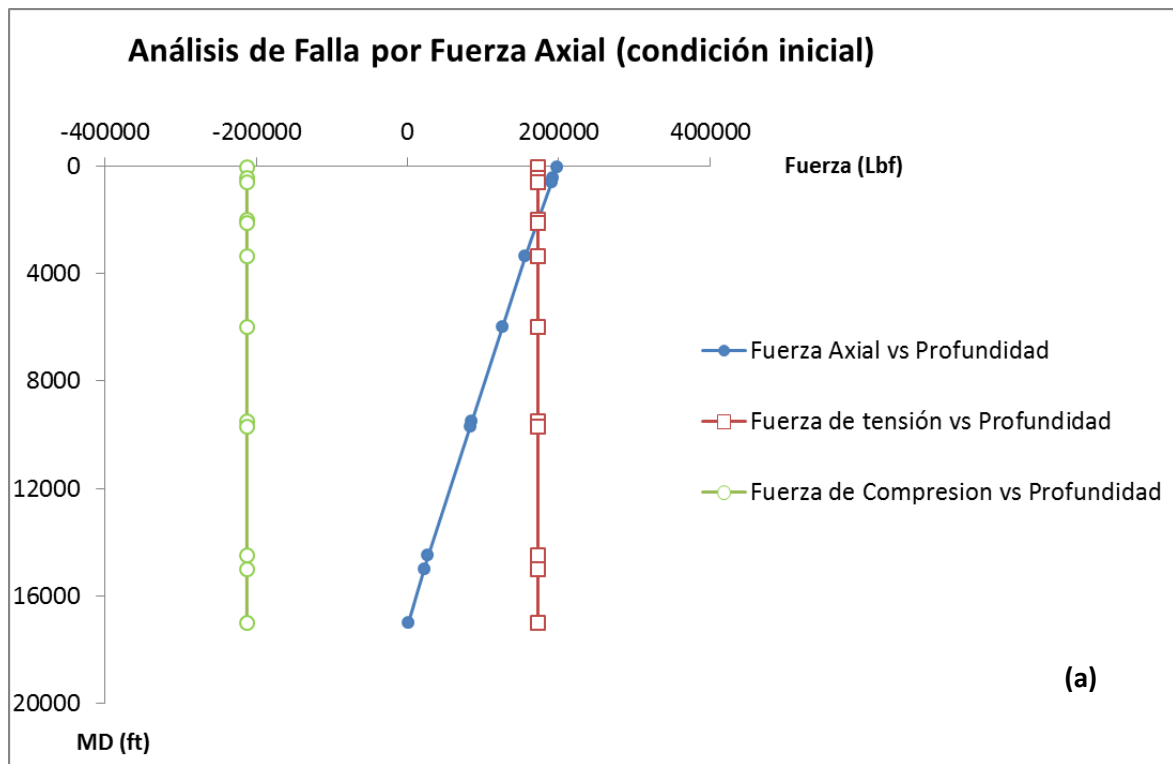
A partir de la tabla 18 podemos observar que los valores de la fuerza de compresión axial arrojados por el software y la metodología para que ocurra el pandeo lateral en la tubería son bastante similares mientras que para el pandeo helicoidal son muy diferentes haciendo que la tubería sea menos sensible a experimentar pandeo helicoidal.

En cada caso de carga también se tomaron en cuenta otros criterios de falla aparte del criterio de Von Misses y se explican a continuación.

Capítulo 4: Resultados y Análisis

Condición inicial

Debido a que esta condición se produce una vez que la tubería ha sido instalada entonces es importante tomar en cuenta sus posibles fallas por tensión (o compresión), colapso y estallido aparte del criterio de Von Mises con el fin de evaluar de una manera más precisa su buen funcionamiento a lo largo de su vida productiva.



