

UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO

FACULTAD DE INGENIERÍA



ANÁLISIS DE ESFUERZOS DE RISER DE PERFORACIÓN

TESIS

Que para obtener el título de
Ingeniero Petrolero

P R E S E N T A N

Joselyn Josline Jiménez Meneses

Jovany Olivos Caporal

DIRECTOR DE TESIS

Ing. Héctor Arredondo Maldonado



Ciudad Universitaria, Cd. Mx., 2018

AGRADECIMIENTOS

A ti **Dios** que estás presente en cada paso que doy. A mis padres por el amor y el apoyo incondicional que me han brindado a lo largo de mi vida, mi amor por ustedes es infinito. A mis hermanos por protegerme y enseñarme sobre la vida. A mis sobrinos por su inmenso amor y sonrisa, ustedes le dan sentido a mi vida. A mi tía por sus consejos y fortaleza. A mi cuñada por su apoyo y comprensión. A mis ángeles que me cuidan desde el cielo, mis abuelos **Lidia, Margarito, Emilia y Jorge**, mi tía **Roberta** y mi prima **Mónica** (descansen en paz y resuciten en Gloria). A nuestro tutor el **Ing. Héctor**, por la oportunidad que nos brindó, por sus enseñanzas, tiempo y paciencia, fue un honor trabajar con ustedes. A **Jova** por permitirme compartir esta experiencia a lado suyo, gracias por tanto. A mis primos y amigos por todo su apoyo y por todo lo que hemos compartido.

A mí amada **Facultad de Ingeniería de la Universidad Nacional Autónoma de México** por permitirme crecer y encontrar un hogar, una familia y un Sueño hecho realidad.

A mi padre y hermanos que siempre me apoyaron, creyeron y confiaron en mí, que a pesar de todo nunca me dejaron de motivar a seguir en este camino de ingeniero. Y sobre todo a mi madre que desde el cielo siempre cuida de mí y mi familia.

A mis amigos con los cuales viví grandes momentos dentro de la universidad, los cuales hicieron que el transcurso de esta etapa fuera algo maravilloso.

A mi amiga y compañera de tesis Joselyn que me dio la oportunidad de realizar en conjunto este gran trabajo.

A mi director de tesis el Ingeniero Héctor Arredondo que nos dio la oportunidad y sobre todo el tiempo y confianza para realizar este trabajo.

A la Universidad Nacional Autónoma de México por haberme dado la oportunidad de estudiar una carrera profesional y el haberme permitido conocer una gran diversidad cultural que existe en esta casa de estudios.

INDICE

RESUMEN	8
ABSTRACT.....	9
INTRODUCCIÓN	10
CAPITULO 1: CONCEPTO DE PERFORACIÓN EN AGUAS PROFUNDAS.....	12
1.1.- Clasificación de equipos de perforación para aguas profundas.....	12
<i>Producción:.....</i>	13
<i>Tipos de Equipos flotantes de perforación para aguas profundas.....</i>	21
1.2 Descripción del Sistema Interconexión Equipos flotantes de Perforación	
-Pozo	32
<i>Juntas Flexibles.....</i>	33
<i>Anillo tensionador</i>	33
<i>Junta telescópica</i>	33
<i>Preventor de Reventones (BOP)</i>	35
<i>Líneas de estrangular y matar</i>	36
<i>Conjunto Marino Inferior del Riser (LMRP)</i>	37
<i>Tiempo de respuesta</i>	40
<i>Cabezal Submarino</i>	40
<i>Vehículo de operación remota (ROV)</i>	42
1.3.- Riser de perforación.....	43
<i>Clasificación de Riser de Perforación</i>	45
<i>Riser de perforación de baja presión</i>	45
<i>Riser de perforación de alta presión</i>	47
1.4 Sistema de tensionamiento y límites de operación.....	49
<i>Sistema de tensionadores</i>	49
<i>Modos de operación (consideraciones en el diseño)</i>	50
<i>Límites de operación</i>	53
1.5 Descripción de conceptos	56
<i>Concepto de “Drift off”.....</i>	56
<i>Concepto de “Drive off”.....</i>	56
<i>Margen de Riser.....</i>	57
1.6 Diseño y arreglo de un riser de perforación.....	58

<i>Equipos de flotación</i>	60
<i>Determinación de la longitud del riser</i>	61
<i>Presión del colapso</i>	73
<i>Tipos de conexión del riser</i>	73
<i>Apilamiento de la junta vertical</i>	74
<i>Condiciones Metoceanicas</i>	74
<i>Capacidad de movilidad del riser</i>	78
<i>Límites del diseño de flotadores del riser</i>	79
<i>Fatiga</i>	80
CAPITULO 2: ECUACIONES PARA EL CÁLCULO PARA ESFUERZOS DE RISER	82
2.1 Momento de Flexión (Bending Moment)	82
2.2 Concepto de tensión efectiva	84
<i>Ley de Arquímedes</i>	84
<i>Ley de Arquímedes: prueba por superposición</i>	86
<i>Fuerzas Internas en un Cuerpo Sumergido</i>	87
<i>Curvatura, deflexiones y estabilidad de tuberías y Riser bajo presión</i>	89
<i>Tensión efectiva: una interpretación / definición física</i>	92
<i>Tensión efectiva-un enfoque matemático</i>	93
2.3 Tensión efectiva y riser dinámico	97
<i>Influencia del flujo interno</i>	97
<i>Fuerzas Hidrodinámicas</i>	98
2.4 Esfuerzos de tuberías y riser	101
<i>Esfuerzo en tubos elásticas de pared gruesa</i>	101
<i>Esfuerzo efectiva y exceso de esfuerzo</i>	106
<i>Esfuerzos Equivalente de von Mises</i>	107
<i>Esfuerzos principales</i>	109
<i>Dos problemas particulares de cedencia</i>	110
2.5 Deformación de tubería y riser	114
<i>Deformaciones axiales de tubos isotrópicos elásticos de pared gruesa</i>	114
<i>Deformaciones axiales en tuberías anisotrópicas</i>	116
<i>Determinación de la relación equivalente de Poisson para Tuberías anisotrópicas</i>	118
<i>Pandeo inducido por presión de tuberías fijas en ambas extremidades</i>	119
<i>Comportamiento previo al pandeo</i>	120

<i>Comportamiento post-pandeo</i>	121
<i>Estiramiento de tuberías después de cambio de posición pendular</i>	122
<i>Tensión del riser y estiramiento resultante de cambios internos</i>	124
<i>Riser de un solo tubo</i>	125
<i>Risers segmentados de un solo tubo</i>	126
<i>Risers multitubulares</i>	128
<i>Influencia de tensores</i>	132
2.6 Risers casi verticales asociados con plataformas flotantes	134
<i>TLP Riser, Estiramiento y ajuste debido a la compensación de la plataforma</i>	134
<i>Estiramiento del riser</i>	136
CAPITULO 3: DESCRIPCION GENERAL DE LA METODOLOGIA PARA EL ANALISIS DEL RISER DE PERFORACION	137
3.1 Bases de Análisis	138
<i>Respuesta a Movimientos (Análisis RAO)</i>	138
<i>Análisis de condiciones metoceánicas</i>	141
<i>Corrientes</i>	143
<i>Considerar el arreglo y el peso del riser</i>	146
<i>Capacidad de carga y peso del equipo de perforación</i>	150
<i>Capacidad de tensión de los tencionadores y configuración</i>	151
<i>Junta Flexible</i>	151
3.2 Cálculos Fundamentales	152
<i>Carga del Gancho</i>	152
<i>Análisis de movimiento</i>	153
<i>Análisis con riser colgado (en caso de desconexión)</i>	153
<i>Resistencia al colapso</i>	157
3.3 Operación Conectada	158
<i>Modelado de suposiciones</i>	158
<i>Criterios de operatividad</i>	158
<i>Requisitos máximos de esfuerzo permisible</i>	159
<i>Límites de la tensión dinámica</i>	160
<i>Movimiento y desplazamiento del tensor</i>	160
3.4 Variación de tensión mientras está en modo desconectado	161
3.5 Resultados del análisis de operatividad desconectada	162
CONCLUSIONES	168

APENDICES	170
APENDICE A	170
APENDICE B	172
APÉNDICE C	174
APENDICE D	180
NOMENCLATURA.....	182
BIBLIOGRAFÍA	184

RESUMEN

A la falta de nuevos hallazgos de yacimientos terrestres, durante el siglo XX surgieron nuevos retos hacia la perforación de yacimientos, surgiendo las operaciones marinas. Este nuevo desafío al que se enfrenta la industria petrolera implica utilizar instalaciones de estructuras marinas flotantes, que logran superar grandes alturas incluso construir algunas instalaciones flotantes que fácilmente podría ser una pequeña ciudad y todo esto en un lapso de tiempo muy corto.

Existen instalaciones marinas en operaciones de perforación, otras que producen aceite y gas en tirantes de agua convencional y no convencional que corresponden a ambientes en aguas profundas o ultra profundas, estando sometidas a velocidades de viento, corrientes marinas, terremotos, entre otros factores operacionales.

Uno de los grandes retos de la Industria, es la perforación de pozos petroleros en aguas profundas y ultra profundas, la cual requiere de tecnología avanzada de equipos de perforación flotantes llamados MODU, sistema submarino de control de pozos operado de forma remota y equipos para manipular sistemas submarinos (ROV).

El elemento, que nos proporcionará la comunicación entre el equipo de perforación y el pozo dando continuidad al sistema de circulación del fluido de perforación a la superficie y mantener la hermeticidad durante las operaciones de perforación del pozo a través del tirante de agua se denomina riser de perforación.

El riser de perforación, debe soportar cargas laterales, axiales, de pandeo y ser capaz de soportar la carga hidrostática interna y externa debido al fluido de perforación y la columna de agua del mar, respectivamente.

El presente trabajo, pretende dar un enfoque general sobre las características del riser de perforación, las normas para el diseño y cargas a las que se somete estando en operación de perforación.

ABSTRACT

Due to the lack of new oil and gas reservoirs discoveries in land environments during the 20th century, oil Industry faced new challenges for drilling reservoirs, emerging marine operations. This new challenge, involves use of floating marine facilities, comparing very height, even floating structure manufacture would be as small city and installed in a short period of time.

There are marine installations for drilling operations, for oil and gas production in non-conventional water depths, this environment are for deep and ultra-deep waters, being exposed to wind speed, sea currents, earthquakes, and other operational factors.

One of the big challenges of the oil industry is drilling wells in deep and ultra-deep waters, which it requires advanced technology of floating, drilling rigs called MODU, subsea well control system remotely operated and equipment for subsea systems operations (ROV)

The element, which will provide communication between drilling rig and oil well, which will allow drilling fluid circulation system to surface and keep hermetic system during drilling operations, along the water depth is called drilling riser.

The drilling riser must be able to withstand lateral, axial and buckling loads and internal and external hydrostatic loads due to the drilling fluid and the seawater column, respectively.

The current work, gives general approach on the features of the riser of drilling, the standards for the design and loads to which it is subjected while in drilling operation

INTRODUCCIÓN

Algunas operadoras¹ a nivel mundial definen aguas profundas a partir de los 500 metros (1,640 pies) después de los 1500 metros (4,921 pies) de tirante de agua se denomina aguas ultra profundas, esto debido a la capacidad que tienen las plataformas y los equipos de perforación.

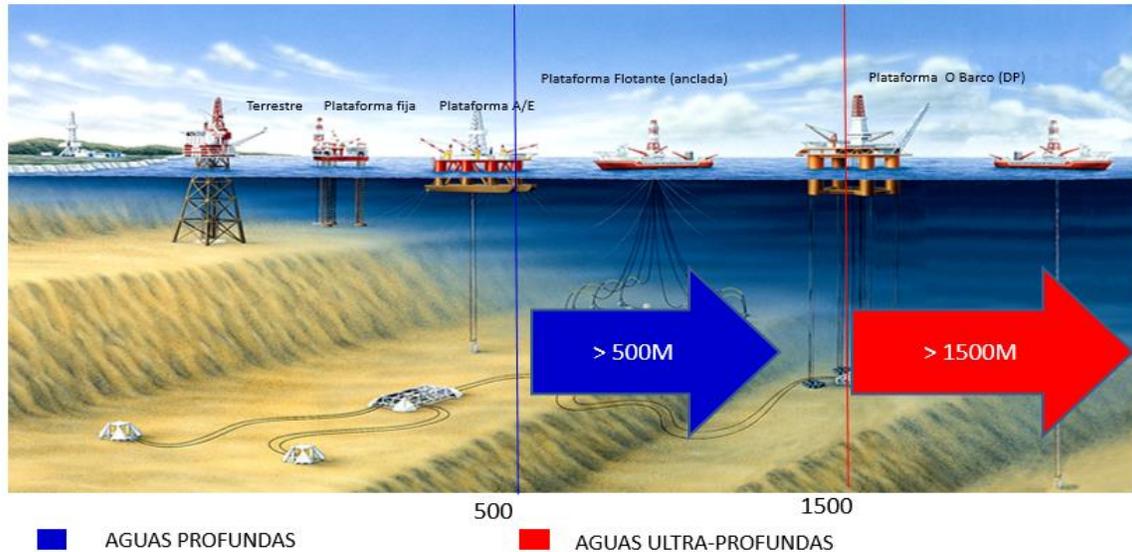


Figura 1.1 Definición convencional para Aguas Profundas y ultra-profundas²

Los proyectos en aguas profundas se caracterizan por su tirante de agua y profundidad total del pozo, siendo actualmente el límite técnico de operación hasta los 3000 metros (9,842 pies) de tirante de agua. Sin embargo, ya se ha operado en tirantes mayores rebasando dicho límite técnico

La clasificación de equipos flotantes para Aguas Profundas es:

- ✓ De anclas hasta 2,286 metros (7,500 pies) cuarta generación.
- ✓ De posicionamiento dinámico de 2,286 metros (7,500 pies) hasta 3,048 metros (10,000 pies).
- ✓ Barcos perforadores de hasta 3,810 m (12,500 pies) de tirante de agua.

¹ Nomenclatura xii

² Figura 1.1, fuente: Cortesía presentaciones Héctor Arredondo, 2017

Uno de los elementos primordiales para la comunicación pozo-unidad de perforación en la perforación se denomina riser de perforación o tubo conductor el cual nos permite contar con la interconexión y continuidad en el circuito del fluido de perforación. Este elemento debe soportar ambientes metoceanicos (olas, viento y marea hostiles) y con tirantes de agua en aguas profundas, lo cual implica que se debe realizar un análisis con modelos matemáticos que nos ayudan a describir el comportamiento y los esfuerzos a los que está sujeto dicho tubo conductor.

La aportación de este trabajo es dar las bases para llevar a cabo el análisis de esfuerzos del riser de perforación basado en las condiciones operativas, considerando la normatividad y criterios vigentes para dicho análisis.

CAPITULO 1: CONCEPTO DE PERFORACIÓN EN AGUAS PROFUNDAS

1.1.- Clasificación de equipos de perforación para aguas profundas

Para la perforación de los pozos debido al tirante de agua en el que operan, se utilizan los equipos flotantes, los cuales tienen la capacidad para operar en tirantes de aguas profundas y ultra profundas. Debido a que existen equipos de producción y perforación, en el presente trabajo estaremos enfocados a equipos y riser de perforación. A continuación, se muestra (Figura 1.2) la clasificación de equipos de Perforación.

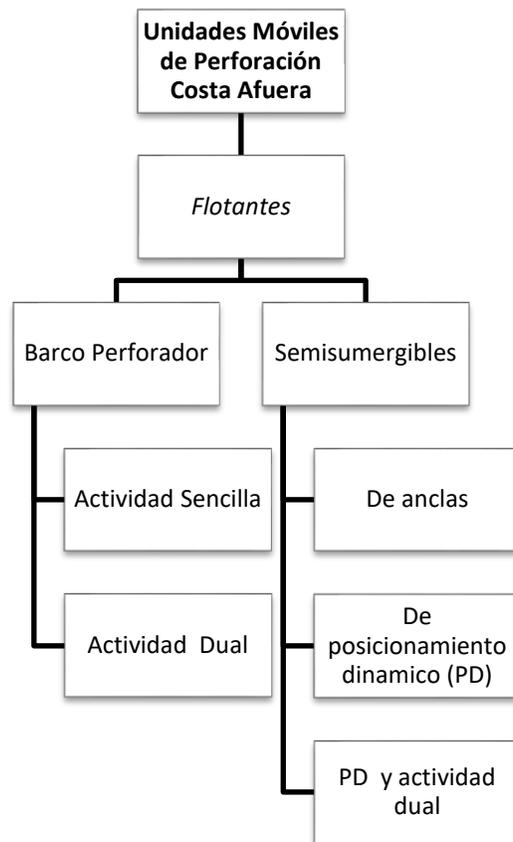


Figura 1.2 Equipos de perforación.³

³ Figura 1.2 modificada, fuente : Cortesía Mario Rosas, 2018

Clasificación de Equipos Flotantes

Los equipos flotantes para la perforación de los pozos pueden ser plataformas semi-sumergibles (con anclas o posicionamiento dinámico) y barcos perforadores (posicionamiento dinámico), también se cuenta con equipos flotantes para el manejo de la producción en la superficie, a continuación, se describe dicha clasificación.

Sin embargo, en la Industria del petróleo también se cuenta con plataformas de producción que cuentan con un paquete de perforación.

Producción:

- a) FPSO
- b) Semi-sumergible
- c) TLP
- d) SPAR

A continuación, se describe brevemente los tipos de plataforma de producción:

En aguas profundas y ultra profundas no contamos con una batería como la que se utiliza en tierra para poder mandar la producción, todo es de manera submarina, por lo cual se tiene que contar con instalaciones flotantes para la separación de petróleo y gas. En la Figura 1.3 se muestran los Sistemas para el manejo de la producción

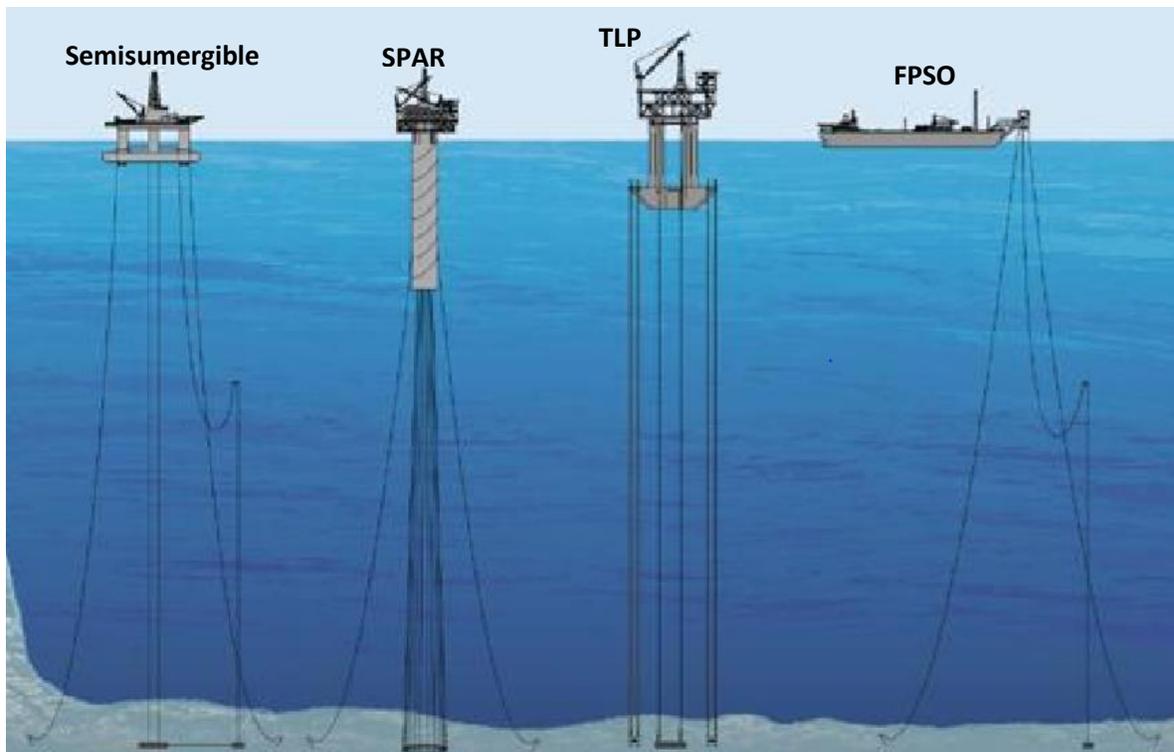


Figura 1.3 Sistemas para el manejo de la producción⁴

1. Equipo flotante tipo SPAR: La SPAR constan de un casco de flotación en forma de cilindro vertical de gran diámetro que soporta la cubierta (Figura 1.4); se sujeta usando un sistema de líneas inclinadas en tensión (taut legs) distribuidas alrededor del casco y ancladas al fondo marino a través de pilotes. El paquete de producción está incluido y es un cilindro flotante.

⁴ Figura 1.3 modificada, fuente: Criterios de selección de sistemas flotantes de producción para el desarrollo de campos petroleros en aguas profundas, 2009.



Figura 1.4 Equipo flotante tipo SPAR⁵

2. Semi-sumergibles: Son plataformas que tienen la característica de contar con paquetes de producción y de perforación, los cuales reciben la producción y tienen la capacidad de producir, separar y almacenar. A continuación, se muestra un ejemplo de una plataforma semi-sumergible de producción (Figura 1.5)



Figura 1.5 Semi-sumergible de producción⁶

3.FPSO (floating production storage and offloading) : Este equipo flotante es un barco que puede recibir un gran volumen de hidrocarburos y sus características son que puede separar petróleo y gas, almacenar aceite crudo y hacer la descarga como punto de venta a los Buque tanques de transporte de hidrocarburos. En la siguiente Figura 1.6 se muestra un FPSO

⁵ Figura 1.4 , fuente: Cortesía presentaciones Héctor Arredondo, 2017

⁶ Figura 1.5 , fuente: Cortesía presentaciones Héctor Arredondo, 2017



Figura 1.6 Barco FPSO (Floting Production Storage and Offloading)⁷

4. TLP (Tension Leg platform): Son estructuras de fondo amarradas conectadas al lecho marino con tubos de acero llamados "Tendones", y se mantienen ancladas por la tensión creada por la flotabilidad forzada (Como se muestra en la Figura 1.7). Los TLP son adecuados para el desarrollo de aguas profundas y condiciones oceánicas severas, y son conocidos por permitir muy poco movimiento vertical que permite el uso de árboles de pozo de superficie.



Figura 1.7 Plataforma tipo TLP (Tension Leg platform)⁸

Básicamente estos sistemas flotantes son los que se utilizan a nivel mundial para poder recuperar la producción de un campo.

⁷ Figura 1.6 ,fuente: Cortesía presentaciones Héctor Arredondo, 2017

⁸ Figura 1.7modificada, fuente: Cortesía presentación Pemex,2012

Clasificación de equipos flotantes de perforación

Los equipos flotantes de perforación cuentan con métodos de ubicación de acuerdo a su generación o año de construcción, para la perforación en las coordenadas asignadas del pozo. A continuación, se describen los tipos de posicionamiento de los equipos flotantes de acuerdo a su generación.

Tipos de posicionamiento de equipos flotantes

A) Posicionamiento Dinámico (plataformas semi-sumergibles y barcos perforadores): Generalmente los equipos flotantes de quinta, sexta y séptima generación están conectadas vías satélite a través de computadoras las cuales permiten controlar la posición global de está en dirección del pozo, a continuación, se describe el sistema de posicionamiento dinámico:

Posicionamiento dinámico (DP)

Es un sistema de computadoras ubicadas en el cuarto de control de posicionamiento dinámico del equipo flotante (Figura 1.8) de la embarcación, las cuales están conectadas a uno o varios satélites mediante el sistema de posicionamiento global (GPS), la función principal es mantener de forma automática la posición en un punto determinado a una embarcación.



Figura 1.8 Cuarto de Control de posicionamiento dinámico del equipo flotante⁹

⁹ Figuraa 1.8, fuente: Cortesía presentaciones Héctor Arredondo, 2017

Las computadoras del sistema de posicionamiento dinámico (DP) de la embarcación, contienen un modelo matemático que se alimenta de la información de sensores de referencia de posición (GPS), combinados con sensores de viento, corrientes marinas, sensores de movimiento, brújulas giroscópicas, las cuales proporcionan información de la magnitud y dirección de las fuerzas ambientales que afectan su posición. En la Figura 1.9 se muestra un ejemplo del sistema de posicionamiento dinámico.

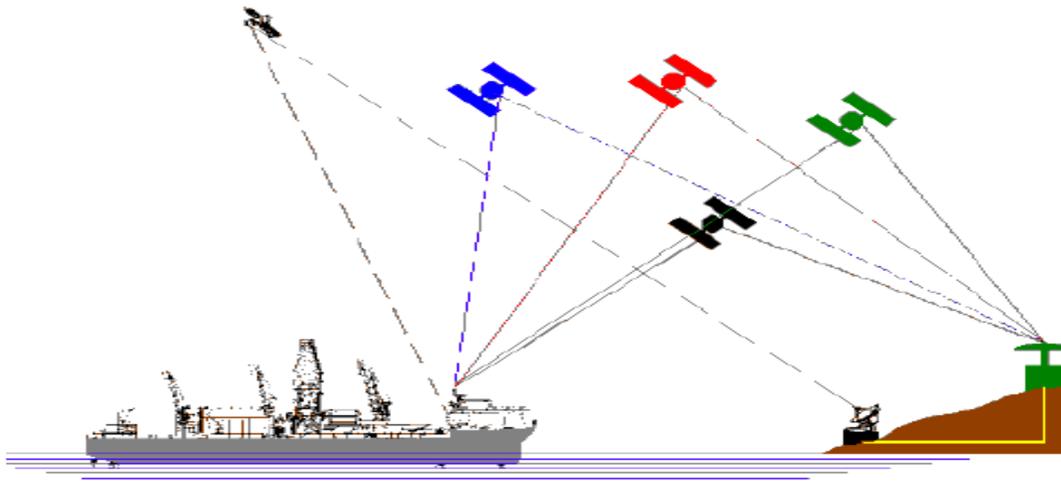


Figura 1.9 Sistema de posicionamiento dinámico¹⁰

Al contar con esta información en tiempo real el sistema de computadoras calculan el ángulo y dirección de los propulsores tipo hélice ubicados bajo la embarcación (Figura 1.10), los cuales cuentan con la potencia y capacidad necesaria para mantener la plataforma en la posición o coordenadas deseadas. El sistema controla y emite la señal hacia los propulsores para que éstos se mantengan en constante movimiento y dirección según cambien las condiciones ambientales y así poder contrarrestar la magnitud de las fuerzas externas.

¹⁰ Figura1.9, fuente:Cortesía presentaciones Héctor Arredondo, 2017



Figura 1.10 Propulsor o Thrusters en ingles¹¹

IMO (International Maritime Organization)¹². Clasifica en 3 clases:

- ❖ Clase 1 sin redundancia- La pérdida de posición puede ocasionar suspensión.
- ❖ Clase 2 con redundancia- No ocurre pérdida de posición
- ❖ Clase 3 doble redundancia-No ocurre pérdida de posición ya que cuenta con sistema anti falla.

Nota: El sistema DP debe ser al menos con doble redundancia DP 2

¹¹ Figura 1.10, fuente: Cortesía presentaciones Héctor Arredondo, 2017

¹² Nomenclatura viii

B) Anclaje de Fondo ¹³

Están diseñados para mantener los equipos flotantes en el lugar ejerciendo una fuerza para mantener la plataforma en posición cuando las condiciones meteorológicas empujan la plataforma fuera del centro del pozo. Los anclajes en el fondo marino están sujetos a los equipos flotantes con cadenas o cables. Las configuraciones del sistema de amarre a menudo se describen en base a la relación entre la profundidad del agua y el radio de anclaje. Se requieren precauciones especiales cuando los sistemas de amarre se despliegan cerca de otros activos, como instalaciones de superficie amarradas. A continuación, se muestra en la Figura 1.11 un Sistema de Ancla.

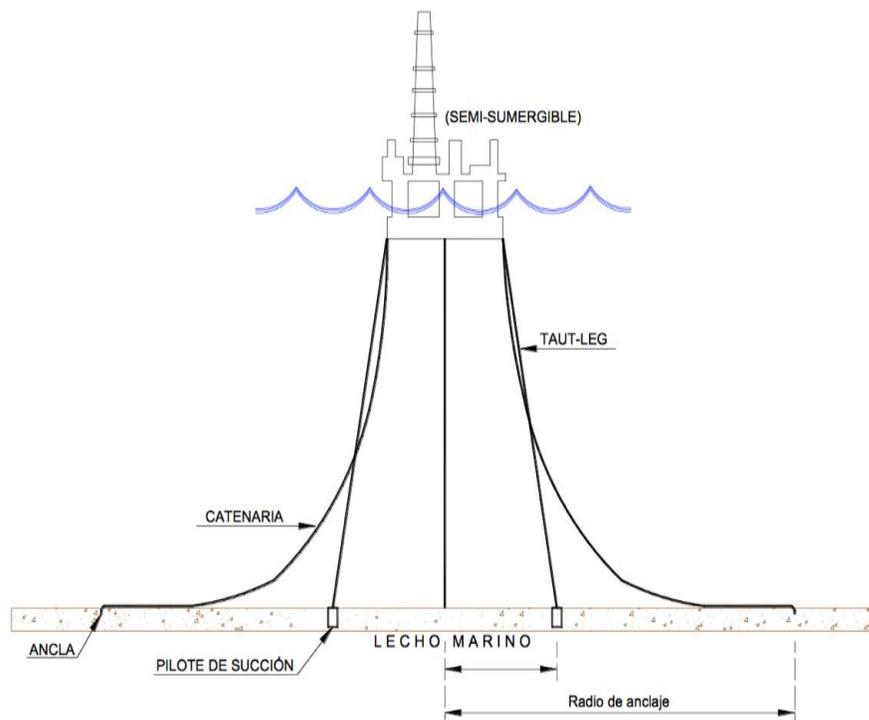


Figura 1.11 Sistema de ancla¹⁴

¹³ Bibliografía V

¹⁴ Figura 1.11, fuente: Cortesía Ing. Héctor Arredondo

Tipos de Equipos flotantes de perforación para aguas profundas

Sistemas MODU (Mobile Offshore Drilling Unit)¹⁵

Los tipos de unidades móviles de perforación mar adentro se les denomina Unidades Móviles de Perforación Costa Afuera o MODU (Figura 1.12), por sus iniciales en inglés, utilizados para la perforación costa afuera. Se clasifica en tipos, tamaños y capacidades debido a que se involucra diferentes requisitos técnicos, económicos, gubernamentales y de seguridad para lograr un programa de perforación específico. Ningún tipo puede satisfacer todos los requisitos para cada ubicación de perforación; por lo tanto, debemos comprender todos los tipos para tomar una decisión correcta sobre su uso. Las principales unidades son:

- ❖ Barcos perforadores
- ❖ Semi-sumergibles



Figura 1.12 Unidades Móviles de Perforación Costa Afuera (Mobile Offshore Drilling Unit)¹⁶

¹⁵ Bibliografía XVI

¹⁶ Figura 1.12, fuente : Cortesía presentaciones Héctor Arredondo, 2017

BARCOS PERFORADORES (DRILLSHIPS)¹⁷

Un barco de perforación sirve para perforar en las profundidades marinas, en aguas que van hasta los 12500 ft de profundidad de tirante de agua, además de servir como plataforma para trabajos de mantenimiento o de instalación en campos petrolíferos. Se muestra un ejemplo en la siguiente Figura 1.13



Figura 1.13 Barco Perforador¹⁸

Estos barcos tienen dos elementos que los diferencian claramente de los demás: la torre de perforación, y bajo ella, Moon pool (Figura 1.14). La torre de perforación se eleva varias decenas de metros por encima de la cubierta del barco, mientras que el Moon Pool es un área bajo el piso de trabajo para el manejo de obras operativas, tuberías de conexión con los pozos, vehículos submarinos a control remoto (ROVs) o submarinistas.



Figura 1.14 Moon Pool¹⁹

¹⁷ Bibliografía XVIII

¹⁸ Figura 1.13, fuente: <https://vadebarcos.net>, 2015

¹⁹ Figura 1.14, fuente: <https://vadebarcos.net>, 2015

Barcos Perforadores con Doble Actividad (actividad Dual)²⁰

Con el objetivo de eficientar el tiempo de perforación de los pozos en aguas profundas en 1996, se propuso un buque de perforación de nueva generación para la perforación en aguas profundas, generalmente dirigido a prospectos de exploración. Se realizó una cartera de proyectos en aguas profundas y se comparó las necesidades para la fase de desarrollo de estos proyectos en aguas profundas. El diseño del buque de perforación propuesto se refinó para las operaciones de desarrollo a fin de reducir el riesgo en términos de salud, seguridad y medio ambiente.

El buque de perforación combina un paquete de equipos de perforación de doble actividad que consta de un equipo de perforación avanzado de alta capacidad con un diseño modificado de cisterna de doble casco (Figura 1.15). El resultado de esta combinación es un gran equipo flotante de perforación multipropósito diseñado para reducir el tiempo de construcción de los pozos.



Figura 1.15 Barco de perforación de actividad Dual²¹

²⁰ Bibliografía X

²¹ Figura 1.15 fuente: Cortesía Compañía BP, 2001

Características generales:

- ❖ Torre de doble actividad 220 '(20-30% más eficiente)
- ❖ Capacidad para tareas simultáneas de construcción submarina
- ❖ Pruebas de producción a bordo e instalaciones de almacenamiento
- ❖ Dos ROV de 150 Hp con sistemas de lanzamiento a nivel de quilla
- ❖ 835' de largo / 103,000 toneladas de desplazamiento / 20,000 toneladas de VDL
- ❖ Capacidad de generación de 52,000 Hp (la suma de las máquinas de propulsión del barco y las del equipo de perforación)
- ❖ seis - propulsores de 7,000 Hp
- ❖ sistema de posicionamiento dinámico triple redundante

1. mantener el modo de perforación en viento de 60 kt, olas de 30 '
2. mantener el modo de espera en 80 kt de viento, 40 'de olas y 2.2 kt de corrientes

La capacidad de doble actividad reduce el tiempo de construcción del pozo al permitir que las operaciones se realicen simultáneamente en paralelo, en lugar de secuencialmente en serie, como tradicionalmente se ha requerido debido a las limitaciones del equipo. Incluyen un aumento en la calidad de la construcción de pozos, reducción del tiempo improductivo debido a la inspección avanzada y capacidades de prueba previa, flexibilidad para realizar una amplia gama de trabajos submarinos y redundancia de la perforación de alta capacidad técnicamente avanzada.

El mantenimiento de estos equipos de actividad dual es continuo, es decir, siempre hay personal para solventar cualquier falla o animalia que se presente, ya que cuenta con equipos y máquinas de respaldo, hablando del equipo flotante. Los preventores se da mantenimiento cada que se recuperan o exista una falla, se prueban cada 14 días en pruebas de funcionamiento y en pruebas de hermeticidad.

El riser al igual que los preventores se le da mantenimiento cada que se recuperan o existe una falla.

A continuación, se describe una tabla comparativa con los beneficios en ahorro de tiempo de perforación entre equipos de actividad sencilla y equipos de actividad dual.

Tabla 1.1 Análisis de tiempo productivo de actividad Dual²²

Pozos	Días de Actividad Dual	Días de actividad sencilla	Días ahorrados	Ahorro de tiempo de doble actividad
CAMPO 1	8	12	4	33%
CAMPO 2	121	137.2	16.2	12%
CAMPO 3	8.2	13.8	5.6	40%
CAMPO 4	15	22	7	32%

²² Tabla 1.1 modificada, referencia: Dual activity drilling turns in 20-40% time savings, 2001

El equipo en el piso de perforación en el buque (Figura 1.16) está diseñado para minimizar el trabajo tradicional de "mano dura" mediante el uso de una serie de equipos semiautomáticos de manipulación de tuberías operados desde una pantalla táctil remota y controles discretos. El equipo de manejo de tuberías es capaz de manejar hasta 20 pulgadas.

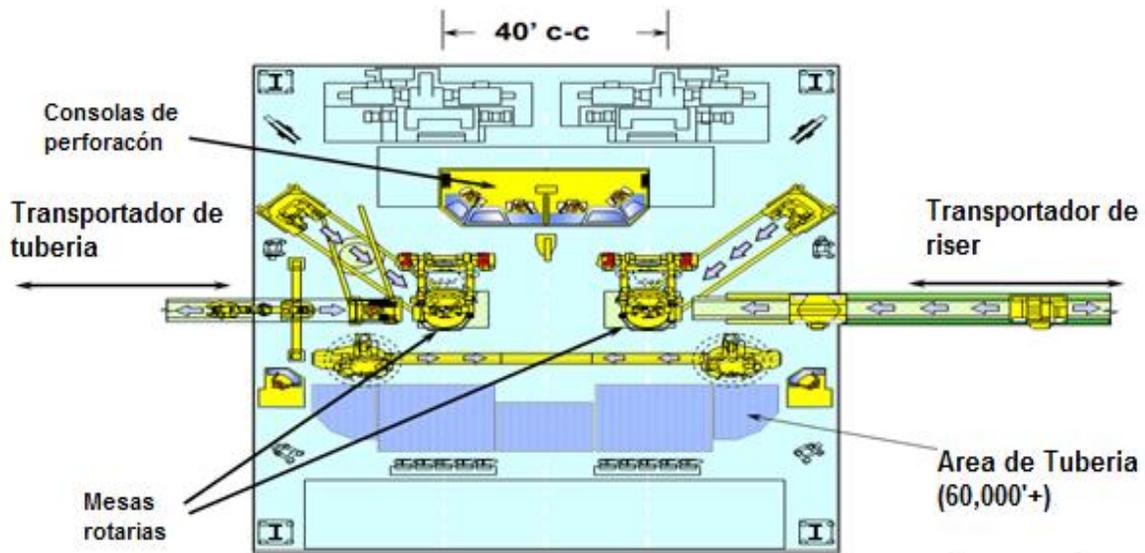


Figura 1.16 Piso de Perforación²³

El buque de perforación ha demostrado su versatilidad en varios tipos diferentes de proyectos. La capacidad de doble actividad es proporcionada por un área de trabajo hacia adelante y un área de trabajo de popa²⁴, cada una centrada alrededor de una mesa giratoria. Las mesas giratorias están espaciadas 40 pies por encima del Moon pool 80 pies por 30 pies y son atendidas por paquetes de equipos de perforación independientes que utilizan una torre doble con capacidad de cada una de 2,000,000 lb.

