

**TRABAJO ESPECIAL DE GRADO**

**DESARROLLO DE UN MÉTODO ANALÍTICO PARA EL  
DISEÑO DE REVESTIDORES EN EL PROCESO DE  
CONSTRUCCIÓN DE POZOS PETROLEROS**

Presentado ante la ilustre  
Universidad Central de Venezuela  
Por el Br. **Suárez R., Sergey A.**  
Para optar al título de  
Ingeniero Mecánico

Caracas, 2013

# TRABAJO ESPECIAL DE GRADO

## DESARROLLO DE UN MÉTODO ANALÍTICO PARA EL DISEÑO DE REVESTIDORES EN EL PROCESO DE CONSTRUCCIÓN DE POZOS PETROLEROS

TUTOR ACADEMICO: Prof. Manuel Martínez

TUTOR INDUSTRIAL: Ms. Vicente Ciccola

Presentado ante la ilustre  
Universidad Central de Venezuela  
Por el Br. **Suárez. R., Sergey A.**  
Para optar al título de  
Ingeniero Mecánico

Caracas, 2013.



## ACTA

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

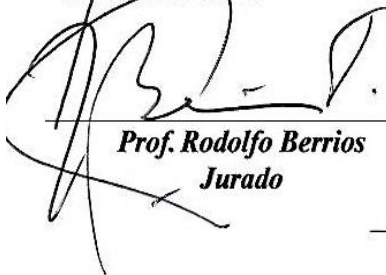
*Sergey A. Suárez R.*

Titulado


*“Desarrollo de un Método Analítico para el Diseño de Revestidores en el Proceso de Construcción de Pozos Petroleros”*

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

Acta se levanta en la ciudad de Caracas a los dieciocho días del mes de junio del año dos mil trece.

  
Prof. Rodolfo Berrios  
Jurado



  
Prof. Manuel Martínez  
Tutor

  
Prof. Pedro Cadenas  
Jurado



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

Caracas, 18 de junio de 2013.

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

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

*Sergey A. Suárez R., C.I. 18.109.846*

## **MENCIÓN HONORIFICA**

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

*“Desarrollo de un Método Analítico para el Diseño de Revestidores en el Proceso de Construcción de Pozos*

*Petroleros”*

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

**Prof. Rodolfo Berrios**  
Jurado

**Prof. Manuel Martínez**  
Tutor

**Prof. Pedro Cadenas**  
Jurado

## **DEDICATORIA**

A Dios. Por haberme permitido llegar hasta este punto y haberme dado salud para lograr mis objetivos, además de su infinita bondad y amor.

A mis padres, porque creyeron en mí y me sacaron adelante, dándome ejemplos dignos de superación y entrega. En gran parte gracias a ustedes, hoy puedo ver alcanzada mi meta. A mi padre por estar a mi lado apoyándome y aconsejándome siempre, por brindarme todos los recursos necesarios. A mi madre por hacer de mí una mejor persona a través de sus consejos, enseñanza y amor

A mi hermana por estar siempre presente, sacándome de apuros cuidándome y brindándome aliento.

A mi familia en general, porque me han brindado su apoyo incondicional y por compartir conmigo buenos y malos momentos.

**Sergey A. Suárez R.**

## AGRADECIMIENTO

Agradezco ante todo a mi alma mater la Universidad Central de Venezuela por brindarme la oportunidad de crecer personal y profesionalmente en sus espacios. Espacios de bien para la nación, que ofrece a sus invitados y a quien esté dispuesto a recibirlo lo mejor de una sociedad sin pedir nada a cambio. A la escuela de Ingeniería Mecánica por permanecer incólume durante cincuenta años formando el talento joven que tanto necesita nuestro país.

Agradezco a mi tutor académico el Dr. Manuel Martínez por su apoyo y disposición en la realización de este trabajo. A mi tutor industrial Ing. Vicente Ciccola por crear las condiciones para el desarrollo exitoso de este proyecto, por establecer altos estándares en esta investigación, por motivarme a asumir nuevos desafíos y por compartir los mismos intereses intelectuales. Valorar el esfuerzo del profesor Alberto Pertuz y del Ing. Geralf Pineda por darle continuidad a este grupo de trabajo que ya ha producido a la fecha más de diez trabajos de investigación.

A la Gerencia de Producción de PDVSA- INTEVEP por ofrecer su plataforma para la culminación de esta tesis. A Kaleigh Marron de *Blade Energy Partners. Ltd.* por poner a disposición información invaluable para el cumplimiento de los objetivos planteados. A Frans Klever de la *Shell International Exploration and Production Company* por guiarme y responder mis dudas de manera oportuna y desinteresada.

A todos aquellos compañeros que durante estos años universitarios dejaron una huella positiva en mi persona y me ayudaron a llegar hasta donde estoy hoy. Especialmente a Daniel Pereira, Ambar Peralta, Jesús Martínez, Saúl Paspirgelis, Luis Aguilar, Pablo Vallejos, Luis del Vecchio, Leonel Tineo, Ransay Palacio, Diego Hernández, Raúl de Abreu, Melani Cardona, Gabriel Molina y muchos más.

A todos los profesores que tuve la suerte de conocer y que me formaron no solo como ingeniero sino como persona, especialmente a Rafaele D'Andrea, Francisco García, Gilberto Barbone, Franklin Baduy y Manuel Folgueira. También a la profesora Karen Cronick y al profesor Jorge Chacón por motivarme a estudiar otras áreas como el derecho y la ética.

**Suarez R., Sergey A.**  
**DESARROLLO DE UN METODO ANALITICO PARA EL DISEÑO DE**  
**REVESTIDORES EN EL PROCESO DE CONSTRUCCION DE POZOS**  
**PETROLEROS**

**Tutor Académico: Dr. Manuel Martínez. Tutor Industrial: Ing. Vicente Ciccola.**  
**Tesis. Caracas, U.C.V. Facultad de Ingeniería. Escuela de Ingeniería Mecánica.**  
**Año 2013, 232 p.**

**Palabras Claves:** Revestidores, Método, Determinístico, Diseño, Estandarización.

**Resumen.** El diseño de las tuberías de revestimiento es uno de los procesos más recurrentes e intensivos durante la construcción de los pozos petroleros. En estos procesos el código de calidad está definido por el manejo óptimo de la seguridad y los costos, en ese orden de prioridad. En la última década se ha dado una acumulación de conocimiento teórico-práctico que no ha sido tomado en cuenta de manera eficiente en una metodología de diseño más general. Este proyecto desarrolla una metodología alternativa, más robusta desde el punto de vista de los modelos utilizados para estimar la capacidad de los revestidores y de la secuencia lógica empleada para determinar los diversos parámetros involucrados. Un nuevo criterio de falla de revestidores bajo las condiciones de cargas más generales es definido, todo esto fundamentado en funciones de estados límite y datos de la producción mundial de tubulares. El método global está basado en una nueva filosofía de diseño, más cercana a un enfoque LSD (*Limit State Design*) y que difiere de manera significativa al método tradicional que es cercano a un enfoque WSD (*Working Stress Design*). Las nuevas soluciones son verificadas contra datos reales de pozos probados y software convencionales, lo que permite poner en evidencia su verdadero potencial y establecer con propiedad cual es el grado de avance logrado. La metodología final fue llevada a fondo en áreas de interés identificadas, haciendo énfasis en el problema mecánico. Representa una base sólida para diseñar pozos nacionales de arquitectura compleja, quedando abierta la posibilidad para hacer mejoras y refinamientos.

## INDICE GENERAL

ACTA .....	iii
DEDICATORIA .....	v
AGRADECIMIENTO .....	vi
RESUMEN .....	vii
INDICE DE FIGURAS.....	xi
INDICE DE TABLAS .....	xiv
INTRODUCCIÓN .....	1
CAPITULO I. PROYECTO DE INVESTIGACIÓN .....	4
1.1. Motivación .....	4
1.2. Planteamiento del problema .....	7
1.3. Antecedentes .....	10
1.4. Objetivos .....	18
1.4.1. Objetivo General .....	18
1.4.2. Objetivos Específicos .....	18
CAPITULO II. ASPECTOS GENERALES DE REVESTIDORES.....	19
2.1. Definición.....	19
2.2. Tipos de Revestidores .....	20
2.3. Manufactura de los tubulares .....	24
2.3.1. Tubería sin costura.....	24
2.3.2. Soldadura eléctrica continua. ....	25
2.4. Tratamiento térmico.....	27
2.5. Propiedades de los revestidores.....	28
2.5.1. Diámetro.....	28
2.5.2. Longitud.....	30
2.5.3. Peso.....	30
2.5.4. Grado .....	31
CAPITULO III. DESEMPEÑO DEL REVESTIDOR .....	35



3.1.	Resistencia a presiones internas .....	36
3.1.1.	Estallido API – Método Convencional .....	38
3.1.2.	Fluencia del revestidor restringido axialmente (CEY) .....	38
3.1.3.	Límite de Ruptura.....	42
3.1.4.	Límite de Hill .....	43
3.1.5.	Límite de Klever-Stewart.....	44
3.1.6.	Ecuación de Diseño .....	49
3.1.7.	Aspectos de la fractura en las ecuaciones de estado límite .....	52
3.1.8.	Resumen de las ecuaciones numéricas. ....	65
3.1.9.	Diagrama de flujo .....	67
3.2.	Resistencia a presiones externas.....	70
3.2.1.	Colapso API – Método Convencional .....	73
3.2.2.	Limitaciones del método API para el colapso.....	79
3.2.3.	Colapso según Timoshenko .....	84
3.2.4.	Modelo de Tamano .....	86
3.2.5.	Klever-Generalización de Tamano (KGT) .....	92
3.2.6.	Ecuación de diseño .....	102
3.2.7.	Resumen de las ecuaciones numéricas .....	116
3.2.8.	Diagrama de Flujo .....	118
3.3.	Resistencia Axial .....	121
3.4.	Resistencia Multiaxial.....	123
3.4.1.	Representación alternativa de la elipse de plasticidad.....	130
3.4.2.	Método API convencional .....	133
3.4.3.	Método Iterativo Klever-Stewart.....	135
3.4.4.	Solución de las ecuaciones de ruptura y estricción .....	142
3.4.5.	Método iterativo Klever-Tamano .....	145
3.4.6.	Solución de las ecuaciones de colapso. ....	148
CAPITULO IV. CARGAS SOBRE LOS REVESTIDORES.....		151
4.1.	Arremetida durante perforación “ <i>Drilling Kick</i> ” .....	152
4.1.1.	Determinación del MASP .....	156

4.1.2.	Determinación del gradiente del gas.....	158
4.2.	Prueba de Presión durante perforación “ <i>Drilling Pressure Test</i> ” .....	160
4.3.	Fuga en el tubing de producción .....	165
4.4.	Prueba de presión de producción-Estimulación debajo del revestidor .....	168
4.5.	Colapso perforación- “ <i>Drilling Collapse</i> ” .....	170
4.6.	Colapso producción . .....	172
4.7.	Colapso- <i>Salt loading</i> .....	173
CAPITULO V. PROCESO DE DISEÑO .....		174
5.1.	Diseño preliminar .....	174
5.2.	Diseño en detalle .....	181
5.2.1.	Diseño basado en esfuerzo permisible- WSD .....	182
5.2.2.	Diseño de estado límite-LSD .....	186
5.2.3.	Cargas para el diseño .....	191
5.3.	Diagrama del método de diseño propuesto. ....	194
5.4.	Consecuencias sobre los pozos nacionales .....	196
CAPITULO VI. CASOS PRACTICOS Y ANALISIS.....		199
6.1.	Caso 1: Revestidores normalizados. ....	199
6.2.	Caso 2: Potencial de las ecuaciones de estado límite. ....	207
6.2.1.	Presiones internas .....	207
6.2.2.	Presiones externas.....	210
6.3.	Caso 3: Aplicación de caso de carga. ....	215
CAPITULO VII. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES .....		223
7.1.	Conclusiones .....	223
7.2.	Recomendaciones .....	226
BIBLIOGRAFÍA .....		228
REFERENCIA ELECTRÓNICAS.....		232

## INDICE DE FIGURAS

Figura 1.1-Derivación de la carga máxima de estallido según Prentice.....	11
Figura 1.2-Derivación de la carga máxima de colapso según Prentice.....	12
Figura 1.3-Derivación de la cargas de tensión según Prentice.....	14
Figura 1.4-Secuencia de diseño según Prentice.....	13
Figura 1.5-Eschema del sistema experto desarrollado por Klementich.....	17
Figura 2.1-Interfaz formación-revestidor-hoyo.....	19
Figura 2.2-Diferentes tipos de revestidores.....	20
Figura 2.3-Uso de liners de producción.....	23
Figura 2.4-Determinación del esfuerzo de fluencia API.....	33
Figura 3.1-Secuencia para el desarrollo de las soluciones alternativas.....	35
Figura 3.2-Tubería de revestimiento sometida a estallido.....	36
Figura 3.3- Diagramas de un revestidor sometido a presiones internas.....	37
Figura 3.4-Distribución de los esfuerzos sobre una sección de revestidor.....	39
Figura 3.5-Progresión de la frontera elástica con el aumento de la presión interna....	40
Figura 3.6-Datos reales de tensión y curva de ajuste, grado L-80.....	46
Figura 3.7-Ensayo de tracción y curva de ajuste para el rango de deformación.....	47
Figura 3.8-Diagrama de una grieta en un revestidor.....	53
Figura 3.9-Inspección de grietas y apreciación del instrumento.....	54
Figura 3.10-Modos de esfuerzo sobre una grieta.....	55
Figura3.11-Diagrama de valoración de falla (FAD).....	57
Figura 3.12-Espécimen DCB para determinar el factor de intensidad de esfuerzo....	58
Figura 3.13-Presión de propagación de fractura como función de K.....	61
Figura 3.14-Efecto de la profundidad de grieta en la presión de ruptura.....	62
Figura 3.15-Jintegral para un revestidor grado P110.....	63
Figura 3.16-Influencia de la profundidad de imperfección en la ruptura dúctil.....	64
Figura 3.17-Diagrama de flujo para calcular la resistencia al estallido.....	69
Figura 3.18-Tubería de revestimiento sometida a colapso.....	70
Figura 3.19-Distribución de esfuerzos en revestidor de pared gruesa.....	72

Figura 3.20: Región elástica y plástica de un revestidor de pared gruesa.....	73
Figura 3. 21-Presión de colapso según API.....	78
Figura 3.22-Presión de colapso para varias relaciones de longitud y diámetro.....	80
Figura 3.23-Datos de colapso obtenidos por varios métodos de prueba.....	81
Figura 3.24-Banco de pruebas para estudiar el colapso en revestidores.....	82
Figura 3.25-Tubería ovalada no excéntrica.....	85
Figura 3.26-Tubería excéntrica no ovalada.....	87
Figura 3.27-Comparación del modelo API bull 5C3 y Tamano (L80).....	91
Figura 3.28-Diferentes formas de la curva esfuerzo-deformación para OCTG.....	94
Figura 3.29-Dependencia a la pendiente local de la curva esfuerzo-deformación....	96
Figura 3.30-Comparación de varios modelos (revestidor grado L80).....	99
Figura 3.31-Presiones de colapso adimensionales.....	101
Figura 3.32-Noción del promedio posicionado.....	107
Figura 3.33-Precisión de las ecuaciones en el espacio.....	107
Figura 3.34-Probabilidad de falla predicha por el API Bull 5C3 (1994).....	115
Figura 3.35-Probabilidad de falla predicha por la ecuación de diseño.....	115
Figura 3.36-Diagrama de flujo para determinar la resistencia al colapso.....	119
Figura 3.37- Esfuerzo de fluencia API.....	121
Figura 3.38-Diagrama de cuerpo libre de un revestidor en tensión.....	122
Figura 3.39-Elemento sometido a esfuerzos triaxiales.....	124
Figura 3.40-Distribución triaxial de esfuerzo en el revestidor.....	126
Figura 3.41-Superficie de Von Mises en dos dimensiones.....	128
Figura 3.42-Efecto de la carga axial en la presión de colapso.....	129
Figura 3.43-Criterio de Von Mises representación alternativa.....	131
Figura 3.44-Presión externa equivalente de una tubería.....	134
Figura 3.45-Falla del revestidor por ruptura y estricción.....	136
Figura 3.46-Falla por pandeo local ( <i>Wrinkling</i> ).....	137
Figura 3.47-Efecto de la carga axial en la resistencia al estallido.....	141
Figura 3.48-Diagrama de flujo para resistencia multiaxial del revestidor.....	144
Figura 3.49-Efecto de la carga axial y presión interna en la presión de colapso.....	147

Figura 3.50-Diagrama de flujo de corrección del colapso.....	150
Figura 4.1-Distribución de fluidos en la sección anular.....	153
Figura 4.2-Cargas de arremetida durante perforación.....	155
Figura 4.3-Determinación de la MASP para una arremetida.....	157
Figura 4.4-Cargas durante una prueba de presión.....	164
Figura 4.5-Fuga en el tubing de producción.....	165
Figura 4.6-Cargas durante una fuga en el tubing de producción.....	167
Figura 4.7-Cargas de prueba de presión de producción.....	169
Figura 4.8-Cargas de colapso perforación.....	171
Figura 4.9-Carga de colapso producción.....	172
Figura 5.1- Perfil del gradiente de presión de poro y del gradiente de fractura.....	176
Figura 5.2-Profundidad basada en la presión de poro y de fractura.....	177
Figura 5.3-Típicos tamaños de hoyo y revestidor según el tipo de formación.....	180
Figura 5.4-Niveles de diseño identificados.....	182
Figura 5.5-Generalización del modelo de ruptura.....	190
Figura 5.6-Generalización del modelo de colapso.....	190
Figura 5.7- Esquema del método propuesto para el diseño de revestidores.....	195
Figura 5.8-Efecto de la concentración de H <sub>2</sub> S en el SSC.....	198
Figura 6.1-Comparación de los modelos de estallido.....	200
Figura 6.2-Comparación de los modelos de colapso-resistencia de diseño.....	203
Figura 6.3-Comparación de los modelos de colapso- resistencia real.....	205
Figura 6.4-Estimación probabilística de <i>Chevron</i> .....	208
Figura 6.5: Estimación de <i>Chevron</i> y modelo propuesto.....	210
Figura 6.6-Estimación <i>Chevron</i> .....	212
Figura 6.7-Estimación <i>Chevron</i> y modelo propuesto para colapso.....	214
Figura 6.8-Esquema del revestidor de producción y liner.....	215
Figura 6.9-Perfil de presiones para el revestidor y el liner de producción.....	218
Figura6.10-Comparación de la capacidad del revestidor y la carga.....	220

## INDICE DE TABLAS

Tabla 2.1-Tolerancias para diámetro externo.....	29
Tabla 2.2-Tamaño de mandriles recomendados por API.....	29
Tabla 2.3-Longitudes estándar API para juntas.....	30
Tabla 2.4-Grados de revestidores reconocidos por el API.....	32
Tabla 2.5-Porcentaje de elongación para determinar resistencia a la fluencia API....	34
Tabla 3.1-Índice de endurecimiento $n$ para la ecuación de ruptura.....	50
Tabla 3.2-Datos de la variable $Q$ para varios modelos predictivos.....	51
Tabla 3.3-Valores de la constante $G$ para la curva FAD.....	60
Tabla 3.4-Parámetros empíricos de API para fuerza axial cero.....	76
Tabla 3.5-Ecuaciones API para calcular la resistencia al Colapso.....	77
Tabla 3.6-Magnitud y naturaleza de los esfuerzos residuales tangenciales.....	88
Tabla 3.7-Determinación del tipo de colapso para modelo KGT.....	102
Tabla 3.8-Precisión de las ecuaciones de colapso.....	106
Tabla 3.9-Datos de la producción mundial (Inspecciones API).....	109
Tabla 3.10-Datos de la producción mundial – Variables geométricas.....	110
Tabla 3.11-Factores de corrección $K_{e\ des}$ y $K_{y\ des}$ .....	114
Tabla 3.12-Determinación de la presión de referencia $P_M$ .....	143
Tabla 3.13-Determinación de las variables $P_o$ y $F_{eff}$ .....	149
Tabla 4.1-Gradiente del gas como función de la profundidad.....	159
Tabla 5.1-Factores de diseño mínimos típicos.....	184
Tabla 5.2-Cargas de perforación para revestidores y liners.....	192
Tabla 5.3-Ajustes para liner de perforación (falda).....	193
Tabla 5.4-Ajustes para liner de producción (falda).....	193
Tabla 5.5-Casos de carga de producción para revestidores y liners.....	193
Tabla 5.6-Grupos de revestidores.....	197
Tabla 6.1-Datos de propiedades del revestidor.....	207
Tabla 6.2-Presiones como función de la profundidad.....	217
Tabla 6.3-Factores de diseño a partir de la capacidad del revestidor.....	220

## INTRODUCCIÓN

La construcción de un pozo para la producción de petróleo es un proceso que requiere conocimientos especializados en áreas como física, química, geología, hidráulica y ciencia de los materiales, además de experiencia en campo. En los últimos años con el uso de nuevas tecnologías los ingenieros han adquirido un entendimiento más profundo sobre las variables que actúan en el levantamiento de estas estructuras. Es un proceso que está muy atado al aumento de la productividad, la disminución de riesgos operativos, el cuidado del ambiente y la optimización en general. Los pozos para la producción de petróleo y gas son sistemas complejos con gran número de componentes, entre ellos los más importante desde el punto de vista estructural son los revestidores o *casing*, estos son tuberías cilíndricas generalmente de acero que se introducen en el hoyo perforado para ofrecer estabilidad y aislar las zonas de producción de la formación. Las sartas de revestimiento evitan que las paredes del pozo se desmoronen y se produzcan surgencias de agua o de gas que entorpecerían el progreso de la perforación o que podrían dañar las arenas productivas. Constituyen además conductos confiables para los diversos fluidos y proveen un soporte estructural para instalar equipos de seguridad e instrumentos de medición y control, la colocación de los revestidores crea las condiciones necesarias para el corrido de la tubería de producción o *tubing* por donde finalmente fluirá el crudo.

Un sistema de revestidores puede terminar cubriendo enormes trayectorias en la formación, tanto rectas como curvas, encontrándose con ambientes muy hostiles como altos gradientes de presión, altas temperatura o atmósferas muy corrosivas. Para tener una idea de la magnitud del problema se puede acotar que un revestidor puede llegar a alcanzar los 18000 pies (5,5 km) de profundidad, en algunas plataformas costas afuera (*offshore*) pueden llegar hasta los 23000 pies (7 km). En 2012 la empresa *Exxon Neftegaz Limited* estableció en Rusia el record mundial de perforación (profundidad medida) alcanzando los 40,600 pies (12,3 km) de trayectoria. La tendencia en la actualidad es el aumento de estos valores dada la depleción natural de

los pozos tradicionales que ha obligado a comenzar a explotar los pozos de arquitectura compleja. Las tuberías de revestimiento deben soportar diferentes estados de carga durante su asentamiento, cementación y operaciones de producción, la mayoría pueden clasificarse como cargas axiales, presiones internas (cargas de estallido) y presiones externas (cargas de colapso). Existen también otros factores secundarios que pueden ser limitantes en la selección de los revestidores, estos incluyen desgaste de la tubería, corrosión, vibraciones, y efectos del cañoneo. Todas estas cargas pueden presentarse en la tubería de manera aislada o de forma simultánea y en gran número de combinaciones, el sistema debe ser capaz de soportar todas estas situaciones de manera segura durante toda la vida útil del pozo. La mayoría de las fallas documentadas se producen debido a que la tubería fue expuesta a cargas para las cuales no fue diseñada, estas fallas son llamadas fallas *off-design*.

En el proceso de diseño es necesario conocer el propósito del pozo, las secciones geológicas, el tipo de cementación, el programa de perforación propuesto, la tasa de producción esperada, los tipos de tuberías y conexiones disponibles así como las regulaciones ambientales y de seguridad. Para el desarrollo de una solución factible el sistema de revestidores debe considerarse como parte de todo un programa de perforación. Dado la cantidad de variables involucradas y la forma como estas se interrelacionan, la filosofía para diseñar estos tubulares es un tanto diferente a la filosofía usada en otras estructuras. El diseño generalmente se hace en múltiples etapas, si pudiéramos hacer alguna analogía con otras áreas de la ingeniería sería lo que los desarrolladores de software llamarían “proceso de refinamiento con retroalimentación cíclica”, es decir, una vez obtenida una solución básica pasaríamos a una versión mejorada, verificando en cada paso la calidad del diseño. Esta calidad está determinada por dos parámetros que son la seguridad y los costos, en ese orden de prioridad.

Es importante reservar algunas líneas para decir que en la última década el cuidado del ambiente se ha posicionado como la prioridad número uno, especialmente luego del accidente en el 2010 de la plataforma *Deepwater Horizon* en el Golfo de México que derramo seis veces más crudo que el célebre accidente del



*Exxon Valdez* y que obligó la revisión de las normas de seguridad en casi todas las ramas de la industria.

El objetivo de este proyecto de investigación es describir una metodología que genere el mayor control posible sobre las diversas variables que intervienen en el proceso de diseño de revestidores y que sea capaz de balancear tanto aspectos teóricos como prácticos. Además pretende recoger avances recientes en el área con aplicación factible al problema de estudio, permitiendo establecer una nueva filosofía de diseño sobre la cual se puede trabajar y establecer mejoras. Todo esto orientado a generar soluciones menos simplificadas que se adapten a las necesidades de la industria local, y que permitan dar un tratamiento exhaustivo al problema del diseño de revestidores para pozos de arquitecturas complejas.

En el capítulo segundo se provee la información necesaria para caracterizar un revestidor según sus propiedades geométricas y mecánicas. El capítulo tercero es el corazón de esta investigación, en este, un estudio detallado de los criterios de falla de los revestidores es hecho, se hace una comparación directa entre los modelos tradicionales y los modelos alternativos. Finalmente un método totalmente actualizado y considerablemente robusto es propuesto, la secuencia lógica para su solución es provista de manera que sea manejable para cualquier usuario. En el capítulo cuarto se analizan los casos de carga estándar que se imponen sobre los revestidores. Dado que en el diseño del tubular se debe comparar un valor teórico de resistencia contra un valor de carga esperado, un análisis en paralelo de estos dos aspectos debe hacerse para determinar el grado de incertidumbre global en el diseño. En el capítulo quinto se propone la metodología general de diseño que relaciona los aspectos del capítulo tercero y cuarto, un procedimiento final basado en una filosofía de diseño más efectiva es planteado. En el capítulo sexto se analizan algunos casos prácticos que muestran el grado de avance logrado y el verdadero potencial detrás de los nuevos modelos. En el último capítulo se detallan las conclusiones pertinentes, se hacen recomendaciones sobre cómo manejar la nueva propuesta y como hacer mejoras sobre esta para hacerla más robusta

## **CAPITULO I**

### **PROYECTO DE INVESTIGACIÓN**

#### **1.1. Motivación**

La principal industria de Venezuela es la industria de los hidrocarburos y desde muchos puntos de vista es una de las más importantes del mundo. Venezuela es un país esencialmente monoprodutor, más del ochenta por ciento de los fondos con que cuenta el estado para realizar sus diferentes actividades provienen de las ventas que se hacen al exterior del petróleo extraído, por tanto cualquier esfuerzo dirigido hacia la mejora de la industria petrolera será un esfuerzo a favor del aumento del nivel de vida de la nación. Encontrar áreas específicas del negocio petrolero donde se pueda innovar y realizar mejoras, es una tarea fundamental que debe plantearse, esta idea cobra mayor relevancia en un sector que es cada vez más competitivo. Siendo consecuentes los nuevos desafíos deben ser vistos como una oportunidad para desarrollar conocimiento y experiencia propia. Este proyecto se centrará en la etapa de producción de petróleo, específicamente en el proceso de diseño de los revestidores para la construcción de los pozos. Es un área que en los últimos años ha requerido de conocimientos especializados en función de lograr diseños detallados que hagan posible el levantamiento de pozos de arquitectura compleja, entiéndase pozos con trayectorias inclinadas, pozos profundos, pozos para crudos pesado y extrapesados, entre otros.

En la industria la mayoría de los diseños de revestidores se hacen utilizando software convencionales, esto agiliza el proceso y disminuye de manera significativa potenciales errores de cálculo, pero puede alejar al diseñador del verdadero entendimiento de la ciencia detrás del problema, limitándolo a actuar como usuario. Al no conocer con certeza todas las consideraciones hechas en el desarrollo de la metodología que sustenta la herramienta computacional (es información que se reservan los desarrolladores) esta práctica no fomenta el desarrollo de criterio. Por tanto afecta la capacidad del ingeniero para hacer un diseño de calidad,

especialmente si se encuentra ante problemas complejos. Otra vertiente del uso de estos software es que por razones comerciales principalmente suelen ser de aplicación general, los desarrolladores crean productos con la robustez y versatilidad suficiente como para lograr colocarlos en el mayor número de mercados posibles, esto se traduce en la pérdida de rigurosidad de los mismos. En muchos diseños complejos la implementación de estas herramientas puede ser insuficiente, ya que no generan resultados óptimos.

La industria petrolera venezolana presenta espacios donde se justifica el desarrollo de soluciones propias. Tal es el caso de los pozos en la faja petrolífera del Orinoco (FPO), se designa con este nombre a una gran franja de aproximadamente 45000 km cuadrados, que va desde Tucupita en el territorio federal Delta Amacuro hasta el Baúl en el estado Cojedes. Debido a los grandes volúmenes de petróleos pesados y extrapesados que se encuentran en esta área (300000MMBB) la FPO representa el futuro de la industria petrolera nacional. Los crudos que se encuentran en estos campos presentan movilidad reducida con una gravedad de unos 8 a 18 grados API, haciendo necesaria la aplicación de técnicas especiales para su extracción. A pesar de que cada pozo presenta características particulares, es posible reconocer algunos efectos en común sobre los revestidores, como la flexión y el arrastre debido a la aplicación de trayectorias inclinadas, los efectos térmicos producto de la estimulación con vapor, los efectos de la corrosión, el gran número de fallas en las conexiones, entre otros. Es posible desarrollar una metodología más cercana a las necesidades de la industria venezolana, que abarque aquellas áreas que no son cubiertas por los modelos tradicionales, estas metodologías deben hacer énfasis precisamente en las particularidades mencionadas. Con este enfoque en zonas como la FPO se combinan la necesidad de generar soluciones detalladas y la incapacidad de los modelos tradicionales de proveerlas, por los que constituyen verdaderos nichos donde es posible innovar y generar soluciones competitivas. Con avances significativos en la predicción de la resistencias de los OCTG (*Oil Country Tubular Goods*) más cercanos a un diseño de estado límite (LSD) y el desarrollo de modelos menos simplificados para la predicción de las cargas a los que son

sometidos, se ha generado en el proceso de diseño nuevas áreas de maniobras que pueden ser controladas utilizando aún métodos analíticos. Inclusive si se plantea la implementación de un diseño basado en confiabilidad el desarrollo de estos nuevos modelos es un paso previo que debe darse, por ejemplo en la caracterización de la distribución de probabilidad de las diferentes resistencias de la tubería (colapso, estallido, tensión) no sería conveniente utilizar las funciones tradicionales basadas en un esfuerzo permisible cuando se pueden tener a disposición estas nuevas funciones que directamente llegan al límite estructural de la tubería. Podría decirse que estos modelos representan un escalón necesario hacia el desarrollo de métodos probabilísticos más potentes.

Una última motivación de orden institucional. El proceso de diseño de revestidores a pesar de que es una actividad muy especializada tiene un peso específico importante y es más común de lo que podría parecer. Para probar esto podemos decir que en 1999 la empresa estatal venezolana PDVSA perforó entre completados y abandonados 770 pozos (cifras PDVSA), en el 2007 perforó 1600 pozos y para el año 2012 se tenían planeados perforar 2500 pozos. Suponiendo que dicha meta fuera alcanzada implicaría que harían falta aproximadamente el mismo número de programas de revestidores, lo que constituye un problema de magnitudes considerables. Como el diseño de estos tubulares en su núcleo es un diseño de tipo mecánico, la Escuela de Ingeniería Mecánica (EIM) de la Universidad Central de Venezuela (UCV) tiene mucho por ofrecer, por ejemplo desarrollar una metodología propia altamente especializada que pueda concluir en una herramienta computacional. Esta institución incluso ofrece una especialización en diseño de tuberías. Cabe destacar que la última guía de diseño de revestidores de producción nacional (Manual de PDVSA) data del año 2000, es decir ya hay más de una década de acumulación de conocimiento teórico-práctico. Algunas investigaciones relacionadas con revestidores ya se han hecho en la EIM, aportes hechos por estos trabajos (Ciccola, 1999) han sido tomados en cuenta recientemente en normas del *American Petroleum Institute* (API). A pesar de esto no han podido ser articuladas a una metodología global, con una base lo suficientemente sólida y actualizada.

## 1.2. Planteamiento del problema

El proceso de diseño mecánico de los revestidores involucra la comparación entre el valor teórico de la resistencia de la tubería y el valor estimado de las cargas a los cuales se someterá. Independientemente si usamos un enfoque determinístico o uno probabilístico el objetivo fundamental es asegurar con suficiente nivel de confianza que la resistencia excederá la demanda durante toda la vida útil del pozo. Cuando se aplica un método determinístico el diseño se hace definiendo de manera arbitraria un factor que satisface la siguiente relación:

$$\text{Carga} * \text{Factor de diseño} \leq \text{Resistencia}$$

El enfoque tradicional que se ha aplicado en la industria del petróleo y gas ha sido el de no ser muy sofisticados a la hora determinar estos tres elementos. Los diseños se hacen en función de una serie de estimaciones hechas por el *American Petroleum Institute* (API) y condiciones de cargas básicas. La aplicación de este método mostró cierta efectividad en el pasado con pozos sencillos. Utilizando modelos matemáticos simples fue capaz de generar soluciones que aunque históricamente eran conservadoras podían ser justificadas económicamente. Con la evolución natural del negocio petrolero surgió la necesidad de construir pozos con arquitecturas complejas para los cuales el método tradicional no presenta la robustez suficiente. El comportamiento de los revestidores bajo condiciones de esfuerzo es un problema de resistencia de materiales, el API ha desarrollado una serie de formulaciones que han sido usadas ampliamente por la industria para predecir la capacidad de una tubería con determinadas características. El API Bull. 5C3 (1994) y el API Spec. 5CT (2005) son reportes técnicos que ofrecen ecuaciones específicas para el cálculo de resistencias a la tensión, presiones internas (estallido), presiones externas (colapso), esfuerzos triaxiales y resistencia en las uniones, además proporciona plantillas para evaluar propiedades físicas. Debe tenerse en cuenta que estos boletines son modificados cada cierto tiempo, es importante para los

diseñadores asegurarse de que están utilizando la data actualizada y las formulas en sus versiones más recientes. Existe siempre debate acerca de que si las formulaciones hecha por API son las mejores bases teóricas para computar algún parámetro de resistencia en particular, cuando a nivel industrial se presentan estos casos cada compañía debe realizar sus propias evaluaciones acerca de la naturaleza conservadora o rigurosa de los modelos presentados por API, enfocándose en las particularidades de los pozos que se van a trabajar. Estas discrepancias se producen cada vez con mayor frecuencia debido a que las soluciones propuestas por API en sus boletines históricos no satisfacen las nuevas necesidades de la industria.

La explotación de pozos profundos y la aplicación de trayectorias inclinadas imponen sobre los tubulares cargas significativamente mayores, como resultado se requiere que estos operen a niveles cercanos a sus límites estructurales para obtener programas de construcción rentables. La mayoría de las guías proporcionadas por API se basan en análisis simples de esfuerzos uniaxiales y sus criterios de falla definen más bien un esfuerzo permisible, en afinidad con un método WSD (*Working Stress Desing*). Desde principios de los años 90's se han logrado fabricar materiales (aceros) de mejor calidad y se han producido avances significativos en la manufactura de OCTG (*Oil Country Tubular Goods*), esto aunado a la necesidad de diseños óptimos de revestidores (mínimo costo y máxima seguridad) ha hecho posible que las bases teóricas para determinar sus capacidades sean replanteadas. En publicaciones recientes como lo trabajos de Tamano (2006) de la *Nippon Steel Corporation* y Klever (2010) de la *Shell International Exploration and Production Company* es común encontrar correlaciones que pueden constituir una verdadera alternativa a los estándares tradicionales del API. Estos avances son afines a un enfoque LSD (*Limit State Desing*) y han comenzado a ser tomado en cuenta por instituciones como la ISO. A pesar de que se cuenta con las capacidades analíticas para evaluar el comportamiento teórico de las tuberías, existe gran incertidumbre respecto a las condiciones de carga, y el estado in-situ de la tubería. Son en estos aspectos donde la mayoría de filosofías de diseño difieren, el método convencional utiliza el concepto de carga máxima, en este se estudian las posibles situaciones operacionales a la que

estará sometida la tubería para luego determinar la que generará las condiciones más críticas y hacer el diseño en base a esta. Por otro lado un enfoque de vida de servicio supone a la tubería cementada como el estado base de esfuerzos, una vez que el cemento ha fraguado cualquier cambio que ocurra en el pozo generará esfuerzos adicionales en el conjunto cemento-revestidor. Los factores de diseño se aplican para lograr cierto balance, son usados como prevención ante variables desconocidas o no tomadas en cuenta en el estudio. No existen normas universalmente aceptadas para determinar el mejor valor de estos, si se analizan el rango que muchas compañías operativas utilizan (bandas relativamente pequeñas) puede demostrarse que el factor de diseño correcto es algo subjetivo. La elección de este coeficiente no es un procedimiento menor y para hacerlo es necesario conocer las suposiciones hechas en los modelos que estiman cada modo de carga.

En el desarrollo de un programa de revestidores el diseñador debe encarar el problema de decidir qué factores adicionales debe tomar en cuenta y como estos deben ser incorporados a las técnicas de diseño normalmente usadas, esta dificultad se ve justificada cuando se tiene en cuenta que el objetivo principal es crear un sistema de revestidores efectivo. Al hacer consideraciones de seguridad fácilmente podríamos caer en requerimientos como grandes espesores de pared o grados de tuberías altos que harían económicamente imposible nuestro diseño o que impedirían físicamente la construcción del pozo, por otro lado un revestidor incapaz de resistir las condiciones de servicio puede provocar la pérdida total del pozo. En la actualidad el uso de trayectorias inclinadas ha hecho factible económicamente la construcción de gran número de pozos, principalmente porque permiten obtener mayores volúmenes de producción, además de constituir la mejor alternativa para proteger el ambiente. La aplicación de estas trayectorias se traducen en condiciones de cargas más severas para los tubulares, aspectos que eran desestimados en los pozos verticales o que eran englobados en factores de diseño más generales comienzan a tener relevancia, como resultado es más complicado cumplir con los requerimientos de diseño. El mejor diseño técnico-económico se logra conociendo lo más exactamente posible las cargas sobre los tubulares y la resistencia a las mismas.

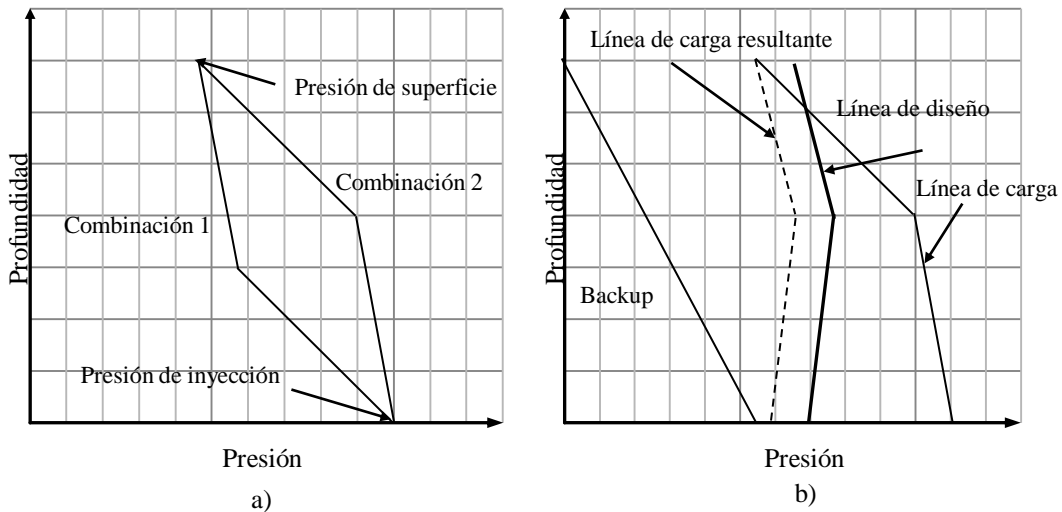
### 1.3. Antecedentes

Un primer procedimiento sistemático de diseño fue propuesto por Prentice (1970), en su artículo “*Máximum Load Casing Design*”, el objetivo era lograr un diseño más robusto para controlar de manera confiable las zonas anormales de presión de la formación, la pérdida de circulación y la pega por diferencial de presión. El autor reconoció las incertidumbres que se tienen a la hora de considerar los casos de carga, recomendó que para hacer una evaluación apropiada cada tipo de revestidor debería ser considerado por separado. Estos tipos son el revestidor superficial, revestidor intermedio, revestidor intermedio con liner, liner y revestidor de producción. Desarrolló su procedimiento alrededor del revestidor intermedio, a partir del cual se migraría hacia otro tipo de revestidores haciendo algunas variaciones. Los casos de carga considerados eran los que generan las mayores sollicitaciones los revestidores, es decir las cargas máximas. El autor desarrolló un procedimiento esencialmente gráfico, dichas representaciones permiten conocer las cargas actuantes para cada incremento de profundidad.

Para evaluar las presiones internas, los valores límites de estallido en la superficie del pozo (presión de superficie) y en el fondo del hoyo (presión de inyección) deben ser determinados. El límite en la superficie es arbitrario, se establece igual a la presión estimada de operación del equipo usado en la superficie. El límite en el fondo del hoyo puede ser calculado y es igual al gradiente de fractura de la formación inmediatamente debajo de la zapata del revestidor más un factor de seguridad. Con los puntos límites calculados, la máxima línea de estallido puede entonces trazarse como función de la profundidad vertical verdadera, como el caso crítico ocurrirá cuando los puntos límites se satisfacen de forma simultánea la sobrecarga será provista necesariamente por condiciones de una arremetida. Se toma en cuenta también la presencia de fluidos de diferentes densidades en el hoyo (lodo de perforación y al fluido de la formación) y como estos están dispuestos, se evaluaron todas las posibles combinaciones y se eligió la que genera mayor carga, en el caso de la figura 1.1a es la combinación dos, que en la figura 1.1b es la línea de carga.



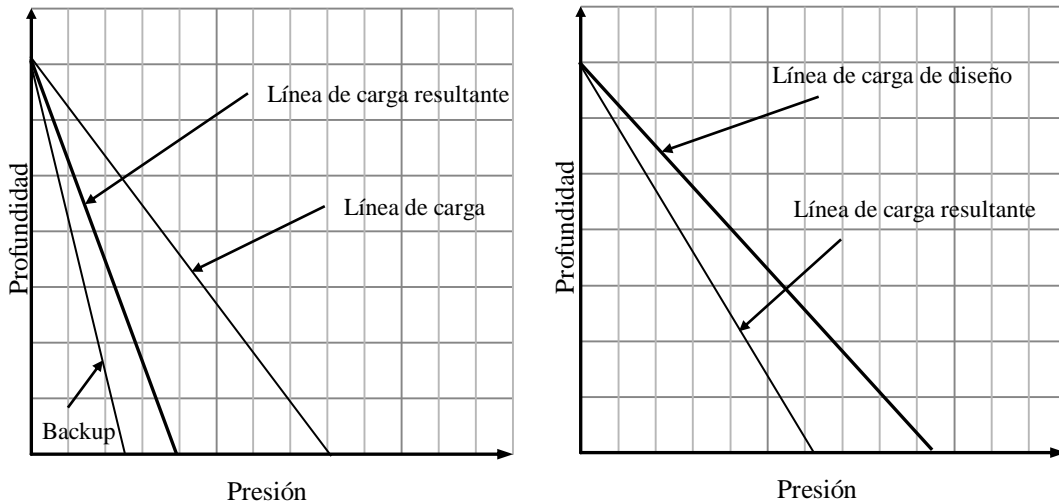
Como es común encontrar una presión externa de respaldo (*Backup*) se corrige la línea de carga y se obtiene la línea de carga resultante, luego si se aplica un factor de seguridad y se corre esta última en un valor fijo hacia la derecha (aumentando la carga). El resultado final es la línea de carga de diseño, que es el caso de carga máxima que deberá ser comparado con la estimación de la resistencia de la tubería, la cual también puede ser superpuesta en la gráfica para una comparación visual. Al finalizar esta fase el diseñador tendría una solución tentativa contra estallido, que incluye el grado, el peso, el número y longitud de las secciones necesaria.



**Figura 1.1:** Derivación de la carga máxima de estallido según Prentice

La evaluación de las cargas de colapso siguió un procedimiento análogo, es necesario determinar el perfil de presión interna y externa. El peor caso establecido por Prentice (1970) se produce cuando se atiende una pérdida de circulación y la columna interna de fluido disminuye. La presión de colapso es impuesta por el fluido de mayor densidad que se encuentre en el espacio anular, pudiendo ser fluido de perforación o la mezcla para la cementación. Debido a que las secciones más bajas de la tubería son las que se ven afectadas por el colapso, el autor considero válido suponer la carga de respaldo (*Backup*) como la presión hidrostática que ejerce una columna de agua salada. Al igual que para el estallido el *Backup* (en este caso una

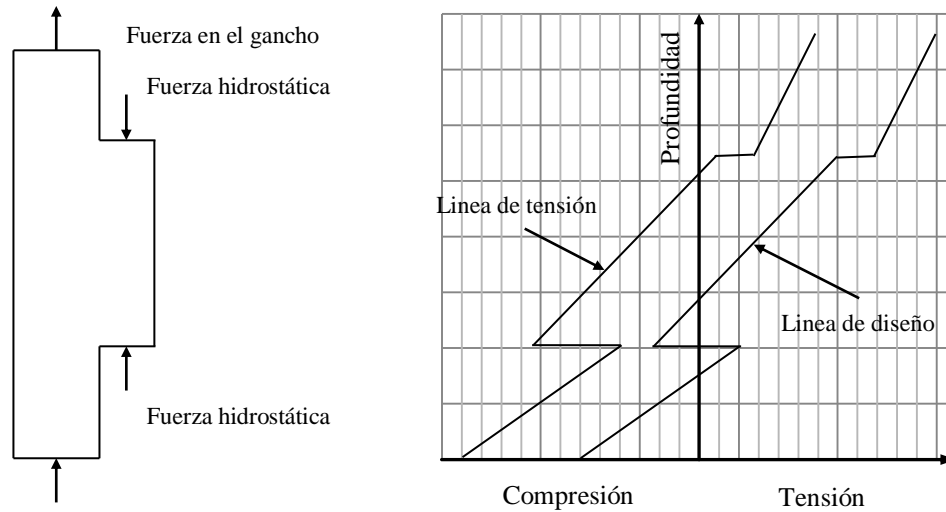
presión interna) afecta la línea de carga inicial y define una carga resultante, que luego es corregida por un factor de diseño (se usó 1.1) y genera finalmente la línea de carga de diseño que es la que debe ser utilizada en los cálculos ya que presenta cierto nivel de confiabilidad. La resistencia al colapso de los revestidores obtenidos luego del diseño por estallido, deben ser superpuesto en la nueva gráfica para verificar si cumplen con las condiciones de colapso. En caso de ser negativa la verificación un aumento de grado debe hacerse. Al finalizar esta etapa se obtiene la solución contra estallido y colapso.



**Figura 1.2:** Derivación de la carga máxima de colapso según Prentice

El último modo de carga que fue definido por Prentice (1970) es el de tensión. Este es generado por el propio peso de la tubería, adicionalmente se tomaron en cuenta los efectos de la flotabilidad que antes eran ignorados por la forma en como estos se aplicaban sobre la tubería y debido al hecho de que afectaban los cálculos de colapso y estallido. El efecto de la flotabilidad es una reducción de la tensión equivalente sobre el revestidor, puede calcularse como el producto de la presión hidrostática a determina profundidad y el área horizontal expuesta por el revestidor en dicho punto. Una vez que la magnitud y locación de estas fuerzas son determinados la

línea de carga de tensión, tanto positiva como negativa puede ser construida gráficamente (ver figura 1.3). Es de notar que la gráfica permite ver que partes del revestidor se encuentran en compresión. Para determinar la línea de diseño se utilizó un factor de diseño de 1.6 y una sobretracción arbitraria de 50000lb lo que evidencia la gran incertidumbre para el caso de tensión.

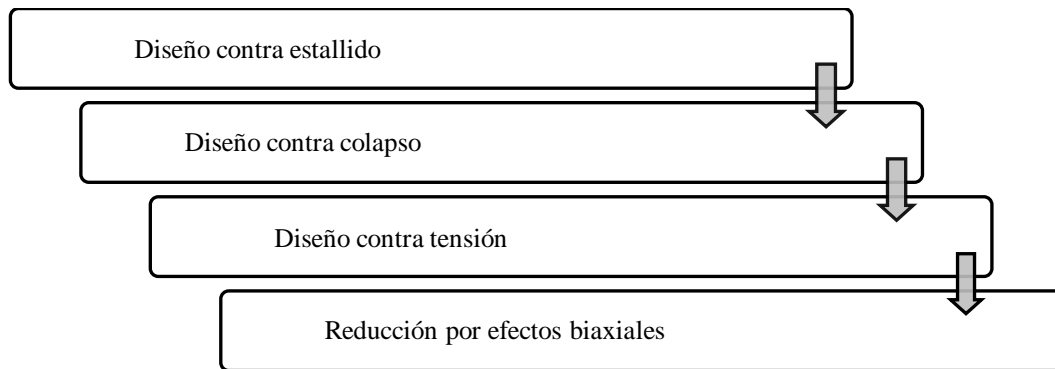


**Figura 1.3:** Derivación de la cargas de tensión según Prentice

Prentice (1970) desarrollo solo la parte del cálculo de los casos de carga, para el diseño general propuso una secuencia para generar diseño al menor costo posible. Las presiones internas deben considerarse primero, dado que el estallido dicta el diseño para la mayoría de la tubería. Las consecuencias de una falla por estallido pueden ser considerablemente más graves que cualquier otra falla. Luego las cargas de colapso deben ser evaluadas y las secciones del revestidor deben ser mejorada (aumentar el grado) de ser necesario. Una vez que los pesos, grados y longitudes de sección han sido determinados para satisfacer los requerimientos de diseño para estallido y colapso, la tensión puede ser evaluada. Nuevamente la tubería puede ser mejorada y el tipo de conexiones determinadas. El paso final es calcular la reducción por tensión y compresión (cargas biaxiales) en la resistencia al colapso y estallido

usando la elipse de Holmquist (1939). Si las cargas aplicadas sobrepasan a estas reducciones entonces debe aumentarse finalmente el grado de la tubería.

Eligiendo los grados y pesos de revestidores menos costosos para satisfacer la carga de estallido y luego mejorando la tubería solo en caso de ser necesario y siguiendo la secuencia establecida en la figura 1.4 se obtiene un diseño reducido en costo que es capaz de satisfacer las cargas máximas. Las consideraciones generales en este modelo son basadas en las condiciones encontradas en los pozos del Golfo de México.



**Figura 1.4:** Secuencia de diseño según Prentice

Las primeras directrices para el desarrollo de una metodología alternativa para el diseño de revestidores son expuestas por Klementich (1986) en su artículo “*A service life model for casing strings*”. En este hacen una extensa revisión de las limitaciones que tiene la aplicación del método convencional. Proponen un nuevo modelo basado en la vida de servicio de los revestidores que sea aplicado a cualquier caso de diseño, pero que sea especialmente útil en pozos profundos y de altas presiones. Debe tomar en cuenta variables significativas y precisar un método de análisis sencillo que permita obtener diseños óptimos de revestidores. Los revestidores deben soportar no solo las cargas durante el corrido, la cementación y altos diferenciales de presión de estallido y colapso sino también deben considerar los cambios de temperatura.

En esta publicación se propone que la evaluación del desempeño de la tubería debe comenzar en la fase de cementación, una vez que el cemento ha fraguado cualquier cambio en las condiciones del pozo generará cargas adicionales en el cuerpo del revestidor y en las conexiones que alterara significativamente el estado inicial de esfuerzos. La magnitud del cambio en las cargas es una función de las propiedades del cemento, por tanto el revestidor cementado es considerado como “el caso base” sobre el cual los subsecuentes cambios llamados “casos agregados” serán impuestos. La combinación del caso base y el caso agregado generan las carga de servicios que a su vez determinan la vida de servicio del revestidor.

Los autores reconocieron que los esfuerzos generados en los revestidores son de naturaleza triaxial, y sugieren la teoría de la máxima energía de distorsión como el mejor criterio de falla en detrimento de los modelos uniaxiales convencionales que no ofrecen resultados realistas. A partir de este punto proponen que el diseño debe hacerse a dos niveles distintos uno simplificado que incluye el uso de las ecuaciones históricas de API (adoptadas a comienzo de 1960) y otro más robusto que debe corregir el primero basado en análisis multiaxiales de esfuerzos que incluya los efectos de la temperatura y el pandeo.

Se hace mención por primera vez a resultados experimentales positivos obtenidos con el uso de ecuaciones que toman en cuenta variables no convencionales como la ovalidad de la tubería en el cálculo de la resistencia al colapso, refiriéndose a los primeros trabajo de Tamano (1983). Esto como una manera de arrojar luz sobre las discrepancias que existen entre las capacidades afirmadas por los proveedores en sus grados patentados y las capacidades según API. Expone el caso emblemático de los grados 95 de alta resistencia al colapso para el cual se vendieron más de 4,5 millones de pies a principio de la década de los ochenta, la capacidad que sugerían los fabricantes superaba las capacidades API hasta en un 30%. Se concluyó que sin importar lo afirmado por los proveedores, a menos que este sustentado por propiedades mecánicas verificables (examinables) y adecuadas pruebas estadísticas, solo las estimaciones API deben ser usadas en el diseño de los revestidores. Los

principios de un diseño correcto de ingeniería que sea confiable no deben traspasados por promesas de marketing no comprobables.

En un segundo artículo llamado “*An Expert System for Casing String Design*” Klementich (1990) abarcan otra etapa de su propuesta, relacionada con la optimización y automatización del proceso de diseño, extienden la idea introducida en su artículo anterior sobre la implementación de herramientas computacionales. Desarrollan un sistema experto según los principios de Giarratano (1989), este es un programa inteligente que utiliza conocimiento y procedimientos inferenciales en la resolución de problemas que son lo suficientemente difíciles como para requerir de una experiencia humana importante, como lo es el caso de los revestidores. El conocimiento necesario para actuar de cierta forma puede considerarse como un modelo de la experiencia de los mejores expertos del campo de diseño de revestidores.

El sistema experto funciona como un extremo frontal al modelo analítico sofisticado y técnicamente robusto. Basado en un número limitado de datos de entrada, el sistema experto genera condiciones de servicio que dependen de la función del revestidor, ya sea el conductor, el superficial, el protector (intermedio) y el de producción, de criterios de diseño incluyendo grados de acero, conexiones y diámetros de hoyo para consideraciones de pandeo. La información general que se suministra es el tipo de pozo (exploración ó desarrollo), el tipo de geología (roca dura o sedimentos) y el ambiente de perforación (*offshore u onshore*). El sistema experto no diseña en sí el revestidor, esto lo hace el modelo analítico. Cuando se sigue el procedimiento presentado el diseñador puede usar “ciegamente” la data generada (diseñador no experto) y dejar que el modelo analítico produzca el resultado, o puede interferir (diseñador experto) modificando la data y luego reintroduciéndola en el modelo analítico. La aplicación del conjunto sistema experto-modelo analítico permitió:

- Reducir al mínimo la cantidad de datos de entradas para el programa de diseño

- Estandarizar el proceso de diseño.
- Generar un diseño optimizado en costos considerando la metodología API y el criterio de esfuerzo de Von Mises
- Reducir al mínimo las fallas *off-design*
- Agilizar el proceso de diseño, reduciendo el tiempo que se aplica para hacer cálculos repetitivos
- Permitir a diseñadores con menos experiencia resolver problemas de mayor complejidad
- Mejor manejo del riesgo asociado a la completación de los pozos
- Mejoramiento del proceso de análisis post-fallas.
- Mejor transferencia de la información entre diferentes departamentos asociados a la construcción de los pozos.

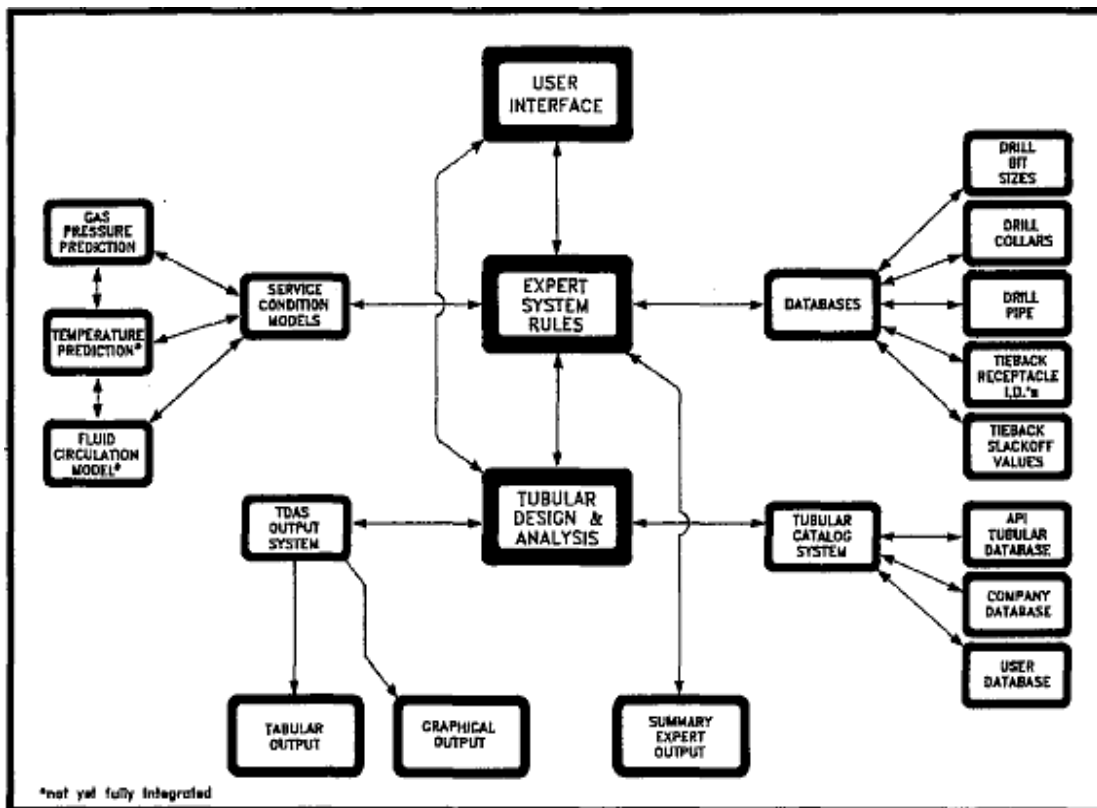


Figura 1.5: Esquema del sistema experto desarrollado por Klementich.

## **1.4. Objetivos**

### **1.4.1. Objetivo General**

Se plantea como objetivo general de este trabajo el desarrollo de un método analítico menos simplificado para el diseño de las tuberías de revestimiento en el proceso de construcción de pozos para la producción de petróleo, tomando en cuenta variables y procedimientos no convencionales y que sea capaz de generar soluciones más rigurosas.

### **1.4.2. Objetivos Específicos**

- Estudiar detalladamente las diferentes filosofías de diseño de orden determinístico aplicadas al problema de los revestidores, estableciendo una comparación con otros tipos de diseños basados en confiabilidad.
- Documentar a fondo sobre aspectos fundamentales de las tuberías de revestimiento como: proceso de manufactura y propiedades mecánicas.
- Analizar los modelos que permite evaluar el desempeño de las tuberías de revestimiento bajo las siguientes condiciones de carga: tensión, presiones internas (estallido), presiones externas (colapso) y esfuerzos multiaxiales.
- Identificar los diversos casos de cargas a los que son sometidos las tuberías de revestimiento durante la construcción y vida útil del pozo
- Indagar sobre nuevos modelos desarrollados que tengan aplicación factible en el diseño de revestidores de pozos, determinando además la compatibilidad de dicho modelos con los usados comúnmente en la industria
- Evaluar los efectos del uso de trayectorias inclinadas y de la estimulación con vapor sobre los revestidores y el proceso de diseño en general.
- Desarrollar una solución analítica conjunta que permita combinar el alcance de los diversos modelos en las distintas etapas del proceso de diseño.
- Validar la solución analítica utilizando datos de campo de pozos probados y software convencionales.



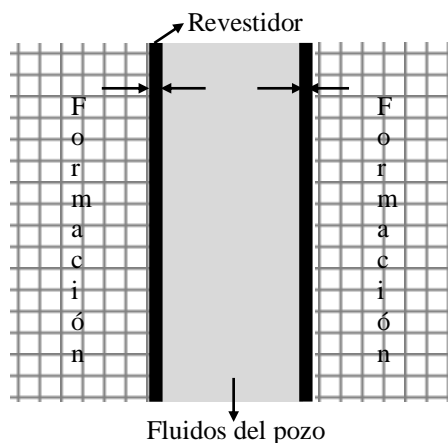
## CAPITULO II

### ASPECTOS GENERALES DE REVESTIDORES

#### 2.1. Definición

Los pozos para la producción de petróleo y gas son sistemas complejos con gran número de componentes, entre ellos los más importantes desde el punto de vista estructural son los revestidores o *casing*, estos son tuberías cilíndricas de acero que se introducen en el hoyo perforado para ofrecer estabilidad y aislar las zonas de producción de la formación (ver figura 2.1). Las sargas de revestimiento evitan que las paredes del pozo se desmoronen y se produzcan surgencias de agua o de gas que entorpecerían el progreso de la perforación o que podrían dañar las arenas productivas. Constituyen además conductos confiables para los diversos fluidos y proveen un soporte estructural para instalar equipos e instrumentos de medición y seguridad, la colocación de los revestidores crea las condiciones necesarias para el corrido de la tubería de producción por donde finalmente fluirá el crudo. Muchas otras funciones pueden ser atribuidas a los revestidores pero todas se desprenden de los siguientes tres propósitos

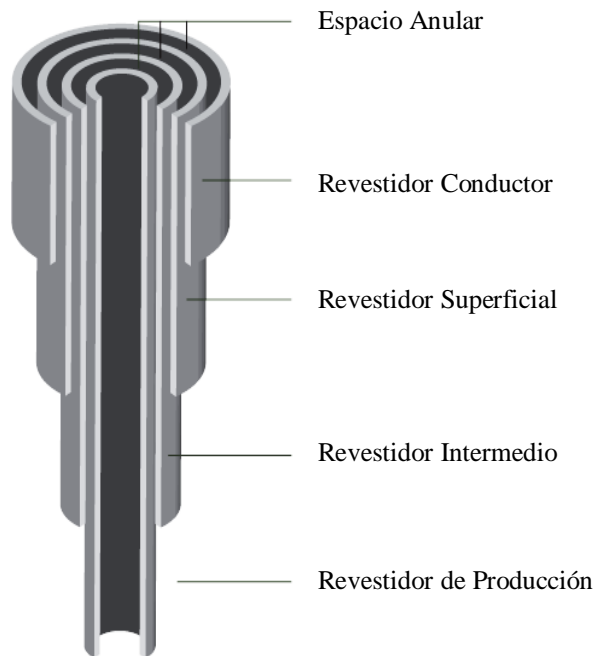
- Mantener la integridad estructural del hoyo.
- Mantener los fluidos de la formación fuera del hoyo.
- Mantener los fluidos introducidos en el hoyo fuera de la formación.



**Figura 2.1:** Interfaz formación-revestidor-hoyo

## 2.2. Tipos de Revestidores

Diversas condiciones se presentan a medida que se va perforando la formación, consecuentemente los pozos son revestidos en etapas, para diferentes profundidades se necesitan diferentes tamaños de revestidores. Existen varios tipos para construir un pozo, básicamente cinco: el conductor, el superficial, el intermedio, el de producción y los liners, cada uno con funciones particulares. Estas tuberías son fijadas durante el proceso de cementación, generalmente se disponen de forma telescópica y una o dos de ellas pueden omitirse dependiendo de las condiciones de perforación (ver figura 2.2). Un sistema de revestidores puede terminar cubriendo enormes trayectorias en la formación, tanto rectas como curvas, encontrándose con ambientes muy hostiles como altos gradientes de presión, altas temperatura o atmósferas muy corrosivas, para tener una idea un revestidor puede llegar a alcanzar hasta unos 18000 pies de profundidad, a tal efecto se introducen una serie de tubos (juntas) que se van uniendo sucesivamente con una conexión hasta lograr dicho nivel, el sistema debe ser capaz de soportar todas estas situaciones de manera segura y durante toda la vida útil del pozo.



**Figura 2.2:** Diferentes tipos de revestidores

En un principio se pensaría que es más fácil perforar el pozo a través de un solo hoyo desde la superficie hasta su profundidad final, inclusive con una mecha de diámetro pequeño. Sin embargo la presencia de zonas anormales de presión, formaciones no consolidadas, zonas de altas pérdidas de circulación, secciones inestables, entre otros, implican planificar el alcance del objetivo a través de varias secciones o revestidores de diferentes tamaños. El resultado es un diseño de pozo compuesto por una serie de revestidores de mayor a menor diámetro, cada uno de ellos aislando esas secciones problemáticas. Los tipos de revestidores más comunes se identifican de acuerdo a sus funciones y profundidades de asentamiento.

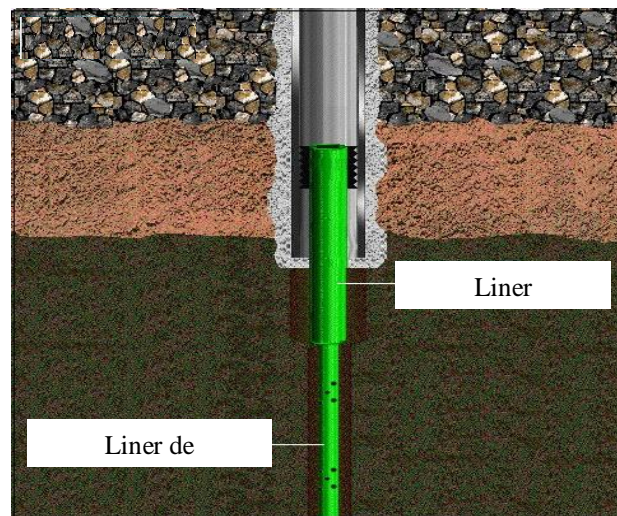
- **Revestidor Conductor:** representa la primera sarta que se introduce, normalmente se baja a profundidades que van desde los 90 a 500 ft y se cementa hasta la superficie o lecho marino según sea el caso. En formaciones blandas y plásticas el revestidor puede ser corrido mediante un proceso de hincado (percusión) con el uso de un martillo hidráulico, el cual reduce el número de golpes por pie de penetración a medida que se logra el punto de asentamiento final. En formaciones duras, un hueco de gran diámetro se perfora de manera convencional. Los diámetros normales de la tubería conductora oscilan entre 7 y 20 in. Este revestidor permite llevar el fluido de perforación del hoyo subsiguiente hasta la zaranda vibradora, sin erosionar los sedimentos superficiales que están por debajo del taladro y sus fundaciones. También puede ser utilizado para soportar algunas de las cargas del cabezal y se puede instalar sobre el un sistema desviador conjuntamente con una sistema impide reventones (BOP) para conducir el flujo hacia alguna distancia lejos del personal y del equipo en caso de encontrarse acumulaciones de gas a pocas profundidades.
- **Revestidor Superficial:** este revestidor aísla las secciones sedimentarias con gradientes de presión normal así como también evita el derrumbe de las formaciones no consolidadas o débiles que están debajo del revestidor conductor. Su función es proteger las formaciones de agua dulce de la

contaminación con lodo y otros fluidos indeseables. Estructuralmente soporta el peso de las sartas subsiguientes. Las profundidades de asentamiento de este revestidor oscilan entre 300 y 3500 ft, sus tamaños varían dependiendo del pozo (20, 13 3/8 y 10 3/4 in). En relación a su asentamiento este tipo de revestidor debe llegar hasta una zona de transición de presiones de poro, es decir se debe evitar alcanzar la zona de presiones anormales ya que podría exponerse el pozos a los grandes y riesgoso eventos de influjo, ruptura de la formación a nivel de la zapata del conductor e inclusive reventones. En caso de que ocurra una arremetida, el revestidor superficial debe permitir contener el influjo cuando se cierran los dispositivos impide- reventones, por ello la importancia del asentamiento de este revestidor en la zona de transición ya que allí se garantizan mejores valores de gradientes de fracturas

- Revestidor Intermedio: la función principal de este revestidor es la de controlar y cubrir formaciones con presiones de poros anormales para lo cual se requieren densidades de lodos mayores. A medida que el peso del lodo se incrementa se exponen las formaciones abiertas superiores al peligro de ser facturadas, por lo que el conocimiento del gradiente de fractura en la zapata debe ser debidamente determinado (mediante una prueba de integridad) a fin de conocer el máximo peso de lodo a ser utilizado en ese hoyo. Se presentan situaciones en las que se requiere un alto peso de lodo cuya tolerancia al compararse con el peso del lodo equivalente de fractura en la zapata es tan cercano, que obliga a correr este revestimiento prematuramente, para lo cual debe utilizarse otro revestidor de menor diámetro (protección) que aísle totalmente dicha zona presurizada. Este tipo de revestidores se corren generalmente entre 11000 y 12000 ft y sus diámetro varían entre 7 y 11 3/4 in.
- Revestidor de Producción: es tal vez, la sarta de revestimiento más crítica. A través de él el pozo será completado y finalmente controlado para su vida productiva. Su objetivo es proteger los intervalos productores para facilitar el

control apropiado del yacimiento y para prevenir el influjo de fluidos indeseables. Así mismo permite la producción selectiva en múltiples zonas y evita mediante adecuada cementación la comunicación entre los estratos gasíferos cercanos y la zona de producción. Su diámetro normal va desde 4 ½ a 9 5/8 y es asentado hasta la profundidad total del pozo. Dependiendo de la resistencia de la tubería intermedia, la de producción puede ser corrida desde el fondo hasta la superficie. En caso de que el revestidor de protección tenga la suficiente integridad, este revestidor puede ser colgado desde la base del revestidor anterior, reduciendo considerablemente los costos asociados.

- Liner: son tuberías que no alcanzan la superficie del pozo, sino que están suspendidas del fondo de otro revestidor. Usualmente son asentadas para sellar secciones problemáticas del pozo o a través de las zonas productoras por razones económicas. La mayor ventaja de los liners es que al ser de una longitud menor y un diámetro menor al resto de los revestidores resultan en un diseño de revestimiento más económico, además de aligerar la carga sobre el resto del sistema haciéndolo más seguro. Entre algunas complicaciones en su aplicación están la posibilidad de fugas a través de los colgadores y la difícil tarea de cementación primaria.



**Figura 2.3:** Uso de liners de producción

### **2.3. Manufactura de los tubulares**

Los tubulares usados en la industria del petróleo son por necesidad estandarizados. Hasta tiempos recientes las normas eran establecidas exclusivamente por el *American Petroleum Institute* (API) a través de varios comités y grupos de trabajo conformados por personal de la propia industria, tanto público como privado. Ahora la *International Organization for Standardization* (ISO) es la que parece estar tomando ese rol, aunque la mayoría de las normas ISO son versiones de normas API y viceversa. En este trabajo se hace referencia primeramente a las normas API, pero debe tenerse en cuenta que pueden haber normas idénticas, y en algunos casos normas más avanzadas bajo el nombre de la ISO.

Todas las tuberías con aplicación en la construcción de pozos incluidos los revestidores deben cumplir los requerimientos de la API Spec.5CT (2005), *Specification for casing and tubing* o su equivalente la ISO 11960, *Petroleum and natural gas industries-steel pipes for use as casing or tubing for wells*. Estas son las normas en la industria para la manufactura, prueba e inspección de OCTG, *Oil country tubular goods*. Los documentos son esencialmente los mismos en formato y contenido, la manufactura de acuerdo a uno u otro resultan en el mismo producto. Esta condición después del método propuesto en este trabajo cobra aún mayor importancia, dado que se basa en parte en datos generados de tuberías que se consideran estándar a nivel global y cuya variación de fabricante a fabricante es baja. Dos procesos básicos son usados para la manufactura de las tuberías, estos son proceso sin costuras y soldadura eléctrica continua.

#### **2.3.1. Tubería sin costura**

La gran mayoría de los revestidores usados en la actualidad caen dentro de este tipo de fabricación. Cada junta es manufacturada a partir de una pieza sólida y cilíndrica de acero, la cual es dimensionada de manera que su volumen sea igual a la sección de tubería que será fabricada.

El proceso de manufactura implica:

- Calentamiento de la pieza cilíndrica hasta altas temperaturas
- Penetración del tocho en la dirección axial con un mandril de manera que se forme un cilindro hueco.
- Dimensionamiento del cilindro hueco con rodillos y mandriles internos.
- Tratamiento térmico de la tubería resultante.
- Dimensionamiento final y alisado.