Capítulo 4: Resultados y Análisis

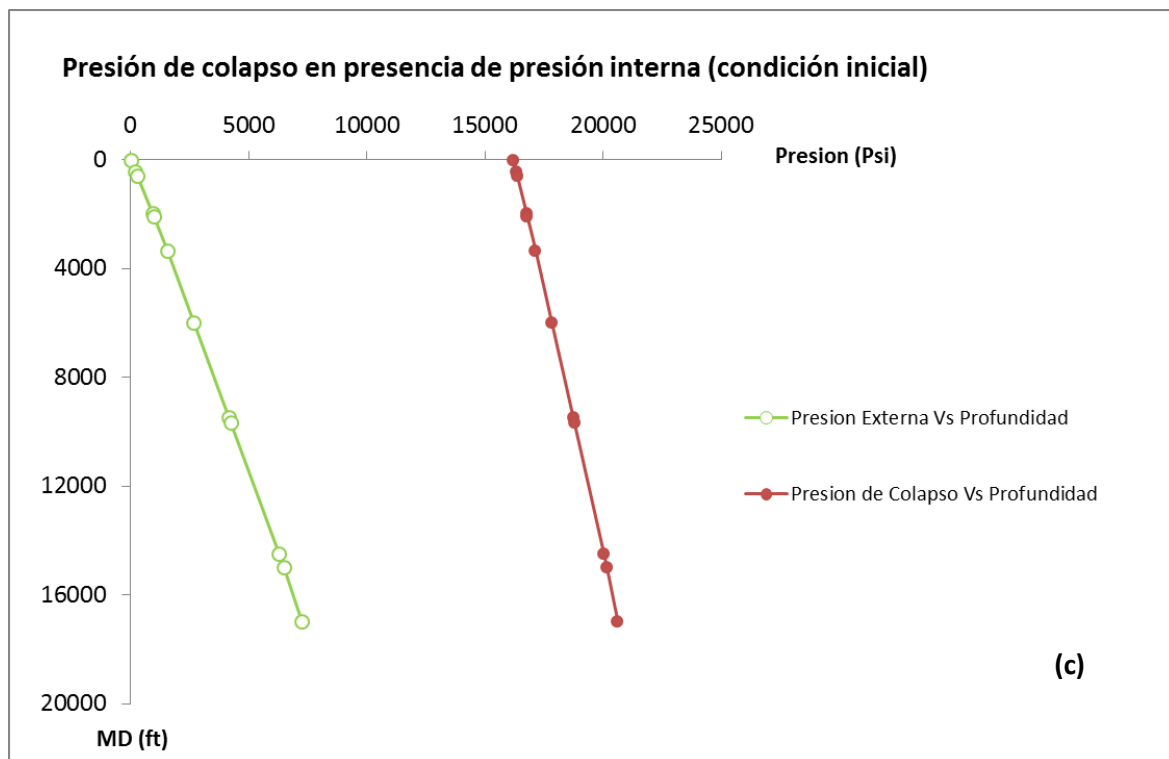
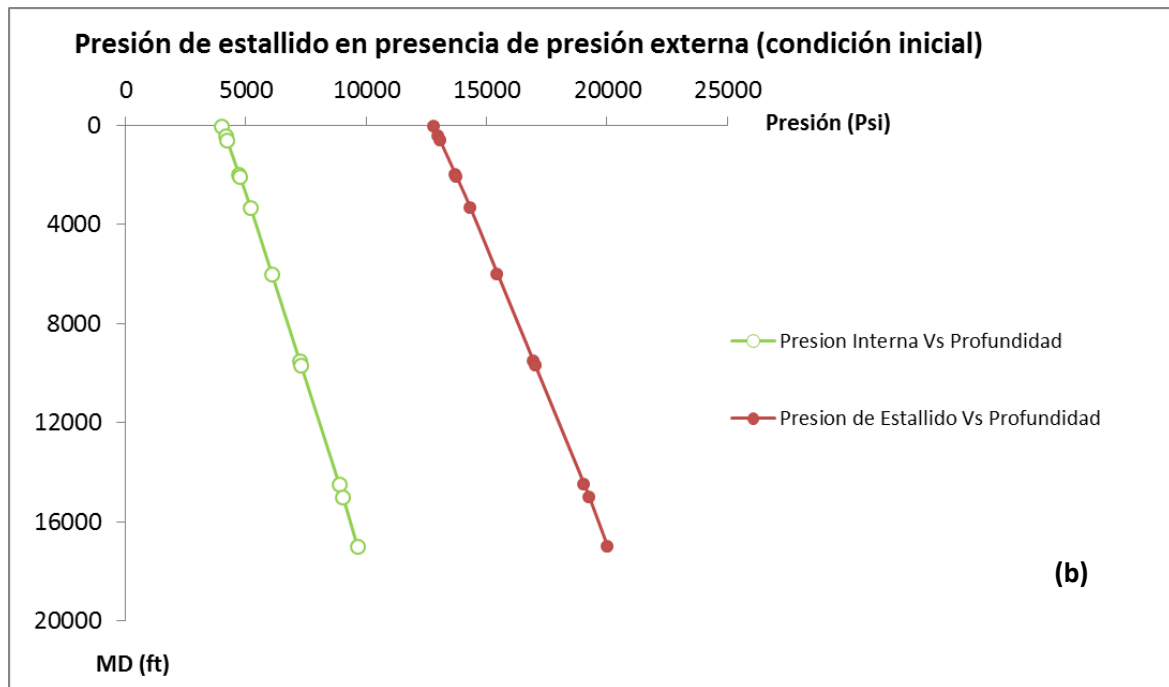