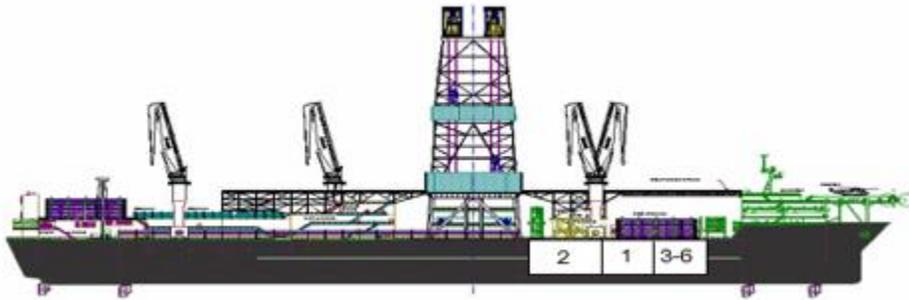
²³ Figura 1.16, fuente: Cortesía Compañía BP, 2001

²⁴ Nomenclatura xv

El área de trabajo hacia adelante está equipada con tensores y se utilizará como rotatorio primario para la perforación con riser y BOP. El área de trabajo de popa se utilizará para operaciones de perforación irrecuperables y servirá como plataforma de preparación y prueba de los equipos que se utilizarán en el área de trabajo de proa. Las operaciones submarinas sin perforación también se realizarán desde el área de trabajo de popa.

A continuación, se describen las capacidades de los tanques

Tabla 1.2 Capacidades de un tanque²⁵



Tanque	Contenido	Capacidad (bbls)	Capacidad (gals)
1	Crudo limpio	48,144 bbls	2,022,048 gal
2	Crudo limpio	60,179 bbls	2,527,518 gal
3	Auxiliar	9,027 bbls	379,134 gal
4	Auxiliar	9,027 bbls	379,134 gal
5	Auxiliar	9,027 bbls	379,134 gal
6	Agua producida	9,027 bbls	379,134 gal
	Capacidad Total	144,431 bbls	6,066,102 gal

²⁵ Tabla 1.2 modificada, referencia: Cortesía compañía BP, 2001

Plataformas Semi-Sumergible

Las embarcaciones semis-sumergibles (denominadas "semisubs" o simplemente "semis" en idioma inglés) presenta la ventaja de tener sumergida la mayor parte del área de los componentes en contacto con el mar y de minimizar la carga proveniente de las olas y el viento. Las embarcaciones semi-submergibles (Figura 1.17) pueden operar en un amplio rango de profundidades de agua, incluida el agua profunda. Generalmente se anclan con dos tipos de anclas y posicionamiento dinámico, pueden ser utilizadas para operaciones de perforación y reparación, y para las plataformas de producción, dependiendo del equipo del que están provistas.



N°	DESCRIPCIÓN
1	PAQUETE DE PERFORACIÓN
2	PAQUETE DE BOMBAS
3	PAQUETE DE MAQUINA
4	PAQUETE DE ALMACENAMIENTO RISER
5	CASCO
6	COLUMNAS
7	PONTONES
8	PAQUETE HABITACIONAL
9	GRÚAS DE APOYO

Figura 1.17 Plataforma Semi-sumergible²⁶

²⁶ Figura 1.17 ,fuente: Cortesía presentaciones Héctor Arredondo, 2017

Los equipos Flotantes de perforación se clasifican en Generaciones (Figura 1.18) esto se debe a las modificaciones que se han realizado a lo largo del tiempo, es decir, su capacidad, estructura y manejo de operación en aguas profundas. Hay equipos flotantes de perforación ancladas en el fondo marino atreves de unos cables, es flotante sin embargo se utiliza para poder fijarla. También se cuenta con equipos flotantes con posicionamiento dinámico, los cuales con computadoras conectados a un satélite permite que se mantenga en una posición determinada del centro del pozo.

Tabla 1.3 Especificaciones claves de cada generación²⁷

Generaciones	1	2	3	4	5	6	7
Profundidad del agua (ft)	135-600	600	1,800	5,000	7,500	10-12,000	
Profundidad de Perforación (ft)	25,000	25,000	25,000	35,000	35,000	37,000	
Carga de gancho (ST)	200	200	300	300	750	1,140	
No. Bombas de Lodo	2	2	2-3	3	4	4-6	5-6
Topdrive	No	No	No	Si	Si	Si	Si
Manejo de tuberías	No	No	No	Si	Si	Si	Si
Actividad Sencilla /Dual	Sencilla	Sencilla	Sencilla	Sencilla	Sencilla -Dual	Dual	Dual
Presión de lodo HP	5,000	5,000	5,000	5,000	7500	7500	7500
No. BOPs	2	2	1-2	1	1	1-2	2
Trip Saver Carts	No	No	No	No	Si	Si	Si
Grúa Submarina	No	No	No	No	No	Si	Si
Aceite (bbls)	0	2,900	3,161	3,70	9,215	9,215	7,132

²⁷ Tabla 1.3 modificada, referencia: Compañía Transocean, 2013.

Para la quinta, sexta y séptima generación como se muestra en la Tabla 1.3 los equipos flotantes de perforación cuenta con actividad dual, debido a que cada vez los proyectos son más riesgosos y los tirantes de agua son más profundos para la perforación, esto se necesita optimizar; la actividad dual cuenta con dos torres independientes que ayuda a optimizar el tiempo de perforación para reducir el costo de intervenciones, es decir cuando tú sacas la barrena y la desarmas, la otra torre se prepara la siguiente barrena sin tener que perder el tiempo, eso optimiza entre treinta, cuarenta o a veces más porcentaje del tiempo de perforación, lo crítico es que la renta es muy cara dependiendo su capacidad, por ejemplo:

Semi sumergibles= 380,000 dólares por día estimado

Barcos= 500,000 dólares por día estimado

Generalmente en una perforación de un pozo el 75% del costo es el pago que se tiene que hacer por la renta de estos equipos, sin embargo, se cuenta con equipos de alta tecnología, todo es automatizado es decir el perforador controla desde su cabina el sistema de izaje, los preventores, el cierre, las bombas, todo lo controla. Una de las ventajas es que utiliza menos gente; la cuartilla está presente sin embargo se evita mucho riesgo de daño al personal y para la estimación de proyectos se debe realizar un análisis de costo-beneficio

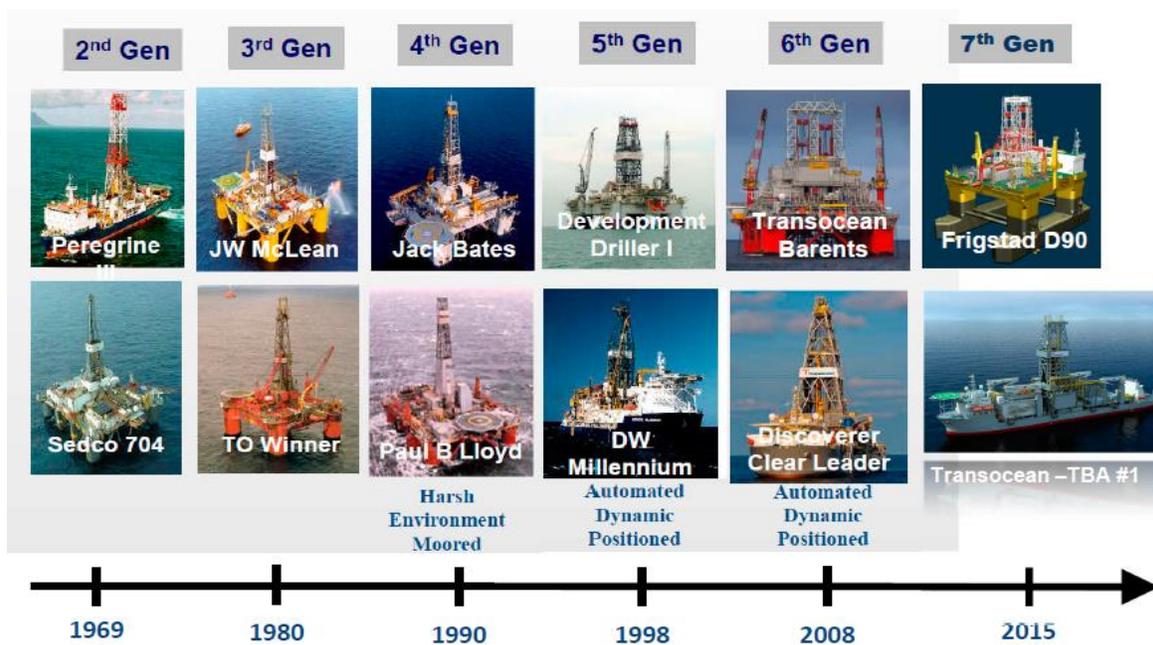


Figura 1.18 Generación de equipos Flotantes de Perforación²⁸

Capacidades de los equipos Flotantes:

- ✓ Malacate de 4,500 HP 2,2MMlbs.
- ✓ Torre de perforación 2.5MMlbs
- ✓ 8 motores de CI +1 Generador de emergencia.
- ✓ Polea viajera y Top Drive 2.5MMlbs.
- ✓ Equipo de apriete, Torque de quiebre 125M lbs-ft, apriete 100M lb-ft para manejar tuberías desde 3 ½" DP a 9 ¾" DC.
- ✓ Mesa rotaria 60 ½", 2.0MMlbs
- ✓ Brazo manipulador de tuberías rango 3 ½" a 13 3/8".
- ✓ Bombas de lodos 2200 HP, Presión Máxima: 7500 psi (517 bar), Gasto Máximo: 884 gpm (3344 l/min)
- ✓ Unidad de cementación
- ✓ Equipo de control de sólidos.
- ✓ Controles para operar los BOP

²⁸ Figura 1.18, fuente : Cortesía Compañía Transocean, 2013

1.2 Descripción del Sistema Interconexión Equipos flotantes de Perforación - Pozo

Para poder conectar la plataforma o el barco con el cabezal, se utiliza un sistema que consta de: Diverter, Tubo conductor (riser) el cual no es rígido completamente tiene cierta movilidad, es flexible, hay juntas flexibles que le permiten tener esa movilidad, que se da por las olas, corrientes y el viento, sin embargo, como es DP obliga a los equipos flotantes a estar en el centro del pozo.

Todo este sistema que se menciona a continuación está incluido en los equipos flotantes y nos permite conectarnos al cabezal y al pozo. En la siguiente figura 1.19 se muestra los componentes de los equipos flotantes:

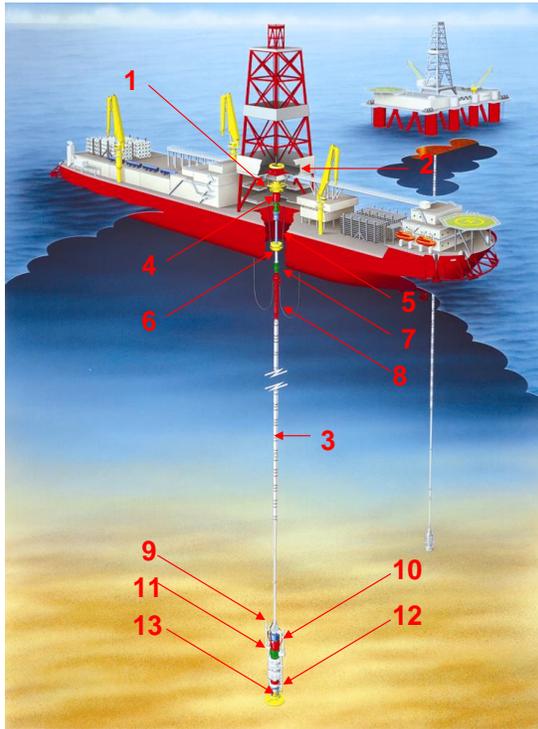


Figura 1.19 Sistema Interconexión Equipos flotantes de perforación -Pozo²⁹

N°	DESCRIPCIÓN
1	DIVERTER
2	BASE SUPERIOR
3	TUBO CONDUCTOR (RISER)
4	JUNTA FLEXIBLE SUPERIOR
5	JUNTA TELESCÓPICA
6	ANILLO TENSIONADOR
7	JUNTA FLEXIBLE INTERMEDIA
8	JUNTA TERMINAL
9	ADAPTADO
10	JUNTA FLEXIBLE INFERIOR
11	BOP
12	CONECTOR DE CABEAL
13	CABEAL SUBMARINO

²⁹ Figura 1.19, fuente : Cortesía presentaciones Héctor Arredondo, 2017

A continuación, se describen los componentes principales del sistema Interconexión Equipos flotantes de perforación- pozo:

Juntas Flexibles

Para permitir el movimiento de los equipos flotantes alejándose del centro del pozo, existen juntas flexibles (Figura 1.20) ubicadas en la parte superior e inferior del riser. Algunos buques de perforación también instalan articulación flexible intermedia. Las juntas flexibles generalmente tienen un rango máximo de 10 grados, pero la plataforma desconectaría el LMRP del BOP inferior antes de que el ángulo alcanzara los 5 grados.

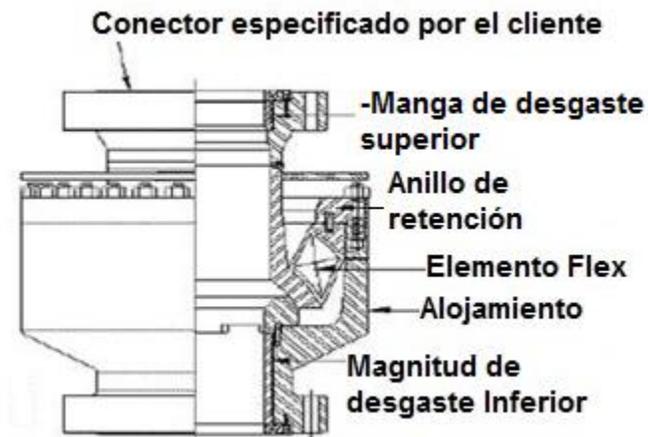


Figura1.20 Junta Flexible Inferior³⁰

Anillo tensionador

Está diseñado para permitir el movimiento giratorio alrededor del riser, permite el movimiento de rotación del equipo, también proporciona el medio para tensionar el riser. Este movimiento se debe al oleaje marino, vientos en diferentes direcciones, o al posicionamiento dirigido del equipo. El riser siempre tiene que mantenerse tensionado.

Junta telescópica

Una junta telescópica en la superficie (Figura 1.21) en operaciones flotantes costa afuera que permite el movimiento del equipo flotante (movimiento vertical) mientras

³⁰ Figura 1.20 modificada, fuente :Cortesía presentaciones Héctor Arredondo, 2017

mantiene una tubería ascendente en el fondo marino. A medida que la embarcación se balancea, la junta antideslizante se desplaza telescópicamente hacia adentro o hacia afuera en la misma cantidad, de manera que el riser debajo de la junta deslizante no se ve relativamente afectado por el movimiento del recipiente.

La junta telescópica está constituida por dos barriles que se deslizan uno sobre otro. El barril externo está unido al riser de perforación y éste se encuentra bajo tensión mediante cables desde el barril externo y el sistema tensionador. El barril interno es de acero pulido y se encuentra sujeto a la parte inferior del desviador de flujo y le permite el movimiento axial. El anillo tensionador del riser transmite cargas del sistema tensionador al barril externo de la junta telescópica. Los empaques de hule en el espacio anular entre el barril interno y externo soportan la presión del fluido de control en la unión.



Figura 1.21 Junta Telescópica³¹

³¹ Figura 1.21, fuente :Cortesía presentaciones Héctor Arredondo, 2017

Preventor de Reventones (BOP)

El conjunto de preventores por sus siglas en inglés BOP (Blowout Preventor) Figura 1.24, mide alrededor de 12 a 15 metros, es un sistema que está preparado con arietes para diferentes diámetros de tubería de perforación (es decir no se cambian los arietes al cambiar el diámetro de la tubería de perforación), estos arietes los cuales cierran, están preparados para ser flexibles en el diámetro de tubería de perforación que estemos trabajando, si cambiamos de diámetro de tubería de perforación estos arietes deben de tener la capacidad de hacer cierre en la tubería y sello, también tienen la característica de cortar tubería de perforación y tubería de revestimiento. Después del acontecimiento de Macondo la reguladora de EU ordenó que se hicieran estas modificaciones a los preventores anteriores y se incluyera un preventor de corte para diámetro de tubería de revestimiento, no todas las tuberías de revestimiento se pueden cortar tiene un límite es decir hasta 9 5/8 pulgadas se puede cortar una tubería de revestimiento.

El sistema de preventores es autónomo es decir tiene un sistema de cilindros de presión en el cual al momento de que no tiene comunicación en superficie automáticamente da una señal de una secuencia de cierre o una secuencia de corte; secuencia de cierre es solamente cerrar en la tubería, hace sello y cierra los preventores, la secuencia de corte es cortar la tubería y desconectar el LMRP (es una desconexión, para recuperar el riser y parte de los preventores).

El BOP cuenta con dos sistemas de conversión electrohidráulico llamados POD (Figura 1.22) el cual convierte la señal eléctrica a una señal hidráulica para activar los preventores. Es redundante por lo cual se cuenta con POD amarillo y POD azul.

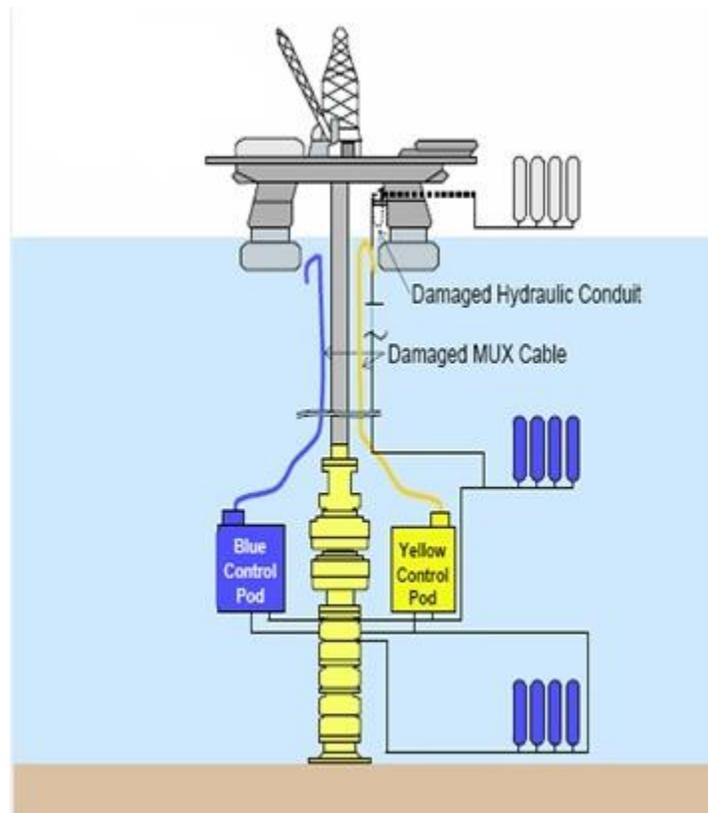


Figura 1.22 Sistemas de conversión electrohidráulico POD³²

Líneas de estrangular y matar

Las líneas de matar y de estrangular son utilizadas para proporcionar un flujo controlado de aceite, gas o de fluido de perforación desde el pozo perforado hasta la superficie cuando el conjunto de preventores está cerrado. Estas líneas van desde la plataforma, a lo largo del riser, hasta el cabezal y se utilizan en el control de brotes a fin de prevenir que lleguen a ser reventones. Cuando se detecta un brote, se bombea fluido de perforación por la línea de matar hasta el conjunto de preventores para restaurar el balance de presión en el pozo. Cuando ocurre un brote de gas, se cierran los preventores de arietes alrededor de la sarta de perforación. El gas de invasión se libera en el múltiple de estrangulación mediante el manejo adecuado de la línea de estrangular sobre el riser

³² Figura 1.22, fuente: Cortesía presentaciones Héctor Arredondo, 2017

Conjunto Marino Inferior del Riser (LMRP)

El conjunto Marino Inferior del Riser es un sistema de desconexión de emergencia y se conforma por un ensamblaje o adaptador para el riser, una junta flexible, uno o dos preventores anulares y un conector hidráulico que une al conjunto inferior del riser con el conjunto de preventores.

El LMRP (Figura 1.23) proporciona un medio de desconexión entre el riser y el conjunto de preventores, para situaciones de emergencia. Además, proporciona un control hidráulico del conjunto de preventores a través de los paneles de control.

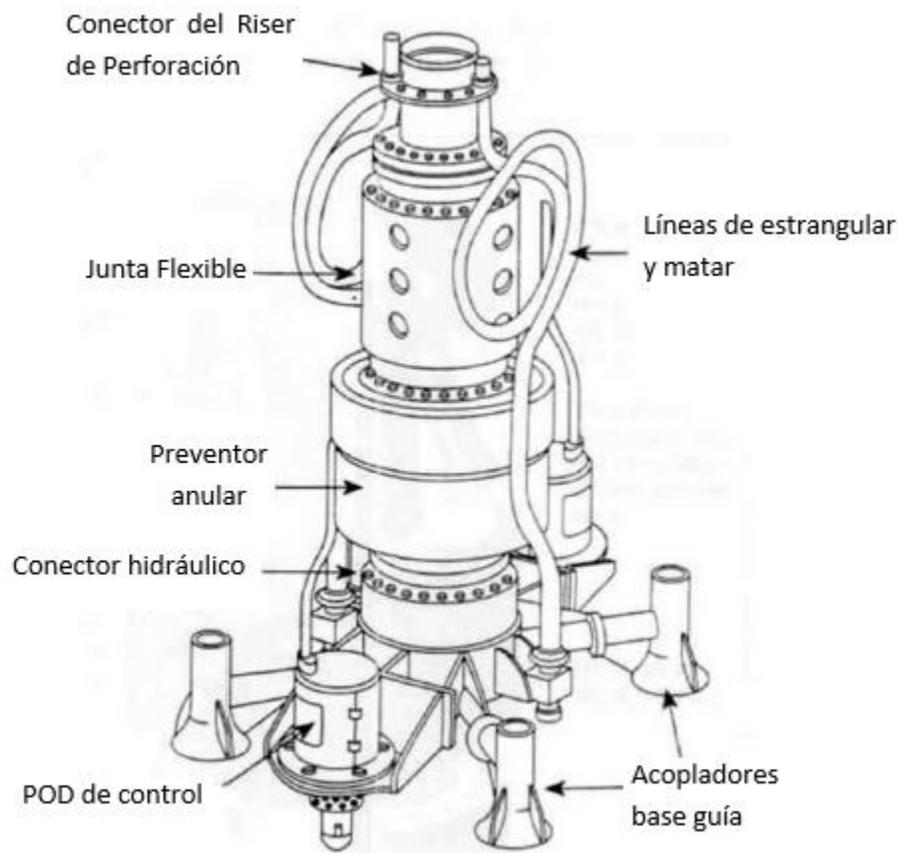


Figura 1.23 Componentes del LMRP³³

³³ Figura 1.23 modificada, fuente: Manejo del riser de Perforación, 2009

Las condiciones en las cuales se realiza una desconexión de emergencia son por: descontrol de pozo, condiciones meteoceanicas y por un black out (perdida de energía del sistema del equipo), etc.

Arreglo Típico

Para equipos flotantes, el arreglo de preventores deberá proveer un medio para³⁴:

- a. Cerrar en la tubería de perforación y revestimiento.
- b. Cierre del pozo (sin tubería.)
- c. Stripear³⁵ con la tubería de perforación mediante el preventor anular.
- d. Colgar la tubería de perforación en los arietes anulares
- e. Cortar la tubería de perforación y revestimiento y sellar el pozo.
- f. Desconectar el riser
- g. Circular el pozo después de desconectar de la tubería de perforación.
- h. Circular a través del preventor para eliminar gas atrapado.
- i. Líneas de matar, estrangular y de impulso

³⁴ API RP53

³⁵ Nomenclatura XXI

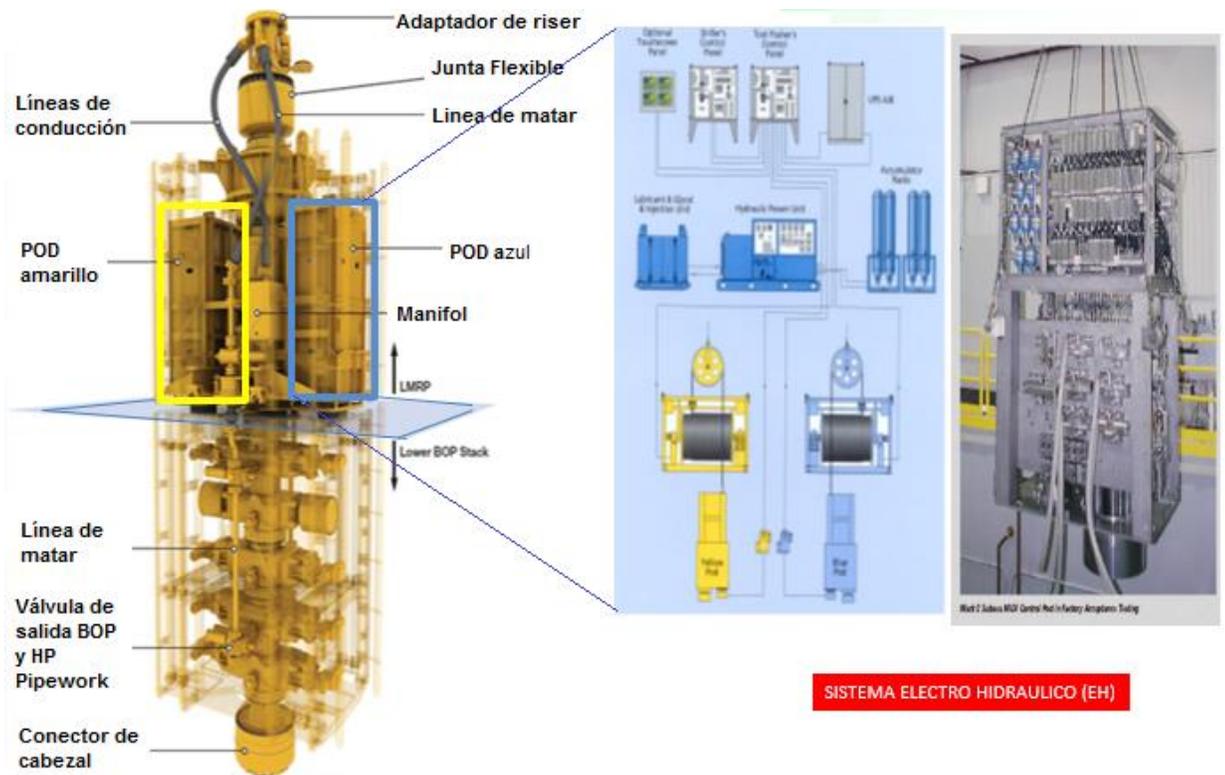


Figura 1.24 Componentes básicos del BOP³⁶

Sistemas de cierre

- Sistemas primarios:
 - a) Procedimiento estándar de cierre.
 - b) EDS. (Emergency Disconnect Sequence).
- Sistemas secundarios:
 - a) DEAD MAN.
 - b) Sistema de auto corte.
 - c) Acústico.
- Sistema terciario: Intervención con el ROV.

³⁶ Figura 1.24 modificada , fuente : Cortesía presentaciones Héctor Arredondo, 2017

Tiempo de respuesta

El sistema de control del arreglo de preventores submarinos deberá diseñarse para proveer el volumen y presión suficiente para operar funciones seleccionadas dentro de los tiempos de respuesta admisibles. El sistema de control deberá tener una respuesta de cierre de tiempo no superior a 45 segundos para cada ariete. La respuesta de cierre de cada preventor anular no deberá exceder de 60 segundos para cada válvula de estrangular y válvula de matar (abrir o cerrar) no excederá el mínimo observado para cerrar los rams³⁷. El tiempo de respuesta para desenganchar el conector del riser (LMRP) no deberá exceder de 45 seg.³⁸

Cabezal Submarino

El cabezal submarino es un medio para conectar los preventores, colgar las tuberías de revestimiento y es un medio para conectar el árbol marino después de haber perforado y permite producir el pozo.

Para poder seleccionar un cabezal el primer parámetro es el peso de todas las tuberías y la capacidad de flexión es decir de movimiento lateral. El riser y los preventores están conectados a los equipos flotantes de perforación, se van a conectar a este cabezal y al momento que los equipos flotantes o el riser tenga un movimiento lateral se transfiere también a este cabezal.

En la Figura 1.25 se observa cómo se instala un cabezal con sus principales componentes, generalmente se tiene un cabezal de baja o receptor(color verde), con un Mud Mat que es un cinturón en la parte inferior que se aloja en el lecho marino, este no queda exactamente en el lecho marino, queda a 4 o 8 metros arriba , este mismo cabezal está conectado a la primera tubería conductora que no se cementa, se jetea³⁹; hay tuberías conductoras de 36pg, 30pg, en aguas ultra profundas generalmente se utilizan de 36 pg.

³⁷ Nomenclatura XVIII

³⁸ API SPECIFICATION 16D.

³⁹ Nomenclatura IX

Posteriormente se tiene un cabezal de alta presión (color azul) este es el cabezal que va alojado en la parte interna del receptor y hace sello completo, es decir queda sellado herméticamente, no tiene válvulas como los cabezales terrestres, no hay manera de abrir o desfogar un espacio anular, queda entrampado el espacio anular entre una tubería de revestimiento y otra. Dentro del cabezal de alta están los perfiles para colocar las tuberías de revestimiento subsecuentes. De acuerdo al número de TR que vamos a diseñar nosotros seleccionamos el tipo de cabezal.

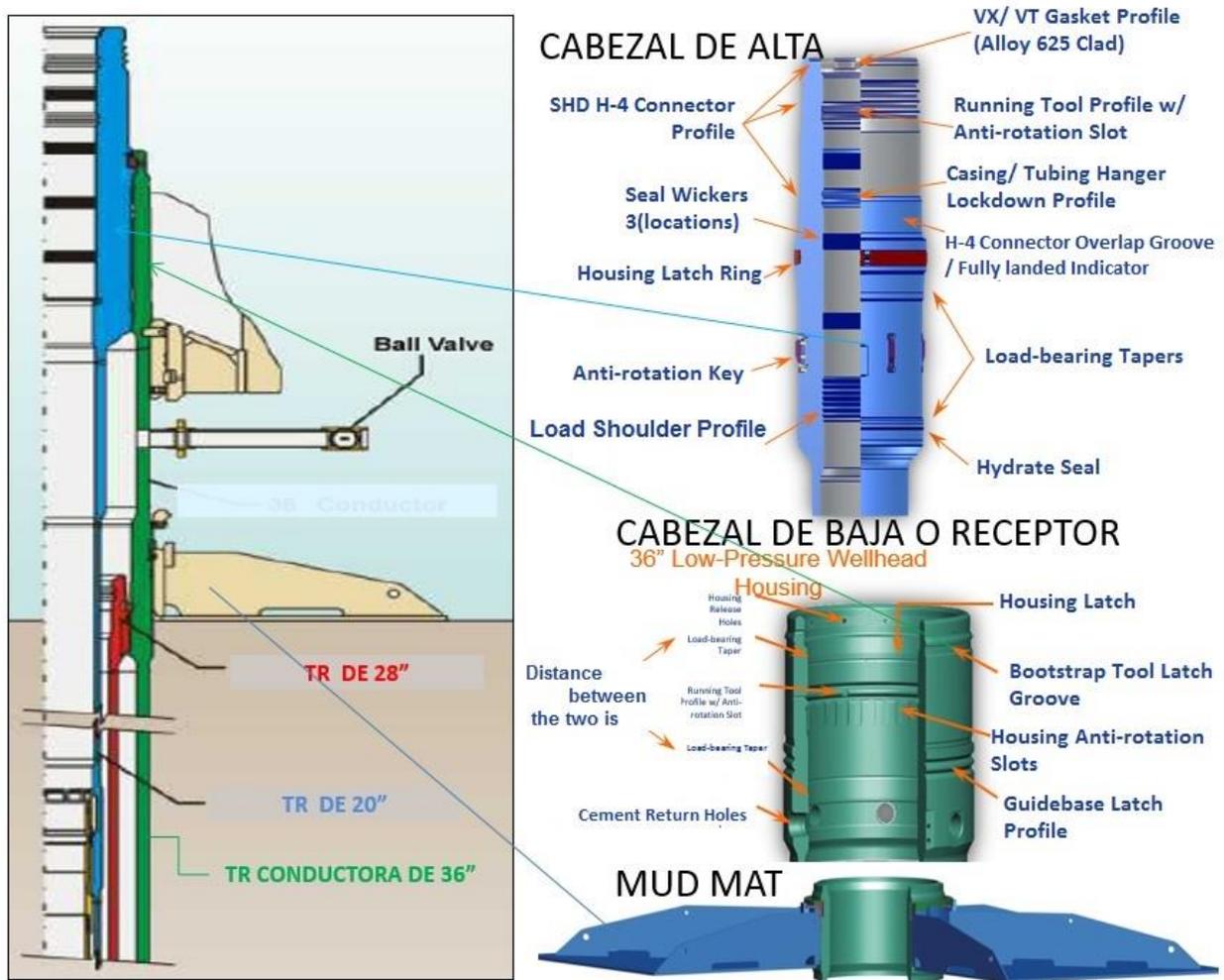


Figura.1.25 Cabezal submarino⁴⁰

⁴⁰Figura 1.25, fuente: Cortesía presentaciones Héctor Arredondo, 2017

Vehículo de operación remota (ROV)

No hay manera que un ser humano este a profundidades de 2,500 metros para cerrar o abrir una válvula, por lo cual se utiliza un robot “ROV” sus siglas en inglés (Figura 1.26), un robot submarino no tripulado, controlado por un operador desde la superficie, el trabajo de perforación, con posibilidad de corregir cualquier anomalía.



Figura 1.26 Operación de un ROV⁴¹

⁴¹Figura 1.26 ,fuente: Cortesía presentaciones Héctor Arredondo, 2017

1.3.- Riser de perforación

Un riser de perforación es un conducto que proporciona una extensión temporal de un pozo de petróleo submarino a una instalación de perforación superficial, puede estar hecho de acero, aluminio, titanio o materiales compuestos que se utiliza para llevar a cabo a través de él operaciones de perforación, funcionamiento y colocación de revestimiento, cementación y extracción de muestras a través de la columna de agua de mar.

Su arquitectura para la perforación en aguas profundas depende de numerosos factores relacionados con las condiciones operativas y ambientales. Estos incluyen la profundidad del agua, la densidad del lodo, los diámetros de las líneas auxiliares y las presiones de trabajo, condiciones del mar y los perfiles actuales, y el desplazamiento máximo de la plataforma, y así sucesivamente.

Todos los parámetros anteriores deben tenerse en cuenta en el diseño de los diversos componentes del sistema del riser incluyendo el tubo principal, las líneas auxiliares, los conectores, la distribución de los módulos de flotabilidad y el sistema de tensión.

En la Figura 1.27 se muestra un ejemplo de un sistema del riser de perforación típico y una junta vertical de perforación. El tubo principal de la junta del riser y los acoplamientos asociados en la Figura 1.28 generalmente se dimensionan para que sean compatibles con un tamaño de BOP específico. Una junta de riser es una tubería de gran diámetro y alta resistencia, ya sea sin soldadura o eléctrica, con acoplamientos soldados a cada extremo. El tubo principal se especifica por su diámetro exterior, espesor de pared y propiedades del material.

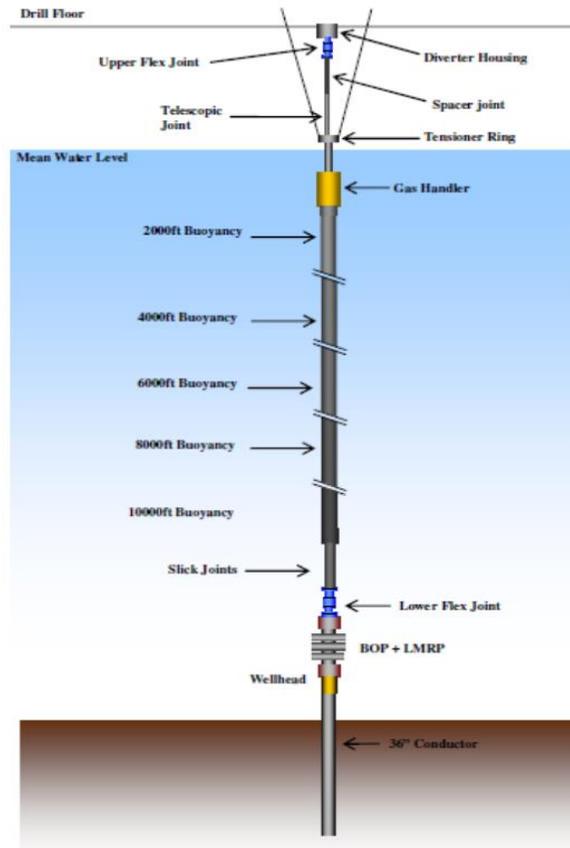


Figura 1.27 Riser de perforación stack-up⁴²



Figura 1.28 Junta de riser de perforación⁴³

Cuando se está desplegando el sistema riser, las juntas verticales se acoplan en el piso de perforación y se bajan al agua. La sarta de riser verticales representa el componente principal del sistema del riser y se utiliza para realizar las funciones del sistema del riser.