El aspecto de mayor dificultad en el proceso sin costura es el obtener un espesor de pared uniforme a lo largo de la tubería, como se verá más adelante es importante lograr que el interior de la tubería se encuentre concéntrico con el exterior. La mayoría de los fabricantes son buenos en mantener esta condición, el API ha establecido como norma una variación máxima del 12,5% del espesor de pared. El proceso final de alisado afecta de manera considerable la resistencia de la tubería, en algunos casos es hecho con rodillos cuando la tubería está fría y en otros casos es hecho en caliente, esto implica en mayor o menor medida la presencia de esfuerzos residuales. Algunas de las consecuencias del proceso sin costura son:

- No hay variación circunferencial de las propiedades físicas.
- Variación en el espesor de pared.
- Es más costoso y difícil desde el punto de vista técnico.
- No presenta costuras que debilitan la estructura.

### **2.3.2. Soldadura eléctrica continua.**

El proceso de manufactura para tuberías soldadas difiere en buena forma del proceso sin costura. Comienza con una pieza caliente de acero de forma rectangular en vez de cilíndrica, la cual es moldeada por rodillos hasta darle la forma de una placa

plana. La placa es unida en sus extremos para darle una forma cilíndrica. En el proceso eléctrico continuo la tubería se produce con una sola costura longitudinal hecha mediante soldadura por resistencia eléctrica. La unión se hace sin adicionar material a la tubería, es meramente una cuestión de calentamiento y fusión de los extremos. La primera etapa de producción se puede resumir de la siguiente manera:

- Un planchón largo y caliente de acero es rolado para formar una placa plana o una tira de espesor uniforme.
- La placa plana es embobinada al final de la línea de laminado.

La largas bobinas de aceros son enviadas a la segunda etapa del proceso, llamada línea de conformado

- El acero es desembobinado y el espesor de pared es medido nuevamente.
- El grosor es dimensionado para dar el diámetro apropiado al tubo.
- Las tiras planas de acero son llevadas a una forma tubular con el uso de rodillos.
- La costura longitudinal es fundida usando una corriente eléctrica inducida.
- La soldadura se somete a una inspección con ultrasonido.
- La costura es tratada térmicamente para normalizarla.
- La tubería es enfriada.
- La tubería es externamente dimensionada con el uso de rodillos.
- El cuerpo completo de la tubería es inspeccionada por ultrasonido.
- El tubo es seccionado para las longitudes deseadas.
- Las tuberías individuales son finalmente alisadas con rodillos.

Los revestidores soldados han estado disponibles por mucho tiempo, pero han comenzado a tener un rechazo en la industria debido a lo delicado del proceso de soldadura. La soldadura en todas las aplicaciones siempre ha sido un asunto de control de calidad, un cordón defectuoso puede provocar fallas serias. En la



actualidad es usado en casi todo los ámbitos excepto aplicaciones para altas temperaturas o altas presiones. No es usado tampoco en revestidores de altos grados con altas resistencia a la fluencia. Algunas de las consecuencias de este proceso son las siguientes:

- Se logra uniformidad del espesor de pared.
- Menos costoso que las tuberías sin costuras.
- Proceso sencillo de manufactura.
- La tubería es inspeccionada durante el proceso de manufactura (ERW) y las secciones defectuosas son removidas.
- La uniformidad en el espesor de pared es muy importante en algunas aplicaciones, como las nuevas tecnologías de revestidores expansibles.
- Posibles variaciones en las propiedades del material debido a la soldadura (altas temperaturas).
- Lograr una alta calidad de soldadura puede ser un proceso complejo.
- Susceptible a fallas en el cordón de soldadura.

#### **2.4. Tratamiento térmico**

El proceso de transformar un planchón de acero a una forma tubular se hace a altas temperaturas, la deformación que toma lugar en el proceso de conformado se produce en un régimen de comportamiento plástico del material. Cuando la temperatura disminuye la estructura cristalina en el material se comienza a formar. Una vez que esta estructura se ha estabilizado cualquier deformación plástica adicional a la que sometamos a la tubería cambiará sus propiedades. El cambio puede ser menor o significativo dependiendo de los componentes del acero, la magnitud de la deformación y la temperatura. Calentar la tubería por encima de cierto nivel de temperatura y enfriarla lentamente permite a los cristales formarse de manera más uniforme con menos imperfecciones estructurales llamadas dislocaciones (Byrom,

2007). Las propiedades del acero pueden ser modificadas con la adición de ciertos elementos a la aleación y/o controlando la tasa de enfriamiento. Un procedimiento común para mejorar las propiedades del revestidor es el templado y revenido (bonificado). Este proceso involucra calentar las tuberías hasta aproximadamente 870-930°C (1600-1700°F) en un horno de austenización, durante cierto tiempo dependiendo del grosor de la tubería y de la química del acero utilizado. El tubo caliente es luego enfriado de manera abrupta por debajo de los 93°C (200°F) usando agua o aceite como medio para disipar la energía. Después del templado la tubería es recalentada a una temperatura aproximada de 560-650°C en un horno de revenido y luego es nuevamente enfriada en aire hasta la temperatura ambiente.

Algunos aceros ganan resistencia cuando son deformados plásticamente a temperaturas ambientes. Esto es parte del proceso de manufactura y es llamado trabajo en frío. El trabajo en frío típicamente aumenta la resistencia a la fluencia, sin embargo en general no aumenta la resistencia última del material. El proceso de alisado en las etapas finales del proceso de manufactura también puede tener un impacto considerable en las propiedades del tubo, dependiendo si es hecho en frío en caliente.

## **2.5. Propiedades de los revestidores**

En general, para efectos de diseño y en cierta forma para clasificar las tuberías, los tubulares que se utilizan como revestidores y tubería de producción, se identifican de acuerdo a los cuatro parámetros siguientes: diámetro, longitud, peso y grado.

### **2.5.1. Diámetro.**

El tamaño del revestidor es expresado como un diámetro externo nominal, lo que significa que es un diámetro designado o teórico, el API/ISO permite alguna tolerancia en esa medida la cual difiere dependiendo del tamaño considerado (ver

tabla 2.1). El Instituto Americano del Petróleo recomienda solamente 14 tamaños diferentes de diámetro externo, estos son: 4½, 5, 5⅝, 6⅝, 7, 7⅝, 8⅝, 9⅝, 10¾, 11¾, 13⅜, 16, 18⅝, 20 in. Sin embargo los más comunes son: 4½, 7, 9⅝, 10¾, 13⅜, 20 in y el uso de cada uno de ellos depende de la profundidad del pozo. El máximo diámetro interno es controlado por el diámetro externo y el espesor mínimo de las paredes. El mínimo espesor permisible de las paredes de la tubería de revestimiento es 87,5% del espesor nominal de pared.

El mínimo diámetro interno es controlado por el drift, el cual es definido como el máximo diámetro del revestidor para permitir el paso de una barra sólida o mandril sin que se atasque en el revestidor, con la finalidad de asegurar el paso de una mecha con un diámetro menor a él, por lo que el diámetro del drift debe ser menor al diámetro interno de la tubería ( $d_{\text{drift}} < d_{\text{int}}$ ). En estos casos, una medida de mandril mayor a la adecuada pudiese dañar la tubería de revestimiento. En la tabla 2.2 se muestran las características de los mandriles usados para determinar el diámetro libre de los revestidores

Diámetro externo nominal, $d_o$ (in)	Tolerancia (in)		Tolerancia (mm)	
	+	-	+	-
>3 ½ a 5	7/64	0,0075 do	0,524500	0,0075 do
>5 a 8 5/8	1/8	0,0075 do	0,551698	0,0075 do
>8 5/8	5/32	0,0075 do	0,620581	0,0075 do

**Tabla 2.1:** Tolerancias para diámetro externo.

Diámetro externo nominal, $d_o$ (in)	Longitud de mandril		Diámetro de mandril	
	in	mm	in	mm
<9 5/8	6	152	$d_i-1/8$	$d_i-3,18$
9 5/8 a 13 3/8	12	305	$d_i-5/32$	$d_i-3,97$
>13 3/8	12	305	$d_i-3/16$	$d_i-4,76$

**Tabla 2.2:** Tamaño de mandriles recomendados por API

### 2.5.2. Longitud.

La longitud de la juntas varían y son clasificados en grupos distintos. El API *Recommended Practices* 5B1 (1999) establece tres grandes rangos (R1, R2 y R3) tal como se muestra en la tabla 2.3. La longitud individual de las tuberías no afecta directamente sus propiedades, pero el acabado final puede afectar el peso total de la sarta y, por ende, el factor de diseño por tensión. Una vez que se establece el diámetro externo y la longitud de la tubería de revestimiento, se debe seleccionar el peso, grado y acoples adecuado para la tubería. Las tuberías de revestimiento frecuentemente son corridas con longitudes de junta pertenecientes al rango 3 con la finalidad de reducir el número de conexiones en las sargas y en consecuencia disminuir el tiempo de corrida de la tubería en el hoyo.

Rango	Longitud (ft)	Long. promedio (ft)
R1	16-25	22
R2	25-34	31
R3	>34	42

**Tabla 2.3:** Longitudes estándar API para juntas

### 2.5.3. Peso.

El término “peso del revestidor” usualmente se refiere a la masa específica del revestidor expresado como masa por unidad de longitud, ya sea en kg/m o lb/ft. El uso del término peso ya está establecido sin embargo debe entenderse que se está hablando de la masa del tubular. Entonces, el peso está determinado por la densidad del acero utilizado y las dimensiones del cuerpo del revestidor. Por ejemplo podríamos encontrarnos con un revestidor de diámetro externo 7in y un peso de 26 lb/ft. Se podría asumir razonablemente que el peso de nuestra junta es 26 lb/ft sin embargo debemos tener en cuenta que este es un valor nominal y no real, el peso nominal históricamente está basado en una junta con una longitud igual a 20 ft.

Es importante diferenciar entre peso nominal por pies, peso ordinario por pies y peso promedio para roscas y juntas. El peso nominal por pies, no representa realmente el peso verdadero de la tubería pero usualmente se utiliza para representar un promedio aproximado del mismo. El peso ordinario por pie es el peso del cuerpo de la tubería de revestimiento, sin considerar el peso de las secciones de rosca y el peso de las conexiones. El peso promedio por pie es el peso promedio de las juntas enroscadas en la tubería dividido por la longitud promedio total de la junta. En la práctica, algunas veces se calcula el peso promedio para obtener el mejor estimado posible del peso total de la tubería de revestimiento. Sin embargo, la variación entre el peso nominal y el peso promedio generalmente es muy pequeña, por lo que muchos cálculos de diseño se realizan utilizando el peso nominal. El API Spect 5CT o ISO 11960 provee las formulas necesarias para calcular los diferentes tipos de peso.

#### **2.5.4. Grado**

El grado es un término usado para clasificar a los revestidores según su resistencia y propiedades metalúrgicas. Algunos son estandarizados y manufacturados bajo la licencia API, otros son específicos a un fabricante particular. Los grados API poseen esfuerzos de fluencia que van desde 40000 psi hasta 125000 psi, estos se muestran en la tabla 2.4. Como puede verse cada grado se identifica con un código alfanumérico (N80, M65, P110, entre otros), la letra que acompaña el número es esencialmente arbitraria y tiene más bien connotaciones históricas. A medida que la letra avanza hacia el final del alfabeto, el límite de resistencia de la tubería incrementa. Por ejemplo, una tubería N80 o de grado N posee mayor límite de resistencia que una tubería H-40 o de grado H. Los números representan el esfuerzo de fluencia del material, medido en miles de psi. Ese esfuerzo de fluencia es en realidad un esfuerzo de fluencia mínimo y representa el punto al cual el metal pasa de un comportamiento elástico a un comportamiento plástico, es especificado como “mínimo” dado que todas las juntas identificadas con esa etiqueta deben cumplir con

ese mínimo de resistencia, aunque está permitido que sea mayor. Este límite inferior es de suma importancia porque es el que usamos en los cálculos de diseño.

Grado	Esfuerzo de fluencia (ksi)		Esfuerzo último (ksi)	Dureza	
	Mínimo	Máximo		HRC	HBW/HBS
H40	40	80	60	-	-
J55	55	80	75	-	-
K55	55	80	95	-	-
N80	80	110	100	-	-
M65	65	85	85	22	235
L80	80	95	95	23	241
C90	90	105	100	25,4	255
T95	95	110	105	25,4	255
P110	110	140	125	-	-
Q125	125	150	135	-	-

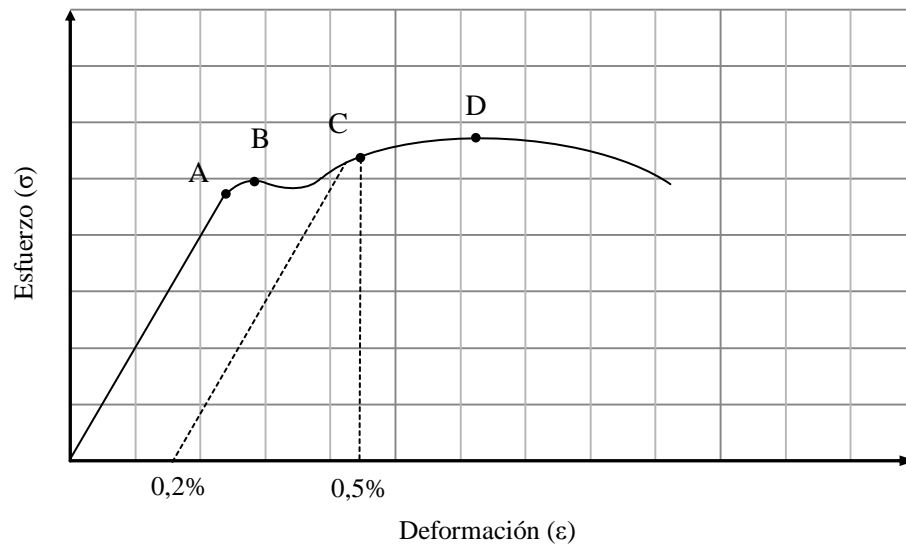
**Tabla 2.4:** Grados de revestidores reconocidos por el API.

El método para determinar el esfuerzo de fluencia para OCTG difiere de otros productos. La gráfica presentada en la figura 2.4 se conoce también como gráfica esfuerzo vs deformación, esta se obtiene de forma experimental de una prueba de tensión estándar. De este diagrama es importante destacar algunos puntos:

- El punto A de la figura se llama límite proporcional, a partir de este punto la curva comienza a desviarse de la línea recta. Si la carga es retirada no podrá observarse alguna deformación en la probeta, en este rango lineal se cumple la ley de Hook
- El límite elástico es representado por el punto B, si la probeta se carga más allá de este punto, se dice que la deformación es plástica y el material sufrirá una deformación permanente cuando se retire la carga. El tramo desde el punto A hasta el punto B no es una línea perfecta aun cuando la probeta sea elástica
- En algún punto la deformación comienza a crecer muy rápidamente sin que se observe variación significativa del esfuerzo

aplicado, este punto es llamado esfuerzo de fluencia o resistencia a la fluencia  $\sigma_y$

- El punto D corresponde al máximo esfuerzo logrado durante la prueba y se conoce como esfuerzo último o resistencia última a la tensión  $\sigma_u$



**Figura 2.4:** Determinación del esfuerzo de fluencia API.

De los puntos mencionados tal vez el que tiene mayor impacto en el diseño es el esfuerzo de fluencia  $\sigma_y$  y su determinación no es un procedimiento menor. Los materiales dúctiles como el acero no presentan un punto de fluencia obvio, por esta razón se define usando algunos métodos, dos principalmente:

- Realizando un corrimiento. Como se muestra en la figura 2,4 se traza una recta con pendiente E, es decir paralela al tramo proporcional y que pase por determinado valor de deformación unitaria. Este valor es generalmente  $\epsilon = 0,002$ .

- Esfuerzo a determinada deformación. Como también se muestra en la figura 2,4 una línea perpendicular al eje de las deformaciones se traza para un valor de determinada deformación.

La resistencia a la fluencia obtenida por ambos métodos suele ser parecida. Para materiales de OCTG (*Oil Country Tubular Goods*) el API utiliza el segundo enfoque, a través de su documento API Spec 5CT (2005) especifica que el esfuerzo de fluencia es el esfuerzo de tensión necesario para producir una elongación de 0,5% a 0,65% en el medidor del espécimen de prueba. En la tabla 2.5 se resumen dichos valores para grados de aceros comunes.

Grado	Elongación (%)	Grado	Elongación (%)
H40	0,5	C90	0,5
J55	0,5	C95	0,5
L80	0,5	P110	0,6
N80	0,5	Q125	0,65

**Tabla 2.5:** Porcentaje de elongación para determinar resistencia a la fluencia API

En la tabla 2.4 se puede ver que algunos grados diferentes tienen el mismo esfuerzo de fluencia mínimo, este es un caso en el que el resto de las características metalúrgicas son diferentes. Por ejemplo tanto los grados N80 como L80 tienen un esfuerzo de fluencia de 80000 psi pero sus otras propiedades son distintas. El grado L80 tiene un valor de dureza Rockwell igual a 22 a diferencia del N80. Los grados designados con la letra L y C tienen limitantes en la dureza máxima y tiene aplicación en casos donde sulfuro de hidrógeno (H<sub>2</sub>S) está presente. La resistencia última a la tensión se indica como la resistencia mínima del revestidor a la falla catastrófica. En otras palabras el revestidor no debería fallar previamente a ese punto. Este valor está basado en pruebas en muestras y no toma en cuenta cosas como variación en el espesor de pared, realmente no es posible predecir la resistencia real de falla, debido a la cantidad de variables involucradas, pero este valor esencialmente significa que el metal debería fallar para algún valor por encima de este mínimo.



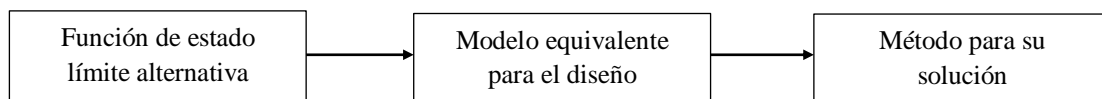
### CAPITULO III

#### DESEMPEÑO DEL REVESTIDOR

En este capítulo se analizan en profundidad los modelos que permiten estimar la capacidad de los revestidores cuando están sometidos a una presión neta de colapso, una presión neta de estallido y una tensión axial. Se estudia con especial interés el caso de los revestidores sometidos a esfuerzos multiaxiales por ser una situación más apegada a la realidad. Todo lo expuesto en este capítulo está orientado a presentar una solución que permita estimar la resistencia general del revestidor, es decir abarca la parte derecha de la expresión mostrada en el planteamiento del problema

$$\text{Carga} * \text{Factor de diseño} \leq \text{Resistencia}$$

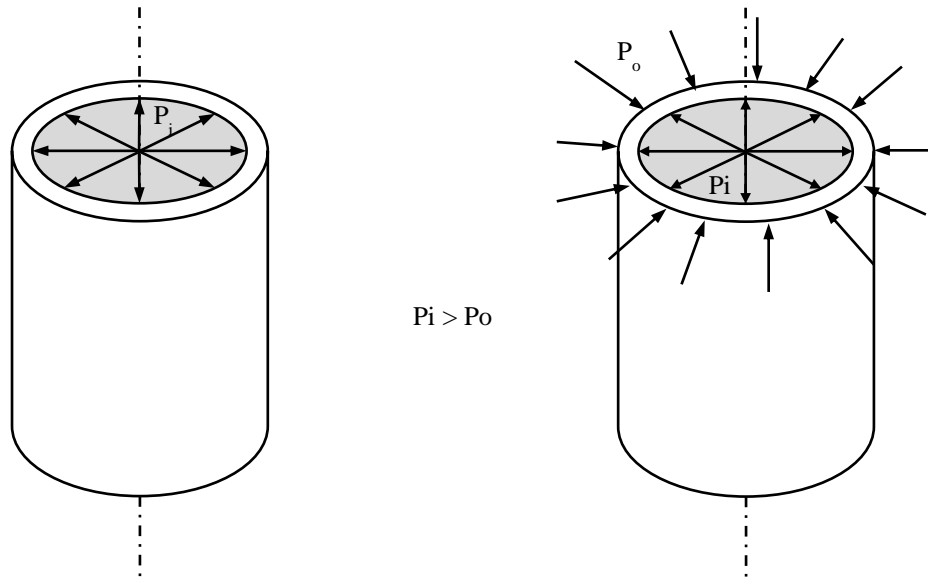
Se presentan los modelos tradicionales recomendados por el *American Petroleum Institute*, se discuten las suposiciones hechas en su desarrollo y se plantean las limitaciones encontradas desde que fueron establecidos como normas para el diseño de revestidores. Para cada modo de falla se presentan modelos totalmente alternativos, debido a que son más robustos los procedimientos para su solución también se proveen. Los modelos alternativos incluyen variables no convencionales y criterios de fallas más realistas, lo que permite manejar de una forma correcta las incertidumbres presentes. Esta área del diseño general fue llevada a fondo, ya que representa el centro de la metodología final propuesta. Los detalles presentados están dirigidos a producir el cambio de paradigma y dejar atrás los modelos convencionales simplificados. Para cada caso se siguió la secuencia mostrada en la figura 3.1.



**Figura 3.1:** Secuencia para el desarrollo de las soluciones alternativas.

### 3.1. Resistencia a presiones internas

Cargas de estallido son generadas principalmente por columnas de fluidos que actúan en la pared interna del revestidor, de forma más general se puede decir que se somete a “estallido” a la tubería cuando se tiene un diferencial de presión  $P_i > P_o$  tal como se muestra en la figura 3.2



**Figura 3.2:** Tubería de revestimiento sometida a estallido

El modelo de partida para el estudio del estallido fue proporcionado por Barlow (1917), su ecuación puede ser deducida aplicando condiciones de equilibrio al diagrama de cuerpo libre presentado en la figura 3.3. Si un elemento de anillo genera un ángulo  $\Delta\theta$  con su centro para cualquier radio  $r$  y considerando una carga axial constante, las fuerzas tangenciales y radiales pueden expresarse como:

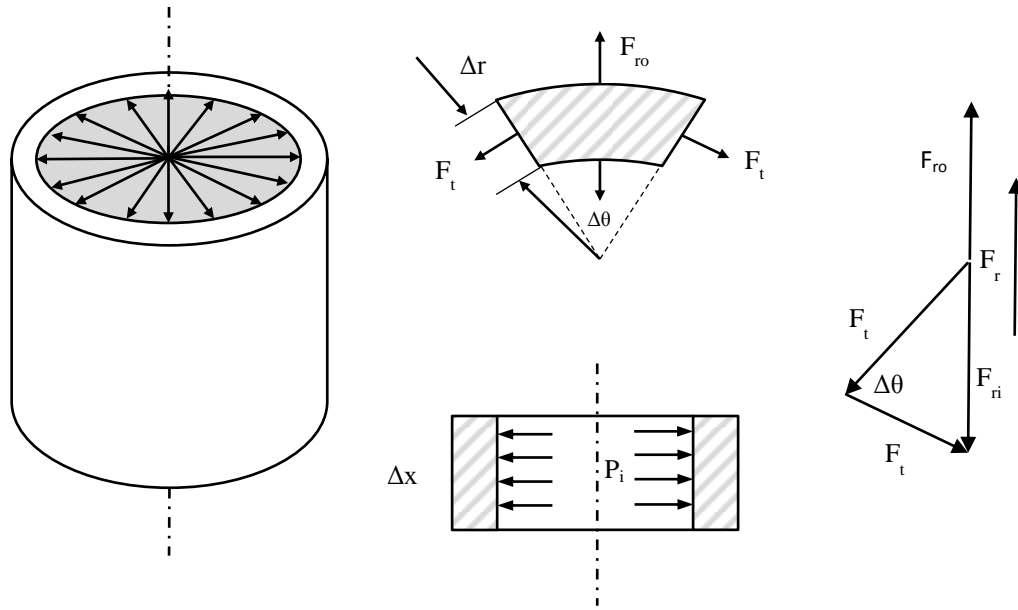
$$F_r = P_i \Delta x r_i \Delta\theta \quad (3.1)$$

$$2F_t = 2 \sigma_t \Delta x \Delta r \quad (3.2)$$

Usando el triángulo de vectores y haciendo sumatoria de fuerzas en el elemento de anillo se cumple la siguiente condición de equilibrio.

$$F_r = 2 F_t \text{sen} (\Delta\theta/2) \quad (3.3)$$

$$P_i \Delta x r_i \Delta\theta = 2\sigma_t \text{sen} (\Delta\theta/2) \Delta x \Delta r \quad (3.4)$$



**Figura 3.3:** Diagramas de cuerpo libre de un revestidor sometido a presiones internas

Para pequeños ángulos  $\Delta\theta$  se supone que  $\text{sen}\Delta\theta \approx \Delta\theta$ . Por criterio de diseño el esfuerzo tangencial  $\sigma_t$  debe ser igual a la resistencia a la fluencia  $\sigma_y$ , si se expresa  $\Delta r$  en función del espesor de pared  $t$  entonces la ecuación 3.4 se reduce a:

$$P_i = \frac{2\sigma_y}{(d_o/t)} \quad (3.5)$$

Esta última es la ecuación de Barlow para cilindros de pared delgada ( $d_o/t \geq 20$ ), si el espesor de pared se considera muy pequeño en comparación con otras dimensiones de la tubería el esfuerzo axial puede ser considerado como cero. En estos casos los esfuerzos radiales y tangenciales son los esfuerzos primarios a lo largo de los planos principales.

### 3.1.1. Estallido API – Método Convencional

El modelo histórico se fundamenta completamente en la ecuación de Barlow. La estimación del API para la presión de estallido se basa en la ecuación 3.5 más un factor de corrección de pared  $K_w$  de 0,875. Este factor es una consecuencia directa del control del espesor de pared y la excentricidad durante la manufactura de la tubería. Como resultado el espesor no es constante a lo largo del revestidor, las normas de fabricación API permiten entonces una máxima desviación del 12,5% del espesor especificado.

$$P_b = 0,875 \frac{2\sigma_y}{(d_o/t)} \quad (3.6)$$

Puede verse que la ecuación anterior está basada en el esfuerzo tangencial  $\sigma_t$  generado por una presión interna en una tubería de pared delgada  $\sigma_t = P_i d_o / 2t$ . En esencia la ecuación asume que la fluencia a través de la pared de la tubería ocurre al mismo tiempo para el valor de  $P_b$ , lo cual no se corresponde con la realidad sino que más bien es una aproximación. La teoría de tuberías de pared delgada es válida solo para relaciones de pared  $d_o/t$  mayores a 20, usando esta definición se puede decir que en la actualidad la mayoría de los revestidores usados en la industria son de pared gruesa, o se encuentran en un estado intermedio.

### 3.1.2. Fluencia del revestidor restringido axialmente (CEY)

En el proceso de diseño la ecuación 3.6 puede no cumplir con las solicitaciones requeridas según las condiciones de carga. Una forma alternativa de estimar la capacidad del revestidor a presiones internas es usar la teoría de tuberías de pared gruesa, lo que implica un aumento general de la competencia en comparación con el modelo de Barlow. Las funciones de Lamé para determinar los esfuerzos tangenciales  $\sigma_t$  y radiales  $\sigma_r$  pueden expresarse según las ecuaciones 3.7 y 3.8.

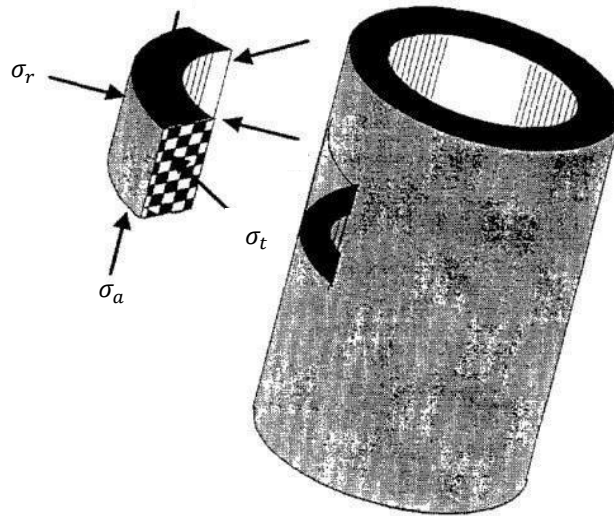
$$\sigma_t = \left[ \frac{P_i r_i^2 - P_o r_o^2}{(r_o^2 - r_i^2)} \right] - \left[ \frac{r_i^2 r_o^2 (P_o - P_i)}{(r_o^2 - r_i^2)} \right] \frac{1}{r^2} \quad (3.7)$$

$$\sigma_r = \left[ \frac{P_i r_i^2 - P_o r_o^2}{(r_o^2 - r_i^2)} \right] + \left[ \frac{r_i^2 r_o^2 (P_o - P_i)}{(r_o^2 - r_i^2)} \right] \frac{1}{r^2} \quad (3.8)$$

Como se puede observar los esfuerzos son función de un radio genérico  $r$  y la suma de ambos es constante. En las fibras correspondientes al radio interno ó externo las ecuaciones de Lamé se simplifican considerablemente. La ecuación de fluencia se consigue sustituyendo las ecuaciones 3.7 y 3.8 en la ecuación del esfuerzo equivalente de Von Mises, el cual está dado por la siguiente expresión:

$$\sigma_{VME} = \sqrt{\sigma_a^2 + \sigma_t^2 + \sigma_r^2 - \sigma_a \sigma_t - \sigma_a \sigma_r - \sigma_t \sigma_r + 3(\tau_1^2 + \tau_2^2 + \tau_3^2)} \quad (3.9)$$

Los términos  $\tau_1$ ,  $\tau_2$  y  $\tau_3$  usualmente se asumen como cero y corresponden a los esfuerzos cortantes, dos de los cuales actúan en el plano horizontal y uno es un esfuerzo torsional. La orientación triaxial de los esfuerzos en una sección de tubería se representan en la figura 3.4.



**Figura 3.4:** Distribución de los esfuerzos sobre una sección de revestidor

Remplazando las expresiones de los esfuerzos radiales y tangenciales en la ecuación 3.9 y reconociendo que el esfuerzo máximo ocurre en el radio interno ( $r = r_i$ ) se obtiene la siguiente expresión para una tubería sometida a cargas de estallido.

$$\sigma_{VME}^2 = \left[ \frac{3(P_i - P_o)^2 A_o^2}{(A_o - A_i)^2} \right] + \left[ \frac{(P_o A_o - P_i A_i)}{A_o - A_i} + \sigma_a \right]^2 \quad (3.10)$$

La ecuación 3.10 es escrita en esta forma con el objetivo de mostrar los componentes internos luego de la inserción de las ecuaciones de Lamé en el esfuerzo equivalente de Von Mises. Se puede notar que el último término corresponde a la resultante de las fuerzas axiales producto de la presión externa, interna y otras fuentes. Por tanto es útil definir una “tensión axial efectiva” que puede calcularse como sigue.

$$F_{eff} = F_a - P_i A_i + P_o A_o \quad (3.11)$$

Usando la ecuación 3.11, la ecuación 3.10 puede ser reescrita.

$$\sigma_{VME}^2 = \left[ \frac{3(P_i - P_o)^2 A_o^2}{A_o - A_i} \right] + \left[ \frac{F_{eff}}{A_o - A_i} \right]^2 \quad (3.12)$$

El estado más general de la ecuación 3.12 será analizado en la sección de resistencia multiaxial, en este apartado se usan las condiciones necesarias para representar la situación en el que la tubería se encuentra sometida solo a presión interna ( $P_o = 0$ ). Cuando el revestidor está continuamente restringido en su lugar de asentamiento de manera que no permita movimiento en la dirección axial (tubería cementada por ejemplo) la tensión axial efectiva es igual a cero ( $F_{eff} = 0$ ). En concordancia con la teoría de energía de distorsión el máximo esfuerzo equivalente de Von Mises es igual al esfuerzo de fluencia del material ( $\sigma_{VME} = \sigma_y$ ). Bajo estas

condiciones y reescribiendo el diámetro interno  $d_i$  en función del espesor de pared  $t$  la ecuación 3.12 se reduce a la ecuación 3.13.

$$P_{CEY} = \frac{4}{\sqrt{3}} \sigma_y \frac{t(d_o-t)}{d_o^2} \quad (3.13)$$

En caso de que la tubería no se encuentre axialmente restringida la tensión axial efectiva no será cero e impactará en la capacidad de la tubería, debe usarse entonces directamente la ecuación 3.12. La ecuación de Barlow que es el modelo histórico API se basa en un análisis unidimensional de esfuerzos, combinado con una expresión simplificada de los esfuerzos tangenciales en la tubería. En esencia la ecuación 3.6 aproxima los esfuerzos tangenciales y luego iguala este valor al esfuerzo de fluencia del material, esta simplificación es menos precisa que las ecuaciones de Lamé donde se plantea una distribución no uniforme de los esfuerzos. Adicionalmente la ecuación de Barlow no involucra ningún esfuerzo axial y por tanto no permite hacer distinción entre una tubería que se encuentre restringida en sus extremos o no, o que esté sometida a una fuerza axial real.

La ecuación 3.13 fue obtenida suponiendo siempre mediciones nominales por tanto no es totalmente adecuada para el diseño. Una ecuación más conservadora se obtiene aplicando el mismo procedimiento pero con las siguientes sustituciones:

- a) En las ecuaciones 3.7 y 3.8 para los esfuerzos radiales y tangenciales se reemplaza el espesor de pared especificado  $t$  por el espesor de pared mínimo según la tolerancias API, esto es  $K_w t$  o  $0,875 t$ .
- b) Se utiliza siempre el esfuerzo de fluencia mínimo definido por el API para cada grado de revestidor (tabla 3.1).

La ecuación equivalente de diseño puede entonces escribirse como sigue.

$$P_{CEY''} = \sigma_y / \left\{ \frac{(3d_o^4 + d_w^4)}{(d_o^2 - d_w^2)^2} + \frac{(d_i^4)}{(d_o^2 - d_i^2)^2} - \frac{(2d_i^2 d_w^2)}{(d_o - d_i)(d_o^2 - d_w^2)} \right\}^{1/2} \quad (3.13)$$

Donde el término  $d_w$  es el diámetro interno basado en el factor de pared  $K_w$  que toma en cuenta la tolerancia especificada por el fabricante en el proceso de manufactura de la tubería. Por ejemplo para algunos procesos modernos es posible alcanzar hasta 5% de tolerancia, en este caso el valor de  $K_w$  es igual 0,95

$$d_w = d_o - 2K_w t \quad (3.14)$$

En este punto es importante establecer algunas suposiciones y limitaciones que aplican a los modelos de la sección 3.2.1 y 3.2.2:

- Sección transversal: las ecuaciones para los esfuerzos radiales, tangenciales y de torsión asumen una sección transversal que consiste de una superficie interna y externa que son perfectamente circulares y concéntricas.
- Isotropía: la resistencia a la fluencia del material de la tubería se considera como independiente de la dirección en el espacio. Una muestra axial y circunferencial se suponen que poseen idénticos módulos elásticos y esfuerzos de fluencia, tanto en tensión como en compresión.
- Esfuerzos residuales: en la determinación del comienzo de la fluencia los esfuerzos residuales debido a los procesos de manufactura se consideran despreciables y son ignorados.

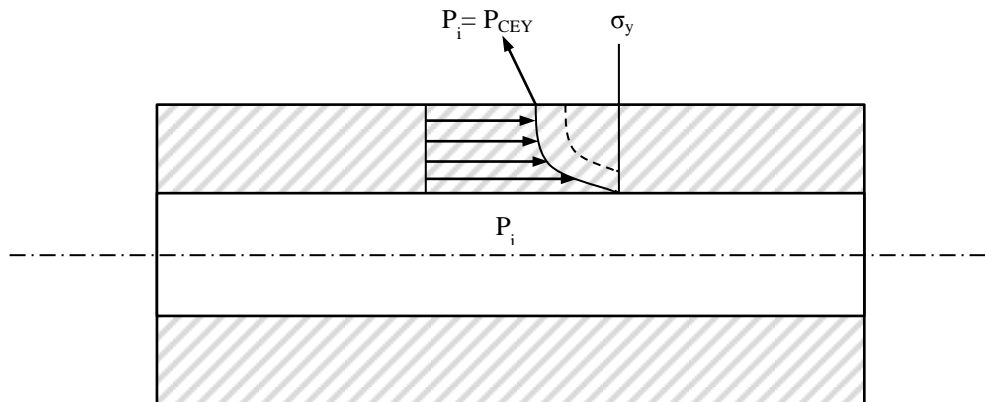
### 3.1.3. Límite de Ruptura

Cuando la presión interna en la tubería alcanza el valor calculado por la ecuación 3.13 se puede decir que la fibra más interna de la tubería ha alcanzado la fluencia. Sin embargo el resto de las fibras aún se encuentran dentro del límite elástico y por tanto no han perdido su capacidad de soportar más presión. A medida



que la presión interna aumenta, las fibras más exteriores comienzan a fluir desde el diámetro interno hacia el diámetro externo hasta alcanzar un valor de presión interna máximo. En este punto la sección transversal ha fluido completamente, y es cuando realmente el estallido de la tubería puede ocurrir. Por tanto esta presión es un mejor indicativo del límite real de ruptura, numerosas pruebas han evidenciado que el verdadero estallido de la tubería es muy cercano a esta presión límite. La figura 3.5 ilustra este proceso.

A continuación se presentan dos enfoques para estimar el límite de ruptura. El primero es un modelo clásico presentado por Hill (1950). El segundo es un modelo basado en el trabajo teórico y experimental de la Shell que ha sido considerado por la *International Organization for Standardization* en el ISO TR10400.



**Figura 3.5:** Progresión de la frontera elástica con el aumento de la presión interna

#### 3.1.4. Límite de Hill

El límite de ruptura de Hill (1950) es obtenido del análisis mecánico clásico de un cilindro de pared gruesa restringido axialmente y sujeto a una presión interna, bajo la suposición de un comportamiento elástico-perfectamente plástico del material (es decir sin endurecimiento por deformación) que obedece la regla de fluencia de Von

Mises. La presión interna a la cual la pared entera ha plastificado es el límite de ruptura de Hill y está dado por la ecuación 3.15.

$$P_{Hills} = \frac{2}{\sqrt{3}} \sigma_y \ln\left(\frac{d_o}{d_o - 2t}\right) \quad (3.15)$$

Donde  $\sigma_y$  es el esfuerzo de fluencia mínimo del material según API,  $d_o$  es el diámetro externo, y  $t$  es el espesor de pared nominal. Nótese que el factor  $2/\sqrt{3}$  es una consecuencia de la condición de Von Mises, similar a la ecuación 3.13. Algunos autores han utilizado el espesor de pared mínimo en vez del especificado y el esfuerzo último  $\sigma_u$  en vez del esfuerzo de fluencia para generar versiones alternativas de la ecuación de Hill. Una versión similar a la ecuación 3.15 es presentada por Nadai (1931)

$$P_{Nadai} = \frac{2}{\sqrt{3}} \sigma_u \ln\left(\frac{d_o}{d_o - 2t}\right) \quad (3.16)$$

### 3.1.5. Límite de Klever-Stewart

El límite de ruptura de Klever-Stewart (2010) está basado en el trabajo teórico y experimental de la *Shell International Exploration and Production Company*, que ha sido adoptado por el ISO SC5 WG2b (*International Standardization Organization, Steering Committee 5, Work Group 2b*) como el estado límite de estallido en el diseño de revestidores. Estas ecuaciones son válidas cuando el material en su ambiente de servicio tiene la suficiente tenacidad como para cumplir con un nivel mínimo que garantice una fractura dúctil de la tubería (después de una intensa deformación plástica), incluso en presencia de pequeñas imperfecciones (grietas). La presión de ruptura dúctil depende del espesor de pared mínimo, del diámetro externo de la tubería, de la máxima profundidad de imperfecciones que tienen una probabilidad razonable de pasar de manera indetectable por un sistema de inspección,

de la resistencia a la fractura del material, de un factor de endurecimiento por deformación y de la resistencia última a la tensión. El esfuerzo de fluencia no tiene un impacto directo en la presión límite. Los modelos de ruptura pueden ser derivados de la mecánica del equilibrio de la tubería combinado con un modelo de plasticidad y una función para tomar en cuenta el efecto de las imperfecciones. Básicamente las ecuaciones consisten de una serie de conceptos interrelacionados:

- Una ecuación de equilibrio para la ruptura dúctil de la tubería con propiedades geométricas conocidas
- Una expresión de penalización por pérdida de pared, proporcional a la profundidad de imperfecciones que no pueden ser detectadas por un sistema de inspección durante la manufactura del revestidor.
- Un criterio de mínima tenacidad para la cual se considera que ocurre ruptura dúctil

El modelo propuesto por Klever- Stewart en su forma más general está dado por:

$$P_{K_y S} = K_n K_T \sigma_u \frac{2(t_{min} - m_f t_n)}{d_o - (t_{min} - m_f t_n)} \quad (3.17)$$

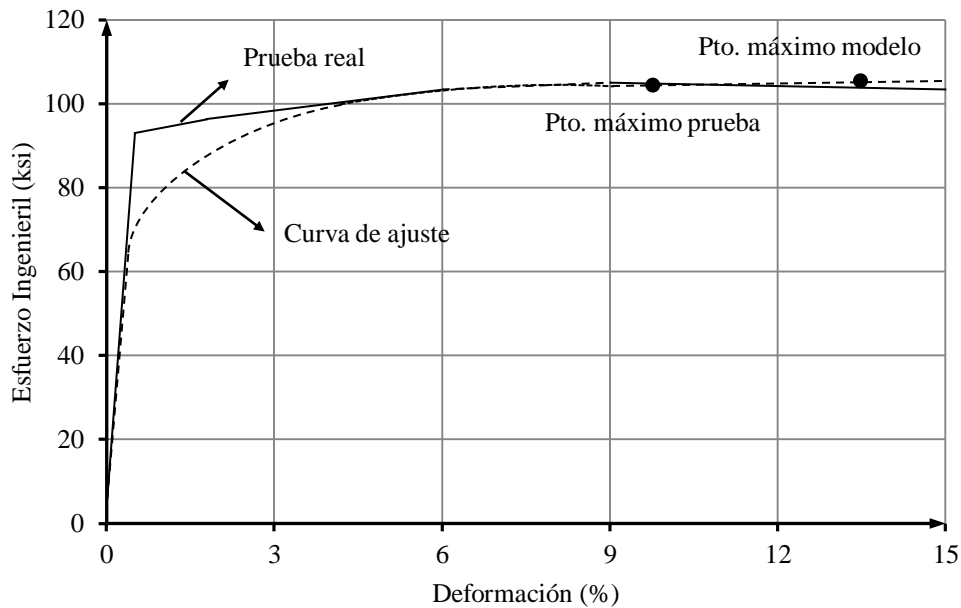
Donde  $K_n$  es un factor de corrección que se calcula con la siguiente expresión

$$K_n = \left(\frac{1}{2}\right)^{n+1} + \left(\frac{1}{\sqrt{3}}\right)^{n+1} \quad (3.18)$$

El término  $K_t$  es un factor de corrección por tensión

$$K_T = \sqrt{1 - \left(\frac{F_{eff}}{F_{UTS}}\right)^2} \quad (3.19)$$

La similitud de la ecuación 3.17 con la ecuación de Barlow es notable a pesar de las diferentes constantes y factores de corrección. Ambas ecuaciones son proporcionales al espesor de pared y al esfuerzo de fluencia, y son inversamente proporcionales al diámetro externo. El término  $K_n$  es un factor obtenido experimentalmente que considera el comportamiento no elástico del material, es esencialmente una correlación que se ajusta a la curva esfuerzo-deformación y que incorpora la deformación real del material. Los resultados de un ensayo de tracción estándar usualmente son trazados como el esfuerzo ingenieril  $\sigma_{ing}$  (carga/área inicial) contra la deformación ingenieril  $\epsilon_{ing}$  (extensión/longitud inicial), la respuesta del material tiene una forma como la mostrada en la figura 3.6.



**Figura 3.6:** Datos reales de tensión y curva de ajuste, grado L-80

Para el modelo presentado es necesaria una relación entre el esfuerzo verdadero  $\sigma$  (carga/área actual) y la deformación verdadera o logarítmica  $\epsilon$  ( $\epsilon = \ln(l/l_0)$ ). Las relaciones entre los diferentes tipos de esfuerzos y deformaciones medidas están dadas por las ecuaciones 3.20 y 3.21

$$\varepsilon = \ln(1 + \varepsilon_{ing}) \quad (3.20)$$

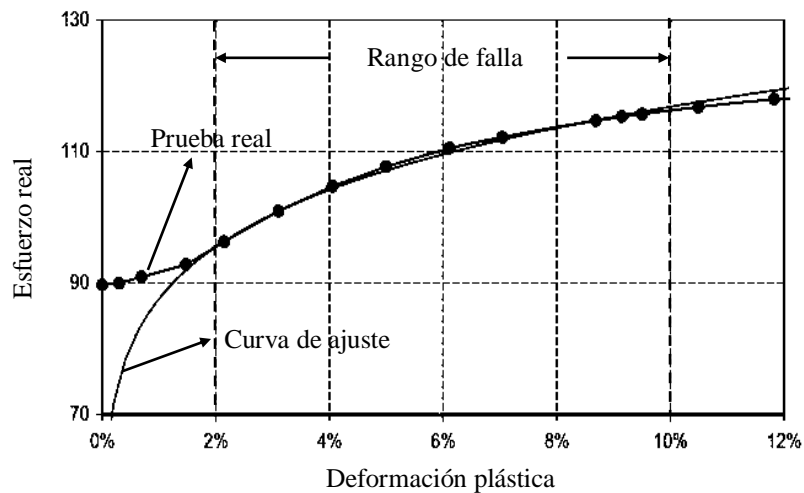
$$\sigma = (1 + \varepsilon_{ing})\sigma_{ing} = e^\varepsilon \sigma_{ing} \quad (3.21)$$

La correlación de Ludwik (1909) provee la representación de la relación entre el esfuerzo verdadero y la deformación logarítmica. Para grandes deformaciones puede ser escrita como sigue

$$\sigma = C\varepsilon^n \quad (3.22)$$

$$C = \left(\frac{e}{n}\right)^n \sigma_u \quad (3.23)$$

Donde  $n$  es el índice de endurecimiento que aparece en la ecuación 3.18, ha sido determinado ajustando la correlación al rango de mayor deformación relevante para la ruptura (rango plástico). La figura 3.7 muestra un posible acoplamiento a datos reales de un ensayo de tracción (grado L80), el objetivo es modelar la data de manera precisa en el rango de deformación donde la falla es esperada.



**Figura 3.7:** Ensayo de tracción y curva de ajuste para el rango 2-10% de deformación

El parámetro  $n$  debe ser determinado experimentalmente para cada grado de revestidor dado que cada uno presenta una curva esfuerzo-deformación característica. De manera práctica Klever y Stewart (2010) proveen curva simple basada en la ecuación 3.24 la cual depende exclusivamente del esfuerzo de fluencia.

$$n = 0,1693 - 0,000812 \sigma_y / 1000 \quad (3.24)$$

El factor de corrección  $K_T$  toma en cuenta el impacto de la tensión axial efectiva  $F_{eff}$  en el límite de ruptura. En general tanto la  $F_{eff}$  como la tensión última  $F_{UTS}$  son funciones del diámetro externo y del espesor de pared. En esta sección nos interesa generar una solución para el caso de una tubería sometida solo a presión interna, por tanto se ignora el efecto de la tensión ( $K_T = 1$ ). Es importante acotar que con esta corrección hecha el modelo K-S subestima de manera significativa la resistencia al estallido en presencia de una fuerza axial, este caso se analiza de manera más detallada en la sección de resistencia multiaxial. El esfuerzo último del material  $\sigma_u$  se obtiene de pruebas uniaxiales de tensión en muestras específicas. En ausencia de datos reales medidos directamente, el esfuerzo último mínimo API puede ser utilizado. El espesor de pared mínimo  $t_{min}$  puede ser calculado según la tolerancia de fabricación API ( $t_{min} = 0,875 t$ ). Para altos grados de revestidores donde SR-2 es aplicado, el espesor de pared mínimo se puede asumir hasta el 95% del espesor de pared especificado. Los términos  $t_n$  y  $m_f$  son factores que consideran la presencia de grietas e imperfecciones en la tubería. Se derivan de la mecánica de la fractura y los límites de propagación de grietas de diferentes grados, deben ser experimentalmente determinados. El factor  $t_n$  es la profundidad de imperfección asociada con un umbral específico de detección, es decir es la máxima profundidad de grieta que puede ser pasada por alto por el sistema de inspección de fallas en la tubería (control de calidad). Generalmente se expresa como un porcentaje del espesor de pared ( $t_n = umbral (\%) * t$ ). El factor de resistencia al estallido  $m_f$  cuantifica el efecto que la tenacidad del material tiene en la ruptura dúctil del revestidor cuando se

está en presencia de una grieta con una profundidad  $t_n$ . Para materiales con gran resistencia a la fractura Klever y Stewart (2010) recomiendan tomar  $m_f = 1$ , pero para materiales con baja resistencia a la fractura tomar  $m_f = 2$  es más apropiado. El valor de  $m_f$  generalmente se encuentra entre estos dos límites, cuando no se tienen datos sobre este parámetro debe asumirse el caso más severo, es decir  $m_f = 2$ , físicamente es considerar una grieta con el doble de la profundidad especificada. El factor de resistencia ha sido establecido como uno ( $m_f = 1$ ) para tuberías que han sido templadas y revenidas, es decir las que tienen estructura martensítica. El valor de  $m_f$  puede ser establecido para un material en específico basándose en pruebas experimentales, se determina no para cada tubería individual sino más bien para una línea de producción con un proceso fijo de control. Las ecuaciones presentadas en esta sección son funciones de estado límite y deben ser usadas cuando propiedades geométricas y de los materiales estén disponibles en cantidad y calidad. Cuando propiedades mínimas son usadas como es usual en el diseño estructural, el ISO TR10400 provee versiones equivalentes de los modelos de Klever y Stewart con adecuados factores de corrección los cuales deben tener preferencia ante las funciones límites. El objetivo de mostrar estas ecuaciones es ilustrar la carga última que el tubular realmente puede resistir

### 3.1.6. Ecuación de Diseño

La ecuación de diseño se basa completamente en la ecuación 3.17 y es recomendada por la ISO para determinar la presión de ruptura de una tubería sometida a una presión interna. La única diferencia está en el factor de corrección por tensión que no se incluye directamente en la ecuación, para tomar en cuenta el efecto de una carga axial se presenta un procedimiento más general en la sección de resistencia multiaxial. La expresión en su forma final es la siguiente

$$P_{K_y S'} = 2 K_{dr} \sigma_u \frac{(K_w t - K_a a_N)}{[d_o - (K_w t - K_a a_N)]} \quad (3.25)$$

Como puede verse valores mínimos del esfuerzo último de tracción ( $\sigma_u$ ) y espesor de pared ( $K_w t$ ) son utilizadas, donde  $K_w$  es la ya conocida tolerancia de fabricación. El término ( $K_w t - K_a a_N$ ) puede definirse convenientemente como un espesor de pared de ruptura  $t_{dr}$ , así la ecuación 3.25 puede reescribirse como:

$$P_{K_y S'} = 2 K_{dr} \sigma_u \frac{t_{dr}}{(d_o - t_{dr})} \quad (3.26)$$

El término  $a_N$  es equivalente al factor  $t_n$  y tiene su misma definición. Es la profundidad de imperfección relacionada a un umbral específico de inspección. El factor  $K_{dr}$  es idéntico al factor  $K_n$  y se calcula de la misma forma.

$$K_{dr} = \left(\frac{1}{2}\right)^{n+1} + \left(\frac{1}{\sqrt{3}}\right)^{n+1} \quad (3.27)$$

El índice de endurecimiento  $n$  se calcula de igual manera según la ecuación 3.24, para varios grados de revestidores los valores de  $n$  se muestran en la tabla 3.1. En general el efecto de este parámetro en el valor de  $P_{K_y S'}$  es bajo, sin embargo no debe ser desestimado. Para algunos materiales como los aceros dúplex y súper-dúplex pueden alcanzar el valor de 0,30.

Grado	$n$
H40	0,14
J55	0,12
K55	0,12
M65	0,12
N80	0,10
L80	0,10
C95	0,09
T95	0,09
P110	0,08
Q125	0,07

**Tabla 3.1:** Índice de endurecimiento  $n$  para la ecuación de ruptura



El factor de resistencia al estallido  $K_a$  es similar al factor  $m_f$ , tiene el valor numérico  $K_a = 1$  para los revestidores que han sido templados y revenidos. Para otro tipo de revestidores de los que no se tenga una medición directa se tomar por defecto el valor de  $K_a = 2$ , en la sección 3.2.7 se explica la base para estas suposiciones.

Una evaluación de la capacidad predictiva de los diferentes modelos estudiados fue hecha por el grupo de trabajo WG2b de la ISO usando datos de pruebas de estallido. En total ciento seis (106) mediciones fueron provistas por la *Shell*, *Grant Prideco*, y *Hydrill Company*. La tabla 3.2 muestra la comparación entre la ecuaciones propuestas, para cada conjunto de datos se muestra la media y el coeficiente de variación de la variable Q, que no es más que la relación entre la capacidad medida por la prueba y la capacidad predicha por la ecuación.

Fuente de los Datos			Medidas de la variable Q			
			Barlow	CEY	Nadai	K-S
Shell 1	28 datos	Media	1,071	1,021	1,172	0,991
		$\Sigma$	0,059	0,085	0,117	0,036
		COV %	5,5	8,4	10,0	3,6
Hydril 1	11 datos	Media	1,092	1,023	0,978	0,997
		$\Sigma$	0,052	0,052	0,079	0,060
		COV %	4,8	5,0	8,0	6,0
Shell 2	18 datos	Media	1,125	1,052	1,043	1,014
		$\Sigma$	0,051	0,080	0,102	0,029
		COV %	4,5	7,6	9,8	2,9
Hydril 2	5 datos	Media	1,150	1,052	1,086	1,046
		$\Sigma$	0,013	0,012	0,067	0,013
		COV %	1,1	1,1	6,2	1,2
Super Duplex	4 datos	Media	0,990		1,044	0,982
		$\Sigma$	0,008		0,049	0,009
		COV %	0,8		4,7	0,9
Grant Prideco	38 datos	Media				1,026
		$\Sigma$				0,041
		COV %				4,0
Promedio de las medias			1,09	1,03	1,09	1,01
COV promedio %			4,4	7	8,8	3,6

**Tabla 3.2:** Datos de la variable Q para varios modelos predictivos

De las definiciones anterior se desprende que el mejor modelo predictivo será aquel que tenga un valor de  $Q$  más cercano a la unidad y un COV (la dispersión) más cercano a cero. Esta condición se cumple para el modelo de Klever-Stewart, tomando la data de forma global la ecuación resulta en una medida de  $Q = 1,004$  con un  $COV = 4,7\%$ .

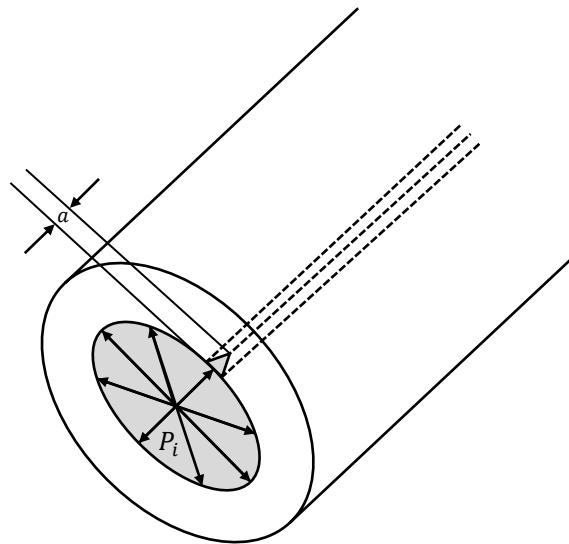
### **3.1.7. Aspectos de la fractura en las ecuaciones de estado límite**

Dado que una de las novedades de las ecuaciones de Klever-Stewart es la incorporación de factores que se derivan del estudio de la mecánica de la fractura, es importante establecer algunos principios básicos sobre este tema y como se ajustan al proceso de diseño de los revestidores. La mecánica de fractura lineal y elástica es un campo de la mecánica de la fractura que se usa para analizar situaciones dentro del límite elástico y lineal de los materiales. Es una disciplina que se ocupa de mantener y determinar la seguridad estructural referente a grietas, puede ayudar al proceso de diseño en la selección inicial de materiales, niveles de esfuerzo de diseño, tamaños tolerables de grieta para control de calidad e inspección (Balderrama, 2004). La resistencia de los materiales desde el punto de vista ingenieril es considerablemente menor a la resistencia sugerida por los enlaces químicos entre los átomos individuales en el material. Por ejemplo, aceros típicos tienen una resistencia de enlace químico por el orden de  $E/5$  y  $E/10$  ( $E$  es el módulo de elasticidad). Sin embargo cuando son usados como estructuras que soportan cargas su valor de resistencia está por el orden de  $E/500$  y  $E/100$ . Este deterioro en la resistencia es causado según la teoría clásica de Griffith por la presencia de pequeñas grietas en el material.

Las imperfecciones superficiales siempre están presentes, en mayor o menor medida dependiendo del proceso de fabricación, manufactura y servicio. Bajo ciertos ambientes y esfuerzos (presión y tensión), las grietas e imperfecciones tienen el potencial de crecer hasta alcanzar proporciones catastróficas y provocar la falla. En el diseño ingenieril moderno uno de los objetivo primarios ha sido el buscar métodos

para escapar de las consecuencias de las grietas y su difusión, por décadas esto ha sido logrado asegurándose que las estructuras se mantengan en compresión de manera que las imperfecciones se encuentren “cerradas”. Naturalmente esta solución no siempre es posible, por ejemplo el caso de los revestidores sometidos a presión interna donde los esfuerzos tangenciales actúan en tensión. En la figura 3.8 se muestran el tipo de grietas que se estudian en el diseño de tubulares, algunas de las suposiciones incluyen:

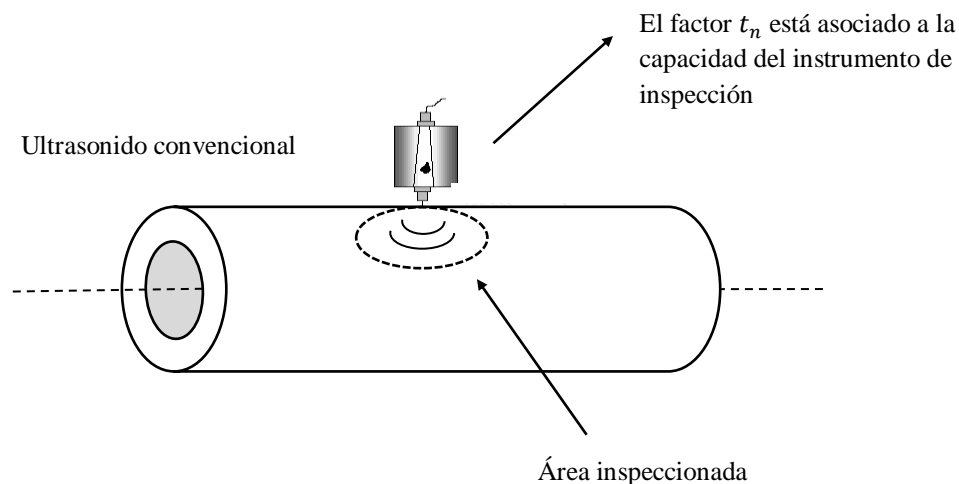
- La tubería es infinitamente larga con una grieta longitudinal también infinitamente larga
- La propagación de la grieta es perpendicular a la carga aplicada
- La presión interna  $P_i$  actúa de cara a la grieta
- La grieta está en la superficie interna de la tubería, que es una condición más severa que el caso de una grieta en una superficie más exterior.
- La grieta está dimensionada según su profundidad  $a$



**Figura 3.8:** Diagrama de una grieta en un revestidor

Si una grieta existe en la tubería, entonces cualquier carga que tienda a “abrirla” resultará en un esfuerzo excesivo en la punta de la misma. La grieta se abre en respuesta a esta carga con finalidad de aliviar la energía de deformación que se ha concentrado. Sin embargo en orden provocar la apertura, la fractura tiene que superar la energía superficial requerida (dado que la apertura conduce a la formación de dos nuevas superficies, las cuales tienen que competir con la resistencia de enlace químico). Por tanto la propagación de la grieta depende de la competencia entre la energía liberada por la apertura y la energía necesaria para provocarla. Para longitudes de grietas menores a una longitud crítica es energéticamente más eficiente para la grieta no propagarse, lo cual es la situación deseada. Cuando la longitud de grieta se acerca y supera el límite, es energéticamente más eficiente que la grieta crezca catastróficamente, provocando la falla. La propiedad que establece la longitud crítica es la tenacidad a la fractura del material (o ductilidad).

En la industria petrolera imperfecciones superficiales siempre existen. Incluso cuando se cuenta con algún sistema de inspección moderno (ultrasonido, flujo magnético, entre otros) existe siempre un límite para la profundidad de imperfección más pequeña que puede ser detectada. Un límite típico es del 5% del espesor de pared.

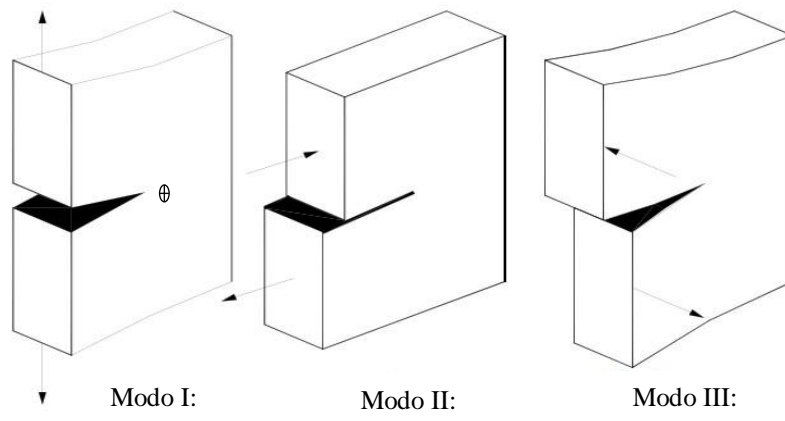


**Figura 3.9:** Inspección de grietas y apreciación del instrumento

El efecto de la carga depende de la magnitud de la misma y también de la orientación de la grieta. Una grieta puede ser forzada de tres formas básicas según la figura 3.10. Estos modos de carga están referidos en números romanos I, II y III, descritos como: modo I de apertura, modo II debido a corte y modo III antiplano. Para el caso de revestidores sometidos a presión interna el modo más común es el modo de apertura o de tensión en el plano. Cuando un material con una grieta es cargado según el modo I, el esfuerzo justo delante de la punta se incrementa, el factor de intensidad  $K_I$  es una medida del estado de esfuerzo en esta área. Los esfuerzos principales pueden entonces expresarse en función del factor  $K_I$ , el cual para una placa infinita puede ser determinado según la ecuación 3.25, y depende básicamente de la carga, del campo de esfuerzos y de la geometría de la grieta.

$$K_I = \sigma \sqrt{\pi a} \quad (3.25)$$

Donde  $\sigma$  es la tensión, y  $a$  es la longitud de la grieta. Nótese que las unidades del factor de intensidad de esfuerzo son  $psi \sqrt{in}$ , el valor de  $K_I$  para diversas geometrías y modos de carga puede encontrarse en la literatura clásica (Miannay, 1998).



**Figura 3.10:** Modos de esfuerzo sobre una grieta

Para el modo I, los esfuerzos principales en la vecindad de la grieta pueden ser encontrados en términos de la intensidad del esfuerzo para cualquier radio  $r$  y ángulo polar  $\theta$ , tomando la punta de la grieta como el origen del sistema de coordenadas.

$$\sigma_1 = \frac{K_I}{\sqrt{2\pi r}} \cos \frac{\theta}{2} \left(1 + \sin \frac{\theta}{2}\right) \quad (3.26)$$

$$\sigma_1 = \frac{K_I}{\sqrt{2\pi r}} \cos \frac{\theta}{2} \left(1 - \sin \frac{\theta}{2}\right) \quad (3.27)$$

$$\sigma_3 = \nu(\sigma_1 + \sigma_2) \quad (3.28)$$

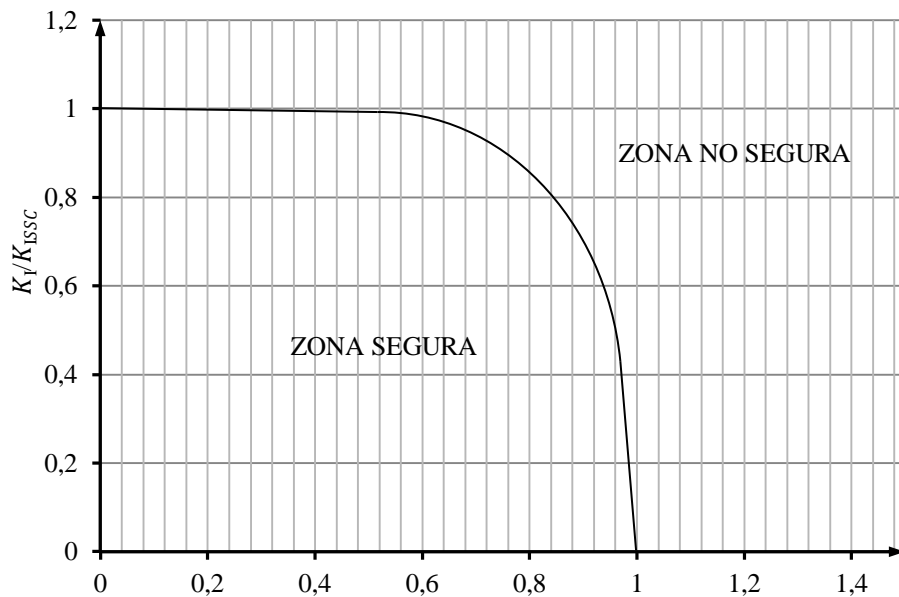
De estas ecuaciones se ve que hay una singularidad en el origen del sistema de coordenadas. Esto se resuelve asumiendo una zona plástica alrededor de la punta de la grieta y limitando el análisis elástico a la región que va más allá de esta zona. Para un estado plano de esfuerzos el radio de la zona plástica se puede calcular como:

$$r_{plastico} = \frac{1}{6\pi} \frac{K_I^2}{\sigma_y^2} \quad (3.29)$$

La resistencia del material a la propagación de grietas depende de su metalurgia y del impacto del ambiente en el cual es usado. Cuando los revestidores se encuentran trabajando en un ambiente “agrio”, por ejemplo en presencia de sulfuro de hidrógeno  $H_2S$  la resistencia del material puede ser expresada en términos del factor  $K_{ISSC}$  (*Sulfide Stress Cracking*) que es un  $K_I$  crítico. Cuando la intensidad del esfuerzo alcanza este límite la grieta alcanza su longitud crítica en el material para la carga dada. Al rebasar el límite la grieta crece catastróficamente hasta la falla. Por tanto el  $K_{ISSC}$  es una medida directa de la tenacidad a la fractura del material, puede ser vista como una propiedad análoga al esfuerzo de fluencia que tiene una distribución estadística para un material y ambiente dado. El enfoque de diseño es asegurar que la aplicación del material es tal que cumple con la ecuación 3.29.

$$K_I < K_{ISSC} \quad (3.29)$$

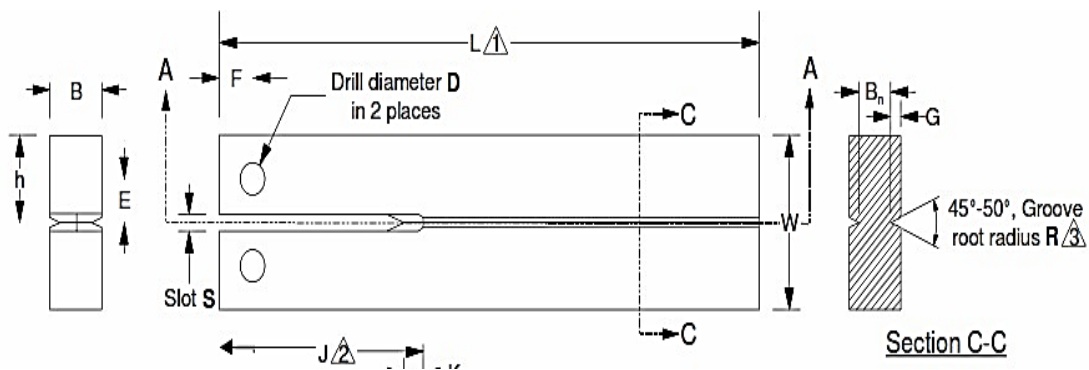
Un diagrama de valoración de falla (FAD) es usado para determinar la seguridad de la tubería para una profundidad de imperfección dada. La figura 3.11 presenta un FAD para el caso de SSC. En el eje de las abscisas se indica la relación entre la carga aplicada y la carga límite de la estructura ( $L_r$ ) mientras que en el eje de las ordenadas se indica la relación entre el factor de intensidad de esfuerzo aplicado y el factor de intensidad de esfuerzo crítico ( $K_r$ ). La zona segura es aquella en la que el “esfuerzo” combinado es menor que la condición límite. La presencia del defecto reduce la carga permisible que puede ser puesta en la estructura.



**Figura3.11:** Diagrama de valoración de falla (FAD)

Como se mencionó,  $K_{ISSC}$  es dependiente del material y del ambiente. Para el caso de SSC, el ambiente es caracterizado por la presión parcial de  $H_2S$  y la temperatura. El factor es estimado a través de experimentos en un laboratorio, diversas pruebas mecánicas han sido usadas. El ensayo de doble viga en voladizo ha

sido extensivamente utilizado para generar datos del factor  $K_{ISSC}$ , el espécimen usado (DCB) es descrito en el reporte ANSI-NACE TM0177-96 como el método D (figura 3.12). A continuación se describe el proceso de forma general, para una descripción más detallada se recomienda la revisión del reporte. El primer paso es entallar la viga para generar la grieta. Luego los brazos del espécimen se van abriendo a desplazamientos constantes gracias a la presión que ejerce una cuña. La DCB es cargada de manera que el nivel aplicado  $K$  este por encima del  $K_{ISSC}$  para el material, el espécimen entonces es expuesto al ambiente deseado ( $H_2S$ ). Al comenzar la propagación de la grieta la carga desciende y el  $K$  aplicado disminuye hasta alcanzar  $K_{ISSC}$ , en este punto la propagación se interrumpe. Luego de un periodo apropiado la medición de la fuerza necesaria para remover la cuña de la viga y la medida de la longitud de la grieta son usadas para calcular el  $K$  aplicado, que en este punto es igual al factor  $K_{ISSC}$ . Varias mediciones son a veces necesarias para caracterizar la dispersión estadística de  $K_{ISSC}$ . Por otro lado el factor de intensidad  $K_I$  es calculado a partir de un modelo adecuado usando teoría de mecánica de fractura para una longitud de imperfección y condiciones de carga (generalmente presión interna y tensión). Análisis de elementos finitos pueden ser usados también para estimar la intensidad del esfuerzo. Esto es usualmente un ejercicio matemático intensivo para grietas reales en materiales reales.



**Figura 3.12:** Especimen DCB para determinar  $K_{ISSC}$



Una de las observaciones más importantes de lo anterior es que controlando las dimensiones de los defectos, es posible incrementar la presión que la tubería puede sostener bajo condiciones específicas de temperatura y presión parcial de sulfuro de hidrógeno. La aplicación del material puede ser entonces adaptada a un nivel de detección, inspeccionando para un tamaño de defecto menor, el factor de intensidad puede ser reducido y la tubería puede ser aplicada a un nivel de carga mayor. El enfoque puede ser formalizado en términos de niveles de aplicabilidad de tubería.

### **3.1.7.1. Fractura del revestidor - ISO TR 10400**

No es común encontrar una expresión relacionada a la fractura que pueda aplicarse directamente en el proceso de selección de revestidores, esto se debe en parte a la dependencia de gran cantidad de datos experimentales. El ISO TR 10400 usa el mismo método descrito en la sección anterior, con algunos cambios en la nomenclatura. La tenacidad a la fractura del material es referido como  $K_{Imat}$  o  $K_{Ieac}$  (*Environment Assisted Cracking*), la cual es una función del material y del ambiente se servicio.

Anteriormente se definió  $K_I$  para el caso de SSC, pero en realidad puede ser para cualquier condición de ambiente (temperatura, PH, presencia de agua, entre otros). La función de estado límite para la fractura está definida por la ecuación 3.30. El lado izquierdo de la expresión corresponde a la curva FAD. El lado derecho es la relación de intensidad de esfuerzo  $K_r$ . Como se observa no puede resolverse explícitamente para el valor de presión interna  $P_{iF}$  deseado, por tanto un método iterativo o gráfico es necesario. Es importante acotar que la ecuación es solo aplicable para el caso de una tubería con una grieta preexistente, que se dimensiona a partir de la apreciación del instrumento de inspección.

$$(1 - 0,14 L_r)(0,3 + 0,7 e^{(-0,65 L_r^6)}) = \frac{P_{iF} \left(\frac{d_0}{2}\right)^2 \sqrt{\pi a}}{\left[\left(\frac{d_0}{2}\right)^2 - \left(\frac{d_0}{2} - t\right)^2\right] K_{1mat}} \left[ 2G_0 - 2G_1 \left[\frac{a}{\frac{d_0}{2} - t}\right] + 3G_2 \left[\frac{a}{\frac{d_0}{2} - t}\right]^2 - 4G_3 \left[\frac{a}{\frac{d_0}{2} - t}\right]^3 + 5G_4 \left[\frac{a}{\frac{d_0}{2} - t}\right]^4 \right] \quad (3.30)$$

Donde  $L_r$  es la relación entre la carga aplicada y la carga límite (eje X de FAD), puede calcularse según la ecuación 3.31.