Fig. 34. Criterios de falla considerados en la condición inicial; a) falla por fuerza axial, b) presión de estallido, c) presión de colapso.

Capítulo 4: Resultados y Análisis

Sobretracción

Como en esta condición la tubería es sometida a una fuerza de tensión de 20000 lbf entonces se hace necesario estudiar la falla por fuerza de tensión axial de la misma.

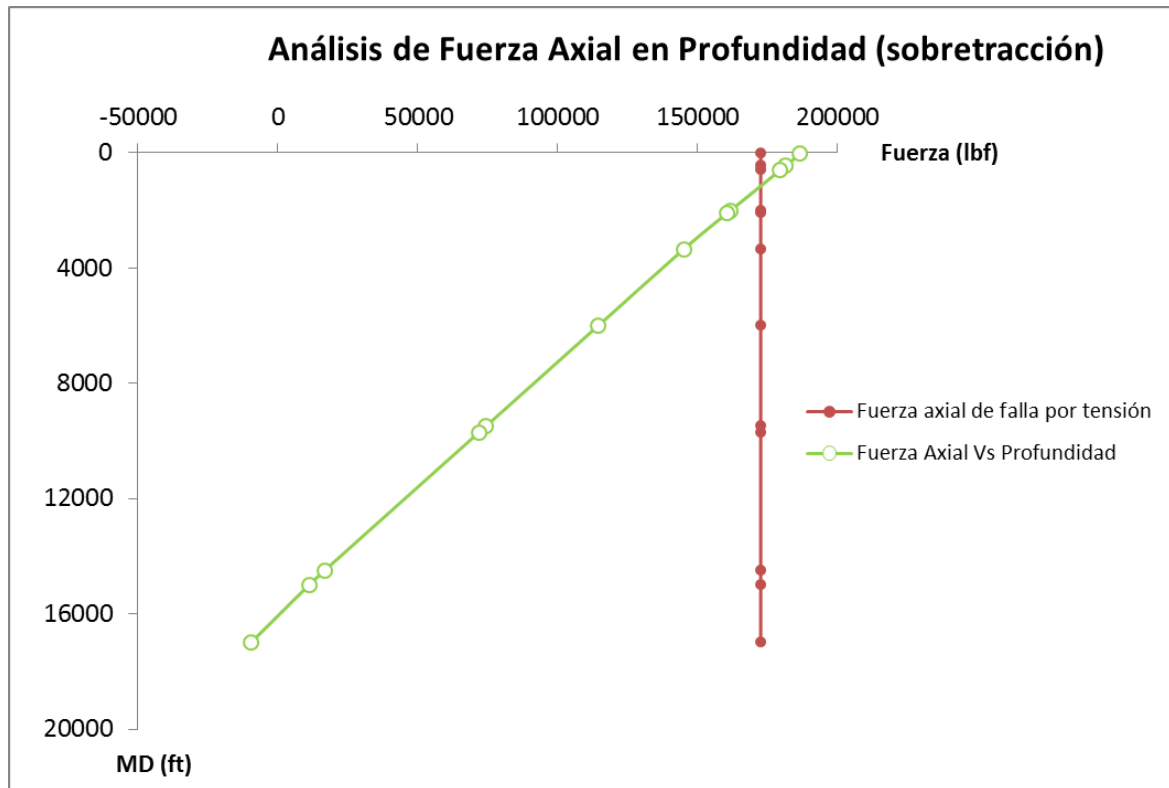


Fig. 35. Criterio de falla por tensión axial considerado en la sobretracción.

Capítulo 4: Resultados y Análisis

Prueba de presión