⁴² Figura 1.27 ,fuente : Cortesía de WIT CONFERENCES, 2016

⁴³ Figura 1.28, fuente: Cortesía de WIT CONFERENCES, 2016

44 Clasificación de Riser de Perforación

Los risers marinos datan de la década de 1950, cuando se utilizaron por primera vez para perforar costa afuera en California. Un hito importante ocurrió en 1961, cuando se llevó a cabo la perforación colocada dinámicamente. Desde aquellos primeros días, los risers se han utilizado con cuatro propósitos principales:

- Perforación
- Terminación / reparación
- Producción / inyección
- Exportación

Para esta tesis se enfocará en los riser de perforación, los cuales se subdividen en risers de baja presión y alta presión.

Riser de perforación de baja presión

El riser de perforación estándar hoy en día es un riser de baja presión, abierto a la presión atmosférica en el extremo superior. Por lo tanto, la presión interna nunca puede exceder eso debido al peso del lodo de perforación. Los riser de perforación se componen de varias juntas verticales, típicamente de 15-23 m de largo, un tubo vertical de perforación típico comprende un tubo central de 21 pulgadas de diámetro nominal y está equipado con varias líneas periféricas: líneas de matar y líneas de estrangulación, utilizadas para comunicarse con el pozo y hacer circular el fluido en caso de un brote (gas kick)⁴⁵ para la cual el dispositivo BOP debe cerrarse en el piso marino; una línea de refuerzo, utilizada para inyectar fluido en el extremo inferior del riser y acelerar el flujo para evacuar mejor los recortes de perforación; y una línea hidráulica de pequeño diámetro, utilizada para alimentar el BOP de los fondos marinos.

La junta también está equipada con módulos de flotabilidad de espuma sintética para reducir el peso en agua. Los riser de perforación generalmente están equipados con dichos módulos en la parte superior de su longitud. Una longitud

⁴⁴ Bibliografía XIII

⁴⁵ Nomenclatura v

corta cerca de la superficie generalmente se deja al descubierto, para reducir las cargas hidrodinámicas en la zona donde las fuerzas de las olas son mayores. La parte inferior del riser también se deja a menudo al descubierto, ya que la densidad (y el costo) de la espuma sintética aumenta con la presión de diseño requerida, por lo tanto, con la profundidad.

Otra característica de la junta del riser es el conector, que puede ser de diferentes tipos. La Figura 1.29 muestra un conector de bloque de cierre. La junta tiene un conector bridado y es inusual en que está hecha de aluminio.



Figura 1.29 Conector de bloque de cierre⁴⁶

Como se muestra en la Figura 1.30, las líneas periféricas están unidas al tubo principal por varias guías. Estas deben diseñarse cuidadosamente, ya que evitan que las líneas periféricas se pandeen por el efecto de la presión interna. Como sistema de seguridad de respaldo, también es una buena práctica diseñar las líneas para que no puedan salir de su alojamiento al nivel del conector, incluso si la línea se dobla.

⁴⁶ Figura 1.29, fuente: Fundamentals of Marine Riser Mechanics, 2007



Figura 1.30 Riser de perforación de aluminio⁴⁷

El BOP del lecho marino permite cortar la sarta de perforación y cerrar el pozo en caso de emergencia, y el paquete de la plataforma del riser inferior (LMRP) permite desconectar el riser de perforación. Una junta flexible en la unión entre el riser y el LMRP permite una rotación limitada del riser y evita momentos concentrados. Los pesos del BOP y LMRP dependen de la presión de diseño, pero están en el orden de 100-300 toneladas para el BOP y 50-100 toneladas para el LMRP.

Riser de perforación de alta presión

Cuando el BOP se encuentra en la superficie, se requiere un riser de perforación de alta presión, como fue el caso en 1961. Este riser tiene una arquitectura mucho más simple que un riser de baja presión, ya que no requiere matar y estrangular líneas. En el caso de un brote, el BOP se cierra en la superficie, que es inmediatamente accesible en la plataforma de perforación. Por lo tanto, el riser debe diseñarse para soportar la presión total. Sin embargo, existe un riesgo potencial mayor al perforar con una BOP de superficie, a menos que se pueda proporcionar un sistema adecuado de desconexión del lecho marino en caso de una emergencia.

Después de 1961 se continuó perforando con un riser de alta presión en aguas poco profundas durante muchos años. Los riser de alta presión con BOP de superficie se han utilizado nuevamente desde la década de 1980.

⁴⁷ Figura 1.30, fuente: Fundamentals of Marine Riser Mechanics, 2007

También se propuso un riser de alta presión (diámetro pequeño) con BOP de superficie para el Programa de perforación oceánica a principios de la década de 1990, para permitir la perforación científica con circulación de lodo en aguas ultra-profundas. Sin embargo, el proyecto no fue perseguido. Más recientemente, los riser de alta presión con BOP de superficie se han utilizado para perforar una gran cantidad de pozos de semi-sumergibles en condiciones ambientales moderadas.

1.4 Sistema de tensionamiento y límites de operación

Sistema de tensionadores

Se usa para aplicar fuerza vertical en la sección superior del Riser, para controlar sus esfuerzos y desplazamientos. El rango de tensión (DTL = Dynamic Tension Limit) está definido para cada fabricante y está definido por el producto de la máxima presión permisible por el área hidráulica efectiva, dividida por el No. De tensionadores.

$$DTL = P_a * A_{CYL} / N_{LF}$$

Donde:

P_a : Presión máxima permitida

A_{CYL} : Área hidráulica efectiva de la tubería

N_{LF} : Número de juntas de la tubería

Todos los accesorios del Riser deben diseñarse a la máxima presión de trabajo permisible. El sistema de tensionadores debe estar diseñado para permitir que una unidad (tensionador) este fuera de servicio (por mantenimiento o cambio) sin afectar la tensión requerida al riser.

La máxima aplicación de tensión no debe exceder 90 % de DTL

Los diseños típicos son:

Tabla 1.4 Diseños típicos⁴⁸

BOP's	Riser
13 5/8"	16"
16 3/4"	18 5/8"
18 3/4"	20" ó 21"
20 3/4"	22" ó 24"
21 1/4"	24"

⁴⁸ Tabla 1.4 modificada , referencia: Subsea Pipelines and Risers,2005

- Los grados de acero más comunes son: X-52, X-65 y X-80
- Las longitudes son de 50 a 75 pies.
- Las Pump Joints son riser cortos, con longitud en diferentes tamaños.

Las juntas flexibles del sistema del riser, se usan para permitir la desalineación angular entre el riser y el conjunto de BOP's reduciendo el efecto Bending. Igualmente se instala en la sección superior del riser para permitir el movimiento de la embarcación. Típicamente la rigidez rotacional de la junta flexible es función no lineal del Angulo y tiene rango de 10,000 a 30,000 ft-lb por grado de rotación.

El riser aplica esfuerzos de corte, flexión y tensión al LMRP, BOP's, conexiones hidráulicas, cabezal y TR superficial. Además, induce cargas a la embarcación. Las corrientes mayores de 2 nudos son peligrosas, debido a que aplica cargas adicionales al riser, embarcación y anclas, y porque causa vibraciones inducidas del riser.

Grandes corrientes resultan en grandes ángulos y posiblemente altos esfuerzos de flexión. Para reducir este efecto es necesario aplicar mayor tensión en la parte superior del riser lo cual provoca altos esfuerzos axiales e incrementa la tensión en el fondo. Bajos ángulos en la junta flexible pueden ser reducidos con el manejo de la tensión de las anclas.

La tensión del riser debe ser determinada por la densidad del fluido de perforación, iniciando por agua de mar hasta la máxima densidad programada.

Modos de operación (consideraciones en el diseño)

- Modo de perforación: Condiciones de pozo en actividades de perforación, viajes, rimado, circulación, etc. Y operaciones especiales como pesca, correr TR.
- Modo conectado sin perforar: Incluidas las actividades a bordo durante la etapa de perforación, sin que la tubería de perforación este rotando o moviéndose.

- Modo de desconexión: Si las condiciones meteorológicas exceden los límites de operación segura en un Modo conectado sin perforar, es necesario proceder a la desconexión de riser.

La Tabla 1.5 indica los límites recomendados para diseño y operación para los tres modos y además contiene 2 métodos de criterio de esfuerzos para el modo de perforación, al menos uno de ellos debe cumplir el diseño. **El método A es apropiado para la mayoría de las localizaciones de aguas profundas. El método B se recomienda para aguas de mayor profundidad (2000 ft).**

Tabla 1.5 Parámetros de diseño⁴⁹

PARAMETRO	RISER CONECTADO PERFORANDO	RISER CONECTADO NO PERFORANDO	RISER DESCONECTADO
ANGULO PROMEDIO JUNTA FLEX.	2 grados	N/A	N/A
ANGULO MAXIMO JUNTA FLEX.	4 grados	90%	90%
CRITERIO ESFUERZOS:			
METODO A, ESFUERZO PERMITIDO	4.0 MSy	0.67 MSy	0.67 MSy
METODO B, ESFUERZO PERMITIDO	0.67 MSy	0.67 MSy	0.67 MSy
RANGO DE ESFUERZO			
SAF menor o igual 1.5	10 KSI	N/A	N/A
SAF mayor 1.5	15 / SAF	N/A	N/A
Tensión Minina en la parte superior	T min	T min	N/A
Límite de Tensión dinámica	DTL	DTL	N/A
Máxima Tensión a aplicar	90 % DTL	90 % DTL	N/A

⁴⁹ Tabla 1.5 ,referencia:Cortesía Hector Arredondo,2018

Donde:

MSy = Esfuerzo mínimo de fluencia del material

SAF = factor de amplificación del esfuerzo, se utiliza para considerar el incremento en esfuerzos causado por los amplificadores de esfuerzo geométricos que ocurren en los componentes del riser

En el modo de perforación el límite principal y el límite máximo se deben mantener en 2.0 grados (principal) y 4.0 grados (máximo).

El objetivo del análisis de máximo esfuerzo es asegurar que el riser es lo suficientemente fuerte para soportar las cargas máximas de diseño.

Precaución: el ángulo en la junta flexible no debe exceder de 3 grados, en caso contrario debe suspenderse la operación y corregir el mismo.

Una tensión mínima (T_{min}) debe ser establecida para asegurar la estabilidad del riser. Esta tensión debe ser suficiente para mantener la tensión efectiva siempre positiva a lo largo del riser, incluso cuando falle uno de los tensionadores. Se calcula de la siguiente manera:

Tensión mínima superior

$$T_{min} = T_{SRmin} * N \div [R(N - n)]... (1.1)$$

Donde:

T_{SRmin} : Tensión mínima en el anillo de tensión

N : Número de tensionadores soportados al riser

R : Factor de reducción, usualmente de 0.9 a 0.95

n : Número de tensores sujetos a una falla repentina

Tensión mínima en el Anillo de Tensión

$$T_{SRmin} = W_s * f_{wt} - B_n * f_{bt} + A_i[d_m * H_m - d_w * H_w]... (1.2)$$

Donde:

W_s = Peso sumergido del Riser

f_{wt} = Factor Tolerante de Peso (min. de 1.05)

B_n = Levantamiento neto de Flotación

f_{bt} = Pérdida de flotación y Factor de Tolerancia (máx. De 0.96 a menos que se tenga conocimiento de otro peso exacto)

A_i = Área interna de la sección transversal del riser con líneas auxiliares incluidas

d_m = Densidad del Fluido de Perforación

H_m = Altura de la Columna del Fluido de Perforación

d_w = Densidad del Agua de mar

H_w = Altura de la Columna del Agua de mar

Ángulos Permitidos de la Junta Flexible durante la Perforación

- Ángulo promedio de la junta flexible ≤ 2 grados
- Ángulo Máximo de la Junta Flexible ≤ 4 grados
- Límites de DODI del Ángulo de la Junta Flexible a $\leq 1/2$ grado
- Limitar los ángulos de la junta flexible reduce el riesgo de deformación u ondulamiento en el diámetro interno del riser

Límites de operación

En la perforación en aguas profundas se tiene que estar preparados para cualquier contingencia, hemos mencionado que tenemos sistemas en los cuales podemos hacer la desconexión de emergencia, contando con un círculo de alertas (Figura 1.31).

En la siguiente figura, el área verde es cuando los equipos flotantes de perforación tienen una cierta movilidad libre que es flexible. Una vez que tengan condiciones

metoceanicas críticas y que se rebase el área verde se realiza un preparativo para hacer la desconexión de emergencia; no se tiene que llegar al punto rojo, el cual es una condición crítica.

Se hace este círculo de alerta para ver los radios de operación de los equipos flotantes y de acuerdo a las condiciones metoceanicas se hace la desconexión

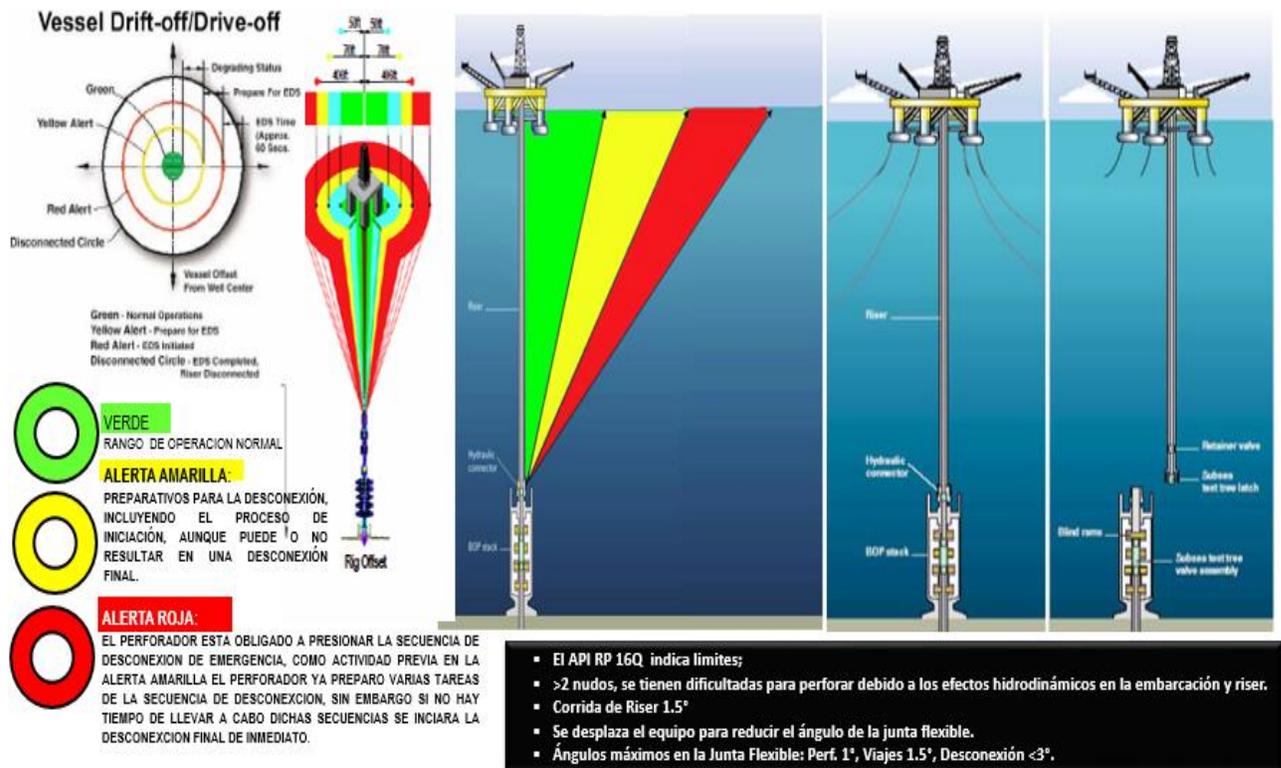


Figura 1.31 Círculos de Alerta⁵⁰

Círculo de alerta:

- ❖ Alerta Verde: Rango de operación normal.
- ❖ Alerta Amarilla: Preparativos para la desconexión incluyendo el proceso de iniciación, aunque puede o no resultar en una desconexión final.

⁵⁰ Figura 1.31, fuente: Cortesía presentaciones Héctor Arredondo, 2017

- ❖ Alerta Roja: El perforador está obligado a presenciar la secuencia de desconexión de emergencia como actividad previa en la alerta amarilla el perforador ya preparo varias tareas de la secuencia de desconexión sin embargo no hay tiempo de llevar a cabo dicha secuencia se iniciará la desconexión de inmediato.

El API RP 16Q indica límites:

- >2 nudos, se tiene dificultades para perforar debido a los efectos hidrodinámicos en la embarcación y riser.
- Corrida de Riser 1.5'
- Se desplaza el equipo para reducir el ángulo de la junta flexible.
- Ángulos máximos en la junta Flexible: Perf. 1°, Viajes 1.5°, Desconexión <3°

1.5 Descripción de conceptos

Durante las operaciones de posicionamiento dinámico, un incidente de pérdida de posición es una amenaza para las operaciones seguras y la protección del medio ambiente. Los incidentes pueden ser causados por fallas en el sistema DP, errores humanos, procedimientos inadecuados o diseño incorrecto, pueden tener como consecuencia pérdida de tiempo, lesiones humanas, pérdida de vidas, daños a la propiedad y daños al medio ambiente.

Concepto de “Drift off”

DP Drift Off es una pérdida de posición causada por una pérdida parcial o total de empuje (condiciones metoceanicas) que hace que la embarcación / instalación de DP se desplace.

Concepto de “Drive off”

Drive Off es una pérdida de posición causada por una fuerza inadecuada e indeseada aplicada al sistema DP o una inestabilidad del sistema de control DP que lleva al barco DP / plataforma a moverse en una dirección no deseada (guiñada, sobrevoltaje y oscilación).

En la Figura 1.32 se muestra la pérdida de posición, uno de los principales problemas en perforación en aguas profundas, ocasionada por condiciones metoceanicas (Drift off) o fallos en el sistema de posicionamiento (Drive off).

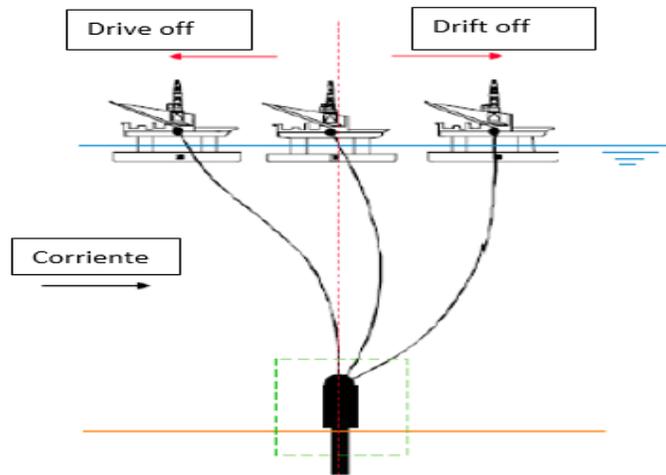


Figura 1.32 Drift off y Drive off⁵¹

Margen de Riser

Cada operadora toma o no en cuenta el Margen de Riser, se le da ese nombre al incremento de fluido de perforación antes de que se desconecte el equipo del pozo para compensar la presión del fondo del pozo en caso de accidentes, desconexiones o fallas a nivel del mar cercanos al equipo de BOP en el lecho marino

$$\rho_{rm} = \frac{(L \cdot \rho_{df}) - (Dw \cdot \rho_{sw})}{(D - L)} \dots (4)$$

Donde;

ρ_{rm} : es el margen de riser , lpg

ρ_{df} : es la densidad del fluido de perforación equivalente a la presión de la formación , lpg

ρ_{sw} : densidad del agua de mar, lpg

L: es la longitud del riser desde el preventor hasta el piso del taladro, en ft

D: es la profundidad vertical verdadera del pozo, ft

Dw: es la profundidad del agua , ft

⁵¹ Figura 1.32, fuente: <http://www.2hoffshore.com>

1.6 Diseño y arreglo de un riser de perforación

El diseño de un sistema de riser de perforación comienza con la evaluación de las condiciones de operación esperadas y de un análisis de ingeniería para establecer parámetros tales como tensión, flexión y esfuerzo, requerimientos de flotación, etc.; otros factores que influyen el diseño de un sistema de riser son: la longitud del riser (profundidad del agua), los requerimientos dimensionales, los rangos de presión interna, las condiciones de manejo y almacenamientos.

El sistema completo del Riser es una extensión del pozo desde el conjunto de preventores submarinos hasta la embarcación. Las principales funciones son:

- Proporcionar una comunicación entre el pozo y la embarcación perforadora.
- Soporte para líneas de matar, estrangular y auxiliares
- Guía para herramientas hacia el pozo.
- Utilización para correr y recuperar el conjunto de BOP's. submarinos

Se requieren módulos de flotabilidad para reducir las grandes tensiones superiores requeridas en aguas profundas. Sin embargo, en aguas profundas, aumenta el requisito de densidad de espuma sintáctica de flotación. Cuanto mayor es el índice de flotabilidad, mayor es su diámetro, que a su vez está restringido por la apertura de la mesa giratoria

Generalmente en los equipos flotantes de perforación, los riser (Figura 1.33) se encuentran acomodados por tramos de colores, cada riser resiste una presión hidráulica tanto externa como interna, el perforador sabe cuál va primero y cual después gracias a los colores que indican su profundidad y longitud.

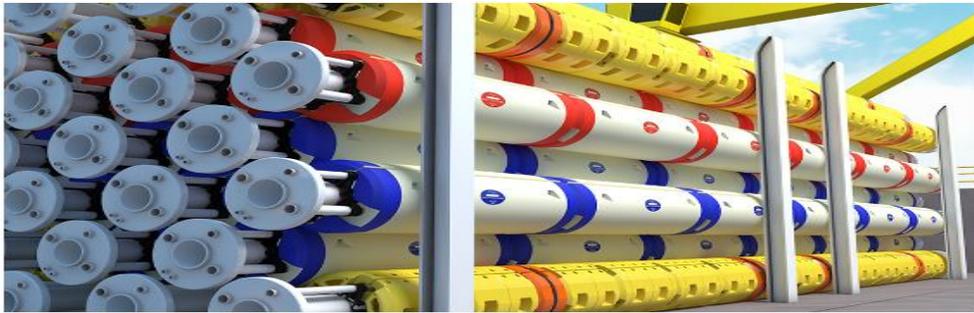


Figura 1.33 Riser de Perforación⁵²

El riser es una tubería revestida por un flotador (una espuma) el cual le permite flotar y permanecer de manera vertical. En la siguiente Figura 1.34 se muestra un ejemplo de los tipos de riser a diferente profundidad.

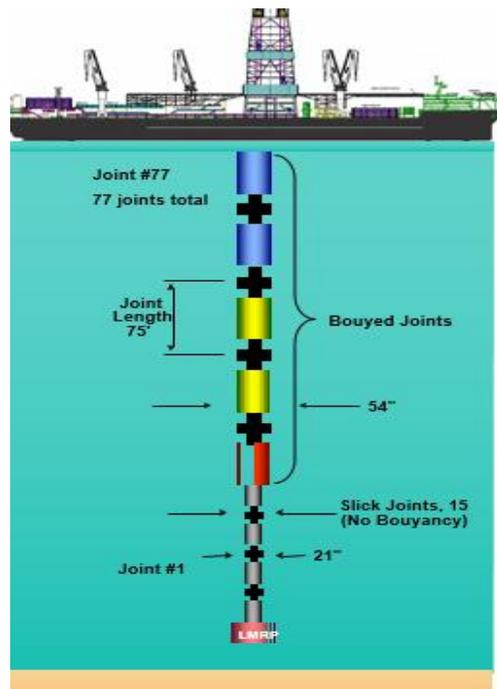


Figura 1.34 Tipos de riser a diferente profundidad⁵³

⁵² Figura 1.33, fuente: Cortesía presentaciones Héctor Arredondo, 2017

⁵³ Figura 1.34, fuente: Cortesía presentaciones Héctor Arredondo, 2017

Dado las profundidades que maneja el riser de perforación, se ha realizado una clasificación que se muestra en la siguiente Tabla 1.6 en la cual se muestran los rangos de colores para los equipos de flotación con respecto a su profundidad de flotabilidad.

Tabla 1.6 Especificaciones para el riser de Perforación⁵⁴

Número de juntas	Espesor de pared [inc]	Grado de profundidad de flotabilidad [ft]	Código de Color	Peso seco total, [kg]	Peso seco total incluyendo flotabilidad, [Kg]	Peso sumergido	Capacidad de carga de tensión	Ráfaga de presión de trabajo nominal	Colapso nominal de la presión de trabajo
8	1,000	2500		15867	23735	874	3067	4950	3000
2	1,000	10000		15867	26403	3545	3067	4950	3000
25	0,875	2500		15078	22946	188	2660	4230	2100
33	0,875	5000		15078	24634	1878	2660	4230	2100
31	0,875	7500		15078	24822	859	2660	4230	2100

Equipos de flotación

El equipo de flotación está sujeto a los tramos del riser, para reducir los requerimientos de tensión en la parte superior mediante la disminución del peso sumergido de los tramos. Existen varios diseños típicos, entre los que se encuentran los siguientes:

- a) Módulos de espuma: La espuma sintética es un material compuesto de esferas huecas en una matriz. Las formas más comunes de los módulos de espuma son microesferas delgadas de vidrio de una matriz de resina plástica colocada térmicamente. Normalmente se utiliza material más denso para aguas más profundas y soporta presiones de colapso mayores,

⁵⁴ Tabla 1.6 ,referencia: Cortesía presentaciones Héctor Arredondo, 2017

generalmente los flotadores se instalan en paredes alrededor de los tramos del riser, varios pares por tramo tienen cortes para las líneas de estrangular, de matar y auxiliares. El empuje vertical del módulo de espuma se transmite al riser mediante un collar afianzado al tubo del riser justo debajo de la unión superior de cada tramo.

- b) Cámaras de aire abiertas del fondo: Se instalan en la unión del riser y proporcionan un espacio anular alrededor de él. Las líneas piloto y de inyección proporcionan los medios para inyectar aire a la presión hidrostática ambiental, el aire desplaza el agua de mar del espacio anular para dar flotación. Con una válvula en la línea de inyección, mantiene el agua a nivel preestablecido. El aire se puede purgar a través de una válvula de descarga mediante la línea piloto. Las válvulas se pueden ajustar para proporcionar el nivel de flotación deseada. Los compresores que se encuentran en la unidad flotante se utilizan para proporcionar aire a través de la línea de inyección hacia las cámaras.

Determinación de la longitud del riser

La profundidad del agua se debe medir antes de iniciar la operación y la elevación del cabezal por arriba de la línea de lodo se mide en el momento en el que el cabezal es cementado en el lugar. La longitud del riser normalmente se diseña para que la junta telescópica esté casi en la mitad de la longitud de su carrera cuando el conjunto de preventores se afiance al cabezal y el equipo esté en su posición de perforación normal. En la posición media, parte de la carrera de la junta telescópica, puede compensar el incremento de la longitud del riser resultante del movimiento del sistema flotante. Si la junta telescópica se extiende hasta sus límites, las cargas de tensión se incrementarán drásticamente: si la junta telescópica se retrae hasta su límite, el riser podría pandearse. Ambas condiciones deben ser evitadas.

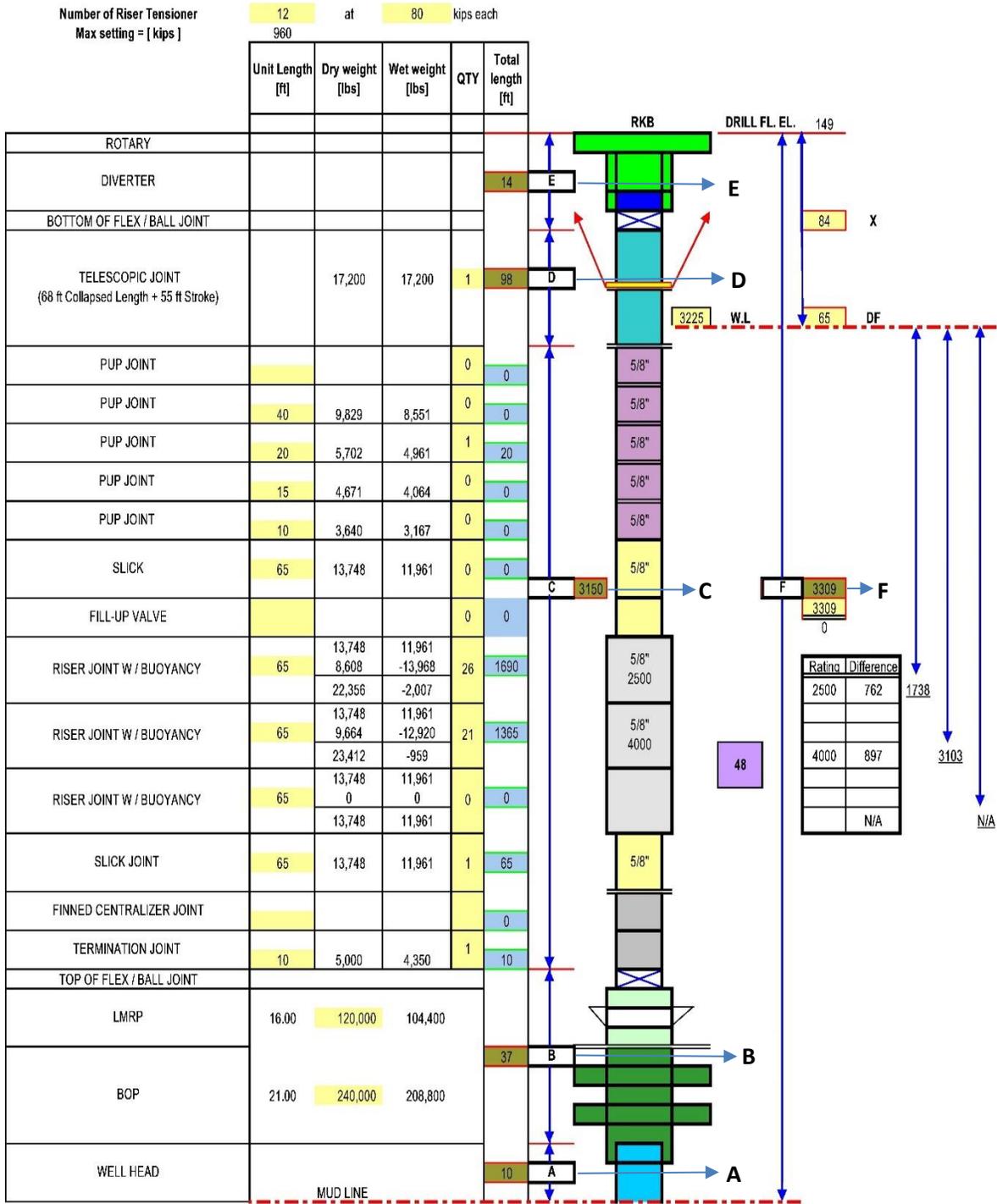


Figura 1.35 Determinación de la longitud del riser⁵⁵

⁵⁵ Figura 1.35, fuente: Cortesía Héctor Arredondo, 2017

En la Tabla 1.7 se muestran las longitudes deben considerarse cuando se calcula la longitud de los Risers.

Tabla1.7 Longitudes para el cálculo de Risers⁵⁶

Longitud	
A	Lecho marino, parte superior del cabezal
B	Altura de BOP'S y LMRP
C	Longitud del riser (requerida)
D	Longitud de la junta telescópica (a la mitad de su carrera)
E	Distancia de la base del diverter a la mesa rotaria (RKB= rotary nelly bushing)
F	Distancia de la mesa rotaria al lecho marino
G	Longitud de la mesa rotaria a la parte superior del cabezal (requerida para los ajustes de las herramientas soltadoras)

Las longitudes **B, D y E** son conocidas y sin variación, mientras que las **A, F, y G** **son** medidas en la localización.

Por lo tanto, la longitud requerida de Riser puede calcularse, de la siguiente manera:

$$C = F - (A + B + D + E)... (1.3)$$

O

$$C = G - (B + D + E)... (1.4)$$

⁵⁶ Tabla 1.7 ,referencia : Cortesia Héctor Arredondo, 2018

EJEMPLO:

A)

- La profundidad del agua (Mean-Tide) a la línea de lodo es de 1,756 pies (535.228 m)
- RKB a la parte superior de la boca del pozo era de 1,890 pies (576.07 m)
- La parte superior de la boca del pozo está a 9 pies (2.743 m) del fondo.
- Peso del lodo @ 11.2 ppg. $(1.342 \text{ gr}/\text{cm}^3)$

B) Información del BOP y del riser

- Altura del BOP (BOP +LMRP + adaptador del Riser) = 48 pies (14.63 m)
- Longitud del Riser Slip Jt. = 62.6 pies (19.08 m)
- Longitud interna del barril para carrera media = 25 pies (7.62 m)
- RKB a la parte superior de Slip Jt. =15.2 pies (4.633)
- Capacidad del riser de 15.99 $(198.5851 \text{ l}/\text{m})$

C) Información del riser de tensionado

- 8 tensores con 35.7: relación 1 (1 psi mantendrá 35.7 lb).
- *8 tensores con 16.1932: relación 1 (1 psi mantendrá 16.1932 kilos).