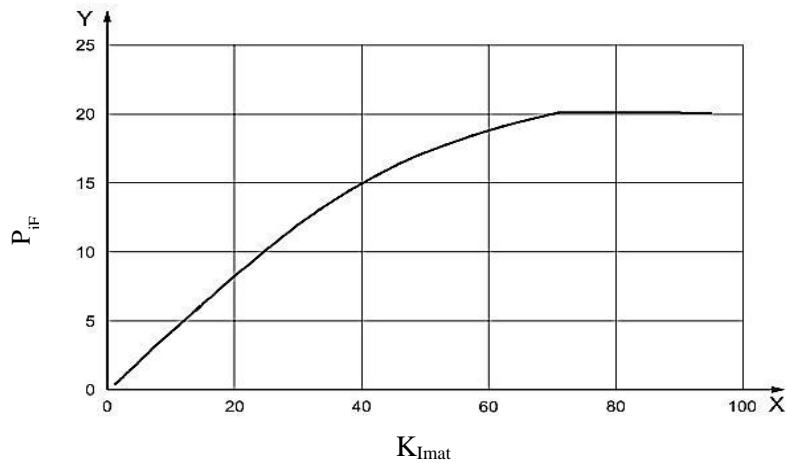
$$L_r = \frac{\sqrt{3}}{2} \left( \frac{P_{iF}}{\sigma_y} \right) \left( \frac{d_i/2+a}{t-a} \right) \quad (3.31)$$

Los parámetros  $G_0, G_1, G_2, G_3$  y  $G_4$  son obtenidos siguiendo la metodología aplicada en el API RP 579 (tabla C.9). Se muestran en la tabla 3.3 para diversos valores de relación de pared, permitiéndose la interpolación.

do/t	a/t	G0	G1	G2	G3	G4
4	0	1,120000	0,682000	0,524500	0,440400	0,379075
4	0,2	1,242640	0,729765	0,551698	0,458464	0,392759
4	0,4	1,564166	0,853231	0,620581	0,503412	0,427226
10	0	1,120000	0,682000	0,524500	0,440400	0,379075
10	0,2	1,307452	0,753466	0,564298	0,466913	0,398757
20	0	1,120000	0,682000	0,524500	0,440400	0,379075
20	0,2	1,332691	0,763153	0,569758	0,470495	0,401459
40	0	1,120000	0,682000	0,524500	0,440400	0,379075
40	0,2	1,345621	0,768292	0,572560	0,472331	0,402984
80	0	1,120000	0,682000	0,524500	0,440400	0,379075
80	0,4	2,064088	1,042414	0,724534	0,571046	0,478588

**Tabla 3.3:** Valores de la constante  $G$  para la curva FAD

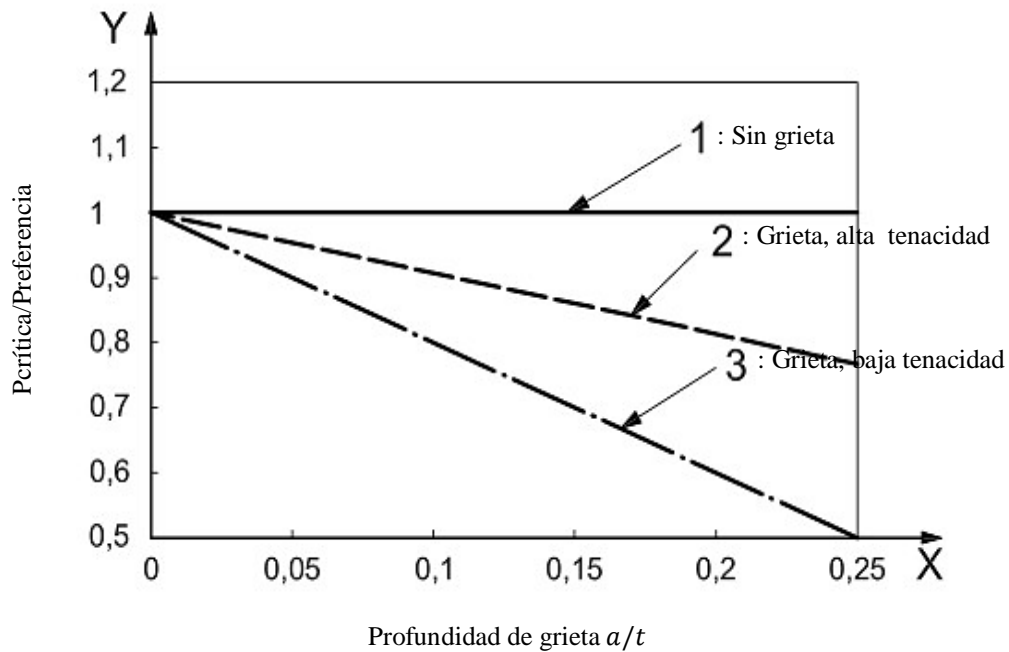
En la ecuación 3.30 el único término faltante es el factor de resistencia a la fractura  $K_{I_{mat}}$ , que como ya se dijo debe ser determinado experimentalmente. Sin embargo la  $P_{iF}$  puede representarse en una gráfica en función de este factor, tal como se muestra en la figura 3.13.



**Figura 3.13:** Presión de propagación de fractura como función de  $K_{1mat}$

### 3.1.7.2. Ruptura Dúctil – Factor $K_a$

Según lo presentado en las secciones anteriores el ISO TR 10400 usa la fórmula de ruptura dúctil de Klever-Stewart. Esta ecuación incluye una penalización por excentricidad así como una penalización por la presencia de un defecto o imperfección. Si un diseño determinístico es aplicado entonces el tamaño máximo de imperfección que puede pasar indetectable a través del dispositivo de inspección es el valor usado para la penalización (es decir se asume el caso más desfavorable). Si un enfoque probabilístico es deseado entonces el método permite el uso de una representación estadística de la frecuencia de la imperfección, la cual tiene un impacto significativo en la probabilidad de ruptura de la tubería para una presión dada. En la figura 3.14 se ilustra el rol que tiene la presencia de imperfecciones en la reducción de la resistencia a la ruptura del revestidor. En el eje x se representan las diferentes profundidades de grietas mientras que en el eje y se cuantifica la presión crítica de ruptura. De este gráfico se puede concluir dos cosas, la primera es que a medida que aumenta la ductilidad del material el impacto de las imperfecciones es menor, y la segunda es que con el aumento de la profundidad de grieta la presión crítica disminuye.

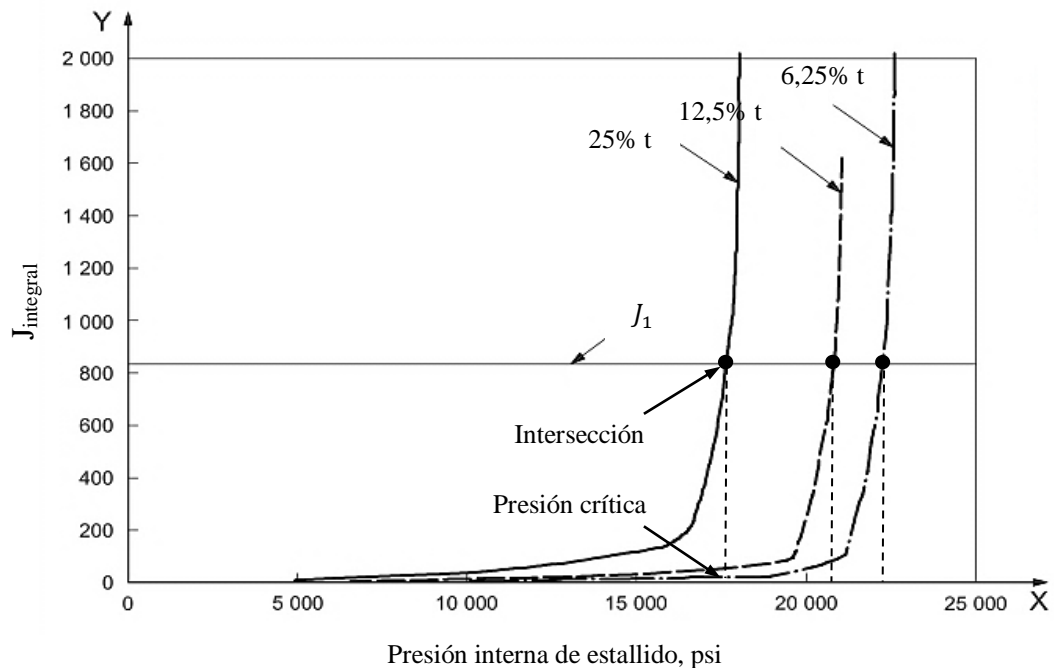


**Figura 3.14:** Efecto de la profundidad de grieta en la presión de ruptura

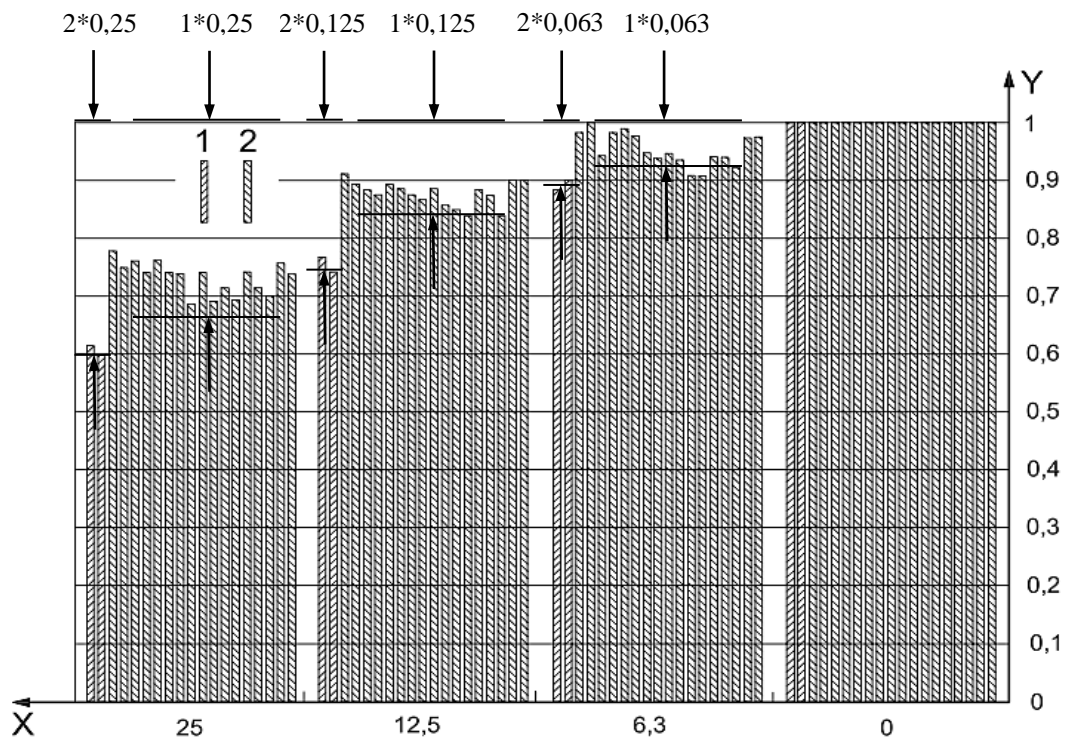
La reducción implícita en modelo ISO es una generalización de la ecuación 3.17 para incorporar el impacto de defectos, en ausencia de una ecuación límite para “estallido frágil”. La penalización por imperfección está basada en el concepto de crecimiento de grieta medido por la propiedad del material  $J_1$  (en vez de la intensidad del esfuerzo), el enfoque utilizado puede resumirse de la siguiente forma:

- Medición de la energía ( $J_1$ ) en la punta de la grieta para muestras representativas de tuberías
- Análisis de elementos finitos para calcular la carga aplicada ( $J_{integral}$ ) para diferente tuberías
- Determinación de la presión a la cual ( $J_{integral} = J_1$ ), la cual es la carga límite para el defecto dado.

En la figura 3.15 se muestran curvas típicas de la energía  $J_{integral}$  para diferentes profundidades de grieta, se recomienda revisar el método práctico implementado por Balderrama (2004) para determinar este parámetro. También se superpone en la gráfica los valores medidos de  $J_1$ . Teóricamente el punto donde  $J_{integral}$  iguala a  $J_1$  representa la presión de falla de la tubería. El desplazamiento del punto de intersección permite elaborar la gráfica 3.16. El eje Y representa la relación entre la presión de ruptura de una tubería con defecto y la presión de ruptura de una tubería sin defecto. En el eje X se muestran tuberías de diferentes grados con diferentes profundidades de imperfección. La gráfica 3.16 muestra que en general para tuberías bonificadas (templadas y revenidas) la influencia de la imperfección es aproximadamente igual a la profundidad de la imperfección. Esta es la razón por la cual se toma como  $K_a = 1$  en la ecuación de ruptura cuando se trata de una tubería que ha sido templada y revenida. Por otro lado para tuberías como J55 y K55 la influencia de la imperfección es aproximadamente el doble de la profundidad de imperfección. Debido a esto se toma  $K_a = 2$  como el valor por defecto para tuberías que no han sido templadas y revenidas o que se no se tiene certeza de su tenacidad.



**Figura 3.15:**  $J_{integral}$  y  $J_1$  para un revestidor grado P110



X: profundidad de grieta/espesor de pared,

Y: presión de estallido con defecto/presión de estallido sin

1: sin templado y revenido

2: con templado y revenido

**Figura 3.16:** Influencia de la profundidad de imperfección en la ruptura dúctil

El método anterior de hecho es idéntico al uso de  $K_{ISSC}$  y  $K_I$ . Los dos enfoques son equivalentes dados que la energía en la punta de la grieta puede ser expresada en términos de la intensidad del esfuerzo mediante  $J = (1 - \nu^2/E)K^2$ . Al final la penalización se aplica como una reducción en el espesor de pared del revestidor. Si  $a$  es la máxima profundidad de imperfección y  $K_a$  es el factor de corrección basado en la mecánica de la fractura entonces el espesor de pared corregido de ruptura se puede calcular como sigue

$$t_{dr} = t_{min} - K_a a \quad (3.30)$$

### 3.1.8. Resumen de las ecuaciones numéricas.

#### 3.1.8.1. Estallido API – Método Convencional.

- Presión de estallido: 
$$P_b = 0,875 \frac{2\sigma_y}{(d_o/t)}$$

#### 3.1.8.2. Fluencia del revestidor restringido axialmente (CEY)

- Presión CEY con propiedades nominales: 
$$P_{CEY} = \frac{4}{\sqrt{3}} \sigma_y \frac{t(d_o-t)}{d_o^2}$$
- Presión CEY con propiedades mínimas: 
$$P_{CEY'} = \frac{4}{\sqrt{3}} \sigma_y \frac{0,875t (d_o-0,875t)}{d_o^2}$$
- Presión CEY con propiedades mínimas desarrolladas:

$$P_{CEY''} = \sigma_y / \left\{ \frac{(3d_o^4 + d_w^4)}{(d_o^2 - d_w^2)^2} + \frac{(d_i^4)}{(d_o^2 - d_i^2)^2} - \frac{(2d_i^2 d_w^2)}{(d_o - d_i)(d_o^2 - d_w^2)} \right\}^{1/2}$$

con  $d_w = d_o - 2K_w t$  y  $K_w$  dependiendo de la tolerancia especificada, siendo  $K_w = 0,875$  por defecto.

#### 3.1.8.3. Límite de ruptura de Hill

- Presión de ruptura: 
$$P_{Hills} = \frac{2}{\sqrt{3}} \sigma_y \ln \left( \frac{d_o}{d_o - 2t} \right)$$

#### 3.1.8.4. Límite de ruptura de Nadai

- Presión de ruptura: 
$$P_{Nadai} = \frac{2}{\sqrt{3}} \sigma_u \ln \left( \frac{d_o}{d_o - 2t} \right)$$

### 3.1.8.5. Ecuación de diseño - Límite de Klever-Stewart:

- Presión de Ruptura: 
$$P_{K_y S'} = 2 K_{dr} \sigma_u \frac{(K_w t - K_a a_N)}{[d_o - (K_w t - K_a a_N)]}$$
- Factor de corrección: 
$$K_{dr} = \left(\frac{1}{2}\right)^{n+1} + \left(\frac{1}{\sqrt{3}}\right)^{n+1}$$
- Índice de endurecimiento: 
$$n = 0,1693 - 0,000812 \sigma_y / 1000$$

Se presentan los valores de  $n$  para diferentes grados de revestidores en la tabla 3.1

Grado	$n$
H40	0,14
J55	0,12
K55	0,12
M65	0,12
N80	0,10
L80 (Cr)	0,10
C90	0,10
C95	0,09
T95	0,09
P110	0,08
Q125	0,07

**Tabla 3.1:** Índice de endurecimiento  $n$  para la ecuación de ruptura

- Profundidad de imperfección asociada:  $a_N = \text{umbral } (\%) * t$

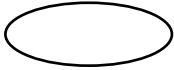


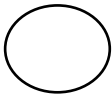
El umbral es especificado por el fabricante y depende del método de inspección de imperfección de grietas. Valores típicos para productos API  $a_N = 5 \%, 12,5 \%$ . El 12,5% de  $t$  es el máximo permitido por tanto es el valor por defecto.

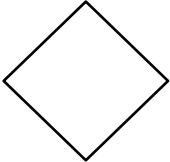


- Factor de resistencia al estallido: 
$$\left\{ \begin{array}{l} K_a = 1 \text{ para tuberías bonificadas.} \\ K_a = 2 \text{ para tuberías no bonificadas} \end{array} \right.$$



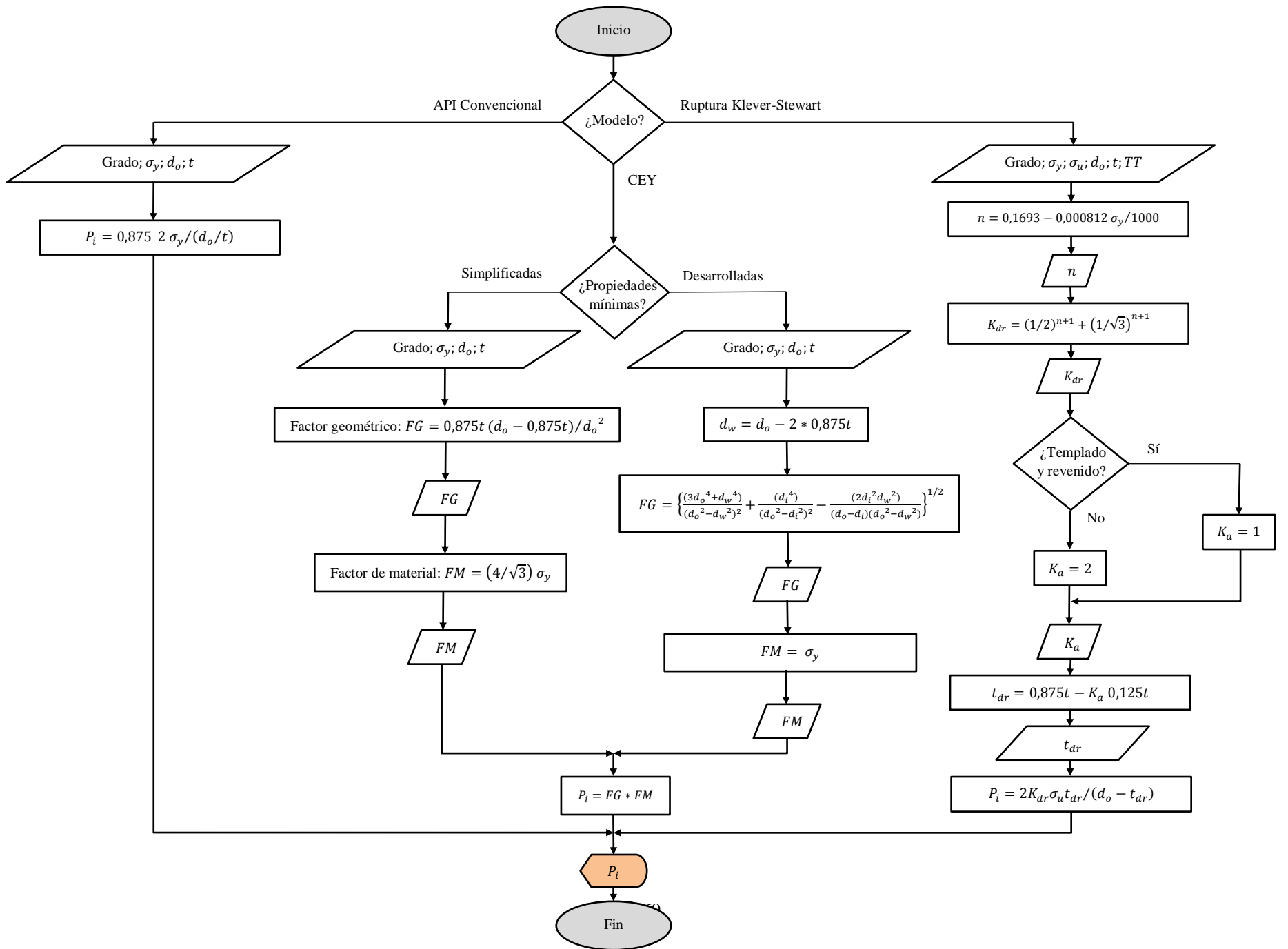
### 3.1.9. Diagrama de flujo

Dado la cantidad de métodos y variables que se han presentado es conveniente realizar alguna representación simplificada de una secuencia lógica que permita cumplir nuestro objetivo, que en este apartado es determinar la resistencia al estallido de un revestidor con determinadas características sometido solo a una presión interna. Esto se logra con el uso de un diagrama de flujo. Un diagrama de flujo es una representación simbólica de un sistema desglosado en sus partes componentes y colocadas estas en una secuencia adecuada. Donde quiera que se emplee su principal objetivo es mejorar la comunicación entre dos personas proporcionando una representación gráfica, clara y concisa de una operación. La construcción correcta del diagrama es muy importante ya que a partir de este se escribe el algoritmo en algún lenguaje de programación. Incluso en los procesos más sencillos se aprovecha mejor el esfuerzo reduciendo primero el problema a sus pasos elementales. Permite visualizar las distintas suboperaciones e identificar fácilmente los puntos en que se precisa alguna mejora o simplificación. Dado que de aquí en adelante se desarrollan varios diagramas de flujos es conveniente describir brevemente la simbología utilizada, estos satisfacen recomendaciones de la ANSI e ISO.

<u>Símbolo</u>	<u>Significado</u>
	Se utiliza para marcar el inicio y el fin del diagrama de flujo.
	Se utiliza para introducir datos
	Representa un proceso. En su interior se colocan operaciones aritméticas
	Conector para cuando el diagrama no cabe en una página

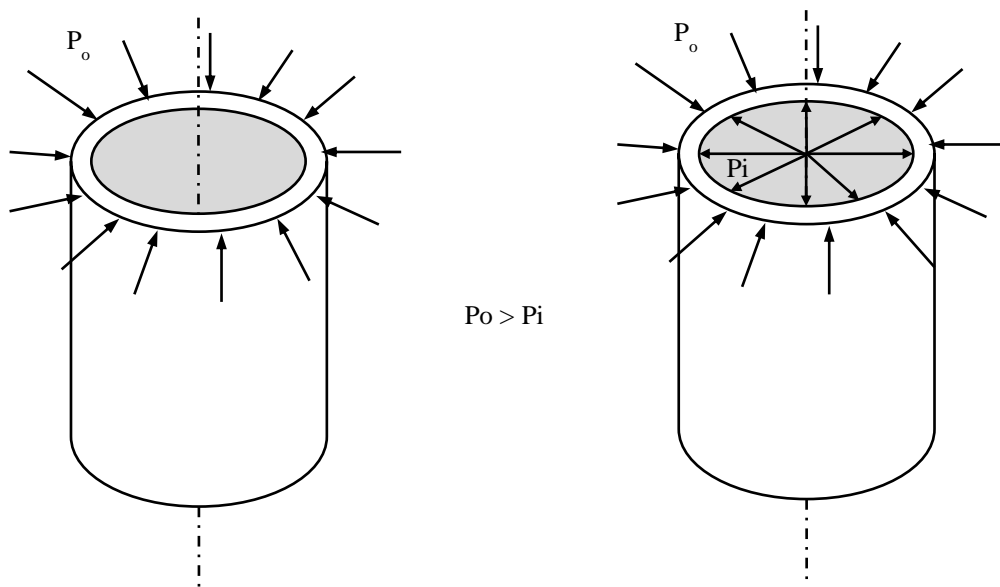
<u>Símbolo</u>	<u>Significado</u>
	Se utiliza para representar una decisión. Dependiendo del resultado se sigue por una de las ramas
	Línea de flujo
	Display para mostrar resultado

En el diagrama de flujo de la figura 3.17 se incluyen los tres mejores modelos para determinar la resistencia al estallido. Después del inicio un rombo de decisión nos permite escoger entre el método convencional API, el modelo de revestidor restringido axialmente (CEY) y el límite de ruptura de Klever, los límites de ruptura de Nadai y Hill no son incluidos ya que tiende a sobrestimar la capacidad del revestidor según lo explicado en secciones anteriores. Al seguir la respectiva línea de flujo se cae en un recuadro que pide los datos de entradas que son necesarios y suficientes para determina el valor final de  $P_i$ , por ejemplo para la ecuación API y el modelo CEY hacen falta el grado del revestidor ( $\sigma_y$ ), su diámetro externo ( $d_o$ ) y el espesor de pared ( $t$ ), para el modelo de ruptura de Klever hace falta además conocer el tratamiento térmico ( $TT$ ). Siguiendo el orden de la línea de flujo cada variable en los modelos puede determinarse sin ningún tipo de obstrucción. Para los factores  $K_w$  y  $a_N$  se han tomado los valores por defectos 0,875 y 12,5% respectivamente para simplificar el proceso de una manera conservadora. En partes del diagrama también se indican en un recuadro las variables que ya han sido determinadas, para ubicar mejor al usuario. Independientemente del método seleccionado cuando llegemos al ovalo final obtendremos de manera inequívoca un valor de presión interna  $P_i$ , que corresponde al valor de resistencia al estallido del revestidor estudiado.



### 3.2. Resistencia a presiones externas

Cargas de colapso son generadas principalmente por columnas de fluidos que actúan en la pared externa del revestidor (en el espacio anular), de forma más general se puede decir que se somete a colapso a la tubería cuando se tiene un diferencial de presión  $P_o > P_i$  como se muestra en la figura 3.18. La estimación de esta resistencia es uno de los procedimientos más complejos y controversiales en el diseño del revestidor. El modo de falla depende altamente de la relación entre el diámetro externo de la tubería  $d_o$  y su espesor de pared  $t$ . Para revestidores con una alta relación ( $d_o/t \geq 20$ ) el colapso representa un problema de inestabilidad similar al pandeo, debido a que los esfuerzos tangenciales actúan en compresión. Estas tuberías colapsan bajo el punto de fluencia del material, es decir la falla es provocada por pura deformación elástica y resulta en una pérdida de la redondez de la sección. Por el contrario para revestidores con una baja relación de pared ( $d_o/t < 20$ ), la habilidad para soportar las presiones externas parece estar limitado por su resistencia a la fluencia, los especímenes exhiben un comportamiento idealmente plástico y la falla ocurre en rango de fluencia.



**Figura 3.18:** Tubería de revestimiento sometida a colapso

La forma general para el caso elástico fue presentada por Bresse (1859) y por Bryan (1888), el revestidor es considerado como un anillo uniformemente comprimido por una presión exterior  $P_o$  que produce una pequeña deformación, dejándolo con una forma ovalada. Durante el desarrollo de este postulado (anexo A) se determina la ecuación diferencial del anillo en función de los desplazamientos y las propiedades del material. La presión crítica  $P_{ce}$  será la necesaria para mantener el estado de equilibrio en el anillo deformado, es importante acotar que este término es independiente del esfuerzo de fluencia.

$$P_{ce} = \frac{2E}{1-\nu^2} \frac{1}{(d_o/t)^3} \quad (3.31)$$

En el caso de tuberías que muestran comportamiento idealmente plástico, la fluencia en la fibra más interna se logra para un nivel de tensión causado por una presión crítica externa que puede calcularse usando las ecuaciones de Lamé. Los esfuerzos en un cilindro de pared gruesa ya no son uniformes a lo largo del espesor de la tubería (figura 3.19). Si se considera que la sección transversal del cilindro y la carga aplicada son simétricas respecto al eje longitudinal entonces los esfuerzos axiales  $\sigma_a$ , radiales  $\sigma_r$  y tangenciales  $\sigma_t$  son los esfuerzos principales. Las ecuaciones de Lamé para determinar los esfuerzos a un radio genérico  $r$  pueden expresarse como:

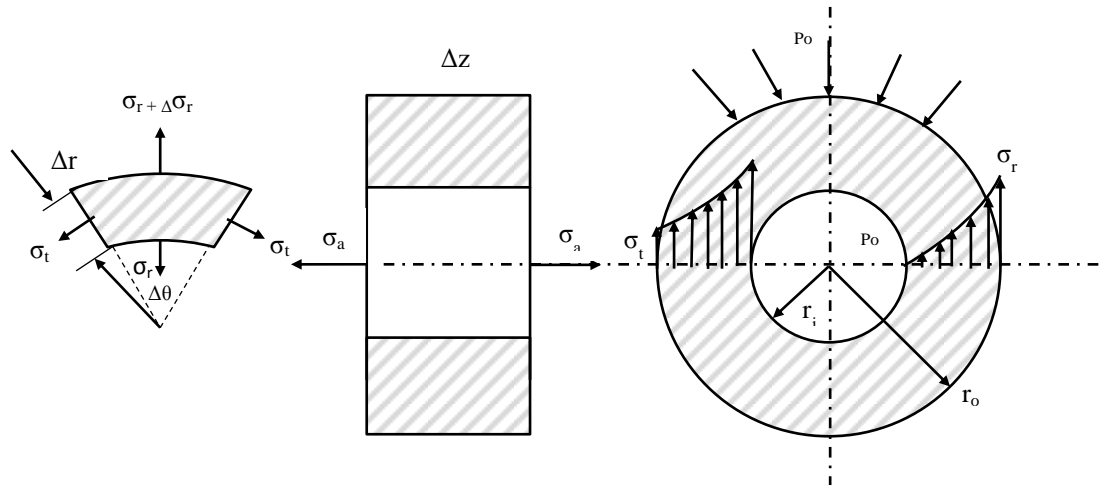
$$\sigma_t = \frac{-P_o r_o^2}{r_o^2 - r_i^2} \left( 1 + \frac{r_i^2}{r^2} \right) \quad (3.32)$$

$$\sigma_r = \frac{-P_o r_o^2}{r_o^2 - r_i^2} \left( 1 - \frac{r_i^2}{r^2} \right) \quad (3.33)$$

Del término  $(1 + r_i^2/r^2)$  se puede ver que el esfuerzo tangencial será máximo cuando el radio sea mínimo, es decir para  $r_i$ . Si se considera que el esfuerzo

máximo es igual al esfuerzo de fluencia se tiene que  $P_o$  es la presión crítica de colapso, expresando los radios en términos de la relación de pared se concluye:

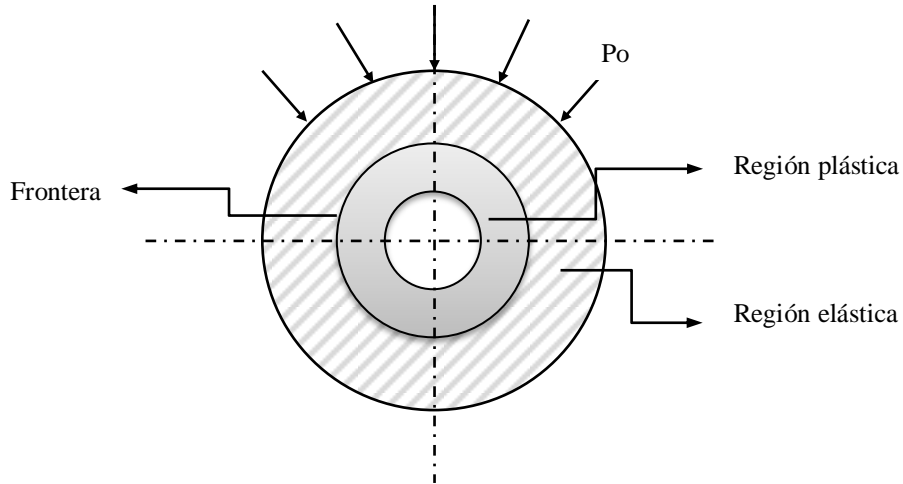
$$P_{cy} = 2 \sigma_y \left[ \frac{(d_o/t)-1}{(d_o/t)^2} \right] \quad (3.34)$$



**Figura 3.19:** Distribución de esfuerzos en revestidor de pared gruesa bajo presión.

En la ecuación 3.34 el punto al cual el esfuerzo tangencial inducido por la presión externa alcanza el esfuerzo de fluencia se considera como la carga límite. El comienzo de la deformación plástica del material en la fibra más interna no implica que el revestidor ya haya fallado, más bien significa que se ha creado una frontera entre una zona de deformación elástica y una zona de deformación plástica la cual se va moviendo hacia la pared externa a medida que aumenta la carga (Mc Gregor, 1978). La sección de la tubería queda dividida como se indica en la figura 3.20, esta consideración constituye un factor decisivo en los modelos analizados más adelante. El comienzo de la fluencia localizada no es la única indicación de que se ha alcanzado una presión externa crítica. La resistencia al colapso también puede ser definida como ese punto al cual el esfuerzo promedio sobre la pared del revestidor alcanza la fluencia, si usamos este criterio entonces la ecuación de Barlow

anteriormente definida también puede usarse. Planteadas las consideraciones principales cuando se analiza el colapso en fluencia y el colapso elástico, puede decirse que en cuanto a OCTG (*Oil Country Tubular Goods*) se refiere el problema radica en formular un modelo que sea capaz de captar estos dos extremos y todo lo que entre ellos se encuentra (colapso en transición).



**Figura 3.20:** Región elástica y plástica de un revestidor de pared gruesa

### 3.2.1. Colapso API – Método Convencional

La resistencia al colapso es calculada en concordancia con las ecuaciones de la American Petroleum Institute suministradas en el API bulletin 5C3 (1994). Estas ecuaciones son aquellas adoptadas en la conferencia de estandarización de 1968 y reportadas en la circular PS-1360 de fecha Septiembre de 1968. En la metodología API cuatro ecuaciones son usadas para cubrir todo el espectro de relaciones de pared encontrados en la industria tal como se muestra en la figura 3.21. Estas cuatro regiones son clasificadas como:

- Colapso en fluencia
- Colapso plástico
- Colapso en transición

- Colapso elástico

La estimación del colapso en fluencia se hace usando la ecuación 3.34 que viene de las ecuaciones de Lamé de pared gruesa, con la diferencia que se utiliza un pseudo-esfuerzo de fluencia  $\sigma_{ypa}$  definido por API para tomar en cuenta el efecto de la fuerza axial. Este procedimiento se estudia en detalle en la sección de resistencia multiaxial y se evidencia que no es el más apropiado.

$$P_y = 2 \sigma_{ypa} \left[ \frac{(d_o/t)-1}{(d_o/t)^2} \right] \quad (3.35)$$

La ecuación 3.35 es aplicable para valores de relación de pared  $d_o/t$  por encima del valor correspondiente a la intersección con la ecuación de colapso plástico, este punto es calculado como sigue:

$$(d_o/t)_y = \frac{\{[(A-2)^2 + 8(B+C/\sigma_{ypa})]^{1/2} + (A-2)\}}{[2(B+C/\sigma_{ypa})]} \quad (3.36)$$

Para determinar la presión de colapso elástico una ecuación propuesta por Clinedinst (1939) es utilizada.

$$P_e' = \frac{2E}{1-\nu^2} \frac{1}{(d_o/t)[(d_o/t)-1]^2} \quad (3.37)$$

A pesar de que la fórmula es parecida a la ecuación de Bresse (ecuación 3.31) resulta en valores de colapso más altos, especialmente para pequeñas relaciones de pared. La fórmula de diseño incluye un factor que reduce el valor de la presión externa al 71.25% del valor teórico. Para valores del módulo de Young  $E = 30 * 10^6$  psi y una relación de Poisson  $\nu = 0,3$  la ecuación numérica es:

$$P_e = \frac{46,95 * 10^6}{(d_o/t)[(d_o/t)-1]^2} \quad (3.38)$$



La ecuación para el rango plástico ha sido derivada empíricamente de los resultados de 402 pruebas de colapso en especímenes de grado K-55, 1440 pruebas en especímenes de grado N80 y 646 pruebas en especímenes de revestidores sin costura de grado P110. La fórmula para la resistencia promedio  $P_{prom}$  ha sido determinada por medio del análisis de regresión a la media.

$$P_{prom} = \sigma_{ypa} \left[ \frac{A}{(d_o/t)} - B \right] \quad (3.39)$$

Los parámetros A y B son dependientes del respectivo esfuerzo de fluencia. Para tomar en cuenta los efectos de las tolerancias un parámetro de presión C ha sido calculado para cada grado de acero, por tanto el colapso plástico mínimo resulta cuando se le resta a la ecuación 3.39 dicho parámetro. Este modelo garantiza un 95% de confianza en que la resistencia de la tubería será mayor al calculado por la ecuación 3.10 y para el restante 5% una probabilidad de falla de 0,5%.

$$P_p = \sigma_{ypa} \left[ \frac{A}{(d_o/t)} - B \right] - C \quad (3.40)$$

La ecuación 3.40 es aplicable para valores de relación de pared que van desde  $(d_o/t)_y$  hasta  $(d_o/t)_p$  calculándose esta última como sigue.

$$(d_o/t)_p = \frac{[\sigma_{ypa}(A-F)]}{[C + \sigma_{ypa}(B-C)]} \quad (3.41)$$

En esta forma la ecuación 3.40 ya no intersecta a la línea definida por la ecuación de presión de colapso elástico (ecuación 3.38) tal como se muestra en la figura 3.4. Este problema de continuidad ha sido resuelto matemáticamente con la

creación una cuarta región artificial, que se llama colapso en transición y que no tiene bases teóricas o empíricas. La curva asociada está definida por la siguiente ecuación:

$$P_t = \sigma_{ypa} \left[ \frac{F}{(do/t)} - G \right] \quad (3.42)$$

Las constantes F y G son dependientes de los parámetro A y B respectivamente. La ecuación 3.42 es aplicable a valores de relación de pared que van desde  $(do/t)_p$  hasta  $(do/t)_t$ , siendo esta última:

$$(do/t)_t = \frac{[2+(B/A)]}{[3(B/A)]} \quad (3.43)$$

Las constantes históricas de API se muestran en la tabla 3.4 para varios grados de aceros API y no API (marcados con guion) que también son de uso común en la industria.

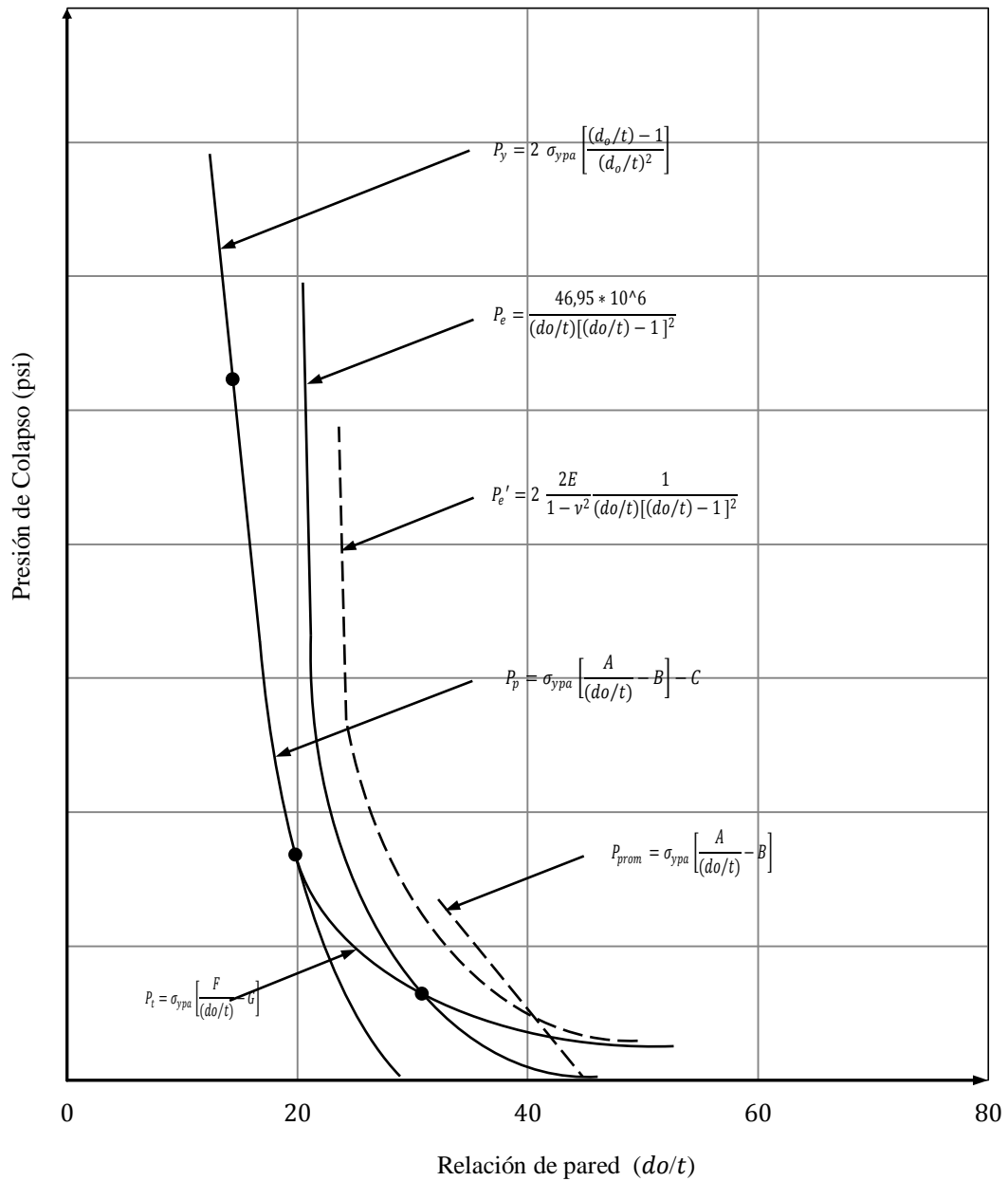
Grado	$\sigma_{ypa}$	A	B	C	F	G
H40	40000	2,950	0,0465	754	2,063	0,0325
-50	50000	2,976	0,0515	1056	2,003	0,0347
J, K55	55000	2,991	0,0541	1206	1,989	0,0360
-60	60000	3,005	0,0566	1356	1,983	0,0373
-70	70000	3,037	0,0617	1656	1,984	0,0403
C75 y E	75000	3,054	0,0642	1806	1,990	0,0418
L, N80	80000	3,071	0,0667	1955	1,998	0,0434
-90	90000	3,106	0,0718	2254	2,017	0,0466
C,T95 y X	95000	3,124	0,0743	2404	2,029	0,0482
-100	100000	3,143	0,0768	2553	2,040	0,0499
P105 y G	105000	3,162	0,0794	2702	2,053	0,0515
P110	110000	3,181	0,0819	2852	2,066	0,0532
-120	120000	3,219	0,0870	3151	2,092	0,0565
Q125	125000	3,239	0,0895	3301	2,106	0,0582
-130	130000	3,258	0,0920	3451	2,119	0,0599

**Tabla 3.4:** Parámetros empíricos de API para fuerza axial cero ( $\sigma_a = 0$ )

En la tabla 3.5 se resumen las ecuaciones para el cálculo de la resistencia al colapso API según los cuatro rangos definidos y los criterios de aplicabilidad.

Modo de Falla	Rango Aplicable
<b>Elástico</b>	
$P_e = \frac{46,95 \cdot 10^6}{(d_o/t)[(d_o/t)-1]^2}$	$(d_o/t) \geq \frac{[2+B/A]}{[3(B/A)]}$
<b>Transición</b>	
$P_t = \sigma_{ypa} \left[ \frac{F}{(d_o/t)} - G \right]$	$\frac{[\sigma_{ypa}(A-F)]}{[C + \sigma_{ypa}(B-C)]} \leq (d_o/t) \leq \frac{[2 + (B/A)]}{[3(B/A)]}$
<b>Plástico</b>	
$P_p = \sigma_{ypa} \left[ \frac{A}{(d_o/t)} - B \right] - C$	$\frac{\{[(A-2)^2 + 8(B+C/\sigma_{ypa})]^{1/2} + (A-2)\}}{[2(B+C/\sigma_{ypa})]} \leq (d_o/t) \leq \frac{[\sigma_{ypa}(A-F)]}{[C + \sigma_{ypa}(B-C)]}$
<b>Fluencia</b>	
$P_y = 2 \sigma_{ypa} \left[ \frac{(d_o/t)-1}{(d_o/t)^2} \right]$	$(d_o/t) \leq \frac{\{[(A-2)^2 + 8(B+C/\sigma_{ypa})]^{1/2} + (A-2)\}}{[2(B+C/\sigma_{ypa})]}$
<b>Constantes empíricas</b>	
$A = 2,8762 + 0,10679 \cdot 10^{-5} \sigma_{ypa} + 0,21301 \cdot 10^{-10} \sigma_{ypa}^2 - 0,53132 \cdot 10^{-16} \sigma_{ypa}^3$	
$B = 0,026233 + 0,50609 \cdot 10^{-6} \sigma_{ypa}$	
$C = -465,93 + 0,030867 \sigma_{ypa} - 0,10483 \cdot 10^{-7} \sigma_{ypa}^2 + 0,36989 \cdot 10^{-13} \sigma_{ypa}^3$	
$F = [46,95 \cdot 10^6 \cdot \left(\frac{3B/A}{2+B/A}\right)^3] / [\sigma_{ypa} \left(\frac{3B/A}{2+B/A} - B/A\right) \left(1 - \frac{3B/A}{2+B/A}\right)^2]$	
$G = (FB)/A$	
<b>Pseudo-esfuerzo de fluencia</b>	
$\sigma_{ypa} = \sigma_y \left\{ \left[ 1 - 0,75 \left( \frac{\sigma_a}{\sigma_y} \right)^2 \right]^5 - 0,5 \left( \frac{\sigma_a}{\sigma_y} \right) \right\}$	

**Tabla 3.5:** Ecuaciones API para calcular la resistencia al Colapso



**Figura 3.21:** Presión de colapso según API para acero de grado N80

Eje X = relación de pared  $d_o/t$

Eje Y = presión de colapso. psi

$P_e$  = presión de colapso elástico. psi

$P_t$  = presión de colapso en transición. psi

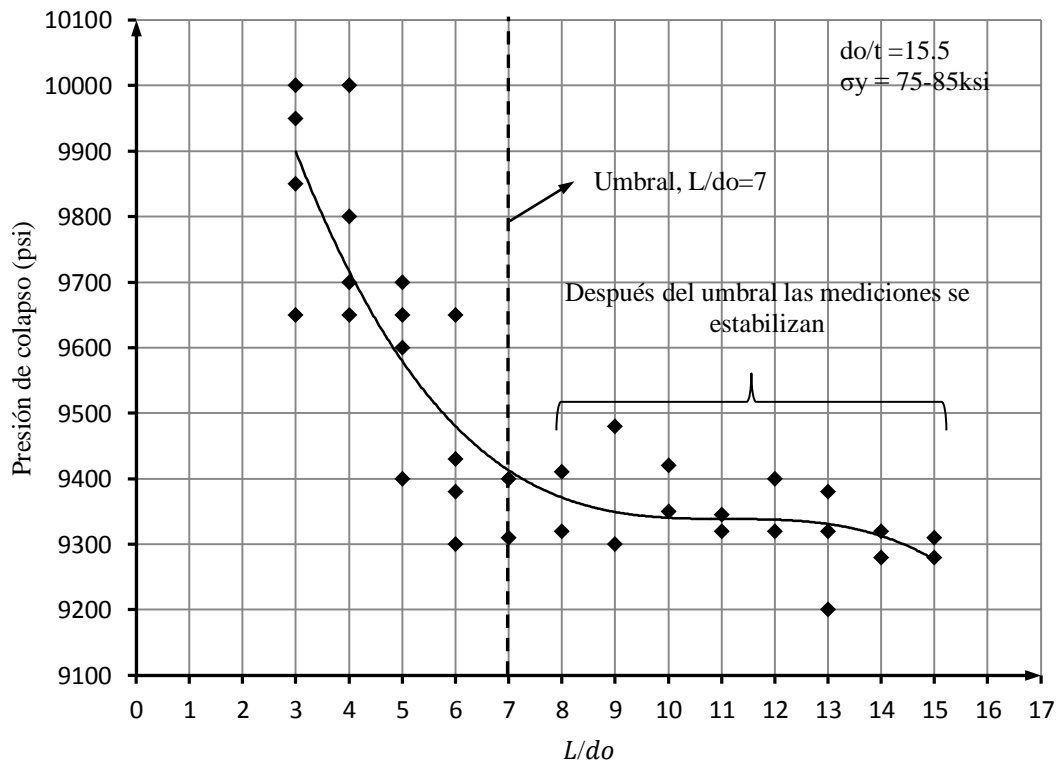
$P_p$  = presión de colapso plástico. psi

### 3.2.2. Limitaciones del método API para el colapso

Los modelos API para determinar la resistencia al colapso han servido de manera efectiva a la industria por más de cuatro décadas. La base técnica del API Bull. 5C3 (1994) fue desarrollada al comienzo de la década de los sesenta, con el paso del tiempo los procesos de manufactura, el control de las tolerancias y el desempeño de los materiales han mejorado, provocando la necesidad de tener ecuaciones de colapso más apropiadas. Desde la primera publicación del boletín varias limitaciones han sido identificadas:

- La data de las pruebas de colapso sobre los cuales están basadas las ecuaciones está discontinuada. Las prácticas de producción de tuberías han alcanzado nuevos niveles de detalle y calidad, por tanto es posible que las ecuaciones no predigan con la mejor exactitud el desempeño de OCTG modernas. Los requerimientos del API están basados en el límite inferior de data de colapso obtenida de los fabricantes, es decir se basan en el desempeño de revestidores de la peor calidad que pueden haberse producido al momento que las especificaciones fueron establecidas y no en el desempeño al colapso inherente de los revestidor.
- Las pruebas de colapso fueron hechas utilizando especímenes con una relación de longitud y diámetro externo  $L/d_o$  incorrecto. Krug y Marx (1980) y Krug (1982) de la Universidad Técnica de Clausthal con apoyo de la empresa *Mannesmann* realizaron 160 pruebas de colapso en revestidores con relación de pared  $do/t$  entre 10-40 y relaciones de longitud  $L/d_o$  entre 2-12. Concluyeron que las ecuaciones API sobrestimaron los valores experimentales debido a que están basadas en ensayos con especímenes cortos ( $L/d_o < 7$ ). Esta longitud no permite aislar totalmente el efecto de las reacciones que se producen en los extremos de la tubería por estar restringida en un banco de pruebas. Dado que el método de prueba y la longitud de las muestras pueden afectar la estimación final, Mehdizadeh (1984) condujo una investigación

para determinar el efecto de estos parámetros. Los resultados mostrados en la figura 3.22 indican un aumento del 10% en la presión de colapso para especímenes con una longitud menor a siete veces su diámetro. Fue revelado también que en pruebas en las que la fuerza hidrostática actúa axialmente en la sección transversal de la tubería arrojan valores mayores de colapso que en las pruebas con extremos abiertos, todo esto debido al efecto Poisson.

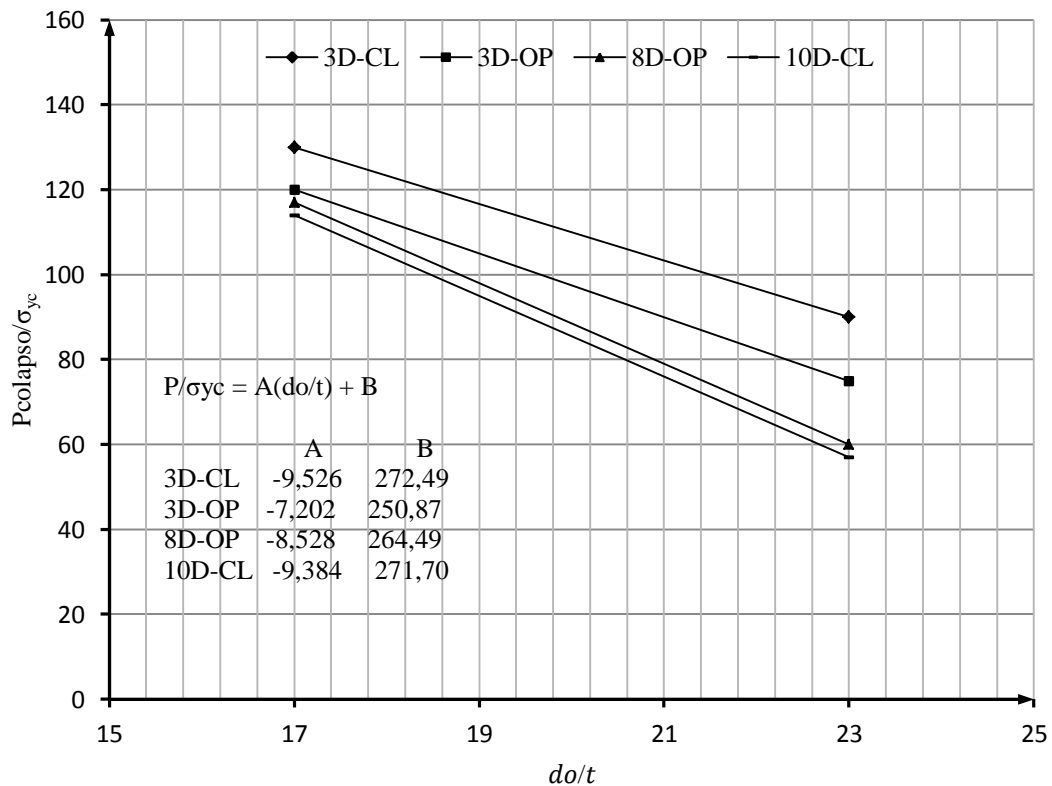


**Figura 3.22:** Presión de colapso para varias relaciones de longitud y diámetro.

La figura 3.23 muestra los resultados de pruebas de colapso utilizando varios procedimientos, el análisis de regresión a la media muestra la relación entre la presión de colapso  $P$  normalizada respecto a la resistencia a la fluencia en compresión, y la relación de la pared  $do/t$ . Las condiciones de pruebas se designan de la siguiente manera:

3D-CL: Espécimen de longitud tres veces su diámetro con extremos cerrados  
 3D-OP: Espécimen de longitud tres veces su diámetro con extremos abiertos  
 8D-OP: Espécimen de longitud ocho veces su diámetro con extremos abiertos  
 10D-CL: Espécimen de longitud diez veces su diámetro con extremos cerrados

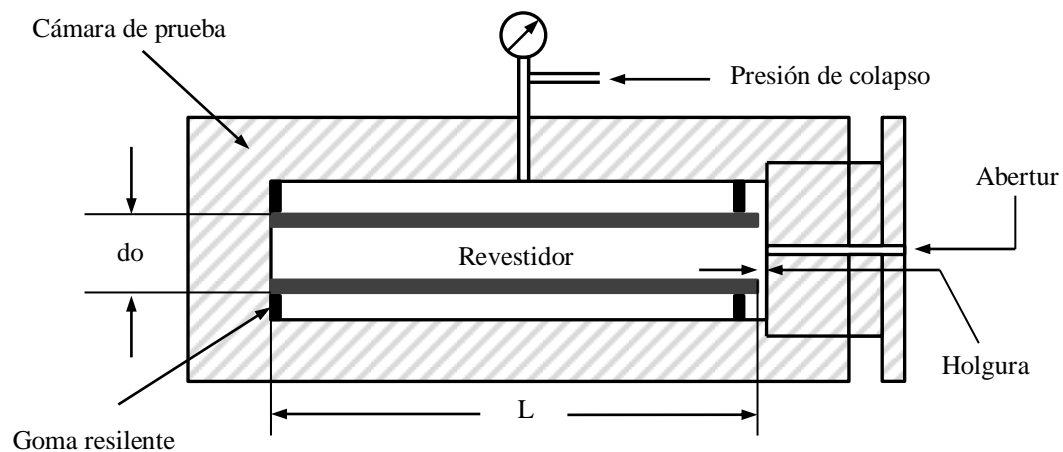
La data muestra que la presión de colapso para especímenes cortos (2-3D) con extremos abiertos y extremos cerrados son aproximadamente 10% y 25% mayores que aquellas obtenidas con el método de muestras largas y extremos cerrados. Como se puede ver siempre y cuando se usen especímenes largos ( $L/d_o > 7$ ) la variación entre restringir los extremos o no será muy pequeña.



**Figura 3.23:** Datos de colapso obtenida por varios métodos de prueba

La revisión de las pruebas anteriores indica que la resistencia al colapso determinada con el uso de muestras cortas son considerablemente mayores que la resistencia del revestidor bajo condiciones reales de pozo, lo que puede ser causa de fallas.

En la actualidad la mayoría de los fabricantes usan un enfoque similar a la línea 3D-OP, este procedimiento fue adoptado por el American Petroleum Institute en el API bulletin 5C2 como método estándar para realizar pruebas de colapso en OCTG. Un esquema de un montaje típico para ensayar tuberías y estudiar este caso de carga se muestra en la figura 3.24



**Figura 3.24:** Esquema de un banco de pruebas para estudiar el colapso en revestidores

- Las ecuaciones resultan en un amplio margen de variación entre la resistencia última y la resistencia de diseño al colapso a lo largo de todo el espectro de relaciones de pared  $do/t$  aplicable en la industria, lo que repercute a su vez en el margen de variación de la probabilidad de falla prevista (Kuriyama, 1994).



- Las ecuaciones promedio no son buenas predictoras de la resistencia última al colapso comparadas con nuevas formulaciones que han demostrado ser más precisas.
- No se toma en cuenta el tratamiento térmico. Las mismas ecuaciones se usan en tuberías a las que se le aplica el bonificado (templado y revenido) y a las que no, naturalmente existen diferencia en el comportamiento mecánico de estas dos clases de material y necesitan una formulación individual.
- No se toma en cuenta el proceso de fabricación. Los especímenes usados en las pruebas fueron fabricados usando diferente métodos de producción (soldadura por resistencia, proceso sin costura, entre otros) además pueden haber sido conformados en caliente o en frío (HRS y CRS) y ningún intento fue hecho para determinar los diversos efectos bajo estas condiciones. Trabajos subsecuentes (*Amared Hess Company, 1999*) demuestran que el proceso de manufactura y el tratamiento térmico tienen efectos significativos en la resistencia al colapso (esfuerzos residuales) y por tanto deben ser incluidos explícitamente en un método moderno.
- La formulación para el rango plástico está basada en la suposición de que la resistencia al colapso es proporcional a la resistencia a la fluencia mínima en vez de la resistencia a la fluencia real. Esto es aceptable siempre y cuando la relación de ambos valores sea constante para todos los grados de acero, sin embargo análisis de datos de producción han mostrado que esta relación varía considerablemente de grado a grado. Por tanto el enfoque actual puede ser mejorado.
- La metodología no puede adaptarse a grados de acero no-API, como por ejemplo las tuberías especiales de alta resistencia (HC). Esto ha creado discrepancias entre las capacidades que los fabricantes aseguran y las capacidades calculadas según API.

### 3.2.3. Colapso según Timoshenko

El modelo clásico de Timoshenko intenta agrupar en una sola ecuación todos los tipos de colapso, además define explícitamente un término para tomar en cuenta la ovalidad de la tubería. Aunque no es usada comúnmente en el diseño representa el punto de partida para el modelo definitivo. Timoshenko define el colapso como el punto en el que se alcanza la fluencia en las fibras extremas causadas únicamente por una presión exterior crítica, la cual está dada por una ecuación cuadrática de la forma:

$$a(Pc)^2 - b(Pc) + c = 0 \quad (3.44)$$

Donde las constantes  $a$ ,  $b$  y  $c$  son determinadas de acuerdo a la resistencia al colapso elástico  $P_e$ , al colapso en fluencia  $P_y$ , la ovalidad inicial  $ov$  y un término de espesor de pared  $\xi = t/do$ . Para la ecuación 3.44 los coeficientes se establecen como:

$$a = 1 \quad (3.45)$$

$$b = \left[ P_y + \left( 1 + \frac{3ov}{2\xi} \right) P_e \right] \quad (3.46)$$

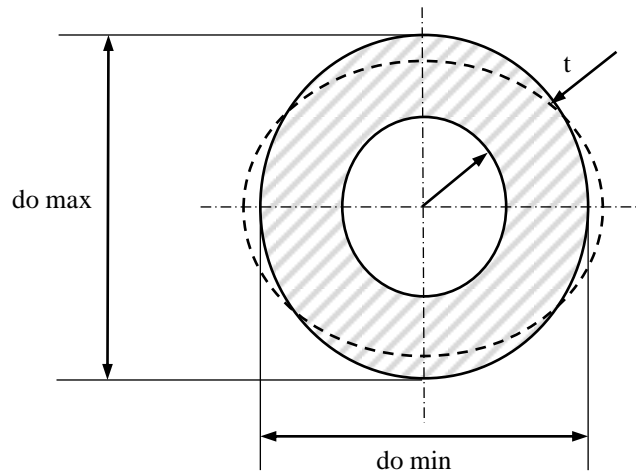
$$c = P_y P_e \quad (3.47)$$

Sustituyendo en 3.44 queda finalmente

$$(Pc)^2 - \left[ P_y + \left( 1 + \frac{3ov}{2\xi} \right) P_e \right] (Pc) + P_y P_e = 0 \quad (3.48)$$

El término  $ov$  es la ovalidad inicial de la tubería, se define como el grado en que la geometría de la sección transversal del tubo se aleja de la circunferencia formando una elipse (figura 3.25), no debe confundirse con la excentricidad. Se puede expresar matemáticamente como sigue:

$$ov = (do_{max} - do_{min})/do_{prom} \quad (3.49)$$



**Figura 3.25:** Tubería ovalada no excéntrica

Los términos de presiones son calculados según la ecuación de Barlow y la ecuación de Bresse tal como se justificó en la sección 3.3

$$P_y = 2\sigma_y \xi \quad (3.50)$$

$$P_e = \frac{2E}{1-\nu^2} \xi^3 \quad (3.51)$$

En el límite de tuberías de pared gruesa la solución de la ecuación general 3.48 converge a la ecuación 3.50 (colapso en fluencia) como era de esperarse. Para tuberías delgadas la solución converge entonces a la ecuación 3.51 (colapso elástico). Para resolver el problema en régimen de transición se supone que las ecuaciones 3.50 y 3.51 se cumplen simultáneamente.

$$P_y = P_e \rightarrow \xi^2 = (1 - \nu) \frac{\sigma_y}{E} \quad (3.52)$$

Para esta condición la solución de la ecuación 3.18 es

$$P_c = \left[ \left(1 + \frac{3\nu}{4\xi}\right) - \sqrt{\left(1 + \frac{3\nu}{4\xi}\right)^2 - 1} \right] P_y \quad (3.53)$$

Del análisis de Timoshenko se desprende que el efecto decremental de la ovalidad es mayor en el rango de transición y se va desvaneciendo tanto para tuberías muy gruesas como para tuberías muy delgadas. El modelo anterior no toma en cuenta el efecto de una presión interna o una carga axial en la resistencia al colapso.

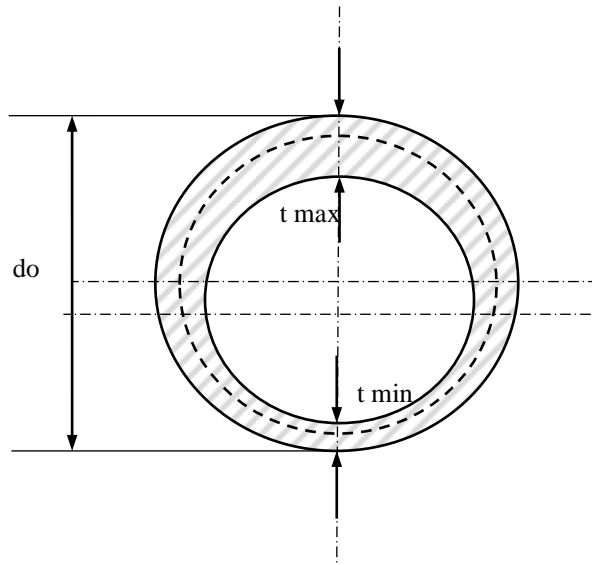
### 3.2.4. Modelo de Tamano

La ecuación de Tamano (1983) es una de estado límite para el colapso, es decir predice la resistencia última bajo este modo de carga. Este modelo al igual que la ecuación de Timoshenko intentar crear una adecuada interacción entre el colapso elástico y el colapso en fluencia, por lo que la relación de pared  $do/t$  sigue siendo el parámetro crítico.

$$a^T (Pc^T)^2 - b^T (Pc^T) + c^T = 0 \quad (3.54)$$

La resistencia al colapso es una expresión cuadrática, similar la ecuación 3.44 donde las constantes  $a^T$ ,  $b^T$  y  $c^T$  son determinadas de acuerdo a la resistencia al colapso elástico  $P_e^T$ , al colapso en fluencia  $P_y^T$  y un término decremental  $H^T$  que es una función lineal de imperfecciones como la ovalidad  $ov$ , la excentricidad  $ec$  y los esfuerzos residuales  $\bar{r}s$ . La excentricidad  $ec$  es el grado en que las geometrías de la sección transversal están alineadas al centro, concéntricas, o tienen centros separados. Esto se refleja en una distribución de espesor del material no uniforme, o más grueso en una zona y más delgado en la zona diametralmente opuesta (figura 3.26). Este defecto depende de la variación del espesor de pared  $t$ , a diferencia de la ovalidad que depende únicamente del diámetro externo  $do$ . Puede expresarse matemáticamente como sigue:

$$ec = (t_{max} - t_{min})/t_{prom} \quad (3.55)$$



**Figura 3.26:** Tubería excéntrica no ovalada

Los esfuerzos residuales de manera inevitable se introducen dentro de un material cuando se transforma de materia prima a un objeto útil, permanecen en un sólido aún en ausencia de cargas externas y gradientes térmicos, se les conoce también como esfuerzos internos, esfuerzo de candado, esfuerzos inherentes, entre otros (Masubuchi.1990). Análisis de los esfuerzos a lo largo de la pared del revestidor (ecuaciones de Lamé) sujeto a presiones internas o externas muestran que estos se distribuyen de manera no uniforme. La magnitud de los esfuerzos tangenciales en la fibra más interna es considerablemente mayor que en las fibras externas. Por tanto bajo presión el material alcanza el punto de fluencia en el radio interno antes que en cualquier otro punto. Para un revestidor con esfuerzos residuales de compresión en la pared interna (esfuerzos residuales de tensión en la pared externa), la resistencia al colapso disminuye dado que se alcanza la fluencia a un valor de presión más bajo respecto a un estado libre de esfuerzos residuales. Dos procesos de manufactura son principalmente los responsables de la introducción de los esfuerzos residuales en el revestidor, estos son el templado y el alisado (*straightening*). La tasa de enfriamiento no uniforme inherente en la mayoría de los procesos de templado induce esfuerzos residuales en el material. La magnitud de estos está influenciada por la composición

química y el espesor de pared así como por la técnica térmica utilizada por el fabricante. La principal fuente de esfuerzos es el proceso de alisado empleado por los fabricantes para enderezar los revestidores después del tratamiento térmico, cualquier método tiene su nivel de impacto pero los experimentos concluyen que el alisado giratorio (procedimiento estándar) induce esfuerzos residuales de manera pronunciada.

En la tabla 3.6 se muestran el rango y naturaleza de los esfuerzos residuales tangenciales para varios grados de revestidores encontrados por Parviz (1989) antes ( $\bar{r}s_{AA}$ ) y después ( $\bar{r}s_{DA}$ ) del proceso de alisado giratorio. Nótese que gran parte de los esfuerzos proviene de esta operación, también son función de la relación de pared  $do/t$  y del esfuerzo de fluencia del material. Todos los valores fueron medidos utilizando el método de anillo dividido, el signo negativo significa que son esfuerzos residuales  $\bar{r}s$  en compresión.

Grado	do (in)	Wn (lb/ft)	do/t	$\bar{r}s_{AA}$ (psi)	$\bar{r}s_{DA}$ (psi)
P110	9 5/8	47	20,39	4050	23300
P110	7 5/8	29,7	20,33	9920	45170
P110	7	26	19,33	4670	34250
P110	7 5/8	33,7	17,73	11200	51300
P110	9 5/8	53,5	17,66	-890	39830
P110	5	15	16,89	3000	32480
P110	7	32	15,45	0	24960
P110	7	35	14,06	0	30470
P110	5	18	13,81	1590	32570
N80	7 5/8	26,4	23,76	-2178	25634
N80	7 5/8	33,7	18	-2985	13945

**Tabla 3.6:** Magnitud y naturaleza de los esfuerzos residuales tangenciales

Una vez definida la naturaleza de los defectos, el factor decremental puede expresarse como una función lineal de la forma:

$$H^T = 0,071ov + 0,0022ec - 0,18\bar{r}s \quad (3.56)$$

Los coeficientes de esta ecuación fueron obtenidos empíricamente por Tamano (1983) basados en 249 pruebas de colapso para tuberías de la *Nippon Steel*. Los datos geométricos deben basarse lo más posible en pruebas experimentales, Adams (2003) sugiere valores típicos a partir de datos contemporáneos del API y de gran número de fabricantes a nivel mundial, este ensamble será estudiado más adelante. El término de presión en rango elástico de Tamano  $P_e^T$  se calcula según la ecuación de Clinedinst (ecuación 3.7), con la diferencia de que se introduce un factor de corrección de la frontera elástica  $K_e$  que tiene un valor de 1,080 en el estado límite (Tamano 1983), finalmente puede expresarse como:

$$P_e^T = K_e \frac{2E}{1-\nu^2} \frac{1}{(d_o/t)[(d_o/t)-1]^2} \quad (3.57)$$

La presión de colapso en fluencia de Tamano  $P_y^T$  implica un cambio considerable respecto al modelo convencional. El principio para el colapso de la ecuación 3.34 es que la falla se produce cuando se alcanza la fluencia del material en la pared interna, de hecho en este punto no hay pérdida de la integridad estructural de la tubería y esta puede soportar mucha más presión externa (figura 3.20) El nuevo criterio que utiliza Tamano es el de la fluencia a través de la pared del revestidor, este enfoque constituye un aumento general de la capacidad del revestidor que para unidades muy gruesas puede llegar hasta el 28,4% . La ecuación para determinar la presión en fluencia es:

$$P_y^T = 2 \sigma_y \left[ \frac{(d_o/t)-1}{(d_o/t)^2} \right] \left[ 1 + \frac{fac}{(d_o/t)-1} \right] \quad (3.58)$$

Sobre la base de ajuste de curvas de resultados de FEA (análisis de elementos finitos) Tamano (1983) propuso un valor de  $fac$  igual a 1.5 para obtener una fórmula de presión de colapso que conduce a la fluencia en la totalidad de la pared. Volviendo

a los coeficientes de la ecuación 3.54 estos corresponde entonces a los siguientes valores:

$$a^T = 1 \quad (3.59)$$

$$b^T = (P_y^T + P_e^T) \quad (3.60)$$

$$c^T = (1 - H^T)P_y^T P_e^T \quad (3.61)$$

La ecuación 3.54 puede describirse de forma equivalente

$$(Pc^T)^2 - (P_y^T + P_e^T)(Pc^T) + (1 - H^T)P_y^T P_e^T = 0 \quad (3.62)$$

En el límite de tuberías de pared gruesa la solución de la ecuación 3.62 converge al término  $(1 - H^T)P_y^T$ , para tuberías de pared delgada la solución converge a  $(1 - H^T)P_e^T$ . En rango de transición en el cual se cumple la igualdad entre la ecuación 3.58 y 3.57 la solución de la ecuación 3.62 es:

$$P_c^T = (1 - \sqrt{H^T})P_y^T \quad (3.63)$$

Como en el modelo de Timoshenko el de Tamano también muestra que el mayor efecto negativo de las imperfecciones se produce en el rango de transición. Sin embargo en contraste, la ecuación 3.62 no converge directamente a la presión de colapso elástico o en fluencia sino que converge a dichos términos reducidos en una cantidad  $(1 - H^T)$ . Para efectos de cálculo es conveniente determinar la solución general de la ecuación cuadrática 3.62 para todo el espectro de relaciones de pared.