Como en esta condición la tubería es sometida a una presión interna adicional entonces se hace necesario vigilar que la tubería no estalle.

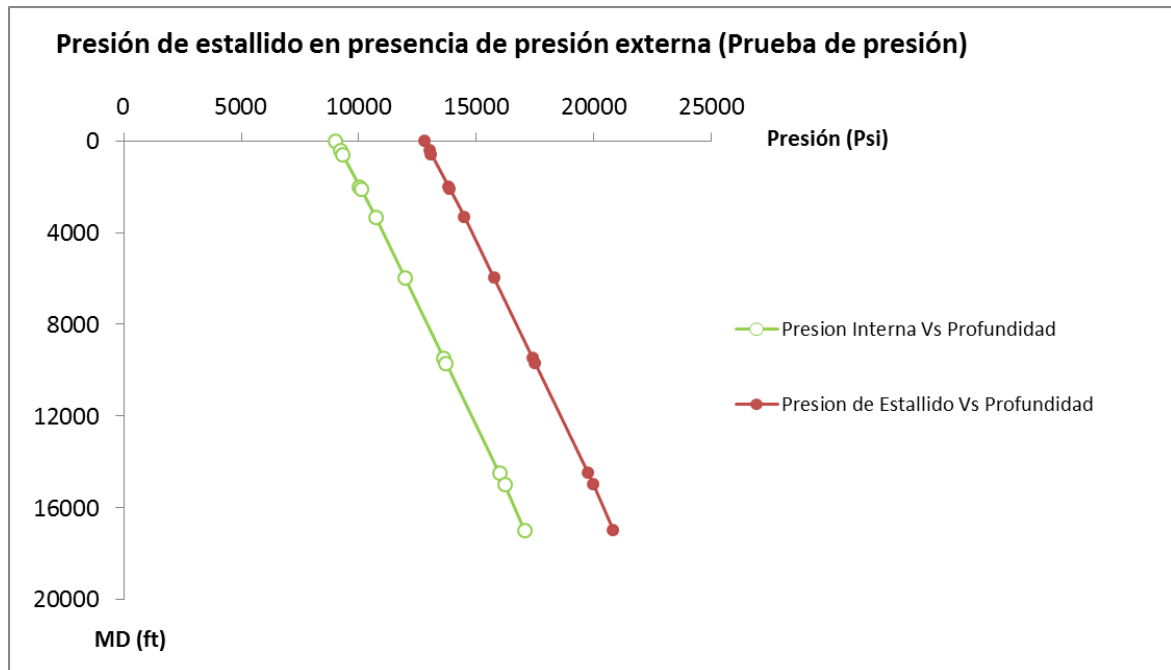


Fig. 36. Presión de estallido en presencia de presión externa considerada en la prueba de presión.

Capítulo 4: Resultados y Análisis

Cierre de producción

En esta condición la tubería de producción es sometida a elevadas presiones internas por lo que se hace necesario vigilar que la tubería no estalle. Cabe destacar que la presión de estallido (en presencia de fuerza axial) de la tubería es comparada con la presión interna equivalente debido a la presencia de presión interna.