D) Pesos de riser en agua de mar

Junta del riser de 50 pies (15.24 m) = 13,300 lbs. (6,032.7785 kg)

Tramo corto de 40 pies (12.192 m) = 10,620 lbs. (4,817.151 kg)

Tramo corto de 25 pies (7.62 m) =5,840 lbs (2,648.979 kg)

Tramo corto de 15 pies (4.572 m) = 4,030 lbs (1,827.977 kg)

Tramo corto de 10 pies (3.048 m) = 3,290 lbs (1,492.319 kg)

Tramo corto de 5 pies (1.524 m) = 4,030 lbs. (1,192.948 kg)

Junta deslizante= 39,300 lbs. (17, 826.18)

Barril interno de la Junta deslizante = 25,000 lbs. (11,339.810 kg)

LMRP= 111,800 lbs (17826.18m)

Problemas para resolver: (Use la información anterior y la Fig. 1.35)

- Calcular la longitud del riser en pies.
- Calcular la cantidad de juntas del riser y tramos cortos necesarias para este pozo
- Calcular el peso del riser más el peso del LMRP y barril exterior de la junta deslizante en agua de mar
- Agregue 10 por ciento a la cifra anterior para la pérdida de fricción de la polea
- Agregue 50,000 lbs (22,679.619 kg) overpull⁵⁷ para EDS
- Calcule el diferencial de la columna de lodo con 11.2 ppg ($1.342 \text{ gr}/\text{cm}^3$) de lodo
- Calcular el peso total de soporte requerido para los tensores del riser de perforación
- Calcular la presión de aire del riser tensionado en (psi) requerida para soportar el peso requerido

⁵⁷ Nomenclatura xiii

SOLUCION

1. Calcular la longitud del riser en pies

$$A=9 \text{ pies (2.7432 m)}$$

$$B= 48 \text{ pies (14.6303 m)}$$

$$D=62 \text{ pies} +25 \text{ pies} =87.6 \text{ pies (19.08 m} +7.62 \text{ m}= 26.7 \text{ m)}$$

$$E= 15.2 \text{ pies (4.633 m)}$$

$$G=1,890 \text{ pies (576.073 m)}$$

$$C=G-(B+D+E) =1,890 \text{ pies}-(48 \text{ pies}+62 \text{ pies}+15.2 \text{ pies}) =1,739.2 \text{ pies}$$

$$\hookrightarrow C=G-(B+D+E) = 576.073 \text{ m}-(14.6303 \text{ m}+ 26.7 \text{ m}+4.633 \text{ m}) =530.1092 \text{ m}$$

Respuesta: longitud del riser =1,739.2 pies (530.1092 m)

2. Calcular la cantidad de juntas del riser y los tramos cortos necesarias para este pozo

$$1739.2/50= 34.78 \text{ juntas de juntas de 50 pies de longitud}$$

$$\hookrightarrow 530.1092 \text{ m}/15.24 \text{ m}=34.78 \text{ juntas de 15.24 m de longitud}$$

$$50*0.78=39 \text{ pies de tramo}$$

$$\hookrightarrow 15.24*0.78=12 \text{ m de tramo corto}$$

Respuesta: 34 juntas de 50 pies (15.24 m) de largo y un tramo corto de 40 pies (12 m) de largo

3. Calcular el peso del riser más el peso del LMRP y del deslizamiento de la junta del barril exterior en agua de mar.

Incluido el 10% por la pérdida de presión más los 50,000 lbs. (22,679.619 m) overpull para EDS

Peso de (34) juntas del riser de 50 pies (15.24 m) = $34 \times 13,300$ lbs. ($34 \times 6,032.7785$ kg) = 452,200 lbs (205,114.47 kg)

Peso de (1) tramo corto de 40 pies (12.192 m) = 452,200 lbs (4,817.151 kg)

Peso del LMRP= 11,800 lbs (50,711.627kg)

- Peso del barril exterior de la junta deslizante:

39,300 lbs (junta deslizante) - 25,000 lbs (baril interno) = +14,300 lbs (6,486.37 kg)

Peso total para todo el riser = 588,920 lbs (267,129.618 kg)

Agregando el 10% por la pérdida del factor de la polea 58,892 lbs (26,712.9618 kg)

Agregando 50,000 lbs (22,679.619 kg) del overpull= +50,000 lbs (22,679.619 kg)

Respuesta: **679,812 lbs (316,522.1988 kg)**

4. Calcule el diferencial de la columna de lodo con 11.2 ppg
 (1.342 gr/cm^3)

La diferencia de la columna del lodo es igual al peso de la columna del lodo en el riser menos el peso de la columna del agua de mar

Longitud de la columna del lodo= C+D+E=1739.2 pies+87.6 pies +52.2 pies = 1,842 pies (530.1097 m+26.7 m+4.633 m= 561.4427 m)

Longitud de la columna de agua de mar= profundidad del agua (mead-tide) a la línea del lodo -(A+B) =1,756 pies -(9 pies +48 pies)

Longitud de la columna de agua de mar= 1,699 pies (517.8545 m)

La capacidad del riser de 21" es igual a 15.99 galones por pie (198.5851 l/m)

Peso del lodo= 11.2 ppg (1.342 gr/cm^3)

Peso del agua de mar= 8.6 ppg (1.03 gr/cm^3)

Resolviendo para el peso de la columna de lodo= $1,842*11.2*15.99$
($561.4427*1.342*198.5851$) = 329,880 lbs (149,625.1556 kg)

Resolviendo para el peso de la columna del agua de mar= $1,699*11.2*15.99$
($517.8545*1.342*198.5851$) =233,636 lbs (138008.848 kg)

Resolviendo para la diferencia de la columna de lodo= $329,880-233,636$
($149625.1556-138008.848$) = 96, 244 lbs (11616.3076 kg)

Respuesta: 96,244lbs (11616.3076 kg)

5. Calcular el peso total de soporte requerido para los tensores del riser de perforación

Peso total del riser más 10% por la pérdida del factor de la polea

Más 50,000 lbs. (22,679.6119 kg) del overpull= 697,812 lbs (316522.1988 kg)

Peso de la diferencia de la columna de lodo= +96,244 lbs (11616.3076 kg)

El peso total requerido para soportar el riser tensor=

$697,812 \text{ lbs} + 96,244 \text{ lbs}$ ($316522.1988 \text{ kg} + 11616.3076 \text{ kg}$) = 794,056 lbs
(328,138.5064 kg)

Respuesta: 794,056 lbs (328,138.5064 kg)

6. Calcular la presión de aire del riser tensionado en (psi) requerida para soportar el peso requerido

Presión del riser tensor = $794,056/35.7/8=2533$ psi

Respuesta: 2533 psi

En las siguientes tablas 1.8 y 1.9 Se observa las características del Riser para su diseño respecto al API RP 16Q

Tabla 1.8 tensión mínima y máxima del riser por API RP 16Q (A)⁵⁸

tensión mínima y máxima del riser por API RP 16Q							
Tensor del riser		3225 ft profundidad del agua	Propiedades de sección transversal del Riser				
Número de sensores que soportan el riser N	12		Riser I.D.	(in.)	19.750	I.D.(in.)	qty.
Número de sensores sujetos a falla repentina	0		K&C I.D.	(in.)	2.730	19.75	48
Reducción del factor de perforación Rf	0.95		Booster I.D.	(in.)			
$N/(Rf*(N-n))$	1.053		Área total	A(sq.ft)			
Espacio hacia afuera del Riser			Desconexión de emergencia				
Altura del cabezal por encima de la línea de lodo	A(ft.)	10.00	Peso de LMRP húmedo		104,400		
altura de la pila inferior + LMRP peso	B(ft.)	37.00	Peso del Riser húmedo wo/tolerancia		-33,861		
Longitud de la junta deslizante cerca de la mitad del recorrido	D(ft.)	98.00	Overpull(25% del peso total húmedo)		17,635		
Parte superior de la flexión/ rotula debajo de RBK (piso de perforación) + (longitud de flexión realizada / rotula)	E(ft)	14	Total		88,174		
Nivel medio del agua	MLW (ft.)	3,225.00					
Aumento de mareas y aumento de tormentas	S(ft.)	5.00					
Distancia desde la línea de agua hasta RKB	X(ft.)	84.00					
MWL + cambio mareal medio + distancia de la línea de agua a RKB	F(ft.)	3,309.00					
Longitud del riser $C = F - (A + B + D + E)$	C(ft.)	3,150.00					
Longitud de las juntas del riser	length (ft)	65.00					
Longitud del carrete de Terminación	length (ft)	10.00					
Longitud de la válvula de llenado del riser	length (ft)	0.00					
Número calculado de las juntas del riser	#	48					
Calculo de la longitud de los tramos cortos	(ft.)	20					
Numero de las juntas del riser	#	48					
longitud total de los tramos cortos	(ft.)	20					

⁵⁸ Tabla 1.8 (A) modificada, referencia: API 16Q

Tabla 1.8 tensión mínima y máxima del riser por API RP 16Q (B)⁵⁹

Peso del Riser húmedo									
21"X 65' Vecto MR-6C		65'x5/8"w.t. junta	Tramo corto de 40'	Tramo corto de 20'	Tramo corto de 15'	Tramo corto de 10'	Junta Term.	TJ ⁶⁰ + anillo tensionador	Riser
Número de juntas disponibles		2	1	1	1	1		1	
Peso de la junta del Riser (TJ=total)	(lb.)	13,748	9829	5,702	4,671	3,640	5,000	17,200	
Peso de la junta del Riser(TJ=barril exterior)	(lb.)	11,961	8,551	4,961	4,064	3,167	4,350	17,200	Peso húmedo
Número de juntas	#	48	0	1	0	0	1	1	
Peso total del riser	(lb.)	574,116	0	4,961	0	0	4,350	17,200	600,627
Peso total del riser w/ con factor de tolerancia	1.05	602,822	0	5,209	0	0	4,568	18,060	630,659
Flotabilidad peso húmedo									
44" O.D. Flotabilidad		2,500'WD	4,000'WD						
Cantidad de juntas disponibles	0								
Peso del aire de flotabilidad	(lb.)	8,608	9,664					Flotabilidad	Riser y Flotabilidad
Elevación de flotabilidad por la junta	(lb.)	13,968	12,920						
Numero de juntas flotantes	47	26	21				0		
Elevación de flotación total	(lb.)	363,168	271,320				0	634,488	wo/tolerancia(lb.) -33,861
Peso Total / factor de tolerancia	0.96	349	260,467				0	609,108	wo/tolerancia(lb.) 21,550

⁵⁹ Tabla 1.8 (B) modificada, referencia: API 16Q

⁶⁰ Nomenclatura XXii

Tabla 1.8 tensión mínima y máxima del riser por API RP 16Q (C)⁶¹

Ajuste del tensor									
Agua de mar	Fluido de perforación	Agua de mar	Fluido de perforación	Fluido de perforación	Emergencia	Top tensión	Fluido de perforación	Ajuste del tensor	Ajuste máximo
columna Hw	Columna Hm	Hw*A	Hm*A	peso	De desconexión	(perforación)	Densidad	(perforación)	960.0
(ft)	(ft.)	(lb.)	(lb.)	(lb.)	(kips ⁶²)	(kips)	(ppg)	(kips)	(kips)
3,193	3,267	451,136	485,601	34,465	122.6	56.0	9.00	59.0	864.0
3,193	3,267	451,136	539,557	88,421	176.6	110	10.00	115.8	864.0
3,193	3,267	451,136	593,512	142,377	230.6	163.9	11.00	172.6	864.0
3,193	3,267	451,136	647,468	196,332	284.5	217.9	12.00	229.3	864.0
3,193	3,267	451,136	701,424	250,288	338.5	271.8	13.00	286.1	864.0
3,193	3,267	451,136	755,379	304,244	392.4	325.8	14.00	342.9	864.0
3,193	3,267	451,136	809,335	358,199	446.4	379.7	15.00	399.7	864.0
3,193	3,267	451,136	863,291	412,155	500.0	433.7	16.00	456.5	864.0
3,193	3,267	451,136	917,246	466,111	554.3	487.7	17.00	513.3	864.0
3,193	3,267	451,136	971,202	520,066	608.2	541.6	18.00	570.1	864.0

⁶¹ Tabla 1.8 (C) modificada, referencia: API 16Q

⁶² Kips= kilolibras

Tabla 1.9 Ajustes del Tensor del riser⁶³

*Los valores cambian								
12	Numero de tensores que soportan el riser							
0.95	Factor de reducción de perforación (utilice el mismo factor de reducción en los cálculos de API como en RIGDERP)							
Ajuste del tensor por:								
API 16Q					RIGDERP 1.6 corriente superficial del nudo			Máximo
Lodo	Top	0 tensores	1 tensor	2 tensores				Ajuste del tensor
peso	Tensión	Bajada	Bajada	Bajada				(90% capacidad del tensor)
(ppg)	(Kips)	(Kips)	(Kips)	(Kips)	(Kips)	(Kips)	(Kips)	(Kips)
					0% 1 grado	½% 1 grado	1% 1 grado	960
9	56	59	64.3	70.8	104	*133	*188	864
10	110	115.8	126.3	138.9	*159.8	*189.3	*265.4	864
11	163.9	172.6	188.2	207.1	*215.6	*245.7	*342.8	864
12	217.9	229.3	250.2	275.2	*271.3	*302	*420.1	864
13	271.8	286.1	312.2	343.4	*327.1	*358.3	*497.5	864
14	325.8	342.9	374.1	411.5	*382.9	*414.7	*574.9	864
15	379.7	399.7	436.1	479.7	*438.7	*471	*652.3	864
16	433.7	456.5	498	547.8	*494.4	*527.3	*729.6	864
17	487.7	513.3	560	616	*550.2	*583.7	*807	864
18	541.6	570.1	622	684.1	*606	*640	*884.4	864
					ingresar manualmente desde RIGDERP	ingresar manualmente desde RIGDERP	ingresar manualmente desde RIGDERP	
<p>Ajuste del tensor recomendado para hasta 1% de compensación del buque de embarcación: en compensaciones del buque mayores o iguales a 1/2% y 1% de la profundidad del agua, se recomienda que los ajustes del tensor aumenten a los que se muestran arriba cuando las condiciones ambientales son similares a las que se describen a continuación. Las olas y las velocidades actuales afectarán la tensión requerida para las operaciones de perforación. La configuración de tensión nunca debe disminuir por debajo de los valores dados por los criterios de los 2 tensores API 16Q. Esta configuración proporciona suficiente tensión para que, si dos tensores fallaran, los otros tensores aún estén tirando de suficiente tensión para evitar el pandeo del riser. Los ajustes del tensor y la compensación del barco deben ser ajustados por el equipo de perforación para mantener el ángulo diferencial entre la chimenea y el riser de acuerdo con las pautas de operación de la plataforma costa afuera.</p> <p>El factor de reducción (usualmente 0.9-0.95) representa el ángulo de la flotación en el anillo colector y la eficiencia mecánica.</p>								

⁶³ Tabla 1.9 tabla modificada, referencia: Cortesía Héctor Arredondo,2018

Presión del colapso

La presión de colapso del Riser usando los diámetros listados en la Tabla 1.10 se calcularon usando el API Boletín 5C3, sexta edición. La presión al colapso de tubería API 5L X80. Se considera una corrosión de 0.050 pg.

Tabla 1.10 Presión de colapso elástico⁶⁴

<i>Pared Tk</i>	Diámetro externo de la tubería			
	21.0 in	21.25 in	21.38 in	21.5 in
<i>.625"</i>	1,013 psi			
<i>.812"</i>	2,415 psi			2,245 psi
<i>.875"</i>		2,973 psi		
<i>1"</i>	4,765 psi	4,595 psi	4514 psi	

El caso del Riser 21" con espesor de pared de 0.625", tiene una presión de colapso de 1,013 psi. En el evento de que ocurra una pérdida de circulación y el nivel de fluidos quede a 2,275 ft. (300 m) la presión hidrostática del agua de mar (0.445 psi/ft), igualará la presión de colapso.

Tipos de conexión del riser

El conector del riser esta soldado en los extremos del tubo del riser (llamado tubo principal) y es más resistente que el mismo tubo. El API RP 2R establece la clasificación del conector en base a su capacidad de tensión (Tabla 1.11).

Tabla 1.11 Clasificación del conector ⁶⁵

API Clases de acoplamiento del Riser	Capacidad de tension en millones de libras
Clase A	0.5
Clase B	1
Clase C	1.25
Clase D	1.5
Clase E	2
Clase F	2.5

⁶⁴ Tabla1.10 modificada, referencia: API Boletín 5C3, sexta edición

⁶⁵ Tabla 1.11 modificada, referencia: API RP 2R

Apilamiento de la junta vertical

La disposición de apilamiento de la junta vertical se basa en lo siguiente:

- Carga de curvatura y arrastre: reduce las juntas de flotación de gran diámetro en la región de altas corrientes;
- VIV⁶⁶ (vibraciones inducidas por vórtices): reduzca la fatiga al escalonar las juntas flotantes y resbaladizas;
- Suspensión: juntas flotantes que deben mantenerse debajo de la zona de acción de la ola;
- Instalación y recuperación: las juntas inferiores deben mantenerse lisas para mejorar la respuesta del riser durante la instalación y retroceso.

Se recomiendan los rangos máximos de tensión superior para los riser de perforación con pesos de lodo correspondientes. Estos se basan en los cálculos de API 16Q. Sin embargo, se requiere un análisis de riser para definir rangos de tensión aceptables para las condiciones de carga en servicio para gestionar los ángulos de articulación flexible, las capacidades de los componentes y el daño por fatiga del riser.

Condiciones Metoceanicas

Estas condiciones metoceanicas son: el viento, las olas y las corrientes marinas (Figura 1.36), las cuales afectan a los equipos flotantes de perforación (olas y viento) y al riser (corrientes marinas).

Es decir, cuando las tormentas o vientos son de gran magnitud, las olas crecen y las corrientes marinas aumentan su velocidad afectando de forma directa la estabilidad de los equipos flotantes y al riser

⁶⁶ Nomenclatura XXiii

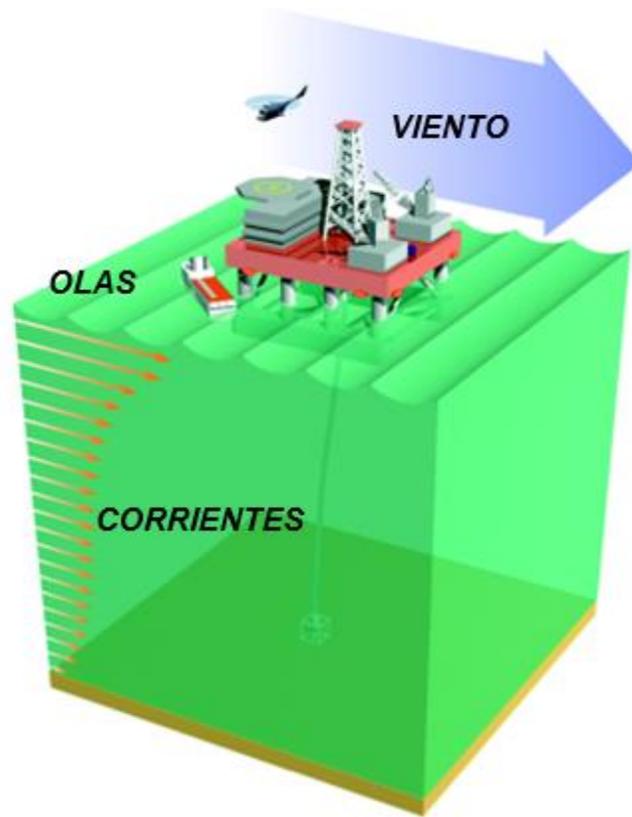


Figura1.36 Condiciones metoceanicas⁶⁷

Las condiciones metoceanicas son monitoreadas y el riser es diseñado para poder soportar dichas condiciones, no olvidar que en aguas profundas y ultra profundas los riesgos pueden ser catastróficos tanto para el personal como para el ecosistema.

Un ejemplo de corrientes que afectan al riser seria “La corriente de Lazo y la corriente EDDY”, a continuación, se mencionaran sus características:

- Corrientes en superficie desde 1.5 hasta 4 nudos o más.
- Corrientes profundas.
- Riesgo de las Vibraciones inducidas por vórtices. (VIV)
- Requerimientos de incrementar la tensión de risers
- Incapacidad para retraer risers.
- Fuertes corrientes pueden permanecer por días o semanas.

⁶⁷ Figura 1.36 ,fuente: Cortesía presentaciones Héctor Arredondo, 2017

- Tiempo Muerto para plataformas debido al ángulo de la junta flexible.
- Aguas cálidas entran al Golfo por el Mar Caribe
- Una “Corriente de lazo” gradualmente se forman en el Golfo del Este y eventualmente el “Lazo” se rompe para formar un EDDY
- El EDDY tiene un núcleo de aguas cálidas y gira a favor de las manecillas del reloj mientras se mueve al oeste a través del golfo. Estos son llamados también Anti-Ciclones (Figura1.37)

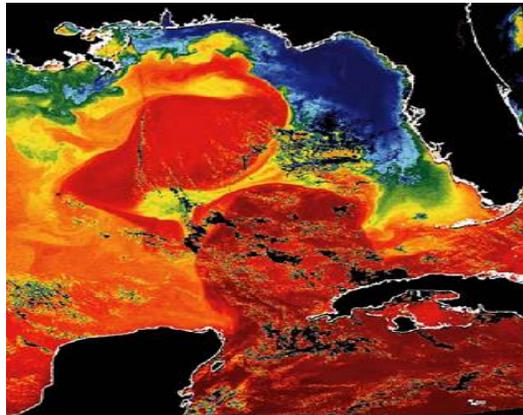


Figura 1.37 Anti-Ciclón⁶⁸

- Corrientes Eddy más pequeñas giran por fuera de cálido Anti-Ciclón el cual rota en la dirección opuesta. Estos son llamados Ciclones.

Vibraciones Inducidas por Vórtices (VIV)

Perspectiva de VIV:

- ✓ El Riser Oscila o Vibra debido a fuertes flujos de corriente
- ✓ Esfuerzo cíclico con Altas frecuencias.
- ✓ Incrementa la fatiga en Risers.
- ✓ Incrementa la resistencia en el Riser.
- ✓ Puede causar falla en el Riser.
- ✓ Puede ocurrir con Corrientes superiores a 1.5 nudos.
- ✓ Sumamente Dependiente según el perfil de la corriente

⁶⁸ Figura 1.37 ,fuente: Cortesía presentaciones Héctor Arredondo, 2017

- ✓ El incremento en la tensión puede reducir el efecto VIV. (Incrementa la vida de fatiga)
- ✓ Capas límite separado a cada lado del riser y forman 2 capas de deslizamiento cortantes.
 - La capa cortante externa se mueve rápidamente al estar en contacto con la oleada libre, mientras la capa cortante interna se mueve más lentamente al estar en contacto con el Riser estacionario.
 - Las capas cortantes tienden a remangarse, Vórtices remolino y una fuerza horizontal es aplicada al Riser perpendicularmente al flujo de la corriente (Figura 1.38).



Figura 1.38 Vibraciones inducidas por vórtices⁶⁹

Alternativas:

- Incremento de tensión para disminuir el efecto.
- VIV Dispositivo de represión (Figura 1.39)
 - Anillos de ajuste (Fairings) –Formas de ala de avión, disminuye las fuerzas derivadas del derramamiento de vórtices.
 - Disminuye el coeficiente de resistencia.
 - Direccional
 - Strakes – La forma trastorna el flujo de la corriente, Creando desorden en el cobertizo del Vórtice.
 - Incrementa el coeficiente de resistencia.

⁶⁹ Figura 1.38, fuente: Cortesía presentaciones Héctor Arredondo, 2017

- No direccional.
- Flotantes alternos y Juntas descubiertas- Cambian la forma del riser las cuales pueden afectar la frecuencia de resonancia natural del riser (Tiene limitaciones en pruebas de efectividad)



a) Fairings



b) Strakes

Figura 1.39 Dispositivos de represión para VIV⁷⁰

Capacidad de movilidad del riser

Existen dos definiciones diferentes de "ángulo flexible". La primera definición es "el ángulo de la barra vertical que entra en flexión con respecto a la vertical". Este es el ángulo medido por una burbuja de ojo de buey en la parte superior de la junta flexible. Este ángulo se denomina "ángulo de subida".

La segunda definición es "la diferencia entre el ángulo de la columna vertical que ingresa a la junta flexible y el ángulo del componente que sale de él". Este ángulo se denomina "rotación inferior flexible" (Figura 1.40).

⁷⁰Figura 1.39, fuente: Cortesía presentaciones Héctor Arredondo, 2017

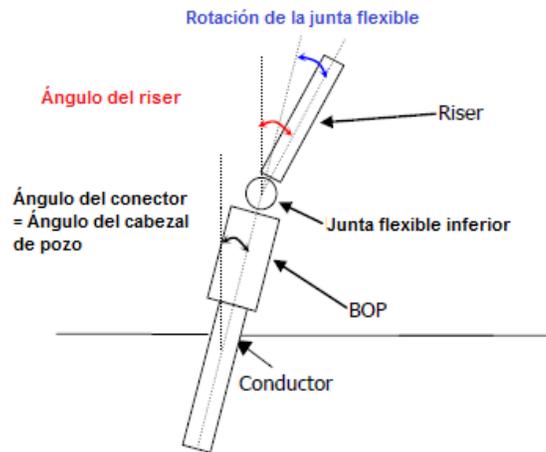


Figura 1.40 Rotación de la junta flexible⁷¹

Límites del diseño de flotadores del riser

Se debe realizar una evaluación de la variación de la junta flexible superior e inferior variando la velocidad actual y la tensión superior. Junto con la variación del peso del lodo, esta evaluación proporciona la limitación de las compensaciones aguas arriba y aguas abajo de la embarcación en función de ciertos criterios para las condiciones in situ de perforación y sin perforación.

Por lo general, durante las operaciones de perforación, los ángulos medios de la junta flexible deben limitarse a 1-2 grados. Los ángulos se mantienen bajos para evitar posibles problemas de desgaste que surgen de la rotación de la cadena de perforación. En la siguiente Figura 1.41, se muestra una envolvente operativa típica.

⁷¹ Figura 1.40 modificada, fuente: Cortesía Grupo-R, 2013

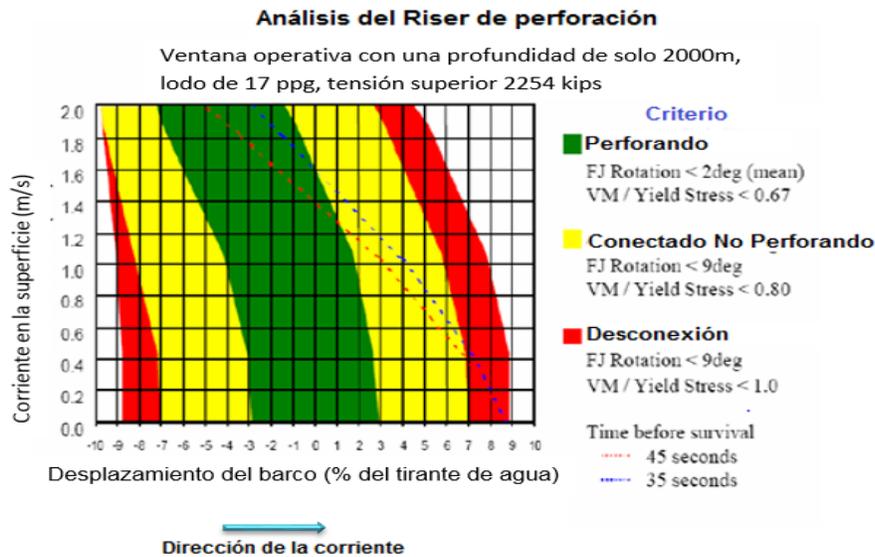


Figura 1.41 Envoltura operativa ⁷²

Fatiga

Las altas velocidades de corriente características de las observadas en ambientes de aguas profundas resultan en vibraciones inducidas por vórtices (VIV), por lo que el riser de perforación vibra perpendicularmente a la dirección de corriente dominante.

Las corrientes a lo largo de las vertientes de aguas profundas cambian tanto en magnitud como en dirección, lo que hace que la predicción de VIV sea mucho más compleja para riser de tramo corto como los que se encuentran en plataformas fijas en aguas poco profundas.

El daño por fatiga a lo largo de la longitud del riser puede impulsar las rotaciones de la junta a lo largo de la cuerda del riser. Otros métodos para mejorar la respuesta a la fatiga de VIV incluyen el aumento de las tensiones superiores y la reducción del diámetro de arrastre de la junta en las regiones de alta corriente (es decir, el reemplazo de las juntas flotantes con juntas resbaladizas).

En los risers de perforación en aguas profundas, se introduce una complejidad adicional debido a la distribución de carga entre el tubo principal y las líneas

⁷² Figura 1.41 modificada, fuente: Drilling Riser Management in Deepwater Enviroments

auxiliares. Muchos sistemas de perforación en aguas profundas comparten la tensión axial entre la tubería principal y las líneas auxiliares, en proporción a su área de sección transversal. Las abrazaderas a lo largo de la junta vertical de perforación aseguran que la deformación lateral en las líneas auxiliares coincida con la de la tubería vertical principal. Como se muestra en la Figura 1.42, la línea auxiliar en el exterior se estira y la línea interior se comprime debido a la flexión. Esto da como resultado niveles diferenciales de tensión en las líneas auxiliares en proporción a la curvatura promedio de la junta, lo que causa efectos locales de flexión en las bridas

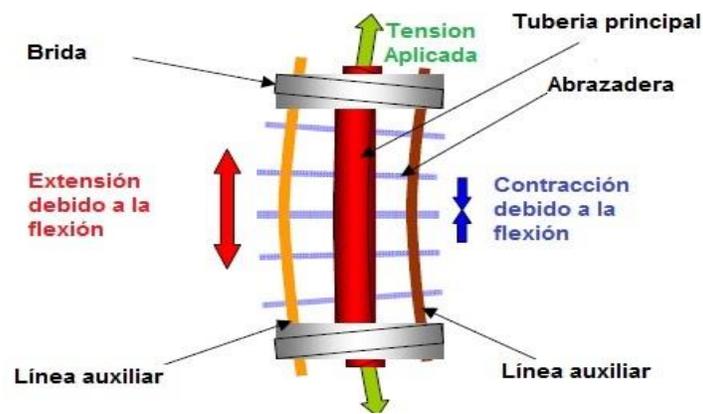


Figura 1.42 Fatiga del Riser⁷³

Los momentos pico de flexión en la tubería principal podrían ser hasta 1.5 veces los estimados por el análisis convencional, suponiendo que no haya interacción de línea auxiliar. En las bridas, el momento de flexión transportado en los pernos podría ser hasta 4 veces mayor que los calculados con los métodos de análisis actuales. La ampliación del momento debido al reparto de la carga podría, por lo tanto, dar lugar a que el daño máximo por fatiga sea de 2 a 3 veces mayor que el calculado con la práctica de análisis actual.

⁷³ Figura 1.42 modificada, fuente: Drilling Riser Management in Deepwater Enviroments

CAPITULO 2: ECUACIONES PARA EL CÁLCULO PARA ESFUERZOS DE RISER

2.1 Momento de Flexión (Bending Moment)

Los momentos de flexión en la base de la junta de esfuerzo se pueden calcular a partir de la curvatura a través del riser inferior y la junta de esfuerzo. Dado que los componentes del riser inferior entre la base de la junta de esfuerzo y la cabeza del pozo pueden considerarse rígidos y doblarse de forma insignificante durante la carga, los momentos de flexión medidos en la boca del pozo pueden extrapolarse linealmente desde el momento de flexión en la base de la junta de esfuerzo.

Existe una relación directa entre las inclinaciones diferenciales de cada extremo de una junta de esfuerzo y el momento de flexión a través de ella. La relación entre el ángulo a la vertical de la parte superior del segmento ($\Delta\phi$) y su extensión (Δs) da la curvatura de la sección, como se muestra en la Figura 2.1 y se describe en la ecuación 1. Una aproximación para la curvatura en relación a la deflexión del segmento (Δv) se presenta en la ecuación 2, aunque esta fórmula solo es válida para pequeñas curvaturas.

Si la curvatura del segmento es causada solo por flexión (M_b), descuidando la influencia de las fuerzas de corte, este momento de flexión se relaciona con la deflexión del segmento mediante la ecuación 3, donde E es el módulo Young del material y I es el momento de inercia del área transversal.

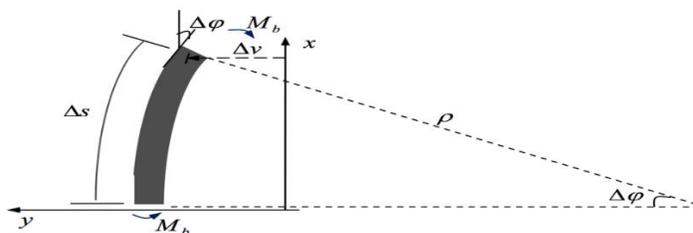


Figura 2.1.- Deformación de un elemento de una viga sometida a momentos flectores M_b ⁷⁴

⁷⁴Figura 2.1, fuente: cortesía 2H Offshore, Petrobra

$$\frac{1}{\rho} = \frac{d\phi}{ds} \approx \frac{d\phi}{dx} \quad (1)$$

$$\frac{d\phi}{dx} \approx \frac{d^2v}{dx^2} \quad (2)$$

$$\frac{d^2v}{dx^2} = \frac{M_b}{E \cdot I} \quad (3)$$

Debe observarse que la formulación matemática descrita anteriormente solo es válida para flexión pura, sin embargo, las fuerzas en la articulación de esfuerzos de un riser de terminación son mucho más complejas e implican tensiones y fuerzas de corte como resultado de cargas externas tales como corrientes, ondas, las condiciones del suelo y las compensaciones de los buques. Una expresión matemática completa que tenga en cuenta todas estas variables está fuera del alcance de este documento. Tal fórmula necesitaría considerar no linealidades debido a las fuerzas laterales en el sistema como resultado de los desplazamientos de los buques y las cargas de corriente, así como la influencia de las fuerzas de corte, que ocurrirán en un sistema de flexión bajo tensión. Finalmente, también debería considerar los términos de segundo orden que deben tenerse en cuenta en los casos de grandes desplazamientos.

En consecuencia, se utiliza un enfoque basado en elementos finitos para estudiar la relación compleja entre las deflexiones del riser inferior y los momentos de flexión. Para este propósito, se utiliza el software de elementos finitos de dominio de tiempo no lineal Flexcom.

2.2 Concepto de tensión efectiva

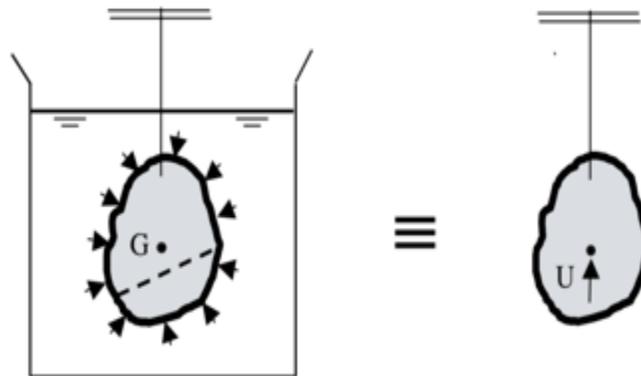
Muchos autores han tratado el efecto de la tensión, la presión y el peso en las deflexiones de tubos y riser y la estabilidad global. Sin embargo, es un tema que todavía causa dificultad y confusión para muchos.

Los malentendidos son generalizados. Actualmente, los accidentes son afortunadamente infrecuentes, pero en el pasado se cometieron errores costosos, y no todos han sido objeto de publicaciones. El potencial para el diseño y funcionamiento incorrecto de los riser y para la orientación incorrecta de los proyectos de investigación y desarrollo sigue siendo enorme. Los malentendidos continuos resultan en una gran cantidad de tiempo dedicado a discutir el tema.

Comienza con una mirada cercana a la famosa ley de Arquímedes.

Ley de Arquímedes

La ley de Arquímedes en su forma más general establece que cuando un cuerpo está total o parcialmente sumergido en un fluido, experimenta un empuje ascendente igual al peso del fluido desplazado. Esto se ilustra en la figura 2.2, en la cual un cuerpo se muestra completamente inmerso en un fluido.



U = empuje ascendente = peso del fluido desplazado

Figura 2.2 Ley de Arquímedes⁷⁵

⁷⁵ Figura 2.2 modificada, fuente: Fundamentals of Marine Riser Mechanics, 2007

El argumento enseñado a los estudiantes es que el campo de presión solo es capaz de mantener el fluido desplazado en equilibrio, como se muestra en la figura 2.3. Por lo tanto, debe proporcionar una elevación U igual al peso del fluido desplazado w_f . Además, dado que este empuje ascendente no puede producir rotación, debe actuar en el centroide del fluido desplazado, que también es el centro de gravedad G . Por lo tanto, también actuará en el centroide del cuerpo sumergido.

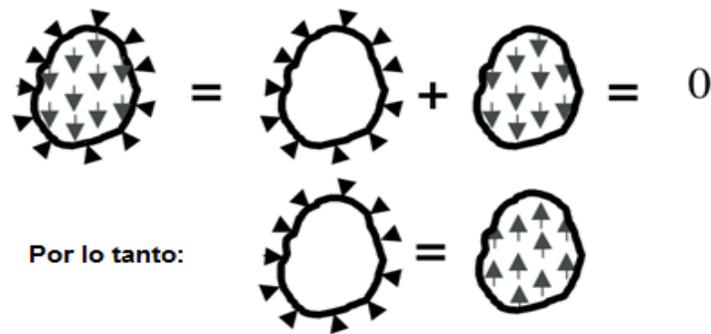


Figura 2.3 Presión y peso actuando en un fluido⁷⁶

Por lo tanto, si el peso verdadero del cuerpo es w_t , la tensión en la cuerda vendrá dada por lo siguiente, donde $w_t - w_f$ generalmente se denomina peso aparente w_a :

$$T = w_t - U = w_t - w_f \quad (2.1)$$

Hay una serie de puntos importantes que hacer sobre la ley de Arquímedes:

- La ley se puede aplicar directamente solo a los campos de presión que están completamente cerrados. Tenga en cuenta que, para un cuerpo suspendido o flotante, el campo de presión no parece estar cerrado; sin embargo, dado que la presión en la superficie es cero, el campo puede considerarse cerrado.
- La ley no se puede aplicar directamente a partes de cuerpos sumergidos, como la que está debajo de la línea de puntos en la figura 2.2.

⁷⁶ Figura 2.3 modificada, fuente: Fundamentals of Marine Riser Mechanics, 2007

- La ley no dice nada sobre las fuerzas internas o el esfuerzo.
- El campo de presión cerrado, cuando se combina con el peso distribuido del fluido desplazado, no puede producir ningún momento resultante. El fluido no podría soportar las tensiones asociadas.

Ley de Arquímedes: prueba por superposición

La ley de Arquímedes también puede deducirse por superposición. Esto puede ser demasiado abstracto para los estudiantes, pero conduce a los mismos resultados de manera más clara y directa.

En la figura 2.4, los dos sistemas que se muestran (el cuerpo sumergido y el fluido desplazado) están ambos en equilibrio bajo las cargas combinadas que incluyen los efectos de la tensión, la presión y el peso. Por lo tanto, si los dos sistemas se superponen y las fuerzas sobre el fluido desplazado se restan de las del cuerpo sumergido, el sistema equivalente resultante también estará en equilibrio.

La superposición de los dos sistemas permite eliminar los campos de presión idénticos. Todo lo que queda en el sistema equivalente resultante es la tensión T en la cuerda y el peso aparente w_a , que es simplemente la diferencia entre los pesos del cuerpo sumergido y el fluido desplazado, como se muestra en la siguiente ecuación:

$$w_a = w_t - w_f \quad (2.2)$$



Figura 2.4 Ley de Arquímedes por superposición⁷⁷

Cualquiera de los dos sistemas se puede superponer de esta manera. El único requisito es que ambos estén en equilibrio. En lo anterior, no es necesario especificar que las densidades deben ser constantes o que el empuje ascendente actúa en el centro de gravedad de uno u otro de los dos sistemas. El argumento se puede aplicar directamente a los casos en que el cuerpo sumergido no tiene una densidad constante; donde el cuerpo se suspende a través de la interfaz entre fluidos de diferentes densidades, o donde la densidad del fluido desplazado puede variar verticalmente de acuerdo con alguna ley. Siempre que el segmento de fluido desplazado represente exactamente el fluido desplazado por el cuerpo sumergido, la superposición se puede usar directamente.

Fuerzas Internas en un Cuerpo Sumergido

En el cálculo de las fuerzas internas en una parte de un cuerpo sumergido, el problema es tener en cuenta el campo de presión que no está cerrado. La Figura 2.5 muestra las fuerzas que actúan sobre el segmento debajo de la línea punteada en las figuras 2.2 y 2.4 la resultante del campo de presión que actúa en la parte inferior del segmento es desconocida y no se puede determinar directamente usando la ley de Arquímedes.

⁷⁷ Figura 2.4 modificada, fuente: Fundamentals of Marine Riser Mechanics, 2007

Sin embargo, la superposición permite que las fuerzas internas se determinen de manera muy simple. El boceto medio de la figura 2.5 muestra las fuerzas que actúan sobre el segmento de fluido desplazado, incluido el campo de presión cerrado. Si estas fuerzas se restan de las fuerzas en el segmento del cuerpo, el campo de presión que actúa debajo del cuerpo se elimina convenientemente. Sin embargo, la fuerza $p_e A_e$, debido a la presión que actúa sobre la sección, permanece (donde p_e es la presión en el fluido y A_e es el área de sección transversal de la sección). Como la convención requiere que la tensión sea positiva, debe mostrarse como una fuerza de tracción $-p_e A_e$.