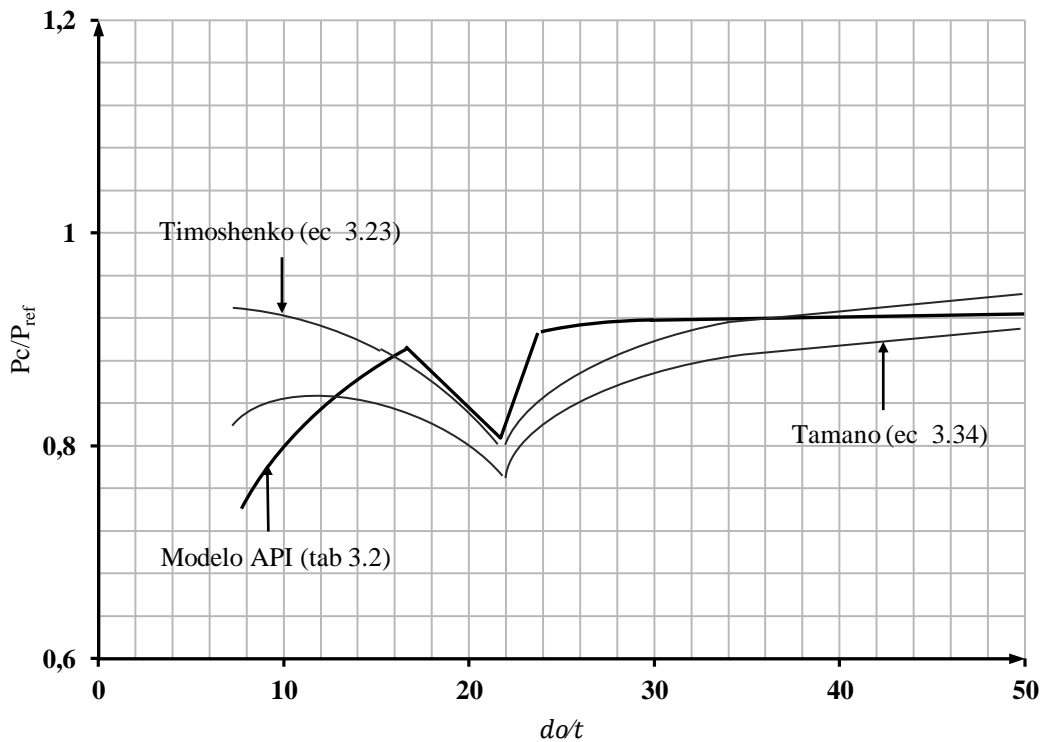
$$P_c^T = \frac{(P_e^T + P_y^T)}{2} - \sqrt{\frac{(P_e^T - P_y^T)^2}{4} + P_e^T P_y^T H^T} \quad (3.64)$$



Para comparar las diferentes ecuaciones (API 5C3, Timoshenko y Tamano) un gráfico es generado relacionando la presión de colapso  $P_c$  respecto a una presión de referencia  $P^{ref}$  definida como:

$$P^{ref} = 2\xi \min \left\{ \sigma_y ; \frac{E}{1-\nu^2} \xi^2 \right\} \quad (3.65)$$

La cual es la más baja entre la presión de colapso en fluencia (ecuación de Barlow) y la presión de colapso elástico (ecuación de Bresse). La figura 3.27 muestra la gráfica de comparación, el eje de las ordenadas es la relación de presiones  $P_c/P^{ref}$  y el eje de las abscisas es la relación de pared  $do/t$ . Se consideró un revestidor de grado L80 con una ovalidad de 0,217 que junto con el resto de las imperfecciones genera un factor  $H^T$  igual a 0,05. El gráfico permite ver que la nueva formulación inicialmente presenta ventajas considerables para revestidores de pared gruesa, que generalmente son usados en pozos profundos.



**Figura 3.27:** Comparación del modelo de Timoshenko, API Bull 5C3 y Tamano.

### 3.2.5. Klever-Generalización de Tamano (KGT)

#### 3.2.5.1. Determinación de la presión de colapso

A pesar de que la ecuación de Tamano constituye una formulación considerablemente robusta en comparación con las ecuaciones históricas API, se encontró que sus predicciones en algunos casos divergen de los datos experimentales, particularmente en situaciones de cargas combinadas. Para obtener resultados realmente significativos fue necesario generalizar la ecuación propuesta por Tamano. En este proceso se introdujeron funciones separadas para tomar en cuenta las imperfecciones en el rango elástico, en el rango de transición y en el rango plástico, permitiendo de esta forma que cada una sea calibrada por separado. La ecuación de estado límite resultante es la expresión de Klever-Tamano (KGT), desarrollada por Klever (2006) y aplicada por primera vez por la *Shell International Exploration and Production* en Rijswijk, Holanda.

El desarrollo del modelo KGT se hizo originalmente considerando un caso de cargas combinadas, en esta sección se expone la solución del caso particular (solo presión externa) y en la sección de resistencia multiaxial se presentará la solución general. Inspirado por el enfoque de Tamano de representar el modelo general como una ecuación cuadrática, Klever (2006) propone la siguiente formulación

$$(1 - H_t)(P_c^{KGT})^2 - (P_y^{KGT} + P_e^{KGT})(P_c^{KGT}) + P_y^{KGT} P_e^{KGT} = 0 \quad (3.66)$$

El término  $H_t$  sería una función análoga a la función  $H^T$  de la ecuación 3.62. Los términos de presión  $P_y^{KGT}$  y  $P_e^{KGT}$  se calculan de manera similar al modelo de Tamano (ecuación 3.57 y 3.58), con ligeras modificaciones. Para facilitar el uso de la fórmula de colapso elástico que derive en una ecuación final de diseño con una determinada confiabilidad, se ha equipado dicha expresión con un factor de corrección  $K_e$ , que junto con una función de imperfecciones en el rango elástico  $H_e$  definen un módulo de Young corregido, tal como sigue

$$E' = K_e(1 - H_e)E \quad (3.67)$$

De manera análoga a la fórmula de colapso en fluencia se le introduce un factor de corrección  $K_y$  que con una función de imperfecciones en el rango de fluencia  $H_y$  definen un esfuerzo de fluencia corregido.

$$\sigma_y' = K_y(1 - H_y)\sigma_y \quad (3.68)$$

Las ecuaciones 3.57 y 3.58 han sido derivadas de principios físicos pero suponiendo siempre tuberías perfectas. La resistencia al colapso sin embargo es negativamente afectada por las imperfecciones como la ovalidad  $ov$ , la excentricidad  $ec$ , los esfuerzos residuales  $\bar{r}s$  y la forma de la curva esfuerzo-deformación del material  $sh$ . Las funciones decrementales  $H_t$ ,  $H_e$  y  $H_y$  de las ecuaciones 3.66, 3.67 y 3.68 respectivamente, permiten un tratamiento exhaustivo y empírico de los efectos de dichas imperfecciones. Observando que el efecto de las imperfecciones será una función de la relación de pared  $do/t$  estas pueden expresarse en su forma más general como sigue,

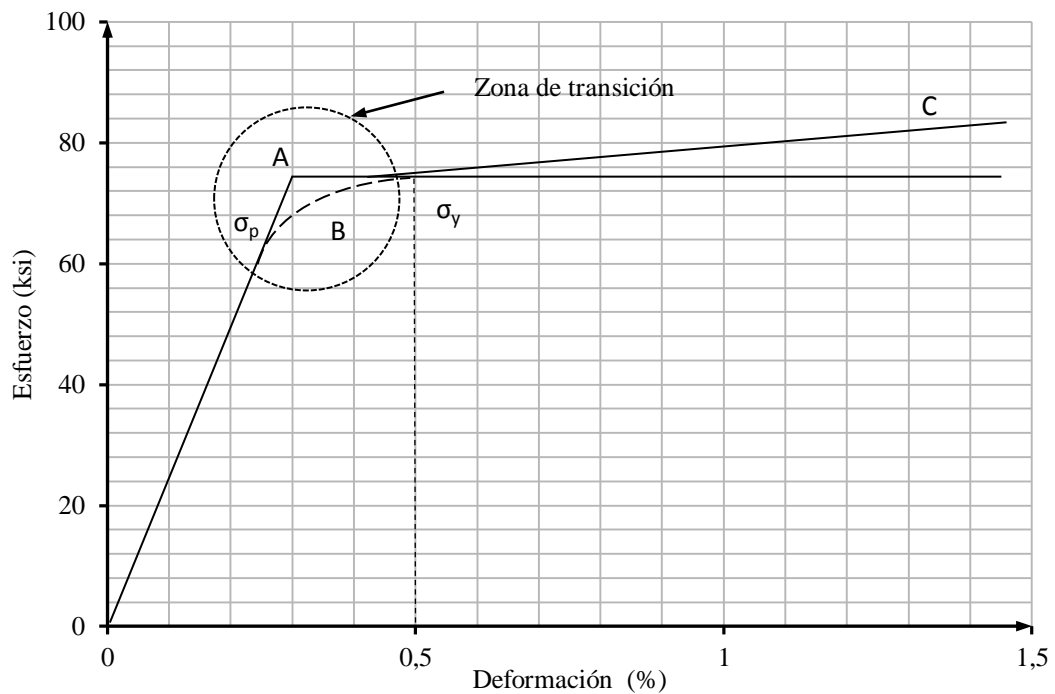
$$H_e = H_e(\xi; ov, ec, rs, sh) \quad (3.69)$$

$$H_y = H_y(\xi; ov, ec, rs, sh) \quad (3.70)$$

$$H_t = H_t(\xi; ov, ec, rs, sh) \quad (3.71)$$

En el nuevo modelo el efecto de la forma de la curva esfuerzo-deformación ha sido tomado en cuenta asignando un valor numérico al parámetro  $sh$ . Con  $sh > 0$  se reduce la resistencia al colapso y con  $sh < 0$  se incrementa (ecuación 3.72). La magnitud de  $sh$  para una forma en particular se puede determinar experimentalmente.

Para OCTG con bonificado y alisado en caliente (HRS) la gráfica esfuerzo-deformación presenta una forma aguda como la curva A de la figura 3.28, en ese caso se toma  $sh = 0$ . Tuberías que han sufrido trabajo en frío resultado del alisado (CRS) o de una expansión en la dirección radial mostrarán generalmente una gráfica redondeada como la curva B. Finalmente muchos materiales sufren endurecimiento por deformación (Curva C), con su resistencia aumentando a partir del esfuerzo de fluencia inicial  $\sigma_y$



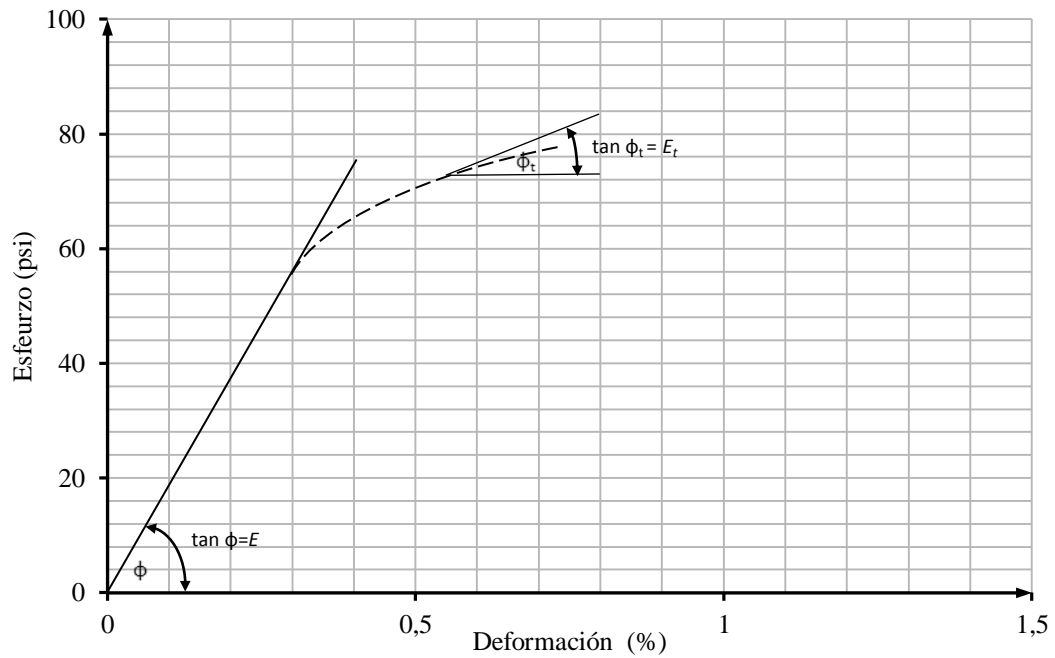
**Figura 3.28:** Diferentes formas de la curva esfuerzo-deformación para OCTG

Las tuberías delgadas colapsan en el rango elástico, y su modo de falla está determinado por el módulo de Young del acero ( $E = 30 * 10^6$  psi), el cual es independiente del tipo de curva esfuerzo-deformación (ver figura 3.11). Por tanto tuberías con altas relaciones de pared (delgadas), de un material que tenga una curva tipo A, B o C tendrán la misma resistencia al colapso elástico. El término decremental  $H_e$  entonces no es una función que depende altamente del valor  $sh$ .

Las tuberías gruesas fallarán en el rango de fluencia para altos valores de deformación, en este caso hay diferencias despreciables en la resistencia al colapso entre tuberías que exhiben curvas tipo A o B. Sin embargo si el material muestra una alta capacidad para endurecerse por deformación (curva C), la resistencia al colapso será considerablemente mayor en comparación con materiales con curvas tipo A, se puede ver que la capacidad al colapso aumenta debido a esa habilidad de endurecerse. En el enfoque de Klever-Tamano (ecuación 3.66) la resistencia al colapso en fluencia está limitado por la presión de fluencia a través de la pared del revestidor de materiales que muestran un comportamiento agudo en la gráfica esfuerzo-deformación, es decir solo curvas tipo A, la mayoría de los revestidores en la industria son templados y revenidos así que esto no constituye una limitación considerable.

Falta entonces solamente analizar el caso de tuberías con valores intermedios de  $d_o/t$ . Para las tuberías que fallan en un estado intermedio de deformación, el colapso puede ser visto como un caso muy particular del colapso elástico. En este rango la capacidad del revestidor se vuelve muy sensible a la curvatura del diagrama esfuerzo-deformación (zona de transición de la figura 3.28). Si el límite de proporcionalidad  $\sigma_p$  es inferior al esfuerzo de fluencia  $\sigma_y$  (0,5% de deformación), la presión crítica ya no puede ser basada en el módulo de Young  $E$  dado que la rigidez ahora depende de la pendiente local de la curva esfuerzo deformación (Esztergar, 1970). La presión depende realmente de un módulo de Young tangencial  $E_t$  como se muestra en la figura 3.29 y que necesariamente es menor al módulo original  $E$ .

La consecuencia de esto es una disminución en la resistencia al colapso en la región de transición, que puede llegar a ser de varias decenas porcentuales. Para tomar en cuenta los efectos de la curvatura basta con tomar el factor  $H_t$  como una función lineal de  $sh$ .



**Figura 3.29:** Dependencia del módulo de Young a la pendiente local de la curva esfuerzo-deformación.

Las consideraciones hechas anteriormente junto con el planteamiento de las ecuaciones 3.69, 3.70 y 3.71 son la forma más completa de considerar las diferentes imperfecciones. En una forma simplificada adecuada para el diseño las funciones decrementales pueden ser tomadas independientes del término de pared  $\xi$  y como funciones lineales (todas) de  $ov$ ,  $ec$ ,  $\bar{r}\bar{s}$  y  $sh$ . El ISO SC5 WG2b (*International Standardization Organization, Steering Committee 5, Work Group 2b*) ha tomado este enfoque inicial y ha mostrado que considerando únicamente el término  $H_t$  (despreciando el efecto de  $H_y$  y  $H_e$ ) se deriva un modelo que supera en buena medida el desempeño de otras ecuaciones de colapso disponibles en la literatura (API histórico, Tamano, Issa y Crawford, entre otros). Esto se ha corroborado comparando los modelos contra datos experimentales contemporáneos a los que ha tenido acceso el grupo de trabajo (WG2b).

El término simplificado  $H_t$  ó  $H^{KGT}$  como función lineal de la ovalidad  $ov$ , la excentricidad  $ec$ , los esfuerzos residuales  $\bar{r}\bar{s}$  y la forma de la curva esfuerzo-deformación del material  $sh$  puede determinarse como sigue:

$$H^{KGT} = 0,127ov + 0,0039ec - 0,440 rs + sh \quad (3.72)$$

Los coeficientes fueron obtenidos originalmente por Tamano (1983). Para la ecuación mostrada arriba los coeficientes fueron calculados por Adams (2003) haciendo un ajuste empírico para obtener la respuesta más plana sobre el espacio (figura 3.16), es decir para obtener una probabilidad de falla constante independientemente del rango de  $d_o/t$  en que nos encontremos. Se ha determinado experimentalmente que el valor  $sh$  tiene un valor de 0,055 para los revestidores de grado N80 y se asume como cero para el resto de los materiales, en la sección 3.3.6 se presentan los datos experimentales del WG2B para este parámetro.

El otro aspecto a discutir es la determinación de los coeficientes  $K_e$  y  $K_y$ . Para cualquier enfoque de imperfecciones que se use (completo ó simplificado) estos factores pueden ser usados para ajustar el modelo predictivo. En este sentido la ecuación puede ser adaptada a un promedio de presiones de colapso que vienen de pruebas experimentales, lo que conduciría a la determinación de unos factores promedios  $K_{e\ prom}$  y  $K_{y\ prom}$ , que utilizados en las ecuaciones correspondientes predicen una presión de colapso promedio  $P_{c\ prom}$ . Por ejemplo Adams (2003) en un trabajo para el WG2b ha usado la versión simplificada de las imperfecciones y ha calibrado el modelo para lograr el mejor ajuste a datos provenientes de pruebas de colapso (presiones últimas de colapso), resultando en un valor de  $K_e = 1,089$  y  $K_y = 0,991$ . Para estos valores que en realidad son de estado límite (conducirán a la determinación de la presión de colapso última) la incertidumbre del modelo mostró el valor más cercano a uno, con la desviación estándar más pequeña para todo el espectro de relaciones de pared.

Para el diseño, los valores de  $K_e$  y  $K_y$  no se ajustan a un promedio de datos, sino que más bien se ajustan a un límite inferior (un caso más desfavorable), de manera que se pueda garantizar la confiabilidad. En este sentido los factores en realidad serían los factores de diseño  $K_{e\ des}$  y  $K_{y\ des}$  que conducen a la determinación de una presión de colapso de diseño  $P_{c\ des}$ . Es importante acotar que estos resultados son dependientes de la data experimental usada para la calibración. En la siguiente sección se analiza el procedimiento utilizado por Adams (2003) . Para los efectos del cálculo se presenta la solución de la ecuación 3.66, sustituyendo  $H_t$  por  $H^{KGT}$  se puede escribir:

$$P_c^{KGT} = \frac{(P_e^{KGT} + P_y^{KGT}) - \sqrt{(P_e^{KGT} - P_y^{KGT})^2 + 4 P_e^{KGT} P_y^{KGT} H^{KGT}}}{2 (1 - H^{KGT})} \quad (3.73)$$

La presión de colapso elástico se calcula según la ecuación 3.57, solo que ahora se utiliza el coeficiente en el estado límite  $K_{els}$ , el cual tiene un valor de 1,089

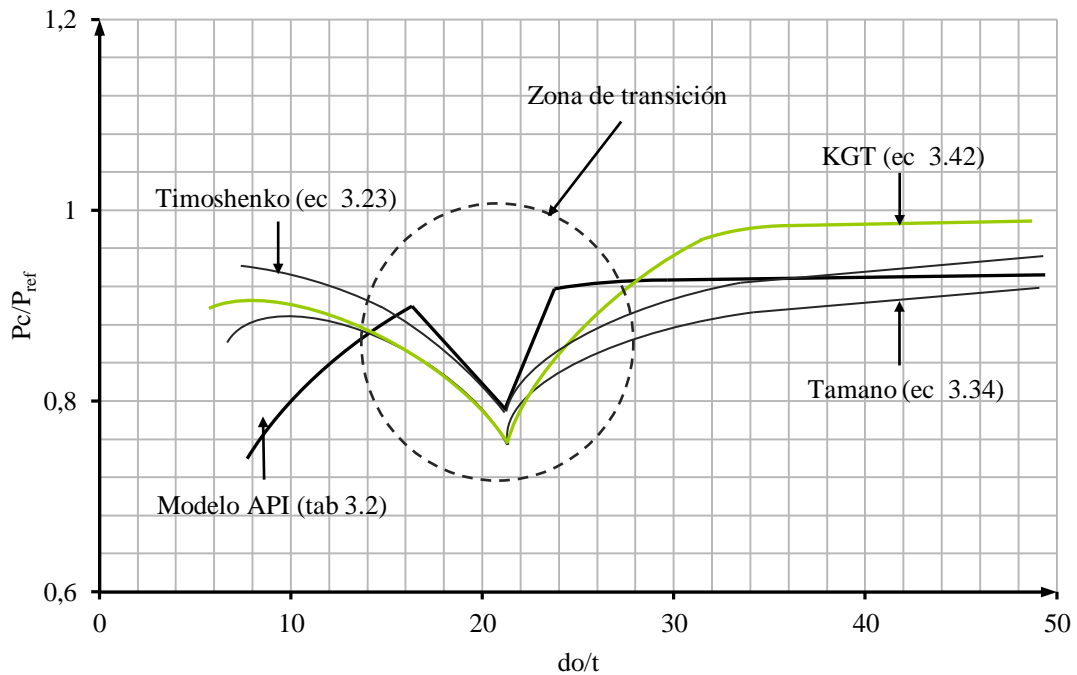
$$P_e^{KGT} = K_{els} \frac{2E}{1-\nu^2} \frac{1}{(d_o\ prom/t_{prom})[(d_o\ prom/t_{prom})-1]^2} \quad (3.74)$$

La presión de colapso en rango de fluencia al igual que en el modelo de Tamano se calcula según la ecuación 3.58, para un valor de  $fac$  igual a 1.5 que garantiza la fluencia a través de la pared del revestidor. Con la salvedad que se introduce el coeficiente  $K_{yls}$ , que tiene un valor de 0,991 en el estado límite

$$P_y^{KGT} = 2 K_{yls} \sigma_y \left[ \frac{(d_o\ prom/t_{prom})-1}{(d_o\ prom/t_{prom})^2} \right] \left[ 1 + \frac{fac}{(d_o\ prom/t_{prom})-1} \right] \quad (3.75)$$

Como complemento, a la figura 3.30 se le ha adicionado la ecuación 3.73 para compararla con los otros modelos de colapso. Las presiones de colapso han sido escaladas con la ecuación de referencia 3.35.





**Figura 3.30:** Comparación de varios modelos (revestidor grado L80)

En la gráfica anterior se ha señalado en un círculo la zona de transición, para la cual todos los modelos de manera constante muestran una depresión. La razón es que en esta área el efecto de las funciones decrecionales ( $H^T$ ,  $H^{KGT}$ ) y por tanto de las imperfecciones es máxima, lo que es totalmente consistente con lo analizado inicialmente por Timoshenko. El nivel de esa depresión puede ser determinado a partir de  $H^T$  y  $H^{KGT}$ , pero las diferencias entre las fórmulas es principalmente en la forma de la “V”, su pendiente y la convergencia a la zona de colapso elástico o en fluencia.

### 3.2.5.2. Determinación del tipo de colapso

Para determinar la resistencia a presiones externas según API es necesario conocer primero el tipo de colapso, que está definido según los criterios de aplicabilidad de la tabla 3.5. Esto nos permite identificar la ecuación correspondiente

a dicho rango (elástico, transición, plástico o fluencia). En el modelo de Klever solo la ecuación 3.73 es necesaria para realizar todo este proceso, es decir dependiendo de los datos de entrada la ecuación automáticamente genera una solución que converge a uno de los tipos de colapso, en ningún momento se da información explícita para saber en qué rango hemos caído. Es importante desarrollar algún criterio que proporcione al diseñador esta información. Definiendo las presiones adimensionales  $X$ ,  $Y$  y  $XY$  como:

$$X = \frac{P_y^{KGT}}{P_e^{KGT}} \quad (3.76)$$

$$Y = \frac{P_c^{KGT}}{P_y^{KGT}} \quad (3.77)$$

$$XY = \frac{P_c^{KGT}}{P_e^{KGT}} \quad (3.78)$$

La ecuación 3.66 puede describirse de la siguiente manera

$$(1 - H_t)XY^2 - (1 + X)Y + 1 = 0 \quad (3.79)$$

En esta última, la ecuación cuadrática ha sido expresada en términos de  $Y$  (relación entre la presión de colapso y la presión de colapso en fluencia). De forma alternativa la relación  $XY$  (relación entre la presión de colapso y la presión de colapso elástico) puede ser considerada, entonces la ecuación 3.79 es equivalente a:

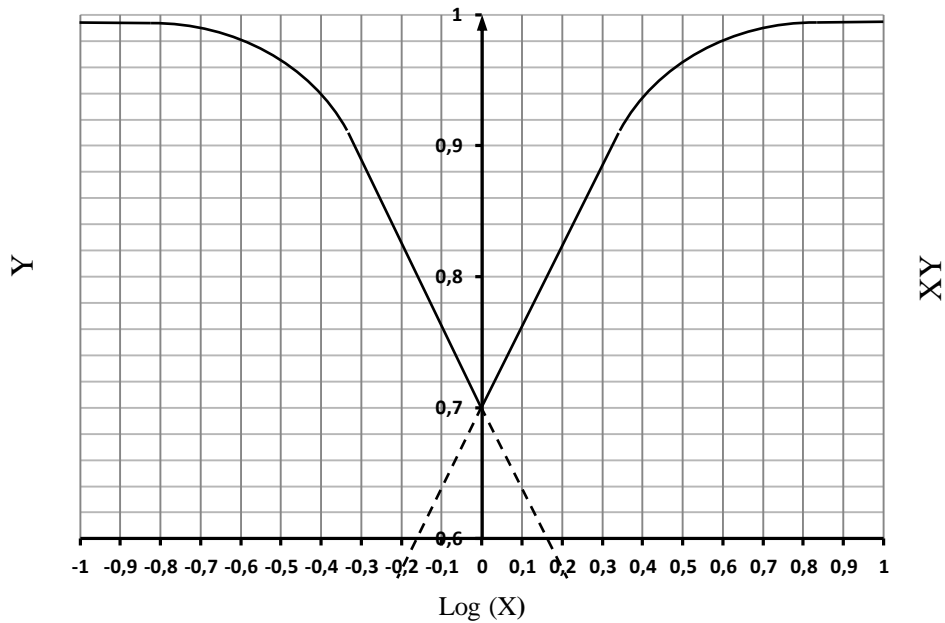
$$(1 - H_t)\frac{1}{X}(XY)^2 - \left(1 + \frac{1}{X}\right)(XY) + 1 = 0 \quad (3.80)$$

En el límite de tuberías de pared gruesa el término  $X$  tiende a cero ( $X \rightarrow 0$ ) y el término  $Y$  tiende a uno ( $Y \rightarrow 1$ ). Para el caso contrario con tuberías de pared delgada ( $1/X \rightarrow 0$ ) y ( $X \rightarrow 0$ ). En la zona de transición  $P_e^{KGT} = P_y^{KGT}$ , por tanto

$X = 1$  y  $Y = XY$ , la solución es entonces  $Y = 1/(1 + \sqrt{H_t})$ . Comparando las ecuaciones 3.79 y 3.80 se puede concluir que  $Y$  como una función de  $X$  tendrá el mismo comportamiento que tomando  $XY$  como una función de  $1/X$ , es decir que ambas pueden escribirse de la siguiente forma:

$$(1 - H_t)a(b)^2 - (1 + a)b + 1 = 0 \quad (3.81)$$

Utilizando la definición de la presión de referencia (ecuación 3.65) se puede decir entonces que la relación  $P_c^{KGT}/P^{ref}$  es una función simétrica de  $\log(X)$  tal como se muestra en la figura 3.31. Se concluye que el término  $X$  es el parámetro característico para determinar el tipo de colapso, Klever (2006) ha propuesto algunos valores en concreto. La tubería fallará en rango de fluencia cuando  $P_y^{KGT}$  sea menos de la mitad de  $P_e^{KGT}$  ( $X < 0,5$ ). La tubería fallará en rango elástico cuando  $P_e^{KGT}$  sea menos del doble de  $P_y^{KGT}$  ( $X > 2$ ). Para situaciones en la que la  $P_e^{KGT}$  y la  $P_y^{KGT}$  tengan valores comparables la tubería colapsará en rango de transición ( $0,5 \leq X \leq 2$ ). En términos del logaritmo de  $X$  se puede expresar como se muestra en la tabla 3.7



**Figura 3.31:** Presiones de colapso adimensionales

Modo de Falla	Criterio
Elástico	$\text{Log}(X) > 0,3$
Transición	$-0,3 \leq \text{Log}(X) \leq 0,3$
Fluencia	$\text{Log}(X) < -0,3$

**Tabla 3.7:** Determinación del tipo de colapso para modelo KGT

### 3.2.6. Ecuación de diseño

Las ecuaciones presentadas en las secciones anteriores son ecuaciones de estado límite y son usadas cuando datos de las propiedades geométricas y de los materiales están disponibles. Cuando propiedades nominales y mínimas son usadas (como es usual en el proceso de diseño), el reporte técnico ISO TR 10400 provee un equivalente de diseño de las ecuaciones anteriores con apropiados factores de corrección. Estas equivalencias deben tener entonces prioridad ante las funciones de estado límite presentadas. Las recomendaciones del ISO TR 10400 vienen de la calibración de Adams (2003) de *Amareda Hess* (actual *Hess Comporation*), Payne (2003) de *British Petroleum* (BP) y Moore (2006) de *Grant Prideco*, en un esfuerzo por modernizar el API bull 5C3 (1994). La tarea fue asignada al ISO SC5 WG2b (*International Standardization Organization, Steering Committee 5, Work Group 2b*).

La determinación de la resistencia al colapso puede hacerse a través de dos métodos, uno directo y otro indirecto. Ambos son técnicas probabilísticas en el sentido que calculan una resistencia de diseño para un determinado nivel de seguridad (*Target Reliability Level*, TRL), esto se logra obteniendo la función de densidad de probabilidad (PDF) de la resistencia última al colapso. Los métodos difieren entonces en la manera en la que la PDF es determinada. En el método directo la PDF de la resistencia se desarrolla a partir de resultados de pruebas de colapso. Esto genera la incógnita de cuanta data experimental es necesaria, la respuesta es que esta debe ser representativa y debe tener significancia estadística. Las variables de entrada de la

PDF varían de manera sustancial para cada fabricante, por tanto cada uno de ellos debe realizar un número de pruebas considerables para cada caso (diámetro externo, espesor de pared y grado). Hay que tomar en cuenta que el esfuerzo de fluencia varía con el grado y el tratamiento térmico, la ovalidad y la excentricidad varían con el proceso de fabricación (sin costura, soldadura eléctrica) y los esfuerzos residuales dependen del método de alisado (en caliente, en frío). El número de pruebas puede aproximarse entonces según la ecuación:

$$N^{\circ} \text{ pruebas} = N^{\circ} \text{ fabricantes} * N^{\circ} \text{ de comb grados} - \text{procesos} * N^{\circ} \text{ de pruebas por casos}$$

Este número necesario está por el orden de las decenas de miles, además siendo consistente con lo dicho en las limitaciones de API (sección 3.2.2) todos los especímenes deben ser de producción moderna. Por estos motivos este código de calibración está más allá de la capacidad logística y económica de la industria petrolera y es necesario considerar métodos alternativos. La selección del método indirecto fue clave en el desarrollo del proyecto porque es relativamente pequeña la data necesaria para garantizar la representatividad y la significancia estadística. Este procedimiento utiliza los datos de la producción, esto es mediciones de parámetros como el diámetro externo, espesor de pared, esfuerzo de fluencia, entre otros y un análisis probabilístico con una ecuación predictiva de la resistencia última de colapso. Como puede verse los datos necesarios no son extraños a los fabricantes ya que estos suelen ser obtenidos en los controles de calidad inherentes al proceso de fabricación. Dado que la mayoría son mediciones no destructivas, se puede acceder rápidamente y a gran cantidad de estos datos. Las etapas de este código de calibración se resumen de la siguiente forma:

- Selección de una ecuación de estado límite (Tamano, KGT, entre otras).
- Determinación de la PDF de las variables de entrada.
- Establecimiento del nivel de confiabilidad (TRL).
- Desarrollo de la ecuación final de diseño.

Según este esquema solo en la etapa de selección de la ecuación de estado límite se necesitan realizar algunas pruebas de colapso, pero que resultan ínfimas en comparación con las del método directo. Comparación para diversos tamaños de tuberías muestran que en general los procedimientos directos e indirectos arrojan resultados similares tanto para grandes como pequeños conjuntos de datos.

### **3.2.6.1. Selección de la ecuación de estado límite**

En la tabla 3.5 se muestran un conjunto de datos de pruebas de colapso que fueron puestos a disposición del WG2b. La data es de dominio público y los fabricantes de cada muestra están plenamente identificados exceptuando 5 casos. Esta data anónima fue provista de manera confidencial dentro del marco de los programas de pruebas de colapso API de 1982, 1985 y 1987, de los surveys de API desde 1999 hasta el 2000 y del *Drilling Engineering Association Project* DEA-130 de 2002. El ensamble contiene 3171 pruebas de colapso distribuidas de la siguiente manera, 2986 pruebas para tuberías bonificadas (1138 para grado API y 1848 para HC) y 185 pruebas para tuberías no bonificadas (todas de grados API).

Todas las pruebas fueron hechas con especímenes largos ( $L/d_o > 7$ ) para hacer frente al segundo punto de las limitaciones del método histórico API (sección 3.2.2). En cada caso las propiedades geométricas y del material (esfuerzo de fluencia, diámetro externo promedio, espesor de pared promedio, excentricidad, ovalidad y esfuerzos residuales) fueron medidas de manera precisa antes de realizar la prueba de colapso. Todos los datos fueron revisados según la QA (aseguramiento de la calidad) y aprobados unánimemente por el grupo de trabajo. En el proceso de selección 11 ecuaciones predictivas fueron evaluadas contra los datos experimentales (tabla 3.8), entre ellas están el modelo histórico del API bull 5C3 (tabla 3.5), la ecuación de Tamano (ecuación 3.64) y la generalización Klever -Tamano (ecuación 3.73). Otros estudios como los de Abbassian (1995), Haagsma (1981) Jianzeng (2001), Clinedinst (1985) también fueron tomados en cuenta. Para estudiar la precisión de las ecuaciones

predictivas, en cada caso de fabricante se determinó la variable Q, que no es más que la relación entre la presión de colapso real (según la prueba) y la presión de colapso estimada (según cada ecuación). Esto puede expresarse como:

$$Q = \frac{\text{resistencia al colapso real}}{\text{resistencia al colapso predicha}} \quad (3.83)$$

En la tabla 3.8 se muestra el valor medio de este parámetro para el número de pruebas indicado. Otro factor calculado fue el coeficiente de variación (COV), que es una medida adimensional de la dispersión de la variable Q. El COV depende de la desviación estándar y la media de las muestras, puede calcularse como:

$$COV = \frac{\text{desviación estandar}}{\text{media}} * 100 \quad (3.84)$$

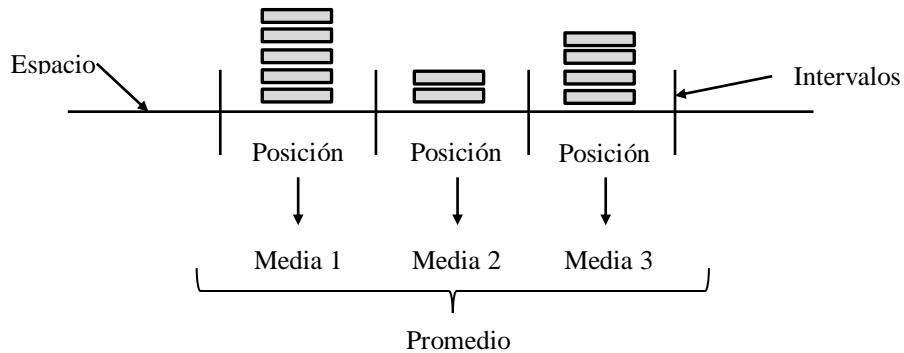
De las definiciones 3.83 y 3.84 se desprende que la ecuación predictiva más precisa será aquella que tenga un valor de Q más cercano a uno y un valor COV más cercano a cero, esta condición se indica en la tabla 3.8 en negritas para cada fila. Solo se presentan las seis ecuaciones con mejor desempeño. Debajo de cada grupo de productos (API y HC) se indican tres valores de promedios. El primero es el del conjunto, que se calcula a partir de la media de cada fabricante. Para la columna de Abassian (1995) se tomarían los valores que van desde 0,983 hasta 1,30 resultando en un valor de 1,016 (es un promedio de la media), lo mismo para la columna del COV. El promedio del ensamble es el promedio de toda la data tomada como un conjunto, sin hacer diferencias entre fabricantes. El promedio posicionado es el valor promedio a lo largo del espacio del conjunto, este espacio es el rango de valores que físicamente puede tomar la tubería (en nuestro caso resistencia al colapso desde el rango elástico hasta el rango de fluencia). Lo que se pretende es tomar en cuenta el peso específico de cada posición, dividiendo el espacio en intervalos y calculando su media que a su vez generaran el promedio global (figura 3.15). El promedio posicionado es una nueva medida y representa una ventaja respecto a los otros

Resultados de las medidas de la variable Q															
Concepto	F. Axial	Posición	Pruebas	Abbassian (1995)		API 5C3 (1994)		Clinedinst (1985)		Haagsma (1981)		Tamano (1983)		KGT (2006)	
				Media	COV	Media	COV	Media	COV	Media	COV	Media	COV	Media	COV
<b>Producto API</b>															
Mannesmann 1983	No	Múltiple	89	<b>0,983</b>	6,9			1,035	<b>4,9</b>	0,955	6,7	0,968	6,4	0,956	5,5
API 1985	No	Indet.	106	1,023	4,6	0,978	8,3	1,016	4,8	0,925	8,2	<b>1,004</b>	5,1	0,989	<b>4,4</b>
Nippon 1977-87	No	Centro	433	0,996	7,2	1,088	13,6	1,054	8,0	0,944	10	<b>1,003</b>	6,9	0,992	<b>5,7</b>
Nippon 1988-2000	No	Centro	95	1,020	10,4	1,026	10,7	1,06	9,7	0,947	11,5	1,019	10,4	<b>1,004</b>	<b>9,3</b>
Fabricante FD00	No	Final	129	1,019	<b>7,7</b>	1,019	8,5	1,055	9,3	0,956	10,7	1,017	8,7	<b>1,000</b>	7,8
DEA - 130	No	Centro	52	1,019	6,6	1,017	9,7	1,065	7,1	0,966	8,3	<b>1,006</b>	7,3	0,993	<b>6,3</b>
API 1981	Si	Pto colapso	96	1,040	10,8	1,037	13,6	1,062	9,9	0,965	10,6	<b>1,035</b>	<b>8,5</b>	1,030	10,2
Mannesmann 1983	Si	Múltiple	63	1,030	9,8	1,114	16,8	1,052	<b>8,2</b>	1,009	8,4	1,021	8,4	<b>1,003</b>	8,4
Promedio del Conjunto				1,016	8,0	1,040	11,6	1,050	7,7	0,958	9,3	1,009	7,7	<b>0,996</b>	<b>7,2</b>
Promedio del ensamble*			1138	1,012	8,0			1,049	8,1	0,952	9,7	1,010	7,7	<b>0,997</b>	<b>7,1</b>
Promedio posicionado*				1,026	2,4					0,975	4,4	1,021	3,2	<b>0,993</b>	<b>1,1</b>
<b>Producto HC</b>															
API 1982	No	Final	147	0,977	12,5	0,961	11,1	<b>1,013</b>	11,4	0,949	<b>10,9</b>	0,979	11,8	0,944	11,5
API 1987	No	Final	107	1,093	7,6	1,158	6,6	1,132	<b>5,4</b>	<b>1,054</b>	7,5	1,101	7,8	1,073	6,5
Nippon 1977-87	No	Centro	794	1,016	5,2	1,124	7,2	1,135	6,3	1,03	7,3	1,039	6,3	<b>1,005</b>	<b>5</b>
Vallourec 1987-98	No	Pto Colapso	304	1,019	5,4	1,082	5	1,135	5,7	1,027	6,4	1,037	6,6	<b>1,009</b>	<b>4,6</b>
Japónés RR 1987	No	Indet.	54	1,005	5,6	1,107	5,7	1,077	4,8	0,988	6,5	1,017	6,9	<b>1,000</b>	<b>5,3</b>
Nippon 1988-2000	No	Centro	291	1,012	<b>5,8</b>	1,127	7,6	1,124	5,9	1,03	6,3	1,028	6,9	<b>0,995</b>	5,9
Fabricante FD00	No	Final	75	0,96	5,8	1,126	6,9	1,034	6,1	0,901	6,3	0,952	5,6	<b>0,968</b>	<b>5,4</b>
DEA - 130	No	Centro	26	1,019	9	1,037	8,7	1,074	<b>6,2</b>	0,985	8,8	1,029	8,2	<b>1,001</b>	7,2
API 1981	Si	Pto Colapso	56	0,986	4,9	1,218	14,8	1,089	5,9	1,014	<b>4,8</b>	<b>0,997</b>	5,2	0,973	5,6
Promedio del conjunto				1,01	6,9	1,104	8,2	1,09	6,4	<b>0,998</b>	7,2	1,020	7,3	0,996	<b>6,3</b>
Promedio del ensamble			1848	1,014	6,8	1,108	8,8	1,115	7,3	1,017	8,0	1,031	7,6	<b>1,001</b>	<b>6,4</b>
Promedio posicionado				1,026	2,1					1,032	4,6	1,039	4,7	<b>1,007</b>	<b>1,3</b>

**Tabla 3.8:** Precisión de las ecuaciones de colapso

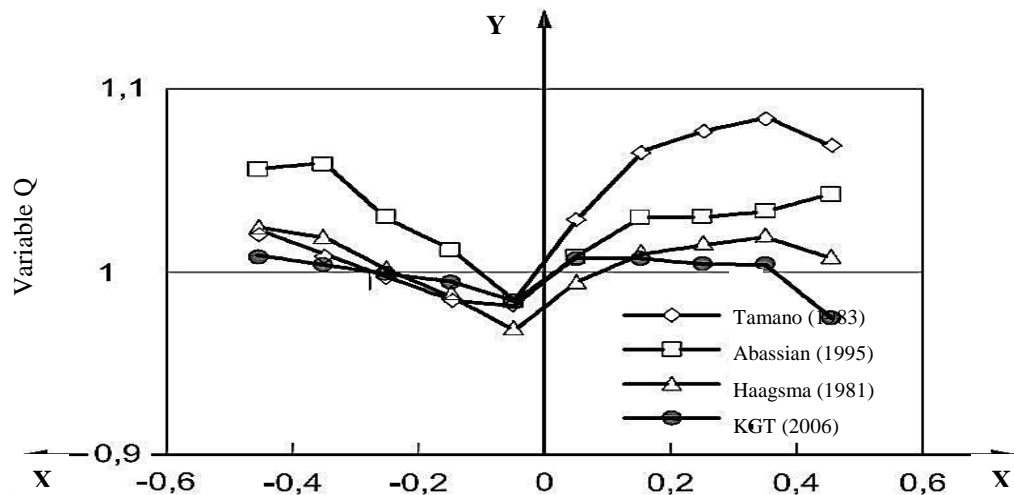


promedios. Así por ejemplo si se tienen más valores en la posición 1 en comparación con la 2 y la 3, no se afecta directamente el promedio global, sino que primero se toma en cuenta la media de dicha posición (media 1) que junto con la media 2 y la media 3 que tienen el mismo peso específico definen el promedio posicionado.



**Figura 3.32:** Noción del promedio posicionado

En conclusión la Generalización de Klever del modelo de Tamano (KGT) es la que tiene la mejor combinación de una media cercana a la unidad y un COV bajo, tanto para productos API como para productos HC (Alto colapso). Más aún es la que tiene por lejos la respuesta más plana de la variable Q a lo largo del espacio del conjunto (figura 3.33). Por estas razones la ecuación KGT representa el mejor modelo predictivo.



**Figura 3.33:** Precisión de las ecuaciones en el espacio

### 3.2.6.2. Variables de entrada-Datos de producción

Los datos de la calidad de la producción fueron obtenidos a través de dos vías, la primera fueron las mediciones hechas antes de realizar las pruebas de colapso que resultaron en la tabla 3.8, y la segunda fueron las inspecciones dirigidas por el API a nivel mundial. En esta última se enviaron formatos (*spreadsheets*) a todos los fabricantes API para recolectar información sobre cada una de las variables de entradas de la ecuación predictiva seleccionada. En la tabla 3.9 se muestran los datos de las inspecciones para los esfuerzos de fluencia definidos según API para varios grados de revestidores. En la tabla 3.10 se reflejan entonces los datos de las variables geométricas, es decir el diámetro exterior promedio, el espesor de pared promedio, la ovalidad  $ov$  y la excentricidad  $ec$ , adicionalmente en la última columna se muestran los esfuerzos residuales  $\bar{rs}$ . Los valores de la tabla 3.10 fueron distribuidos según el proceso de manufactura, es decir para tuberías sin costuras (SL) y para tuberías soldadas (EW), para los esfuerzos residuales se indican el tipo de alisado utilizado (HRC ó CRS). Las variables medidas (Media y COV) se definen como sigue:

- Diámetro externo promedio  $\bar{d}_o$  : 
$$\bar{d}_o = \frac{d_o \text{ prom}}{d_o} \quad (3.85)$$

- Espesor de pared promedio  $\bar{t}$  : 
$$\bar{t} = \frac{t_{\text{prom}}}{t} \quad (3.86)$$

- Ovalidad inicial de la tubería  $ov$  : 
$$ov = \frac{(d_{o\text{max}} - d_{o\text{min}})}{d_{o\text{prom}}} \quad (3.87)$$

- Excentricidad de la tubería  $ec$  : 
$$ec = \frac{(t_{\text{max}} - t_{\text{min}})}{t_{\text{prom}}} \quad (3.88)$$

- Esfuerzos residuales  $\bar{rs}$  : 
$$\bar{rs} = \frac{rs}{\sigma_y} \quad (3.89)$$

- Esfuerzo de fluencia  $\bar{\sigma}_y$  : 
$$\bar{\sigma}_y = \frac{\sigma_{\text{real}}}{\sigma_y} \quad (3.90)$$

Concepto	Valor	Grado																			
		H40		J55		K55		L80		N80		C90		C95		T95		P110		Q125	
AEO4	Media COV Muestras					1,292 0,047 191	NO CX WE	1,119 387 151	NO CX WE	1,243 0,048 83	NO CX WE							1,147 0,037 133	QT CS WE	1,109 0,023 121	QT CS WE
AP00	Media COV Muestras					1,3 0,033 220	AR CX SS	1,087 0,024 150	QT HR SS	1,214 0,034 196	QT HR SS							1,145 0,026 220	QT HR SS	1,12 0,027 210	QT HR SM
CG37	Media COV Muestras									1,231 0,033 473	QT CX WE							1,117 0,046 33	QT CX WE		
FD00	Media COV Muestras							1,099 0,037 30	QT HR SR	1,205 0,044 53	QT HR SR							1,16 0,035 46	QT HR SR		
FF12	Media COV Muestras					1,091 0,033 240	AR HR SR	1,089 0,04 390	QT HR SR									1,087 0,027 300	QT HR SR	1,067 0,133 28	QT HR SR
HH02	Media COV Muestras							1,1 0,034 166	QT HR SR	1,233 0,033 48	QT HR SR					1,112 0,024 36	QT HR SR	1,162 0,029 427	QT HR SR	1,117 0,029 298	QT HR SR
JP01	Media COV Muestras				AR CX SR		AR CX SR		QT HR SR		QT HR SR							1,084 0,026 335	QT HR SR	1,101 0,032 227	QT HR SR
RH29	Media COV Muestras	1,364 0,042 90	AR CX WE	1,169 0,048 684	AR CX WE																
SS22	Media COV Muestras											1,062 0,033 42	QT HR SS	1,058 0,018 63	QT HR SS	1,066 0,032 426	QT HR SS				
VT01	Media COV Muestras			1,199 0,052 21	QT SR	1,132 0,052 39	AR SR	1,086 0,047 55	QT SR	1,187 0,063 33	QT SR							1,116 0,05 26	QT SR		
YF01	Media COV Muestras	1,603 0,053 98	AR CX WE	1,318 0,066 1094	AR CX WE	1,301 0,052 28	NO CX WE	1,098 0,037 223	QT CX WE	1,22 0,056 594	QT CX WE										
<b>Eble. CRS</b>	Media COV	<b>1,35</b> 0,0595		<b>1,23</b> 0,0719		<b>1,23</b> 0,0719		<b>1,1</b> 0,0529		<b>1,21</b> 0,0511		<b>1,08</b> 0,0511		<b>1,08</b> 0,05		<b>1,08</b> 0,05		<b>1,1</b> 0,0464		<b>1,1</b> 0,0432	
<b>Eble. HRS</b>	Media COV							<b>1,1</b> 0,0422		<b>1,21</b> 0,0405		<b>1,08</b> 0,0401		<b>1,08</b> 0,0394		<b>1,08</b> 0,0394		<b>1,1</b> 0,036		<b>1,1</b> 0,0329	

**Tabla 3.9:** Datos de la producción mundial (Inspecciones API) – Esfuerzo de fluencia

Concepto		Cantidad	$\bar{d}_o$ promedio		$\bar{t}$ promedio		ov		ec		$\bar{r}_s$		
			SL	ERW	SL	ERW	SL	ERW	SL	ERW	CRS	HRS	NS
1	API 1981	Media	1,0048		1,0054		0,197		5,471		-0,209		0,0283
		COV	0,00118		0,0194		0,613		0,566		0,195		0,377
		Muestras	140		140		140		140		84		56
2	API 1982	Media	1,0077	1,0098	1,0099	1,0011	0,525	0,492	8,828	5,114			
		COV	0,00184	0,233	0,0307	0,0285	0,558	0,556	0,463	0,605			
		Muestras	64	77	64	77	64	77	64	77			
3	API 1985	Media					0,298	0,603	7,927	4,534	-0,243		
		COV					0,573	0,395	0,482	0,706	0,278		
		Muestras					321	38	321	38	261		
4	API 1987	Media	1,0058		1,0058		0,345		5,769			-0,123	
		COV	0,00125		0,0264		0,588		0,479			0,632	
		Muestras	91		91		91		91			75	
5	Japonesa RR 1987	Media	1,0048		1,0176		0,239		5,204				
		COV	0,0012		0,0225		0,433		0,291				
		Muestras	54		54		54		54				
6	Mannesmann	Media	1,0017		1,035		0,424		11,43				
		COV	0,00276		0,0289		0,55		0,374				
		Muestras	169		169		169		169				
7	Nippon 1977-87	Media	1,0035		0,9957		0,166		4,883		-0,269		0,0196
		COV	0,00206		0,0231		0,675		0,447		0,288		0,793
		Muestras	1247		1247		1247		1247		235		710
8	Vallourec 1987- 98	Media	1,0055		1,011		0,198		6,496				
		COV	0,00149		0,024		0,593		0,411				
		Muestras	295		304		303		299				
9	Nippon 1988-2000	Media	1,0035		0,9997		0,184		4,928		-0,239		0,0192
		COV	0,00175		0,0244		0,727		0,428		0,44		0,705
		Muestras	583		577		575		578		121		426
10	Fabricante AE04	Media		1,0058		1,0125		0,182		3,342			
		COV		0,00195		0,0137		0,658		0,501			
		Muestras		999		997		997		1000			

**Tabla 3.10:** Datos de la producción mundial – Variables geométricas.

11	Fabricante CG37	Media		1,009		1,0276		0,534		1,857				
		COV		0,00241		0,0133		0,425		0,485				
		Muestras		62		62		62		62				
12	Fabricante DA01	Media	1,0065		1,0082		0,313		1,39					
		COV	0,00132		0,032		0,394		0,556					
		Muestras	203		208		201		208					
13	Fabricante FD00	Media	1,0071		1,0068		0,241		5,17		-0,211	-0,142		
		COV	0,00189		0,0217		0,338		0,317		0,383	0,189		
		Muestras	203		132		204		194		84	54		
14	Fabricante FF12	Media	1,0056		1,001		0,122		3,493					
		COV	0,00102		0,0182		0,555		0,478					
		Muestras	1012		1012		1009		1008					
15	Fabricante HH02	Media	1,0062		1,0114		0,269		1,276					
		COV	0,00102		0,0357		0,389		0,592					
		Muestras	957		991		956		987					
16	Fabricante JP01	Media	1,0064				0,181							
		COV	0,00134				0,41							
		Muestras	655				648							
17	Fabricante HM03	Media										-0,149		
		COV											0,652	
		Muestras											32	
18	Tenaris 2002	Media										-0,185		
		COV											0,247	
		Muestras											74	
19	DEA-130 2002	Media	1,0064	1,0074	1,0104	0,9903	0,227	0,328	4,699	1,484	-0,206			
		COV	0,0018	0,00192	0,0171	0,0136	0,46	0,539	0,495	0,477	0,297			
		Muestras	96	44	94	43	94	44	95	43	65			
20	Fabricante FD00	Media									-0,282	-0,091		
		COV									0,232	0,398		
		Muestras									93	235		
<b>Ensamble</b>	Media	<b>1,0059</b>		<b>1,0069</b>		<b>0,217</b>		<b>3,924</b>		<b>-0,237</b>	<b>-0,138</b>	<b>0,0224</b>		
	COV	0,00181		0,0259		0,541		0,661		0,332	-0,507	0,628		

**Tabla 3.10:** Datos de la producción mundial– Variables geométricas (continuación)

El tipo de PDF fue determinado para cada parámetro trazando la distribución de frecuencias de la data sobre escalas probabilísticas, estas fueron:

- Diámetro externo promedio, espesor de pared promedio, esfuerzo de fluencia, esfuerzos residuales: distribución normal.
- Ovalidad, excentricidad: distribución de Weibull –dos parámetros

Valores atípicos del conjunto de datos fueron removidos para obtener distribuciones representativas, el número de estos estuvo por debajo del 1%. La PDF del ensamble de cada variable fue obtenida utilizando el método de Monte Carlo, donde a cada conjunto de datos por fabricantes se le dio el mismo peso específico

### 3.2.6.3. Desarrollo de la ecuación final

La ecuación final tiene la misma estructura que el modelo KGT. La diferencia radica en que los factores de correcciones  $K_{els}$  y  $K_{yts}$  son sustituidos por los factores  $K_{edes}$  y  $K_{ydes}$  que definen las presiones de diseño  $P_{edes}$  y  $P_{ydes}$  respectivamente, las cuales contienen un margen de seguridad apropiado para el nivel de confiabilidad deseado ( $TRL = 0,5\%$ ). De manera análoga se establece un factor decremental de diseño  $H_{des}$ . Entonces las ecuaciones 3.73, 3.74 y 3.75 pueden ser rescritas de la siguiente manera:

$$P_{c\ des} = \frac{(P_{e\ des} + P_{y\ des}) - \sqrt{(P_{e\ des} - P_{y\ des})^2 + 4P_{e\ des} P_{y\ des} H_{des}}}{2(1 - H_{des})} \quad (3.91)$$

$$P_{e\ des} = K_{e\ des} \frac{2E}{1 - \nu^2} \frac{1}{(d_o/t)[(d_o/t) - 1]^2} \quad (3.92)$$

$$P_{y\ des} = 2 K_{y\ des} \sigma_y \left[ \frac{(d_o/t) - 1}{(d_o/t)^2} \right] \left[ 1 + \frac{1,5}{(d_o/t) - 1} \right] \quad (3.93)$$

Nótese que las presiones  $P_{e\ des}$  y  $P_{y\ des}$  están en función de las dimensiones nominales y del esfuerzo mínimo de fluencia API y no de valores promedios como en las ecuaciones de estado límite. El término decremental  $H_{des}$  es la misma ecuación 3.72 con el término  $sh$  recalibrado, esta cantidad fue obtenida a partir de pruebas de colapso. La gran mayoría de productos templados y revenidos poseen una curva esfuerzo-deformación aguda (curva A de la figura 3.11), para los cuales ninguna corrección de  $H_{des}$  es necesaria ( $sh = 0$ ). Sin embargo las pruebas sugieren que existe una minoría de tuberías bonificadas que tienen una curva esfuerzo-deformación redondeada (curva B de la figura 3.11) con una presión de colapso menor, en este caso se asume  $sh = 0,17$  para satisfacer el nivel de confiabilidad deseado.

Para cálculos de resistencia de casos específicos, el factor decremental  $H_{des}$  puede ser obtenido del ensamble de los datos de la producción (dos últimas filas de la Tabla 3.10).

Para tuberías con curvas esfuerzo-deformación tipo A:

$$CRS: H^*_{des} = 0,127(0,217) + 0,0039(3,924) - 0,440(-0,237) + 0 = 0,14 \quad (3.94)$$

$$HRS: H^*_{des} = 0,127(0,217) + 0,0039(3,924) - 0,440(-0,138) + 0 = 0,1036 \quad (3.95)$$

Para tuberías con curvas esfuerzo-deformación tipo B:

$$CRS: H^*_{des} = 0,127(0,217) + 0,0039(3,924) - 0,440(-0,237) + 0,017 = 0,164 \quad (3.96)$$

$$HRS: H^*_{des} = 0,127(0,217) + 0,0039(3,924) - 0,440(-0,138) + 0,017 = 0,120 \quad (3.97)$$

En las estimaciones probabilísticas del ISO TR 10400, no se usaron directamente los valores del ensamble sino que se utilizó una combinación de las variables geométricas que definen un caso gobernante (condición más severa al ensamble) y que aplica para todos los grados, tamaños y pesos de revestidores. Naturalmente este valor de  $H_{des}$  será mayor a los mostrados anteriormente. Para

cálculos de estimaciones de colapso el WG2b ha decidido usar un valor mínimo de  $H_{des} = 0,2$  considerando esto como un caso severo y sin contar el factor de forma  $sh$ . En definitiva el valor total de la función decremental de diseño será:

$$CRS: H_{des} = 0,20 + 0,017 \cong 0,22 \quad (3.98)$$

$$HRS: H_{des} = 0,20 \quad (3.99)$$

Los valores necesarios de  $K_{els}$  y  $K_{yls}$  fueron calculados por iteración para lograr la respuesta más uniforme a lo largo del espacio (figura 3.16) para un TRL de 0,5%. Los resultados se muestran en la tabla 3.11 para tuberías sin costuras y con alisado en caliente o en frío.

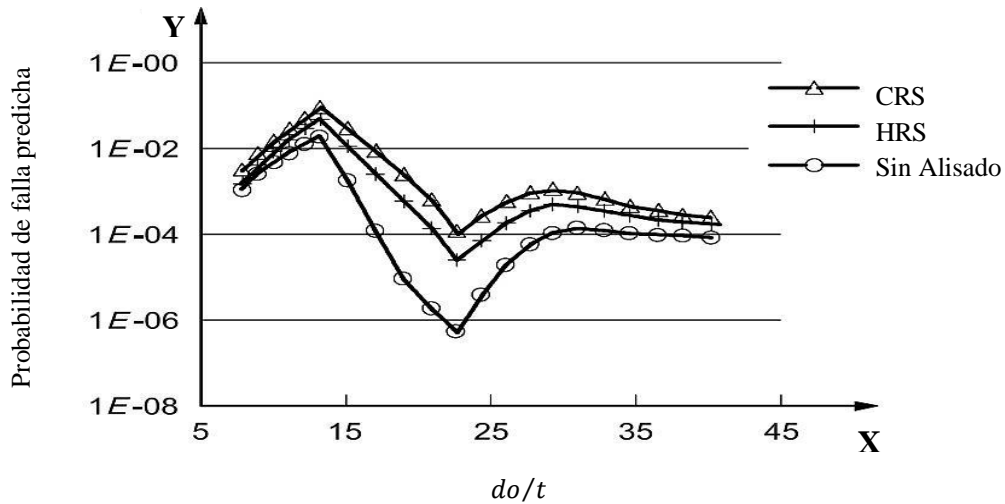
Grado	CRS		HRS	
	$K_{e des}$	$K_{y des}$	$K_{e des}$	$K_{y des}$
H40	0,830	0,910	n/a	n/a
J/K55	0,830	0,890	n/a	n/a
M65	0,830	0,880	n/a	n/a
L80	0,825	0,855	0,825	0,865
L80 9Cr	0,825	0,830	0,825	0,840
L80 13Cr	0,825	0,830	0,825	0,840
N80	0,825	0,870	0,825	0,870
C90	n/a	n/a	0,825	0,850
C95	0,825	0,84	0,825	0,855
T95	n/a	n/a	0,825	0,855
P110	0,825	0,855	0,825	0,855
Q125	n/a	n/a	0,825	0,850

**Tabla 3.11:** Factores de corrección  $K_{e des}$  y  $K_{y des}$  para varios grados de revestidores

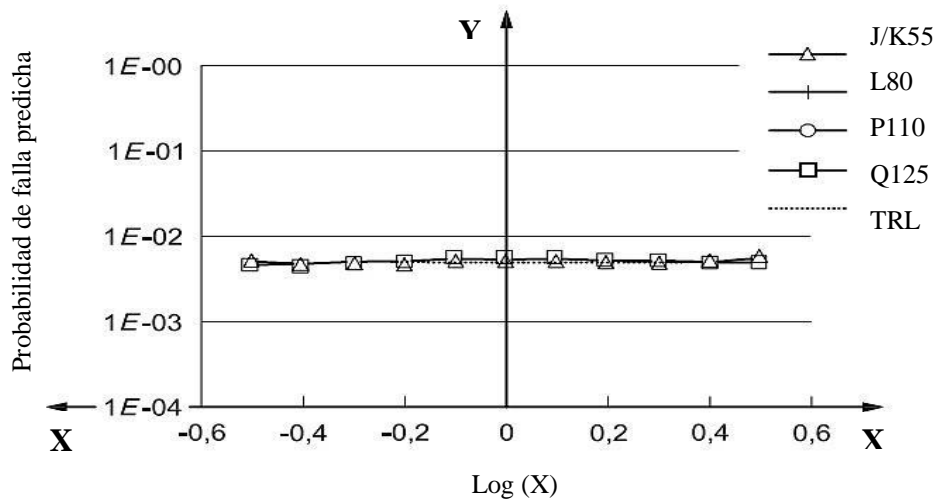
De la tabla anterior puede verse que el factor  $K_{e des}$  es prácticamente constante para todos los grados de acero, esto se debe a que la resistencia al colapso elástico no es una función del esfuerzo de fluencia. En aras de la simplicidad puede tomarse el valor de  $K_{e des} = 0,825$  para todos los tipos de revestidores. Con las



constantes de diseño determinadas la probabilidad de falla predicha por la ecuación 3.91 para varios grados de acero se muestra en la figura 3.35. En contraste con las ecuaciones API que muestran una amplia variación de la confiabilidad (figura 3.34), la nueva ecuación de diseño muestra una probabilidad de falla constante para todo el rango de relaciones de pared. Más aun, es prácticamente constante para todos los grados de revestidores y métodos de alisado, de esta manera se hace frente a la tercera limitación del método API listado en la sección 3.2.2.



**Figura 3.34:** Probabilidad de falla predicha por el API Bull. 5C3 (1994).



**Figura 3.35:** Probabilidad de falla predicha por la ecuación de diseño.

### 3.2.7. Resumen de las ecuaciones numéricas

#### 3.2.7.1. Modelo de Tamano

- Presión de colapso:

$$P_c^T = \frac{(P_e^T + P_y^T)}{2} - \sqrt{\frac{(P_e^T - P_y^T)^2}{4} + P_e^T P_y^T H^T}$$

- Presión de colapso elástico:  $P_e^T = 1,080 \frac{2*(30*10^6)}{1-0,28^2} \frac{1}{(d_o/t)[(d_o/t)-1]^2}$

- Presión de colapso en fluencia:  $P_y^T = 2 \sigma_y \left[ \frac{(d_o/t)-1}{(d_o/t)^2} \right] \left[ 1 + \frac{1,5}{(d_o/t)-1} \right]$

- Función decremental:  $H^T = 0,071(0,217) + 0,0022(3,924) + 0,18(-0,138)$

#### 3.2.7.2. Modelo KGT

- Presión de colapso:

$$P_c^{KGT} = \frac{(P_e^{KGT} + P_y^{KGT}) - \sqrt{(P_e^{KGT} - P_y^{KGT})^2 + 4 P_e^{KGT} P_y^{KGT} H^{KGT}}}{2 (1 - H^{KGT})}$$

- Presión de colapso elástico:

$$P_e^{KGT} = 1,089 \frac{2*(30*10^6)}{1-0,28^2} \frac{1}{(d_o \text{ prom}/t_{\text{prom}})[(d_o \text{ prom}/t_{\text{prom}})-1]^2}$$

- Presión de colapso en fluencia:

$$P_y^{KGT} = 2 * 0,9911 \sigma_y \left[ \frac{(d_o \text{ prom}/t_{\text{prom}})-1}{(d_o \text{ prom}/t_{\text{prom}})^2} \right] \left[ 1 + \frac{1,5}{(d_o \text{ prom}/t_{\text{prom}})-1} \right]$$

- Función decremental y datos de la producción global:

$$H^{KGT} = 0,127ov + 0,0039ec - 0,440rs + sh \text{ con } \begin{cases} sh = 0,55 \text{ para N80} \\ sh = 0 \text{ para no N80} \end{cases}$$

$$CRS: H^{KGT} = 0,127(0,217) + 0,0039(3,924) - 0,440(-0,237) + sh$$

$$HRS: H^{KGT} = 0,127(0,217) + 0,0039(3,924) - 0,440(-0,138) + sh$$

- Diámetro promedio:  $d_{o\ prom} = \bar{d}_o * (d_o) = 1,0059 * d_o$

- Espesor de pared promedio:  $t_{prom} = \bar{t} * (t) = 1,0069 * t$

### 3.2.7.3. Modelo de diseño

- Presión de colapso: 
$$P_{c\ des} = \frac{(P_{e\ des} + P_{y\ des}) - \sqrt{(P_{e\ des} - P_{y\ des})^2 + 4P_{e\ des} P_{y\ des} H_{des}}}{2(1 - H_{des})}$$

- Presión de colapso elástico: 
$$P_{e\ des} = 0,825 \frac{2 * (30 * 10^6)}{1 - 0,28^2} \frac{1}{(d_o/t)[(d_o/t) - 1]^2}$$

- Presión de colapso en fluencia: 
$$P_{y\ des} = 2 K_{y\ des} \sigma_y \left[ \frac{(d_o/t) - 1}{(d_o/t)^2} \right] \left[ 1 + \frac{1,5}{(d_o/t) - 1} \right]$$

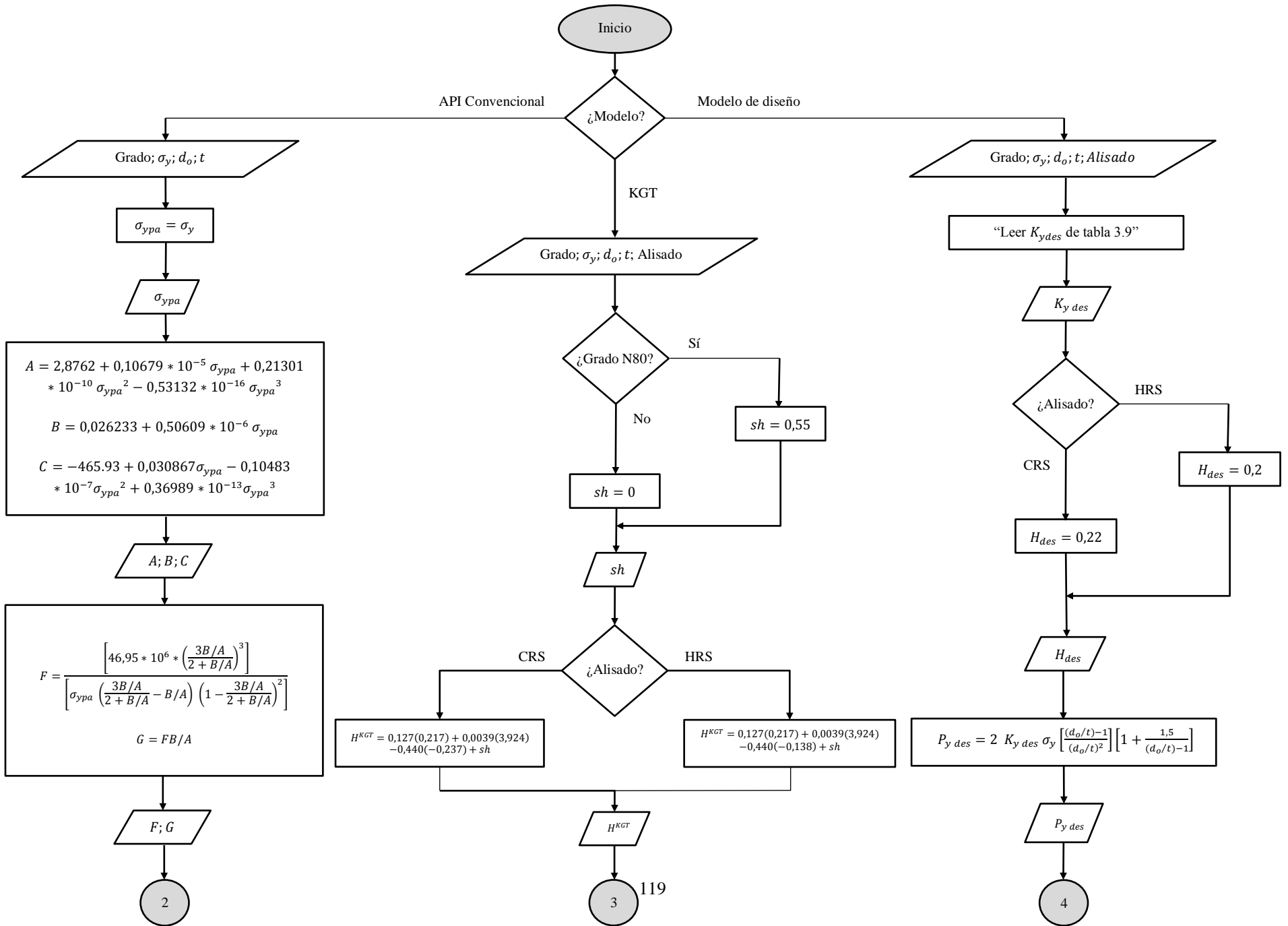
- Función decremental  $H_{des}$  y factor de corrección  $K_{y\ des}$ :

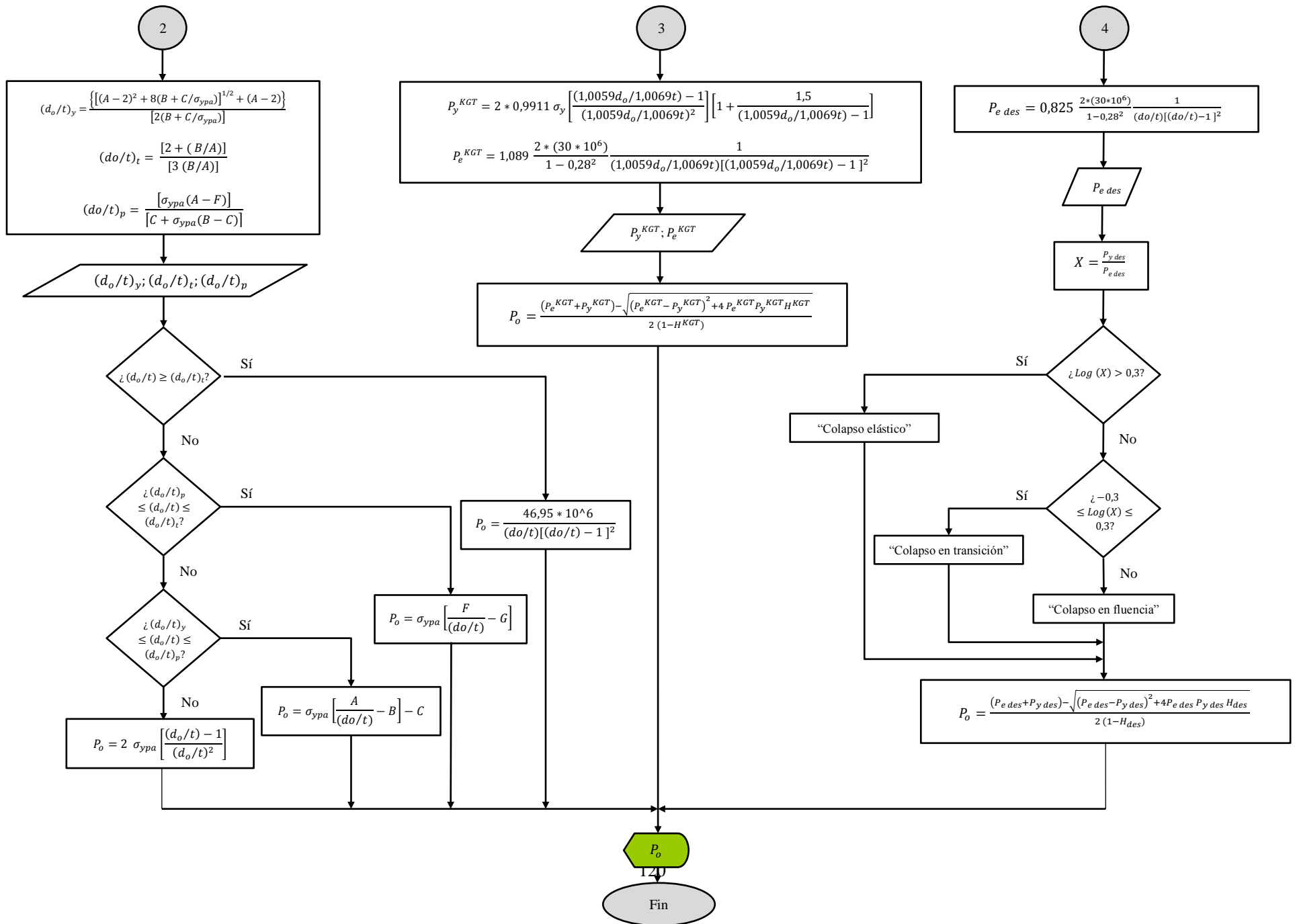
Grado	CRS		HRS	
	$H_{des}$	$K_{y\ des}$	$H_{des}$	$K_{y\ des}$
H40	0,22	0,910	No aplica	
J55	0,22	0,890	No aplica	
K55	0,22	0,890	No aplica	
M65	0,22	0,880	No aplica	
L80	0,22	0,855	0,2	0,865
N80	0,22	0,870	0,2	0,870
C90	No aplica		0,2	0,850
C95	0,22	0,840	0,2	0,855
T95	No aplica		0,2	0,855
P110	0,22	0,855	0,2	0,855
Q125	No aplica		0,2	0,850

**Tabla 3.9:** Valores de  $H_{des}$  y  $K_{y\ des}$  para diversos grados de revestidores

### 3.2.8. Diagrama de Flujo

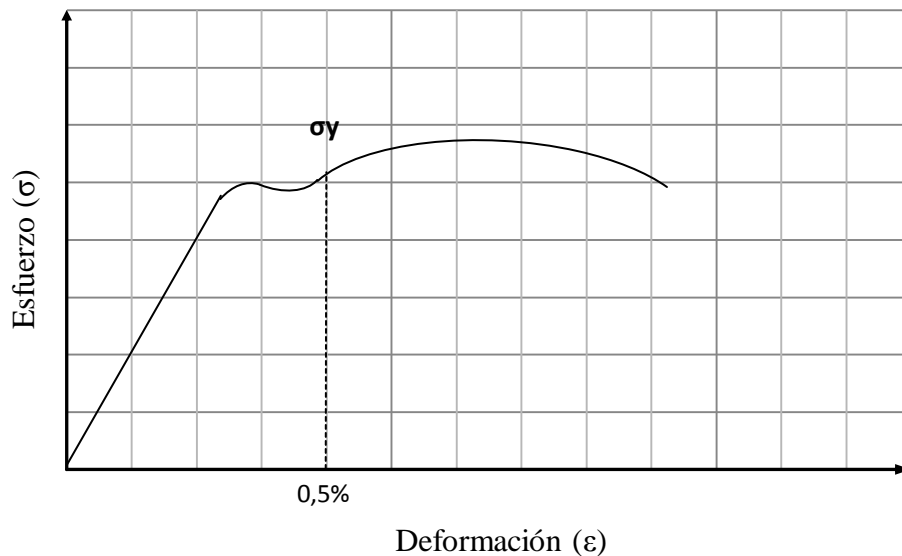
Varios métodos para estimar la resistencia al colapso han sido presentados, todos ellos involucran un gran número de variables muchas de las cuales no son tradicionales. Es conveniente realizar alguna representación simplificada de una secuencia lógica que permita cumplir con nuestro objetivo, que en este apartado es determinar la capacidad de un revestidor sometido solo a una presión externa. El diagrama de la figura 3.36 se construyó con la simbología explicada en la sección 3.1.9. Después del inicio un rombo de decisión nos permite escoger entre el método convencional API de las cuatro regiones de colapso, la generalización de Klever del modelo de Tamano (KGT) y el modelo equivalente de diseño. Al seguir la respectiva línea de flujo caemos en una recuadro que pide los datos de entrada que son necesarios y suficientes para determinar el valor final de  $P_o$ . Por ejemplo para las ecuaciones API hacen falta introducir el grado del revestidor ( $\sigma_y$ ), su diámetro externo ( $d_o$ ) y el espesor de pared ( $t$ ), para el modelo KGT y de diseño hace falta conocer adicionalmente el tipo de alisado al que fue sometida la tubería, ya sea HRS o CRS que afecta directamente el término de esfuerzos residuales. Siguiendo el orden que indica la línea de flujo cada término en los modelos puede determinarse sin ningún tipo de obstrucción, en partes del diagrama también se indican en un recuadro las variables que ya han sido determinadas, para ubicar mejor al usuario. Para el modelo de diseño se pide leer el valor  $K_{y\ des}$  de la tabla 3.12 el cual depende exclusivamente del grado del revestidor. A pesar de que no es necesario para el cálculo final de  $P_o$  se incluye el criterio para determinar el tipo de colapso que se presenta ya sea colapso elástico, en transición o en fluencia, esto puede ser útil para realizar comparaciones con el modelo convencional API. Se puede ver que el nuevo método propuesto constituye una solución mucho más simple, que requiere un número menor de cálculos y que arroja un valor de resistencia muy cercano a la capacidad real de la tubería. Independientemente del método seleccionado cuando lleguemos al ovalo final obtendremos de manera inequívoca un valor de presión externa  $P_o$ , que corresponde al valor de resistencia al colapso del revestidor estudiado.