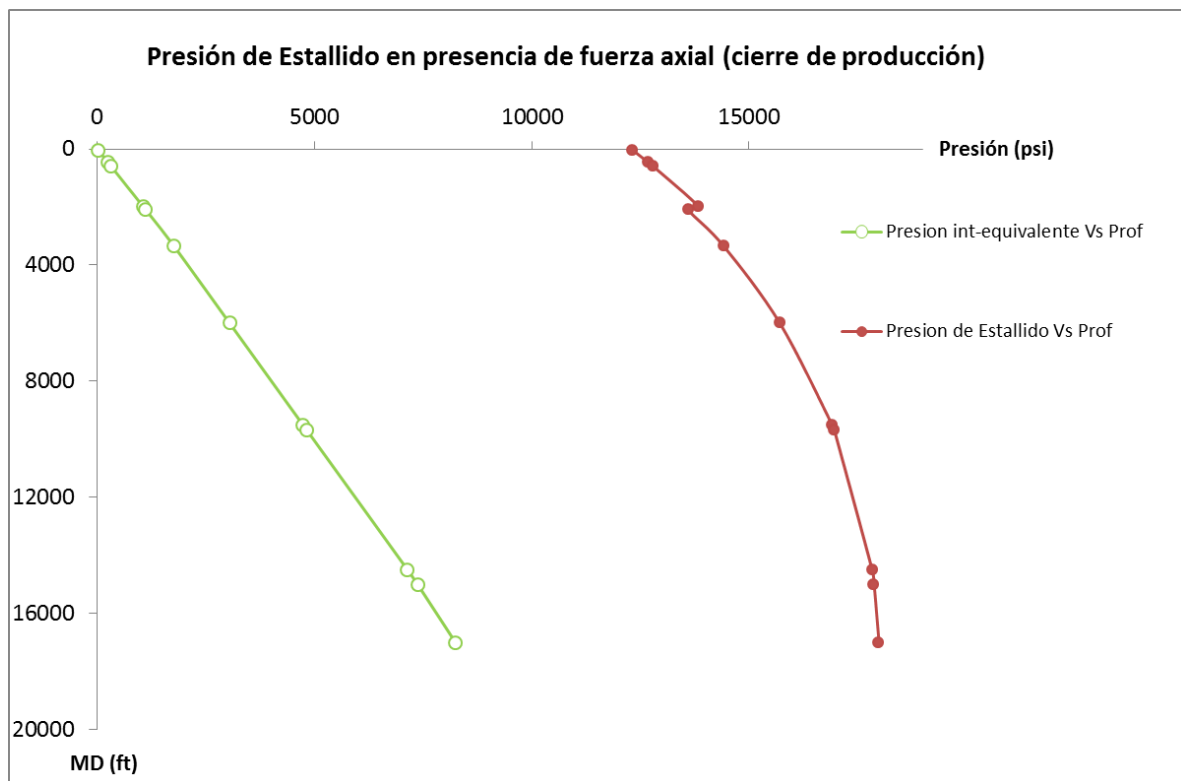


Fig. 37. Presión de estallido en presencia de fuerza axial considerado en el cierre de producción.

Capítulo 4: Resultados y Análisis

Evacuación

En esta condición la tubería de producción es sometida solamente a presión externa por lo que se hace necesario vigilar que la tubería no colapse. Cabe destacar que la presión de colapso de la tubería se calculó tomando en cuenta la fuerza axial (ecuación 2.63).