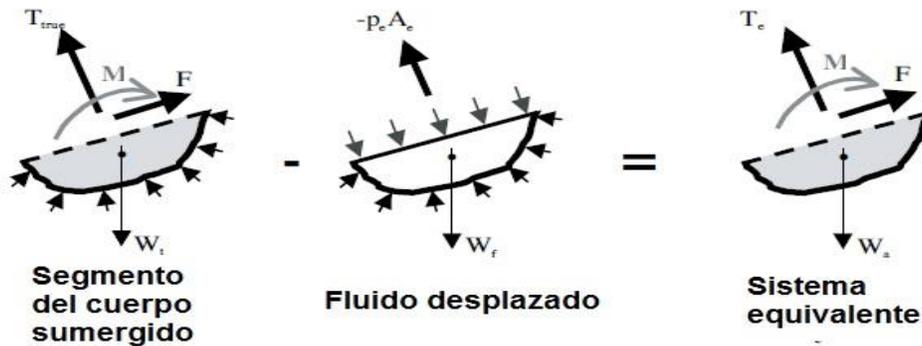


Figura 2.5 Fuerzas internas que actúan sobre un segmento de cuerpo sumergido⁷⁸

El sistema equivalente (figura 2.5) muestra la resultante de la superposición. Una vez más, el peso aparente W_a viene dado por la ecuación (2.2), donde los pesos W_f , W_t y W_a corresponden al segmento, en lugar de al cuerpo completo. Por lo tanto, el peso aparente W_a está en equilibrio con una tensión efectiva T_e , una fuerza cortante F y un momento M , que se puede encontrar al resolver fuerzas normales y paralelas a la sección y tomando momentos. La fuerza de corte F y el momento M son los mismos que en el segmento del cuerpo (Para las aplicaciones consideradas, se puede despreciar el momento minuto creado por el muy ligero gradiente de

⁷⁸Figura 2.5 modificada, fuente: Fundamentals of Marine Riser Mechanics, 2007

presión en toda la sección). La tensión efectiva T_e se relaciona entonces con la tensión verdadera $T_{verdadera}$ por:

$$T_e = T_{verdadera} - (-p_e A_e) = T_{verdadera} + p_e A_e \quad (2.3)$$

Según la convención, las fuerzas de tensión son positivas. Sin embargo, según otra convención, las presiones también son positivas. El signo positivo en el lado derecho de la ecuación (2.3) resulta de la contradicción entre las dos convenciones. La tensión efectiva T_e es, sin embargo, la diferencia entre las tensiones que actúan sobre el segmento del cuerpo y el segmento de fluido desplazado, del mismo modo que el peso aparente es la diferencia entre sus pesos.

Curvatura, deflexiones y estabilidad de tuberías y Riser bajo presión

Los argumentos anteriores se pueden extender al caso de tuberías y riser bajo presión. La Figura 2.6 muestra sistemas de fuerza equivalentes para el caso de un tubo sometido solo a presión interna p_i . Para mayor claridad, los momentos y las fuerzas de corte se han omitido, pero eso no influye en el argumento. Un segmento de tubería de longitud δs se muestra curvado y en equilibrio bajo la influencia combinada del peso de la tubería, la presión interna y la tensión verdadera de la pared T_{tw} que actúa en la pared de la tubería.

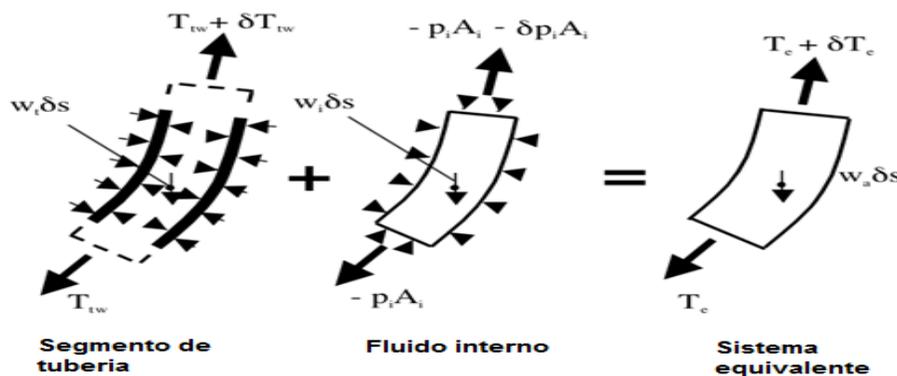


Figura 2.6 Tubería con fluido en el interior- equivalente a un sistema de fuerzas⁷⁹

⁷⁹ Figura 2.6 modificada, fuente: Fundamentals of Marine Riser Mechanics, 2007

El campo de presión que actúa sobre la columna de fluido interno está cerrado y en equilibrio con el peso del fluido interno. Las presiones laterales que actúan sobre la pared de la tubería son iguales y opuestas a las que actúan sobre el fluido interno. Por lo tanto, mediante la superposición y la adición de los dos sistemas de fuerza, esas presiones laterales se eliminan. Sin embargo, la "tensión" axial en la columna de fluido $-p_i A_i$ permanece (donde p_i es la presión interna y A_i es el área de sección transversal interna de la tubería). Esto conduce a las ecuaciones para la tensión efectiva T_e y el peso aparente W_a del sistema equivalente:

$$T_e = T_{tw} + (-p_i A_i) \quad (2.4)$$

$$W_a = W_t + W_i \quad (2.5)$$

Cuando la presión externa p_e también está presente, se puede seguir utilizando el mismo enfoque, como se muestra en la figura 2.7. Mediante la adición de los sistemas de fuerza que actúan sobre el segmento de tubería y el fluido interno y luego la sustracción del sistema de fuerza que actúa sobre el fluido desplazado, se eliminan todos los efectos de presión lateral. En la figura 2.7, W_t , W_i , W_e y W_a son los pesos por unidad de longitud del tubo, la columna de fluido interno, la columna de fluido desplazada y el sistema equivalente, respectivamente.

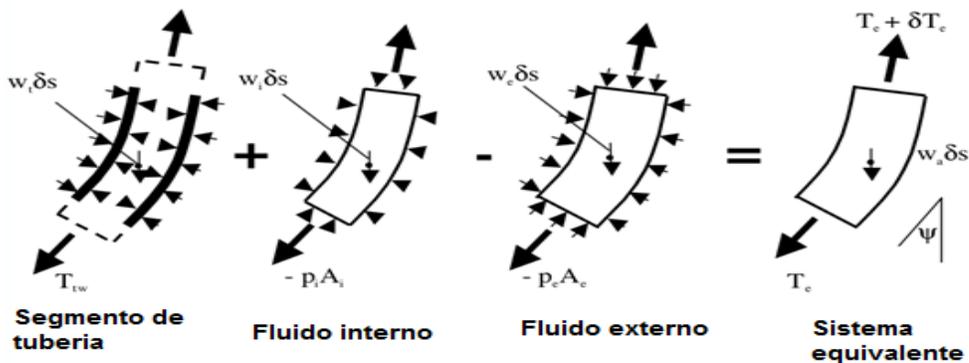


Figura 2.7 Tubería con fluido interno y externo- sistema de fuerzas equivalentes⁸⁰

⁸⁰ Figura 2.7 modificada, fuente: Fundamentals of Marine Riser Mechanics, 2007

Las ecuaciones para la tensión efectiva T_e y el peso aparente W_a son las siguientes

$$T_e = T_{tw} + (-p_i A_i) - (-p_e A_e) \quad (2.6)$$

$$W_a = W_t + W_i - W_e \quad (2.7)$$

Además, los dos conceptos están relacionados, como se puede ver en el boceto de la derecha en la figura 2.6. Para un elemento de longitud δs , la resolución de las fuerzas en la dirección axial

$$\frac{dT_e}{ds} = w_a \cos \psi \quad (2.8)$$

Que para pequeños ángulos con la vertical se convierte

$$\frac{dT_e}{ds} = \frac{dT_e}{dx} = W_a$$

Como para cualquier fluido los efectos combinados de su peso y campo cerrado de presión no pueden producir ningún momento resultante en ninguna parte (ver el cuarto punto siguiendo la ecuación [2.1]), los efectos de flexión de las fuerzas en el sistema equivalente son exactamente los mismos que en el segmento de tubería, Por lo tanto, la forma más sencilla de tener en cuenta los efectos de la presión interna y externa sobre la curvatura, deflexión y estabilidad del tubo o riser es utilizar una tensión efectiva y un peso aparente en los cálculos del haz tensionado correspondiente.

La tensión efectiva, en cualquier punto a lo largo de un riser, se puede obtener más simplemente considerando el equilibrio del segmento entre el punto y el extremo superior del riser, teniendo en cuenta la tensión superior del el riser y el peso aparente del segmento. La tensión verdadera de la pared T_{tw} se puede encontrar a partir de la ecuación (2.6).

Tensión efectiva: una interpretación / definición física

La interpretación que se le puede dar a la ecuación de tensión efectiva depende de cómo se deriva. Aquellos que opten por integrar el efecto de las presiones sobre un tubo elástico perfectamente cilíndrico sometido a una pequeña deflexión también llegarán a la ecuación (2.6). Sin embargo, no podrán deducir inmediatamente el efecto de esas presiones sobre tubos de otras geometrías, hechos de materiales no elásticos, sujetos a grandes desviaciones.

Los argumentos utilizados en este capítulo para derivar la ecuación (2.6) son muy generales. La única limitación es que cada uno de los componentes de los sistemas que se muestran en la figura 2.6 debe estar en equilibrio estático. La sección transversal del tubo (deliberadamente no definida como $\frac{\pi D^2}{4}$) no es necesariamente circular. Del mismo modo, el argumento no se limita a tubos de sección transversal uniforme. El material no es necesariamente de densidad constante, ni es necesariamente elástico. Además, no se mencionó desviaciones de ángulo pequeño o grande. La ecuación como derivada es por lo tanto de validez completamente general.

Aunque serían difíciles de dibujar, se podrían hacer bocetos similares a los de la figura 2.7 para casos más complicados, incluyendo varias tuberías conectadas entre sí, con algunas tuberías dentro de otras. Esto llevaría a la ecuación general para la tensión efectiva:

$$T_e = \sum T_{tw} + \sum(-p_i A_i) - \sum(-p_e A_e) \quad (2.9)$$

De lo cual puede deducirse la siguiente interpretación física: La tensión efectiva es la fuerza axial total en la columna de tubo / riser, incluidas las columnas internas de fluido, menos la fuerza axial en la columna de fluido desplazada (tensión positiva). La fuerza axial en la columna de fluido desplazada se puede considerar como una fuerza de referencia a la que se debe referir la fuerza axial en los componentes del riser.

La ecuación general para el peso aparente, que corresponde a la ecuación (2.7), es:

$$w_a = \sum w_t + \sum w_i - \sum w_e \quad (2.10)$$

La comparación entre las ecuaciones (2.9) y (2.10) muestra que existe un paralelo preciso de término por término entre la tensión efectiva y el peso aparente. Eso ya está claro en la figura 2.6. Sin embargo, el peso aparente nunca ha causado dificultad o confusión para nadie. Nadie se ha opuesto a la afirmación de que "el peso aparente es la suma del peso de la tubería / riser más el contenido menos el peso del fluido desplazado". Nadie ha argumentado nunca que el peso aparente sea solo un concepto matemático en una ecuación diferencial.

Tensión efectiva-un enfoque matemático

En contraste con el peso aparente mencionado anteriormente, algunos autores han objetado que "la tensión efectiva es simplemente una agrupación de términos de fuerzas en la ecuación diferencial del haz tensionado, sin significado físico". Han argumentado que el primer término de la ecuación (2.6) es un efecto axial y los otros dos términos son efectos laterales. Dada esta objeción, puede ser útil recurrir a la ecuación recesiva (2.6) matemáticamente, mostrando cómo dicha derivación también puede conducir a la misma interpretación física de la tensión efectiva dada debajo de la ecuación (2.9).

La ecuación diferencial gobernante para un haz tensionado se deriva en el apéndice A. Para un riser hecho de materiales elásticos, con rigidez a la flexión uniforme, experimentando pequeñas desviaciones,

$$EI \frac{d^4 y}{dx^4} - \frac{d}{dx} \left(T \frac{dy}{dx} \right) - f(x) = 0 \quad (2.11)$$

Donde EI es la rigidez a la flexión, T es la tensión y $f(x)$ es la carga lateral por unidad de longitud; x es el eje vertical, y y es el eje horizontal.

Es importante darse cuenta de que todos los términos de la ecuación (2.11) son diferenciales de fuerzas laterales, con respecto a x . El primer término es la tasa de

cambio de la fuerza de corte, el segundo término es la tasa de cambio de la componente lateral de la tensión axial, y el tercer término es la carga lateral externa por unidad de longitud. Esto se puede entender claramente a partir de la figura A-1 del apéndice A.

Si dos o más haces se juntan, la ecuación (2.11) se puede escribir individualmente para cada haz, siempre que se incluyan las fuerzas de interacción entre ellos. Para simplificar, se supone que no hay adhesión axial entre los haces. La adhesión axial complicaría, pero no alteraría fundamentalmente el argumento. Por lo tanto, si solo hay dos haces (subíndices 1 y 2), sus ecuaciones emparejadas se vuelven

$$EI_1 \frac{d^4 y}{dx^4} - \frac{d}{dx} \left(T_1 \frac{dy}{dx} \right) = f(x)_1 + f_{i1}$$

$$EI_2 \frac{d^4 y}{dx^4} - \frac{d}{dx} \left(T_2 \frac{dy}{dx} \right) = f(x)_2 + f_{i2} \quad (2.12)$$

Donde f_{i1} y f_{i2} son fuerzas de interacción iguales y opuestas entre los haces.

Como los rayos están acoplados entre sí, tienen la misma forma desviada. Por lo tanto, las ecuaciones se pueden sumar, lo que conduce a la eliminación de las fuerzas de interacción f_{i1} y f_{i2} :

$$(\sum EI) \frac{d^4 y}{dx^4} - \frac{d}{dx} \left[(\sum T) \frac{dy}{dx} \right] = \sum f(x) \quad (2.13)$$

Al derivar la ecuación (2.13), no se asumió la rigidez relativa o la contribución de tensión axial de los haces individuales. No está limitado a vigas con rigidez a la flexión EI y tensión axial T . Un cable tensado que pasa por las guías de un riser contribuiría a la tensión $\sum T$ pero no a la rigidez $\sum EI$. Del mismo modo, un haz con rigidez EI pero tensión cero solo contribuiría a $\sum EI$. Una columna bajo compresión axial contribuiría a $\sum EI$ pero reduciría la tensión total $\sum T$.

La columna de fluido interno es el caso límite de una columna bajo compresión axial $p_i A_i$ pero con rigidez a la flexión cero. Por lo tanto, contribuye a (reduce) $\sum T$ sin contribuir a $\sum EI$. Por supuesto, puede hacer esto al estar encerrado en otro

componente del sistema, a saber, el riser. Para un riser con una columna de fluido interno, la ecuación (2.13) se convierte

$$EI \frac{d^4 y}{dx^4} - \frac{d}{dx} \left((T_{tw} - p_i A_i) \frac{dy}{dx} \right) = f(x) \quad (2.14)$$

Donde el término $(T_{tw} - p_i A_i)$ se ve como la fuerza axial total en el riser más la columna de fluido interno, que contribuye $(T_{tw} - p_i A_i) \frac{dy}{dx}$ al equilibrio de la fuerza lateral de la ecuación (2.14). Esto es coherente con la interpretación física de la tensión efectiva dada en la ecuación (2.9).

Si hay presión externa presente, entonces la carga lateral f_e debida a la presión externa será la misma para el riser que para la columna de fluido desplazada. Las ecuaciones emparejadas para los contenidos de riser y la columna de fluido desplazado se pueden escribir como

$$EI \frac{d^4 y}{dx^4} - \frac{d}{dx} \left((T_{tw} - p_i A_i) \frac{dy}{dx} \right) = f(x) + f_e - \frac{d}{dx} \left((-p_i A_i) \frac{dy}{dx} \right) = f_e \quad (2.15)$$

Restar la segunda ecuación de la primera elimina la f_e , lo que lleva a

$$EI \frac{d^4 y}{dx^4} - \frac{d}{dx} \left((T_{tw} - p_i A_i + p_e A_e) \frac{dy}{dx} \right) = f(x) \quad (2.16)$$

El término entre paréntesis en el segundo término de la ecuación (2.16) es la tensión efectiva dada por la ecuación (2.6). Al derivar la ecuación (2.16), todos los componentes de este término se consideraron fuerzas axiales. Por lo tanto, no hay contradicción entre la tensión efectiva, derivada matemáticamente, y la interpretación física de la tensión efectiva dada en cursiva siguiendo la ecuación (2.9).

Con la sustitución de la tensión efectiva de la ecuación (2.6), la ecuación (2.16) se convierte en

$$EI \frac{d^4 y}{dx^4} - \frac{d}{dx} \left(T_e \frac{dy}{dx} \right) = f(x) \quad (2.17)$$

Que, para deflexiones de ángulo pequeño, donde $\frac{dT_e}{dx} = w_a$, se convierte

$$EI \frac{d^4 y}{dx^4} - T_e \frac{d^2 y}{dx^2} - w_a \frac{dy}{dx} = f(x) \quad (2.18)$$

2.3 Tensión efectiva y riser dinámico

En la ecuación 2.9, se hizo hincapié en que la única suposición utilizada para derivar la ecuación de tensión efectiva era que los tres sistemas mostrados en la figura 2.7 (tubo, columna de fluido interno y columna de fluido desplazado) deberían ser en equilibrio. El lector tiene derecho, por lo tanto, a cuestionar si la tensión efectiva es válida para casos dinámicos. De hecho, la tensión efectiva sigue siendo válida, siempre que se considere que las cargas dinámicas se superponen a las cargas estáticas. Teóricamente, se deben considerar varias cargas dinámicas.

Influencia del flujo interno

Si el fluido interno fluye de manera uniforme, la tasa de cambio del impulso ($\dot{m}_1 u_1$) que ingresa y sale del riser debe incluirse en la ecuación de tensión efectiva, al igual que para el ejemplo bomba / turbina aludido en la figura 2.8. Esto está bien especificado en el código de Det Norske Veritas (DNV), donde el cambio de momento $\dot{m}_1 u_1$ se da como $\rho_1 A_1 u_1^2$. La ecuación de tensión efectiva se convierte en

$$T_e = T_{tw} - p_i A_i + p_e A_e - \rho_1 A_1 u_1^2 \quad (2.19)$$

Donde ρ_1 , A_1 y u_1 son la densidad de masa interna de fluido, el área interna de la sección transversal, y la velocidad del fluido interno, respectivamente.

Como señala DNV, este término adicional no cambia la tensión efectiva T_e , que aún puede calcularse a partir de la tensión máxima y el peso aparente. Sin embargo, modifica T_{tw} , aunque esta modificación puede ser pequeña. Las fuerzas de fricción entre el fluido y la pared de la tubería también deben incluirse teóricamente, aunque la mayoría de los códigos las ignoran.

Del mismo modo, si el fluido interno está fluyendo y el riser está curvado, se generarán fuerzas radiales (centrífugas) más las fuerzas de Coriolis si el riser se está moviendo. Sin embargo, de acuerdo con la DNV, las pruebas de modelo (realizadas por SINTEF) de una manguera flexible en forma de U han demostrado que el flujo constante tiene una influencia insignificante en la dinámica del riser

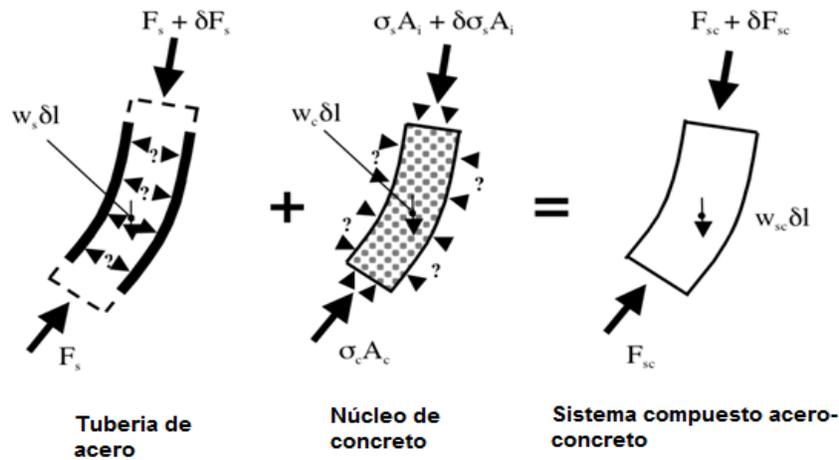


Figura 2.8 Análisis de una columna compuesta de acero y hormigón⁸¹

Fuerzas Hidrodinámicas

La hidrodinámica es una materia altamente especializada que se trata en detalle en muchos trabajos de la literatura. El tema se resume en esta Tesis. Las cargas hidrodinámicas en objetos sumergidos de pequeño diámetro, como los riser, se calcularon casi exclusivamente con la ecuación de Morrison durante más de 50 años, aunque la ecuación ha sido considerada polémica durante muchos años. El Apéndice B presenta la ecuación de Morrison en su forma inicial (para objetos estacionarios) y muestra cómo se puede derivar la versión para objetos no estacionarios, como los riser.

Básicamente, si el riser se mueve lateralmente con velocidad (v) y aceleración (\dot{v}), en una corriente de fluido que se mueve con velocidad (u) y aceleración (\dot{u}), entonces la ecuación de Morrison para la fuerza hidrodinámica por unidad la longitud que actúa sobre el riser se puede escribir de dos maneras:

⁸¹ Figura 2.8 modificada, fuente: Fundamentals of Marine Riser Mechanics, 2007

$$f(x) = \frac{1}{2}\rho C_D \phi (u - v)|u - v| + \rho A_e \dot{u} + (C_M - 1)\rho A_e (\dot{u} - \dot{v}) \quad (2.20)$$

o

$$f(x) = \frac{1}{2}\rho C_D \phi (u - v)|u - v| + C_M \rho A_e \dot{u} - (C_M - 1)\rho A_e \dot{v} \quad (2.21)$$

Donde ρ es la densidad del fluido (masa), C_D es el coeficiente de arrastre, ϕ es el diámetro del riser, C_M es el coeficiente de inercia y A_e es el área de la sección transversal externa del riser.

El primer término de ecuaciones a la derecha (2.20) y (2.21) representa la fuerza de arrastre, y los dos últimos componen la fuerza de inercia. Los códigos de práctica especifican una u otra de las dos versiones. El término $(C_M - 1)\rho A_e$ a menudo se denomina masa añadida por conveniencia, ya que tiene las unidades de masa y la misma aceleración que el riser. En la literatura, $(C_M - 1)$ a menudo se le da el símbolo C_m y se denomina coeficiente de masa añadida. El valor de C_M es típicamente cercano a 2. Por lo tanto, C_m es típicamente cerca de 1.

La fuerza sobre un elemento de un riser dada por la ecuación de Morrison se puede considerar como la resultante de tres campos de presión dinámica, que deben superponerse en el campo de presión estática. Los cuatro campos de presión se pueden resumir de la siguiente manera:

- El campo de presión estática, estudiado por Arquímedes
- El campo de presión dinámica en el fluido en ausencia del riser

(El término medio de la ecuación [2.20])

- El campo de presión resultante de la presencia del riser y la aceleración relativa del flujo con respecto a él (el último término de la ecuación [2.20])
- El campo de presión resultante del flujo perturbado relativo al riser, tratado como si fuera de velocidad constante (el primer término de la ecuación [2.20])

Como se puede ver en las ecuaciones, las fuerzas de los cuatro campos en efecto se calculan por separado, y sus resultados se suman. Es notable que tal procedimiento conduzca a resultados aceptables.

2.4 Esfuerzos de tuberías y riser

Este tema está dedicado a los esfuerzos inducidos por una combinación de tensión y presiones internas y externas en tubos cilíndricos circulares y risers hechos de materiales elásticos. Mientras que las fuerzas axiales y circunferenciales inducidas por la tensión y la presión en la pared de una tubería o riser son independientes de las propiedades del material de la tubería, la distribución de los esfuerzos a lo largo de la sección depende del material. En el caso de tuberías flexibles o tubos compuestos reforzados con fibra, la distribución de tensiones dependerá de los detalles de la construcción de la pared de tubería; por lo tanto, la distribución puede ser controlada en cierta medida por el diseñador. Para tuberías hechas de materiales elásticos isotrópicos, la distribución de esfuerzos depende de principios mecánicos sobre los cuales el diseñador no tiene control. Las ecuaciones gobernantes fueron formuladas por primera vez por Lamé en 1831.

Esfuerzo en tubos elásticas de pared gruesa

Lamé aplicó el cálculo diferencial al análisis de los esfuerzos y tensiones internas inducidas en una tubería elástica isotrópica de paredes gruesas por tensión axial y presiones internas y externas. Las fórmulas analíticas que él obtuvo se pueden encontrar en muchos libros de texto y también se dan en el apéndice C.1. Encontró que tanto el esfuerzo circunferencial σ_c como el esfuerzo radial σ_r varían en función de la distancia radial desde el eje del tubo, pero la suma es constante en todos los puntos de la sección transversal (ver ecuación [C.35]). Usando los símbolos p_i y p_e para las presiones internas y externas y A_i y A_e para las áreas de sección transversal internas y externas, encontró

$$\frac{\sigma_c + \sigma_r}{2} = \frac{p_i A_i - p_e A_e}{A_e - A_i} \quad (2.22)$$

El Apéndice C muestra que la integral de la media del esfuerzo circunferencial más el radial a través de la sección total de una tubería cilíndrica circular siempre es igual a $p_i A_i - p_e A_e$, cualquiera que sea el material de la tubería (véase la ecuación [C.6]).

Por el contrario, la ecuación (2.22) se aplica a todos los puntos de la sección, pero solo para tubos hechos de materiales elásticos isotrópicos.

El hecho de que $\frac{\sigma_c + \sigma_r}{2}$ sea constante en todos los puntos de la sección de tuberías elásticas isotrópicas implica que no hay tendencia a que la sección transversal se cambia debido al efecto de Poisson. En consecuencia, para tales tuberías, la tensión axial también es constante en toda la sección (ver ecuación [C.37] y la siguiente discusión).

La tensión axial T_{tw} en la pared de la tubería puede descomponerse en dos partes, concretamente a que es la tensión de la pared axial que sería inducida por las presiones si la tubería estuviera localmente tapada (véase el tubo e de la figura 2.9) y T_e , que es la tensión efectiva (véanse las ecuaciones [$T_e = T_{tw} - p_i A_i + p_e A_e$] y [$T_{tw} = p_i A_i - p_e A_e + T_e$]):

$$T_{tw} = (p_i A_i - p_e A_e) + T_e \quad (2.23)$$

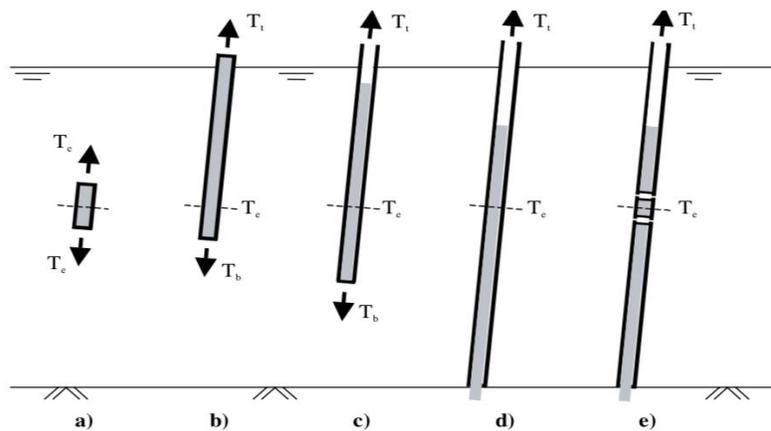


Figura 2.9 Cinco tubos casi verticalmente bajo presión⁸²

⁸² Figura 2.9 modificada, fuente: Fundamentals of Marine Riser Mechanics, 2007

La división de la tensión axial T_{tw} por la sección de la pared proporciona el esfuerzo axial:

$$\sigma_{tw} = \frac{T_{tw}}{A_e - A_i} \quad (2.24)$$

Con la sustitución de T_{tw} de la ecuación (2.23), el esfuerzo axial σ_{tw} puede descomponerse en las dos componentes dadas en la ecuación (2.25) y escribirse junto con las ecuaciones de Lamé para los esfuerzos circunferenciales y radiales σ_c y σ_r , respectivamente dados en la ecuación (2.26) y (2.27):

$$\sigma_{tw} = \sigma_p + \sigma_{le} \quad (2.25)$$

$$\sigma_c = \sigma_p + \tau \quad (2.26)$$

$$\sigma_r = \sigma_p - \tau \quad (2.27)$$

En ecuaciones (2.25-2.27), σ_{le} es el esfuerzo efectivo, σ_p es el esfuerzo del efecto final y τ es el esfuerzo de cizallamiento en la pared:

$$\sigma_{le} = \frac{T_e}{A_e - A_i} \quad (2.28)$$

$$\sigma_p = \frac{p_i A_i - p_e A_e}{A_e - A_i} \quad (2.29)$$

$$\tau = \frac{(p_i - p_e) A_i A_e}{(A_e - A_i) A_r} \quad (2.30)$$

Como antes p_i , p_e son las presiones internas y externas $A_i = \pi r_i^2$, $A_e = \pi r_e^2$ y $A_r = \pi r^2$, donde r_i , r_e son los radios interno y externo y r es el radio en el punto en la pared de la tubería en consideración.

Obsérvese en las ecuaciones (2.26) y (2.27) que $\sigma_c + \sigma_r = 2\sigma_p$. Como σ_r es igual a $-p_i$ y $-p_e$ en las superficies interna y externa, respectivamente, los esfuerzos circunferenciales σ_{ci} y σ_{ce} en esas superficies se dan exactamente por las ecuaciones (2.31) y (2.32):

$$\sigma_{ci} = 2\sigma_p + p_i \quad (2.31)$$

$$\sigma_{ce} = 2\sigma_p + p_e \quad (2.32)$$

De los tres esfuerzos (σ_{le} , σ_c , τ) dadas por las ecuaciones (2.28-2.30), solo τ varía a lo largo de la sección de la pared de la tubería, teniendo su mayor valor en la superficie interna del tubo. El esfuerzo del efecto final σ_p es común a los tres esfuerzos principales dadas por las ecuaciones (2.25-2.27).

La Figura 2.10 muestra el círculo de esfuerzos de Mohr, que corresponde a las ecuaciones (2.25) y (2.26). Los esfuerzos radial y circunferencial (σ_r y σ_c , respectivamente) son los principales esfuerzos, y τ es el radio del círculo de esfuerzo. Por lo tanto, τ es el esfuerzo de corte máxima, que actúa en planos a 45° con respecto a las direcciones radiales, y los esfuerzos directos son iguales al esfuerzo del efecto final σ_p . Los círculos de esfuerzo, para todos los puntos de la sección, tienen el mismo centro (σ_p , 0). Su radio τ varía con $\frac{1}{r^2}$. Por lo tanto, τ siempre tiene su mayor valor en la superficie interna de la tubería.

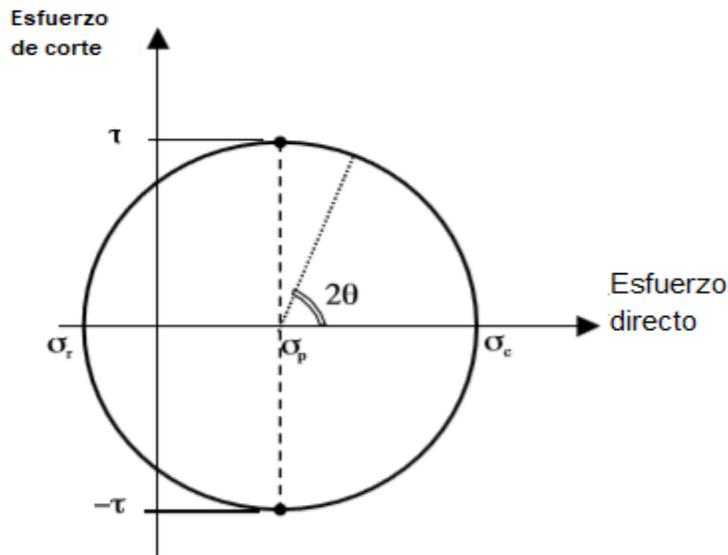


Figura 2.10 El círculo de esfuerzos de Mohr⁸³

⁸³Figura 2.10 modificada, fuente: Fundamentals of Marine Riser Mechanics, 2007

Por lo tanto, los esfuerzos triaxiales de las ecuaciones (2.25-2.27) son precisamente equivalentes a un sistema compuesto por tres esfuerzos puros: un esfuerzo hidrostático pura σ_p , un esfuerzo de cizallamiento pura τ y un esfuerzo axial pura σ_{le} . Los dos sistemas de esfuerzo equivalentes se muestran gráficamente en la figura 2.11.

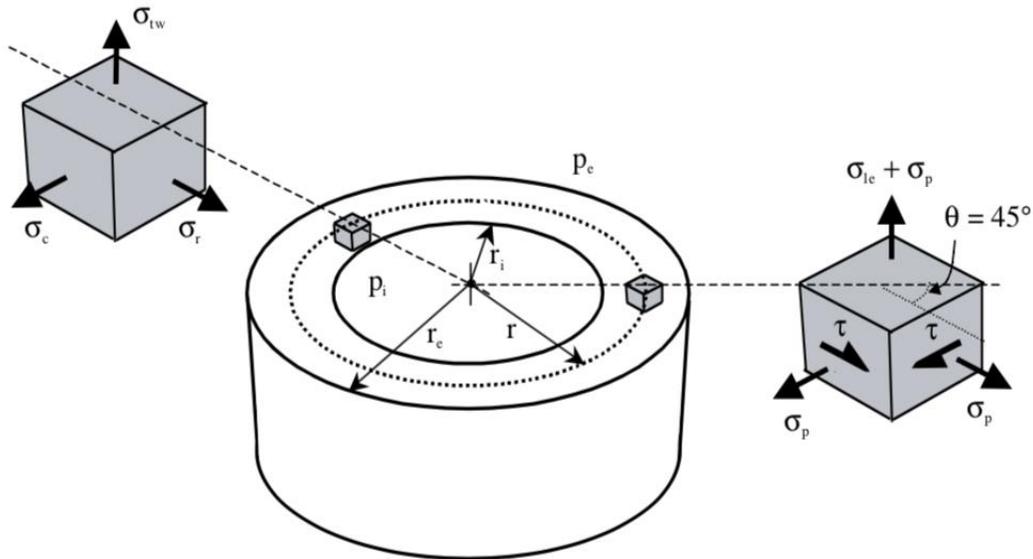


Figura 2.11 Esfuerzos en la pared: dos sistemas de esfuerzos equivalentes⁸⁴

Como σ_{le} es igual a la tensión efectiva dividida por la sección de la pared de la tubería, se denomina esfuerzo efectivo. Este nombre no debe inducir a error al lector al pensar que es el único esfuerzo en la pared de la tubería que debe tenerse en cuenta.

El esfuerzo efectivo σ_{le} , como se define en la ecuación (2.28), se muestra en el cubo de esfuerzos de la derecha de la figura 2.11. Es la cantidad por la cual el esfuerzo de la pared axial σ_{tw} excede el esfuerzo hidrostático en la pared σ_p . Tal esfuerzo es un esfuerzo del desviador, que es un concepto familiar para los ingenieros que trabajan en otros campos. Por ejemplo, un parámetro importante en una prueba triaxial de mecánica del suelo es la diferencia entre los esfuerzos verticales y

⁸⁴ Figura 2.11 modificada, fuente: Fundamentals of Marine Riser Mechanics, 2007

horizontales que actúan sobre la muestra de suelo, que también es un esfuerzo de desviación.

Esfuerzo efectiva y exceso de esfuerzo

Se vio que la tensión efectiva T_e era la suma de las fuerzas axiales en la tubería más la columna de fluido interno, menos la fuerza axial en la columna de fluido desplazada (ver el texto siguiendo la ecuación (2.9)). Por lo tanto, el lector puede sorprenderse al encontrar un esfuerzo efectivo σ_{le} , que es igual a la tensión efectiva dividida por la sección de pared $\frac{T_e}{(A_e - A_i)}$, que aparece como un componente del esfuerzo axial en la pared de la tubería.

Se sigue de la equivalencia entre la tensión efectiva y la tensión excesiva, precediendo a la ecuación ($T_{tw} = p_i A_i - p_e A_e + T_e$). La Figura 2.12 muestra esta equivalencia gráficamente. La presión externa ha sido excluida por claridad. La Figura 2.12a muestra los componentes de la tensión efectiva, como se indica en la ecuación (2.9).

La parte izquierda de la Figura 2.12b muestra la descomposición de las fuerzas en la pared de la tubería como lo indica la ecuación (2.23). La tensión efectiva T_e de la figura 2.12a es claramente igual a la tensión excesiva T_e que se muestra en la parte izquierda de la figura 2.12b.