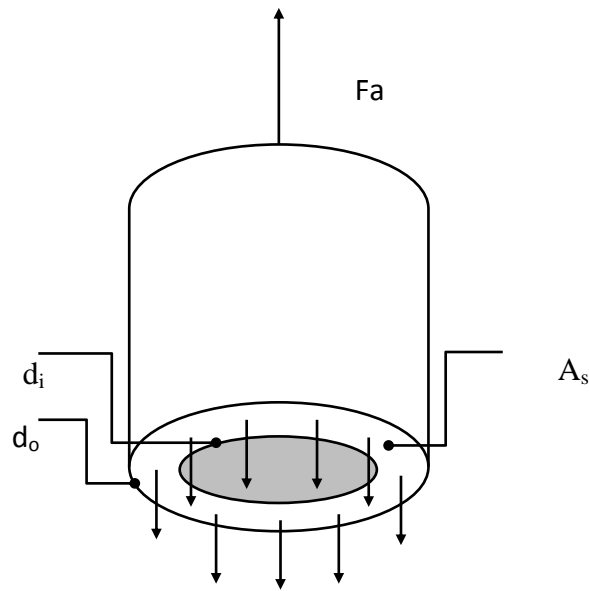
### 3.3. Resistencia Axial

Comparado con los modos de fallas anteriores la capacidad del revestidor por una carga axial es relativamente sencilla y está exenta de las controversias al nivel que se trataron en el mecanismo de colapso. Si una tubería de revestimiento es sometida a una fuerza axial  $F_a$ , se genera un esfuerzo  $\sigma_a$  que puede ser computado utilizando la siguiente expresión  $\sigma = \frac{F}{A}$ , donde A representa el área de la sección transversal del revestidor. En caso de estar sometido a tensión la tubería se alargará y la cantidad de elongación o deformación ( $\epsilon$ ) puede expresarse como  $\epsilon = \frac{\Delta L}{L}$ , siendo un valor adimensional. El revestidor bajo tensión pura como se dijo anteriormente puede sufrir tres tipos de deformaciones: elástica, elastoplástica (transición) y plástica según la figura 3.37. En el rango elástico las propiedades metalúrgicas del acero en el cuerpo de la tubería no sufren daño permanente y son recuperadas cuando se retira la carga. Por tanto la carga axial impuesta en la tubería durante el corrido, la perforación del pozo y las operaciones de producción no debe exceder la resistencia a la fluencia del material. Del diagrama de cuerpo libre (ver figura 3.38) se puede calcular la fuerza axial que tiende a separar la tubería.



**Figura 3.37:** Esfuerzo de fluencia API.

La única especificación importante de diseño es utilizar el esfuerzo de fluencia mínimo definido por API. En este punto de la investigación se puede decir que no se ha encontrado una base lo suficientemente sólida para explicar porque el esfuerzo de fluencia API se calcula de esa con esa técnica (línea vertical-deformación 0,5%) y no con la técnica tradicional en otras industrias (línea paralela- deformación 0,2%), Paslay (2012) infiere que fue la forma establecida en los inicios de la industria hace casi 100 años y se ha mantenido en el tiempo, es por tanto una de las “reglas de oro” tan comunes en la industria petrolera.



**Figura 3.38:** Diagrama de cuerpo libre de revestidor en tensión

$$F_a = \sigma_{yAPI} A_s \quad (3.100)$$

$$F_a = \frac{\pi}{4} \sigma_{yAPI} (d_o^2 - d_i^2) \quad (3.101)$$

donde:

$F_a$  = fuerza Axial. lbf

$\sigma_{yAPI}$  = resistencia a la fluencia API. psi

$d_o$  = diámetro externo. in

$d_i$  = diámetro interno. in



### 3.4. Resistencia Multiaxial

En las secciones anteriores se estudió el caso simplificado de revestidores sometidos solo a presiones internas o externas, donde solo una de las cargas ocurre a la misma vez. En realidad bajo condiciones de pozo el revestidor está sometido casi siempre a cargas combinadas. Algunas de las posibilidades son las siguientes:

- Cargas de colapso y estallido debido a presiones hidrostáticas.
- Cargas de tensión y compresión debido a fuerzas gravitacionales, fricción en el hoyo, fuerzas hidrostáticas y fuerzas de flexión.
- Cargas torsionales debido a la fricción en el hoyo

Existen varios procedimientos para calcular el límite de diseño para este caso, algunos de ellos son algo confusos y pueden llegar a causar problemas serios si no se conocen sus limitaciones. El método básico es una idea propuesta ya hace más de un siglo, que ha demostrado su efectividad en muchas aplicaciones del diseño ingenieril. El objetivo es cuantificar las cargas combinadas en un valor simple, que se pueda comparar directamente con algún valor de esfuerzo o resistencia del material del que está hecha la tubería. En este sentido, si  $\sigma_y$  es el esfuerzo de fluencia determinado a partir de un ensayo uniaxial de tracción y  $\psi$  representa la carga combinada entonces la comparación puede hacerse de la siguiente manera.

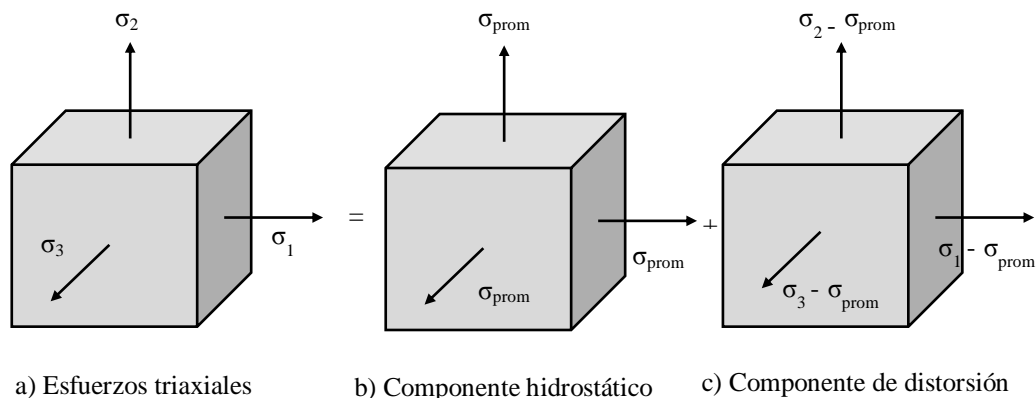
- Si  $\psi < \sigma_y$  entonces no hay falla.
- Si  $\psi \geq \sigma_y$  entonces hay falla.

Lo descrito antes es exactamente lo que hace el criterio de fluencia de Von Mises, anteriormente usado en la sección de presiones internas. Como las cargas sobre el revestidor están dadas en términos de presiones, fuerzas axiales y posiblemente torque, se presenta la necesidad de transformarlas en términos de esfuerzos, que son los que finalmente se introducen en el criterio de falla. Para lograr

esto las ecuaciones de Lamé para tuberías de pared gruesa y la propia definición de esfuerzo ( $F/A$ ) son utilizadas

El criterio aceptado para prevenir la aparición de la plastificación en los tubulares se basa en los conceptos de separación de los estados de energía, ya sean incremento puro de volumen y distorsión. El criterio de Von Mises es adecuado como criterio de falla en materiales dúctiles (como el acero de los revestidores) y uniformes (resistencia a la tracción aproximadamente igual a la resistencia a la compresión). En un sentido más estricto se puede decir que la teoría de la energía de distorsión máxima predice que la falla por fluencia ocurre cuando la energía total de distorsión por unidad de volumen alcanza o excede a la energía de distorsión por unidad de volumen correspondiente al esfuerzo de fluencia en tensión o compresión del material. En la figura 3.39 se muestra un elemento sometido a esfuerzos triaxiales  $\sigma_1$ ,  $\sigma_2$  y  $\sigma_3$ , haciendo un arreglo aritmético se puede definir un estado de esfuerzo promedio  $\sigma_{prom}$  según la ecuación 3.102 y un estado de esfuerzo con los términos  $(\sigma_1 - \sigma_{prom})$ ,  $(\sigma_2 - \sigma_{prom})$  y  $(\sigma_3 - \sigma_{prom})$  de manera que no se altere el estado inicial.

$$\sigma_{prom} = \frac{\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3}{3} \quad (3.102)$$



**Figura 3.39:** Elemento sometido a esfuerzos triaxiales

De la figura pueden verse que la deformación del estado inicial es una combinación de una variación pura de volumen producida por los esfuerzos promedio y una deformación angular pura producida por la diferencia entre los esfuerzo iniciales y el esfuerzo promedio definido. La energía de deformación por unidad de volumen en el caso de tensión simple es  $u = \frac{1}{2}\sigma\varepsilon$ , para el elemento completo la energía total será la suma a lo largo de los tres ejes, es decir  $u = \frac{1}{2}[\varepsilon_1\sigma_1 + \varepsilon_2\sigma_2 + \varepsilon_3\sigma_3]$ . Utilizando las ecuaciones constitutivas para las deformaciones principales se tiene:

$$u = \frac{1}{2E}[\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \sigma_3^2 - 2\nu(\sigma_1\sigma_2 + \sigma_1\sigma_3 + \sigma_2\sigma_3)] \quad (3.103)$$

Sustituyendo la expresión del esfuerzo promedio en la ecuación 3.103 se obtiene la energía para el cambio puro de volumen (ver figura 3.1b)  $u_v = \frac{3}{2} \frac{\sigma_{prom}^2}{E} (1 - 2\nu)$ , rescribiendo esta expresión en función de  $\sigma_1, \sigma_2$  y  $\sigma_3$  se obtiene

$$u_v = \frac{1-2\nu}{6E}[\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \sigma_3^2 + 2\sigma_1\sigma_2 + 2\sigma_1\sigma_3 + 2\sigma_2\sigma_3] \quad (3.104)$$

Por tanto la energía de distorsión por unidad de volumen se obtiene sustrayendo las ecuaciones 3.103 y 3.104

$$u_d = u - u_v = \frac{1+\nu}{3E} \left[ \frac{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2}{2} \right] \quad (3.105)$$

Según el enunciado de la teoría es necesario obtener la energía de distorsión correspondiente a la fluencia para el caso de tensión simple  $u_d'$ , haciendo  $\sigma_1 = \sigma_y$ ,  $\sigma_2 = 0$  y  $\sigma_3 = 0$  la ecuación 3.105 se reduce a:

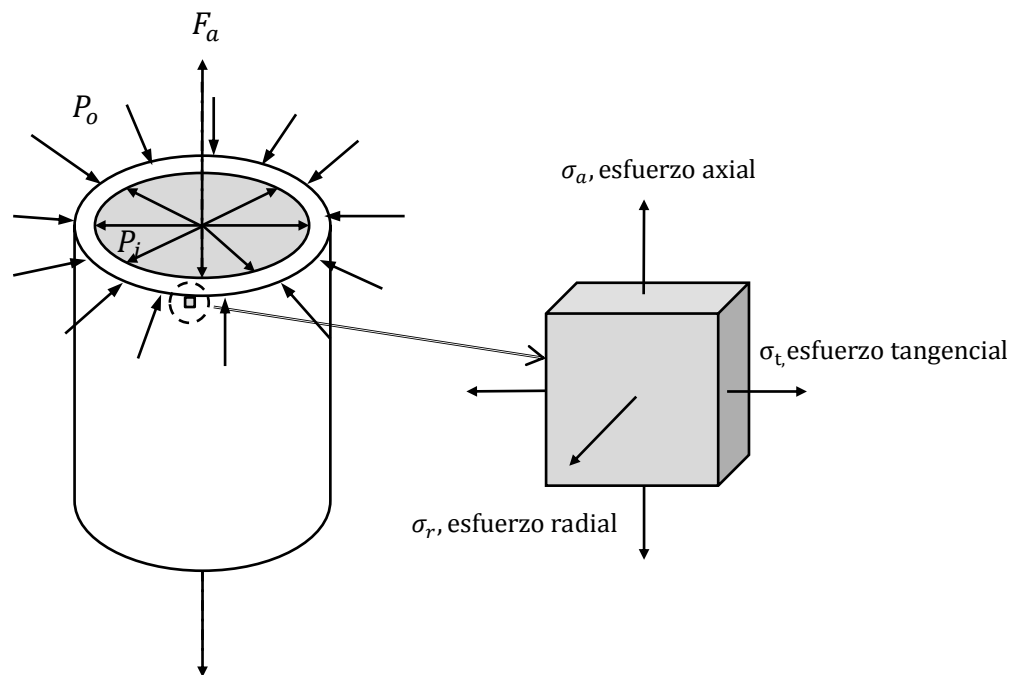
$$u_d' = \frac{1+\nu}{3E} (\sigma_y)^2 \quad (3.106)$$

Para el caso general de esfuerzos, se predice la fluencia si la ecuación 3.105 es mayor o igual a la ecuación 3.106. Quedando:

$$\left[ \frac{1}{2} ((\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2) \right]^{1/2} \geq \sigma_y \quad (3.106)$$

El lado izquierdo de la ecuación puede considerarse como un esfuerzo efectivo del estado general dado por  $\sigma_1$ ,  $\sigma_2$  y  $\sigma_3$ . Este esfuerzo se llama esfuerzo equivalente de Von Mises  $\sigma_{VME}$  en honor a quien contribuyó a elaborar esta teoría y representa el valor  $\psi$  que se planteó inicialmente. Finalmente la ecuación 3.106 puede expresarse como:

$$\sigma_{VME} \geq \sigma_y \quad (3.107)$$



**Figura 3.40:** Distribución triaxial de esfuerzo en el revestidor

La expresión del esfuerzo equivalente de Von Mises puede ser reescrita en función de  $\sigma_t$ ,  $\sigma_r$  y  $\sigma_a$  que corresponden a los esfuerzos tangenciales, los esfuerzos radiales y el esfuerzo axial que actúan en los planos principales.

$$(\sigma_t - \sigma_r)^2 + (\sigma_r - \sigma_t)^2 + (\sigma_a - \sigma_r)^2 = 2\sigma_y^2 \quad (3.108)$$

Para un revestidor presurizado de la manera en que se muestra en la figura 3.40, los esfuerzos radiales y tangenciales generados pueden calcularse para un radio genérico utilizando las ecuaciones de Lamé para tuberías de pared gruesa, estas son las ecuaciones 3.109 y 3.110.

$$\sigma_r = \frac{P_i r_i^2 - P_o r_o^2 + r_i^2 r_o^2 (P_o - P_i) / r^2}{r_o^2 - r_i^2} \quad (3.109)$$

$$\sigma_t = \frac{P_i r_i^2 - P_o r_o^2 - r_i^2 r_o^2 (P_o - P_i) / r^2}{r_o^2 - r_i^2} \quad (3.110)$$

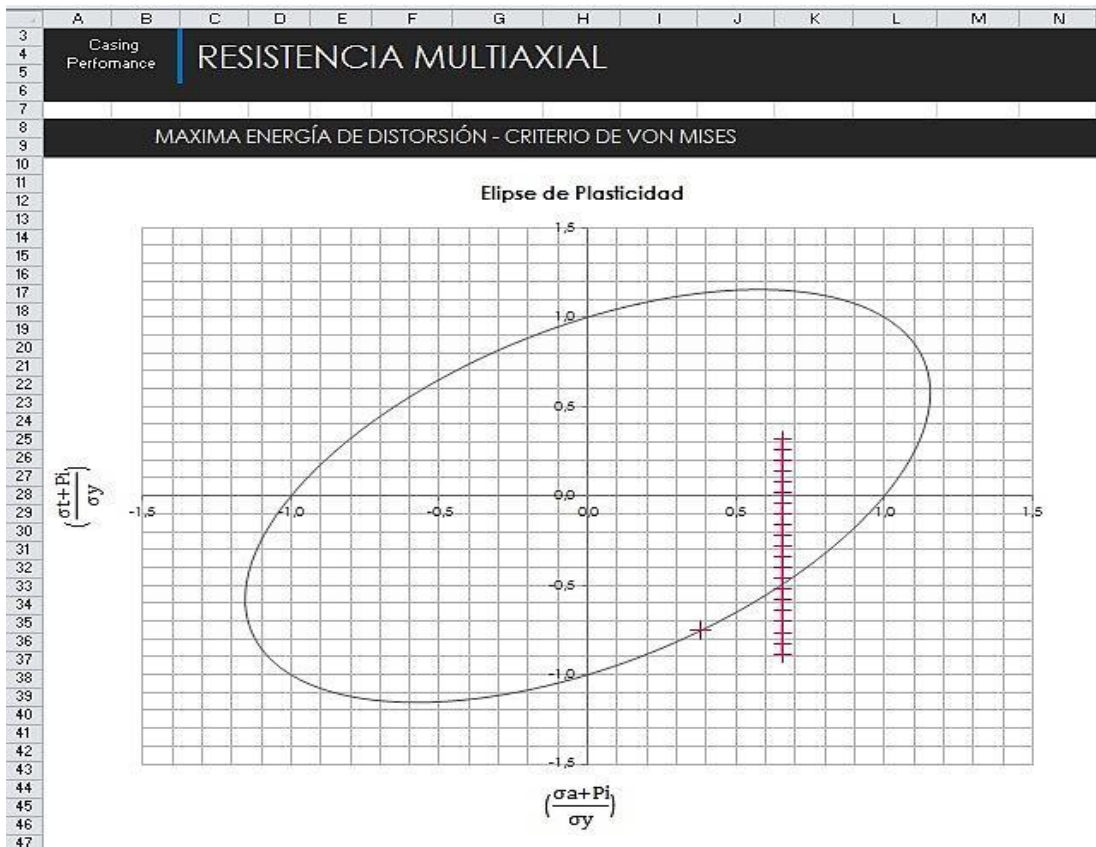
Bajo la acción de una presión interna y externa, el esfuerzo tangencial máximo ocurre en la pared interna de la tubería. Para la condición  $r = r_i$  el esfuerzo radial es igual a la presión interna  $\sigma_r = -P_i$ . Sustituyendo para  $\sigma_r$  en la ecuación 3.108 se obtiene la siguiente expresión cuadrática.

$$\left(\frac{\sigma_t + P_i}{\sigma_y}\right)^2 - \left(\frac{\sigma_a + P_i}{\sigma_y}\right)\left(\frac{\sigma_t + P_i}{\sigma_y}\right) + \left(\frac{\sigma_a + P_i}{\sigma_y}\right)^2 - 1 = 0 \quad (3.111)$$

La solución de la ecuación 3.111 es entonces.

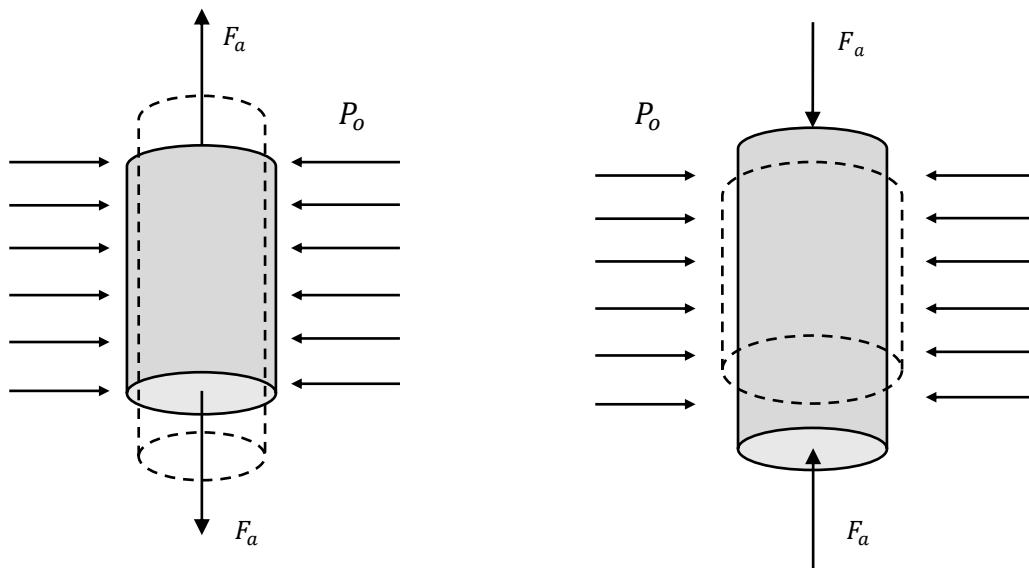
$$\left(\frac{\sigma_t + P_i}{\sigma_y}\right) = \pm \sqrt{1 - \frac{3}{4}\left(\frac{\sigma_a + P_i}{\sigma_y}\right)^2} + \frac{1}{2}\left(\frac{\sigma_a + P_i}{\sigma_y}\right) \quad (3.112)$$

Si se grafica la ecuación 3.112 entonces se obtiene la ya conocida elipse de plasticidad. Como convención se tiene que si el término  $(\sigma_t + P_i)/\sigma_y$  es positivo entonces nos encontramos en un caso de carga de estallido ( $P_i > P_o$ ). Por el contrario si  $(\sigma_t + P_i)/\sigma_y$  es negativo estamos en un caso de carga de colapso ( $P_o > P_i$ ). La geometría de la elipse se muestra en la figura 3.41, tanto el eje X como el Y representan variables adimensionales por lo que la forma de la elipse se mantiene para diferentes grados de revestidores. Del análisis de la gráfica se desprende que la tensión tiene un efecto negativo en la presión de colapso (cuadrante IV) y un efecto positivo en la presión de estallido (cuadrante I). En contraste la compresión axial tiene un efecto negativo en la presión de estallido (cuadrante II) y un efecto positivo en la presión de colapso (cuadrante III).



**Figura 3.41:** Superficie de Von Mises en dos dimensiones (elipse de plasticidad)

Cada combinación de cargas  $P_o, P_i$  y  $F_a$  se puede representar en la gráfica como un punto, el cual puede compararse con el límite para provocar la falla dado por el lugar geométrico de la elipse. Si dicho punto se encuentra dentro límite definido entonces se garantiza que no ocurrirá la fluencia. Una serie de puntos pueden definir una línea de servicio del revestidor. Naturalmente la frontera puede corregirse con la aplicación de un factor de seguridad, que toma un porcentaje determinado del esfuerzo de fluencia del material (un valor típico es el 80% de  $\sigma_y$ ). Los efectos de la carga axial en el colapso pueden estudiarse de manera más intuitiva con la ayuda de la figura 3.42. Cuando la tubería se somete a una tensión no solo se genera una deformación axial, se genera también una deformación negativa en la dirección radial. Estos dos valores son proporcionales entre sí en la región elástica y se relacionan mediante el módulo de Poisson del material  $\nu = -\varepsilon_{axial}/\varepsilon_{radial}$ , esta deformación radial puede asociarse a un esfuerzo radial que se suma al esfuerzo que genera la presión externa  $P_o$ , el resultado es una disminución en la presión de colapso. Para el caso de la tubería que se somete a compresión la deformación radial asociada es positiva y el esfuerzo generado contrarresta parte del esfuerzo generado por la presión  $P_o$ , la consecuencia es un aumento en la presión de colapso.



**Figura 3.42:** Efecto de la carga axial en la presión de colapso

El método gráfico bidimensional de Von Mises representa un instrumento muy práctico. Permite por ejemplo calcular por ensayo y error el valor de un parámetro ( $P_o, P_i$  ó  $F_a$ ) manteniendo los otros dos constantes, esto se hace dando valores aleatorios hasta que el punto generado coincida con el borde de la elipse que corresponde a la capacidad máxima de la tubería. Además es fácilmente programable en una hoja de cálculo.

El criterio de Von Mises no describe un verdadero estado límite. Predice el esfuerzo al cual la tubería comienza a fluir, por esta razón se conoce también como el “primer criterio de fluencia” o de “fluencia incipiente”, es más bien es una especie de límite de servicio. Una vez que el esfuerzo equivalente excede el punto de fluencia del material, la falla catastrófica no necesariamente ha ocurrido. Lo anterior permite establecer una limitación de la elipse de plasticidad especialmente importante cuando se usa para corregir la presión de colapso por presencia de una carga axial. Como se explicó en la sección de presiones externas el método API define cuatro tipos de colapso (elástico, transición, fluencia y plástico), de estos el único que utiliza las mismas condiciones que la elipse de plasticidad (en las ecuaciones de Lamé) es el colapso en fluencia.

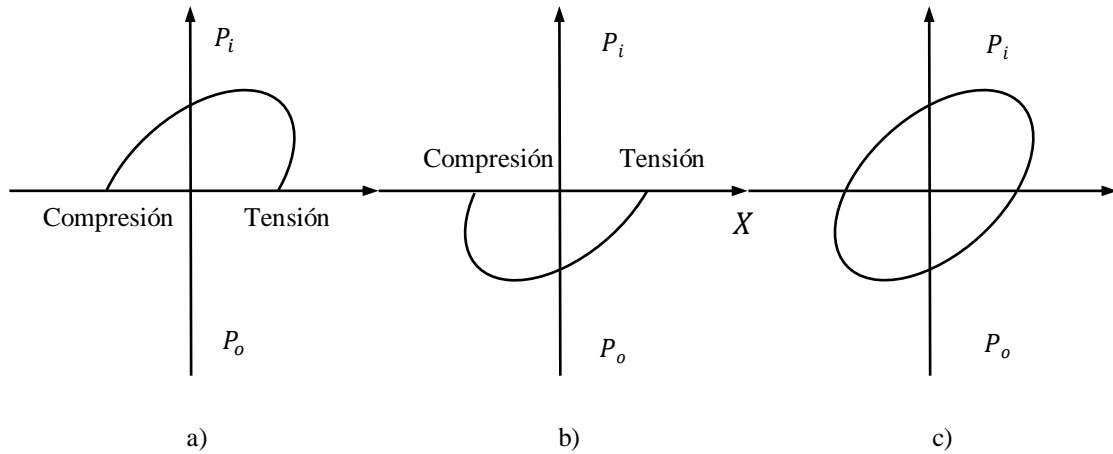
Por tanto para usar el enfoque de Von Mises es necesario probar primero con el valor de  $d_o/t$  que el colapso de la tubería se da en rango de fluencia. Por ejemplo si usamos el método de la elipse y resulta que con el método API determinamos que la falla es colapso plástico podríamos subestimar de manera considerable la presión de colapso de diseño. La elipse de plasticidad no debe ser usada indiscriminadamente, el modo de falla debe ser conocido con anterioridad.

#### **3.4.1. Representación alternativa de la elipse de plasticidad**

Una consecuencia directa del uso de la ecuación 3.112 es que los términos de presión y de esfuerzo axial no pueden ser explícitamente despejados. Una alternativa es dividir la expresión en dos casos particulares donde se estudien por separado el



efecto de las cargas axiales en la presión interna y en la presión externa. El resultado es la representación gráfica de la elipse que se muestra en la figura 3.43, como puede verse ya no está en función de variables adimensionales. En el eje X se representa la carga axial (kN) y en el eje Y se representa la presión (MPa).



**Figura 3.43:** Criterio de Von Mises-representación alternativa

La mitad superior de la elipse que corresponde a los cuadrantes I y II es creada asumiendo  $P_o = 0$  y responde a la ecuación 3.113.

$$P_i = (-K_B + [K_B^2 - 4K_A K_C]^{1/2}) / 2K_A \quad (3.113)$$

donde

$$K_A = K_{pi}^2 + K_{pi} + 1 \quad (3.114)$$

$$K_B = (1 - K_{pi}) \sigma_a \quad (3.115)$$

$$K_C = \sigma_a^2 - \sigma_y^2 \quad (3.116)$$

$$K_{pi} = (d_o^2 + d_i^2)/(d_o^2 - d_i^2) = (r_o^2 + r_i^2)/(r_o^2 - r_i^2) \quad (3.117)$$

La mitad inferior de la elipse que corresponde a los cuadrantes III y IV es creada asumiendo  $P_i = 0$  y responde a la ecuación 3.118.

$$P_o = (-K_B - [K_B^2 - 4K_A K_C]^{1/2})/2K_A \quad (3.118)$$

donde

$$K_A = K_{po}^2 \quad (3.119)$$

$$K_B = K_{po} \sigma_a \quad (3.120)$$

$$K_C = \sigma_a^2 - \sigma_y^2 \quad (3.121)$$

$$K_{po} = 2d_o^2/(d_o^2 - d_i^2) = 2r_o^2/(r_o^2 - r_i^2) \quad (3.122)$$

La unión de la parte superior e inferior resulta en la elipse completa de la figura 3.43c. Si la combinación de la presión y carga axial se encuentra dentro de la elipse entonces cumple el criterio de diseño, por el contrario si excede el límite la superficie interna de la tubería probablemente incurrirá en alguna deformación plástica. Debido a los potenciales beneficios como la reducción de costos o aumento de la seguridad un análisis triaxial de esfuerzos debe ser siempre realizado para todos los diseños de revestidores, especialmente para aquellos que necesiten trabajar en las cercanías de sus límites estructurales.

### 3.4.2. Método API convencional

El enfoque tradicional API no incluye el caso de estallido ante cargas combinadas, solo incluye la corrección de la presión de colapso por el efecto de la tensión. El uso de la ecuación 3.112 tiene una desventaja y es que no permite separar completamente el término de presión del término de carga axial a menos que se haga  $P_i = 0$ , para superar esto una simplificación del criterio de Von Mises es utilizada. La ecuación API para este caso es derivada a partir de las ecuaciones de Lamé para el rango plástico y de la teoría de energía de distorsión. Anteriormente se mostró que la ecuación de colapso plástico es:

$$P_c = 2 \sigma_y \left[ \frac{(d_o/t)-1}{(d_o/t)^2} \right] \quad (3.123)$$

Despejando  $\sigma_y$ , se puede reescribir como  $\sigma_y = P_o f(d_o/t)$ . Ignorando el efecto de la presión interna ( $P_i \ll \sigma_a$ ) el API asume que el esfuerzo tangencial se convierte en un esfuerzo de fluencia efectivo para el colapso, la ecuación 3.112 se puede expresar como:

$$f(d_o/t, P_o) = \sigma_y \left\{ \left[ 1 - 0,75 \left( \frac{\sigma_a}{\sigma_y} \right)^2 \right]^{0,5} + 0,5 \left( \frac{\sigma_a}{\sigma_y} \right) \right\} \quad (3.124)$$

El API Bull. 5C3 (1994) en su enfoque biaxial define el término izquierdo de la ecuación 3.124 como el pseudo-esfuerzo de fluencia  $\sigma_{ypa}$ , que toma en cuenta el efecto de la carga axial. El  $\sigma_{ypa}$  es entonces usado en las ecuaciones de colapso API en el rango de fluencia, plástico o de transición (Tabla 3.5) según corresponda, no es usado en la ecuación de colapso elástico pues esta no depende del esfuerzo de fluencia. Al usar este método API automáticamente caemos en el rango de colapso correcto, por tanto se corrige la limitación de la elipse explicada en la sección anterior. La presión interna  $P_i$  ha sido ignorada en la ecuación 3.124, para evaluar su

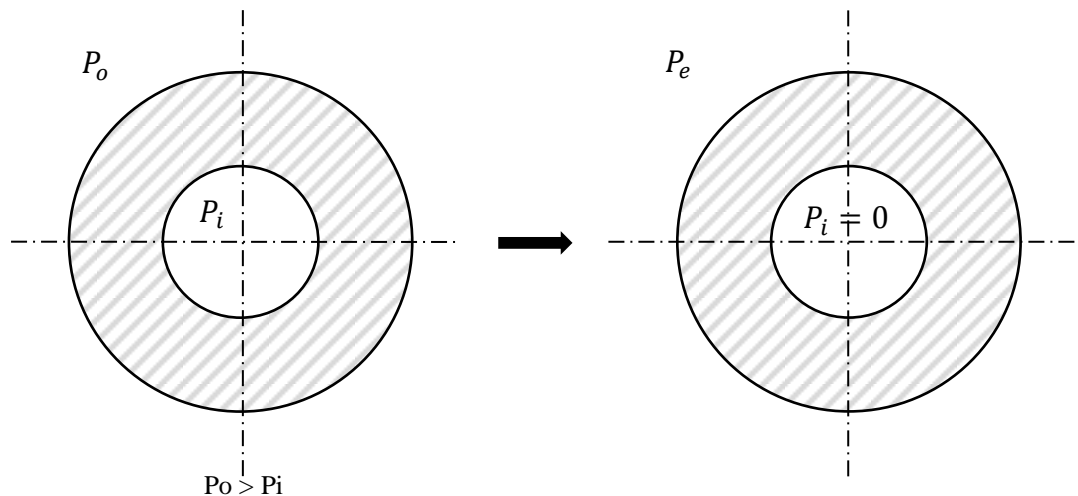
efecto en el colapso el API ha propuesto el siguiente método. La presión interna contrarresta en cierta medida la acción de la presión externa, puede considerarse que esta aumenta la presión de colapso o disminuye el efecto de la presión externa ejercida. Es una práctica común sustraer directamente la presión interna de la externa ( $P_e = P_o - P_i$ ), y usar esta presión equivalente para determinar la resistencia al colapso necesitada. Esta práctica no toma en cuenta el hecho de que la presión interna actúa en la pared interna del revestidor a diferencia de la presión externa que actúa en la pared externa. Teniendo esto en consideración la presión externa equivalente según API puede calcularse según la ecuación 3.125

$$P_e = P_o - \left[1 - \frac{2}{(d_o/t)}\right] P_i \quad (3.125)$$

Para proveer un mejor entendimiento de esta relación la ecuación 3.125 puede escribirse como

$$P_e d_o = P_o d_o - P_i d_i \quad (3.126)$$

La naturaleza de la presión equivalente se muestra en la figura 3.44



**Figura 3.44:** Presión equivalente de una tubería sometida a presión interna y externa

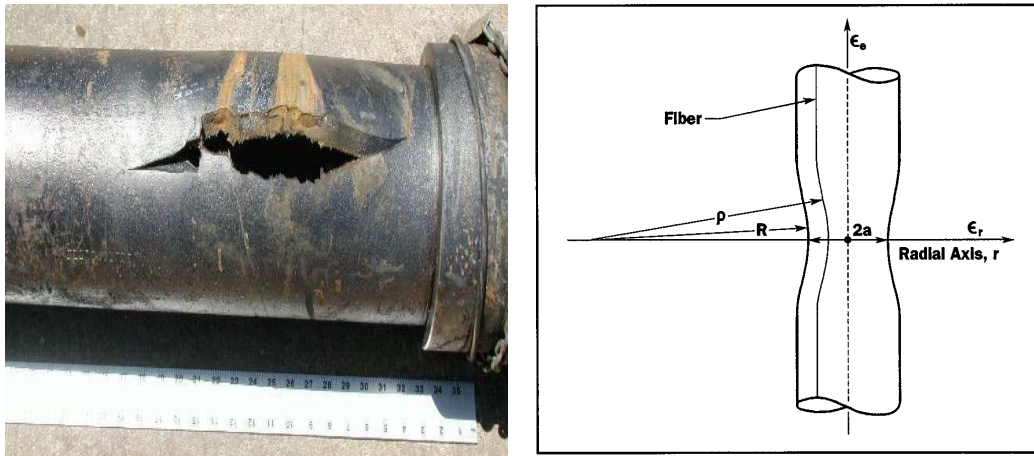
La ecuación 3.126 es una forma conservadora del API de tomar en cuenta el beneficio de una presión interna de respaldo (Klever, 2010.), no permite hacer una valoración de la resistencia al colapso basado en la diferencia total de presión ( $P_o - P_i$ ). El método ha predicho comportamientos de la tubería que divergen de mediciones experimentales. En construcciones costa afuera secciones de tuberías de acero han sido usadas a grandes profundidades (hasta 18500 pies), y han sido sometidas a enormes presiones hidrostáticas que actúan tanto en la cara interna como en la cara externa, sin embargo el colapso no se ha presentado, de hecho muy pocas veces se ha alcanzado la fluencia en la pared interna de la tubería. En otras áreas de la industria petrolera tuberías han sido llevadas a grandes profundidades en el océano y un comportamiento similar se ha presentado (Patillo, 2004.). El interés de presentar la ecuación API 3.126 es proveer una ecuación sencilla que pueda usarse para hacer cálculos de forma manual. A continuación se presentan nuevas ecuaciones que toman en cuenta explícitamente el respaldo de una presión interna, para lograr esto algunos métodos numéricos son necesarios, sin embargo pueden ser programados fácilmente en una hoja de cálculo (*spreadsheet*).

### **3.4.3. Método Iterativo Klever-Stewart**

En esta sección se presenta la solución para un problema que no ha sido tomado en cuenta en los métodos API tradicionales, este es el ajuste de la presión de estallido por la presencia de una carga axial y una presión externa. Se presenta el criterio de falla para las combinaciones de cargas que corresponden a los cuadrantes uno (I) y dos (II) de la elipse de plasticidad, y que es una generalización del modelo de ruptura Klever-Stewart presentado en la sección de presiones internas. La ecuación de ruptura 3.26 fue desarrollada para el caso de una tubería restringida axialmente, este es un caso particular de una situación más general donde el revestidor puede alcanzar un máximo de presión interna bajo la acción simultánea de una presión arbitraria externa y una carga arbitraria axial. Dado que se pretende cubrir todo el

espectro de la carga axial, es decir desde una tensión muy grande hasta una compresión muy grande (eje X de la elipse) tres modos diferentes de falla han sido identificados por Klever (2010). Estos corresponden a: ruptura, falla por estricción y falla por pandeo local.

La ruptura de la tubería es el modo de falla solo cuando la tensión axial es moderada. Para valores muy grandes de tensión axial y presiones internas menores el mecanismo de falla imperante es la estricción, en este caso una carga axial máxima es alcanzada antes que el fenómeno de presión máxima ocurra. La estricción es un fenómeno bien conocido para un material sometido a un ensayo de tracción, justo después que se alcanza el punto de máximo esfuerzo las deformaciones comienzan a localizarse en la mitad del espécimen formando un cuello en donde la sección transversal se reduce mucho más rápido con la elongación que en el resto del espécimen. La estricción en una tubería se muestra en la figura 3.45



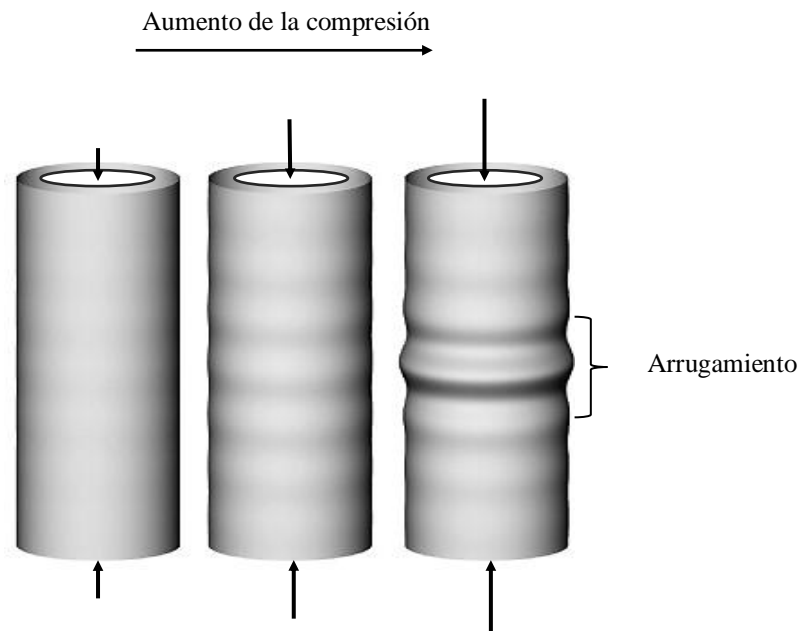
a) Falla por ruptura

b) Falla por estricción

**Figura 3.45:** Falla del revestidor por ruptura y estricción

Para el caso de carga axial negativa, es decir cuando se somete a la tubería a una compresión muy grande esta puede pandearse como una columna. Si se logra un soporte lateral de buena calidad en el hoyo (cementación) de manera que el pandeo tipo columna o helicoidal sea suprimido entonces para valores más altos de

compresión axial el pandeo local de la pared del revestidor llamado también “*wrinkling*” es el mecanismo de falla gobernante. Existe por tanto una carga de compresión que limita la validez de las ecuaciones de ruptura ante cargas combinadas. El pandeo local para tuberías de pared delgada es un tema complejo (Tvergaard, 1983), para tubería relativamente gruesas como los OCTG alguna simplificaciones pueden aplicar. A diferencia de la ruptura y la estricción que ocurren para grandes deformaciones plásticas, este mecanismo ocurre a deformaciones relativamente cercanas al inicio de la fluencia. La figura 3.46 muestra el aspecto de un revestidor que ha fallado por pandeo local, se puede apreciar un patrón de arrugamiento que se hace más intenso a medida que aumenta la compresión.



**Figura 3.46:** Falla por pandeo local (*wrinkling*)

Las ecuaciones para la ruptura y estricción son descritas junto con un criterio para determinar cuál caso ocurre primero. Los modelos son dados en términos de la tensión axial efectiva  $F_{eff}$  asociada a un esfuerzo axial efectivo, tal como se definió en la sección de presiones internas (ecuación 3.11). Para el caso de tensión estas ecuaciones aproximadas son muy precisas cuando son comparadas con la ecuación

teórica exacta (ecuación 3.26). La ecuación de ruptura dúctil del revestidor  $P_i$  en presencia de una presión de respaldo externa  $P_o$  y una carga axial  $F_{eff}$  diferentes de las condiciones de una restricción axial está dada por la ecuación 3.127

$$P_i = P_o + \min[1/2(P_M + P_{ref T}); P_M] \quad (3.127)$$

con

$$P_M = P_{ref M} \left[ 1 - K_R (F_{eff}/F_{uts})^2 \right]^{1/2} \quad (3.128)$$

donde

$$F_a = \pi t (d_o - t) \sigma_a \quad (3.129)$$

$$F_{eff} = F_a + P_o \pi t (d_o - t) - \left[ \frac{P_M t (d_o - t)}{t_{dr} (d_o - t_{dr})} \frac{\pi}{4} (d_o - 2t_{dr})^2 \right] \quad (3.130)$$

$$F_{uts} = \pi t (d_o - t) \sigma_u \quad (3.131)$$

$$P_{uts} = 2t_{dr} \sigma_u / (d_o - t_{dr}) \quad (3.132)$$

$$P_{ref} = 1/2 (P_{ref M} + P_{ref T}) \quad (3.133)$$

$$P_{ref M} = (2/\sqrt{3})^{1+n} (1/2)^n P_{uts} \quad (3.134)$$

$$P_{ref T} = (1/2)^n P_{uts} \quad (3.135)$$

$$K_R = (4^{1-n} - 1)/3^{1-n} \quad (3.136)$$

$$t_{dr} = t_{min} - K_a a \quad (3.137)$$



Bajo condiciones del revestidor restringido axialmente, la fuerza axial efectiva es igual a cero ( $F_{eff} = 0$ ) y la ecuación 3.128 se reduce a la ecuación de ruptura de Klever (ecuación 3.26). La ecuación de ruptura es válida, o lo que es lo mismo, la ruptura ocurre antes que la estricción cuando

$$F_{eff}/F_{uts} \leq (\sqrt{3}/2)^{1-n} \quad (3.138)$$

La ecuación general para la estricción puede expresarse en función de la tensión axial efectiva o la presión interna según las ecuaciones 3.139 y 3.140 (son equivalentes) respectivamente

$$F_{eff} = F_{uts} \left[ 1 - K_N [(P_i - P_o)/P_{ref M}]^2 \right]^{1/2} \quad (3.139)$$

$$P_i = P_o + \left[ \left( 1 - \frac{F_{eff}^2}{F_{uts}^2} \right) \frac{P_{ref M}^2}{K_N} \right]^{1/2} \quad (3.140)$$

donde

$$F_a = \pi t (d_o - t) \sigma_a \quad (3.141)$$

$$F_{eff} = F_a + P_o \pi t (d_o - t) - \left[ \frac{P_M t (d_o - t)}{t_{dr} (d_o - t_{dr})} \frac{\pi}{4} (d_o - 2t_{dr})^2 \right] \quad (3.142)$$

$$F_{uts} = \pi t (d_o - t) \sigma_u \quad (3.143)$$

$$P_{uts} = 2t_{dr} \sigma_u / (d_o - t_{dr}) \quad (3.144)$$

$$P_{ref M} = (2/\sqrt{3})^{1+n} (1/2)^n P_{uts} \quad (3.145)$$

$$K_N = 4^{(1-n)} - 3^{(1-n)} \quad (3.146)$$

Si se hacen cero las presiones interna y externa  $P_i = P_o = 0$  en la ecuación 3.42 la fuerza axial efectiva  $F_{eff}$  se hace igual a la fuerza axial verdadera  $F_a$ , y la ecuación 3.40 para la máxima carga axial se revierte a la resistencia última a la tensión. La ecuación de estricción es válida, es decir la estricción se produce primero que la ruptura cuando

$$(P_i - P_o)/P_{refM} \leq (1/2)^{1-n} \quad (3.147)$$

Para efectos del diseño la representación gráfica de las ecuaciones 3.127 y 3.139 se muestran en la figura 3.47. Las curvas aproximadas abarcan la totalidad del cuadrante I y II del espacio de carga donde se cumple  $P_i > P_o$ . Estas han sido desarrolladas para pasar a través de cuatro puntos especiales de la curva exacta que define la transición entre cada modo de falla, ya sea de estricción a ruptura y de ruptura a pandeo local. Las aproximaciones son muy precisas para la estricción y la ruptura bajo cargas axiales efectivas positivas (tensión), para cargas axiales efectivas negativas (compresión) las formulas representan una curva que provee una transición conservadora desde la falla por ruptura hacia la falla por pandeo.

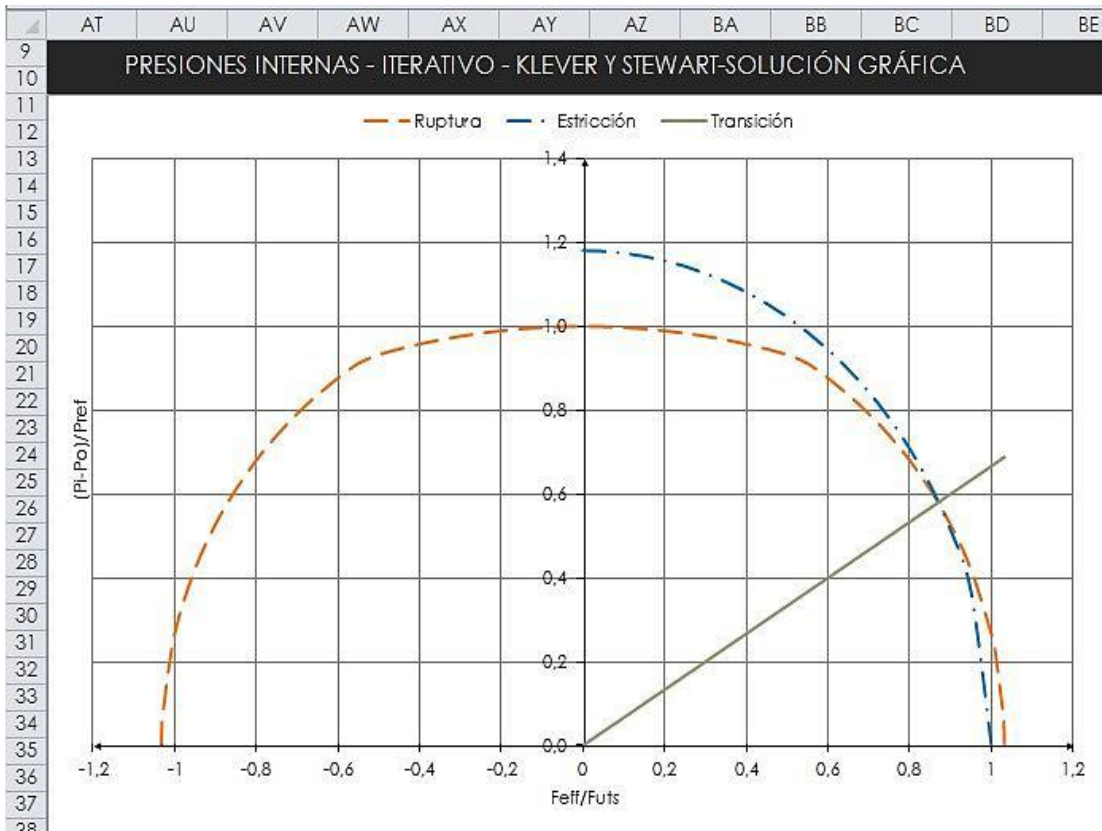
Haciendo una comparación entre la ecuación 3.138 y 3.147 puede construirse la recta de transición mostrada en la figura 3.47. Esta revela que la falla por estricción es el mecanismo relevante de falla cuando las combinaciones de cargas están bajo la línea, mientras que la ruptura será dominante en el espacio de cargas por encima de esta línea. La ecuación de la recta está dada por:

$$F_{eff}/F_{uts} = (3/2) (P_i - P_o)/P_{uts} \quad (3.148)$$

La figura 3.47 también muestra en el cuadrante II la curva respectiva para el pandeo local, para casos de compresión axial la curva de ruptura representa una solución más conservadora. Aunque sería sencillo construir también una ecuación

para ampliar el espacio de cargas seguras en la zona de compresión se percibe que tener estos modelos separados no sería práctico, en otras palabras el beneficio que significa la curva de pandeo local no justifica un modelo extra. El lugar geométrico que definen las curvas de ruptura y estricción (ignorando el pandeo local) representa de por sí una mejora considerable en el criterio de falla para tuberías sometidas a presiones internas.

Para aplicar esta solución debe cumplirse con la misma condición explicada en la sección del modelo de ruptura de Klever, y es que el material del revestidor en su ambiente de servicio debe tener la suficiente tenacidad como para que la falla ya sea por estricción, ruptura o pandeo local sea dúctil y no frágil aun en presencia de pequeñas imperfecciones (grietas).



**Figura 3.47:** Efecto de la carga axial y la presión externa en la resistencia al estallido

### 3.4.4. Solución de las ecuaciones de ruptura y estricción

Si la carga axial verdadera  $F_a$  y la presión externa  $P_o$  son dadas, el diferencial de presión  $P_M$  no se puede calcular directamente a partir de la ecuación 3.128 dado que la fuerza axial efectiva  $F_{eff}$  es una función de  $P_M$ . La solución puede ser encontrada con un método iterativo. Una expresión cuadrática como función de  $P_M$  se puede escribir como sigue:

$$H(P_M)^2 + F(P_M) + G = 0 \quad (3.149)$$

Las constantes  $H, F$  y  $G$  son una reordenación de la ecuaciones 3.129 a 3.137

$$A = F_a + P_o \pi t(d_o - t) \quad (3.150)$$

$$B = [t(d_o - t)/t_{dr}(d_o - t_{dr})](\pi/4)(d_o - 2t_{dr})^2 \quad (3.151)$$

$$C = P_{ref M}^2 \quad (3.152)$$

$$D = (P_{ref M}^2 / F_{uts}^2) K_R \quad (3.153)$$

$$E = B^2 D \quad (3.154)$$

$$F = -2ABD \quad (3.155)$$

$$G = A^2 D - C \quad (3.156)$$

$$H = 1 + E \quad (3.157)$$

Usando el método de Newton-Raphson se puede definir la fórmula de recurrencia en función de  $f(P_M)$  y de  $f'(P_M)$  según la ecuación 3.158.

$$P_{M_{j+1}} = P_{M_j} - \frac{f(P_{M_j})}{f'(P_{M_j})} \quad (3.158)$$

donde

$$f(P_{M_j}) = H(P_{M_j})^2 + F(P_{M_j}) + G \quad (3.159)$$

$$f'(P_{M_j}) = 2H(P_{M_j}) + F \quad (3.160)$$

El valor semilla o inicial  $P_{M_0}$  puede ser tomado como la presión de referencia  $P_{ref M}$  que garantiza una convergencia rápida del valor final de  $P_M$ .

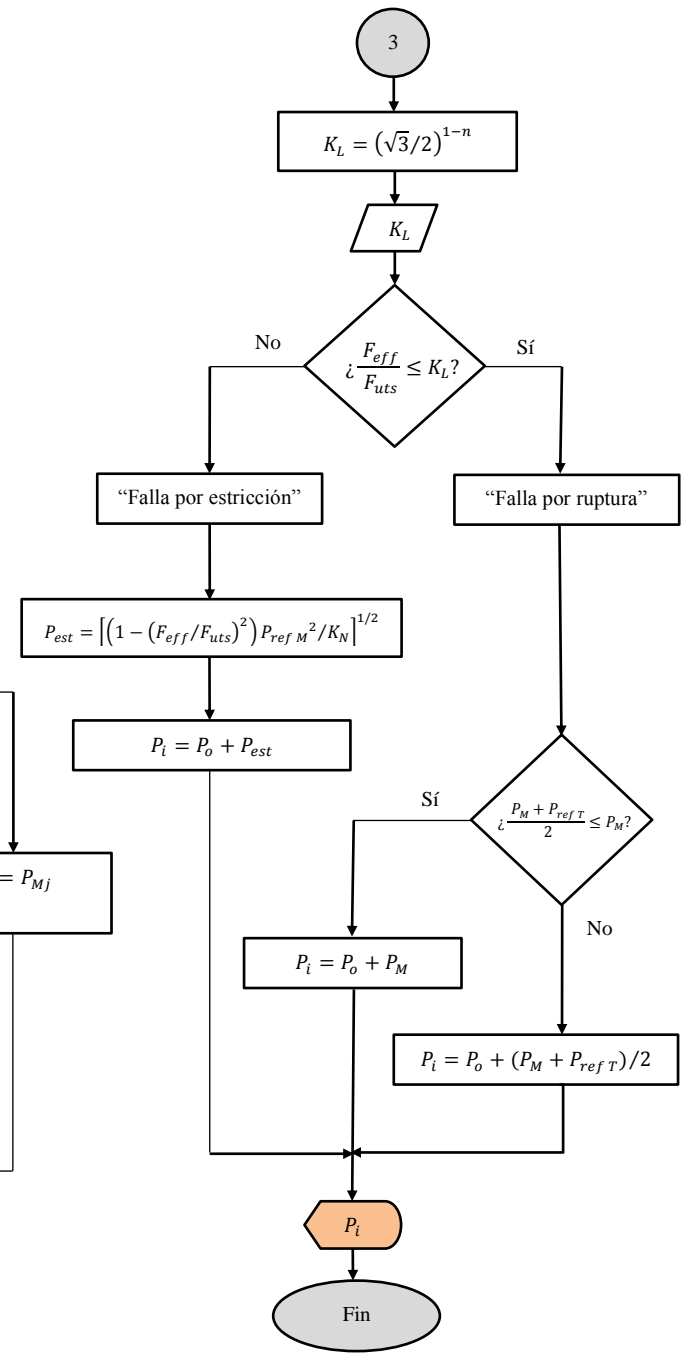
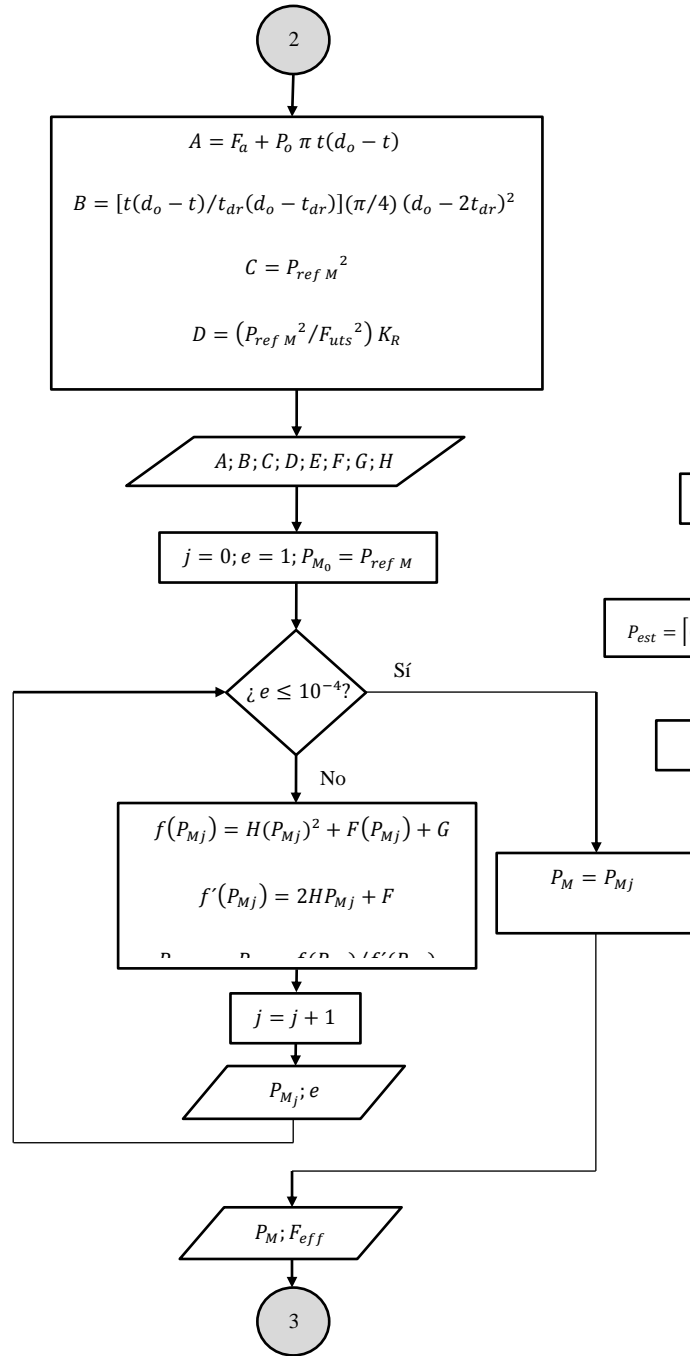
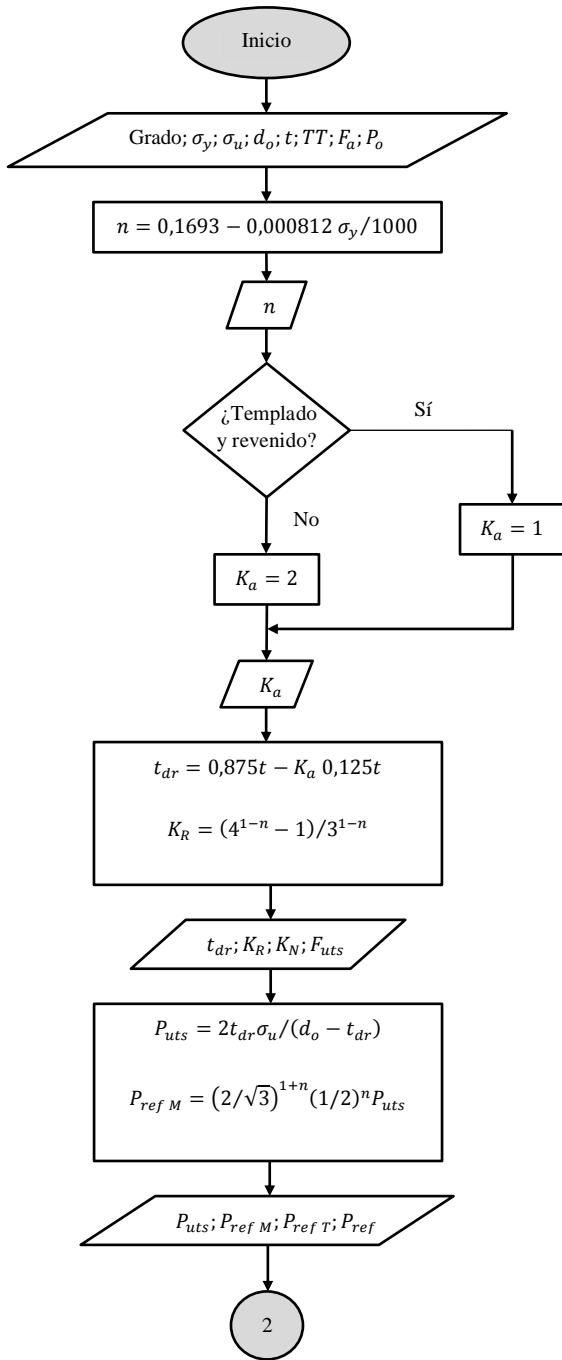
$$P_{M_0} = P_{ref M} \quad (3.161)$$

La siguiente tabla de datos puede ser generada a partir de dichas ecuaciones

Método de Newton – Raphson					
$j$	$P_{M_j}$	$F_{eff j}$	$f(P_{M_j})$	$f'(P_{M_j})$	$P_{M_{j+1}}$
0	$P_{M_0} = P_{ref M}$	$A - BP_{M_0}$	$H(P_{M_0})^2 + F(P_{M_0}) + G$	$2HP_{M_0} + F$	$P_{M_1} = P_{M_0} - f(P_{M_0})/f'(P_{M_0})$
1	$P_{M_1}$	$A - BP_{M_1}$	$H(P_{M_1})^2 + F(P_{M_1}) + G$	$2HP_{M_1} + F$	$P_{M_2} = P_{M_1} - f(P_{M_1})/f'(P_{M_1})$
2	$P_{M_2}$	$A - BP_{M_2}$	$H(P_{M_2})^2 + F(P_{M_2}) + G$	$2HP_{M_2} + F$	$P_{M_3} = P_{M_2} - f(P_{M_2})/f'(P_{M_2})$
3	$P_{M_3}$	$A - BP_{M_3}$	$H(P_{M_3})^2 + F(P_{M_3}) + G$	$2HP_{M_3} + F$	$P_{M_4} = P_{M_3} - f(P_{M_3})/f'(P_{M_3})$
4	$P_{M_4}$	$A - BP_{M_4}$	$H(P_{M_4})^2 + F(P_{M_4}) + G$	$2HP_{M_4} + F$	$P_{M_5} = P_{M_4} - f(P_{M_4})/f'(P_{M_4})$
5	-	-	-	-	-
6	-	-	-	-	-

**Tabla 3.12:** Determinación de la presión de referencia  $P_M$

Al finalizar la secuencia se obtienen los valores correctos de  $P_M$  y de la fuerza axial efectiva  $F_{eff}$ , los cuales se usan en la ecuación de ruptura o la ecuación de estricción según indique el criterio que determina el tipo de falla esperada (ecuación 3.148).



### 3.4.5. Método iterativo Klever-Tamano

Se presenta en esta sección el criterio de falla para las combinaciones de cargas correspondientes a los cuadrantes tres (III) y cuatro (IV) de la elipse de plasticidad, y que es una generalización del modelo de colapso KGT presentado en la sección 3.2.5. Por tanto aplican las mismas consideraciones. La tensión axial reduce la resistencia al colapso y la presión interna la incrementa, a continuación se presenta un método para calcular la resistencia del revestidor sometido a uno o ambos casos basados en la diferencia real de presiones. Ante la presencia de una presión de respaldo interna  $P_i$  las ecuaciones de colapso elástico y en fluencia (ecuaciones 3.162 y 3.163 respectivamente) pueden ser reescritas en términos de un diferencial de presión  $\Delta P$  que puede ser interpretado como  $P_o - P_i$ . Para el caso de colapso elástico la presión depende exclusivamente del módulo de Young del material y no del esfuerzo de fluencia, por tanto no se ve afectada por la tensión axial. La presión es obtenida de la misma forma a partir de la ecuación 3.162.

$$\Delta P_{e\ des} = K_{e\ des} \frac{2E}{1-\nu^2} \frac{1}{(d_o/t)[(d_o/t)-1]^2} \quad (3.162)$$

La presión real de colapso en rango de fluencia  $\Delta P_{y\ des}$  es tomada como la presión según el criterio de Von Mises  $\Delta P_{y\ VME\ des}$  o como el promedio entre la presión según el criterio de Von Mises  $\Delta P_{y\ VME\ des}$  y el criterio de Tresca  $\Delta P_{y\ T\ des}$ , dependiendo de la posición en la elipse de plasticidad en que nos encontremos. El uso de este enfoque permite un ajuste conservador cuando es comparado con resultados de análisis de elementos finitos (Tamano 2006), especialmente en rangos de compresión axial (valores negativos del eje X de la elipse). Lo anterior puede ser escrito como:

$$\Delta P_{y\ des} = \frac{(\Delta P_{y\ T\ des} + \Delta P_{y\ VME\ des})}{2} \quad \text{si} \quad \Delta P_{y\ VME\ des} > \Delta P_{y\ T\ des} \quad (3.163)$$

$$\Delta P_{y\ des} = \Delta P_{y\ VME\ des} \quad \text{si} \quad \Delta P_{y\ VME\ des} < \Delta P_{y\ T\ des} \quad (3.164)$$

Las presiones de colapso en fluencia según el criterio de Tresca y según el criterio de Von Mises son calculadas con las ecuaciones 3.165 y 3.166 respectivamente. Esta última es una función de la fuerza axial efectiva  $F_{eff}$  que involucra el término de la fuerza axial real  $F_a$ .

$$\Delta P_{y T des} = \frac{K_{y des} 2\sigma_y t}{d_o - t} \quad (3.165)$$

$$\Delta P_{y VME des} = \left(\frac{4}{\sqrt{3}}\right) K_{y des} \sigma_y \left(\frac{t}{d_o - t}\right) \left[1 - \left(\frac{F_{eff}}{F_{y des}}\right)^2\right]^{1/2} = P_o - P_i \quad (3.166)$$

donde

$$F_{eff} = F_a - P_i A_i + P_o A_o \quad (3.167)$$

$$F_{y des} = K_{y des} \sigma_y A_s \quad (3.168)$$

El término  $A_i$  es el área al radio interno ( $A_i = \pi(d_i - 2t)^2/4$ ) y  $A_o$  de manera análoga es el área al radio externo ( $A_o = \pi(d_o - 2t)^2/4$ ), la sección transversal  $A_s$  es entonces  $A_s = A_o - A_i$ . El diferencial de presión de diseño  $\Delta P_{des}$  es calculado mediante la misma ecuación de colapso 3.161 pero reemplazando  $P_{e des}$  por  $\Delta P_{e des}$  y  $P_{y des}$  por  $\Delta P_{y des}$ . La función de imperfecciones  $H_{des}$  no se ve afectada por la  $P_i$  ni por la  $F_a$  ya que depende del proceso de fabricación de la tubería básicamente y se calcula de igual manera según la ecuación 3.168.

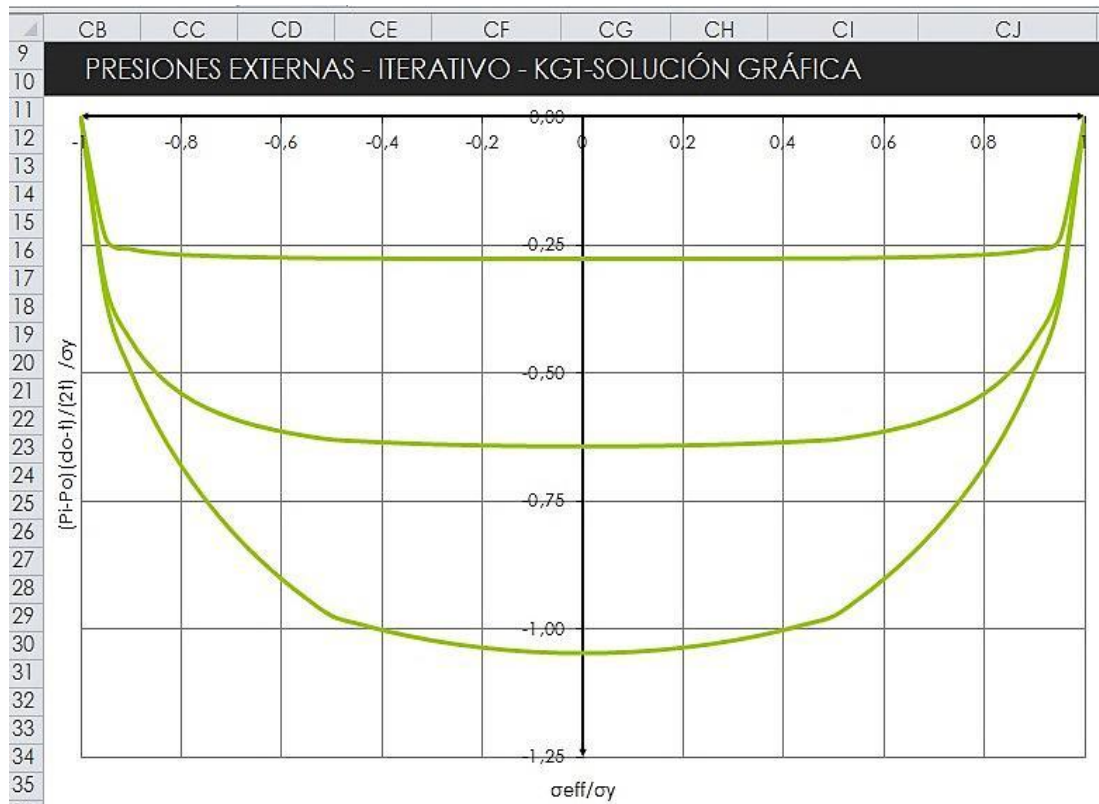
$$\Delta P_{des} = \frac{(\Delta P_{e des} + \Delta P_{y des}) - \sqrt{(\Delta P_{e des} - \Delta P_{y des})^2 + 4\Delta P_{e des} \Delta P_{y des} H_{des}}}{2(1 - H_{des})} \quad (3.169)$$

Recordando que el diferencial de presión es  $\Delta P = P_o - P_i$ , entonces la presión final de diseño será

$$P_{o des} = \Delta P_{des} + P_i \quad (3.170)$$



Para efectos del proceso de diseño la representación gráfica del modelo se muestra en la figura 3.49. Las curvas abarcan la totalidad de los cuadrantes III y IV del espacio de cargas, donde se cumple  $P_o > P_i$ , esta es la manera más sencilla de describir el efecto de las cargas combinadas en el colapso. En el eje X se representa el esfuerzo axial efectivo  $\sigma_{eff}$  normalizado respecto al esfuerzo de fluencia del material corregido  $\sigma'_y = K_{y des} \sigma_y$ . En el eje Y se calcula el diferencial de presión  $\Delta P_{des}$  para un valor determinado de  $\sigma_{eff}/\sigma'_y$  que es igual a  $F_{eff}/F_{y des}$ .