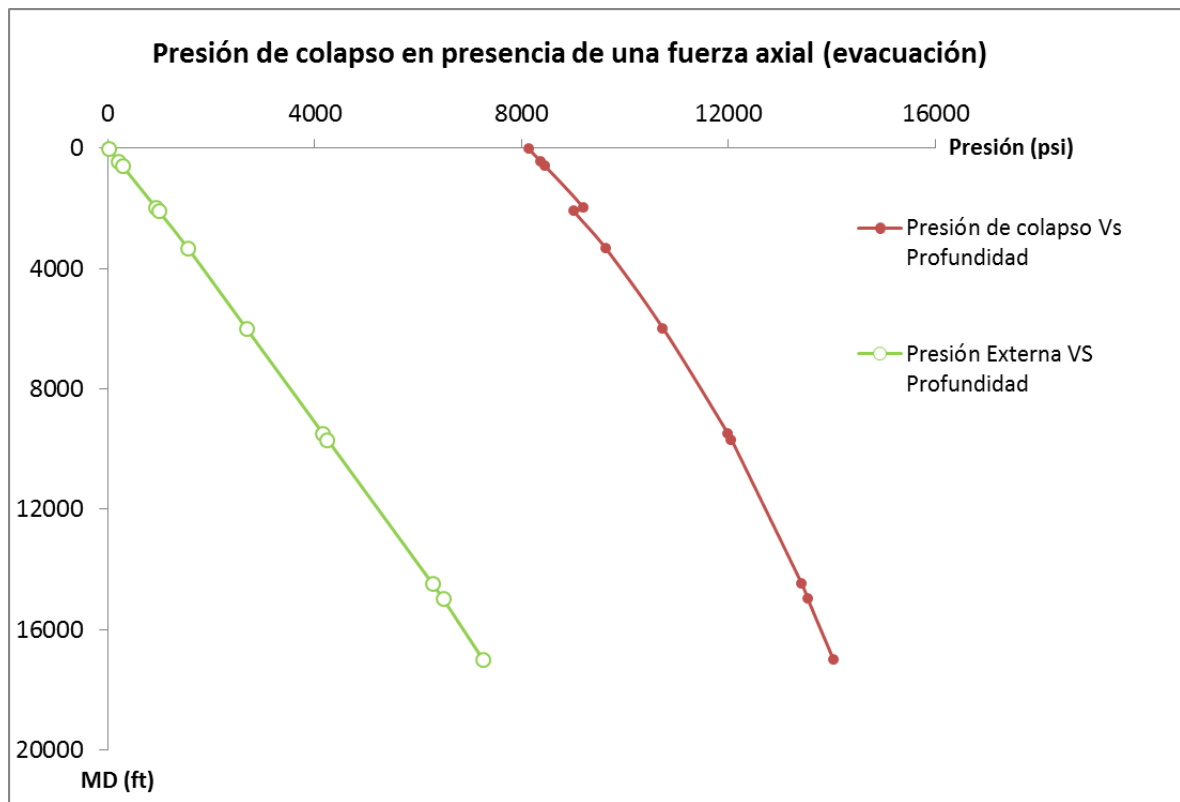


Fig. 38. Presión de colapso en presencia de fuerza axial considerado en la metodología.

A partir de los de análisis de falla por fuerza axial en los casos de carga; condición inicial [ver figura 34 (a)] y sobretacción (ver figura 35) se puede observar como aproximadamente a 2000ft de profundidad (MD) es probable que se produzca una falla por tensión en la tubería, esto nos dice la importancia de usar otros criterios de falla a parte del criterio de Von Misses a la hora de verificar el buen funcionamiento de la tubería.

Capítulo 5

Conclusiones y Recomendaciones

5.1 Conclusiones

Con base a los resultados obtenidos en el presente trabajo, se plantean las siguientes conclusiones:

- A través de las ecuaciones de la teoría de elasticidad es posible realizar la descripción física del problema constituido por la tubería de producción mediante el análisis de la respuesta de este material a las diferentes condiciones a la que se somete la misma (casos de carga).
- El diseño de una metodología de evaluación creada para determinar y controlar la respuesta con respecto al comportamiento que exhibirá la tubería de producción es una herramienta altamente práctica y manejable, que permite realizar un análisis completo que garantice la selección adecuada de la tubería de producción evitando fallas en el proceso operativo.
- Al incluir las ecuaciones actualizadas para el análisis del pandeo (pandeo helicoidal) de la tubería de producción, se determinó que la misma es capaz de soportar la aplicación de una fuerza axial de compresión de mayor magnitud, siendo esto deseable debido a la implementación de procesos de estimulación de pozo más críticos.

- A pesar de que el criterio de falla por Von Mises sigue siendo de gran utilidad para determinar las probabilidades de existencia de falla en la tubería resulta conveniente introducir la corrección del esfuerzo de fluencia (σ_y) por efectos de la temperatura, dándole a este criterio un mayor alcance a su implementación en pozos HP/HT.