La parte de la derecha de la figura 2.12b muestra la descomposición del esfuerzo de la pared axial. El esfuerzo σ_{le} es igual a $\frac{T_e}{A}$. Por lo tanto, se puede considerar que es el exceso de esfuerzo (es decir, que excede el esfuerzo del efecto final de la presión σ_p) o el esfuerzo efectivo, ya que es igual a la tensión efectiva T_e dividida por la sección de la pared. Se prefiere el nombre de esfuerzo efectivo ya que vincula inmediatamente a la tensión efectiva. Tenga en cuenta que los nombres de esfuerzos axial neutra (para σ_p) y el exceso de esfuerzo por encima del valor neutro (para σ_{le}) a veces se han utilizado en otros lugares.

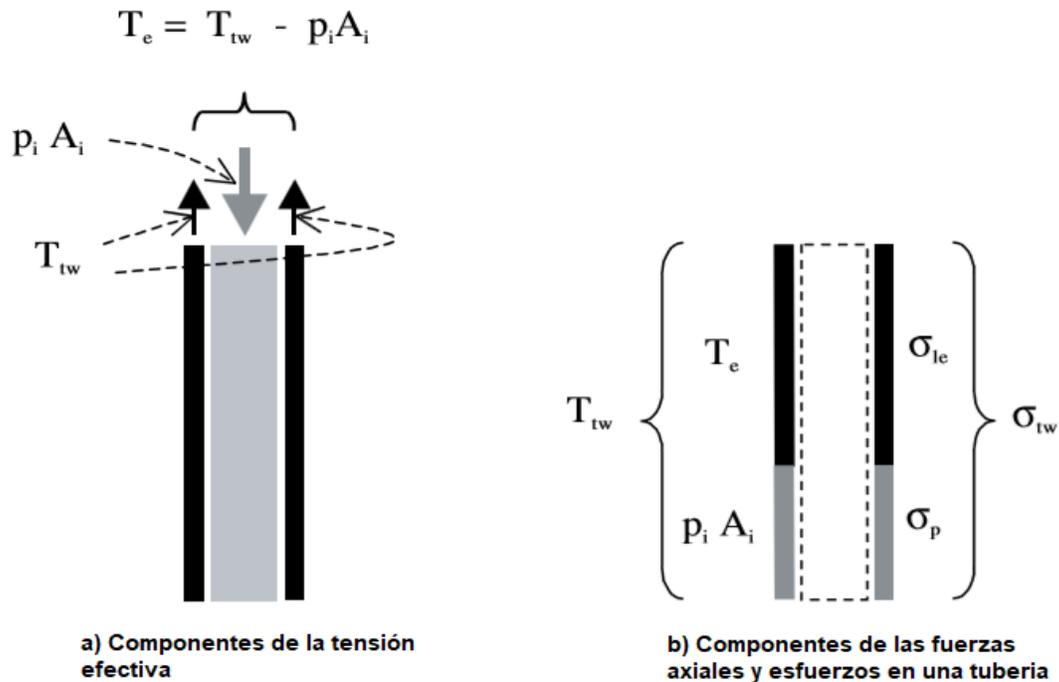


Figura 2.12 componentes de las fuerzas axiales y esfuerzos en una tubería bajo presión interna⁸⁵

Esfuerzos Equivalente de von Mises

La combinación de esfuerzo que provoca el inicio del rendimiento en materiales dúctiles fue objeto de investigación y debate durante muchos años. Los criterios de máxima esfuerzo de Tresca, formulados en 1876, se utilizaron durante muchos años. Hoy en día, el criterio de máxima energía de distorsión, originalmente formulado por von Mises en 1913, se considera el criterio más preciso para materiales dúctiles. Este criterio está representado por esfuerzo equivalente de Von Mises, que para los casos generales de tensiones triaxiales viene dada por

$$2\sigma_{vm}^2 = (\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2 + 6(\tau_{12}^2 + \tau_{23}^2 + \tau_{31}^2) \quad (2.33)$$

⁸⁵Figura 2.12 modificada, fuente: Fundamentals of Marine Riser Mechanics, 2007

La ecuación (2.33) se puede aplicar a los cubos de esfuerzo de la figura 2.10. El cubo de la izquierda muestra los esfuerzos principales, para las cuales las tensiones de corte son cero, dando

$$2\sigma_{vm}^2 = (\sigma_{tw} - \sigma_c)^2 + (\sigma_c - \sigma_r)^2 + (\sigma_r - \sigma_{tw})^2 \quad (2.34)$$

Alternativamente, el esfuerzo de von Mises puede formularse considerando el cubo de la derecha de la figura 2.12. Como σ_p es un esfuerzo por columna hidrostática, no produce distorsión y, por lo tanto, no aparece en la ecuación. Los únicos esfuerzos que contribuyen al esfuerzo de von Mises son el esfuerzo axial puro y el esfuerzo de cizalladura pura τ . Por lo tanto, el esfuerzo de von Mises viene dada por la ecuación 2.35, que también se puede obtener sustituyendo la ecuación (2.25-2.27) en la ecuación (2.34):

$$\sigma_{vm}^2 = \sigma_{le}^2 + 3\tau^2 \quad (2.35)$$

Los esfuerzos σ_{tw} y σ_{le} en las ecuaciones (2.34) y (2.35) son esfuerzos axiales medios, respectivamente iguales a la tensión real de la pared y la tensión efectiva dividida por la sección de la pared. En realidad, un riser generalmente también está sujeto a momentos que inducen esfuerzo de flexión σ_{ab} . Éstos deben agregarse a los esfuerzos axiales al verificar el esfuerzo de von Mises, que luego debe verificarse tanto en la superficie interna, donde el esfuerzo de corte τ es máxima, como en la superficie exterior, donde el esfuerzo de flexión σ_{ab} es máxima.

Por lo tanto, cuando un riser está sujeto a flexión, las ecuaciones (2.34) y (2.35) tienen que ser reemplazadas por las ecuaciones (2.36) y (2.37), respectivamente:

$$2\sigma_{vm}^2 = (\overline{\sigma_{tw} - \sigma_{ab}} - \sigma_c)^2 + (\sigma_c - \sigma_r)^2 + (\sigma_r - \overline{\sigma_{tw} - \sigma_{ab}})^2 \quad (2.36)$$

$$\sigma_{vm}^2 = (\sigma_{le} - \sigma_{ab})^2 + 3\tau^2 \quad (2.37)$$

Cuando se utiliza la ecuación (2.34) o (2.36), se debe tener cuidado para respetar la convención de doble signo, lo que implica que las presiones positivas (internas y externas) inducen esfuerzos radiales negativos.

La mayoría de los códigos requieren que se compruebe el esfuerzo equivalente de von Mises. Generalmente se especifica de acuerdo con la ecuación (2.33) o (2.34), con la mención de que los esfuerzos de flexión deberían incluirse en las tensiones axiales y que se supone que los esfuerzos de torsión y cortante son insignificantes.

Algunos códigos citan la ecuación (4.16), sin explicar la equivalencia de los sistemas de esfuerzo que se muestran en la figura 2.12. Expresan σ_{le} como la tensión efectiva dividida por la sección de la pared y simplemente afirman que "un poco de álgebra" conduce a esa ecuación.

Esfuerzos principales

Los códigos de práctica se refieren primero a la seguridad. Como resultado, tienden a descomponer los esfuerzos en componentes a los que aplican diferentes factores de acuerdo con el riesgo asociado. Por lo tanto, tienden a no utilizar las fórmulas exactas de esfuerzo de Lamé para tuberías de paredes gruesas. Descomponen los esfuerzos axiales y circunferenciales en dos componentes: un esfuerzo de membrana, que es el esfuerzo medio en la sección, y un esfuerzo de flexión, que explica la variación del esfuerzo a lo largo de la sección.

Para el caso de esfuerzos axiales, el esfuerzo de la membrana es simplemente el esfuerzo medio, o el esfuerzo axial dividido por la sección de la pared. El esfuerzo de flexión axial es el esfuerzo de flexión clásico, igual al momento multiplicado por la distancia r del eje neutro, dividido por el segundo momento del área de la sección

$\left(\frac{Mr}{I}\right)$. También es igual al módulo de Young multiplicado por la distancia desde el eje neutral, multiplicado por la curvatura $\left(\frac{Er}{R}\right)$.

Para los esfuerzos circunferenciales, el esfuerzo de la membrana σ_{cm} es igual a la fuerza circunferencial dividida por el grosor de la pared:

$$\sigma_{cm} = \frac{p_i r_i - p_e r_e}{r_e - r_i} \quad (2.38)$$

Tenga en cuenta que los esfuerzos de la membrana circunferencial σ_{cm} no son igual a la media de los esfuerzos circunferenciales σ_c en las superficies internas y

externas dadas por la ecuación (2.26), ya que σ_c no varía linealmente a lo largo de la sección.

La suma del esfuerzo de la membrana σ_{cm} y el esfuerzo de flexión circunferencial σ_{cb} es igual al esfuerzo circunferencial dado por la ecuación (2.26). Por lo tanto, en la superficie interna, $\sigma_{cm} + \sigma_{cbi} = \sigma_p + \tau_i$ y en la superficie exterior $\sigma_{cm} + \sigma_{cbe} = \sigma_p + \tau_e$. Tenga en cuenta que el esfuerzo de flexión circunferencial es positivo (tracción) en la superficie interna y negativo (compresión) en la superficie exterior. De las ecuaciones (2.29), (2.30) y (2.38), los esfuerzos de flexión circunferenciales se simplifican a

$$\sigma_{cbi} = \frac{r_e}{r_e + r_i} (p_i - p_e) \quad (2.39)$$

En la superficie interna y

$$\sigma_{cbe} = -\frac{r_i}{r_e + r_i} (p_i - p_e) \quad (2.40)$$

En la superficie exterior.

La plasticidad permite cierta redistribución del esfuerzo de flexión, que no es el caso para los esfuerzos de la membrana. Por lo tanto, los códigos requieren factores de seguridad más altos para los esfuerzos de la membrana que para los esfuerzos de flexión.

Dos problemas particulares de cedencia

1. Cedencia de tubos bajo presión con y sin efecto final

El efecto del extremo de presión se ha discutido en detalle posteriormente. La figura 2.13 muestra dos tubos idénticos bajo presión interna p_i . El tubo *a* está tapado y está sujeto al efecto del extremo de presión, mientras que el tubo *b* está destapado. La pregunta es qué tubo alcanzará el rendimiento primero, de acuerdo con el criterio de rendimiento de von Mises, a medida que aumenta la presión.



Figura 2.13 Tubo tapado y abierto bajo presión⁸⁶

De hecho, es el tubo *b*, sin efecto final, el que primero alcanza el criterio de rendimiento. Esto puede parecer sorprendente al principio, ya que el esfuerzo axial real de la pared es cero y, por lo tanto, el tubo parece estar menos sometido a esfuerzo que el tubo *a*. Sin embargo, el resultado es obvio por el sistema de esfuerzos del cubo de la derecha de la figura 2.11. La tensión efectiva en el tubo *a* es cero. Por lo tanto, el esfuerzo eficaz σ_{le} también es cero. Por lo tanto, para el tubo *a*, de la ecuación (2.35),

$$\sigma_{vm}^2 = 3\tau^2 \quad (2.41)$$

Para el tubo *b*, la tensión efectiva no es cero. La tensión verdadera de la pared es cero; por lo tanto, el esfuerzo verdadero de la pared σ_{tw} también es cero. Por lo tanto, para el tubo *b*, de las ecuaciones (2.25) y (2.35),

$$\sigma_{le} = -\sigma_p \quad (2.42)$$

Y

$$\sigma_{vm}^2 = \sigma_p^2 + 3\tau^2 \quad (2.43)$$

El esfuerzo cortante en la pared τ dado por la ecuación (2.30) es el mismo para ambos tubos. Por lo tanto, por comparación de las ecuaciones (2.41) y (2.43), se puede ver que el esfuerzo de von Mises es mayor para el tubo *b*, sin efecto final, que para el tubo *a*, con efecto final. Por lo tanto, el tubo *b* cede antes del tubo *a*.

⁸⁶Figura 2.13 modificada, fuente: Fundamentals of Marine Riser Mechanics, 2007

2. Cedencia de tubos bajo presión con carga axial

La figura 2.14 muestra dos tubos idénticos bajo presión interna p_i . Un tubo está sujeto a una tensión axial F_e . El otro está sujeto a una compresión axial F_e de la misma magnitud. La pregunta es qué tubo cederá primero, de acuerdo con el criterio de rendimiento de von Mises, a medida que aumenta la presión.

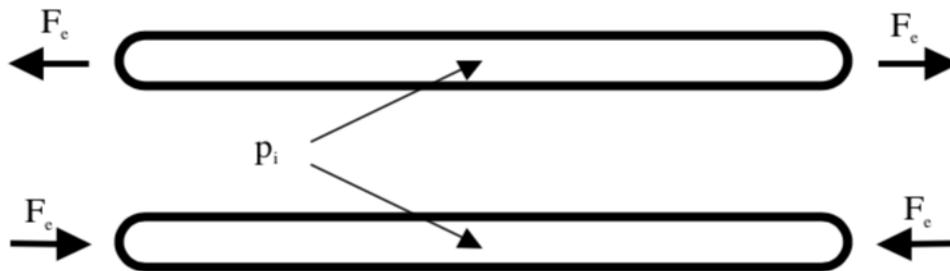


Figura 2.14 Tubos presurizados idénticos bajo tensión axial y compresión⁸⁷

Ambos tubos están sujetos a los mismos esfuerzo circunferenciales y radiales, pero el esfuerzo axial real de la pared es claramente menor en el tubo inferior, bajo compresión axial externa, que, en el tubo superior, bajo tensión. Sin embargo, los esfuerzos equivalentes de von Mises son las mismas para los dos tubos.

Lo anterior es inmediatamente obvio si el esfuerzo equivalente de von Mises se calcula usando la ecuación (2.35). El esfuerzo de cizallamiento en la pared τ es la misma para ambos tubos. Para los dos tubos, las tensiones efectivas y , por lo tanto, los esfuerzos efectivos σ_{le} difieren solo en el signo. Por lo tanto, los esfuerzos efectivos están dadas por:

⁸⁷ Figura 2.14 modificada, fuente: Fundamentals of Marine Riser Mechanics, 2007

$$\sigma_{le} = \frac{F_e}{A_e - A_i} \quad (2.44)$$

y para el tubo superior

$$\sigma_{le} = -\frac{F_e}{A_e - A_i} \quad (2.45)$$

Para el tubo inferior. Debido a que σ_{le}^2 es el mismo para ambos tubos, el esfuerzo equivalente de von Mises dado por la ecuación (2.35) también es el mismo para ambos tubos. Los dos tubos alcanzan el rendimiento por los mismos valores de presión interna.

2.5 Deformación de tubería y riser

El cálculo correcto de las deformaciones axiales es de gran importancia para una serie de diferentes problemas del riser. Para los riser casi verticales las deformaciones axiales influyen en la carrera requerida de los tensores del riser. Para los riser sin tensor las deformaciones diferenciales entre los risers adyacentes influyen en los perfiles del riser y, por lo tanto, en la posible interacción del riser. También se deben tener en cuenta las deformaciones axiales cuando se analiza la estabilidad de las líneas de estrangular y matar del riser de perforación.

Este capítulo muestra cómo se pueden calcular las deformaciones para tuberías isotrópicas y anisotrópicas. Algunos problemas particulares son discutidos. Los procedimientos se describen para el cálculo de las deformaciones axiales inducidas por los cambios de los parámetros para risers de un solo tubo, así como para risers de tubos múltiples.

Deformaciones axiales de tubos isotrópicos elásticos de pared gruesa

Para tuberías elásticas isotrópicas, las principales deformaciones están relacionadas con los principales esfuerzos por las relaciones estándar que involucran el módulo E de Young y la relación de Poisson ν . Por lo tanto, la tensión axial ε_a se da clásicamente por:

$$\varepsilon_a = \frac{1}{E} (\sigma_{tw} - \nu\sigma_c - \nu\sigma_r) \quad (2.46)$$

Donde σ_{tw} , σ_c y σ_r son los esfuerzos axiales reales de la pared, el esfuerzo circunferencial y el esfuerzo radial, Dado que σ_c y σ_r no son constantes a través de la pared de la tubería, los valores medios de esfuerzo σ_c y σ_r , respectivamente, dados por las ecuaciones (C.8) y (C.9) del apéndice C, deberían utilizarse al evaluar la ecuación (2.46) para una tubería de pared gruesa.

La deformación axial se puede expresar precisamente en términos del esfuerzo del efecto final σ_p y el esfuerzo efectivo σ_{le} , que se han definido en el capítulo anterior (en las ecuaciones [2.29] y [2.30], respectivamente).

Lamé mostró que la media de los esfuerzos circunferenciales y radiales $(\sigma_r + \sigma_r) / 2$ es constante en toda la sección e igual a σ_p (ver ecuación [C.35]). Por lo tanto, el esfuerzo axial ε_a se puede expresar exactamente:

$$\varepsilon_a = \frac{1}{E}(\sigma_{tw} - 2\nu\sigma_p) \quad (2.47)$$

La deformación axial también puede expresarse exactamente igual en términos de esfuerzo efectivo σ_{le} por:

$$\varepsilon_a = \frac{1}{E}(\sigma_{le} + (1 - 2\nu)\sigma_p) \quad (2.48)$$

El esfuerzo cortante en la pared τ no aparece en la ecuación (2.48) ya que no produce deformación axial. La ventaja de la ecuación (2.48) es que la deformación axial inducida por presiones está contenida por completo en el segundo término, a saber $\varepsilon_{a \text{ presión}} = (1 - 2\nu)\sigma_p/E$. Esta deformación axial inducida por la presión es cero si $\nu = 0.5$.

Por sustitución en las ecuaciones (2.47) y (2.48) para σ_{tw} , σ_p y σ_{le} (de la ecuación [2.24], [2.29] y [2.28], respectivamente) y el uso del símbolo $A = A_e - A_i$, para el área de la sección transversal del tubo, la deformación axial se puede expresar en términos de la tensión verdadera de la pared, mediante la ecuación (2.49) o la tensión efectiva, mediante la ecuación (2.50):

$$\varepsilon_a = \frac{1}{EA}(T_{tw} - 2\nu p_i A_i + 2\nu p_e A_e) \quad (2.49)$$

$$\varepsilon_a = \frac{1}{EA}(T_{te} + (1 - 2\nu)p_i A_i - (1 - 2\nu)p_e A_e) \quad (2.50)$$

La ecuación (2.50) es claramente aplicable directamente al tubo de la figura 2.15a, para lo cual se vio que T_e era la tensión externa, el exceso de tensión y la tensión efectiva. La ecuación (2.50) también es aplicable al caso general de un riser, sujeta a una tensión efectiva T_e .

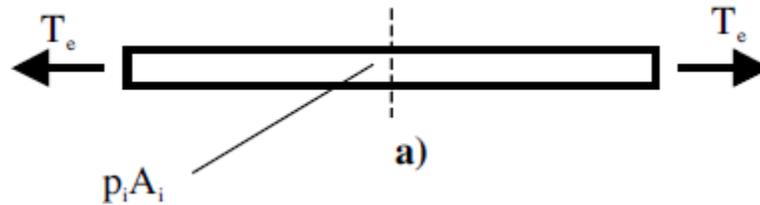


Figura 2.15a Tubo con tapa horizontal bajo presión interna⁸⁸

La Figura 2.15a muestra un tubo con tapa horizontal sujeto a la presión interna p_i . El tubo a es recto y de diámetro uniforme.

La ecuación (2.50) descompone la deformación axial en componentes debido a la tensión pura, para la cual la rigidez axial es igual a EA , y debido a presiones internas y externas, para las cuales las rigideces axiales (con respecto a los efectos finales de presión) son iguales a $EA/(1 - 2\nu)$. Las deformaciones axiales debidas a las presiones internas y externas están contenidas por completo en los términos segundo y tercero, respectivamente, de la ecuación (2.50). En las ecuaciones (2.49) y (2.50), los efectos de las presiones internas y externas se mantienen separados.

Deformaciones axiales en tuberías anisotrópicas

En la actualidad, se están considerando materiales alternativos, como los compuestos de alto rendimiento para los risers. Dichos materiales son elásticos pero anisotrópicas. Han sido estudiados seriamente para diversas aplicaciones en alta mar, incluidos risers y líneas de flujo, desde la década de 1980. Las tuberías de compuestos de alto rendimiento tienen propiedades mecánicas excepcionales en forma de alta resistencia, ligereza, peso y excelentes propiedades de fatiga. Están hechos de fibras de alta resistencia en una matriz de resina. Mediante la orientación cuidadosa de las fibras con respecto al eje de la tubería, es posible obtener características interesantes adicionales, tales como tensiones axiales cercanas a cero debido a la presión y los efectos térmicos.

⁸⁸Figura 2.15 a modificada, fuente: Fundamentals of Marine Riser Mechanics, 2007

El cálculo de las deformaciones para tuberías hechas de tales materiales es más complicado que para las tuberías isotrópicas, ya que involucra tres módulos de Young y seis relaciones de Poisson (ver ecuación [D.1] del apéndice D). Para cualquier diseño particular, la rigidez axial resultante bajo tensión pura y bajo presión con efecto final siempre debe verificarse mediante mediciones en muestras de tubos.

Las deformaciones axiales inducidas por la presión se pueden usar para definir la relación de Poisson equivalente $\bar{\nu}_l$ y $\bar{\nu}_e$ para la presión interna y externa. Para tuberías hechas de materiales anisotrópicas, las dos proporciones equivalentes de Poisson son diferentes. Las ecuaciones (2.49) y (2.50) por lo tanto tienen que ser reescritas como ecuaciones (2.51) y (2.52):

$$\varepsilon_a = \frac{1}{E_a A} (T_{tw} - 2\bar{\nu}_l p_i A_i + 2\bar{\nu}_e p_e A_e) \quad (2.51)$$

$$\varepsilon_a = \frac{1}{E_a A} [T_e + (1 - 2\bar{\nu}_l) p_i A_i - (1 - 2\bar{\nu}_e) p_e A_e] \quad (2.52)$$

Donde E_a es el módulo axial del tubo, y $A = A_e - A_i$. La rigidez axial relacionada con la carga final de presión interna $p_i A_i$ luego se convierte $E_a A / (1 - 2\bar{\nu}_l)$.

Del mismo modo, la rigidez axial relacionada con la carga final de presión externa $p_e A_e$ se vuelve $E_a A / (1 - 2\bar{\nu}_e)$.

Las relaciones de Poisson equivalentes $\bar{\nu}_l$ y $\bar{\nu}_e$ así definidas están relacionadas con las proporciones de Poisson ν_{ca} y ν_{ra} del laminado compuesto, como se muestra en la primera sección del apéndice D (véanse las ecuaciones [D.8] y [D.9]). Las proporciones de Poisson ν_{ca} y ν_{ra} se pueden calcular a partir de las propiedades básicas de las capas que componen el laminado.

Por lo tanto, el procedimiento para obtener valores específicos de $\bar{\nu}_l$ y / o $\bar{\nu}_e$ es diseñar el laminado para obtener los valores aceptables de ν_{ca} y ν_{ra} de acuerdo con la ecuación (D.8) y / o la ecuación (D.9). Para un laminado compuesto, ν_{ca} puede controlarse eligiendo cuidadosamente las fibras y su orientación, en las diferentes capas del laminado. El valor de ν_{ra} es más difícil de determinar y

controlar. Sin embargo, dado que las ecuaciones (D.8) y (D.9) muestran que v_i y v_e dependen principalmente de v_{ca} , a los efectos de un diseño inicial, v_{ra} puede ignorarse, dando $2\bar{v}_i = v_{ca}(1 + r_e/r_i)$ y $2\bar{v}_e = v_{ca}(1 + r_i/r_e)$.

Los valores resultantes de \bar{v}_i y \bar{v}_e deben verificarse mediante pruebas en muestras de tubos. Esto es particularmente importante si el objetivo es obtener un tubo con una relación de Poisson equivalente específica, como un valor cercano a $\bar{v}_i = 0.5$, para el cual los cambios en la presión interna inducen un cambio cero en el estiramiento axial. Las ecuaciones (D.8) y (D.9) se pueden usar para volver a los valores de v_{ca} y v_{ca} , que tal vez no haya sido posible determinar con mucha precisión. El diseño del laminado puede modificarse y ajustarse si es necesario.

Tenga en cuenta que para un riser in situ, la presión externa es constante; por lo tanto, el valor preciso de \bar{v}_e tiene poca importancia. Sin embargo, si se deben proponer materiales anisotrópicos para aplicaciones tales como tuberías verticales, entonces el valor de \bar{v}_e deberá tenerse en cuenta al calcular los esfuerzos y deformaciones axiales de la tubería resultantes de los cambios en la presión anular del riser.

Determinación de la relación equivalente de Poisson para Tuberías anisotrópicas⁸⁹

La ecuación (2.52) proporciona la deformación axial inducida por la tensión axial y las presiones internas y externas. La rigidez axial $E_a A$ de un tubo de muestra que puede determinarse midiendo la tensión en una prueba de deformación estándar. La relación de Poisson interna equivalente puede entonces determinarse fácilmente a partir de la deformación axial ε_a inducida por una prueba de presión interna de un tubo tapado, ya que a partir de la ecuación (2.52),

$$1 - 2\bar{v}_i = \frac{E_a A}{p_i A_i} \varepsilon_a \quad (2.53)$$

⁸⁹ Nomenclatura i

Es difícil utilizar la misma técnica para determinar la relación externa equivalente de Poisson, ya que la prueba debería llevarse a cabo en un recipiente a presión. Afortunadamente, hay una alternativa simple. El principio del trabajo virtual puede usarse para mostrar que la relación de Poisson equivalente para la presión externa siempre viene dada por la ecuación (2.54) (ver ecuación [D.17] del apéndice D):

$$\bar{\nu}_e = -\varepsilon_{ce}/\varepsilon_a \quad (2.54)$$

Donde ε_a y ε_{ce} son respectivamente deformaciones axiales y externas inducidas por pruebas de tensión pura.

Pandeo inducido por presión de tuberías fijas en ambas extremidades

Un tubo fijo en ambas extremidades puede doblarse al aumentar la presión interna. La presión interna puede causar el pandeo del riser de perforación y las líneas de estrangular y matar, si las guías intermedias están demasiado espaciadas o sujetas de manera insuficiente al tubo central del riser. Esto se ha observado en el laboratorio y se puede ver en la Figura 2.16, en donde las líneas de matar y estrangular del modelo se doblaron. En el pasado, la presión interna también ha causado deformaciones inaceptables de las líneas periféricas del riser de perforación en el campo. El mismo fenómeno también ha causado un pandeo de agitación inaceptable de las líneas de flujo.

Claramente, la tubería se estirará axialmente a medida que aumenta la presión interna, a menos que esté hecha de algún material especial con $\nu_i \geq 0.5$. Si se evita ese estiramiento axial entre dos puntos cualquiera (no necesariamente los extremos), la tubería finalmente se pandeará entre esos puntos a medida que se incrementa la presión interna. Este problema implica una compresión efectiva de F_e , en lugar de una tensión efectiva, pero puede tratarse usando las ecuaciones anteriores al poner $F_e = -T_e$.

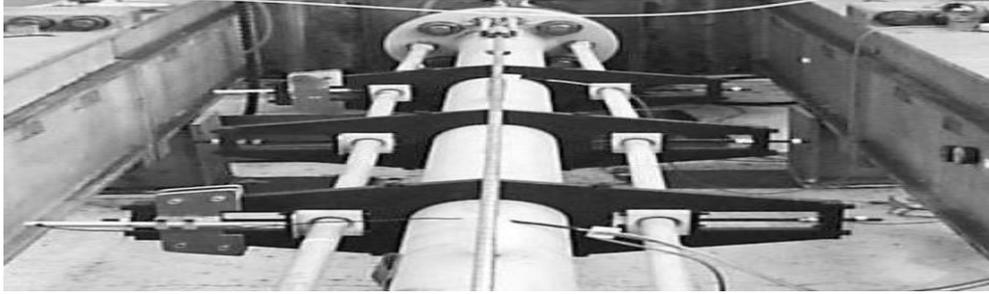


Figura 2.16 Pandeo inducido por presión de una línea de matar y estrangular⁹⁰

Comportamiento previo al pandeo

La deformación axial se mantiene constante ($\varepsilon_a = 0$), como se muestra en la figura 2.17a. A medida que aumenta la presión interna p_i , aumentará la fuerza de compresión axial $p_i A_i$ en la columna de fluido interno. La fuerza de tracción axial en la pared del tubo T_{tw} también aumentará debido al efecto de Poisson, como se muestra en la ecuación (2.49), $T_{tw} = 2\nu p_i A_i$. La compresión efectiva F_e , que es la suma de las dos fuerzas axiales (compresión positiva), también aumentará y se puede encontrar a partir de la ecuación (2.50), ya que $\varepsilon_a = 0$, $F_e = (1 - 2\nu)p_i A_i$

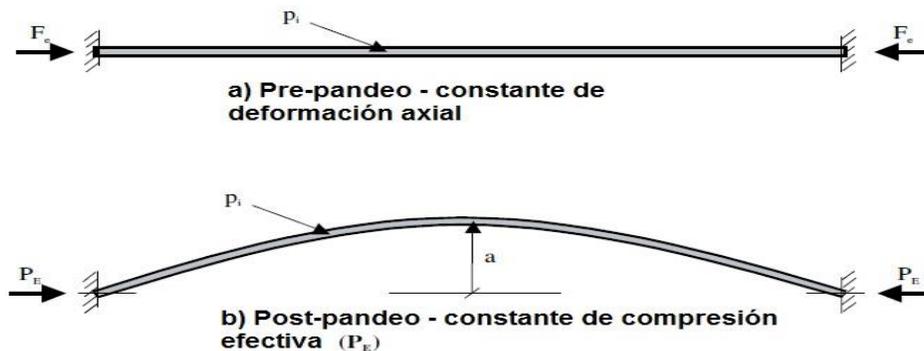


Figura 2.17 Pandeo inducido por presión de tuberías fijadas en ambas extremidades⁹¹

⁹⁰ Figura 2.16 modificada, fuente: Fundamentals of Marine Riser Mechanics, 2007

⁹¹ Figura 2.17 modificada, fuente: Fundamentals of Marine Riser Mechanics, 2007

El pandeo ocurrirá cuando la compresión efectiva en la tubería alcance la carga de pandeo de Euler: $PE = \pi^2(EI)/L^2$ Por lo tanto, la tubería comenzará a pandearse cuando la presión interna p_i alcance el valor dado por la ecuación (2.55):

$$(1 - 2\nu)p_i A_i = PE = \frac{\pi^2}{L^2} EI \quad (2.55)$$

Comportamiento post-pandeo

A medida que aumenta la presión, la compresión efectiva de F_e permanecerá constante e igual a la carga de pandeo de Euler P_E . Sin embargo, la deformación axial ya no será constante. Aumentará de acuerdo con la ecuación (2.50), haciendo que se desarrolle la hebilla, como se muestra en la figura 2.17b. Para una hebilla sinusoidal, la amplitud a de la deflexión de la tubería se relaciona luego con la deformación axial ε_a de:

$$\varepsilon_a = \left(\pi \frac{a}{2L} \right)^2 \quad (2.56)$$

Para una tubería hecha de material anisotrópico, el enfoque anterior todavía se puede usar. La fuerza de tracción axial en la pared del tubo T_{tw} y la compresión efectiva F_e deben calcularse usando las ecuaciones (2.51) y (2.52) en lugar de las ecuaciones (2.49) y (2.50).

Para una tubería hecha de un material anisotrópico con la característica especial $\bar{\nu}_i = 0.5$, la presión interna nunca puede hacer que la tubería se pandee, ya que la compresión efectiva interna inducida por la presión es siempre cero. $F_e = (1 - 2\bar{\nu}_i)p_i A_i$ Para cualquier presión interna particular, la tensión axial en la pared del tubo $T_{tw} = 2\bar{\nu}_i p_i A_i$ será entonces igual a la compresión axial en la columna de fluido interno ($p_i A_i$). Su suma será cero.

Estiramiento de tuberías después de cambio de posición pendular

La Figura 2.18 muestra una tubería de longitud L , antes y después de caer, acompañada de cambios en el fluido interno, la presión y la temperatura. Para el caso general, el tramo de tubo Δ_e puede calcularse integrando la deformación axial a lo largo de su longitud, en la configuración inicial antes de caer (indicado por el subíndice externo "i") y en la configuración final después de caer (indicado por el subíndice externo "f"), y tomando la diferencia:

$$\Delta_e = e_f - e_i = \left(\int_0^L \varepsilon_a dx \right)_f - \left(\int_0^L \varepsilon_a dx \right)_i \quad (2.57)$$

Donde la tensión y las deformaciones axiales inducidas por la presión están dadas por la ecuación (2.49) o (2.50), a las cuales deben agregarse las deformaciones térmicas.

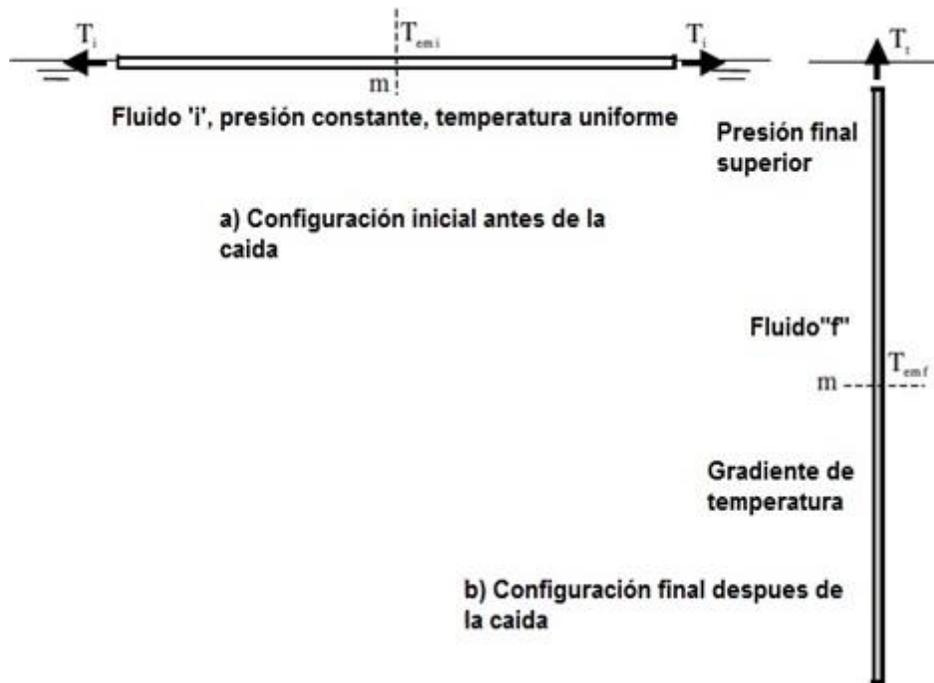


Fig. 2.18 Configuración de la tubería antes y después de caer⁹²

⁹² Figura 2.18 modificada, fuente: Fundamentals of Marine Riser Mechanics, 2007

Para un tubo de sección uniforme con fluidos de densidad constante y gradiente de temperatura constante (es decir, con todas las características que varían linealmente sobre la longitud del tubo), el problema puede simplificarse enormemente ya que las deformaciones axiales pueden calcularse a partir de los valores medios de tensión efectiva, presión, y temperatura en el punto medio de la tubería, antes y después de caer. A partir de la ecuación (2.50), el estiramiento axial e se da de la siguiente manera:

$$e = \int_0^L \varepsilon_a dx = \left[\frac{T_e + (1-2\nu)p_i A_i - (1-2\nu)p_e A_e}{EA} + \alpha t \right]_m L \quad (2.58)$$

Donde todos los valores de tensión efectiva T_e , presión interna p_i , presión externa p_e y temperatura t corresponden al punto medio de la tubería (denotado por el subíndice externo "m") y α es el coeficiente de expansión térmica axial. La temperatura t se mide con respecto a algunos datos.

Por lo tanto, los valores iniciales y final del estiramiento axial (e_i y e_f , respectivamente), antes y después de caer, vienen dados por las ecuaciones (2.59) y (2.60):

$$e_i = \int_0^L \varepsilon_a dx = \left[\frac{T_e + (1-2\nu)p_i A_i - (1-2\nu)p_e A_e}{EA} + \alpha t \right]_{mi} L \quad (2.59)$$

$$e_f = \int_0^L \varepsilon_a dx = \left[\frac{T_e + (1-2\nu)p_i A_i - (1-2\nu)p_e A_e}{EA} + \alpha t \right]_{mf} L \quad (2.60)$$

Todas las características (T_e , p_i , p_e y t) en el punto medio se conocen tanto antes como después de caer. Antes de caer, la tensión efectiva inicial $(T_e)_{mi}$ del punto medio es igual a la tensión externa de la tubería, que puede ser cero. Después de girar, $(T_e)_{mf}$ es igual a la tensión superior menos el peso aparente de la mitad superior de la tubería.

La diferencia entre las elongaciones iniciales y finales da el estiramiento ($\Delta e = e_f - e_i$):

$$\Delta e = \left[\frac{\Delta T_e + (1-2\nu)\Delta p_i A_i - (1-2\nu)\Delta p_e A_e}{EA} + \alpha \Delta t \right]_m L \quad (2.61)$$

Donde todos los cambios de parámetros (ΔT_e , Δp_i , Δp_e y Δt) se refieren al punto medio de la tubería.