**Figura 3.49:** Efecto de la carga axial y presión interna en la presión de colapso.

En la figura 3.49 se muestra para un grado de revestidor determinado (L80) las curvas de colapso para varias relaciones de pared  $d_o/t$  (10, 25 y 40), se ve que para las tuberías más gruesas la capacidad aumenta si se mantiene constante la carga axial. La curva generada junto con el eje X define el lugar geométrico para el cual las combinaciones de cargas son seguras, el procedimiento para determinar alguna de las

variables es similar al de la elipse de plasticidad. Las soluciones óptimas son las que se encuentran sobre la línea que defina la frontera, este límite también puede corregirse con un factor de seguridad.

### 3.4.6. Solución de las ecuaciones de colapso.

La fuerza axial efectiva  $F_{eff}$  es por definición una función de  $P_o$ , por tanto la ecuación 3.66 debe ser resuelta por iteración. El método de Newton-Raphson se aplica en este caso, usando las ecuaciones 3.167 y 3.166 podemos obtener la siguiente expresión cuadrática de la variable  $P_o$ .

$$\left(\frac{P_o - C}{A}\right)^2 + \left(\frac{E + P_o F}{B}\right)^2 - 1 = 0 \quad (3.171)$$

Las constantes  $A$  y  $B$  son una reordenación de las ecuaciones 3.162 a 3.168

$$A = (4/\sqrt{3})K_{y des} \sigma_y(t/(d_o - t)) \quad (3.172)$$

$$B = F_{y des} \quad (3.173)$$

$$C = P_i \quad (3.174)$$

$$E = F_a - P_i A_i \quad (3.175)$$

$$F = A_o \quad (3.176)$$

Se puede definir la fórmula de recurrencia en función de  $f(P_o)$  y de  $f'(P_o)$  según la ecuación 3.77.

$$P_{o_{j+1}} = P_{o_j} - \frac{f(P_{o_j})}{f'(P_{o_j})} \quad (3.177)$$

donde

$$f(P_{0j}) = \left(\frac{P_{0j}}{A} - \frac{C}{A}\right)^2 + \left(\frac{E}{B} + \frac{P_{0j}F}{B}\right)^2 - 1 \quad (3.178)$$

$$f'(P_{0j}) = 2\left(\frac{P_{0j}-C}{A}\right)\frac{1}{A} + 2\left(\frac{E+P_{0j}F}{B}\right)\frac{F}{B} \quad (3.179)$$

El valor semilla  $P_{00}$  puede ser tomado como la presión de referencia  $\Delta P_{yT des}$  que está totalmente determinada y garantiza una convergencia rápida del valor final de  $P_0$ .

$$P_{00} = \Delta P_{yT des} \quad (3.180)$$

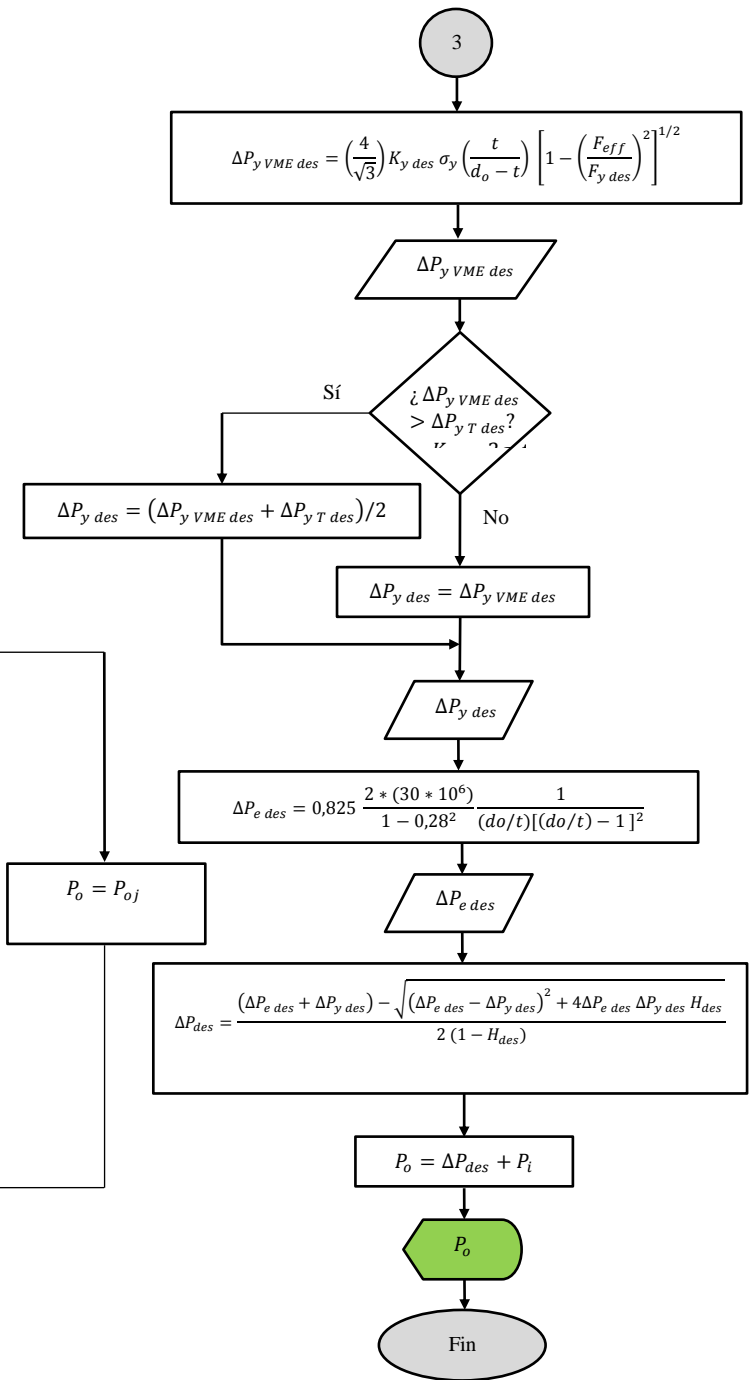
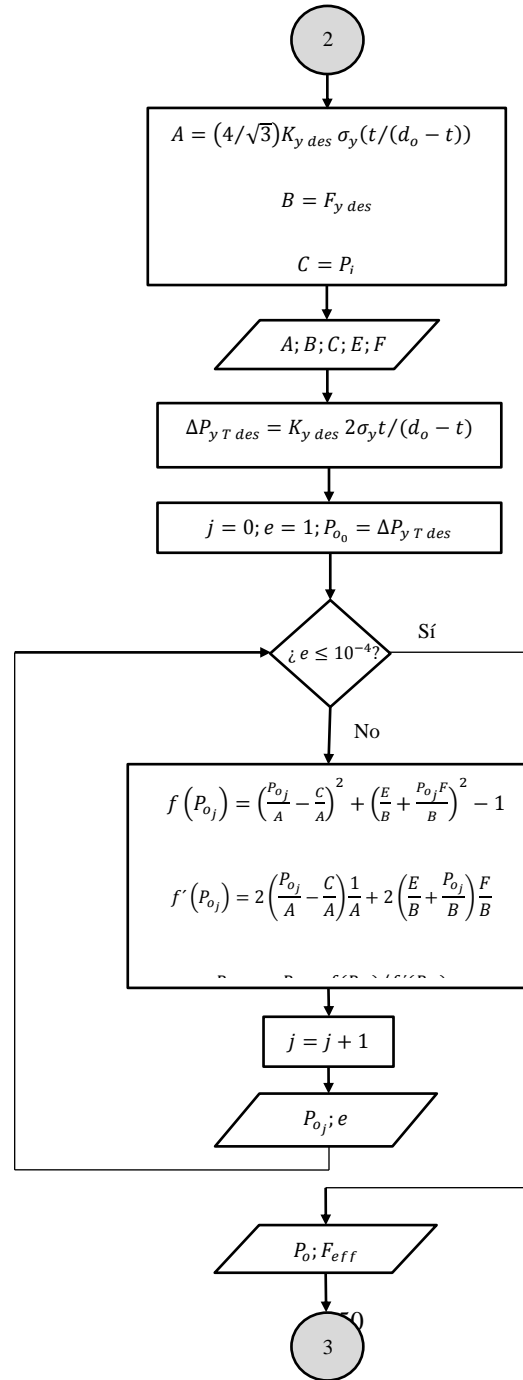
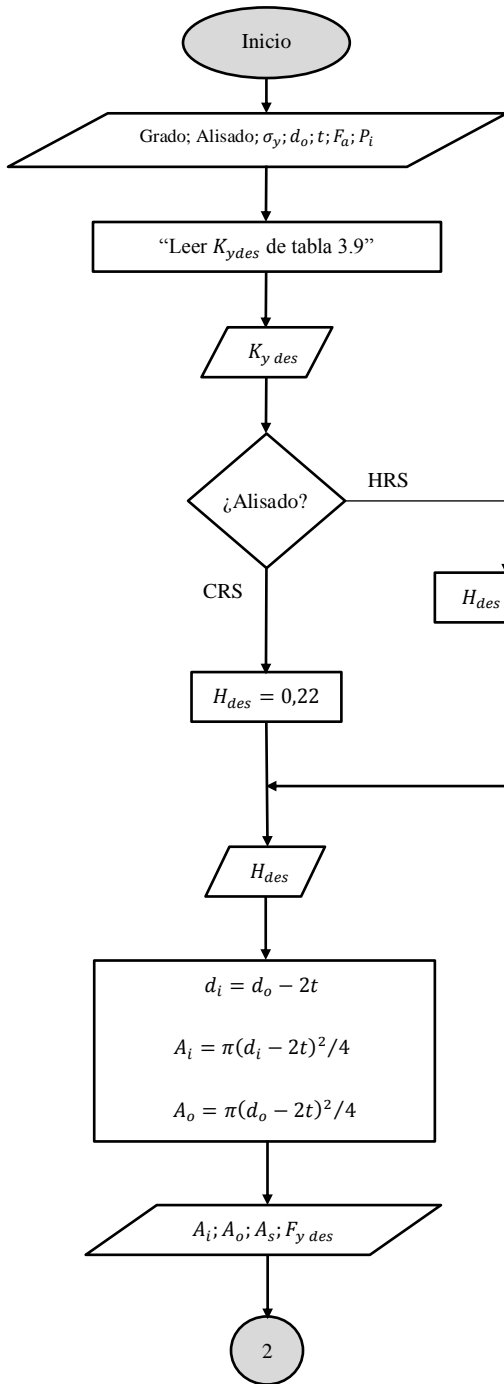
La siguiente tabla de datos puede ser generada a partir de dichas ecuaciones

Método de Newton – Raphson						
$j$	$P_{0j}$	$F_{effj}$	$\Delta P_{yVME desj}$	$f(P_{0j})$	$f'(P_{0j})$	$P_{0j+1}$
0	$P_{00} = \Delta P_{yT des}$	$E - FP_{00}$	$A\sqrt{1 - (F_{eff0}/B)^2}$	$\frac{(P_{00} - C/A)^2 + (E + FP_{00}/B)}{-1}$	$2(P_{00} - C)/A^2 + 2F(E + FP_{00})/B^2$	$P_{01} = P_{00} - f(P_{00})/f'(P_{00})$
1	$P_{01}$	$E - FP_{01}$	$A\sqrt{1 - (F_{eff1}/B)^2}$	$\frac{(P_{01} - C/A)^2 + (E + FP_{01}/B)}{-1}$	$2(P_{01} - C)/A^2 + 2F(E + FP_{01})/B^2$	$P_{02} = P_{01} - f(P_{01})/f'(P_{01})$
2	$P_{02}$	$E - FP_{02}$	$A\sqrt{1 - (F_{eff2}/B)^2}$	$\frac{(P_{02} - C/A)^2 + (E + FP_{02}/B)}{-1}$	$2(P_{02} - C)/A^2 + 2F(E + FP_{02})/B^2$	$P_{03} = P_{02} - f(P_{02})/f'(P_{02})$
3	$P_{03}$	$E - FP_{03}$	$A\sqrt{1 - (F_{eff3}/B)^2}$	$\frac{(P_{03} - C/A)^2 + (E + FP_{03}/B)}{-1}$	$2(P_{03} - C)/A^2 + 2F(E + FP_{03})/B^2$	$P_{04} = P_{03} - f(P_{03})/f'(P_{03})$
4	$P_{04}$	$E - FP_{04}$	$A\sqrt{1 - (F_{eff4}/B)^2}$	$\frac{(P_{04} - C/A)^2 + (E + FP_{04}/B)}{-1}$	$2(P_{04} - C)/A^2 + 2F(E + FP_{04})/B^2$	$P_{05} = P_{04} - f(P_{04})/f'(P_{04})$
5	-	-	-	-	-	-
6	-	-	-	-	-	-

**Tabla 3.13:** Determinación de las variables  $P_0$  y  $F_{eff}$

El error en cada iteración puede calcularse según la ecuación 3.181. La secuencia se detiene para un valor establecido de  $e = 10^{-4}$  que determina el valor final (convergencia) de  $P_0$  y de  $F_{eff}$ . Usando el valor de semilla se logra la convergencia con seguridad y rápidamente ya que el valor de fluencia según Tresca en general es cercano a  $P_0$ .

$$e = \left| \frac{P_{0j+1} - P_{0j}}{P_{0j+1}} \right| \quad (3.181)$$



## CAPITULO IV

### CARGAS SOBRE LOS REVESTIDORES

Para determinar qué tipo de revestidor necesitamos debemos conocer los tipos y magnitudes de las cargas que el tubular debe resistir. El propósito de este capítulo es discutir las cargas impuestas en lo tubulares, en términos formales se plantea como casos de cargas. Cada caso de carga intenta simular una situación de esfuerzos que tienen alguna posibilidad de ocurrir durante la perforación del pozo y su puesta en producción. Los casos pueden clasificarse como de perforación o producción, los primeros deben aplicarse a los revestidores de perforación, es decir al conductor, al superficial y al intermedio. Por el contrario los casos de producción deben aplicarse a los revestidores que están en contacto directo con los hidrocarburos, generalmente son el revestidor de producción y el liner de producción. Si alguna sarta es usada tanto para perforación como producción entonces se le deben aplicar todos los casos esperados. Las magnitudes de las cargas que un revestidor en particular realmente experimenta son en la mayoría de las veces desconocidas (Prentice, 1970).

Ciertamente se pueden calcular todas las cargas que podremos encontrarnos si todas las operaciones en los pozos se hacen de manera perfecta, el problema es que siempre hay imperfecciones por ejemplo en la cementación, en las operaciones de perforación, entre otros. La única forma de determinar las cargas de manera exacta es si todos los procesos se dan de manera perfecta o si se dan de la manera más desfavorable. Entre esos dos extremos hay demasiada incertidumbre. Lógicamente escogemos el peor caso posible para realizar el diseño, si utilizamos un enfoque determinístico entonces no importa demasiado la probabilidad de que ese peor caso de. El proceso se centra entonces en determinar lo siguiente:

- Carga de colapso: Presión interna mínima (*backup*)-Máxima presión externa
- Carga de estallido: Presión interna máxima-Presión externa mínima (*backup*)

#### 4.1. Arremetida durante perforación “*Drilling Kick*”

Una arremetida es usualmente considerada para simular la peor carga posible de estallido, y está definida por la perforación de la próxima sección de hoyo. Este caso se da cuando un flujo de fluidos de la formación se adentra en el pozo. La arremetida es físicamente causada por una presión de pozo menor a la presión de los fluidos de la formación, lo que causa el flujo. Esta condición puede darse de dos maneras. La primera es que la densidad del lodo de perforación es muy baja entonces la presión hidrostática ejercida por la columna de fluido es insuficiente para contrarrestar la presión del fluido en la formación. La segunda forma es por causa de efectos dinámicos que reducen la presión del pozo, por ejemplo el retiro abrupto de la sarta de perforación que disminuye el nivel de fluido de perforación. La presión neta de arremetida es generalmente la carga crítica de estallido y está dada por la ecuación 4.1

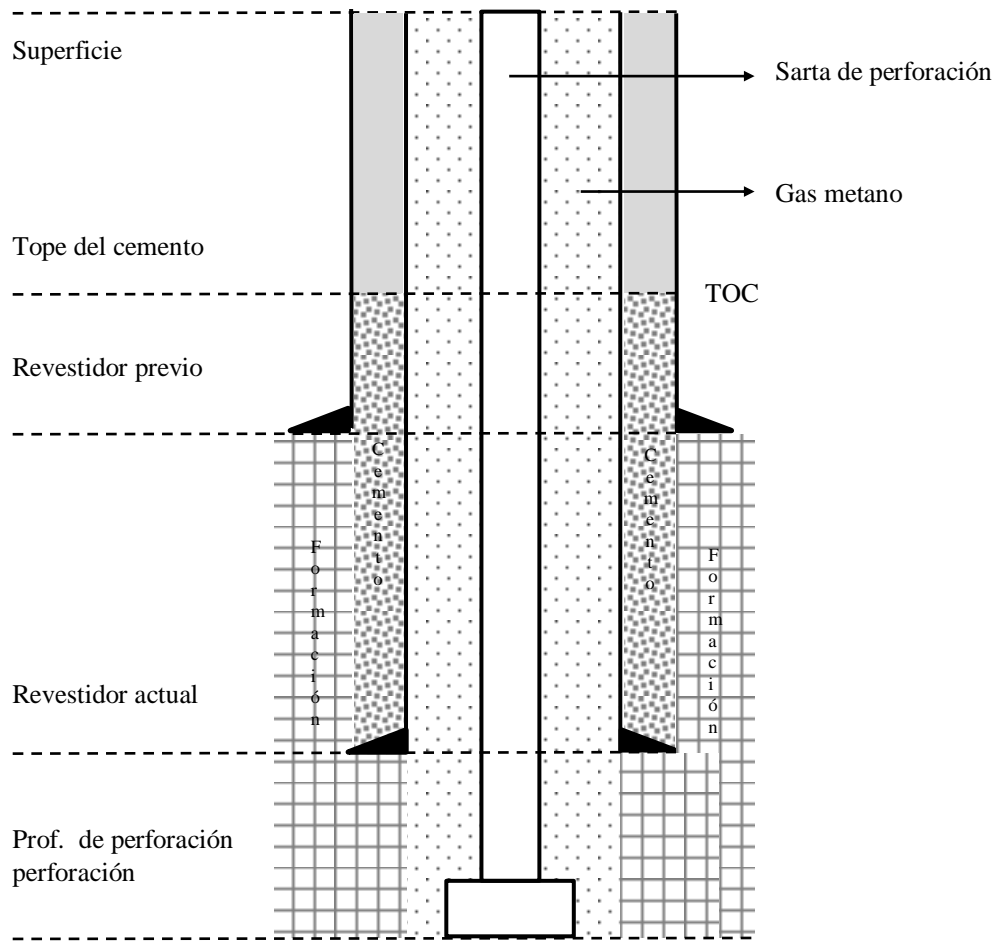
$$P_{kick} = P_i - P_o \quad (4.1)$$

La presión interna  $P_i$  más severa es igual a la máxima presión superficial anticipada MASP durante una arremetida más un gradiente de gas hasta la zapata del revestidor. En la sección 4.1.1 se explica en que consiste y como se determina la MASP. Un flujo de gas es asumido como el peor caso resultando en la presión más alta en la superficie, considerar un gas como el metano es razonable dado que este suele estar asociado a la producción de petróleo. En una situación crítica es posible que ocurra una migración de los gases hasta la superficie y se desplacen los líquidos fuera del pozo.

$$P_i = P_{surf} + \rho_i * D_z * c \quad (4.2)$$

La presión externa de arremetida  $P_o$  depende de los fluidos que se encuentran en el espacio anular (fluido de perforación y cemento), de la disposición del

revestidor asentado previamente y de la profundidad de asentamiento del revestidor que se estudia. Como este caso de carga se produce mientras se perfora la próxima sección de hoyo también se necesitan datos de esta profundidad de perforación. Entre la columna de fluido de perforación y la columna de cemento existe una interface que está definida por el TOC o el tope del cemento del revestidor actual. La distribución de los fluidos en tres secciones de interés se muestra en la gráfica 4.1.



**Figura 4.1:** Distribución de fluidos en la sección anular

Las suposiciones para cuantificar las cargas son las siguientes. El gradiente del fluido de perforación es usado (mud) dado que se asume un corto período de tiempo entre el momento en que se asienta el revestidor en su posición final y el

momento en que se aplica la carga. Para la sección anular que se encuentra entre ambas tuberías se utiliza el gradiente del agua, se considera que el cemento ha fraguado y la densidad se ha revertido a la densidad del fluido base de la mezcla. También se considera en esta parte que el revestidor previo soporta cualquier presión proveniente de la formación de manera que aísla todo el espacio que hay en su interior. La presión de poro es una suposición razonable para la sección que va desde la zapata del revestidor previo hasta la zapata del revestidor que se estudia. Las ecuaciones para las líneas de presiones de las tres secciones se presentan a continuación:

$$P_o = \rho_m * D_z * c \quad (\text{Fluido de perforación por encima del TOC}) \quad (4.3)$$

$$P_o = P_{TOC} + (D_z - D_{TOC}) * \rho_c * c \quad (\text{Fluido base del cemento tubería-tubería}) \quad (4.4)$$

$$P_o = \text{Presión de poro por debajo de la zapata (Debajo del revestidor previo)} \quad (4.5)$$

En caso de que se utilice un liner determinar la presión de respaldo es un poco más complicado. Se considera de forma conservadora la presión de poro en la zapata previa y un gradiente de fluido de perforación al tope del liner.

$$P_o = \text{Presión de poro en la zapata previa menos un gradiente} \\ \text{de fluido de perforación hasta el tope del liner} \quad (4.6)$$

donde

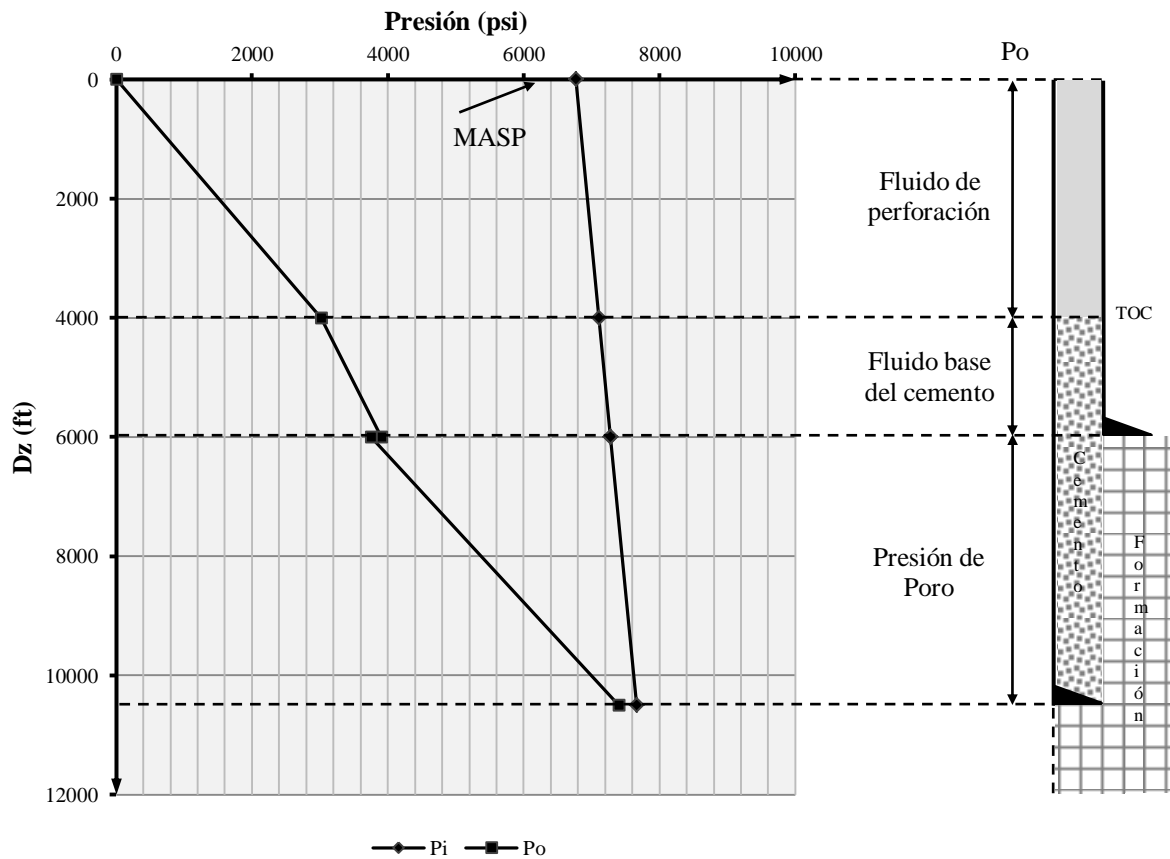
$P_{kick}$ : Carga neta de arremetida a una profundidad dada.

$P_{surf}$ : Máxima presión superficial anticipada (MASP) durante una arremetida.



- $\rho_i$ : Gradiente del gas basado en la BHP (presión) y BHT (temperatura).
- $\rho_m$ : Densidad del fluido de asentamiento del revestidor.
- $\rho_c$ : Densidad asumida del fluido base del cemento (8,5 ppg).
- $D_{TOC}$ : Profundidad vertical verdadera del tope del cemento (TOC)
- $D_z$ : Profundidad vertical verdadera.
- $c$ : Factor de conversión 0,052 *psi/ft* ó *ppg*

La figura 4.2 muestra de forma esquemática las presiones internas y externas durante una arremetida para las tres secciones características definidas por el revestidor asentado previamente y el revestidor que se estudia.



**Figura 4.2:** Cargas de arremetida durante perforación.

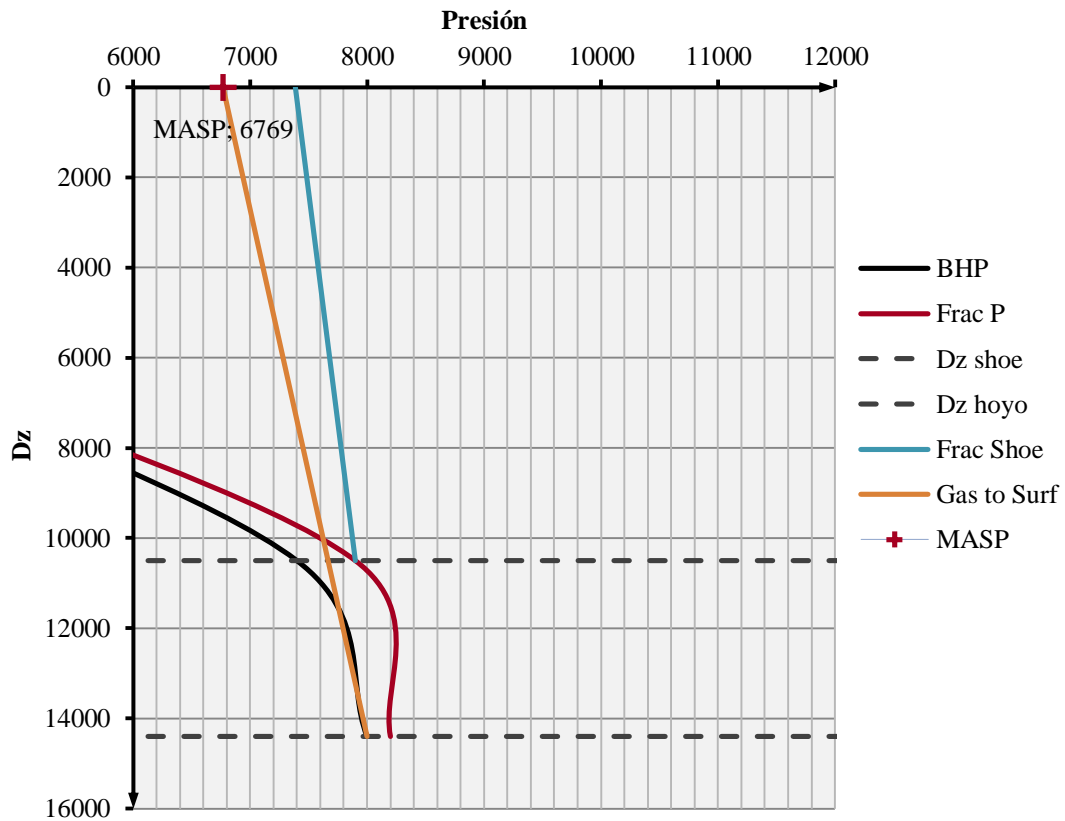
#### 4.1.1. Determinación del MASP

La determinación de la máxima presión anticipada para una arremetida puede hacerse de varias formas. Estas incluyen fractura en la zapata-gas hasta la superficie, tamaño limitado de arremetida y fractura en la zapata-agua hasta la superficie. De todas las que impone las mayores cargas sobre el revestidor es la primera, conocida también como “*Full Displacement to Gas*” y es la que se desarrolla de manera detallada. Este método es usado comúnmente en la industria por diversas razones. Es conservadora en el hecho de que el revestidor se encuentra completamente evacuado del fluido de perforación, es decir se considera que el gas que ha entrado producto de la arremetida ha desplazado al lodo en todo el interior de la tubería, desde la zapata hasta la superficie. Si la presión de fractura en la zapata es utilizada para determinar el perfil de presiones, se garantiza que el punto más débil del sistema es en la zapata del revestidor y no en la superficie. Esto impide una falla por estallido del revestidor en las cercanías de la superficie durante una situación de control del pozo severa. El cálculo de la MASP considerando fractura en la zapata-gas hasta la superficie involucra una serie de pasos:

- El primer paso es determinar cuál es el gas a utilizar y su gradiente. El metano (CH<sub>4</sub>) es un gas asociado a la extracción de crudos y normalmente es el que tiene la menor densidad, usarlo resulta en un MASP máximo y por tanto sería conservador. El gradiente del metano debe ser calculado basándose en la presión (BHP, *Bottomhole Pressure*) y temperatura (BHT, *Bottomhole Temperature*) en el pozo, el cual varía con la profundidad, en su defecto debe ser basado en el BHP más grande en la sección de hoyo abierto más profundo inmediatamente debajo de la zapata del revestidor que se estudia.
- El gradiente del gas se resta a la presión de fractura en la zapata hasta la superficie para determinar la presión superficial  $P_{surf}$  (*Frac at shoe*).
- El gradiente del gas se resta hasta la superficie a la máxima BHP en la sección de hoyo abierto para determinar la presión superficial  $P_{surf}$  (*Gas to surface*).

- Se comparan las presiones superficiales  $P_{surf}$  (*Frac at shoe*) y  $P_{surf}$  (*Gas to surface*) y se selecciona el valor menor, el cual se convierte en el MASP de diseño. La razón de esto es que cualquiera de las presiones puede limitar el MASP dependiendo del BHP y de la presión de fractura en la zapata. No tiene sentido diseñar para un MASP que no es físicamente posible.
- Si algún liner es establecido por debajo del revestidor, el MASP máximo debe ser basado en el BHP de las diferentes secciones de hoyo abiertas.

El cálculo del MASP se representa gráficamente en la figura 4.3. Son necesarias tener la distribución de la presión de fractura de la formación la cual viene de los datos geológicos, así como del perfil de temperatura para estimar el gradiente del gas. Las rectas mostradas se proyectan según el procedimiento mencionado anteriormente y la selección de la presión superficial se hace según el criterio establecido.



**Figura 4.3:** Determinación de la MASP para una arremetida.

Por defecto la columna del gas se extiende hasta la cabeza del pozo, pero en algunos casos se puede definir una profundidad para una interface de gas-lodo donde la columna de lodo se encuentra por encima de la columna de gas. Esta condición hace que el caso de carga sea menos severo. Usar el método de tamaño limitado de arremetida también es un criterio menos conservador que el desplazamiento total de gas, el perfil interno de presión en este caso depende de especificar un volumen y una intensidad de arremetida a una determinada profundidad. Los modelos que asumen que el gas se mantiene en una burbuja única no son realistas, además no hay forma de asegurar que las cargas mayores que las cargas de diseño no ocurrirán.

#### 4.1.2. Determinación del gradiente del gas

El gradiente del metano (psi/ft) varía con la presión y temperatura en el pozo, las cuales dependen a su vez de la profundidad en que nos encontremos (ft). La carta Standing-Katz aceptada ampliamente en la industria gasífera permite determinar el factor de compresibilidad  $Z$  necesario. Esta gráfica puede ser producida de manera precisa a partir de las ecuaciones de Hall (1983) y Yarborough (1983), que además son fácilmente programables. Los modelos de Hall-Yarborough desarrollados partir de la ecuación de estado Starling-Caranahan están dados por:

$$Z = \frac{0,06125 P_r t e^{-1,2(1-t)^2}}{y} \quad (4.7)$$

donde

$P_r$ : Pseudo-presión reducida

$t$ : Pseudo-temperatura reducida ( $T_c/T$ )

$y$ : La densidad reducida, dependiente de la temperatura.

La densidad “reducida”  $y$  puede ser obtenida como la solución de la ecuación 4.8, esta es una ecuación no lineal y debe ser resuelta por un método iterativo, como el método de Newton-Raphson.

$$F = -0,06125 P_r t e^{-1,2(1-t)^2} + \frac{y+y^2+y^3-y^4}{(1-y)^3} - (14,76t - 9,76t^2 + 4,58t^3)y^2 + (90,7t - 242,2t^2 + 42,4t^3)y^{(2,18+2,82t)} \quad (4.8)$$

La derivada requerida de  $F$  respecto a la variable  $y$  es

$$dF/dy = -0,06125 P_r t e^{-1,2(1-t)^2} + \frac{y+y^2+y^3-y^4}{(1-y)^3} - (14,76t - 9,76t^2 + 4,58t^3)y^2 + (90,7t - 242,2t^2 + 42,4t^3)y^{(2,18+2,82t)} \quad (4.9)$$

La fórmula de recurrencia es entonces una expansión de una serie de Taylor de primer orden según la ecuación 4.10. El valor de semilla  $y_0 = 0,001$  permite una convergencia rápida.

$$y_{j+1} = y_j - \frac{F(y)_j}{F'(y)_j} \quad (4.10)$$

Nótese que en las ecuaciones 4.7, 4.8 y 4.9 la constante del gas  $R$  no aparece, por tanto cualquier unidad consistente puede ser usada para la presión, el volumen y la temperatura. Una vez resuelta de forma simultánea las ecuaciones 4.7 y 4.8 podemos construir la tabla 4.1 para varias profundidades.

Resultados vs Profundidad						
Profundidad ft	Temperatura °F	Presión psia	Factor Z	Densidad lb/ft3	Delta P psi	Gradiente psi/ft
9000	210	7490	1,20	14,21	48,92	0,099
8500	202	7441	1,19	14,34	49,35	0,100
8000	193	7391	1,19	14,47	49,80	0,101
7500	185	7340	1,19	14,61	50,26	0,101
7000	177	7289	1,18	14,75	50,73	0,102
6500	168	7238	1,18	14,89	51,22	0,103
6000	160	7186	1,17	15,04	51,72	0,104
5500	152	7133	1,17	15,19	52,23	0,106
5000	143	7080	1,16	15,35	52,76	0,107

**Tabla 4.1:** Gradiente del gas como función de la profundidad

Para obtener el valor final del gradiente (psi/ft) sustituimos el valor de la densidad (lb/ft3) en la ecuación 4.11

$$\text{Gradiente} = \frac{\text{Densidad}}{144} \quad (4.11)$$

#### **4.2. Prueba de Presión durante perforación “*Drilling Pressure Test*”**

Existen varios enfoques para caracterizar una prueba de presión, por lo que es importante describir la filosofía detrás de cada uno de ellos y compararlos con prácticas similares en otras disciplinas. En revestidores de perforación la prueba de presión está motivada por una carga, por ejemplo la máxima presión superficial anticipada MASP durante una arremetida. Por tanto es común basar la selección de la magnitud de la presión de prueba en este valor a pesar de que la prueba real es hidrostática y no replica la situación asumida. Existen ciertas incongruencias con este enfoque entre las cuales se encuentran

- La carga de arremetida que es usada como base para la prueba es arbitraria, y existen criterios diferentes en la industria para su determinación.
- La carga de arremetida no es una carga operacional, a pesar de que la probabilidad de ocurrencia varia con la práctica de perforación y el tipo de pozo en general es más probable que dicho caso en las magnitudes consideradas no se presente. La determinación de la presión de prueba sin embargo se basa en este caso ocurriendo a un “máximo” y no toma en cuenta la incertidumbre de esta carga.
- La prueba está dominada claramente por el estallido del revestidor. La resistencia al colapso raramente es probada, la razón de esto es que las consecuencias de una falla por estallido son mucho más severas. Sin embargo, la omisión de una prueba de resistencia al colapso resalta el hecho de que no todas las estimaciones de resistencias del revestidor son explícitamente verificadas.
- En muchas situaciones la prueba de presión se impone, forzando la selección de un mayor espesor de pared o una mayor resistencia requerida por el proceso de diseño.

En otras áreas del diseño la estructura nunca es probada explícitamente ante cargas no operacionales o infrecuentes (aunque es diseñada para soportarlas). De hecho en la mayoría de sistemas estructurales una prueba es diseñada para verificar

una pretensión o estimación de resistencia y no una habilidad explícita de la estructura de soportar una carga asumida. Más bien, es el proceso de diseño el que se encarga de considerar todas las cargas (independientemente de la probabilidad de ocurrencia) y de garantizar que la estructura es tal que su desempeño es suficiente para soportar toda su vida de servicio. Esta es una característica de todos los enfoques de diseño (WSD, LSD o los basados en confiabilidad), más allá es el rol de una prueba el asegurar que la resistencia asumida esta de hecho presente. En concordancia con lo dicho anteriormente la nueva filosofía de la prueba se basa en la resistencia de la estructura, en vez de las cargas que es propensa a sufrir. En la industria de la construcción por ejemplo donde diversos componentes (como vigas y columnas) son usados, un enfoque similar es aplicado. Generalmente una vez que las estructuras completas son diseñadas, una selección de las partes componentes es probada por separado para verificar su resistencia. Si la resistencia es conmensurada con la resistencia asumida y suponiendo un adecuado margen de seguridad entonces la estructura final puede ser ensamblada a partir de dichos componentes. La habilidad de la estructura para soportar las cargas de servicio es establecida en el proceso de diseño. Es importante acotar que es impráctico probar la habilidad de estructuras tan grandes como las de la construcción ante cargas tan extremas e infrecuentes como los vientos, tormentas, terremotos, entre otros. En estos casos el desempeño solo puede ser deducido a partir de modelos a escalas y simulaciones.

En casos de recipientes a presión y tuberías, la resistencia (máxima presión permisible) es probada antes de que la estructura final sea ensamblada en el sitio final de trabajo (varias juntas son unidas por una conexión para generar el revestimiento). Pruebas operacionales son entonces llevadas a cabo sobre la estructura ya ensamblada. Sea el caso de que la prueba en la estructura final sea práctico (como en recipientes a presión) o impráctico (como en la industria de la construcción), el proceso de diseño junto con el aseguramiento de la calidad de las partes componentes debe ser suficiente para asegurar el desempeño global de la estructura. Volviendo al caso de los revestidor. Debemos recordar que el proceso de diseño toma en cuenta las cargas más severas, como una arremetida bajo las condiciones explicadas en la

sección anterior. La resistencia asumida de cada junta es verificada previamente al proceso de ensamblaje hasta cierto punto, este punto está establecido por especificaciones de calidad (regulaciones o normas). Las especificaciones API dicen que las tuberías deben ser hidrostáticamente probadas a valores de entre el 90% y 91% de la presión de fluencia interna estimada (estallido API-ecuación 3.6). Adicionalmente muchos compradores tienen sus propios controles y sistemas de inspecciones que permiten asegurar la calidad. La resistencia en la conexión es asegurada de manera similar a la tubería. Cada componente individual es entonces asegurado desde el punto de vista de la resistencia antes de llegar a sitio final de ensamblaje. Por tanto en teoría no sería necesaria alguna otra prueba adicional de capacidad. Sin embargo en realidad siempre se espera que ocurran errores de manejo y ensamblaje, lo que podría comprometer nuestra resistencia previamente asegurada. En conclusión la prueba del revestidor que nos interesa puede ser caracterizada como una prueba de ensamblaje, en la que se busca dar al usuario un nivel de confianza respecto a la habilidad de la estructura totalmente armada para soportar las cargas durante toda su vida de servicio.

Dado lo arbitrario de la carga usada para determinar la magnitud de la prueba y dado la incertidumbre en su ocurrencia es más racional testear la resistencia de la estructura ensamblada en su ambiente de trabajo. No solo es más racional sino que permite cumplir el propósito general de una prueba de presión. Este enfoque ha ido ganando aceptación en la industria petrolera. El cuerpo regulatorio de la industria Noruega permite hacer pruebas de presión para un valor determinado de la resistencia del revestidor. En los Estados Unidos el *Minerals Management Service (MMS)* ahora renombrado como *Bureau of Ocean Energy Management, Regulation and Enforcement*. (BOEMRE) en sus programas regulatorios también permite hacer la prueba basado en un valor de resistencia, específicamente el 70% de presión de fluencia interna API. La expectativa racional es que un revestidor ensamblado que pase una prueba de dicha magnitud, junto con el aseguramiento previo de la calidad de las partes componentes (juntas) permita la adecuación del diseño. Asumiendo el



enfoque de la prueba basada en la resistencia se puede hacer las siguientes consideraciones:

- La presión superficial durante la prueba no es simplemente 0,7 veces la capacidad de estallido API. Lo correcto es que esta debe ser seleccionada de manera que la carga neta de estallido no exceda el 70% del estallido API en cualquier punto del revestidor (a lo largo de las diferentes juntas).
- Dado que es la presión neta de estallido y no solo la presión interna la que determina la magnitud de la presión de prueba, y dado que la máxima carga de estallido típicamente ocurre a mayores profundidades, la presión de prueba esta influenciada por la presión de respaldo.
- La presión de respaldo es decir el perfil de presión externa depende de los fluidos en el espacio anular y es similar a la distribución para el caso de la arremetida. Aumentar la presión de respaldo resulta en una carga neta de estallido más baja y en una presión de prueba mayor para alcanzar el 70% de la capacidad API. Por otro lado disminuir la presión de respaldo resulta en una presión de prueba mayor.

Las suposiciones para calcular los perfiles de presión son los siguientes. La presión de prueba neta durante la perforación está dada por:

$$P_{PT} = P_i - P_o \quad (4.12)$$

La presión interna es la presión de prueba más un gradiente de mud hasta la zapata del revestidor. La suposición normal es que el peso del mud interno es el peso del lodo en el hoyo cuando el revestidor fue corrido y asentado. Si el plug fue desplazado con un fluido de diferente densidad entonces este debe ser revisado.

$$P_i = P_{surf} + \rho_i * D_z * c \quad (4.13)$$

El perfil de presión externa depende de los fluidos en el espacio anular y de la disposición del revestidor previo y el revestidor actual. Se definen de igual manera que para el caso de arremetida.

$$P_o = \rho_m * D_z * c \quad (\text{Fluido de perforación por encima del TOC}) \quad (4.14)$$

$$P_o = P_{TOC} + (D_z - D_{TOC}) * \rho_c * c \quad (\text{Fluido base del cemento tubería-tubería}) \quad (4.15)$$

$$P_o = \text{Presión de poro por debajo de la zapata (Debajo del revestidor previo)} \quad (4.16)$$

donde

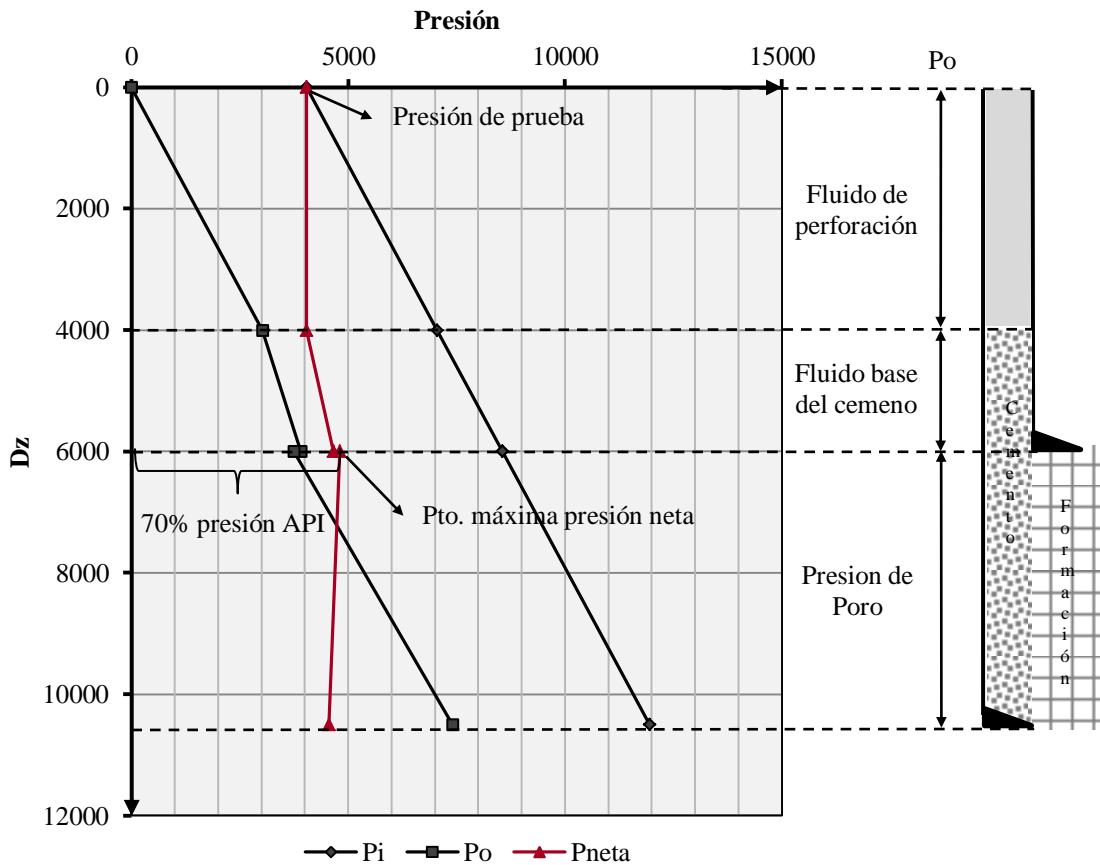
$P_{PT}$ : Carga neta de prueba a una profundidad dada.

$P_{surf}$ : Presión de prueba del revestidor en la superficie.

$\rho_i$ : Gradiente del fluido interno.

$\rho_m$ : Densidad del fluido de asentamiento del revestidor.

La figura 4.4 muestra de forma esquemática la distribución de presiones.



**Figura 4.4:** Cargas durante una prueba de presión

### 4.3. Fuga en el tubing de producción

Este caso de carga de producción aplica solo al diseño contra estallido y modela una presión superficial aplicada encima del espacio anular de producción como una consecuencia de una fuga en el tubing de producción cercana al colgador respectivo. La carga neta de la fuga está dada por:

$$P_{TL} = P_i - P_o \quad (4.17)$$

La carga interna de fuga en el tubing es la SITP (*shut-in tubing pressure*) más un gradiente del fluido del packer hasta la zapata del revestidor. Esta carga asume que una fuga en el tubing ocurre y la SITP es aplicada encima de la columna de fluido del packer. La SITP máxima ocurre generalmente en un periodo temprano de la vida del pozo, normalmente la carga es asumida hasta la zapata del revestidor aun cuando esta físicamente termina en la profundidad especificada para el packer.

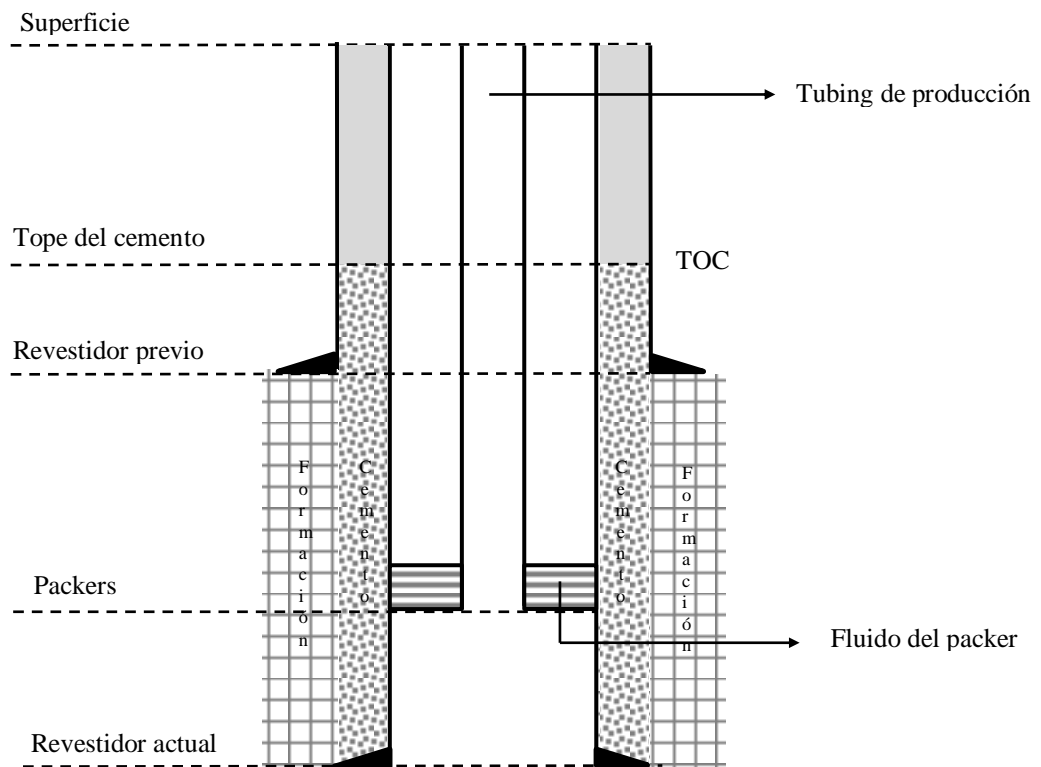


Figura 4.5: Fuga en el tubing de producción

Para pozos que no son estimulados la fuga en el tubing de producción es la carga crítica de producción

$$P_i = P_{surf} + \rho_i * D_z * c \quad (4.18)$$

La carga externa depende del fluido y del revestidor que envuelve el revestidor de interés. Las consideraciones son las siguientes. El gradiente del fluido base del lodo es usado dado que el periodo de tiempo para cargas de producción puede extenderse por varios años después de que el lodo es dejado detrás del revestidor. El peso original del lodo no es utilizado dado que las partículas sólidas en suspensión pueden asentarse en el *slurry*. Para la sección cementada tubería-tubería el gradiente del agua es usado. En caso de que se instale un liner la presión de respaldo está dada por la presión de poro debajo de la zapata del revestidor previamente asentado y la presión de poro en la zapata previa menos un gradiente de lodo hasta el tope del liner. Las ecuaciones para cuantificar las presiones en concordancia con lo dicho anteriormente son las siguientes:

$$P_o = \rho_{BF} * D_z * c \quad (\text{Fluido base del lodo por encima del TOC}) \quad (4.19)$$

$$P_o = P_{TOC} + (D_z - D_{TOC}) * \rho_c * c \quad (\text{Fluido base del cemento tubería-tubería}) \quad (4.20)$$

$$P_o = \text{Presión de poro por debajo de la zapata (Debajo del revestidor previo)} \quad (4.21)$$

$$P_o = \text{En caso del liner. Presión de poro en la zapata previa menos un gradiente del lodo al tope del line.} \quad (4.22)$$

donde

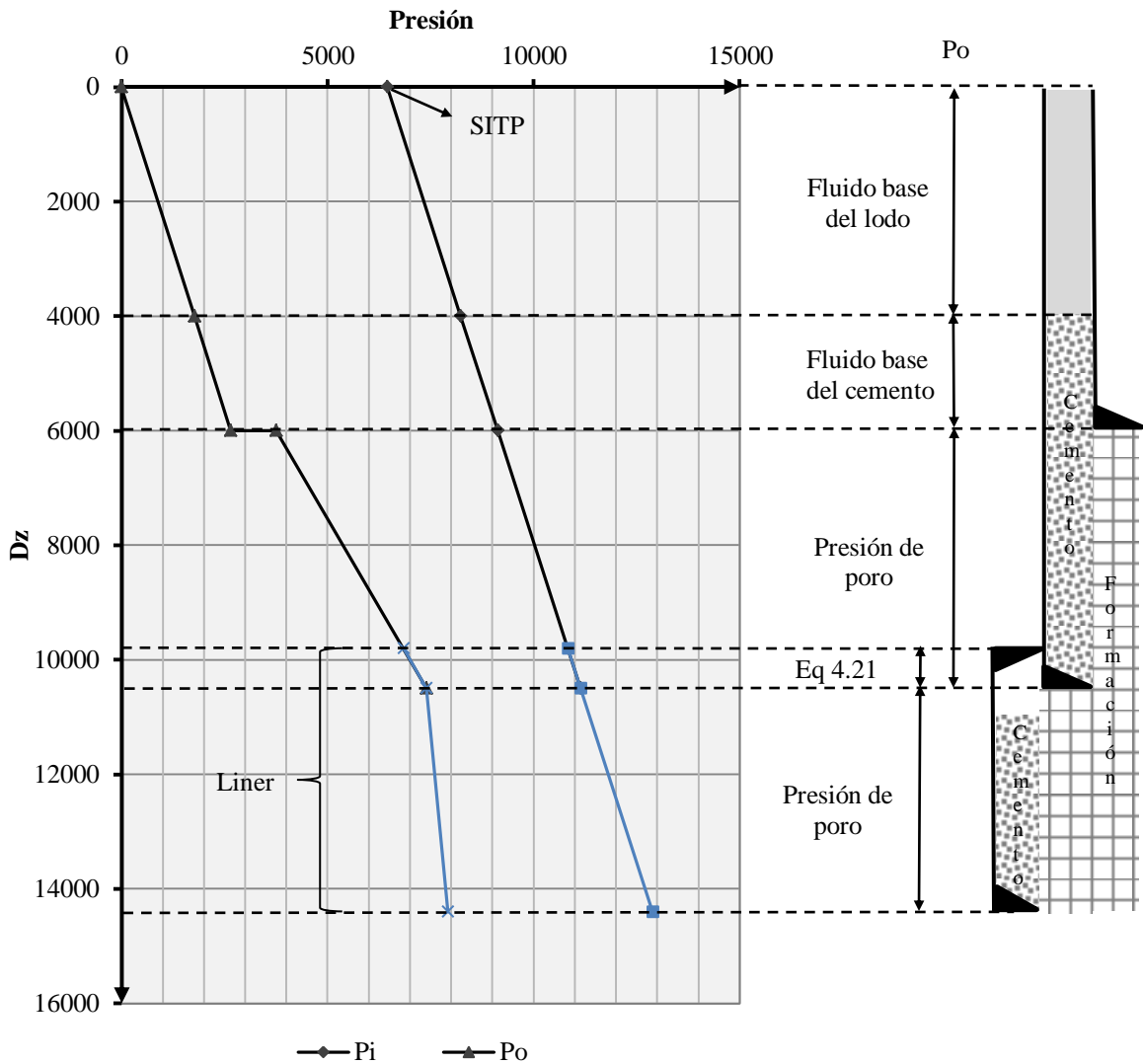
$P_{TL}$ : Carga neta de fuga en el tubing a una profundidad dada.

$P_{surf}$ : SITP, basada en la BHP en la perforación menos un gradiente de gas hasta la superficie.

$\rho_i$ : Gradiente del fluido en el packer.

- $\rho_{BF}$ : Densidad del fluido base del lodo.
- $\rho_C$ : Densidad asumida del fluido base del cemento (8,5 ppg).
- $D_{TOC}$ : Profundidad vertical verdadera del tope del cemento (TOC)

La figura 4.6 muestra de forma esquemática las presiones internas y externas durante una fuga en el tubing para las tres secciones características definidas por el revestidor asentado previamente y el revestidor que se estudia. Además se considera el caso más general con la incorporación de un liner de producción



**Figura 4.6:** Cargas durante una fuga en el tubing de producción

#### 4.4. Prueba de presión de producción-Estimulación debajo del revestidor

Este caso de carga aplica para pozos que experimentan operaciones de inyección a altas temperaturas, como en los que se hacen trabajos de fractura hidráulica. La prueba de presión de producción o de estimulación debajo del revestidor está dada por la ecuación 4.22.

$$P_{PT} = P_i - P_o \quad (4.23)$$

La presión interna de prueba es la presión en la superficie más un gradiente de fluido de prueba hasta la zapata del revestidor. La carga interna de estimulación es la máxima presión de estimulación más un gradiente del fluido de estimulación hasta la zapata del revestidor.

$$P_i = P_{surf} + \rho_i * D_z * c \quad (4.24)$$

La carga externa depende de la distribución de los fluidos y de las profundidades de asentamiento del revestidor anterior y en el revestidor que se estudia. Las consideraciones son las mismas hechas para el caso de fuga en el tubing de producción.

$$P_o = \rho_{BF} * D_z * c \quad (\text{Fluido base del lodo por encima del TOC}) \quad (4.25)$$

$$P_o = P_{TOC} + (D_z - D_{TOC}) * \rho_c * c \quad (\text{Fluido base del cemento tubería-tubería}) \quad (4.26)$$

$$P_o = \text{Presión de poro por debajo de la zapata (Debajo del revestidor previo)} \quad (4.27)$$

$$P_o = \text{En caso del liner. Presión de poro en la zapata previa menos un gradiente del lodo al tope del line.} \quad (4.28)$$

donde

$P_{PT}$ : Presión neta de estimulación a una profundidad dada.

$P_{surf}$ : Máxima presión de estimulación.

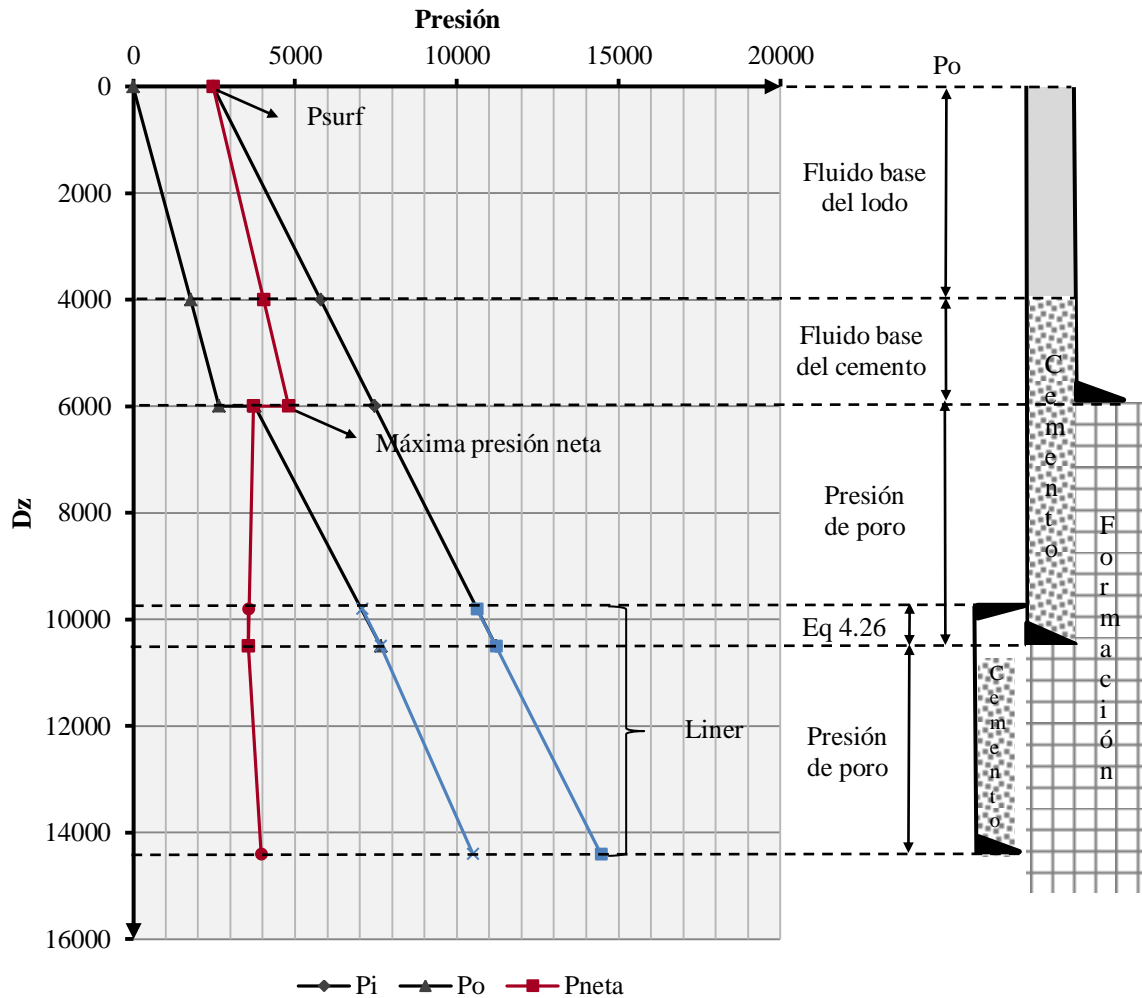
$\rho_i$ : Gradiente de fluido de estimulación

$\rho_{BF}$ : Densidad del fluido base del lodo.

$\rho_c$ : Densidad asumida del fluido base del cemento (8,5 ppg).

$D_{TOC}$ : Profundidad vertical verdadera del tope del cemento (TOC)

La figura 4.7 muestra un esquema de la prueba de presión de producción, se considera la presencia de un liner para crear un caso más general.



**Figura 4.7:** Cargas de prueba de presión de producción

#### 4.5. Colapso perforación- “Drilling Collapse”

La carga para colapso durante la perforación está dada por la siguiente expresión

$$P_{DC} = P_o - P_i(1 - 2t/d_o) \quad (4.29)$$

La carga de colapso considera que hay una caída en nivel de fluido interno, si se tiene la certeza sobre el nivel de descenso entonces puede usarse directamente, de lo contrario un límite conservador debe aplicarse. En esta metodología se considera un 50% de evacuación (TVD a la zapata del revestidor que se estudia. La presión interna en la parte superior del fluido es igual a cero, por el contrario la presión interna por debajo del nivel establecido es el gradiente del lodo. Podemos expresar el perfil interno de acuerdo a las siguientes ecuaciones:

$$P_i = 0 \text{ (por encima del nivel del fluido)} \quad (4.30)$$

$$P_i = (D_z - D_{nivel \text{ de fluido}}) * \rho_{mi} * c \text{ (por debajo del nivel de fluido)} \quad (4.31)$$

El perfil de presiones externas depende de los fluidos en el espacio anular y de la disposición del revestidor en estudio y el revestidor previo. Las consideraciones de carga son definas como sigue, para generar el caso más desfavorables suponemos lodo de perforación y cemento afuera del revestidor:

$$P_o = \rho_{mo} * D_z * c \text{ (peso del lodo por encima de TOC)} \quad (4.32)$$

$$P_o = P_{TOC} + (D_z - D_{TOC}) * \rho_{cm} * c \quad (4.33)$$

$P_o =$  En caso de liner. Presión de poro en la zapata previa menos un gradiente de fluido base del cemento del lodo



Los perfiles de presión interna y externa se grafican en la figura 4.8

donde:

$D_{NF}$ : 50% de nivel de evacuación, a partir de la zapata del revestidor

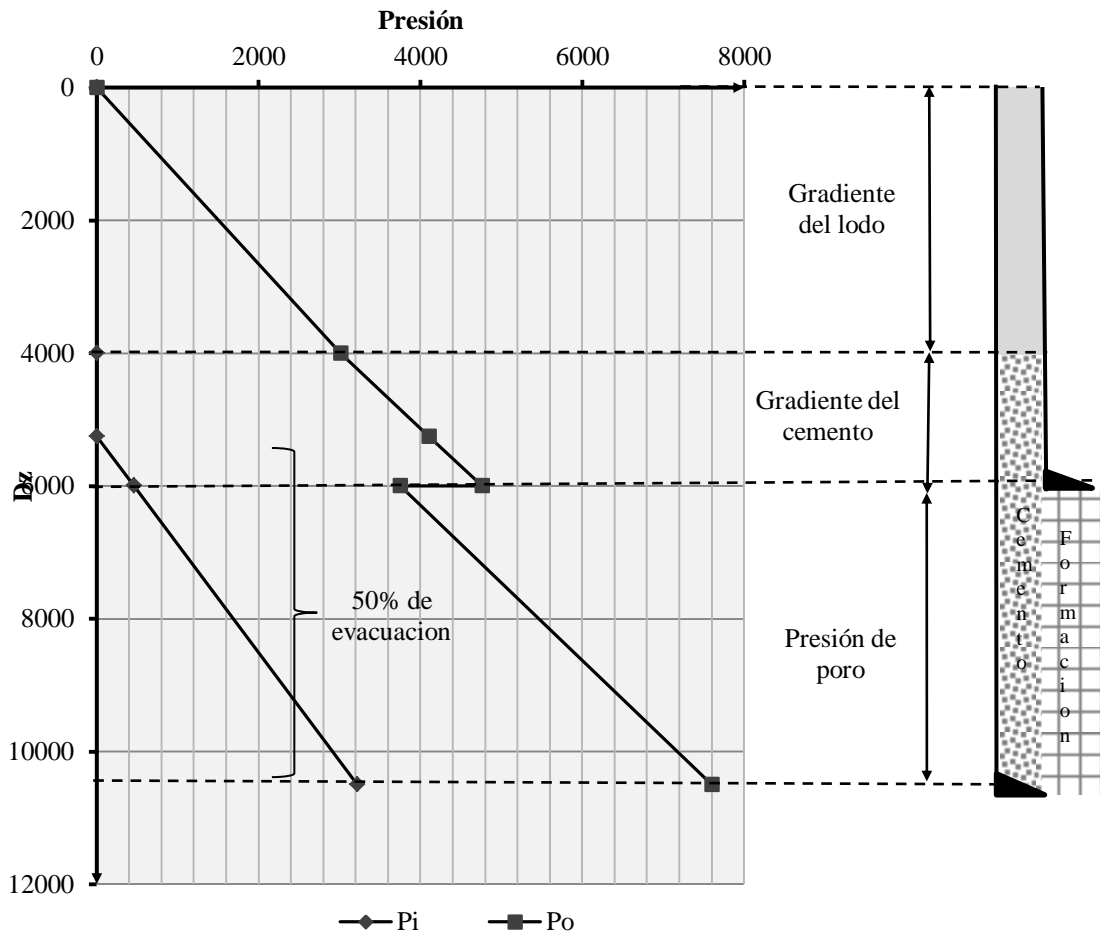
$\rho_{mo}$ : densidad del lodo de asentamiento, en el exterior

$\rho_{mi}$ : densidad de lodo actual, dentro del revestidor

$\rho_{cm}$ : densidad del cemento no asentado.

$D_z$ : Profundidad vertical verdadera.

$c$ : Factor de conversión 0,052 *psi/ft* ó *ppg*.



**Figura 4.8:** Cargas de colapso perforación.

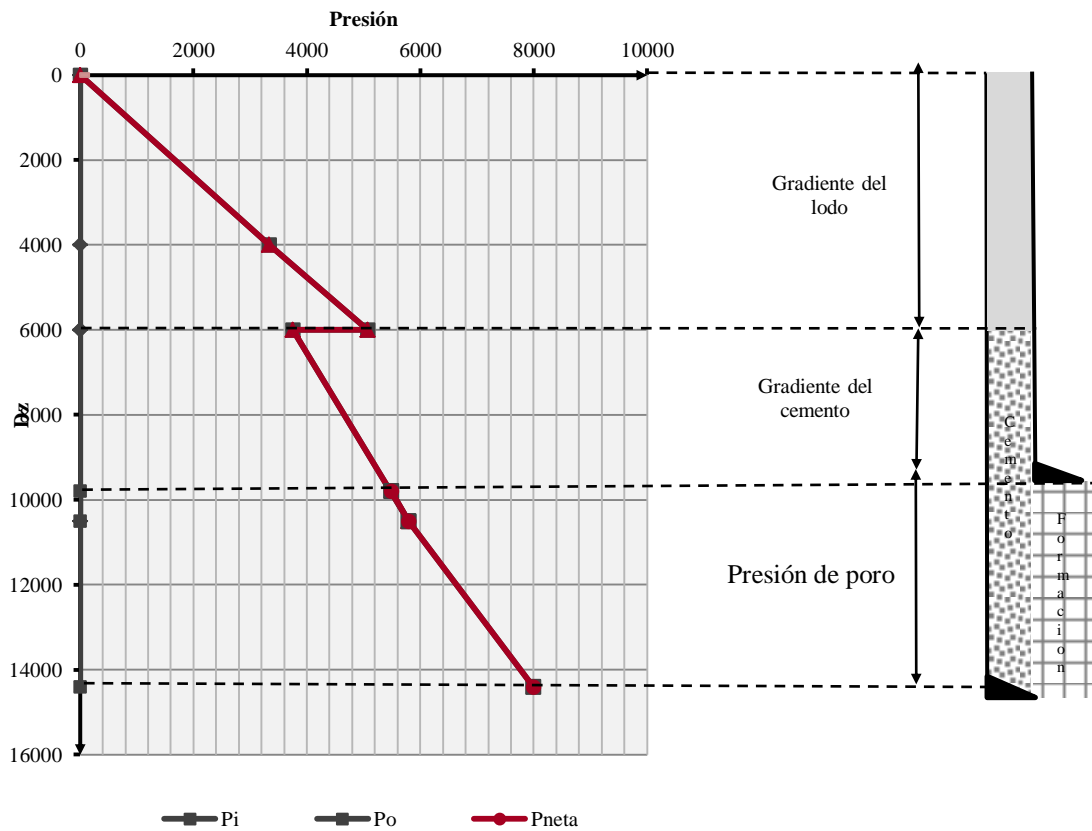
#### 4.6. Colapso producción

La carga para colapso durante la perforación está dada por la siguiente expresión

$$P_{EC} = P_o - P_i(1 - 2t/d_o) \quad (4.34)$$

El revestidor de producción puede ser expuesto a cargas severas de colapso, siendo la condición de presión interna cero el caso más severo. Si se puede determinar que la evacuación total nunca ocurrirá, una presión de abandono diferente de cero puede utilizarse. La presión interna en ese caso puede basarse en una columna de agua que resultara en una presión de abandono a la perforación.

$$P_i = 0 \quad (\text{total evacuación}) \quad (4.35)$$



**Figura 4.9:** Carga de colapso producción.

Las cargas externas dependen del fluido de perforación, la densidad del cemento y de la distribución de los revestidores. Suposiciones para el peor caso se toman igual que para el caso de colapso perforación.

$$P_o = \rho_{mo} * D_z * c \quad (\text{peso del lodo por encima de TOC}) \quad (4.35)$$

$$P_o = P_{TOC} + (D_z - D_{TOC}) * \rho_{cm} * c \quad (4.36)$$

$$P_o = \text{En caso de liner. Presión de poro en la zapata previa menos un gradiente de fluido base del cemento del lodo} \quad (4.37)$$

#### **4.7. Colapso-Salt loading**

Este es un caso especial. Es una carga de colapso aún más severa que las anteriores y debe ser incluida como carga de diseño solo si secciones saladas son esperadas. La carga de colapso está dada por

$$P_{SL} = P_o - P_i(1 - 2t/d_o) \quad (4.38)$$

Una suposición razonable para la presión interna es considerar 50% de evacuación de manera similar al colapso durante perforación.

$$P_i = 0 \quad (\text{por encima del nivel del fluido}) \quad (4.39)$$

$$P_i = (D_z - D_{\text{nivel de fluido}}) * \rho_{mi} * c \quad (\text{por debajo del nivel de fluido}) \quad (4.40)$$

La carga externa está dada por un gradiente de sobrecarga de 1psi/ft (o mayor si es posible de determinar) para la sección salada. La presión de poro se asume para la sección por encima y por debajo de la sección salada.

$$P_o = 1\text{psi/ft} * D_z \quad (\text{para la sección salada}) \quad (4.41)$$

$$P_o = \text{colapso perforación (por encima y por debajo de la sección salada)} \quad (4.42)$$

## **CAPITULO V**

### **PROCESO DE DISEÑO**

El proceso de diseño se realiza en dos etapas, una de diseño preliminar y otra de diseño en detalle. La primera es un análisis más cercano a la ingeniería del petróleo. La última es donde se da en sí el análisis mecánico de los tubulares, en esta área radica nuestro principal interés ya que es el corazón de la metodología final propuesta. Ambas etapas son dependientes entre sí y por tanto no pueden plantearse por separado.