5.2 Recomendaciones

- Se recomienda extender el análisis a un modelo donde la tubería no sea una sección continua, sino un conjunto de secciones entrelazadas con conexiones.
- Verificar la respuesta de la tubería de producción a los casos de carga en las zonas donde exista mayor curvatura del pozo.
- A partir de la metodología diseñada se recomienda la utilización de una herramienta computacional de mayor alcance que permita ampliar las consideraciones de cada estudio.
- Debido al constante cambio de las condiciones operacionales, siendo cada día más exigentes es necesario la constante revisión de los criterios que se implementan para escogencia de los elementos usados en la construcción de un pozo petrolero.
- Se recomienda incluir en el modelo de deformación plana implementado consideraciones termo elásticas; es decir modificación de los esfuerzos producto de variaciones en la temperatura.

Apéndice

Gráfico de la trayectoria lateral del pozo (obtenido con la metodología)

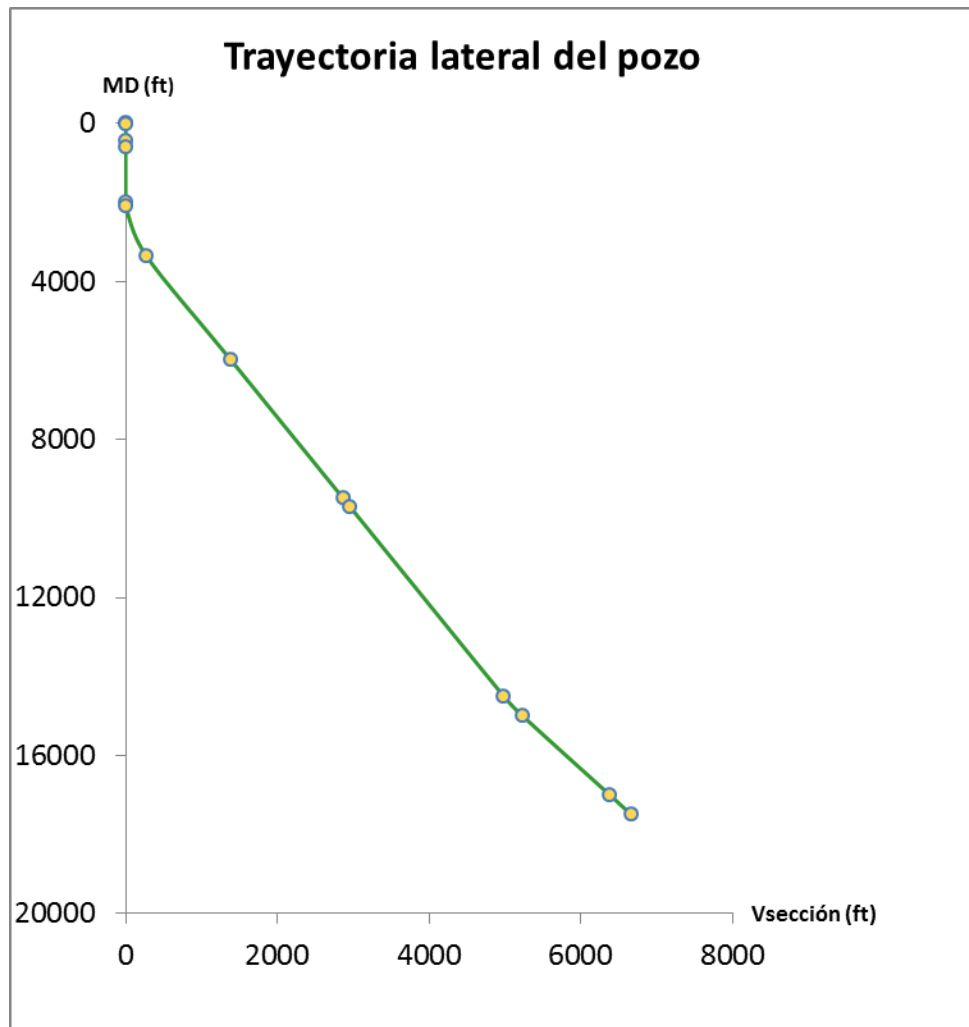


Fig. 39. Trayectoria lateral del pozo (metodología).