Para tuberías hechas de materiales anisotrópicos, se puede usar el mismo enfoque. Sin embargo, la relación de Poisson individual en las ecuaciones (2.58) -(2.61) tiene que ser reemplazada por las relaciones de Poisson equivalentes $\bar{\nu}_i$ y $\bar{\nu}_e$, como en la ecuación (2.52)

Tensión del riser y estiramiento resultante de cambios internos

Los riser con frecuencia están sujetos a cambios de temperatura, presión y fluidos internos. Todos estos cambios de parámetros influirán en la tensión del riser o los estiramientos axiales o ambos. A continuación, se muestra que la relación entre la tensión superior del riser T_t y la elasticidad e se puede escribir siempre en la forma

$$T_t = ek_{riser} + \{F_w - G_{pt}\} \quad (2.62)$$

Donde k_{riser} es la rigidez axial del riser, F_w es una función del peso aparente del riser, y G_{pt} es una función de la presión y la temperatura del riser.

Para determinar la influencia de los parámetros del riser (temperaturas, presiones y fluidos internos) en la tensión y el estiramiento, solo es necesario calcular los cambios ΔF_w y ΔG_{pt} inducidos por los cambios de los parámetros. Luego, los cambios en la tensión superior ΔT_t y el estiramiento Δe están relacionados por

$$\Delta T_t = \Delta ek_{riser} + \{\Delta F_w - \Delta G_{pt}\} \quad (2.63)$$

Las funciones F_w y G_{pt} y, por lo tanto, ΔF_w y ΔG_{pt} dependen de los detalles del riser. Las expresiones se derivan en las siguientes subsecciones, primero para el caso de un riser uniforme que consiste en un solo tubo para el cual se supone que todas las características del riser son constantes y luego para un riser segmentado de un solo tubo para el cual se supone que las características son constantes o lineales para cada segmento del riser. Los risers multi-tubulares se examinan posteriormente. No es posible derivar expresiones generales universalmente aplicables para F_w y G_{pt} y,

por lo tanto, ΔF_w y ΔG_{pt} para riser de tubos múltiples, debido al gran número de combinaciones diferentes posibles. Sin embargo, se explica el procedimiento para formular expresiones para ΔF_w y ΔG_{pt} para cualquier tubo vertical multi-tubular en particular se explica.

Riser de un solo tubo

Para un riser casi vertical, con un peso aparente lineal constante y áreas de sección transversal constante A_i y A_e , y con características de presión y temperatura que varían linealmente entre las extremidades del riser, se puede usar un enfoque similar al problema del flujo de tubos. El estiramiento axial se puede calcular a partir de los valores medios iniciales y finales de tensión, presión y temperatura efectivas en el punto medio del tubo.

La ecuación (2.58) puede reescribirse como la ecuación (2.64), donde todas las características (T_t, p_i, p_e y t) corresponden con el punto medio del riser:

$$e\left(\frac{EA}{L}\right) = T_{em} + [(1 - 2\nu)p_i A_i - (1 - 2\nu)p_e A_e + (EA)\alpha t]_m \quad (2.64)$$

La tensión efectiva del punto medio T_{em} está relacionada con la tensión superior T_t y el peso aparente por unidad de longitud W_a de la siguiente manera:

$$T_{em} = T_t - W_a \frac{L}{2} \quad (2.65)$$

Como la rigidez axial del tubo K_{tubo} es igual a EA/L , la ecuación (2.64) puede reescribirse como la ecuación (2.66). (Tenga en cuenta que, en esta subsección, se utiliza el subíndice "tubo" en lugar de "riser" ya que las ecuaciones se aplicarán posteriormente a los componentes de los risers multi-tubulares).

$$T_t = e(k_{tubo}) + \left\{ \frac{w_a L}{2} - [(1 - 2\nu)p_i A_i - (1 - 2\nu)p_e A_e + (EA)\alpha t]_m \right\} \quad (2.66)$$

Que tiene la forma de la ecuación (2.62) con

$$F_w = \frac{w_a L}{2} \quad (2.67)$$

$$G_{pt} = [(1 - 2\nu)p_i A_i - (1 - 2\nu)p_e A_e + (EA)\alpha t]_m \quad (2.68)$$

Las ecuaciones (2.67) y (2.68) se pueden formular antes y después de los cambios en el fluido interno, la presión y la temperatura del riser. Tomando la diferencia, entonces da

$$\Delta F = \Delta w_a \frac{L}{2} \quad (2.69)$$

$$\Delta G_{pt} = [(1 - 2\nu)\Delta p_i A_i - (1 - 2\nu)\Delta p_e A_e + (EA)\alpha \Delta t]_m \quad (2.70)$$

Las ecuaciones (2.69) y (2.70) pueden usarse en la ecuación (2.62) para un riser uniforme. Tenga en cuenta que para un tubo expuesto a presión externa constante $\Delta p_e = 0$.

Risers segmentados de un solo tubo

Las características de la pendiente de la sección transversal A_i y A_e y el peso aparente por unidad de longitud w_a no siempre son constantes en toda la longitud del riser. Del mismo modo, los gradientes de presión y temperatura pueden cambiar en puntos a lo largo de un riser. Tales risers se pueden dividir en segmentos para los cuales la sección transversal y el peso aparente por unidad de longitud son constantes y las presiones y la temperatura varían linealmente entre las extremidades del segmento. Para un riser segmentado, el estiramiento e total, se tiene que encontrar sumando los alargamientos de todos los segmentos $e = \sum e_{seg}$

La tensión efectiva T_{em} en el punto medio de un segmento particular está relacionada con la tensión superior T_t por:

$$T_{em} = T_t - (W_a)_{t-m} \quad (2.71)$$

Donde $(W_a)_{t-m}$ es el peso aparente total del tubo más los contenidos entre el extremo superior del riser y el punto medio del segmento (de ahí el subíndice "t - m"). Tenga en cuenta que, para el segmento superior, $(W_a)_{t-m}$ es igual al peso aparente de la mitad del segmento. Para otros segmentos, es igual al peso aparente

de la mitad del segmento en cuestión, más el peso aparente total de todos los segmentos sobre él.

En las siguientes ecuaciones, se utiliza la abreviatura $[]_m$, como se define en la ecuación (2.72) para las presiones y la temperatura en el punto medio del segmento particular:

$$[]_m = [(1 - 2\nu)p_i A_i - (1 - 2\nu)p_e A_e + (EA)\alpha t]_m \quad (2.72)$$

La sustitución de las ecuaciones (2.71) y (2.72) en la ecuación (2.64) permite que el segmento de e_{seg} se escriba en términos de la tensión superior T_t , como en la ecuación (2.72).

$$e_{seg} = T_t \left(\frac{L}{EA} \right)_{seg} - \left[\frac{(W_a)_{t-m}}{EA} \right]_{seg} + \left([]_m \frac{L}{EA} \right)_{seg} \quad (2.73)$$

Dentro de los tres conjuntos de paréntesis en la ecuación (2.73), todos los valores, incluida la longitud L, se refieren al segmento. La ecuación (2.73) se puede escribir para todos los segmentos, y los resultados se pueden sumar, para dar el estiramiento total del tubo e_{seg} :

$$e_{seg} = T \sum \frac{L}{EA} - \sum \frac{(W_a)_{t-m}}{EA} + \sum \left([]_m \frac{L}{EA} \right) \quad (2.74)$$

La rigidez axial (k_{tubo}) de un tubo compuesto de segmentos es igual al recíproco de la suma de las flexibilidades (L/EA) de los segmentos:

$$k_{tubo} = \left[\sum \left(\frac{L}{EA} \right)_{seg} \right]^{-1} \quad (2.75)$$

Multiplicando a través de la ecuación (2.74) por la ecuación (2.75) y reorganizar da:

$$T_t = e_{tubo} k_{tubo} + \left\{ k_{tubo} \sum \left(\frac{L}{EA} \right)_{seg} - k_{tubo} \sum \left([]_m \frac{L}{EA} \right) \right\} \quad (2.76)$$

La ecuación (2.76) tiene la forma de la ecuación (2.62) con:

$$F_w = K_{tube} \sum \left[\frac{(W_a)_{t-m} L}{EA} \right] \quad (2.77)$$

$$G_{pt} = k_{tube} \sum \left\{ [(1 - 2\nu)p_i A_i - (1 - 2\nu)p_e A_e + (EA)\alpha t]_m \frac{L}{EA} \right\} \quad (2.78)$$

Donde Σ implica la suma para todos los segmentos. Las ecuaciones (2.77) y (2.78) se pueden formular antes y después de que el parámetro cambie. Las diferencias luego dan

$$\Delta F_w = k_{tube} \sum \left[\frac{(W_a)_{t-mL}}{EA} \right] \quad (2.79)$$

$$\Delta G_{pt} = k_{tube} \sum \left\{ [(1 - 2\nu)\Delta p_i A_i - (1 - 2\nu)\Delta p_e A_e + (EA)\alpha \Delta t]_m \frac{L}{EA} \right\} \quad (2.80)$$

Las ecuaciones (2.79) y (2.80) pueden usarse en la ecuación (2.63) para un riser segmentado. Observe nuevamente que para un tubo expuesto a presión externa constante $\Delta p_e = 0$.

Risers multitubulares

Los risers se componen a menudo de varias barreras y varios tubos, que pueden o no estar equipados con juntas de expansión. La carcasa exterior del riser puede estar equipada con módulos de flotabilidad en una parte de su longitud. Las áreas de sección transversal A_i y A_e pueden incluir cambios de pasos. Los gradientes térmicos pueden no ser constantes en toda la longitud.

Claramente, hay una gran cantidad de combinaciones posibles que se pueden imaginar para un riser multi-tubo, y no es posible derivar expresiones generales que los cubran a todos. Sin embargo, es posible definir procedimientos para obtener $F_w, G_{pt}, \Delta F_w$ y ΔG_{pt} para cualquier caso particular.

El procedimiento consiste en descomponer la tensión efectiva (y, por lo tanto, la tensión superior) y el peso aparente del riser en los componentes correspondientes a cada tubo. Las ecuaciones que relacionan la tensión superior T_t con el tramo de riser R , similar a la ecuación (2.62), pueden formularse para cada tubo y sumarse para dar la versión de la ecuación (2.62) que se aplica al riser completo. Esto se hace para el riser en su condición inicial y luego se repite para la condición final, después de que el parámetro cambie.

Tomar de nuevo la diferencia conduce a una fórmula similar a la ecuación (2.63), que permite deducir la influencia de los cambios de los parámetros. Cuando el peso aparente se descompone en sus componentes para cada tubo,

Tensión superior de la tubería con junta de expansión. El tubo con una junta de dilatación tiene una rigidez axial nula, pero tiene un componente de tensión superior. Como se conoce la tensión efectiva en un tubo de este tipo en la junta de expansión, se puede calcular el componente de tensión superior del tubo.

La relación entre el tubo del componente de tensión superior del tubo $(T_t)_{tubo}$ y el estiramiento del tubo e ya se ha obtenido para tubos uniformes (consulte la ecuación [2.66]) y para tubos segmentados (consulte la ecuación [2.76]). Un tubo con una junta de expansión también tendrá un componente de tensión superior, que debe incluirse cuando se formula la tensión máxima total del riser, aunque ese componente de la parte superior será independiente del estiramiento del tubo.

Tensión superior de la tubería con junta de expansión. El tubo con una junta de dilatación tiene una rigidez axial nula, pero tiene un componente de tensión superior. Como se conoce la tensión efectiva en un tubo de este tipo en la junta de expansión, se puede calcular el componente de tensión superior del tubo.

La tensión efectiva en una junta de expansión con un sello de junta teórica simple viene dada por

$$T_e = -p_i A_j + p_e A_j \quad (2.81)$$

Donde A_j es el área cerrada del sello

Para tubos de longitud d (entre el extremo superior y la junta de dilatación) y el peso aparente por unidad de longitud w_a , el componente de tensión superior estará dado por

$$(T_t)_{tubo} = w_a d - [p_i A_j - p_e A_j]_{EJ} \quad (2.82)$$

Donde el subíndice "EJ" se refiere a los detalles de la junta de expansión (presiones y área del sello).

Aplicación de risers verticales multitubulares. Los procedimientos para formular F_w y G_{pt} para un riser vertical multi-tubular se explican mejor aplicándolos a un riser particular. La extrapolación a otros casos debería ser sencilla.

Para simplificar, solo se considerará un caso que consiste en un riser de doble barrera con doble terminación. La barrera de contrahuella exterior (tubo 1) comprende un cambio de sección y, por lo tanto, está segmentada, mientras que la barrera de contrahuella interior (tubo 2) es uniforme. Los tubos son uniformes, pero uno (tubo 3) está fijado en el extremo inferior del pozo, mientras que el otro (tubo 4) está equipado con una junta de expansión en el pozo.

La Figura 2.19 muestra un boceto del riser y sus componentes. Las longitudes del casing del riser y los tubos son diferentes, pero todas experimentan el mismo estiramiento e .

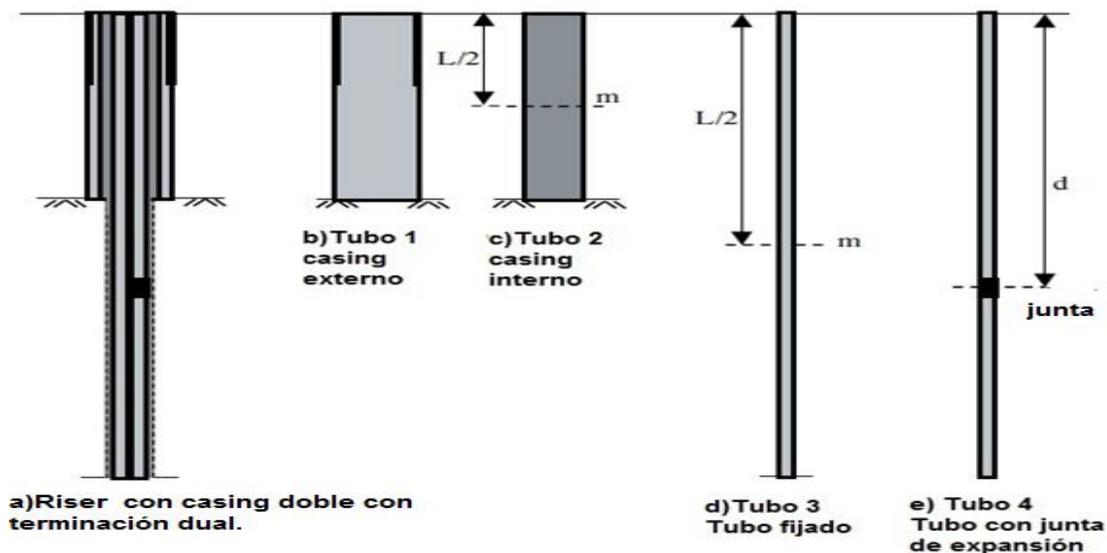


Figura 2.19 Riser con casing doble con terminación dual⁹³

⁹³ Figura 2.19 modificada, fuente: Fundamentals of Marine Riser Mechanics, 2007

La contribución de la tensión máxima de cada tubo y su relación con el estiramiento axial del riser e se puede obtener a partir de las ecuaciones que ya se derivaron para los riser de un solo tubo: ecuación (2.76), para los segmentos del casing (tubo 1); ecuación (2.66), para los tubos uniformes (2 y 3); y la ecuación (2.82) para el tubo con una junta de expansión (tubo 4). Las ecuaciones se pueden sumar para dar la relación entre la tensión máxima total T_t y el estiramiento axial e .

Mediante el uso de los subíndices 1-4 para los tubos que se muestran en la figura 2.19, las ecuaciones que relacionan el componente de tensión superior de cada tubo con el estiramiento axial están dadas por las ecuaciones (2.83) - (2.86). (La abreviatura $[]_m$ utilizada en la ecuación [2.83] se definió en la ecuación [2.72].)

$$T_{t1} = e(k_1) + k_1 \sum \left[\frac{(w_a)_{t-m} L}{EA} \right]_1 - k_1 \sum \left([]_m \frac{L}{EA} \right)_1 \quad (2.83)$$

$$T_{t2} = e(k_2) + \left(w_a \frac{L}{2} \right)_2 - [(1 - 2\nu)p_i A_i - (1 - 2\nu)p_e A_e + (EA)\alpha t]_{m2} \quad (2.84)$$

$$T_{t3} = e(k_3) + \left(w_a \frac{L}{2} \right)_3 - [(1 - 2\nu)p_i A_i - (1 - 2\nu)p_e A_e + (EA)\alpha t]_{m3} \quad (2.85)$$

$$T_{t4} = (w_a d)_4 - [p_i A_i - p_e A_j]_{EJ4} \quad (2.86)$$

La suma de todos los componentes de tensión superior es la tensión superior del riser T_t .

La ecuación (2.94) es la suma de las ecuaciones (2.83) - (2.86):

$$T_t = e(k_{riser}) + \{F_w - G_{pt}\} \quad (2.87)$$

Donde la rigidez k_{riser} es la suma de las rigideces de todos los tubos fijos ($\sum k_{tubos}$), F_w es la suma de todos los términos relacionados con el peso aparente de los tubos, y G_{pt} es la suma de todos los términos relacionados con la presión y la temperatura.

La ecuación (2.87) tiene, por lo tanto, la forma de la ecuación (2.62). Se puede evaluar antes y después de los cambios de parámetros. Tomando la diferencia, da los valores requeridos de ΔF_w y ΔG_{pt} en la ecuación (2.63).

Influencia de tensores

Se ha demostrado que la relación entre un cambio de la tensión superior ΔT_t y un cambio del estiramiento del riser Δe que resulta de los cambios internos de los parámetros del riser se puede escribir en la forma de la ecuación (2.63). Si el riser está equipado con tensores de rigidez k_{tens} y la longitud total del riser más los tensores permanece sin cambios, entonces los tensores deben contraerse en una cantidad igual al estiramiento del riser. Por lo tanto, la siguiente relación entre ΔT_t y Δe también debe respetarse:

$$\Delta T_t = -k_{tens}\Delta e \quad (2.88)$$

Llamando k_{r+t} la rigidez del sistema combinado, riser más tensores

$$k_{r+t} = \left(\frac{1}{k_{riser}} + \frac{1}{k_{tens}} \right)^{-1} = \frac{k_{riser}k_{tens}}{k_{riser}+k_{tens}} \quad (2.89)$$

La eliminación de Δe entre las ecuaciones (2.63) y (2.88) conduce a la primera igualdad de la ecuación (2.90). La sustitución de la ecuación (2.89) conduce a la segunda igualdad:

$$\Delta T_t = \frac{\{\Delta F_w - \Delta G_{pt}\}}{k_{riser}+k_{tens}} k_{tens} = \{\Delta F_w - \Delta G_{pt}\} \frac{k_{r+t}}{k_{riser}} \quad (2.90)$$

De la ecuación (2.95) y la primera igualdad de la ecuación (2.90),

$$\Delta e = -\frac{\Delta T_t}{k_{tens}} = -\frac{\{\Delta F_w - \Delta G_{pt}\}}{k_{riser}+k_{tens}} \quad (2.91)$$

Si el riser está bloqueado ($k_{tens} = \infty$), k_{r+t} . Entonces $\Delta e = 0$ y de la ecuación (2.90).

$$\Delta T_t = \{\Delta F_w - \Delta G_{pt}\} \quad (2.92)$$

Si el riser está equipado con tensores perfectos con rigidez cero $k_{tens} = 0$, la tensión máxima es constante $\Delta T_t = 0$ y el estiramiento del riser viene dado por:

$$\Delta e = -\frac{\{\Delta F_w - \Delta G_{pt}\}}{k_{riser}} \quad (2.93)$$

Nótese que a partir de la segunda igualdad de la ecuación (2.90), el cambio en la tensión superior ΔT_t es igual al cambio de tensión del riser bloqueado $\{\Delta F_w - \Delta G_{pt}\}$ veces la relación k_{r+t}/k_{riser} .

Las ecuaciones de deformación se han derivado en términos de la tensión verdadera de la pared T_{tw} y en términos de la tensión efectiva T_e , tanto para tuberías isotrópicas como anisotrópicas. Coeficientes equivalentes de Poisson $\bar{\nu}_i$ y $\bar{\nu}_i$, requeridos en el cálculo de tensiones axiales inducidas por presión de tubos anisotrópicos, se han definido. Se han presentado las ecuaciones que relacionan a $\bar{\nu}_i$ y $\bar{\nu}_i$ con las características del material, y se han explicado formas simples en que pueden determinarse mediante pruebas en muestras de tubos.

Varios problemas particulares han sido discutidos en detalle. Estos incluyen pandeo inducido por presión de tubos para los cuales se previene la expansión axial; estiramiento de tubos o riser como resultado de una caída; tramo de tubos o riser de un solo tubo (uniformes o segmentados), resultantes de cambios de temperatura, presión y fluido interno; y estiramiento de riser multitubulares, resultantes de cambios de temperatura, presiones y densidades internas de fluidos. También se ha discutido la influencia de la rigidez del riser-tensor en el estiramiento del riser y el cambio de tensión resultante de los cambios en los parámetros internos.

2.6 Risers casi verticales asociados con plataformas flotantes

Este tema examina el comportamiento de risers casi verticales con tensores rígidos asociados primero con plataformas flotantes. Se derivan expresiones simples para la influencia de la compensación del extremo superior en la estabilidad, tensión, perfil y pandeo de dichos risers.

TLP Riser, Estiramiento y ajuste debido a la compensación de la plataforma

Esta sección explica cómo el TLP compensa y_t (Figura 2.20), con su ajuste asociado, influye en el estiramiento del riser y, por lo tanto, en la tensión del riser y el pandeo. Esto se hace para riser fijos a la plataforma en el extremo superior, con o sin tensores.

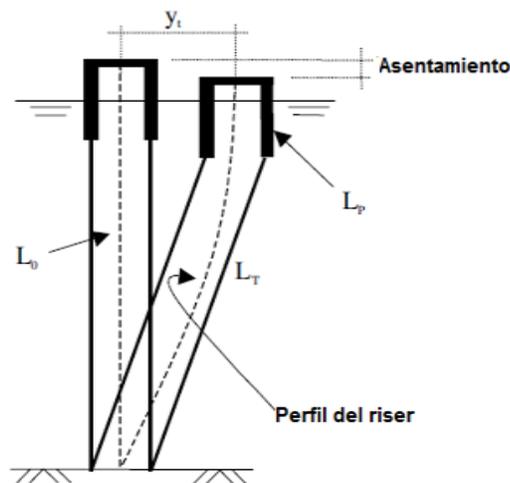


Figura 2.20 TLP desplazamiento y asentamiento⁹⁴

La Figura 2.20 muestra esquemáticamente el TLP antes y después de que el extremo superior esté desplazado lateralmente por y_t . Si el riser está bloqueado en la plataforma TLP, el extremo superior del riser está claramente sujeto a los mismos movimientos laterales y verticales que la plataforma. La tensión superior del riser se verá modificada por el movimiento de la parte superior, lo que provocará que la barra vertical se estire (o encoja) axialmente.

⁹⁴Figura 2.20 modificada, fuente: Fundamentals of Marine Riser Mechanics, 2007

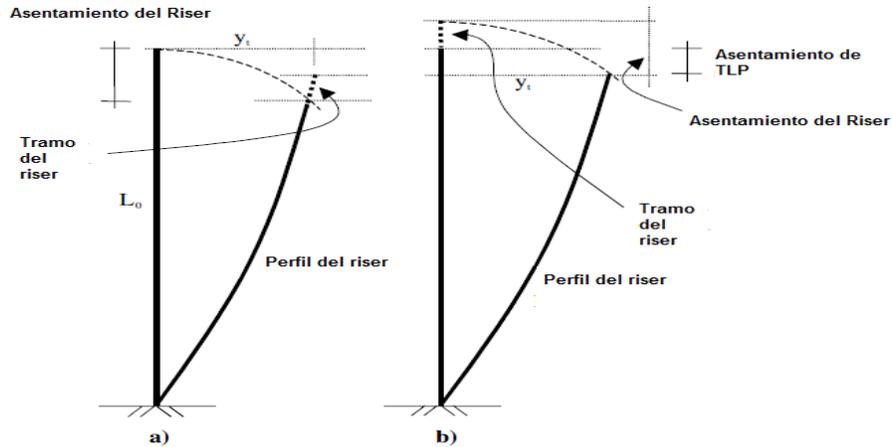


Figura 2.21 Relación entre estiramiento del riser y asentamiento⁹⁵

El efecto del desplazamiento y asentamiento de TLP en el riser se puede pensar de dos maneras. Como se muestra en la figura 2.21a, se puede pensar que el extremo superior del riser se desplaza y se establece primero, bajo la tensión máxima inicial constante $T_{tinitial}$. Tenga en cuenta que el asentamiento del riser bajo tensión constante será diferente del asentamiento del TLP debido al pandeo del riser y porque la longitud del riser es mayor que la longitud del tendón del TLP. Se puede pensar que el extremo superior del riser se desplaza verticalmente para llevarlo al nivel de la plataforma TLP, que estirará (o encogerá) el riser, cambiando la tensión y el pandeo. La última tensión final T_{tfinal} en la posición de desplazamiento se debe encontrar por iteración.

Probablemente sea más claro considerar el procedimiento que se muestra esquemáticamente en la figura 2.21b, que conduce al mismo resultado. Se puede pensar que el riser se estira primero verticalmente, aumentando la tensión superior hasta T_{tfinal} , y luego se desplaza lateralmente y_t bajo una tensión superior constante, lo que hará que el extremo superior del riser se ajuste al nivel de plataforma TLP exacto.

⁹⁵ Figura 2.21 modificada, fuente: Fundamentals of Marine Riser Mechanics, 2007

La última tensión final T_{tfinal} todavía tiene que encontrarse por iteración, pero la ecuación que relaciona el estiramiento con el ajuste está claramente dada por:

$$\text{carga por asentamiento del riser} - \text{estiramiento del riser} = \text{ajuste} \quad (2.94)$$

Donde el asentamiento del riser se calcula usando la tensión máxima final T_{tfinal} .

Si se considera la carga adicional del riser por asentamiento, bajo una tensión máxima final constante T_{tfinal} , menos la fijación de la plataforma, luego de la ecuación 2.94,

$$\text{carga adicional del riser} = \text{estiramiento del riser} \quad (2.95)$$

Para el caso de un riser con tensores, el estiramiento del riser es el estiramiento del sistema combinado riser más tensores.

Estiramiento del riser

La compensación de la plataforma hará que la tensión superior del riser aumente desde $T_{tinicial}$ hasta T_{tfinal} . Para el caso general, con tensores, el estiramiento inducido por un aumento de tensión a T_t viene dado por

$$\text{estiramiento del riser} = (T_t - T_{tinicial}) \quad (2.96)$$

Donde k_{r+t} es la rigidez axial del riser más los tensores como se indica mediante la ecuación (2.89). La ecuación (2.96) se puede reescribir en términos de los factores de tensión $\left(\frac{T_t}{wL_0}\right)$ como

$$\text{estiramiento del riser} = \left(\frac{T_t}{wL_0} - \frac{T_{tinicial}}{wL_0}\right) wL_0 \frac{1}{k_{r+t}} \quad (2.97)$$

Tenga en cuenta que para los riser bloqueados sin tensores, la rigidez axial en la ecuación (2.97) es igual a la rigidez del riser ($k_{r+t} = k_{riser}$).

CAPITULO 3: DESCRIPCION GENERAL DE LA METODOLOGIA PARA EL ANALISIS DEL RISER DE PERFORACION

Es un método descriptivo en el cual, se usa un software especializado para hacer los cálculos donde se usan las fórmulas que se proponen en el tema anterior.

El análisis del riser de perforación, describe la base de análisis, así como la configuración del riser que se analizó. Documenta los cálculos fundamentales para seleccionar la configuración del riser antes de proceder con el análisis lateral de riser y LMRP en modo desconexión en caso de tormenta, este análisis incluye:

- Cálculos a mano y análisis estático para evaluar el sistema de riser con respecto a la carga del gancho, cargas y esfuerzos máximos permitidos y resistencia al colapso,
- Cálculos de movimientos de embarcaciones,
- Análisis de riser de operatividad conectado según los criterios de API RP 16Q, y
- Análisis lateral de riser y LMRP en modo desconexión en caso de tormenta (RP 16Q)

El objetivo del análisis de operatividad conectado es determinar los límites de funcionamiento que cumplen con los requisitos de API RP 16Q para los modos de perforación y de desconexión conectada con respecto a:

- Ángulos medios y máximos de la junta flexible superior (UFJ)
- Ángulos medios y máximos de la junta flexible inferior (UFJ)
- Esfuerzo equivalente
- Rango significativo de tensión dinámica (SDSR)
- Estabilidad después de la pérdida repentina de presión en un tensor
- Utilización del límite de tensión dinámico (DTL)

3.1 Bases de Análisis

Respuesta a Movimientos (Análisis RAO)

El primer paso es el análisis RAO o respuesta de la embarcación a movimientos marítimos (HEAVE⁹⁶, PITCH⁹⁷, SURGE). El movimiento de los equipos flotantes es importante para predecir la respuesta del riser esperado. No solo es importante la magnitud del movimiento, sino también su fase con respecto a la onda. Con el fin de describir los movimientos de un equipo flotante, que principalmente tiene un comportamiento lineal, se realiza un análisis de dominio de frecuencia. De acuerdo con este análisis, los movimientos resultantes de un equipo flotante en olas irregulares se calculan sumando la respuesta del equipo a ondas armónicas regulares de diferentes amplitudes, frecuencias y direcciones de propagación. En resumen, dado el espectro de onda y las características de frecuencia del equipo flotante, se pueden determinar los espectros de respuesta de movimiento. Los seis movimientos de los equipos flotante se definen por tres traslaciones y tres rotaciones del centro de gravedad del equipo en las direcciones x, y y z

- ✓ Avance (Surge): translación a lo largo del eje X
- ✓ Deriva (Sway): translación a lo largo del eje Y
- ✓ Arfada (Heave): translación a lo largo del eje Z
- ✓ Balanceo (Roll): rotación a lo largo del eje X
- ✓ Cabeceo (Pitch): rotación a lo largo del eje Y
- ✓ Guinanda (Yaw): rotación a lo largo del eje Z

⁹⁶ Nomenclatura vi

⁹⁷ Nomenclatura xvii

La siguiente Figura 3.1 muestra los ejes de los equipos flotantes:

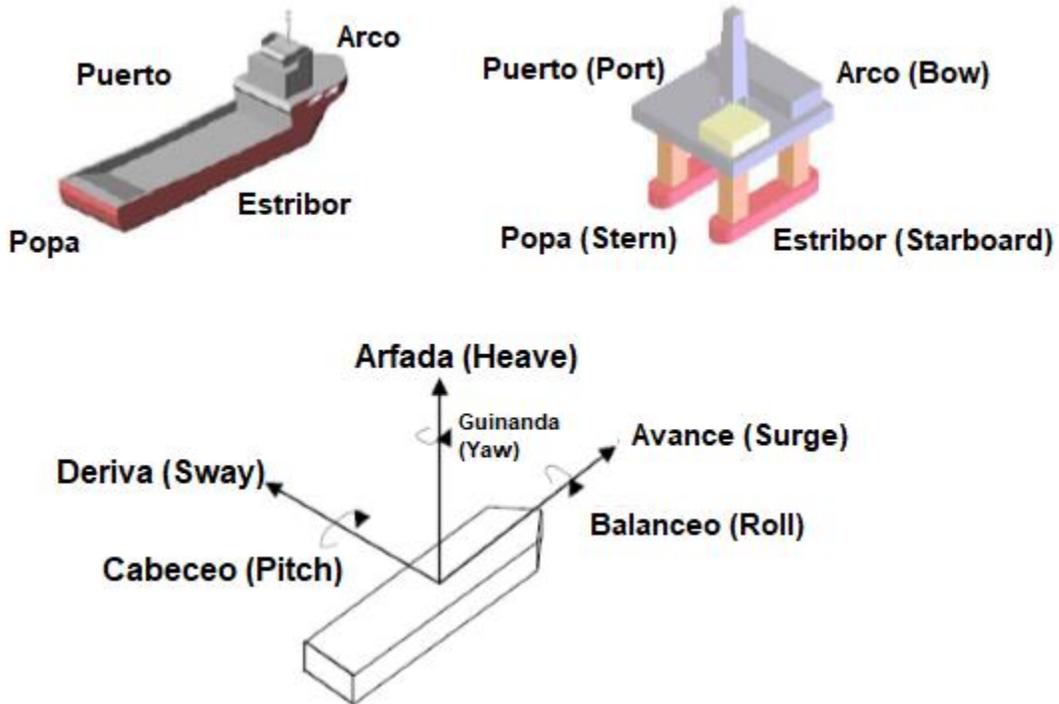


Figura 3.1 Definición de los ejes de los equipos flotantes⁹⁸

La plataforma con la que se trabajó normalmente operará a 19 metros de espacio de aire libre del nivel del agua a la plataforma. Como los RAO de 19 metros no estaban disponibles, se asumió que 20 metros eran un caso base con análisis adicionales a 17 metros para determinar la sensibilidad. Este análisis consideró un rumbo (180°). El punto de referencia RAO para el modo operativo se encuentra en el CG⁹⁹. El CG está 22 metros por encima de la línea de fondo para una corriente de aire de 20 metros. Se supone que el CG está 22.6 metros por encima de la línea de base para un espacio de aire libre de 17 metros basado en la interpolación de datos para un espacio de aire libre de 20 y 15 metros.

En las Figuras 3.2 a 3.4 se muestran gráficas de RAO de avance, cabeceo y arfada para un rumbo de 180 °.

⁹⁸ Figura 3.1 modificada ,fuente :Cortesía Grupo-R,2013

⁹⁹ Nomenclatura ii

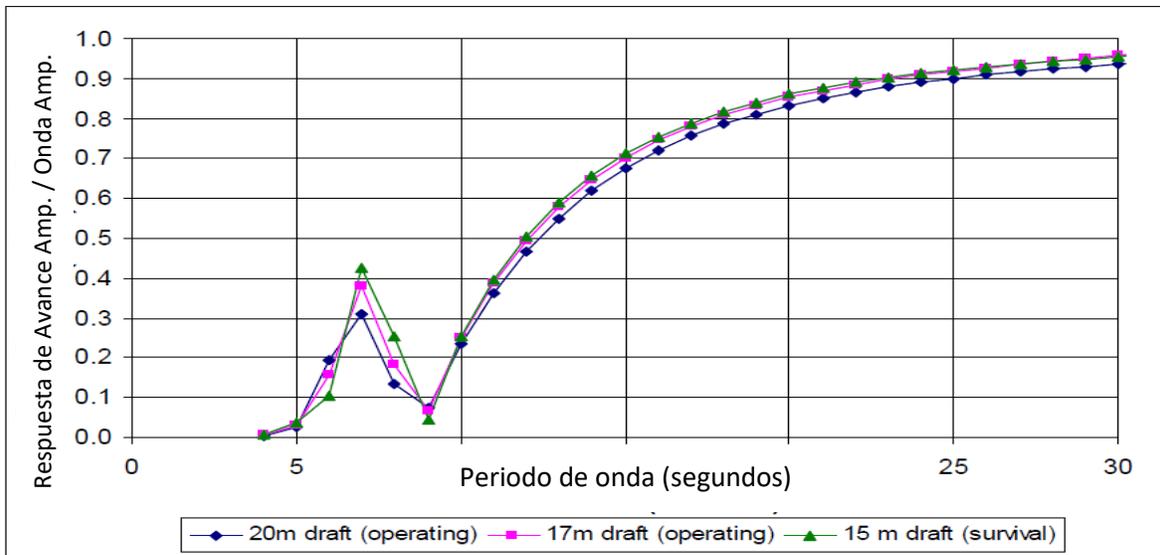


Figura 3.2 Amplitud de 180 grados de Avance RAO¹⁰⁰

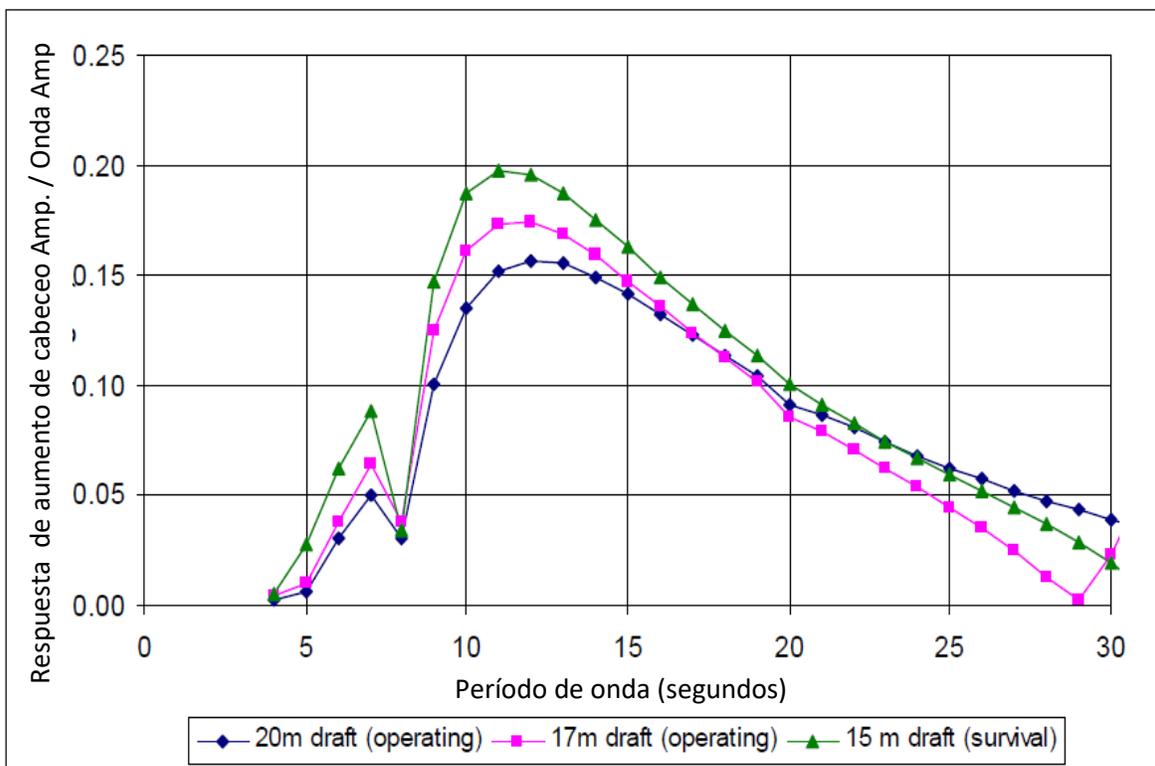


Figura 3.3 Amplitud de 180 grados de Cabeceo RAO¹⁰¹

¹⁰⁰ Figura 3.2 modificada, fuente: Cortesía Grupo- R,2010

¹⁰¹ Figura 3.3 modificada, fuente: Cortesía Grupo- R,2010

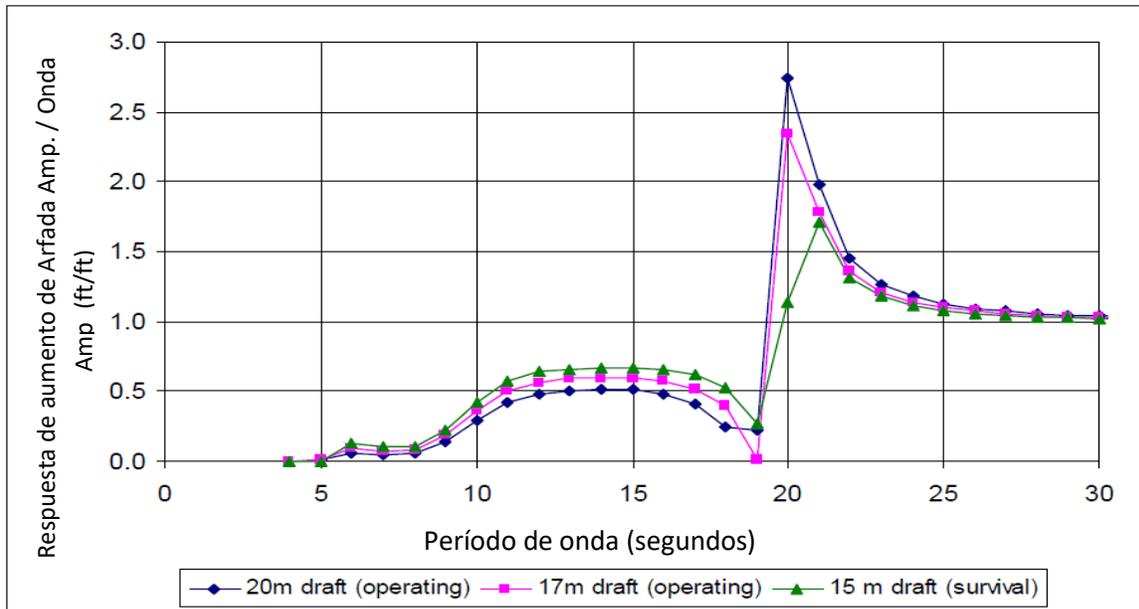


Figura 3.4 Amplitud de 180 grados de Arfada RAO¹⁰²

Análisis de condiciones metoceánicas

El paso 2 es el análisis de condiciones metoceánicas considerando las condiciones más extremas del área. La Tabla 3.1 muestra los estados del mar para eventos extremos. En todos los casos, se asumió que las olas tenían cresta larga. El parámetro JONSWAP (γ) para todas las condiciones del mar fue el 95% y el 99% de la altura de ola significativa (H_s) y el período máximo espectral (T_p) se derivaron. Las distribuciones acumulativas de la altura de ola significativa (H_s) y el período pico espectral se representan en las Figuras 3.5 y 3.6 ,10 años de tormenta invernal.