#### **5.1. Diseño preliminar**

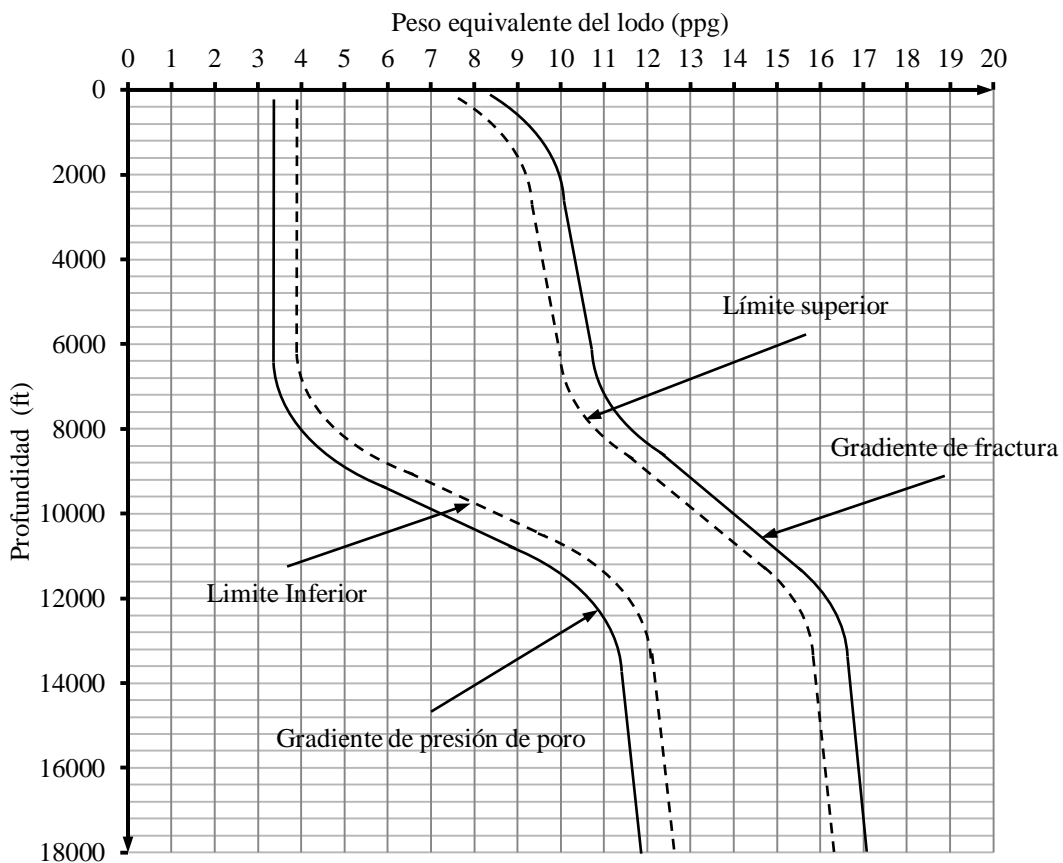
El objetivo principal durante la etapa de diseño preliminar es determinar qué tipos de revestidores serán implementados, las profundidades de asentamiento de dichos revestidores y sus diámetros externos. El programa de revestidores debe estar basado en las consideraciones establecidas en el diseño preliminar. En esta fase no se hacen estudios de resistencia de materiales, solo se hace énfasis en definir la disposición de los revestidores en el pozo. De lo contrario podemos concluir que los datos de mayor importancia en este punto son los datos geológicos. Determinar la profundidad de asentamiento es el paso más crítico en el diseño de los revestidores, establecer el diámetro incorrecto a la profundidad incorrecta puede provocar que el equipo de perforación nunca alcance las zonas productivas. La profundidad para los tipos de revestidores depende de numerosos parámetros, entre los que podemos listar se encuentran:

- Presión de poro.
- Presión de fractura.
- Experiencia en el área.
- Problemas de estabilidad en el hoyo.

- Consideraciones ambientales.
- Políticas empresariales.

Algunos de estos criterios pueden superponerse en la práctica, así las regulaciones para proteger las fuentes de agua dulce para consumo humano en zonas superficiales pueden considerarse parámetros ambientales. El cuidado del ambiente es un tema que ha cobrado gran importancia en la última década, por esto el diseño del revestidor conductor y superficial ha sido centro de atención para los técnicos, en zonas tradicionales de explotación de crudo pueden encontrarse profundidades de asentamiento mínimas preestablecidas por entes gubernamentales. De los parámetros mencionados los dos primeros son los más relevantes desde el punto de vista técnico. La presión de poro o presión de la formación es la presión que ejercen los fluidos que llenan los espacios en la roca, debemos recordar que la formación es permeable y químicamente activa. Si se planea una perforación en sobrebalance esta presión generalmente determina el límite inferior de la densidad del fluido de perforación (Byrom, 2007). Las rocas de tipo sedimentaria contienen algún tipo de fluido en los espacios porosos, este fluido puede estar en forma de líquido o en forma de gas, la presión que estos ejercen depende de la profundidad de la roca, de la densidad del fluido y de la conectividad de los espacios con niveles superiores. Diferentes modelos se usan en la industria para calcular este perfil de presión, su estudio no forma parte este trabajo sin embargo se recomienda revisar el método propuesto por Terzaghi (1948). Por otro lado el límite superior para la densidad de fluido a utilizar es dado por la presión de fractura. Por encima de esta presión los fluidos introducidos en el hoyo provocaran la fractura hidráulica de la formación, esta situación también busca evitarse. Debe tenerse en mente que no existe una única combinación de revestidores posibles, existen siempre soluciones alternativas motivadas generalmente por la reducción de costos y/o aumento de la seguridad. La solución básica para los asentamientos se obtiene como ya dijimos a partir de la presión de poro y la presión de fractura, que en el método propuesto se consideran como datos de entradas. La mejor manera de entender cómo interactúan estos dos parámetros es realizando una

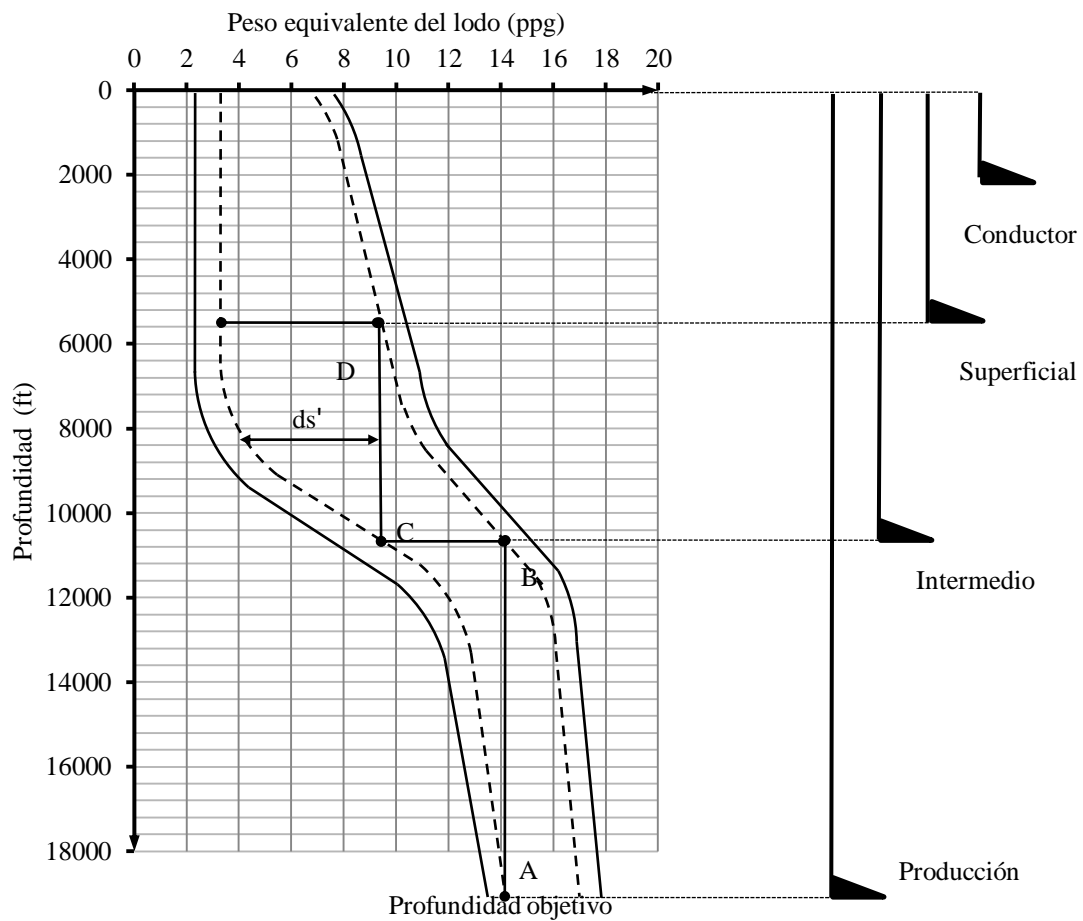
representación gráfica de ambos en función de la profundidad. En la figura 5.1 se muestra una distribución típica del gradiente de presión de poro y de fractura, el rango de pesos equivalente permitidos está definido por valores límites. El límite superior evita que el peso del lodo dañe la formación, el valor límite inferior hará que el peso del lodo contrarreste la presión ejercida por los fluidos de la formación, por tanto el lugar geométrico entre estas dos líneas representa nuestra área segura de maniobra. Como se observa las líneas discontinuas se obtienen aplicando un margen de seguridad, en donde se toma en cuenta los fenómenos de “surge” cuando se corre el revestidor y el fenómeno de “swab” cuando se corre la sarta de perforación. En esta metodología se usan los valores propuestos por Charrier (1985), sugiere un valor de entre 0,3 y 0,45 ppg.



**Figura 5.1:** Perfil del gradiente de presión de poro y del gradiente de fractura.

- Límite inferior: Gradiente de presión de poro + margen de seguridad (fenómeno de “*swab*” e incertidumbres en el modelo)
- Límite superior: Gradiente de presión de fractura – margen de seguridad (fenómeno de “*surge*” e incertidumbres en el modelo).

Una vez definida la zona segura la elección de las profundidades de asentamiento se hace empezando por el revestidor más profundo es decir el revestidor de producción y luego ir seleccionando sucesivamente el resto de las sartas hasta la superficie. En este punto del diseño el asentamiento del revestidor de producción debe estar totalmente determinado. En la figura 5.2 se muestra la forma convencional para determinar las diferentes profundidades.



**Figura 5.2:** Profundidad de asentamiento basada en la presión de poro y de fractura.

- Se escoge la densidad del fluido de perforación partiendo desde el punto A, puesto que esta representa la densidad máxima requerida durante la perforación para alcanzar la profundidad total del pozo. En este punto deberá colocarse el revestidor de producción. Posteriormente, se traza una línea vertical desde el punto A hasta interceptar la línea del límite superior, el punto de intercepción entre estas dos líneas (punto B), determinará la profundidad de asentamiento del revestidor intermedio.
- Se traza una línea horizontal desde el punto B hasta interceptar la línea del límite inferior (punto C) y luego se traza una línea vertical hasta interceptar la línea del límite superior (punto D). En este punto deberá colocarse el revestidor de superficie. Existen otros factores que pueden afectar la selección de la profundidad de asentamiento de los revestidores. Entre ellos se encuentran: la protección de acuíferos en el yacimiento, la presencia de zonas de pérdida de circulación, las zonas de baja presión que pueden causar atascamiento de tubería y los domos de sal. Todo esto es especificado por el estudio de las secciones geológicas y dependiendo de la situación algún revestidor puede ajustarse, siempre y cuando este dentro de la zona segura.

Un último fenómeno por verificar es la pega por diferencial de presión. En general, la probabilidad de atascamiento en la zapata puede aumentar con un incremento en la presión diferencial entre el hoyo y la formación ( $ds'$  en la figura 5.2), un incremento en la permeabilidad de la formación o un incremento en la pérdida de filtrado o espesor de la capa de revoque en las paredes del hoyo. Charrier (1985) sugiere un valor de 2000 a 2300 psi como el rango de diferencial de presión entre el pozo y la formación que puede ser tolerada antes de que ocurra una pega por diferencial. En otras palabras debemos asegurarnos de que el valor de  $ds'$  para cualquier profundidad sea menor a 2000 psi.

Viendo el método planteado pudiera parecer engañosamente sencillo. La verdad es que la data necesaria para realizar la gráfica de la figura 5.1 no se encuentra inmediatamente disponible o no es totalmente confiable, es un problema difícil de



modelar. Cuando este tipo de procedimiento apareció por primera vez los operadores lo vieron como una forma de bajar costos reduciendo el número de revestidores tradicionalmente usados. En pozos exploratorios o críticos la data es escasa y poco confiable por lo que se deben usar mayores márgenes de seguridad, estos son los tipos de pozos donde no se trata de reducir costos. En los pozos de desarrollo la data es de gran calidad y los riesgos son bien conocidos, por tanto los costos pueden ser minimizados y márgenes de seguridad menores pueden ser usados.

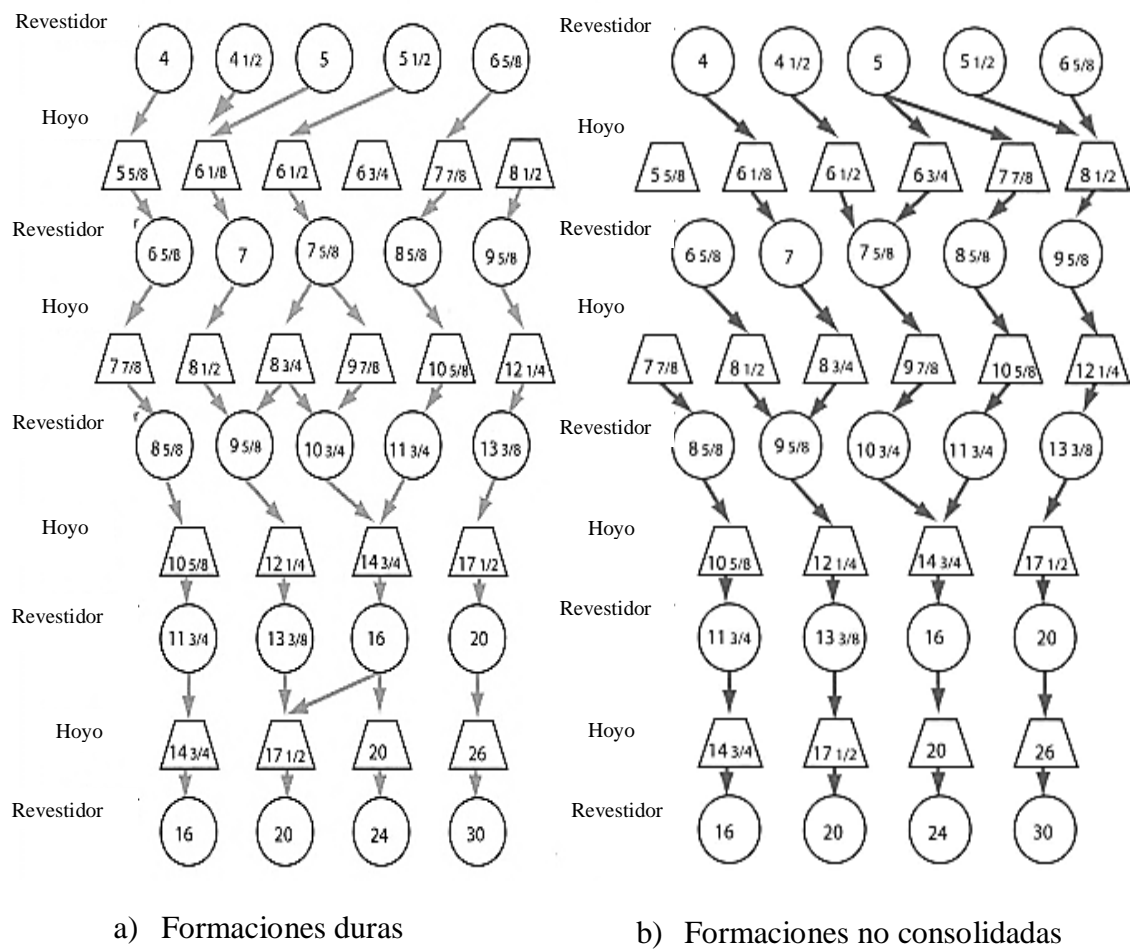
El siguiente paso en el diseño preliminar es determinar los diámetros externos  $d_o$ . Los tamaños dependen de varios factores, es importante acotar lo siguiente:

- El tamaño del hoyo determina el tamaño del revestidor
- El tamaño del hoyo en cualquier punto del pozo a excepción de la superficie está determinado por la sarta previa de revestimiento.

De lo anterior podemos concluir que la selección comienza en el revestidor más interior. El primer tubular que debe ser dimensionado es el de producción, generalmente es determinado por el tipo de completación que se empleará, esta decisión es tomada por un grupo interdisciplinario que involucra ingenieros de yacimientos, ingenieros de producción y personal de perforación. La resolución está basada en diversos criterios, por tanto en esta metodología se asume que el tamaño de la sarta más profunda esta predeterminada. Una vez que sabemos el diámetro del revestidor de producción procedemos de la siguiente manera:

- Se determina el tamaño de hoyo (tamaño de mecha) para la última sarta de revestimiento.
- Se determina que diámetro de revestidor permite a ese tamaño de mecha pasar a través de él. Este es el tamaño de la siguiente sarta de revestimiento.
- Se repite el proceso hasta que todos los tamaños de hoyos y revestidores han sido determinados.

La selección del tamaño del hoyo debe ser basada primariamente en prácticas comunes en el área o áreas con litología similar (Nakagawa, 1997). El tamaño adecuado se consigue teniendo en cuenta que el hoyo debe ser lo suficientemente largo como para que el revestidor pueda pasar libremente con poca probabilidad de quedarse atascado. Debe haber también suficiente espacio para permitir una buena cementación. En general el costo de perforación aumenta con el aumento del tamaño de hoyo. En esta fase, es posible ocasionar grandes costos, por lo que esta práctica ha sido una de las principales motivaciones para incrementar el uso nuevas tecnologías.



**Figura 5.3:** Típicos tamaños de hoyo y revestidor según el tipo de formación.

## 5.2. Diseño en detalle

En esta etapa es donde realmente se realiza el diseño mecánico de la tubería y es donde se aplican criterios de resistencia de materiales. Al final del diseño preliminar solamente hemos determinado el diámetro externo  $d_o$  de cada sarta, para el final de la fase de diseño en detalle tendremos adicionalmente el grado, el peso y el espesor de pared del revestidor que será corrido hasta la profundidad de asentamiento establecida. En esencia el proceso de diseño debe asegurar que la estructura sea capaz de soportar todas las cargas posibles a la que es expuesta en su vida de servicio.

Todos los enfoques de diseño independientemente de sus detalles buscan lograr este objetivo. Cada método realiza una verificación para asegurar que la resistencia de diseño excede a las cargas de diseño bajo diferentes escenarios. En orden de lograr esto es necesario contar con una teoría de resistencia de revestidores, una verificación basada en un criterio de falla apropiado y una estimación de la carga. En el capítulo III se discutió detalladamente todo lo relacionado a las teorías de resistencia usadas en la actualidad, y en el capítulo IV se plantaron las metodologías para determinar los diferentes casos de cargas. En esta sección se evalúa cómo interactúa lo expuesto en estos dos capítulos y se desarrolla un método que permita culminar el diseño. Tres enfoques de diseño diferentes se plantean:

- WSD: *Working Stress Design*-Diseño por esfuerzo permisible
- LSD: *Limit State Design*-Diseño de estado límite
- RBD: *Reliability Based Design*-Diseño basado en confiabilidad

De una manera más formal en este trabajo se identifican 5 niveles de diseño, que se listan en la figura 5.4. Los capítulos anteriores estuvieron orientados en evaluar los modelos que nos permitan mejorar la metodología de diseño desde el nivel 1 (método convencional) que es afín a un enfoque de diseño por esfuerzo permisible WSD hasta el nivel 3 (método alternativo) que es más cercano a un enfoque de diseño de estado límite LSD. Como se mencionó anteriormente a pesar de las diferencias en los

enfoques aplicados todos convergen hacia el mismo objetivo, que es proveer al diseñador de la confianza suficiente para asegurar la adecuada integridad y desempeño de las sartas bajo diferentes escenarios de cargas.

	Resistencia	Carga
1	Determinístico - Resistencia basada en un esfuerzo permisible y ecuaciones API (WSD)	Determinístico
2	Determinístico - Resistencia basada en mecánica avanzada de la tubería (WSD)	Determinístico
3	Determinístico - Basada en funciones de estado límite y datos de la producción (LSD)	Determinístico - Concepto de carga máxima de Prentice
4	Probabilístico - Resistencia basada en funciones de estado límite	Determinístico
5	Probabilístico - Resistencia basada en funciones de estado límite	Probabilístico

**Figura 5.4:** Niveles de diseño identificados

### 5.2.1. Diseño basado en esfuerzo permisible- WSD

Este es el enfoque mas aplicado al problema de las tuberías de revestimiento, tiene una larga tradición en la industria del petroleo y gas. Hasta principio de los noventas era practicamente el unico método usado. En la filosofía WSD los revestidores son diseñados de acuerdo a un esfuerzo permisible, este esfuerzo es la relación entre una resistencia de diseño y un factor de seguridad, de manera que la verificación puede realizarse según la ecuación 5.1.

$$Carga \leq Resistencia \text{ de diseño} / Factor \text{ de seguridad} \quad (5.1)$$

Es usual multiplicar la carga por el factor de diseño para obtener una carga factorizada, esto resulta en la expresion mas familiar:

$$Carga * Factor \text{ de seguridad} \leq Resistencia \text{ de diseño} \quad (5.2)$$

En el diseño por esfuerzo permisible la resistencia de diseño es siempre la resistencia minima del material, donde un criterio elástico generalmente se aplica. Por tanto el exceder la resistencia de diseño no significa necesariamente que ocurrirá la falla, significa más bien que alguna parte o toda la sección transversal de la tubería pasarán la fluencia. Los factores de diseño se usan para tomar en cuenta las incertidumbres en la estimación de la resistencia, en la estimación de la carga y errores en el chequeo mecánico, lo que hacen es generar una brecha ente la carga aplicada y la resistencia del material a esa carga. La evaluación de la adecuacidad del diseño de la sarta está basada en lograr el factor de diseño mínimo para cada modo de carga, una definición más intuitiva es la siguiente

$$Factor \text{ de diseño} = \frac{Estimación \text{ de la capacidad del revestidor para un parametro}}{Carga \text{ maxima anticipada para ese parametro}} \quad (5.3)$$

Dado que se han estudiado cuatro modos de carga distintos entonces la verificación se reduce a cuatro parámetros definidos de la siguiente manera

- Estallido:  $FD_b = \frac{P_b \text{ API}}{\Delta P_{burst}}$  (5.4)

- Colapso:  $FD_c = \frac{P_c \text{ API}}{\Delta P_{collapse}}$  (5.5)

- Axial:  $FD_t = \frac{F_y}{F_t}$  (5.6)

▪ Multiaxial:  $FD_{VME} = \frac{\sigma_y}{\sigma_{VME}}$  (5.7)

donde

- $P_{b\ API}$ : Presión de estallido API-fluencia interna (ecuación 3.6)
- $\Delta P_{burst}$ : Máximo diferencial de presión de estallido (sección 4.1)
- $P_{c\ API}$ : Presión de colapso API-cuatro regiones (tabla 3.2)
- $\Delta P_{burst}$ : Máximo diferencia de presión de colapso (sección 4.2)
- $F_y$ : Resistencia a la fluencia API (ecuación 3.51)
- $F_t$ : Máxima carga de tensión (sección 4.3)
- $\sigma_y$ : Esfuerzo de fluencia mínimo definido por API. (tabla 2.4)
- $\sigma_{VME}$ : Esfuerzo equivalente de Von Mises (ecuación 3.8)

No existen normas universalmente aceptadas para determinar el mejor valor de los factores de diseño aplicados en las ecuaciones 5.4, 5.5, 5.6 y 5.7. Si se analizan el rango que muchas compañías operativas utilizan puede demostrarse que el factor de diseño correcto es algo subjetivo. La elección de este coeficiente no es un procedimiento menor y para hacerlo es necesario conocer las suposiciones hechas en los modelos que estiman cada modo de carga. Estos valores son empíricos y están basados en la experiencia y tradición. Diferentes compañías tienen diferentes rangos para cada modo de carga, en la tabla 5.1 se muestran valores típicos mínimos para los factores de diseño según el caso de carga.

Modo de carga	Factor de diseño
Estallido	1.1-1.25
Colapso	1.0-1.1
Axial	1.3-1.6
VME	1.25

**Tabla 5.1:** Factores de diseño mínimos típicos

A pesar de la historia del enfoque WSD, su aceptación en la industria, y su relativa simplicidad, existen ciertas limitaciones en este método. Entre las que podemos mencionar:

- Inconsistencia en el uso de los factores de diseño: los FD dependen del modo de carga, sin embargo a partir de este punto son generales. Si estamos diseñando contra estallido por ejemplo usaremos según la tabla 5.1 un factor de diseño de 1.1, independientemente de si estamos considerando un caso de arremetida o una prueba de presión. Estos casos de carga son de naturaleza diferentes e involucran distintas variables, la prueba de presión que es una carga controlada presenta menos incertidumbres que una arremetida. Más allá la probabilidad de que ocurra una arremetida en las condiciones estudiadas es mucho menor en comparación con la probabilidad de que ocurra una prueba de presión. Por tanto podemos decir que el método WSD es inconsistente desde el punto de vista del riesgo. Una implicación importante de lo anterior es que para pozos de arquitectura compleja como pozos profundos o de altas presiones y temperaturas (HPHT) es difícil satisfacer el factor de diseño, los ingenieros entonces tienden a ser más específicos en cuanto a la carga impuesta comprometiendo los factores recomendados. Al hacer esto no se sabe qué riesgo adicional se ha tomado. De manera intuitiva se sabe que pasando de un factor de 1.25 a 1.1 el diseño será menos seguro, pero lo que es imposible establecer es ¿Cuan menos seguro es?
- Uso de criterio elástico: como se estudió en la sección 3.2 la ecuación de estallido API (Barlow) usa la teoría de cilindros de pared delgada, por tanto la carga límite se determina cuando la sección transversal de la tubería llega a la fluencia en su diámetro interno, sin embargo la tubería no ha perdido su integridad y puede soportar más carga. Este criterio no predice la ruptura real del revestidor y su aplicación junto a casos de cargas improbables puede ser cuestionado.

- Ausencia de una base para los factores de diseño: no es posible encontrar una base documentada para los FD recomendados. Puede especularse que estos fueron obtenidos a partir de una larga tradición de prácticas de perforación y producción. Cuando es necesario ser riguroso y comprometer el desempeño del revestidor la falta de base puede ser problemático, esto ha incentivado la proliferación de las llamadas “reglas de oro”.
- Probabilidad de ocurrencia en la carga: la carga es estimada suponiendo que tenemos la certeza de que esta ocurrirá (100% de probabilidad). Inclusive consideramos que esta ocurre en condiciones muy severas, esto se hace para cubrir las incertidumbres. Esta práctica tiende a sobrediseñar para cargas infrecuentes.
- Consideración de riesgo y consecuencia: no es posible evaluar el riesgo inherente en usar diferentes factores de diseño. Debido a esto se pierde la habilidad de tomar en cuenta la relación riesgo-consecuencia. Por ejemplo, las consecuencias de una falla en un pozo complejo, costoso y cercano a una población son mucho mayores que aquellas para un pozo simple, económico y en una zona desértica. Pudiera decirse que es necesario usar unos factores de seguridad mayores para el primer caso y menores factores para el último caso. Sin embargo en la práctica es más sencillo satisfacer los FD para el pozo simple en comparación con el pozo difícil, conduciendo a una reversión perjudicial de la relación riesgo-consecuencia.

### **5.2.2. Diseño de estado límite-LSD**

En la industria petrolera este método ha sido utilizado para diseñar estructuras y líneas de tuberías costas afuera (*offshore*), su aplicación al diseño de revestidores y tuberías de producción es nueva. El objetivo del diseño es velar que la estructura sea segura y que sirva para el propósito para el cual fue manufacturada. La estructura



puede volverse inadecuada para el uso no solo cuando esta colapsa sino también cuando se violan requerimientos de usabilidad. En LSD el revestidor es diseñado para una carga límite en vez de un esfuerzo permisible, la carga aborda directamente el límite de la estructura. Dos tipos de estados son definidos:

- Estado límite de resistencia: es el estado prescrito para evitar el colapso o la falla catastrófica de la estructura. Un ejemplo de esto es la ruptura del revestidor por acción de una presión interna. Otros estados límites de resistencia incluyen:
  - Pérdida de equilibrio de toda o parte de la estructura.
  - Pérdida de la estabilidad de toda o parte de la estructura.
  - Colapso de la estructura por torsión.
  - Fractura por fatiga.
  - Fractura frágil
  
- Estado límite de servicio: este estado compromete la usabilidad de la estructura, aun cuando la falla catastrófica no se haya alcanzado. Un ejemplo de esto es el pandeo de la tubería que impide introducir herramientas en el pozo. Otros estados de usabilidad incluyen:
  - Deformaciones excesivas
  - Estado máximo de agrietamiento.

El emergente método LSD está orientado a la satisfacción simultánea de los dos requerimientos mencionados. En el enfoque de estado límite la estructura es diseñada para obtener seguridad contra la falla catastrófica verificando luego su usabilidad antes las cargas de trabajo. Como existen varios estados límites entonces se puede decir que el diseño se basa en el estado límite más crítico. El objetivo final es lograr una probabilidad aceptable de que el revestidor no se convertirá en una estructura no

apta para hacer el trabajo para el cual está destinado. Para garantizar este objetivo el diseño debe ser basado en valores característicos de la resistencia del material y de la carga aplicada, que tome en cuenta las variaciones en ambos parámetros. Estos valores a su vez deben ser basados en datos estadístico de ser posible, de lo contrario deben ser basados en la experiencia. Los valores de diseño son derivados de los valores característicos a través del uso de un factor de diseño parcial, uno que corrija el valor de resistencia y otro que corrija el valor de la carga aplicada

Para el caso de los revestidores la parte de la resistencia en las ecuaciones 5.4 y 5.5 son sustituidos por funciones de estado límite. En la ecuación 5.7 el esfuerzo equivalente de Von Mises es sustituido por una generalización de las nuevas ecuaciones de colapso y ruptura que permite extender el beneficio hasta un caso más general y real como es el caso de la tubería sometida a esfuerzos multiaxiales.

Para el caso de estallido en teoría podría usarse cualquiera de los límites de ruptura planteados (Hill, Nadai y/o Klever-Stewart), sin embargo se demostró que el límite de ruptura de Klever-Stewart (ecuación 3.25) es el más preciso y seguro por tanto es el que se propone en esta metodología. En el método LSD se siguen usando factores de diseño dadas las incertidumbres que todavía están presentes en la estimación de los casos de carga y su probabilidad de ocurrencia Un factor de diseño de  $FD_b = 1.1$  es apropiado para la ruptura dúctil dado el uso en el modelo del espesor de pared mínimo  $0,875 t$  y del límite de imperfección permitida (basado es una técnica de inspección), además como se dijo en el capítulo IV los casos de carga desarrollados pueden calificarse como severos.

En el modo de falla por colapso sucede algo similar. El nuevo modelo de Klever-Tamano representa una mejora considerable respecto al modelo API anterior de las cuatro regiones, en los términos discutidos en la sección 3.2. Es importante acotar que a diferencia del enfoque WSD el uso de la función de estado limite KGT generalmente requiere la medición y cuantificación de las propiedades del material y parámetros geométricos, valores típicos fueron propuesto por Adams en una calibración hecha a partir de inspecciones de la producción global de tuberías bajo las normas API, específicamente el *API Spec 5CT*.

Cuando mediciones no estén disponibles, propiedades mínimas deben ser usadas incluso cuando se utiliza una función de estado límite, de forma parecida al WSD. Sigue siendo mejor usar las funciones de estado límite con propiedades mínimas debido a que son más precisas en estimar la capacidad real de la tubería. Se presentaron también equivalentes de las funciones límites para el diseño (sección 3.3.6), un factor de diseño apropiado para este caso sería  $FD_c = 1$  dado que los modelos están basados en un estudio estadístico a partir de datos reales de la producción que permite calcular valores seguros de las variables de entrada en la ecuación predictiva (ecuación 3.61). Esta ecuación cuenta a su vez con factores de seguridad intrínsecos, los coeficientes  $K_{e\ des}$  y  $K_{y\ des}$  permiten un margen de seguridad apropiado para el nivel de confiabilidad deseado ( $TRL = 0,5\%$ ). De forma análoga el factor decremental por imperfección fue tomado de manera conservadora como  $H_{des} = 0,22$  y  $H_{des} = 0,2$  dependiendo del revestidor, que son valores casi el doble de los valores promedio provistos por Adams.

Una de las ventajas más relevantes de los modelos Klever-Stewart y KGT es que permite un aumento general en la capacidad de diseño del revestidor manteniendo la seguridad. Dado que el caso más real de carga es aquel donde el revestidor está sometido a esfuerzos multiaxiales era necesario generar una solución que incluyera los beneficios que tienen las funciones de estado límite. Por esto Klever (2010) presentaron una generalización de los modelos de ruptura y colapso para poder cubrir los casos de cargas combinados, es decir los cuatro cuadrantes de la elipse de plasticidad.

La solución numérica y gráfica fue presentada en la sección 3.3 y se reproducen en la figura 5.5 y 5.6. Los lugares geométricos que definen dichas curvas permiten dar un tratamiento exhaustivo al problema de la capacidad de la tubería, más aun nos permite definir los estado límites de resistencia a presiones internas, presiones externas y cargas combinadas.

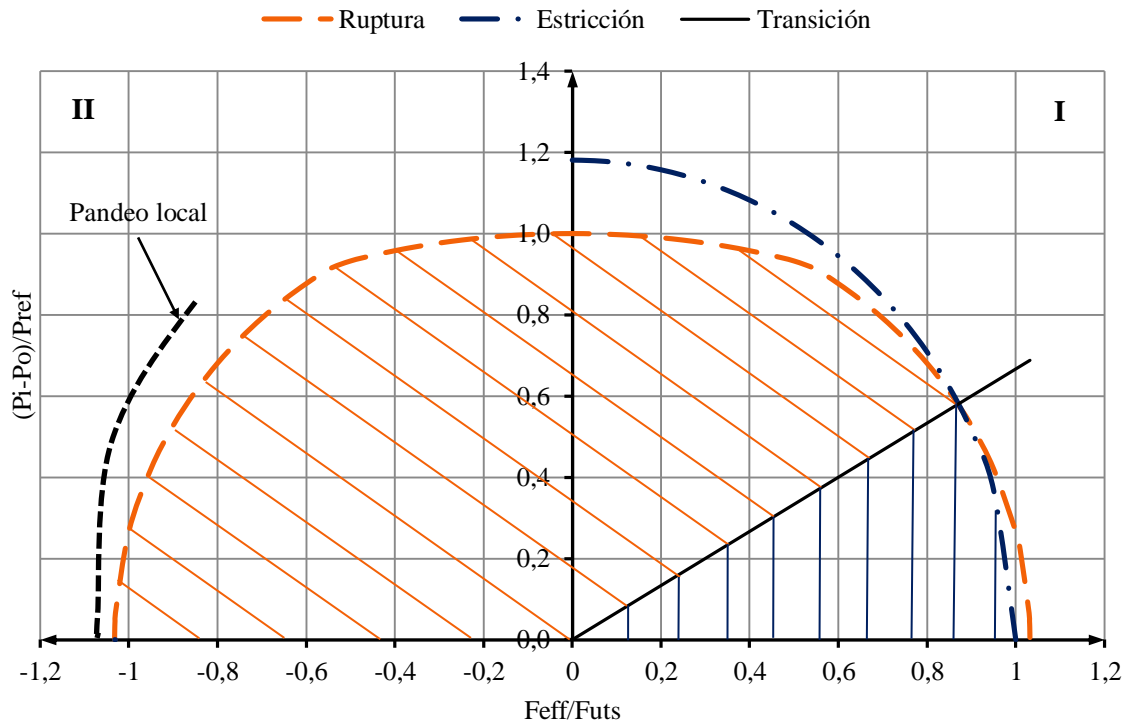


Figura 5.5: Generalización del modelo de ruptura.

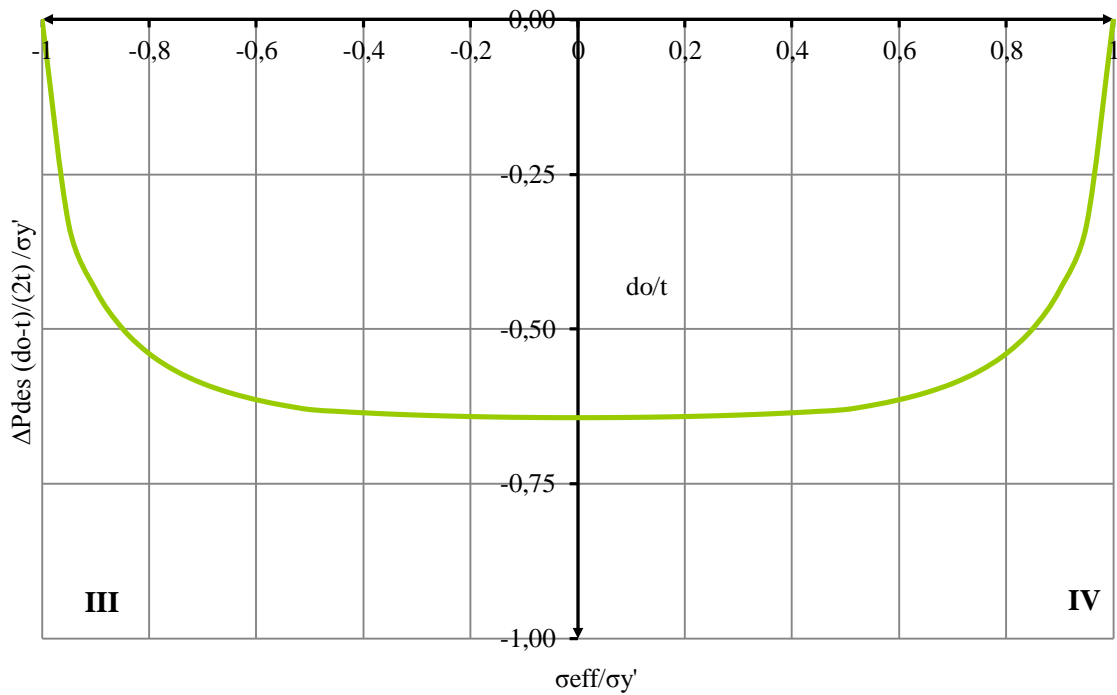


Figura 5.6: Generalización del modelo de colapso.

### 5.2.3. Cargas para el diseño

Se necesitan recolectar ciertos datos relevantes antes de comenzar el diseño en detalle de los revestidores. En algunos casos estos están disponibles de manera explícita, en otros deben ser estimados. Como las cargas de diseño están basadas en estos datos deben ser los más precisos posibles, si hay grandes incertidumbres el revestidor puede ser sub-diseñado o sobre-diseñado. Un revestidor sub-diseñado puede resultar en la falla del mismo con serias consecuencias, por otro lado un revestidor sobre-diseñado no fallará pero tendrá un impacto económico importante en el levantamiento del pozo. Podemos listar los siguientes requerimientos para la etapa de diseño en detalle

- Evaluación direccional: una trayectoria calculada es necesaria para obtener la relación entre la profundidad medida  $MD$  y la profundidad vertical verdadera  $TVD$ . La profundidad vertical verdadera es usada para los cálculos hidrostáticos asociados a los casos de carga.
- Presión de poro y fractura como función de la profundidad: para determinar la presiones que actúan en puntos clave del revestidor
- Perfil de temperatura: el perfil geotérmico de temperatura es requerido como las condiciones iniciales, es usado por ejemplo para corregir el esfuerzo de fluencia del material.
- Diseño preliminar: Es necesario haber establecido el tamaño del revestidor y su profundidad de asentamiento para poder definir la geometría del pozo.
- Concentración de sulfuro de hidrógeno y dióxido de carbono: la presencia de fluidos corrosivos puede tener un impacto en la selección del material.

- Densidad de lodos y cemento a usar: para calcular la presión hidrostática de los fluidos en el interior y exterior de la tubería
- Densidad del fluido en el packer y del fluido de inyección: las carga en el interior de la tubería están basadas en la presión hidrostática de los fluidos que se introducen en el hoyo
- Profundidad de perforación: la presión de poro a la profundidad objetivo y el gradiente del fluido usado determinan la presión de shut-in
- Presiones máximas inducidas: como la presión de prueba y de estimulación.

La estimación de los casos ha sido cubierta en el capítulo IV, en la tablas siguientes se resumen las cargas claves y las consideraciones hechas para su cálculo. Las cargas son clasificadas como cargas de perforación (tabal 5.2 y 5.3) o de producción (tablas 5.4 y 5.5).

Tipo de carga	Caso de carga	Presión interna	Presión externa	Temperatura
Estallido	Arremetida	Presión superficial + gradiente de gas	Gradiente del lodo + gradiente del cemento. Presión de poro debajo de la zapata previa.	Geotérmico
Estallido	Prueba de presión	Presión de prueba+ gradiente de fluido interno	Gradiente del lodo + gradiente del cemento. Presión de poro debajo de la zapata previa.	Geotérmico
Colapso	Colapso-perforación	Cero hasta el tope del fluido, gradiente de fluido interno hasta la zapata	Gradiente del lodo + gradiente del cemento. Presión de poro debajo de la zapata previa	Geotérmico
Colapso	Colapso-cementación	Gradiente del fluido de desplazamiento.	Gradiente del lodo+ gradiente del cemento hasta la zapata.	Geotérmico

**Tabla 5.2:** Cargas de perforación para revestidores y liners.

Tipo de carga	Presión interna	Presión externa
Estallido	Igual que el liner de perforación	Presión de poro en la zapata previa menos un gradiente del lodo hasta el tope del liner.
Colapso	Igual que el liner de perforación	Presión de poro en la zapata previa menos un gradiente del fluido base del cemento hasta el tope del liner

**Tabla 5.3:** Ajustes para liner de perforación (falda).

Tipo de carga	Presión interna	Presión externa
Estallido	Igual que el liner de producción	Presión de poro en la zapata previa menos un gradiente del lodo hasta el tope del liner.
Colapso	Igual que el liner de producción	Presión de poro en la zapata previa menos un gradiente del del cemento (fluido base 8.5ppg) hasta el tope del liner

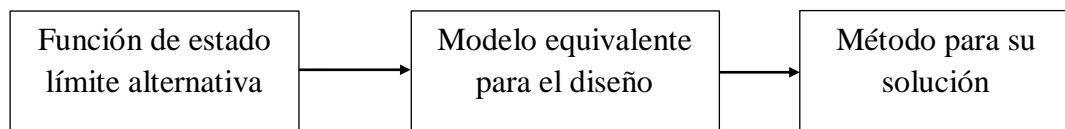
**Tabla 5.4:** Ajustes para liner de producción (falda).

Tipo de carga	Caso de carga	Presión interna	Presión externa	Temperatura
Estallido	Fuga en el tubing de producción	Presión superficial basada en metano hasta la perforación+ gradiente de fluido en el packer.	Gradiente de fluido base del lodo + gradiente del cemento (tubería-tubería). Presión de poro debajo de la zapata previa.	Geotérmico
Estallido	Presión de prueba-estimulación debajo del revestidor	Presión superficial + gradiente de fluido interno	Gradiente del fluido base del lodo + gradiente del cemento. Presión de poro debajo del revestidor previo.	Geotérmico y estimulación.
Estallido	Estimulación a través del revestidor	Presión superficial + gradiente del fluido del packer	Gradiente del fluido base del lodo + gradiente del cemento. Presión de poro debajo del revestidor previo.	Estimulación.
Colapso	Colapso-cemento	Gradiente del fluido de desplazamiento.	Gradiente del lodo+ gradiente del cemento hasta la zapata del revestidor.	Geotérmico
Colapso	Colapso-evacuación	Presión cero hasta la zapata del revestidor.	Gradiente del lodo+ gradiente del cemento hasta la zapata del revestidor. Presión de poro hasta la zapata del revestidor	Geotérmico

**Tabla 5.5:** Casos de carga de producción para revestidores y liners.

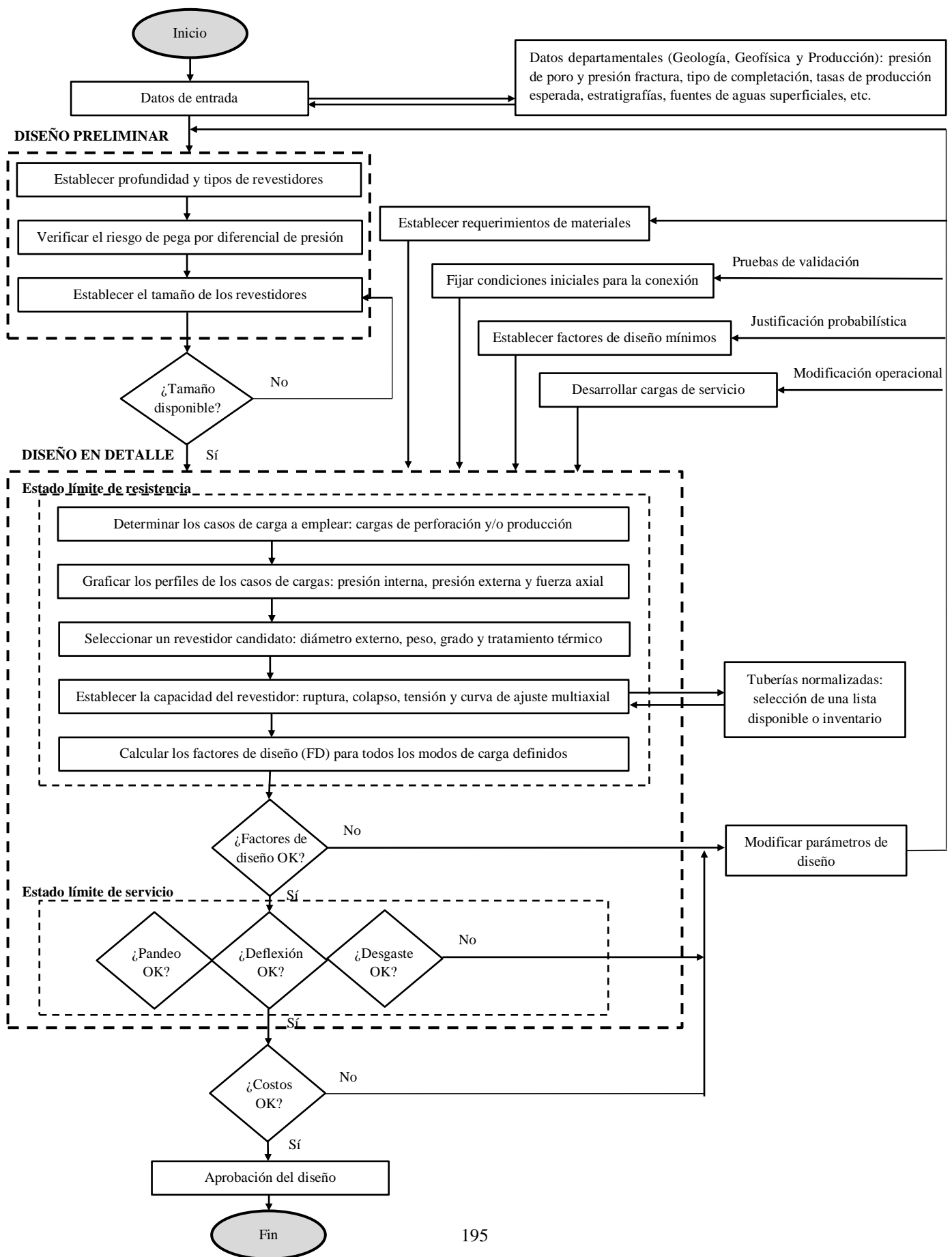
### 5.3. Diagrama del método de diseño propuesto.

La figura 5.7 es un esquema de la metodología propuesta para el diseño de los revestidores utilizando un enfoque de estado límite (LSD), o según lo expresado en la tabla 5.3 un procedimiento de nivel tres, este planteamiento de por sí representa un cambio de paradigma. El primer recuadro de líneas discontinuas representa la etapa de diseño preliminar, este es un procedimiento bien estándar independientemente del nivel de diseño planteado. El segundo recuadro representa el diseño en detalle y es donde se hacen los mayores aportes respecto al método convencional, el estado límite de resistencia fue analizado en detalle en el capítulo III y procedimientos explícitos fueron desarrollados para determinar sus principales componentes (actualizados al 2011). El método de la figura 5.4 es un método considerablemente más robusto desde el punto de vista de los modelos usados y de la secuencia lógica. No pretende representar el modelo definitivo, pero si ofrece una nueva visión del problema. Cada recuadro en el esquema representa de por sí un problema, cuyas magnitudes solo se pueden conocer cuando se incluyen más variables, es decir cuando se hace menos simplificado. Para definir alguna función límite de estado o de servicio adicional, la siguiente secuencia puede seguirse con el fin de general una solución usable.



Se presentan también una serie de acciones que permiten modificar nuestros parámetros de diseño, la primera en prioridad es desarrollar los casos de cargas. Desarrollarlos significa disminuir las incertidumbres presentes en el, para esto es necesario obtener información de las prácticas de perforación y producción a emplear, las cuales deben estar lo más estandarizadas posibles para poder hacer suposiciones válidas. La segunda opción es disminuir los factores de diseños mínimos, esto es solo posible luego de desarrollar los casos de cargas.





El desarrollo de las funciones límite permitió manejar las incertidumbres que corresponde a este lado de la ecuación y que estaban presentes en los modelos API. La última opción consiste en reevaluar los parámetros en la etapa de diseño en detalle, dado que afectaría todo resto del proceso. A pesar de lo sencillo del diseño preliminar imponen luego restricción cuando diseñamos mecánicamente la tubería, limitando nuestro margen de maniobra.

La tecnología de perforación y completación es dinámica. Ningún tratado sobre el tema puede abarcar de manera realista todo lo que existe hoy en día a nuestra disposición en esta materia, como sin duda tampoco lo que el diseñador de pozos tendrá a su alcance en el futuro. Este método está abierto a esos cambios, áreas como el estado límite de servicio (pandeo, desgaste, etc) pueden ser estudiadas y llevadas a fondo de forma análoga al estado límite de resistencia.

#### **5.4. Consecuencias sobre los pozos nacionales**

Los pozos nacionales deben lidiar con las consecuencias que trae el hecho de que los crudos extraídos son pesados y extrapesados, con alto contenido de azufre. Los revestidores usados en estos casos son propensos al resquebrajamiento por presencia de sulfuro de hidrógeno (SSC), este fenómeno es un problema de selección de los materiales (grados) correctos. Una de las más importantes clasificaciones de los revestidores, es la clasificación en grupos.

La tabla 5.6 muestra el ordenamiento según los diferentes grados. Como puede verse el grupo número 2 tiene el mayor control sobre la química, el tratamiento térmico y las propiedades mecánicas, no es extraño que los grados de este grupo sean los preferidos para el servicio agrio. Aunque la presencia del H<sub>2</sub>S provoca corrosión sobre el acero, la mayor preocupación es que ocasiona agrietamiento catastrófico del revestidor conocido como *Sulfide Stress Cracking* (SSC). La tendencia del SSC es dependiente de la presión parcial de H<sub>2</sub>S, la temperatura, la presencia y tamaño de

imperfecciones y el estado general de esfuerzos. Las condiciones que más ayudan a que ocurra SSC son una baja temperatura y altos esfuerzos.

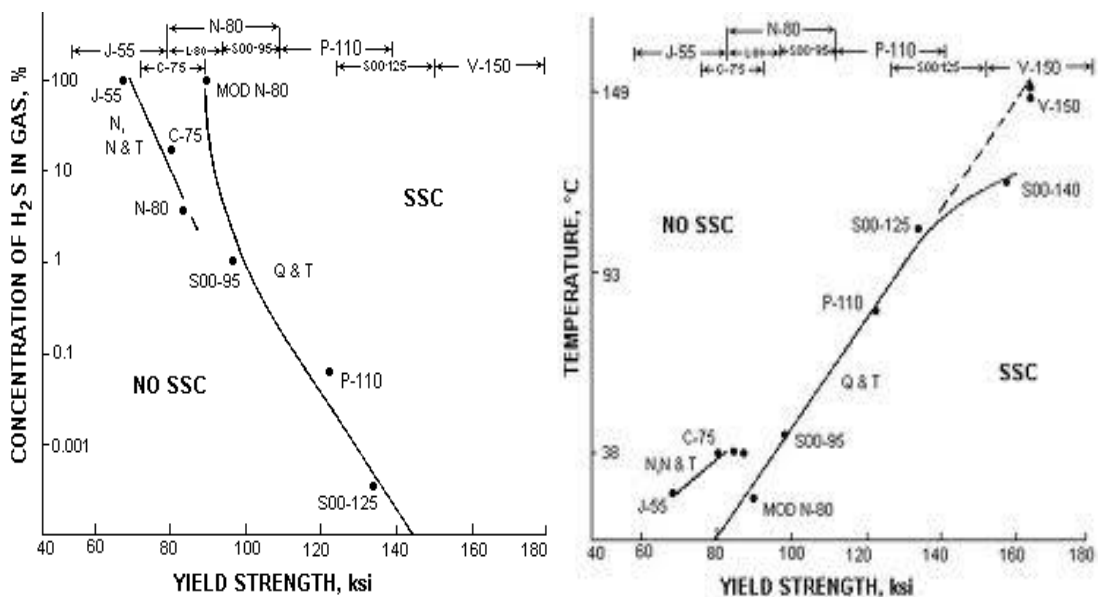
Grupo	Factor de diseño	Concepto
1	H40, J55, K55, N80	Limitado control sobre la composición química. Normalizados a petición de los compradores
2	L80, C90, C95, T95	Control estricto de las propiedades mecánicas. Límites de máxima dureza establecida y tratamiento termico
3	P110	Control limitado de la química
4	Q125	No hay límite máximo de dureza pero contro si hay control sobre la dispersión.

**Tabla 5.6:** Grupos de revestidores

La figura 5.8 es una carta de la NACE que define el procedimiento estándar para evitar el SSC. En el eje de las X se mide la resistencia a la fluencia del material, y en el eje vertical la concentración de H<sub>2</sub>S y la temperatura Se indica además la zona en que el SSC es inminente. Se concluyen dos cosas, que el riesgo de SSC aumenta con el grado del revestidor. Lo segundo es que los revestidores de alto grado solo pueden usarse de manera segura contra SSC para valores altos de temperatura. Cuando esta temperatura límite no puede lograrse los diseñadores entonces restringen el uso de revestidores de grado C95, T95, P110 y Q125 y solo usan los revestidores del grupo 2, es decir los grados L80, N80 y C90 algunas veces.

Al aplicar esta selección hay una disminución en la resistencia general de los revestidores dado que ha disminuido el esfuerzo de fluencia mínimo, para contrarrestar esta caída es necesario aumentar el espesor de pared del revestidor. Esta acción puede traer consecuencias inmanejables, dado que el problema de la corrosión ocurre para los revestidores que están en contacto directo con el crudo, especialmente el revestidor o liner de producción, esto tubulares ya de por si tienen diámetros

externo pequeños casi siempre se 7in o menos, restringir aún más el diámetro interno puede afectar el tamaño del tubing de producción que se introduce. Mientras menor el área interna del tubing menor será la tasa de producción, lo que tiene implicaciones en la factibilidad económica del pozo. Además dificulta la inserción de instrumentos dentro de la tubería, todo esto puede ocasionar que el pozo sea abandonado o que se necesiten operaciones extras como remover algún revestidor.



**Figura 5.8:** Efecto de la concentración de H<sub>2</sub>S en el SSC

Los modelos límites presentados precisamente permiten aumentar la capacidad de diseño para tuberías gruesas, mientras más gruesas mayor el incremento. Por tanto hacen que el aumento de la pared necesaria para evitar el SSC sea menor que usando el modelo tradicional, esto puede hacer factible un número importante de pozos. Dado que las condiciones reales del yacimiento solo se pueden conocer de manera certera una vez que se ha perforado el pozo, la aplicación de los métodos nuevos tienen también un peso específico en disminuir el riesgo que implica la perforación de un pozo físicamente imposible de completar.

## CAPITULO VI

### CASOS PRACTICOS Y ANALISIS

#### 6.1. Caso 1: Revestidores normalizados.

En el esquema planteado en la figura 5.7, la selección de los revestidores candidatos puede hacerse a partir de una lista o inventario de revestidores disponibles en determinada empresa, esto agiliza el proceso de diseño. En este caso se pretende recalcular las tuberías normalizadas por PDVSA usando los nuevos modelos, de manera que se pueda hacer una comparación con las ecuaciones API tradicionales. La figura 6.1 muestra los resultados de cálculos de las resistencias internas de los revestidores de diferentes características, según el diagrama de flujo desarrollado para este caso (figura 3.17). La tabla se calculó con la ayuda del *spreadsheet* "Presiones internas". Una escala de colores fue incluida para dar una noción del margen de seguridad que se tiene cuando se aplica una determinada ecuación, siendo el modelo de Nadai el menos seguro (rojo oscuro) y el modelo K-S el más seguro (rojo claro). Para el diseño la mejor opción (ver sección 3.1) es la ecuación Klever-Stewart indicada como  $P_{K,y,s'}$ , inmediatamente después se indica en una casilla en blanco el porcentaje de aumento respecto al modelo API tradicional indicado como  $P_b$ . Para explicar el comportamiento del aumento debemos tomar en cuenta las principales variables que son la relación de pared  $d_o/t$  y el grado que define su esfuerzo de fluencia y su esfuerzo último de tensión. Para tuberías delgadas los modelos API y K-S convergen (el modelo API es teoría de pared delgada), sin embargo este último es ligeramente superior ya que toma en cuenta el endurecimiento por deformación, el aumento en este caso está entre 5 y 8%. Para tuberías de pared gruesa el modelo K-S ofrece un aumento considerable sin sacrificar la seguridad (de hecho ofrece más certeza que el API), mientras más gruesas mayor el aumento. Esto se debe a que se toma en cuenta la fluencia en la totalidad de la pared. En la tabla se ve que el aumento en la capacidad puede llegar hasta el 22% respecto al modelo API, la reducción en costos y/o aumento de la seguridad en el diseño son considerables.

# PRESIONES INTERNAS

**do** = diámetro externo. In

**Wn** = peso nominal. lb/ft

**Gd** = grado del revestidor

**di** = diámetro interno. in

**t** = espesor de pared. in

**σy** = esfuerzo de fluencia. psi

**σu** = esfuerzo último en tensión. psi

**Ka** = factor de resistencia al estallido

**Kw** = factor de pared

**aN** = profundidad de imperfección.

**Kn** = factor de corrección

**n** = índice de endurecimiento

**Pb** = ecuación de Barlow y propiedades mínimas. psi (API)

**P CEY''** = CEY con propiedades min desarrollada. psi

**P CEY'** = CEY con propiedades mínimas. psi

**P CEY** = CEY con propiedades nominales. psi

**P KyS'** = modelo de Klever-Stewart equivalente. psi

**P Hills'** = límite de Hill con propiedades mínimas. psi

**P Hills** = límite de Hill con propiedades nominales. psi

**P Nadai** = límite de Nadai con propiedades mínimas. psi

**P Nadai** = límite de Nadai con propiedades nominales. psi

Do	Wn	Gd	Di	t	σy	σu	Ka	Kw	aN	Kn	n	Fluencia Interna				Límite de Ruptura						
												Pb	PCEY''	PCEY'	PCEY	P KyS'	PHills'	PHills	PNadai'	PNadai		
5,5	47	80	4,090	0,304	55000	75000	1	0,875	0,0380	0,998	0,125	5320	5535	4,1	5846	6633	6473	21,7	6461	7440	8810	10145
7	23	P110	6,094	0,453	110000	125000	1	0,875	0,0566	1,026	0,080	12458	13539	8,7	13570	15376	13079	5,0	15266	17605	17348	20006
4,5	10,4	J55	4,090	0,205	55000	75000	1	0,875	0,0256	0,998	0,125	4385	4850	10,6	4861	5523	5294	20,7	5276	6067	7195	8273
4,5	10,5	J55	4,052	0,224	55000	75000	1	0,875	0,0280	0,998	0,125	4791	5279	10,2	5291	6008	5804	21,1	5788	6660	7893	9082
4,5	11,6	J55	4,000	0,250	55000	75000	1	0,875	0,0313	0,998	0,125	5347	5861	9,6	5874	6664	6507	21,7	6496	7480	8858	10200
4,5	9,5	K55	4,090	0,205	55000	75000	1	0,875	0,0256	0,998	0,125	4385	4850	10,6	4861	5523	5294	20,7	5276	6067	7195	8273
4,5	10,5	K55	4,052	0,224	55000	75000	1	0,875	0,0280	0,998	0,125	4791	5279	10,2	5291	6008	5804	21,1	5788	6660	7893	9082
4,5	13,5	P110	3,92	0,290	110000	125000	1	0,875	0,0363	1,026	0,080	12406	13486	8,7	13517	15316	13022	5,0	15199	17527	17271	19917
4,5	15,1	P110	3,826	0,337	110000	125000	1	0,875	0,0421	1,026	0,080	14416	15521	7,7	15555	17600	15258	5,8	17843	20609	20276	23420
4,5	11,6	P110	4	0,250	110000	125000	1	0,95	0,0313	1,026	0,080	11611	12695	9,3	12700	13329	12316	6,1	14169	14960	16101	17001
4,5	13,5	P110	3,92	0,290	110000	125000	1	0,95	0,0363	1,026	0,080	13469	14595	8,4	14600	15316	14397	6,9	16590	17527	18853	19917
4,5	15,1	P110	3,826	0,337	110000	125000	1	0,95	0,0421	1,026	0,080	15652	16781	7,2	16787	17600	16884	7,9	19496	20609	22154	23420
4,5	15,1	Q125	3,826	0,337	125000	135000	1	0,95	0,0421	1,033	0,068	17786	19070	7,2	19076	20000	18372	3,3	22154	23420	23926	25293
5	11,5	J55	4,56	0,220	55000	75000	1	0,875	0,0275	0,998	0,125	4235	4691	10,8	4702	5343	5107	20,6	5089	5850	6939	7977
5	13	J55	4,494	0,253	55000	75000	1	0,875	0,0316	0,998	0,125	4870	5362	10,1	5375	6102	5904	21,2	5888	6776	8030	9240
5	15	J55	4,408	0,296	55000	75000	1	0,875	0,0370	0,998	0,125	5698	6224	9,2	6239	7074	6954	22,0	6946	8003	9472	10913
5,5	17	C90	4,892	0,304	95000	105000	1	0,875	0,038	1,018	0,092	9189	10074	9,6	10097	11456	9245	0,6	11160	12851	12334	14203
5,5	23	P110	4,67	0,415	110000	125000	1	0,95	0,0519	1,026	0,08	15770	16898	7,2	16904	17722	17020	7,9	19655	20779	22335	23612
5,5	38	T95	4	0,75	95000	105000	1	0,875	0,0938	1,018	0,092	22670	23010	1,5	23054	25838	24352	7,4	29908	34933	33056	38610
6,625	20	K55	6,049	0,288	55000	75000	1	0,875	0,036	0,998	0,125	4184	4637	10,8	4648	5282	5044	20,6	5025	5777	6852	7877
6,625	24	L80	5,921	0,352	80000	95000	1	0,875	0,044	1,01	0,104	7438	8171	9,8	8190	9295	7967	7,1	9015	10378	10706	12324

Figura 6.1: Comparación de los modelos de estallido

4,5	13,5	P110	3,92	0,290	110000	125000	1	0,875	0,0363	1,026	0,080	12406	13486	8,7	13517	15316	13022	5,0	15199	17527	17271	19917
6,625	32	N80	5,675	0,475	80000	100000	1	0,875	0,0594	1,01	0,104	10038	10839	8,0	10863	12297	11483	14,4	12385	14298	15481	17872
7	17	H40	6,538	0,231	40000	60000	1	0,875	0,0289	0,99	0,137	2310	2584	11,9	2590	2948	3016	30,6	2747	3154	4121	4730
7	20	J55	6,456	0,272	55000	75000	1	0,875	0,034	0,998	0,125	3740	4162	11,3	4172	4744	4493	20,1	4472	5138	6099	7006
7	20	M65	6,456	0,272	65000	85000	1	0,875	0,034	1,003	0,117	4420	4918	11,3	4930	5606	5117	15,8	5286	6072	6912	7940
7	38	N80	5,92	0,54	80000	100000	1	0,875	0,0675	1,01	0,104	10800	11603	7,4	11629	13153	12409	14,9	13397	15480	16746	19350
7,75	46,1	N80	6,56	0,595	80000	100000	1	0,875	0,0744	1,01	0,104	10748	11552	7,5	11577	13095	12346	14,9	13328	15399	16660	19249
7,75	46,1	P110	6,56	0,595	110000	125000	1	0,875	0,0744	1,026	0,08	14779	15883	7,5	15919	18006	15665	6,0	18326	21174	20825	24061
7,75	46,1	Q125	6,56	0,595	125000	135000	1	0,875	0,0744	1,033	0,068	16794	18049	7,5	18090	20461	17046	1,5	20825	24061	22491	25986
7,625	26,4	M65	6,969	0,328	65000	85000	1	0,875	0,041	1,003	0,117	4893	5424	10,9	5437	6179	5683	16,1	5874	6752	7681	8830
7,625	47,1	L80	6,375	0,625	80000	95000	1	0,875	0,0781	1,01	0,104	11475	12273	7,0	12300	13902	12574	9,6	14303	16540	16985	19641
7,625	42,8	Q125	6,501	0,562	125000	135000	1	0,875	0,0703	1,033	0,068	16123	17377	7,8	17417	19709	16324	1,3	19932	23018	21527	24860
8,625	36	K55	7,825	0,4	55000	75000	1	0,875	0,05	0,998	0,125	4464	4933	10,5	4945	5617	5393	20,8	5376	6182	7330	8430
8,625	32	M65	7,921	0,352	65000	85000	1	0,875	0,044	1,003	0,117	4642	5157	11,1	5169	5876	5383	15,9	5562	6391	7273	8357
8,625	44	L80	7,625	0,5	80000	95000	1	0,875	0,0625	1,01	0,104	8116	8875	9,4	8896	10089	8725	7,5	9882	11384	11734	13518
9,625	40	N80	8,835	0,395	80000	100000	1	0,875	0,0494	1,01	0,104	5745	6381	11,1	6396	7271	6417	11,7	6885	7911	8606	9889
9,625	47	C90	8,681	0,472	90000	105000	1	0,875	0,059	1,015	0,096	7724	8516	10,3	8536	9693	8142	5,4	9325	10728	10879	12516
9,625	47	C95	8,681	0,472	95000	105000	1	0,875	0,059	1,018	0,092	8153	8989	10,3	9010	10231	8162	0,1	9843	11324	10879	12516
9,625	59,4	T95	8,407	0,609	95000	105000	1	0,875	0,0761	1,018	0,092	10519	11448	8,8	11474	13003	10649	1,2	12873	14842	14228	16404
10,75	40,5	H40	10,19	0,279	40000	60000	1	0,875	0,0349	0,99	0,137	1817	2045	12,6	2050	2335	2359	29,9	2147	2462	3220	3693
10,75	40,5	K55	10,05	0,35	55000	75000	1	0,875	0,0438	0,998	0,125	3134	3507	11,9	3515	4001	3746	19,5	3726	4276	5080	5831
10,75	51	M65	9,85	0,45	65000	85000	1	0,875	0,0563	1,003	0,117	4762	5284	11,0	5297	6021	5525	16,0	5710	6562	7467	8582
10,75	55,5	M65	9,76	0,495	65000	85000	1	0,875	0,0619	1,003	0,117	5238	5791	10,6	5804	6594	6098	16,4	6306	7251	8246	9483
11,75	47	J55	11	0,375	55000	75000	1	0,875	0,0469	0,998	0,125	3072	3440	12,0	3448	3924	3670	19,5	3650	4189	4977	5712
11,75	54	M65	10,88	0,435	65000	85000	1	0,875	0,0544	1,003	0,117	4211	4694	11,5	4705	5352	4868	15,6	5027	5774	6574	7550
11,75	65	L80	10,68	0,534	80000	95000	1	0,875	0,0668	1,01	0,104	6363	7038	10,6	7055	8015	6774	6,5	7655	8803	9091	10453
11,75	60	C95	10,77	0,489	95000	105000	1	0,875	0,0611	1,018	0,092	6919	7680	11,0	7698	8751	6887	-0,5	8295	9533	9168	10536
16	65	H40	15,25	0,375	40000	60000	1	0,875	0,0469	0,99	0,137	1641	1851	12,8	1856	2114	2126	29,6	1934	2217	2902	3326
16	84	K55	15,01	0,495	55000	75000	1	0,875	0,0619	0,998	0,125	2978	3337	12,1	3345	3808	3555	19,4	3535	4056	4820	5531
16	84	M65	15,01	0,495	65000	85000	1	0,875	0,0619	1,003	0,117	3519	3944	12,1	3954	4500	4049	15,1	4178	4794	5463	6269
16	109	N80	14,69	0,656	80000	100000	1	0,875	0,082	1,01	0,104	5740	6375	11,1	6390	7264	6411	11,7	6878	7903	8597	9879
16	109	P110	14,69	0,656	110000	125000	1	0,875	0,082	1,026	0,08	7893	8765	11,1	8787	9988	8134	3,1	9457	10867	10747	12349

**Figura 6.1:** Comparación de los modelos de estallido (continuación)

Se procede ahora a hacer la comparación de las presiones externas de manera análoga. La figura 6.2 muestra los resultados de cálculos de las resistencias externas de los revestidores, según el diagrama de flujo desarrollado para este caso (figura 3.36). La tabla se calculó utilizando el *spreadsheet* “Presiones externas”, el cual se divide en dos partes. La primera nos permite calcular las presiones de diseño según API/ISO. La presión API se determina de acuerdo a la tabla 3.5, según las cuatro regiones características de colapso elástico, en transición, en fluencia y plástico. La presión ISO es la ecuación de diseño propuesta en la sección 3.2. Según la figura 6.2 para tipos de tuberías de pared delgada la presión de diseño ISO es ligeramente menor que la presión de diseño API, debemos recordar que una de las limitaciones del modelo tradicional es que sobrestimaban en algunos casos la capacidad, dado el tamaño inadecuado (*L/do*) de las muestras que fueron utilizadas para las pruebas experimentales. Este tipo de tuberías entran dentro de estos valores. El otro extremo son las tuberías de pared gruesas, para este casos el modelo ISO representa un aumento considerable respecto al modelo API y es básicamente debido al criterio de falla que usa. La ecuación ISO utiliza la fluencia a través de la pared del revestidor, por tanto mientras más grueso es el revestidor mayor será el aumento de la capacidad. Para unidades de alto grado (C90, T95, P110 y Q125), con alta resistencia a la fluencia y alta resistencia última el beneficio puede ser de varios miles de psi, lo que hace al modelo ideal para aplicaciones en pozos profundos o con presencia de sulfuro de hidrógeno. La segunda parte (figura 6.3) nos permite calcular la resistencia real de los tubulares según el modelo de Tamano y el modelo KGT. Inmediatamente para cada valor se muestra la variación respecto al modelo API y se da información acerca del tipo de colapso que se presenta según los criterios explicados en la sección 3.2. Se dice que es la capacidad real dado que se usan directamente los datos de la calibración de Adams para determinar la función de imperfecciones  $H_t$  y los coeficientes  $K_e$  y  $K_y$  (que son datos promedios) y que no tienen un margen de seguridad intrínseco como lo tiene la ecuación de diseño. Por tanto pueden usarse para análisis post-falla o para el diseño pero con factores de diseño mayores. Como era de esperarse el aumento respecto al modelo tradicional es generalizado.