Bibliografía

[1] ZHENG, A.: “A general string design method for extended-reach and high-pressure applications”, págs. 1-7, Society of Petroleum Engineers, Número 63251, Conferencia Internacional SPE, Dallas-Texas, Octubre, 2000.

[2] MALDONADO, B., ARRAZOLA, A., MORTON, B.: “Ultradeep HP/HT completions: classification, design methodologies, and technical challenges”, págs. 3-15, Society of Petroleum Engineers, Número 17927, Conferencia Internacional SPE/OTC, Houston, Texas, Mayo, 2006.

[3] FLORES, F.S., RIANO, J.M., MARTINEZ, J., HAMMOND, T., CANTU, J., RAMOS, J.: “Using coiled tubing as sucker rods for SRP”, págs. 1-15, Society of Petroleum Engineers, Número 154447, Conferencia y exhibición SPE/OTC, Texas, USA, Marzo, 2012.

[4] MARTIN H, Sadd.: Elasticity (Theory Applications, and Numeric), Wheeler Road, Burlington, USA, Elsevier- Butterworth-Heinemann, 2005, 473 págs.

[5] GERE, J.: Mecánica de materiales, Quinta Edición, México: Thomson learning, 2002, 150 pags.

[6] SHIGGLEY, E., MISCHKE, C.: Diseño en Ingeniería Mecánica, Quinta Edición, México, Mc Graw Hill, 1990, 300 pags.

[7] SHACKELFORD, J., GÜEMES, A.: Introducción a la ciencia de los materiales, Quinta Edición, México, Mc Graw Hill, 1998, 200 pags.

Bibliografía

- [8] Guo, B., Lyons, W., Ghalambor, A.: “Petroleum Production Engineering: A Computer-Assisted Approach”, Elsevier Science & Technology Books, 2007. Capítulos 1, 2, 4 y 9.
- [9] API 5C3. Bulletin on Formulas and Calculations for Casing, Tubing, Drill Pipe, and Line Pipe Properties, Primera Edición. Bull. 5C3 American Petroleum Institute, Washintong, D. C. Diciembre, 2008.
- [10] KLEVER, F.J.: “Formulas for Rupture, Necking, and Wrinkling of OCTG Under Combined Loads”, pags 1-15 Society of petroleum engineers, Número 102585, San Antonio, Texas, USA, Septiembre, 2006.
- [11] PASLAY, P.R., BOGY, D.B.: “The Stability of a Circular Rod Laterally Constrained to be in Contact with an Inclined Circular Cylinder,” Journal Applied Mechanics 31 (3): 605-610.
- [12] DAWSON, R., PASLAY, P.R.: “Drillpipe buckling in inclined holes”, JPT, Octubre de 1984.
- [13] CHEVRON, Casing/Tubing Design Manual, Octubre 2005.
- [14] MITCHELL, R.: “Tubing buckling-The state of the art”, págs. 361-370, Society of Petroleum Engineers, Número 104267, Conferencia Internacional SPE, San Antonio, Texas, USA, Diciembre, 2008.

Bibliografía

- [15] MITCHELL, R.: “Effects of well deviation on helical buckling”, págs. 63-70, Society of Petroleum Engineers, Número 29462, Conferencia Internacional SPE, San Antonio, Texas, USA, Diciembre, 1997.
- [16] LUBINSKI, A.: “A study of the buckling of rotary drilling strings”, pags 178-214, Drilling and production practice, API, Houston, Texas, 1950.
- [17] HAMMERLINDL, D.J.: “Movement, forces, and stresses associated with combination tubing strings sealed in packers”, pags 195-208, Drilling and production practice, API, Houston, Texas, 1977.
- [18] FIGUEROA, D.: Fluidos y termodinámica, Tercera Edición, Venezuela: Thomson learning, 2008, 337 pags.