## PRESIONES EXTERNAS

**do** = diámetro externo. in  
**Wn** = peso nominal. lb/ft  
**Gd** = grado del revestidor  
**di** = diámetro interno. in  
**t** = espesor de pared. in  
 $\sigma_y$  = esfuerzo de fluencia. psi

$\sigma_u$  = esfuerzo último en tensión. psi  
**Kw** = factor de pared.  
**Hdes** = factor decremental de imperfecciones.  
**Kydes** = factor de corrección del colapso en fluencia.  
**Pydes** = resistencia al colapso en fluencia de diseño. psi  
**Pedes** = resistencia al colapso elástico de diseño. psi

**A, B, C, D, E, F, G** = constantes históricas API.  
**do/t** = relación de diámetro y espesor de pared  
**Pe** = presión de colapso en rango elástico. psi  
**Pt** = presión de colapso en rango de transición. psi  
**Pe** = presión de colapso en rango elástico. psi  
**Pp** = presión de colapso en rango plástico,psi

**Py** = presión de colapso en rango de fluencia  
**Pdes** = presión de colapso para el diseño. psi

#	Do	Wn	Gd	di	t	$\sigma_y$	do/t	kwall	Hdes	Kydes	Pydes	Pedes	A	B	C	F	G	(do/t)y	(do/t)p	(do/t)t	Resistencia de diseño				
																					Colapso API				ISO
																					Pe	Pt	Pp	Py	Pdes
1	7	29	L80	6,184	0,408	80000	17,16	0,875	0,2	0,84	8062	11993	3,071	0,067	1955	1,998	0,043	13,38	22,47	31,02			7026		6513
2	7	23	L80	6184	0,317	95000	22,08	0,875	0,2	0,855	7523	5473	3,124	0,074	2404	2,029	0,048	12,85	21,33	28,36		4143			4313
3	20	29	P110	19,124	0,438	110000	45,66	0,875	0,22	0,91	4432	590	3,181	0,082	2852	2,066	0,053	12,44	20,41	26,22	515				571
4	13,375	72	P110	12,347	0,514	110000	26,02	0,875	0,22	0,89	7669	3297	3,181	0,082	2852	2,066	0,053	12,44	20,41	26,22		2881			2907
5	9,625	53,5	L80	4,052	0,545	80000	17,66	0,875	0,22	0,855	7965	10957	3,071	0,067	1955	1,998	0,043	13,38	22,47	31,02			6617		6194
6	4,5	11,6	J55	4,000	0,25	55000	18,00	0,875	0,22	0,89	5590	10325	2,991	0,054	1206	1,989	0,036	14,81	25,01	37,21			4958		4717
7	4,5	9,5	K55	4,090	0,205	55000	21,95	0,875	0,22	0,89	4561	5574	2,991	0,054	1206	1,989	0,036	14,81	25,01	37,21			3313		3396
8	4,5	10,5	K55	4,052	0,224	55000	20,09	0,875	0,22	0,89	4995	7337	2,991	0,054	1206	1,989	0,036	14,81	25,01	37,21			4007		3967
9	4,5	11,6	K55	4,000	0,25	55000	18,00	0,875	0,22	0,89	5590	10325	2,991	0,054	1206	1,989	0,036	14,81	25,01	37,21			4958		4717
10	4,5	9,5	M65	4,090	0,205	65000	21,95	0,875	0,22	0,89	5391	5574	3,021	0,059	1506	1,982	0,039	14,13	23,88	34,39			3596		3730
11	4,5	10,5	M65	4,052	0,224	65000	20,09	0,875	0,22	0,89	5903	7337	3,021	0,059	1506	1,982	0,039	14,13	23,88	34,39			4425		4424
12	4,5	11,6	M65	4,000	0,25	65000	18,00	0,875	0,22	0,89	6606	10325	3,021	0,059	1506	1,982	0,039	14,13	23,88	34,39			5560		5345
13	4,5	13,5	M65	3,92	0,29	65000	15,52	0,875	0,22	0,89	7696	16424	3,021	0,059	1506	1,982	0,039	14,13	23,88	34,39			7305		6686
14	4,5	9,5	M65	4,090	0,205	65000	21,95	0,875	0,22	0,89	5391	5574	3,021	0,059	1506	1,982	0,039	14,13	23,88	34,39			3596		3730
15	4,5	10,5	M65	4,052	0,224	65000	20,09	0,875	0,22	0,89	5903	7337	3,021	0,059	1506	1,982	0,039	14,13	23,88	34,39			4425		4424
16	4,5	11,6	M65	4,000	0,25	65000	18,00	0,875	0,22	0,89	6606	10325	3,021	0,059	1506	1,982	0,039	14,13	23,88	34,39			5560		5345
17	4,5	13,5	M65	3,92	0,29	65000	15,52	0,875	0,22	0,89	7696	16424	3,021	0,059	1506	1,982	0,039	14,13	23,88	34,39			7305		6686
18	4,5	11,6	L80*	4	0,25	80000	18,00	0,875	0,22	0,83	7583	10325	3,071	0,067	1955	1,998	0,043	13,38	22,47	31,02			6355		5876
19	4,5	13,5	L80*	3,92	0,29	80000	15,52	0,875	0,22	0,83	8834	16424	3,071	0,067	1955	1,998	0,043	13,38	22,47	31,02			8539		7465
20	4,5	11,6	L80*	4	0,25	80000	18,00	0,875	0,22	0,83	7583	10325	3,071	0,067	1955	1,998	0,043	13,38	22,47	31,02			6355		5876
21	4,5	13,5	L80*	3,92	0,29	80000	15,52	0,875	0,22	0,83	8834	16424	3,071	0,067	1955	1,998	0,043	13,38	22,47	31,02			8539		7465
22	4,5	11,6	N80	4	0,25	80000	18,00	0,875	0,22	0,87	7948	10325	3,071	0,067	1955	1,998	0,043	13,38	22,47	31,02			6355		6057

Figura 6.2: Comparación de los modelos de colapso-resistencia de diseño.

25	4,5	13,5	N80	3,92	0,29	80000	15,52	0,875	0,22	0,87	9260	16424	3,071	0,067	1955	1,998	0,043	13,38	22,47	31,02			8539	7741
26	4,5	11,6	C90	4	0,25	90000	18,00	0,875	0,2	0,85	8736	10325	3,106	0,072	2254	2,017	0,047	13,01	21,69	29,18			6816	6512
27	4,5	13,5	C90	3,92	0,29	90000	15,52	0,875	0,2	0,85	10178	16424	3,106	0,072	2254	2,017	0,047	13,01	21,69	29,18			9301	8412
28	4,5	11,6	C95	4	0,25	95000	18,00	0,875	0,2	0,855	9276	10325	3,124	0,074	2404	2,029	0,048	12,85	21,33	28,36			7026	6741
29	4,5	13,5	C95	3,92	0,29	95000	15,52	0,875	0,2	0,855	10806	16424	3,124	0,074	2404	2,029	0,048	12,85	21,33	28,36			9665	8785
30	4,5	11,6	T95	4	0,25	95000	18,00	0,875	0,2	0,855	9276	10325	3,124	0,074	2404	2,029	0,048	12,85	21,33	28,36			7026	6741
31	4,5	13,5	T95	3,92	0,29	95000	15,52	0,875	0,2	0,855	10806	16424	3,124	0,074	2404	2,029	0,048	12,85	21,33	28,36			9665	8785
32	4,5	11,6	P110	4	0,25	110000	18,00	0,875	0,2	0,855	10740	10325	3,181	0,082	2852	2,066	0,053	12,44	20,41	26,22			7576	7273
33	4,5	13,5	P110	3,92	0,29	110000	15,52	0,875	0,2	0,855	12513	16424	3,181	0,082	2852	2,066	0,053	12,44	20,41	26,22			10686	9707
34	4,5	15,1	P110	3,826	0,337	110000	13,35	0,875	0,2	0,855	14614	26359	3,181	0,082	2852	2,066	0,053	12,44	20,41	26,22			14341	12407
35	4,5	11,6	P110	4	0,25	110000	18,00	0,875	0,2	0,855	10740	10325	3,181	0,082	2852	2,066	0,053	12,44	20,41	26,22			7576	7273
36	4,5	13,5	P110	3,92	0,29	110000	15,52	0,875	0,2	0,855	12513	16424	3,181	0,082	2852	2,066	0,053	12,44	20,41	26,22			10686	9707
37	4,5	15,1	P110	3,826	0,337	110000	13,35	0,875	0,2	0,855	14614	26359	3,181	0,082	2852	2,066	0,053	12,44	20,41	26,22			14341	12407
38	4,5	15,1	Q125	3,826	0,337	125000	13,35	0,875	0,2	0,85	16510	26359	3,239	0,089	3301	2,106	0,058	12,11	19,63	24,46			15831	13606
39	5	11,5	J55	4,56	0,22	55000	22,73	0,875	0,22	0,89	4402	5006	2,991	0,054	1206	1,989	0,036	14,81	25,01	37,21			3057	3182
40	5	13	J55	4,494	0,253	55000	19,76	0,875	0,22	0,89	5079	7720	2,991	0,054	1206	1,989	0,036	14,81	25,01	37,21			4143	4076
41	5	15	J55	4,408	0,296	55000	16,89	0,875	0,22	0,89	5967	12590	2,991	0,054	1206	1,989	0,036	14,81	25,01	37,21			5557	5173
42	5	22,4	H40	4,090	0,455	40000	10,99	0,875	0,22	0,855	6508	48985	2,950	0,046	754	2,063	0,033	16,40	27,01	42,64			6618	6303
43	5	23,3	J55	4,090	0,455	55000	10,99	0,875	0,22	0,855	8948	48985	2,991	0,054	1206	1,989	0,036	14,81	25,01	37,21			9099	8550
44	5	10,5	J55	4,052	0,474	55000	10,55	0,875	0,22	0,855	9339	55847	2,991	0,054	1206	1,989	0,036	14,81	25,01	37,21			9439	8962
45	5	11,6	J55	4,000	0,5	55000	10,00	0,875	0,22	0,855	9875	66310	2,991	0,054	1206	1,989	0,036	14,81	25,01	37,21			9900	9524
46	5	9,5	K55	4,090	0,455	55000	10,99	0,875	0,22	0,855	8948	48985	2,991	0,054	1206	1,989	0,036	14,81	25,01	37,21			9099	8550
47	5	10,5	K55	4,052	0,474	55000	10,55	0,875	0,22	0,855	9339	55847	2,991	0,054	1206	1,989	0,036	14,81	25,01	37,21			9439	8962
48	5	11,6	K55	4,000	0,5	55000	10,00	0,875	0,22	0,855	9875	66310	2,991	0,054	1206	1,989	0,036	14,81	25,01	37,21			9900	9524
49	5	9,5	M65	4,090	0,455	65000	10,99	0,875	0,22	0,855	10575	48985	3,021	0,059	1506	1,982	0,039	14,13	23,88	34,39			10753	10009
50	5	10,5	M65	4,052	0,474	65000	10,55	0,875	0,22	0,855	11036	55847	3,021	0,059	1506	1,982	0,039	14,13	23,88	34,39			11156	10501
51	5	11,6	M65	4,000	0,5	65000	10,00	0,875	0,22	0,855	11671	66310	3,021	0,059	1506	1,982	0,039	14,13	23,88	34,39			11700	11173
52	5	13,5	M65	3,92	0,54	65000	9,26	0,875	0,22	0,855	12652	85036	3,021	0,059	1506	1,982	0,039	14,13	23,88	34,39			12524	12203
53	5	9,5	M65	4,090	0,455	65000	10,99	0,875	0,22	0,855	10575	48985	3,021	0,059	1506	1,982	0,039	14,13	23,88	34,39			10753	10009
54	5	10,5	M65	4,052	0,474	65000	10,55	0,875	0,22	0,855	11036	55847	3,021	0,059	1506	1,982	0,039	14,13	23,88	34,39			11156	10501
55	5	11,6	M65	4,000	0,5	65000	10,00	0,875	0,22	0,855	11671	66310	3,021	0,059	1506	1,982	0,039	14,13	23,88	34,39			11700	11173
56	5,5	13,5	M65	3,92	0,79	65000	6,96	0,875	0,22	0,855	17112	217040	3,021	0,059	1506	1,982	0,039	14,13	23,88	34,39			15991	16802
57	5,5	11,6	L80*	4	0,75	80000	7,33	0,875	0,22	0,855	19926	182598	3,071	0,067	1955	1,998	0,043	13,38	22,47	31,02			18843	19418
58	5,5	13,5	L80*	3,92	0,79	80000	6,96	0,875	0,22	0,855	21061	217040	3,071	0,067	1955	1,998	0,043	13,38	22,47	31,02			19681	20586
59	5,5	11,6	L80*	4	0,75	80000	7,33	0,875	0,22	0,855	19926	182598	3,071	0,067	1955	1,998	0,043	13,38	22,47	31,02			18843	19418

**Figura 6.2:** Comparación de los modelos de colapso-resistencia de diseño (continuación).

# PRESIONES EXTERNAS

**do prom** = diámetro externo promedio. in

**t prom** = espesor de pared promedio. in

**do/t prom** = relación de diámetro y espesor promedio.

**sh** = factor de forma de curva esfuerzo-deformación

**H KGT-C** = factor decremental de imperfecciones para CRS.

**H KGT-H** = factor decremental de imperfecciones para HRS.

**Pe** = presión última de colapso elástico. psi

**Py** = presión última de colapso fluencia. psi

**KGT** = Klever Generalización de Tamano

**CRS** = alisado giratorio en frío

**HRS** = alisado giratorio en caliente

**T** = Tamano

**Pcult** = presión última de colapso. psi

**E** = Colapso en rango elástico

**T** = Colapso en rango de transición

**F** = Colapso en rango de fluencia

#	do/t	do prom	t prom	do/t prom	sh	H KGT-C	H KGT-H	Pe KGT	Py KGT	H T	Pe T	Py T	Resistencia real							
													KGT						Tamano	
													CRS			HRS				
													Pcult						Pcult	
1	17,16	7,041	0,411	17,140	0,000	0,147	0,104	15879	9522	0,049	15699	9597	8223	26,2	T	8506	30,6	T	8565	T
2	22,082	7,041	0,319	22,060	0,000	0,147	0,104	7246	8730	0,049	7164	8799	5685	31,8	T	5938	37,7	T	6045	T
3	45,7	20,118	0,441	45,617	0,000	0,147	0,104	781	4832	0,049	772	4871	760	33,1	E	766	34,1	E	728	E
4	26,0	13,454	0,518	25,996	0,000	0,147	0,104	4365	8549	0,049	4316	8617	3888	33,8	T	4001	37,6	T	3928	E
5	17,7	9,682	0,549	17,643	0,000	0,147	0,104	14508	9243	0,049	14343	9316	7870	27,1	T	8157	31,7	T	8245	T
6	18,0	4,527	0,252	17,982	0,000	0,147	0,104	13671	6231	0,049	13516	6281	5647	19,7	F	5791	22,8	F	5747	F
7	22,0	4,527	0,206	21,929	0,000	0,147	0,104	7381	5085	0,049	7297	5125	4242	24,9	T	4408	29,8	T	4477	T
8	20,1	4,527	0,226	20,069	0,000	0,147	0,104	9715	5568	0,049	9605	5612	4854	22,4	T	5014	26,4	T	5035	T
9	18,0	4,527	0,252	17,982	0,000	0,147	0,104	13671	6231	0,049	13516	6281	5647	19,7	F	5791	22,8	F	5747	F
10	22,0	4,527	0,206	21,929	0,000	0,147	0,104	7381	6009	0,049	7297	6057	4749	27,3	T	4958	32,9	T	5082	T
11	20,1	4,527	0,226	20,069	0,000	0,147	0,104	9715	6580	0,049	9605	6632	5515	24,6	T	5728	29,5	T	5811	T
12	18,0	4,527	0,252	17,982	0,000	0,147	0,104	13671	7364	0,049	13516	7423	6498	21,6	T	6698	25,3	T	6703	T
13	15,5	4,527	0,292	15,502	0,000	0,147	0,104	21747	8580	0,049	21501	8648	7913	18,4	F	8084	20,9	F	7976	F
14	22,0	4,527	0,206	21,929	0,000	0,147	0,104	7381	6009	0,049	7297	6057	4749	27,3	T	4958	32,9	T	5082	T
15	20,1	4,527	0,226	20,069	0,000	0,147	0,104	9715	6580	0,049	9605	6632	5515	24,6	T	5728	29,5	T	5811	T
16	18,0	4,527	0,252	17,982	0,000	0,147	0,104	13671	7364	0,049	13516	7423	6498	21,6	T	6698	25,3	T	6703	T
17	15,5	4,527	0,292	15,502	0,000	0,147	0,104	21747	8580	0,049	21501	8648	7913	18,4	F	8084	20,9	F	7976	F
18	18,0	4,527	0,252	17,982	0,000	0,147	0,104	13671	9064	0,049	13516	9136	7640	30,0	T	7929	35,0	T	8035	T
19	15,5	4,527	0,292	15,502	0,000	0,147	0,104	21747	10559	0,049	21501	10643	9481	27,0	F	9741	30,5	F	9696	F
20	18,0	4,527	0,252	17,982	0,000	0,147	0,104	13671	9064	0,049	13516	9136	7640	30,0	T	7929	35,0	T	8035	T
21	15,5	4,527	0,292	15,502	0,000	0,147	0,104	21747	10559	0,049	21501	10643	9481	27,0	F	9741	30,5	F	9696	F
22	18,0	4,527	0,252	17,982	0,055	0,202	0,159	13671	9064	0,049	13516	9136	7342	21,2	T	7573	25,0	T	8035	T

Figura 6.3: Comparación de los modelos de colapso- resistencia real

26	18,0	4,527	0,252	17,982	0,000	0,147	0,104	13671	10197	0,049	13516	10278	8305	27,5	T	8652	32,9	T	8829	T
27	15,5	4,527	0,292	15,502	0,000	0,147	0,104	21747	11879	0,049	21501	11974	10455	24,3	T	10781	28,2	T	10798	T
28	18,0	4,527	0,252	17,982	0,000	0,147	0,104	13671	10763	0,049	13516	10849	8609	27,7	T	8982	33,2	T	9191	T
29	15,5	4,527	0,292	15,502	0,000	0,147	0,104	21747	12539	0,049	21501	12639	10919	24,3	T	11280	28,4	T	11333	T
30	18,0	4,527	0,252	17,982	0,000	0,147	0,104	13671	10763	0,049	13516	10849	8609	27,7	T	8982	33,2	T	9191	T
31	15,5	4,527	0,292	15,502	0,000	0,147	0,104	21747	12539	0,049	21501	12639	10919	24,3	T	11280	28,4	T	11333	T
32	18,0	4,527	0,252	17,982	0,000	0,147	0,104	13671	12463	0,049	13516	12562	9408	29,3	T	9842	35,3	T	10119	T
33	15,5	4,527	0,292	15,502	0,000	0,147	0,104	21747	14519	0,049	21501	14635	12216	25,8	T	12682	30,6	T	12856	T
34	13,4	4,527	0,339	13,340	0,000	0,147	0,104	34903	16958	0,049	34506	17092	15225	22,7	F	15642	26,1	F	15570	F
35	18,0	4,527	0,252	17,982	0,000	0,147	0,104	13671	12463	0,049	13516	12562	9408	29,3	T	9842	35,3	T	10119	T
36	15,5	4,527	0,292	15,502	0,000	0,147	0,104	21747	14519	0,049	21501	14635	12216	25,8	T	12682	30,6	T	12856	T
37	13,4	4,527	0,339	13,340	0,000	0,147	0,104	34903	16958	0,049	34506	17092	15225	22,7	F	15642	26,1	F	15570	F
38	13,4	4,527	0,339	13,340	0,000	0,147	0,104	34903	19270	0,049	34506	19423	16926	24,4	T	17460	28,3	T	17497	T
39	22,7	5,030	0,222	22,705	0,000	0,147	0,104	6628	4907	0,049	6554	4946	4007	25,9	T	4173	31,2	T	4257	T
40	19,8	5,030	0,255	19,743	0,000	0,147	0,104	10222	5662	0,049	10106	5707	4970	21,9	T	5127	25,8	T	5139	T
41	16,9	5,030	0,298	16,875	0,000	0,147	0,104	16671	6652	0,049	16482	6705	6128	18,4	F	6262	21,0	F	6180	F
42	11,0	5,030	0,458	10,978	0,000	0,147	0,104	64866	7551	0,049	64125	7611	7411	17,6	F	7451	18,2	F	7192	F
43	11,0	5,030	0,458	10,978	0,000	0,147	0,104	64866	10383	0,049	64125	10465	10108	18,2	F	10187	19,1	F	9861	F
44	10,5	5,030	0,477	10,538	0,000	0,147	0,104	73953	10836	0,049	73109	10922	10577	18,0	F	10651	18,8	F	10301	F
45	10,0	5,030	0,503	9,990	0,000	0,147	0,104	87810	11459	0,049	86806	11550	11217	17,8	F	11287	18,5	F	10904	F
46	11,0	5,030	0,458	10,978	0,000	0,147	0,104	64866	10383	0,049	64125	10465	10108	18,2	F	10187	19,1	F	9861	F
47	10,5	5,030	0,477	10,538	0,000	0,147	0,104	73953	10836	0,049	73109	10922	10577	18,0	F	10651	18,8	F	10301	F
48	10,0	5,030	0,503	9,990	0,000	0,147	0,104	87810	11459	0,049	86806	11550	11217	17,8	F	11287	18,5	F	10904	F
49	11,0	5,030	0,458	10,978	0,000	0,147	0,104	64866	12271	0,049	64125	12368	11879	18,7	F	11989	19,8	F	11630	F
50	10,5	5,030	0,477	10,538	0,000	0,147	0,104	73953	12807	0,049	73109	12908	12437	18,4	F	12541	19,4	F	12151	F
51	10,0	5,030	0,503	9,990	0,000	0,147	0,104	87810	13543	0,049	86806	13650	13199	18,1	F	13297	19,0	F	12867	F
52	9,3	5,030	0,544	9,250	0,000	0,147	0,104	112610	14682	0,049	111320	14798	14372	17,8	F	14461	18,5	F	13971	F
53	11,0	5,030	0,458	10,978	0,000	0,147	0,104	64866	12271	0,049	64125	12368	11879	18,7	F	11989	19,8	F	11630	F
54	10,5	5,030	0,477	10,538	0,000	0,147	0,104	73953	12807	0,049	73109	12908	12437	18,4	F	12541	19,4	F	12151	F
55	10,0	5,030	0,503	9,990	0,000	0,147	0,104	87810	13543	0,049	86806	13650	13199	18,1	F	13297	19,0	F	12867	F
56	7,0	5,532	0,795	6,955	0,000	0,147	0,104	287444	19857	0,049	284125	20014	19645	16,9	F	19706	17,3	F	18966	F
57	7,3	5,532	0,755	7,326	0,000	0,147	0,104	241825	23123	0,049	239038	23306	22774	17,3	F	22875	17,8	F	22051	F
58	7,0	5,532	0,795	6,955	0,000	0,147	0,104	287444	24439	0,049	284125	24632	24114	17,1	F	24208	17,6	F	23321	F

**Figura 6. 3:** Comparación de los modelos de colapso-resistencia real (continuación).

## 6.2. Caso 2: Potencial de las ecuaciones de estado límite.

El siguiente caso se desarrolla para demostrar cual es el verdadero aporte de las funciones de estado límite. Para esto se hace una comparación con un diseño probado de corte probabilístico llevado a cabo por *Chevron* para determinar tanto la resistencia al estallido y al colapso de un revestidor.

### 6.2.1. Presiones internas

Un diseño probabilístico de un revestidor para un pozo de 4000 ft de profundidad fue llevado a cabo con éxito por *Chevron*. Inicialmente fue usado un revestidor de 5in, 17lb/ft, N80 templado y revenido. Sin embargo con la aplicación del diseño probabilístico un revestidor de grado menor fue usado 5in, 47lb/ft, J-55 templado y revenido. Este diseño es recalculado según los nuevos modelos para hacer una comparación.

Asumiendo distribuciones normales, el promedio y la desviación estándar del espesor de pared, esfuerzo de fluencia y esfuerzo último a la tracción del segundo revestidor fueron calculados directamente a partir de datos de la producción, son mostrados en la tabla 6.1 Basado en la distribución estadística de las propiedades del revestidor, el promedio y la desviación estándar de la resistencia al estallido fueron calculados de acuerdo con la ecuación de Barlow.

5,5in, 47lb/ft, J-55	Nominal	Promedio ( $\mu$ )	Desviación E. ( $\sigma$ )
Díámetro do	5,5	5,5	0
Espesor t	0,304	0,302	0,004
Esf. Fluencia $\sigma_y$ .	55000	65000	2000
		Promedio	Desviación E.
Barlow		7138	239

**Tabla 6.1:** Datos de propiedades del revestidor

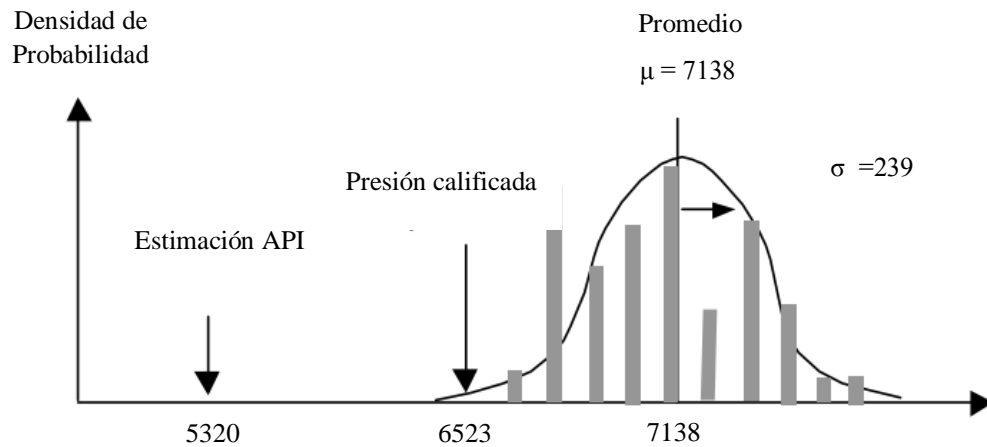
La presión promedio no se usa directamente, hay que tomar en cuenta la dispersión de los datos, por tanto lo correcto es usar una presión calificada. Esta se calculó entonces utilizando la siguiente función que garantiza la confiabilidad:

$$P_{Barlow} = \mu - 2,574 \sigma = 7131 - 2,574 * 239 = 6523 \text{ psi}$$

La presión de estallido API se calcula según la ecuación 3.6, que es la ecuación de Barlow utilizando propiedades mínimas:

$$P_b = 0,875 \frac{2\sigma_y}{(d_o/t)} = 0,875 \frac{2*55000}{(5,5/0,304)} = 5320 \text{ psi}$$

Comparando la capacidad al estallido API (5320 psi) con la capacidad calificada (6523 psi), se concluye que el diseño probabilístico permitió un aumento del 22,6% de la resistencia de diseño al estallido. Se grafican los resultados en la figura 6.4.



**Figura 6.4:** Estimación probabilística de *Chevron*.

Para el mismo revestidor se calcula la resistencia al estallido utilizando el nuevo modelo de Klever-Stewart (diagrama de flujo).

- Índice de endurecimiento:  $n = 0,1693 - 0,000812 \sigma_y/1000$   
 $n = 0,1693 - 0,000812 * 55000/1000$   
 $n = 0,12$  (Como aparece en la tabla 3.1)

- Factor de corrección:  $K_{dr} = \left(\frac{1}{2}\right)^{n+1} + \left(\frac{1}{\sqrt{3}}\right)^{n+1}$   
 $K_{dr} = \left(\frac{1}{2}\right)^{0,12+1} + \left(\frac{1}{\sqrt{3}}\right)^{0,12+1}$   
 $K_{dr} = 0,998$

- Profundidad de imperfección asociada:  $a_N = \text{umbral } (\%) * t$   
 $a_N = 0,125 * 0,304 = 0,038$

- Factor de resistencia al estallido:  $K_a = 1$

- Factor de pared:  $K_w = 0,875$

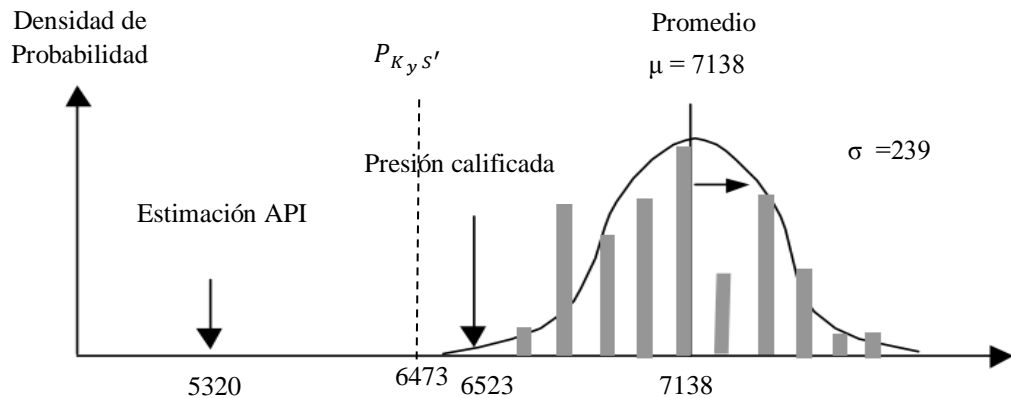
- Presión de estallido:

$$P_{K_y S'} = 2 K_{dr} \sigma_u \frac{(K_w t - K_a a_N)}{[d_o - (K_w t - K_a a_N)]}$$

$$P_{K_y S'} = 2 * 0,998 * 75000 \frac{(0,875 * 0,304 - 1 * 0,038)}{[5,5 - (0,875 * 0,304 - 1 * 0,038)]}$$

$$P_{K_y S'} = 6473 \text{ psi}$$

Comparando la capacidad según el modelo de Klever-Stewart (6473 psi) con la capacidad calificada (6523 psi) se ven que son valores muy cercanos, apenas una diferencia del 0,7%. El modelo K-S es una función de estado límite es decir predice la presión interna que causara la ruptura y por tanto la falla catastrófica del revestidor. Si se compara con el modelo API tradicional (5320 psi) el nuevo método permite un aumento del 21,7% de la resistencia de diseño. Se adjunta este resultado en la gráfica 6.5.



**Figura 6.5:** Estimación de *Chevron* y modelo propuesto.

El caso anterior se calculó con la ayuda del *spreadsheet* “Presiones internas”, correspondiente a la primera fila. Con el objetivo de hacer comparaciones también se calculó la resistencia según el criterio de fluencia de Von mises, el límite de ruptura de Hills, y el límite de ruptura de Nadai.

### 6.2.2. Presiones externas

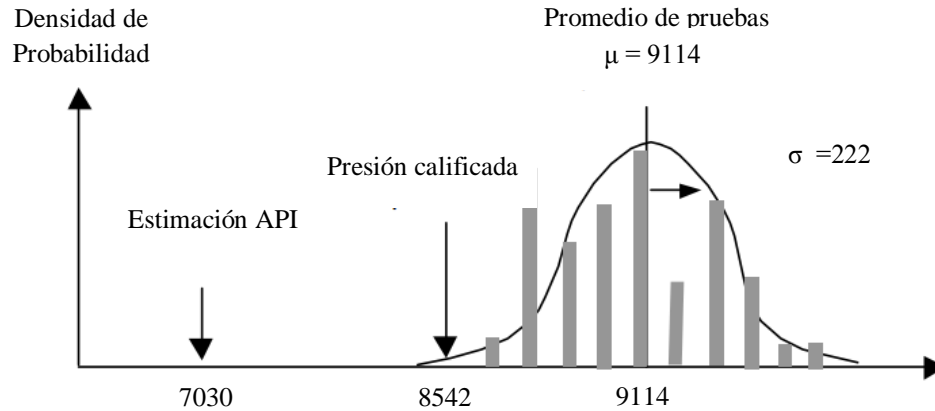
Un diseño probabilístico de un revestidor fue llevado a cabo con éxito por *Chevron* para la completación de un pozo profundo. Las características del tubular son las siguientes:

- Diámetro externo:  $d_o = 7 \text{ in}$
- Espesor de pared:  $t = 0,408 \text{ in}$
- Diámetro interno:  $d_i = d_o - 2t = 7 - 2 * 0,408 = 6,184 \text{ in}$
- Peso Nominal:  $W_n = 29 \text{ lb/ft}$
- Grado: *L80 13Cr*, templado y revenido, HRS





Comparando la capacidad al colapso API (7030 psi) con la capacidad calificada (8542 psi), se concluye que el diseño probabilístico permitió un aumento del 21,51% de la resistencia al colapso. Se grafican los resultados en la figura 6.6.



**Figura 6.6:** Estimación *Chevron*

La capacidad del revestidor se calcula ahora utilizando el modelo KGT, que es una función de estado límite:

- Presión de colapso elástico:

$$P_e^{KGT} = K_{els} \frac{2E}{1-\nu^2} \frac{1}{(d_o \text{ prom}/t_{prom})[(d_o \text{ prom}/t_{prom})-1]^2}$$

$$P_e^{KGT} = 1,089 \frac{2.30 \cdot 10^6}{1-0,28^2} \frac{1}{((1,0059 \cdot 7)/1,0069 \cdot 0,408)[((1,0059 \cdot 7)/1,0069 \cdot 0,408)-1]^2} =$$

$$P_e^{KGT} = 15879 \text{ psi}$$

- Presión de colapso en fluencia:

$$P_y^{KGT} = 2 K_{yls} \sigma_y \left[ \frac{(d_o \text{ prom}/t_{prom})-1}{(d_o \text{ prom}/t_{prom})^2} \right] \left[ 1 + \frac{fac}{(d_o \text{ prom}/t_{prom})-1} \right]$$

$$P_y^{KGT} = 2 * 0,9911 * 80000 \left[ \frac{\left( \frac{(1,0059*7)}{1,0069} * 0,408 \right) - 1}{\left( \frac{(1,0059*7)}{1,0069} * 0,408 \right)^2} \right] \left[ 1 + \frac{1,5}{\left( \frac{(1,0059*7)}{1,0069} * 0,408 \right) - 1} \right] =$$

$$P_y^{KGT} = 9552 \text{ psi}$$

- Función de imperfecciones:

$$H^{KGT} = 0,127ov + 0,0039ec - 0,440rs + sh$$

$$H^{KGT} = 0,127(0,217) + 0,0039(3,924) - 0,440(-0,138) + 0 = 0,104$$

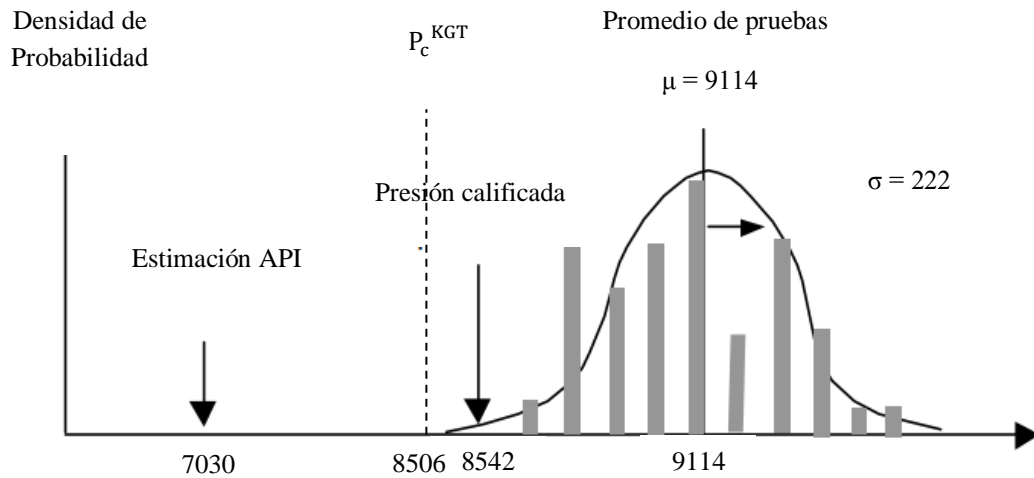
- Presión de colapso:

$$P_c^{KGT} = \frac{(P_e^{KGT} + P_y^{KGT}) - \sqrt{(P_e^{KGT} - P_y^{KGT})^2 + 4 P_e^{KGT} P_y^{KGT} H^{KGT}}}{2(1 - H^{KGT})}$$

$$P_c^{KGT} = \frac{(15879 + 9522) - \sqrt{(15879 - 9522)^2 + 4 * 15879 * 9522 * 0,104}}{2(1 - 0,104)} = 8506 \text{ psi.}$$

Si comparamos la presión de colapso  $P_c^{KGT}$  (8506 psi) con la presión de colapso calificada  $P_c$  (8542 psi), se observa que son prácticamente las mismas. La razón es que ambos modelos incluyen las mismas variables. La presión calificada se obtuvo de un método directo, es decir a partir de ensayos experimentales donde todas las variables reales son incluidas. La presión  $P_c^{KGT}$  se obtuvo a partir de un método indirecto con la ayuda de una ecuación predictiva cuyos datos de entradas se calcularon a partir de mediciones reales. La diferencia en este caso es del 0,42 % y el aumento respecto al método API tradicional es de 21%.

El beneficio más importante es que se ha logrado calcular un valor de presión muy cercano a la capacidad real del revestidor sin necesidad de hacer pruebas experimentales, todo esto sin sacrificar la seguridad de la estimación.

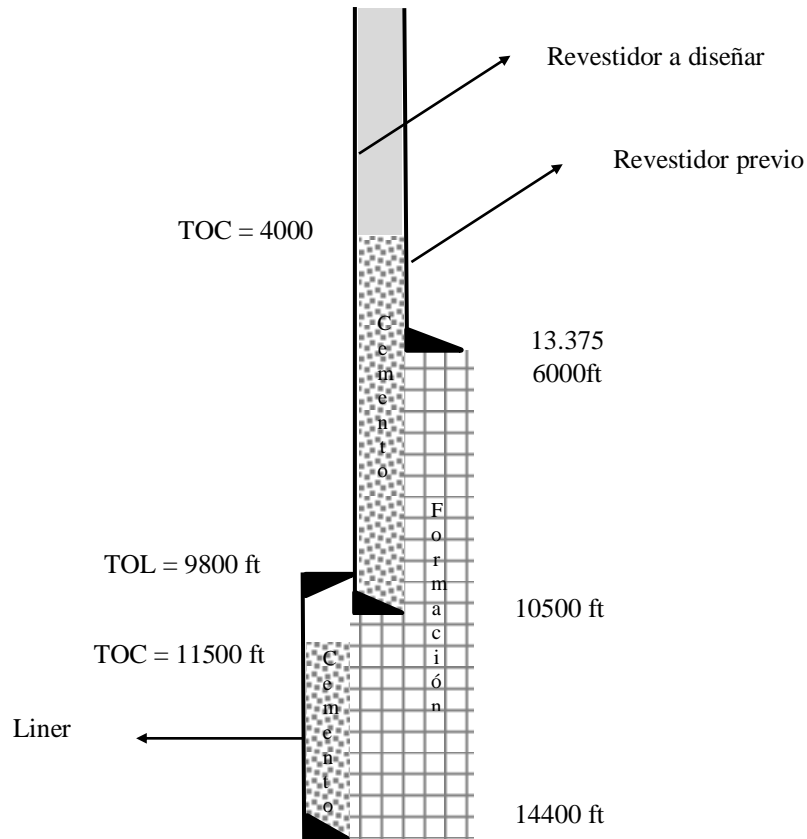


**Figura 6.7:** Estimación *Chevron* y modelo propuesto.

El caso anterior se calculó utilizando el *spreadsheet* “Presiones externas”, el cual se divide en dos partes. La primera nos permite calcular las presiones de diseño según API/ISO. La segunda parte nos permite calcular la resistencia real de los tubulares según el modelo de Tamano y el modelo KGT. Inmediatamente para cada valor se muestra la variación respecto al modelo tradicional API y también se da información acerca del tipo de colapso que se. Una escala de colores de colores se utiliza para indicar la seguridad de las ecuaciones. La condición básica necesaria para aplicar las ecuaciones de estado límite es el cumplimiento de los requerimientos establecidos en el API SPEC 5CT: *Specification for casing and Tubing* (2005) para la producción de los tubulares, que garantiza la estandarización de los productos, y por tanto la veracidad de los datos de entrada utilizados en la función de estado límite. La mayoría de los fabricantes reconocidos de tubulares (*Tenaris, Grant Prideco, Vallourec, Mannesman, Nippon Steel*, entre otros) usan este código de calidad (API 5CT), en la actualidad es prácticamente un requisito necesario para poner sus productos en el mercado. En PDVSA el encargado de comprar tubulares para la construcción de pozos es la empresa BARIVEN S.A que tiene entre sus clientes a TENARIS, aunque últimamente se han usado productos de empresas chinas. Es responsabilidad de los compradores verificar que dichas normas sean cumplidas.

### 6.3. Caso 3: Aplicación de caso de carga.

Se diseña un revestidor de producción con un liner adicional para soportar una fuga en el tubing de producción, se resuelve usando los métodos API y luego se recalcula según el método propuesto. La figura 6.8 muestra la profundidad de asentamiento para el revestidor previo, el revestidor a diseñar y el liner de producción.



**Figura 6.8:** Esquema del revestidor de producción y liner.

Datos geológicos y de producción:

Presión de poro en la zapata previa: 3750 *psi*

Presión de poro en la zapata: 7400 *psi*

Densidad del cemento; 16,8 *ppg*

Densidad de lodo: 16 *ppg*

Densidad del fluido base del lodo: 8,5 ppg  
 Densidad de fluido en el packer: 8,6 ppg  
 BHP a profundidad de perforación: 7600 psi  
 BHT a 13800 ft: 293 F  
 Presión de poro zapata-liner: 7920 psi  
 Densidad del cemento-liner: 16.8 ppg

Las ecuaciones para determinar los perfiles de presiones internas y externas para el caso de “fuga en el tubing de producción” fueron presentadas en la sección 4.1.3. La carga interna es la presión superficial (SITP, *shut-in tubing pressure*) más un gradiente del fluido del packer hasta la zapata del revestidor. Calculamos primero la SITP.

$$SITP = BHP \text{ a prof. de perforacion} - \text{gradiente del gas hasta la superficie.}$$

$$SITP = 7600 \text{ psi} - 0,0838 \text{ psi/ft} * 13800 \text{ ft} = 6444 \text{ psi}$$

Calculamos ahora el perfil de presiones internas con la ecuación 4.17

$$P_i = P_{surf} + \rho_i * D_z * c$$

$$P_i = 6444 \text{ psi} + 8.6 \text{ ppg} * 0,052 * D_z$$

Teniendo la ecuación 4.17 en función de la profundidad  $D_z$ , la tabla 6.2 puede comenzar a completarse

Dz	Pi	Po	Pneta	FD
<b>Revestidor</b>				
0	<b>6444</b>	-	-	-
4000	<b>8232</b>	-	-	-
6000	<b>9127</b>	-	-	-
6000	<b>9127</b>	-	-	-
10500	<b>11139</b>	-	-	-

Liner				
9800	<b>10826</b>	-	-	-
10500	<b>11139</b>	-	-	-
14400	<b>12883</b>	-	-	-

**Tabla 6.2:** Presiones como función de la profundidad

La carga externa es la presión de los fluidos en el espacio anular, se identificaron tres secciones características más una adicional por la presencia del liner de producción. Las ecuaciones pertinentes son las ecuaciones 4.18 a 4.21.

$$P_o = \rho_{BF} * D_z * c \quad (\text{Fluido base del lodo por encima del TOC})$$

$$P_o = P_{TOC} + (D_z - D_{TOC}) * \rho_c * c \quad (\text{Fluido base del cemento tubería-tubería})$$

$$P_o = \text{Presión de poro por debajo de la zapata previa (Debajo del revestidor previo)}$$

$$P_o = \text{En caso del liner. Presión de poro en la zapata previa menos un gradiente del lodo al tope del liner.}$$

Se sustituyen los datos para tener dichas ecuaciones en función de la profundidad  $D_z$ , luego se puede terminar de completar la tabla 6.2

$$P_o = 8,5 * 0,052 * D_z$$

$$P_o = P_{TOC} + (D_z - D_{TOC}) * \rho_c * c = 8,5 * 0,052 * 4000 + (D_z - 4000) * 8,5 * 0,052$$

$$P_o = PP \text{ a } 6000ft \text{ (3750 psi) y } PP \text{ a } 10500ft \text{ (7400 psi) - relacion lineal}$$

$$P_o = PP \text{ a } 10500 ft - (D_z \text{ zprevia} - D_z) * \rho_m * c = 7400 - (10500 - D_z) * 8,5 * 0,052$$

Teniendo la ecuación anteriores totalmente determinadas la tabla 6.2 puede completarse.

Dz	Pi	Po	Pneta	FD
<b>Casing</b>				
0	6444	<b>0</b>	<b>6444</b>	-
4000	8232	<b>1768</b>	<b>6464</b>	-
6000	9127	<b>2652</b>	<b>6475</b>	-
6000	9127	<b>3750</b>	<b>5377</b>	-
10500	11139	<b>7400</b>	<b>3739</b>	-

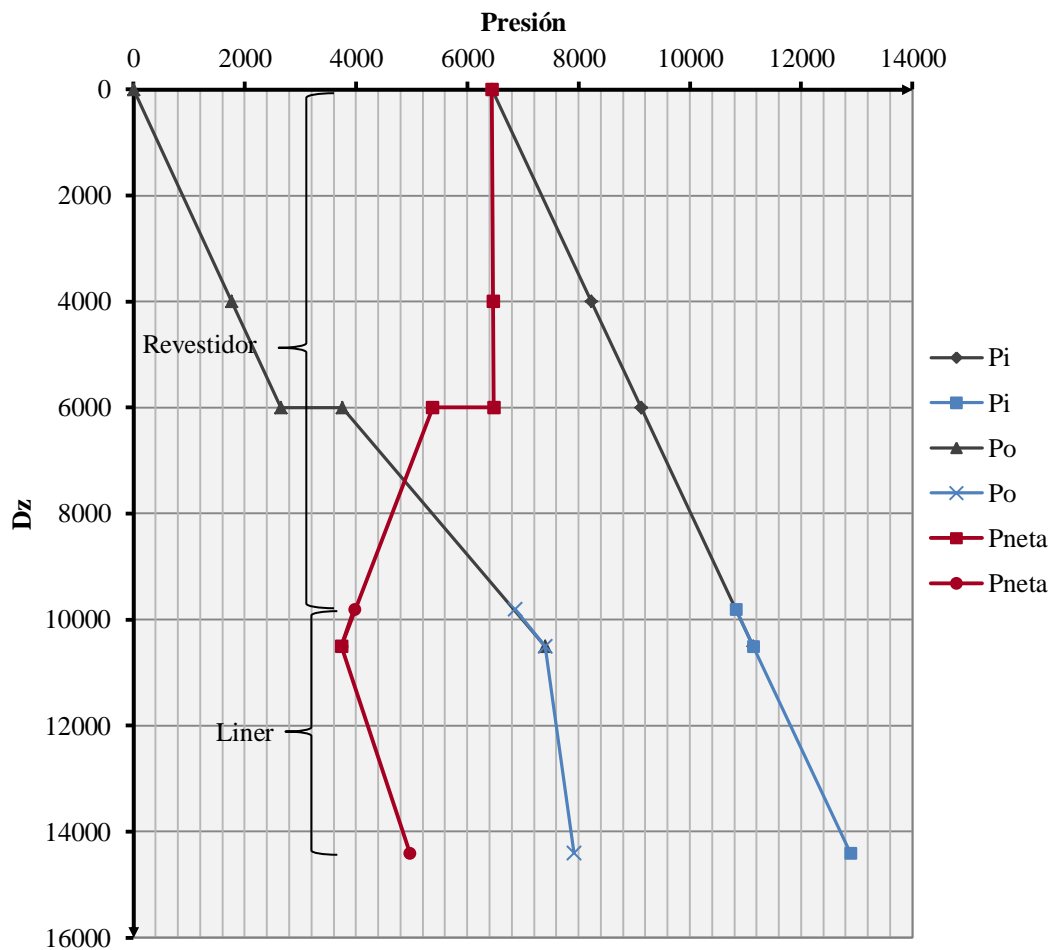
Liner				
9800	10826	<b>6854</b>	<b>3972</b>	-
10500	11139	<b>7400</b>	<b>3739</b>	-
14400	12883	<b>7920</b>	<b>4963</b>	-

**Tabla 6.2:** Presiones como función de la profundidad y factores de seguridad

En la tabla 6.2 la presión neta se calculó según la ecuación 4.16, para varias profundidades.

$$P_N = P_{TL} = P_i - P_o$$

Determinadas el perfil de presión interna, externa y de neta, se grafican todas con la profundidad y se obtiene la figura 6.9.



**Figura 6.9:** Perfil de presiones para el revestidor y el liner de producción



Según la metodología, una vez definido completamente el caso de carga, procedemos a seleccionar un revestidor candidato. La capacidad de este revestidor se superpone en la gráfica 6.9 para una comparación directa. (uno para el revestidor y otro para el liner). Para la verificación se prueba con la siguiente combinación:

Revestidor:

Diámetro externo: 9 5/8 in

Peso nominal: 47 lb/ft

Grado: L80

Espesor: 0,472 in

Liner:

Diámetro externo: 7 in

Peso nominal: 23 lb/ft

Grado L80

Espesor: 0,317 in

La capacidad al estallido API para el revestidor y el liner de producción se calcula según la ecuación 3.6, en la figura 6.10 se comparan gráficamente con las cargas netas.

$$\text{Revestidor: } P_b = 0,875 \frac{2\sigma_y}{(d_o/t)} = 0,875 * 2 * \frac{80000}{(9,625/0,472)} = 6865 \text{ psi}$$

$$\text{Liner: } P_b = 0,875 \frac{2\sigma_y}{(d_o/t)} = 0,875 * 2 * \frac{80000}{(7/0,317)} = 6340 \text{ psi}$$

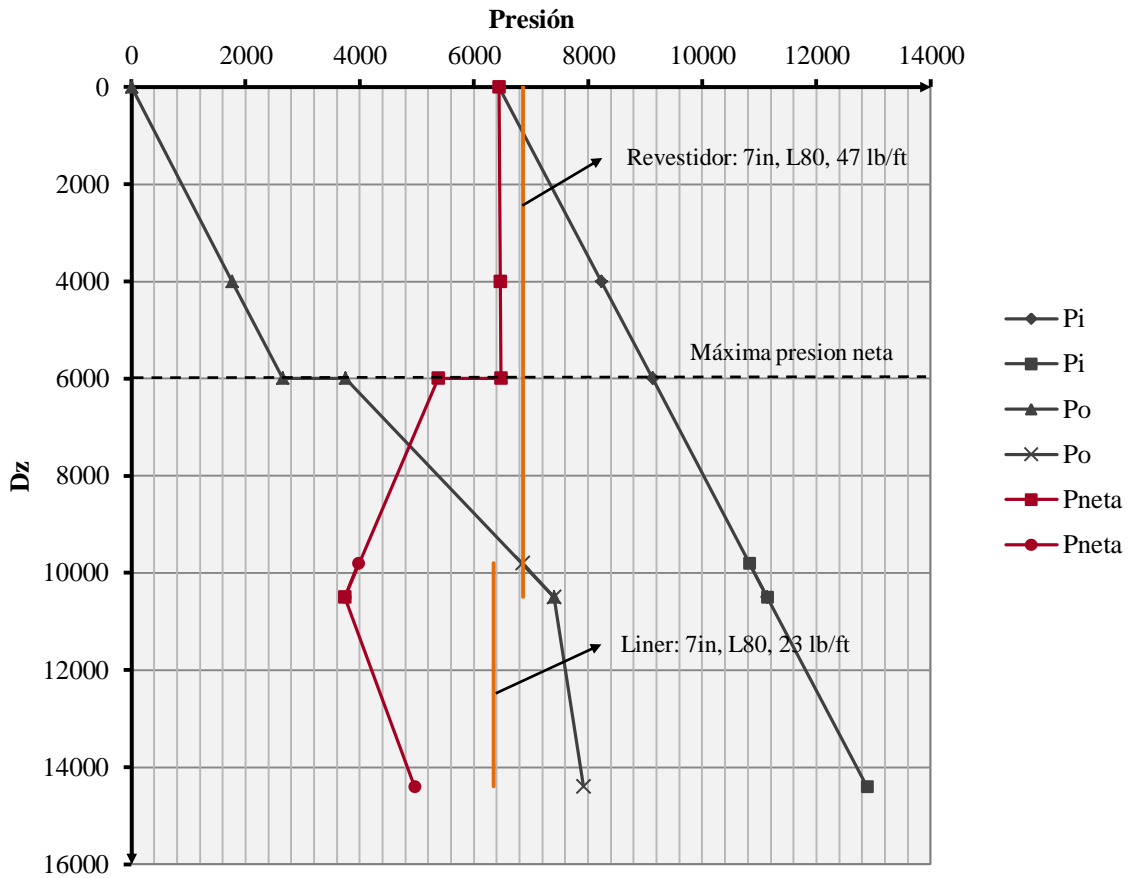
A partir de estos valores de resistencia podemos calcular el factor de diseño (ecuación 5.4) mostrado en la tabla 6.3 para diferentes profundidades

$$\text{Factor de diseño de estallido: } FD_b = \frac{P_b \text{ API}}{\Delta P_{burst}} = \frac{P_b \text{ API}}{P_{neta}}$$

Dz	Pi	Po	Pneta	FD
<b>Casing</b>				
0	6444	0	6444	<b>1,07</b>
4000	8232	1768	6464	<b>1,06</b>
6000	9127	2652	6475	<b>1,06</b>
6000	9127	3750	5377	<b>1,28</b>
10500	11139	7400	3739	<b>1,84</b>

Liner				
9800	10826	6854	3972	<b>1,60</b>
10500	11139	7400	3739	<b>1,70</b>
14400	12883	7920	4963	<b>1,28</b>

**Tabla 6.3:** Factores de diseño a partir de la capacidad del revestidor.



**Figura6.10:** Comparación de la capacidad del revestidor y la carga.

La carga máxima ocurre a 6000 ft, a pesar que la presión interna máxima ocurre a la profundidad de la zapata (14400 ft), esto se debe a que la presión de respaldo, es decir la presión de colapso es menor en la superficie. Por tanto este punto

es el punto crítico, de hecho es donde el factor de diseño es mínimo (1,06). El revestidor de producción seleccionado será seguro cuando cumpla con la relación:

$$FD_b > FD_B \text{ mínimo}$$

$$FD_b > 1,1$$

El factor de diseño calculado (1,06) es menor al requerido (1,1) por tanto la tubería de revestimiento preseleccionado no es adecuada. Hay que probar con otra opción de un grado mayor. Para el liner de producción el factor de diseño calculado (1,28) es mayor al mínimo (1.1) y por tanto es seguro. Para el revestidor de producción se puede establecer una nueva capacidad de diseño basada en la función de estado límite Klever Stewart, de acuerdo a la ecuación 3.25 y con la guía del diagrama de flujo 3.15. Puede hacerse con la ayuda de la hoja de cálculo “Presiones Internas”

PRESIONES INTERNAS																											
do = diámetro externo. in Wn = peso nominal. lb/ft Gd = grado del revestidor di = diámetro interno. in t = espesor de pared. in oy = esfuerzo de fluencia. psi												ou = esfuerzo último en tensión. psi Ka = factor de resistencia al estallido Kw = factor de pared aN = profundidad de imperfección. Kn = factor de corrección n = coeficiente de endurecimiento						Pb = ecuación de Barlow y propiedades mínimas. psi (API) P CEY'' = CEY con propiedades min desarrollada.psi P CEY' = CEY con propiedades mínimas.psi P CEY = CEY con propiedades nominales.psi				P KyS' = modelo de Klever-Stewart equivalente. psi PHills' = limite de Hill con propiedades mínimas. psi PHills = limite de Hill con propiedades nominales.psi PNadai = limite de Nadai con propiedades mínimas.psi PNadai = limite de Nadai con propiedades nominales. psi					
												Fluencia Interna				Límite de Ruptura											
do	Wn	Gd	di	t	oy	ou	Ka	Kw	aN	Kn	n	Pb	PCEY''	PCEY'	PCEY	P KyS'	PHills'	PHills	PNadai'	PNadai							
9,625	47	80	4,090	0,472	80000	95000	1	0,875	0,0590	1,010	0,104	6865	6889	0,3	7587	8616	7330	6,8	8289	9536	9843	11324					

Fluencia Interna				Límite de Ruptura							
Pb	PCEY''	PCEY'	PCEY	P KyS'	PHills'	PHills	PNadai'	PNadai			
6865	6889	0,3	7587	8616	7330	6,8	8289	9536	9843	11324	

$$P_{KyS'} = 2 K_{dr} \sigma_u \frac{(K_w t - K_a a_N)}{[d_o - (K_w t - K_a a_N)]} = 7330 \text{ psi} \quad (6,8 \% \text{ aumento respecto a Pb API})$$

Con este nuevo valor podemos recalculamos el factor de diseño de estallido (1,13), el cual si satisface el factor de diseño mínimo (1,1) y por tanto valida nuestra selección de revestidor de producción contra estallido.

$$FD_b = \frac{7330}{6475} = 1,13$$

A pesar de que el liner de producción satisface el FD mínimo, puede refinarse el diseño reduciendo el grado del tubular y aplicando la nueva función de estado límite. Para el liner se prueba con un tubular de 7in (no podemos modificar en este punto el diámetro externo), K55, 20lb/ft

$$P_{K_y S'} = 2 K_{dr} \sigma_u \frac{(K_w t - K_a a_N)}{[d_o - (K_w t - K_a a_N)]} = \frac{2 * 1,003 * 85000 * (0,875 * 0,317 - 1 * 0,0396)}{7 - (0,875 * 0,317 - 1 * 0,0396)}$$

$$P_{K_y S'} = 5993 \text{ psi. (16.3\% de aumento respecto a Pb API)}$$

Con la nueva capacidad de diseño podemos recalculamos el factor de diseño de estallido (1,20), el cual aún satisface el factor de diseño mínimo (1,1). Este refinamiento permite reducir el grado del revestidor utilizado desde L80 hasta M65, todo esto implica reducción de costos. Si el liner original (7in, 23lb/ft, L80) satisface los costos, puede mantenerse y entonces utilizar el margen extra de capacidad de la ecuación de Klever-Stewart para tener una mayor seguridad en el diseño. Si el factor de diseño está muy cercano al factor de diseño mínimo puede que no exista una tolerancia para otros imprevistos como el desgaste de las tuberías en las operaciones de perforación, este fenómeno se traduce en una reducción del espesor de pared y por tanto de la capacidad. Sin embargo en virtud de cumplir la secuencia establecida en la metodología de la figura 5.4 esta verificación debe hacerse cuando se estudien los estado límites de servicio, en caso de haga falta algún ajuste la metodología planteada nos traerá nuevamente a este punto.

## CAPITULO VII

### CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

#### 7.1. Conclusiones

Luego del desarrollo de la metodología y del posterior análisis de los modelos que la componen es posible concluir lo siguiente:

- El método API no determina la presión de estallido, determina la presión que producirá la fluencia en la pared interna del revestidor. No permite el ajuste de esta presión por acción de una fuerza de tensión o compresión, es un método uniaxial.
- El modelo de ruptura propuesto es una función de estado límite de resistencia, incluye una penalización por presencia de imperfecciones y un parámetro de endurecimiento por deformación.
- El modelo tradicional API de colapso de las cuatro regiones está basado parcialmente en pruebas experimentales y consideraciones probabilísticas, las ecuaciones resultantes están discontinuadas desde el punto de vista de la calidad de las muestras utilizadas para su generación, se basan en el desempeño de revestidores de la peor calidad fabricados en la década de los 60's.
- El método propuesto de colapso se basa en una ecuación predictiva y datos reales de la producción global de tubulares bajo las normas API, utiliza un enfoque probabilístico indirecto.
- El método propuesto de colapso incluye una función decremental por defectos, esta abarca: ovalidad, excentricidad y esfuerzos residuales. El método también toma en cuenta el proceso de fabricación, discrimina entre un revestidor alisado en caliente (HRS) o en frío (HRS).
- El método de colapso para el diseño es una versión equivalente de una función de estado límite para el colapso, esta incluye factores de seguridad intrínsecos que

permiten mantener el target de confiabilidad establecido por API para su método tradicional.

- Se desarrolló un diagrama de flujo de fácil manejo para cualquier usuario para determinar las resistencias al colapso y al estallido según los modelos tradicional y alternativo. Los procesos terminan inequívocamente en una presión externa o interna máxima.
- Las funciones de estado límite para el colapso y el estallido permiten un incremento de la capacidad del revestidor en comparación al modelo tradicional API, tanto para tuberías de pared delgada como para tuberías de pared gruesa, siendo mayor el aumento en este último caso. Esto resulta especialmente beneficioso para el diseño de pozos con presencia de sulfuro de hidrógeno.
- El método API tradicional corrige la presión de colapso por la acción de una fuerza de tensión, no permite una corrección por acción de una fuerza de compresión. La corrección por tensión se hace definiendo un pseudo-esfuerzo de fluencia, que se obtiene a partir de una simplificación conservadora del criterio de Von Mises
- El método propuesto para estimar la resistencia del revestidor bajo esfuerzos multiaxiales no permite ninguna de las simplificaciones hechas en el método API. Se basa en el diferencial real de presiones  $\Delta P = P_o - P_i$  y por tanto es de naturaleza iterativa, los métodos numéricos (Newton-Raphson) para su solución fueron planteados.
- Se presentó un nuevo lugar geométrico de diseño para los cuadrantes I y II del espacio de cargas, que es una generalización del modelo de ruptura presentado. De manera análoga se presentó el lugar geométrico para los cuadrantes III y IV que resulta de una generalización del nuevo modelo de colapso.
- Se desarrolló un diagrama de flujo de fácil manejo para cualquier usuario para determinar la resistencia al estallido de un revestidor sometido a una fuerza axial (de tensión o compresión) y una presión externa. De manera análoga se realizó un diagrama de flujo para determinar la resistencia al colapso de un revestidor sometido a una fuerza axial (de tensión o compresión) y una presión interna

- Se desarrolló un criterio de falla para el revestidor totalmente alternativo y considerablemente robusto en comparación con la ventana operativa API que permite dar un tratamiento exhaustivo a todo el espacio de cargas posibles (cuadrantes I, II, III y IV), este aspecto fue llevado a fondo, es el centro la metodología alternativa y representa una actualización que recoge los avances en el área hasta por lo menos el año 2011.
- Los principios y métodos de cálculo detrás de los casos de carga estándar de perforación y producción para colapso y estallido fueron presentados, estos casos pueden considerarse en esta metodología como severos, presentan incertidumbres que son englobadas en suposiciones conservadoras.
- El proceso de diseño propuesto se hace a dos niveles uno preliminar y otro de detalle, el método planteado para el diseño preliminar se considera estándar y es independiente del enfoque usado (WSD o LSD). El diseño mecánico o en detalle del revestidor de acuerdo a un enfoque LSD consiste en satisfacer simultáneamente el estado límite de resistencia y el estado límite de servicio.
- Los métodos desarrollados para determinar los estados límites de resistencia principales (ruptura, colapso, multiaxial) en conjunción con los casos de carga estándar permitió mejorar el proceso de diseño hasta un nivel 3.
- Un esquema final de la metodología fue desarrollado, en este una secuencia lógica para las etapas de diseño preliminar, en detalle, de estado límite de resistencia y de estado límite de servicio fue planteada. Otra secuencia de decisiones también fue propuesta para hacer el refinamiento del diseño en caso de no cumplir con requerimientos de seguridad y costo.
- La condición básica para la aplicación de la metodología propuesta es el cumplimiento cabal de las condiciones establecidas en el *API Spec. 5CT* para la fabricación de OCTG que garantiza la estandarización de los revestidores y por tanto la veracidad de los datos de entrada en las funciones de estado límite.
- Un inventario de tuberías normalizadas fue generado, en concordancia con lo expuesto en la metodología para agilizar el proceso de diseño. Todos los modelos estudiados fueron utilizados, y los porcentajes de aumento en la capacidad del

revestidor usando el método propuesto pudieron ser cuantificados para varias relaciones de pared  $do/t$ .

- Las funciones de estado límite propuestas para la ruptura y el colapso fueron verificadas contra diseños probabilísticos exitosos llevados a cabo por Chevron, lo que permitió comprobar la naturaleza y el potencial de dichas funciones. Este caso permitió comprobar como la aplicación de un método directo e indirecto producen resultados similares.

## 7.2. Recomendaciones

Las recomendaciones pertinentes están orientadas a cómo mejorar la metodología planteada en este trabajo:

- En general donde se tiene o se puede generar gran nivel de control es en lo referente a la capacidad del revestidor, dado que se tiene acceso a todas las etapas del proceso de fabricación. Por tanto desde un enfoque mecánico eliminar las incertidumbres en este lado de la ecuación sería una prioridad, al hacer esto también se podrían mejorar el análisis de fallas por estimaciones incorrectas de los casos de carga.
- En base a la metodología LSD desarrollada, se recomienda identificar las áreas de mayor interés para la industria relacionadas con la determinación de los estados límites de servicio estas pueden ser desarrolladas de una manera análoga a la forma como se desarrolló las funciones de estados límites de resistencias. En la EIM como se dijo antes existen trabajos que tocan estas ramas, es importante buscar una forma de acoplar estos aportes a la metodología propuesta.
- El proceso de transferencia de información entre el ingeniero mecánico y el programador (o en general cualquier persona no involucrada en el problema de estudio) se hace primariamente a través de los diagramas de flujo. Por tanto es importante que los nuevos aportes concluyan en la medida de lo posible en estas figuras.



- El principio de “retroalimentación con refinación”, es decir el diseño por iteración se mantiene en esta metodología, esto produce la necesidad inmediata del desarrollo de herramientas computacionales. En este trabajo se desarrollaron “spreadsheets” para ayudar a resolver los modelos iterativos, pudo comprobarse que algunos modelos que parecían sencillos involucraban una serie de pasos que complicaban inesperadamente por ejemplo generar una solución gráfica.
- Una tarea ambiciosa, ideal para una empresa como PDVSA sería simular el proceso de calibración de Adams, esta vez no utilizando datos de la producción global, sino datos localizados, es decir datos de la producción de las empresas a las que directamente se les compran los tubulares. Esto permite obtener valores característicos de diámetros, espesores de pared, ovalidad, excentricidad, etc de mejor calidad que aplicados en la misma ecuación predictiva (modelo KGT) producirían una estimación de la capacidad real aún más precisa. Cabe recordar que si dichas empresas fabrican bajo las normas API (API Spec 5CT), entonces dichos datos no les serán extraños, pues son inherentes al proceso de control de calidad.
- En la sección 3.2 se presentó brevemente un procedimiento que toma en cuenta aspectos de la mecánica de la fractura para determinar la presión interna de un revestidor, se habló de una dependencia final de un factor  $K$  crítico que debe ser determinado experimentalmente. Este problema puede ser trabajado a fondo, se cuenta con un marco teórico importante provisto por la NACE (*National Association of Corrosion Engineers*), y los laboratorios especializados de INTEVEP S.A. Esto podría definir una “función de estado límite para la fractura del revestidor con una grieta preexistente en un ambiente dado (sulfuroso, corrosivo, etc.)” que pueda ser añadida a la metodología planteada.
- Se recomienda poner a consideración del Comité de Racionalización de Revestidores de INTEVEP S.A. los aportes metodológicos planteados en este trabajo para que sean incluidos parcial o totalmente en el Procedimiento Normalizado de Diseño de Revestidores y Tubería de Producción y lograr una actualización.

## BIBLIOGRAFÍA

AADNOY, B. (1996). *Modern Well Design*. Rotterdam: Taylor and Francis. 240 p.

ADAMS, A.J. (2003). *ON the development of reliability-based design rules for casing collapse*, SPE 48331, Proc. SPE Applied Technology Workshop on Risk Based Design of Well Casing and Tubing, Woodlands, USA

ADAMS, A., MOORE, P. & PAYNE, M. (2003). *On the calibration of design collapse strengths for quenched and tempered pipe*. Paper SP85112. Houston, USA

API Bulletin 5C3 (1994). *Bulletin on Formulas and Calculations for Casing, Tubing, Drill Pipe, and Line Pipe Properties*. Washington. USA. 592p.

API Spec 5CT (2005). *Specification for Casing and Tubing*. Washington. USA

BEER, F., JOHNSTON, E., & DEWOLF, J. (2004). *Mecánica de Materiales, 3ra ed.* Ciudad de México: McGraw Hill. 215 p.

BELLARBY, J. (2009). *Well Completion Design*. Amsterdam: Elsevier. 726 p.

BORESI, A.P., SIDEBOTTOM, O.M. (1985). *Advanced Mechanics of Materials*, John Wiley and Sons, Boston, USA

BURK, J.D. (1985). *Fracture Resistance of Casing Steels for Deep Gas Wells*, J. Metals, January, pp.6570

- CICCOLA, V. (1999). *Desarrollo de un programa de cálculo para el centrado de tuberías en pozos petroleros*. Trabajo especial de grado. Inédito. Universidad Central de Venezuela, Caracas.
- CLINEDINST, W. (1964). *Strength of Threaded Joints for Steel Pipe No. 64-PET-1* Meeting of the Petroleum Section of ASME.
- CLINEDINST, W (1963). *Development of API collapse pressure formulas* Report API. Washington, USA
- CLINEDINST, W.O. (1985). *Collapse Resistance of Pipe*, PhD dissertation, Century University, Los Angeles, California, USA.
- ECONOMIDES, M., WATTER, L. & DUNN-NORMAN, S. (1998). *Petroleum Well Construction, 3ra ed.* Chichester: John Wiley and Sons. 618 p.
- EIKILL, G. (2009). *Casing Design*. Stavanger: Vett and Vitten Group. 144 p.
- FRATELLI, J. (2003). *Diseño de estructuras metálicas en estado límites. LRFD*. Caracas: Limusa. 174 p.
- FUNG, Y.C. (1965). *Foundations of Solid Mechanics*, Prentice-Hall, USA
- HERNANDES, R. & HUMBERTO, J. (2007). *Optimización del diseño de revestidores en el campo Kaki/Bucaral, estado Anzoátegui*. Trabajo especial de grado. Inédito. Universidad Central de Venezuela, Caracas.
- JU, G.T. y otros (2011). *A reliability approach to the design of OCTG tubulars against collapse*, SPE 48332, Proc. SPE Applied Technology Workshop on Risk Based Design of Casing and Tubing, Woodlans, TX, May 1998

- KLEVER, F. (2010). *Rupture of oil country tubular goods*. Society Petroleum Engineers. Paper SP102585. Rijswijk, Holanda.
- KLEVER, F. & STEWART, G (2003). *Analytical Burst Strength Prediction of OCTG With and Without Defects*, SPE 48329. Rijswijk, Holanda.
- KURIYAMA, Y. and MIMAKI, T. (1994). *A new equation for elasto-plastic collapse strength of thick-walled casing*, SPE 28327, Proc. SPE Annual Technical Conference, New Orleans, LA.
- KURIYAMA, Y. (1994). *A new formula for elastoplástico collapse strength of thick walled casing* paper SP28327 . Houston, USA
- MEHDIZADEH, P. (1976). *Casing collapse performance*, *Trans. ASME, J. Engineering for Industry*, 98, August, Virginia.
- MOTT, R. (2006). *Diseño de elementos de máquina, 4ta ed.* Ciudad de México: Pearson Education. 309 p.
- PASLAY, P.R., CERNOCKY, E.P. and WINK, R.(1998). *Burst pressure prediction of thin-walled, tubulars subjected to axial load*, SPE 48327, 1998. Houston, USA
- RABIA, H. (1985). *Fundamentals of Casing Design, Ltd ed.* Londres: Graham & Trotman. 285 p.
- RAHMAN, S. & CHILINGARIAN, G. (1995). *Casing design theory and practice, 2da ed.* Amsterdam: Elsevier. 373 p

- RENPU, W. (2011). *Advanced Well Completion Engineering, 2da ed.* Massachusetts: Gulf Professional Publishing. 736 p.
- SAAD, M. (2005). *Elasticity: Theory, Applications, and Numerics.* Editorial ELSEVIER, U.S.A. 215 p.
- SANGUINO, J. (1993). *Diseño de revestidores para pozos profundos del área norte de Monagas.* Trabajo especial de grado. Inédito. Universidad Central de Venezuela, Caracas.
- SOL, A. (2002). *Desarrollo de un Simulador para Estimar Torque y Arrastre Sobre Tuberías de Revestimiento.* Trabajo especial de grado. Inédito. Universidad Central de Venezuela, Caracas.
- STEWART, G. & KLEVER, F. (2000). *Accounting for Flaws in the Burst Strength of OCTG,* SPE 48330. Risjwik, Holanda
- TAMANO, T. y otros. (1983). *A new empirical equation for collapse resistance of commercial casing,* J. Energy Resources Technol., ASME
- TAMANO, T., MIMAKI, T. & YANAGIMOTO, S. (1983). *A new empirical formula for collapse resistance of comercial casing.* Journal of Energy resource.
- TENARIS (2005). *Analysis of historical distributions for input parameters of KGT equation,* report prepared for API/ISO TC67/SC5/WG2B
- TOMISHENKO, S. & GERE, J. (1993). *Theory of elastic stability,* 2da ed. McGraw-Hill International, 477p.

## REFERENCIA ELECTRÓNICAS

BYROM, T. (1999). *Coiled-Tubing Drilling In Perspective*. Journal of Petroleum Technology. Society of Petroleum Engineers. Disponible: <http://www.onepetro.org/mslib/app/Preview.do?paperNumber=00051792&societyCode=SPE>. [Consulta: 2012, Agosto 16].

HILL, R. (1950). *The Mathematical Theory of Plasticity*. [Libro en línea]. Oxford University Press. Disponible: [http://books.google.co.ve/books/about/The\\_Mathematical\\_Theory\\_of\\_Plasticity.html?id=Wy\\_kuQZzfdIC&redir\\_esc=y](http://books.google.co.ve/books/about/The_Mathematical_Theory_of_Plasticity.html?id=Wy_kuQZzfdIC&redir_esc=y) [Consulta 2012, Septiembre 2].

JELISSON, M. & KLEMENTICH, E. (1990). *An Expert System for Casing String Design*. Petroleum Computer Conference. Society of Petroleum Engineers. Disponible: <http://www.onepetro.org/mslib/app/Preview.do?paperNumber=00020328&societyCode=SPE>. [Consulta: 2012, Agosto 17].

KLEMENTICH, E. & JELISSON, M. (1986). *A Service-Life Model for Casing String Design*. SPE Drilling Engineering Society of Petroleum Engineers. Disponible: <http://www.onepetro.org/mslib/app/Preview.do?paperNumber=00012361&societyCode=SPE>. [Consulta: 2012, Agosto 17].

KRUG, G. & MARX, C. (1980). *Testing of Gas-Tight Joints Under Extreme Conditions*. SPE Annual Technical Conference. Disponibles: <http://www.onepetro.org/mslib/app/Preview.do?paperNumber=00011172>

PRENTICE, C. (1970). *Maximum Load Casing Design*. Journal of Petroleum Technology. Society of Petroleum Engineers. Disponible: <http://www.onepetro.org/mslib/app/Preview.do?paperNumber=00002560&societyCode=SPE>. [Consulta: 2012, Agosto 18].