¹⁰² Figura 3.4 modificada, referencia: Cortesía Grupo- R,2010

$$\gamma = \begin{cases} 5 & \text{por } \frac{T_p}{\sqrt{H_s}} < 3.6 \\ \exp\left(5.75 - \frac{1.15T_p}{\sqrt{H_s}}\right) & \text{por } 3.6 \leq \frac{T_p}{\sqrt{H_s}} \leq 5 \\ 1 & \text{por } \frac{T_p}{\sqrt{H_s}} > 5 \end{cases}$$

Tabla 3.1 Estados del mar para eventos extremos¹⁰³

Altura significativa de la ola – Hs			Período pico espectral – Tp		γ
(-)	(ft)	(m)	(-)	(sec)	(-)
95%	7.9	2.4	95%	8.9	1.0
99%	13.5	4.1	99%	10.4	1.0
10-año	16.7	5.1	10-año	10.5	1.5

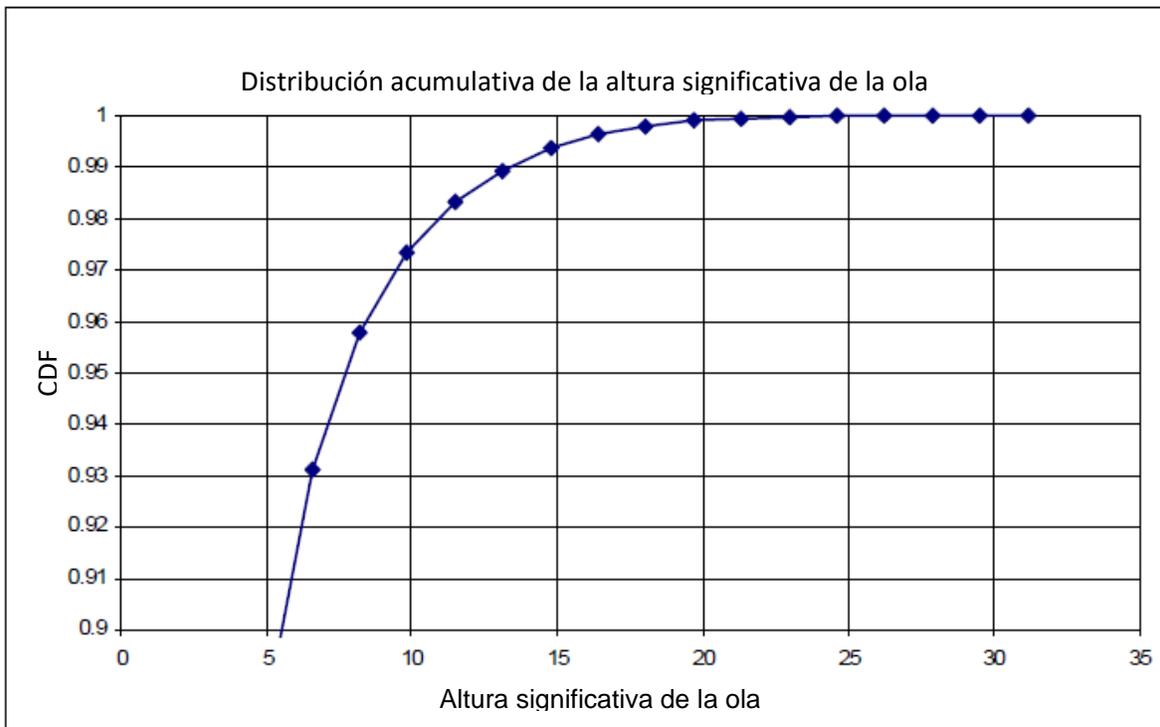


Figura 3.5 Distribución acumulativa de la altura de ola significativa (Hs)¹⁰⁴

¹⁰³ Tabla 3.1 modificada, referencia: Cortesía Grupo-R,2010

¹⁰⁴ Figura 3.5 modificada, referencia: Cortesía Grupo-R,2010

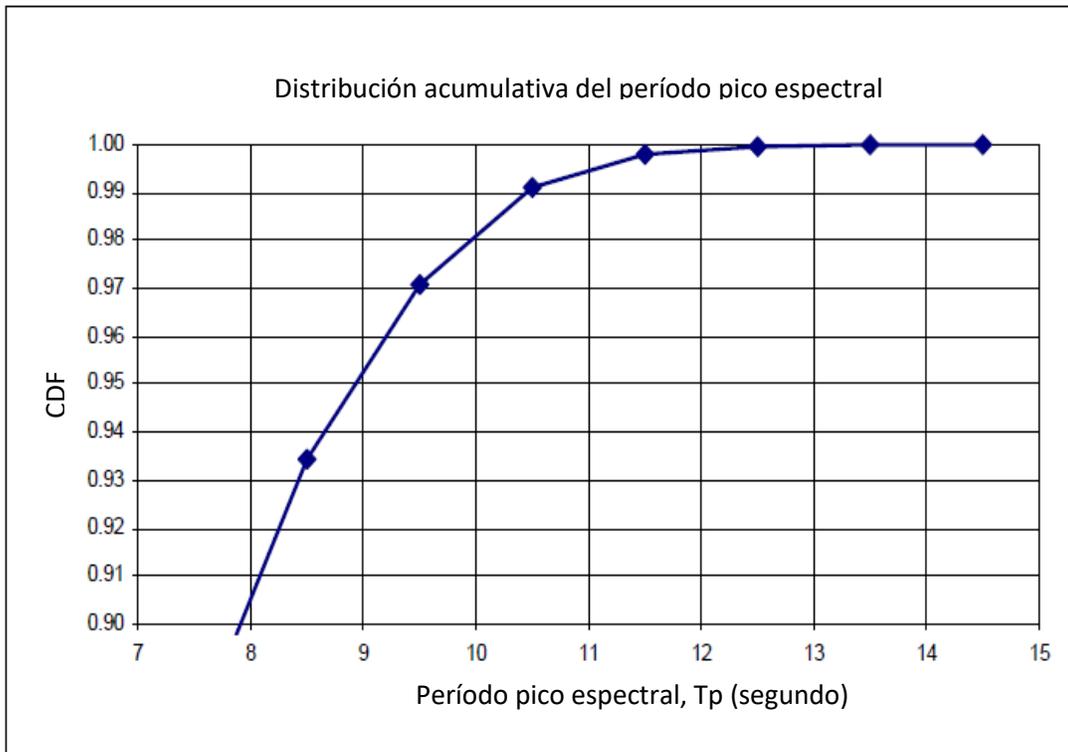


Figura 3.6 Distribución acumulativa del período pico espectral (T_p)¹⁰⁵

Corrientes

El paso 3 es considerar la estadística adquirida en los años sobre velocidad de las corrientes marinas. En la actualidad, esto proporciona la mejor información disponible (series temporales de más de 10 años de duración) sobre la circulación oceánica. Sin embargo, es un modelo que necesita ser validado con observaciones que están en proceso de ser adquiridas para ser incorporadas en el futuro (similar) a ese modelo. Las comparaciones con algunas observaciones indican que, en general, los perfiles verticales de velocidad promedio, desviación estándar y valores máximos son razonables. Sin embargo, puede ocurrir que los valores del modelo subestimen la magnitud de los máximos actuales hasta en un 50-70 por ciento.

¹⁰⁵ Figura 3.6 modificada, referencia: Cortesía Grupo- R,2010

Por esta razón, el perfil que se muestra en la Figura 3.7 y Tabla 3.2 Perfiles actuales - Forma tabular, como "Máx. + 70% "también se ha utilizado en este análisis. Esto aumenta el perfil" Máximo "establecido en un 70% para reconocer el potencial de extremos de corriente más severos.

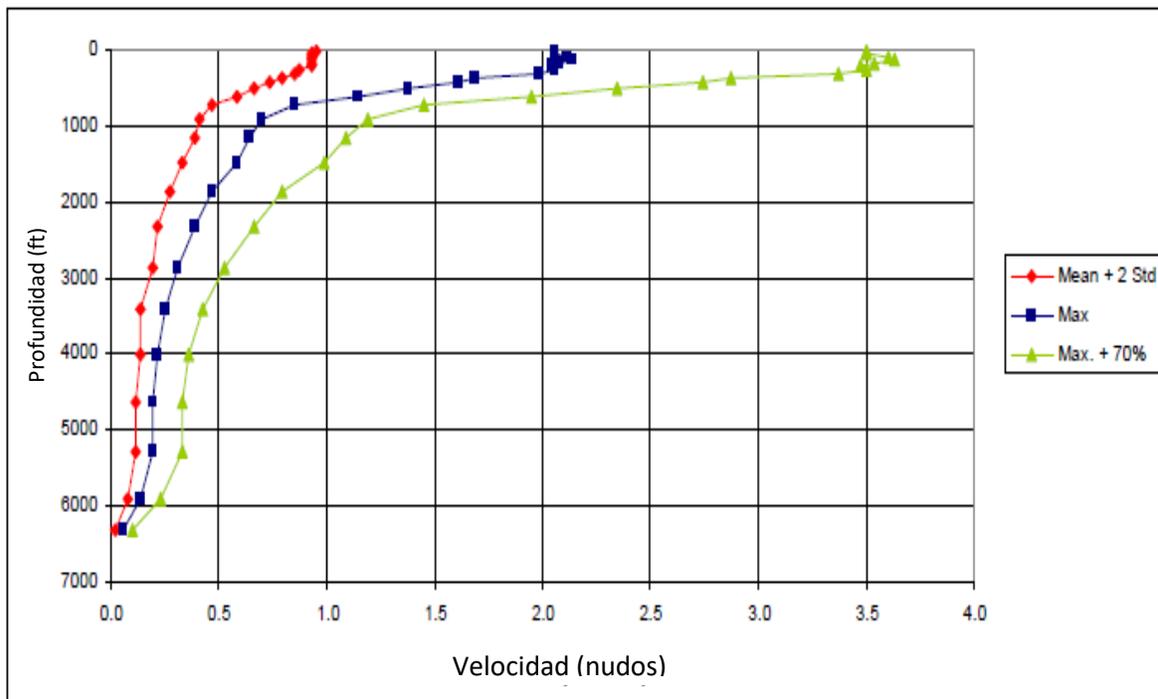


Figura 3.7 Perfiles actuales¹⁰⁶

¹⁰⁶ Figura 3.7 modificada, referencia: Cortesía Grupo-R,2010

Tabla 3.2 Perfiles actuales - Forma tabular¹⁰⁷

Profundidad	Velocidad actual		
	(nudo)		
(ft)	Media+2 Std	Max	Max. +70%
20	0.952	2.06	3.503
59	0.933	2.06	3.503
99	0.933	2.119	3.602
139	0.933	2.138	3.635
181	0.933	2.08	3.536
223	0.933	2.041	3.47
268	0.875	2.06	3.503
316	0.855	1.983	3.371
370	0.797	1.691	2.875
433	0.739	1.613	2.743
511	0.661	1.38	2.346
612	0.583	1.147	1.95
746	0.467	0.855	1.454
927	0.408	0.7	1.19
1170	0.389	0.641	1.09
1486	0.33	0.583	0.991
1878	0.272	0.467	0.793
2341	0.214	0.389	0.661
2863	0.194	0.311	0.529
3432	0.136	0.253	0.43
4029	0.136	0.214	0.363
4649	0.117	0.194	0.33
5282	0.117	0.194	0.33
5925	0.078	0.136	0.231
6332	0.019	0.058	0.099

¹⁰⁷ Tabla 3.2 modificada, referencia: Corstesía Grupo-R,2010

Considerar el arreglo y el peso del riser

El paso 4 es considerar el arreglo y el peso del riser. Las juntas del riser tienen una capacidad de 3500 kips¹⁰⁸. El factor de amplificación de esfuerzo para las juntas del riser no está disponible. La información dimensional se muestra en la Tabla 3.3 Los módulos de flotabilidad tienen un diámetro externo de 54 pulgadas. Se supone que las aletas también tienen 54 pulgadas de diámetro externo.

Tabla 3.3 Dimensiones de los tramos de riser¹⁰⁹

Diámetro externo del Tubo principal	Grosor de la pared del tubo principal	Diámetro externo de Líneas de estrangular y matar	Espesor de las líneas de estrangular y matar	Línea de circulación	Espesor de la pared de la línea de inyección del lodo	Diámetro externo de la Línea hidráulica	Espesor de la pared de la línea hidráulica
(in)	(in)	(in)	(in)	(in)	(in)	(in)	(in)
21	0.875	6.75	1.125	5	0.5	4.125	0.3125

El peso del acero se determinó restando el valor promedio de los pesos del aire de flotación para cada tipo de módulo del peso promedio del aire correspondiente de cada tipo de junta completa. Se agregaron aproximadamente 250 libras a cada tipo de junta para tener en cuenta los pernos del riser. Para las juntas desnudas, se extrajeron aproximadamente 80 libras para tener en cuenta los collares de empuje que no se requieren en las juntas desnudas.

Se supuso que las aletas tenían un peso en el aire de 2,831 libras. Se supuso que las aletas eran neutrales. El levantamiento de flotabilidad se tomó como el valor promedio de sustentación que se midió. La Tabla 3.4 muestra cómo se derivaron estos pesos.

¹⁰⁸ Nomenclatura x

¹⁰⁹ Tabla 3.3 modificada, referencia: Corstesía Grupo-R,2010

Tabla 3.4 Peso de acero conjunto¹¹⁰

Componente	Peso seco total medido	Peso seco de la flotabilidad medida media	Elevación de flotabilidad medida	Diferencia entre el peso seco total y el peso seco de flotabilidad	
	(lb)			(lb)	(lb)
Junta flotante 2,000-ft	51360	19472	29016	31888	
Junta flotante 3,000-ft	52507	20752	27760	31755	
Junta flotante 4,000-ft	53266	21656	26680	31610	
Junta flotante 5,000-ft	55475	23672	24776	31803	
Junta flotante 6,000-ft	56305	24648	23448	31657	
Junta flotante 7,000-ft	57509	25632	22848	31877	
Junta libre	34516				
				31765	Promedio
				250	Pernos (estimados)
			31765+250	32015	Peso de la junta de acero flotada
				80	Collares de empuje (estimados)
			32015-80	31935	peso de la junta libre

Para tener en cuenta las incertidumbres, se aplicaron factores de tolerancia de $\pm 2\%$ al peso del acero y $+ 0 / -3\%$ al levantamiento. La Tabla 3.4 muestra la configuración del riser de base que explica este análisis, incluido el efecto de estas tolerancias.

La Tabla 3.5 muestra que el peso total del riser desde el barril exterior al LMRP es de 852 kips con una tolerancia del $+ 2\%$ en el peso del acero y una tolerancia del $-$

¹¹⁰ Tabla 3.4 modificada, referencia: Corstesia Grupo-R,2010

3% en la elevación aplicada. Con un -2% en acero y un 0% en levantamiento, el peso disminuye a 692 kips. Este informe se refiere a estos extremos como "pesados" y "ligeros". Se ha supuesto que la configuración del riser se ajustará si es necesario para lograr un peso que se encuentre dentro de este rango.

Esta configuración representa 40 pies de tramo corto para proporcionar un trazo TJ¹¹¹ de aproximadamente 24 pies de espacio de aire libre de 19 metros o 20,5 pies a 20 metros de espacio de aire libre del nivel del agua a la plataforma. Se usó una configuración adicional usando 50 pies de tramo corto para el análisis que se hizo para mostrar la sensibilidad a operar a una corriente de aire de 17 metros (21 pies TJ de carrera). La Tabla 3.6 muestra la selección de los tramos cortos y la carrera de la junta telescópica para 19 metros de espacio de aire libre del nivel del agua a la plataforma.

¹¹¹ Nomenclatura xxi

Tabla 3.5 Configuración del riser y pesos¹¹²

Componentes	Cantidad	Peso de Acero (lbf)	Peso seco Total (lbf)	Capacidad de levante estimada de la junta (lbf)	Peso de la junta (lbf)	Peso de la junta (kips)	Peso en el aire (kips)	Peso de la junta o tramo (lbf)	Peso (kips)	Peso de la junta (lbf)	Peso (kips)
Anillo de tensión	1	43100	43100	0	43100	43.1	43.1	43962	44	36721	36.7
Barril interno	1	14341	14341	0	14341	14.3	14.3	14628	14.6	12219	12.2
Barril externo	1	62380	62380	0	62380	62.4	62.4	63628	63.6	53148	53.1
Tramo corto de 5ft	0	5291	5291	0	4600	0	0	4692	0	4508	0
Tramo corto de 10ft	0	7496	7496	0	6517	0	0	6647	0	6386	0
Tramo corto de 20ft	0	12037	12037	0	10465	0	0	10674	0	10256	0
Tramo corto de 40ft	1	20723	20723	0	18017	18	20.7	18377	18.4	17656	17.7
Junta flotada 2,000ft	3	32015	51487	29016	-1183	-3.5	154.5	245	0.7	-1739	-5.2
válvula de llenado	1	11236	11236	0	9768	9.8	11.2	9964	10	9573	9.6
Junta articulada 2,000-ft	10	32015	51487	29016	-1183	-11.8	514.9	245	2.4	-1739	-17.4
Junta articulada 3,000-ft	12	32015	52767	27760	73	0.9	633.2	1463	17.6	-483	-5.8
Junta articulada 4,000-ft	13	32015	53671	26680	1153	15	697.7	2511	32.6	597	7.8
Junta articulada 5,000ft	12	32015	55687	24776	3057	36.7	668.2	4357	52.3	2501	30
Junta articulada 6,000-ft	13	32015	56663	23448	4385	57	736.6	5646	73.4	3829	49.8
Junta articulada 7,000-ft	9	32015	57647	22848	4985	44.9	518.8	6228	56	4429	39.9
Junta libre	10	32015	34766	0	27833	278.3	347.7	28390	283.9	27277	272.8
Carrete de terminación	1	15011	15011	0	13050	13.1	15	13311	13.3	12789	12.8
Adaptador del Riser	1	25810	25810	0	22439	22.4	25.8	22888	22.9	21990	22
LMRP (excluir el adaptador de riser)	1	236034	236034	0	205205	205.2	236	205205	205.2	205205	205.2
Pila inferior	1	613104	613104	0	533025	533	613.1	533025	533	533025	533
		Total, OB para LMRP				748	4643		852		692
		Total OB para BOP stack				1281	5256		1385		1225

¹¹² Tabla 3.5 modificada, referencia: Corstesía Grupo-R,2010

Tabla 3.6 Carrera de la junta para 19 metros de espacio libre de aire¹¹³

Espacio de aire libre del nivel del agua a la plataforma 19m.		
	Longitud	Elevación
RKB	(ft)	(ft)
		96.1
Centro de rotación	26.965	69.2
5.7 ft por encima del fondo		
Espaciador	10.08	59.1
Del lecho marino a la línea de lodo o zona oscura		-6332
Espaciamiento libre	10	-6322
Long. Total	56.844	-6265
82 juntas	6150	-115
Válvula de llenado	12.5	-103
Carrete de terminación	15	-88
Tramo corto	40	-48
TJ cerrado	83	35
TJ carrera		23.7

Capacidad de carga y peso del equipo de perforación

El paso 5 es la capacidad de carga y pesos del equipo de perforación. Capacidad de levante es 2, 000,000 lbs en el malacate. La Tabla 3.7 muestra que los equipos en ejecución pesan un total de 132 lbs

Tabla 3.7 Pesos de riser y equipos en modo corrida¹¹⁴

Equipos en modo corrida	Peso (lbs)
Bloque de viaje	36.4
Dolly	12.4
Top Drive (DDM)	6.4
Pipe Handler	24.3
Gafas	5.8
Elevador	4.8
Herramienta de correr del riser	7.4
Junta de aterrizaje	34.5
Total	132

¹¹³ Tabla 3.6 modificada, referencia: Corstesía Grupo-R,2010

¹¹⁴ Tabla 3.7 modificada, referencia: Corstesía Grupo-R,2010

Capacidad de tensión de los tencionadores y configuración

El paso 6 es capacidad de tensión de los tencionadores y configuración, la plataforma semi-sumergible está equipado con 6 tensores verticales de acción directa que tienen una capacidad combinada de 3,800 lbs. Este análisis supone que no hay otra limitación de carga en el sistema tensor. Esto no ha sido verificado

Junta Flexible

El pasó 7 capacidades de flexión de las juntas flexible, la rigidez de las juntas flexibles fue proporcionada de la siguiente manera:

- Junta flexible inferior: 68,730 pies-lb / grado a 10 grados
- Junta flexible superior: 13,140 pies-lb f/ grado a 15 grados

El contacto con la Moonpool puede ocurrir mucho antes de que la junta flexible superior alcance los 15 grados. Este análisis supone que el límite de contacto es de 8 grados. Esto debe ser verificado.

3.2 Cálculos Fundamentales

Carga del Gancho

La Figura 3.8 muestra la variación de la carga de gancho estático durante el despliegue del BOP tanto con el extremo de gran peso como con el extremo ligero. Esto considera solo el peso de estos componentes, no cualquier carga dinámica.

Para el caso del extremo pesado, la carga máxima de gancho estático es de 1,544 lbs y ocurre poco antes de que el BOP aterrice en la cabeza del pozo. Para el caso del extremo ligero, la carga máxima de gancho estático es de 1,396 y ocurre en el despliegue de la última articulación de flotación de 4,000 pies.

Para todos los casos, la carga máxima de gancho estático es menor que la capacidad de carga del gancho de 2,000 lbs. Tenga en cuenta que todas las cargas discutidas en esta sección son cargas estáticas, por lo que no incluyen la asignación de cargas dinámicas.

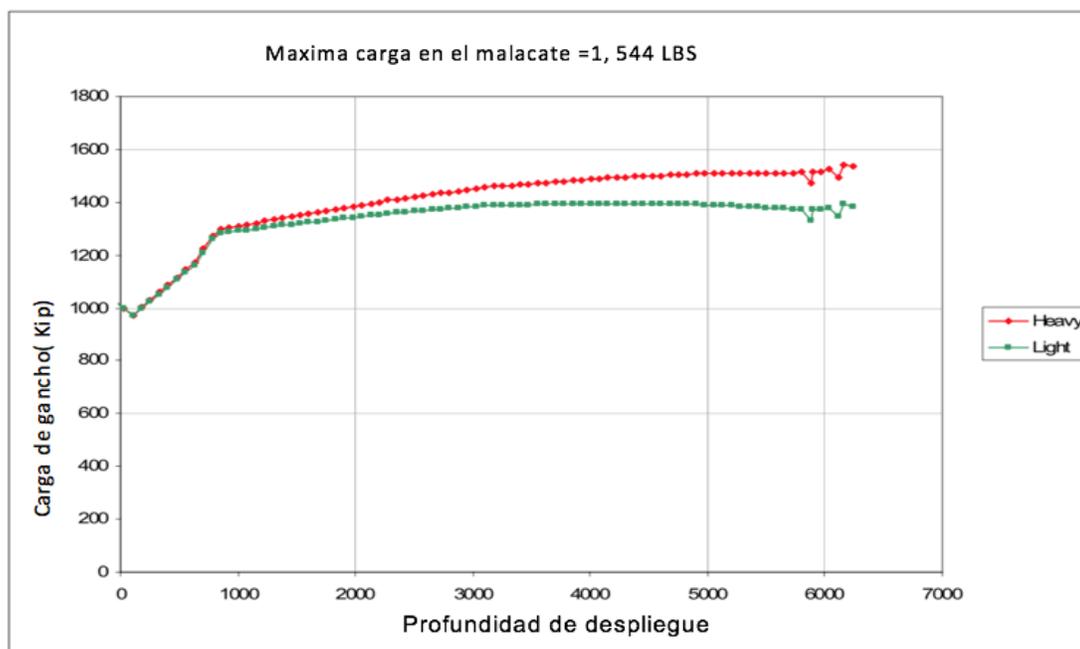


Figura 3.8 Carga en el gancho durante el despliegue o instalación del conjunto de preventores¹¹⁵

¹¹⁵ Figura 3.8 modificada, referencia: Cortesía Grupo-R,2010

Análisis de movimiento

La Tabla 3.8 muestra el máximo probable en 1,000 amplitudes de movimiento para los estados marinos extremos, así como los estados marinos reducidos. Se asumieron mares de cresta larga.

Tabla 3.8: Máximo probable en amplitudes de movimiento en 1,000 en varias condiciones del mar a 180 grados de rumbo¹¹⁶

						Máximo probable en 1,00 amplitudes					
						Movimiento Rotacional			Movimiento	Movimiento de	
Estado del mar	Hs		Tp	Gamma	¹¹⁷ Draft	grados	Desplazamiento	Velocidad	Aceleración	vertical	Suaveo
	(ft)	(m)	(s)	(-)		(°)	(ft)	(ft/s)	(ft/s ²)	(deg)	(ft)
95% HS&95%Tp	7.9	2.4	8.9	1	20m	180m	±1.3	±0.8	±0.5	±0.58	±1.07
99%HS&99%TP	13.5	4.1	10.4	1			±3.42	±1.92	±1.12	±1.32	±2.12
10-Yr Winter Storm	16.7	5.1	10.5	1.5			±4.47	±2.51	±1.47	±1.72	±2.59
95%HS&95%Tp	7.9	2.4	8.9	1	17m		±1.59	±0.99	±0.66	±0.69	±1.27
99%HS&99%TP	13.5	4.1	10.4	1			±4.1	±2.32	±1.38	±1.52	±2.39
10-Yr Winter Storm	16.7	5.1	10.5	1.5			±5.36	±3.04	±1.8	±1.99	±2.89

Análisis con riser colgado (en caso de desconexión)

La junta de tensión se retraerá completamente y se bloqueará para colgar. El peso del riser (barril exterior e inferior de la Junta de Tensión) y LMRP con tolerancias de peso es de 852 kips.

Los cálculos estáticos mostraron que la relación mínima de masa (incluida la masa añadida) es de 0.1135 g. Este mínimo ocurre justo debajo de los tramos cortos. Durante el colgado con el LMRP en la condición del mar de 10 años (Hs = 16.7 pies, Tp = 10.5 segundos, y $\gamma = 1.50$, espacio de aire libre de operación o de supervivencia, rumbo de 180 grados), la aceleración máxima de elevación es de 1,000 olas en el piso de la

¹¹⁶ Tabla 3.8 modificada, referencia: Corstesia Grupo-R,2010

¹¹⁷ Nomenclatura iii

plataforma es 2.1 pies / s² o 0.065 g. Dado que esta relación es sustancialmente menor que la de 0.1135 g mencionada anteriormente, esto indica un margen sustancial contra la compresión para el límite LMRP.

Tensión Aplicada

La configuración de la tensión mínima se calculó para acomodar la pérdida de presión en uno (de seis) sensores y $\pm 15\%$ de variación en la tensión máxima. Esta suposición sobre la variación de tensión se basa en análisis previos para otros equipos con sensores similares.

La configuración de tensión para cumplir el requisito de estabilidad (T_{MNIM}) se calcula de la siguiente manera:

$$T_{MNIM} = \frac{N}{R_f(N-1)} T_{SR,MIN} \quad (3.1)$$

Donde $T_{SR,MIN}$ es el peso del agua en el riser, incluidos los contenidos; N es la cantidad total de sensores; n es la cantidad de sensores sujetos a falla repentina; y R_f es el ángulo de flotación asumido y el factor de eficiencia mecánica.

Con 6 sensores (N = 6) en línea, el número máximo sujeto a una sola falla es 1 (n = 1). Puede variar dependiendo de la consideración del estado del mar y por lo tanto:

$$T_{MNIM} = \frac{6}{R_f(6-1)} T_{SR,MIN} = \frac{1.2}{R_f} T_{SR,MIN} \dots (3.2)$$

Para los sensores de acción directa, se ha supuesto que la pérdida de un sensor será causada por la pérdida total de presión en el lado de la varilla del cilindro. Para dar cabida a esta posibilidad, T_{MNIM} debe tener en cuenta el peso del pistón defectuoso (con la fracción del anillo de tensión que estaba soportando) así como la presión en el lado ciego empujando el pistón en el sensor fallido hacia abajo. Estos componentes adicionales se pueden contabilizar en R_f , sin embargo, una forma más sencilla de hacerlo es la siguiente:

- Comience con cada peso de lodo (656 kips para 8.56 ppg¹¹⁸, y 1149kips para 13 ppg),
- Agregue el peso del pistón y la varilla (es decir, 17 kips),
- Agregue la porción del anillo soportada por el tensor que falla (43.1 kips / n),
- Agregue la fuerza hacia abajo del pistón causada por la presión en el lado ciego (área del cilindro del tiempo de presión). Para ser conservador, suponga que esta presión puede ser tan alta como la presión de la válvula de alivio (es decir, 10 bar). Esto lleva a una carga de 55 kips.

Esto se muestra en la Tabla 3.9¹¹⁹ y Figura 3.9

Tabla 3.9 Tensión mínima en el barril exterior para cumplir el criterio de pérdida del tensor.

RF ¹²⁰	0.85
Numero de tensores	6
Peso del anillo (kips)	43.1
Peso del Riser + LMRP (kips)	848
Arrastre mínimo de LMRP(kips) Min. LMRP Sobre tensión(kips)	50

Peso del lodo (Ppg)	8.56	9	10	11	12	13
Perdida del tensor:						
(kips)	656	706	817	927	1038	1149
Peso del piston y la varilla	17	17	17	17	17	17
Carga causada por la presión lateral (kips)	55	55	55	55	55	55
1/6 del anillo (kips)	7	7	7	7	7	7
Tensión necesaria para la estabilidad después de que se pierde 1 tensor (kips)	736	785	896	1007	1118	1229
Tensión mínima con todos los tensores intactos (kips)	883	942	1075	1208	1341	1474

¹¹⁸ Nomenclatura xvi

¹¹⁹ Tabla 3.9 modificada, referencia: Corstesía Grupo-R,2010

¹²⁰ Nomenclatura xx

Tensión media correspondiente (= 0.85)	1039	1108	1265	1421	1578	1735
Arrastre de LMRP: LMRP Sobre tensión:						
Peso del riser + LMRP(kips)	848	848	848	848	848	848
Arrastre mínimo de LMRP(kips)	50	50	50	50	50	50
Tensión media	898	898	898	898	898	898
Ajuste de la tensión mínima:						
Pérdida del tensor	1039	1108	1265	1421	1578	1735
Arrastre de LMRP	898	898	898	898	898	898
Ajuste de tensión gobernante:	1039	1108	1265	1421	1578	1735

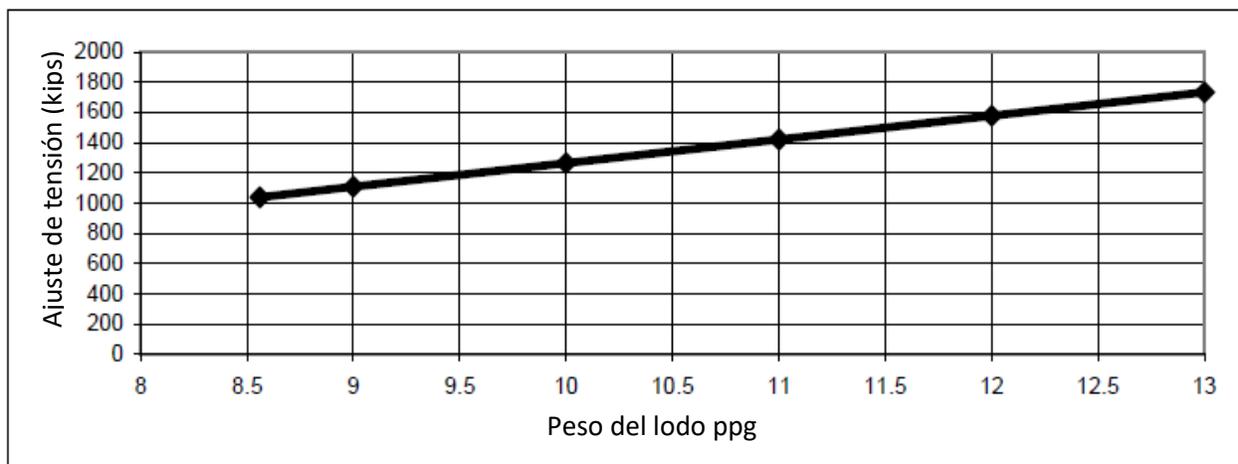


Figura 3.9 Tensión mínima en el barril exterior para cumplir el criterio de pérdida del tensor¹²¹

A menos que se especifique lo contrario, todas las tensiones principales que se analizan en este tema son tensiones verticales medias aplicadas por el anillo al barril externo. Es posible que el panel del tensor muestre un valor diferente, dependiendo de la fórmula en que el panel convierte la presión en tensión.

¹²¹ Figura 3.9 modificada, referencia:Grupo-R,2010

Resistencia al colapso

La resistencia al colapso del riser se verificó según las pautas establecidas por el Boletín API 5C3. Estos cálculos cubren dos escenarios: pérdida de lodo después de una desconexión de emergencia y pérdida total de lodo en el pozo durante la operación de conexión. El límite elástico mínimo para las juntas verticales es de 80 ksi¹²² (80,000 lbs).

En la pérdida total de lodo en el escenario de pozo, se supone que el riser está completamente vacío con aire dentro. Se encuentra que las juntas verticales de la pared de 0.875 pulgadas están en riesgo de colapso hidrostático en caso de que todo el lodo se pierda en el pozo.

Se pierde el lodo después de que un EDS¹²³ evacuará solo una parte del riser y se encuentra que las uniones de la pared de 0.875 pulgadas pueden soportar este escenario.

La configuración del riser en la que se basa el análisis incluye la válvula de llenado vertical. Si la configuración del riser se ejecuta sin una válvula de llenado, la orden de funcionamiento, incluidas los tramos cortos debe ajustarse en consecuencia

¹²² Nomenclatura xi

¹²³ Nomenclatura iv

3.3 Operación Conectada

Modelado de suposiciones

Se asumió una condición de frontera fija en la línea de lodo.

Se supuso que el coeficiente de arrastre era 1.2 para el perfil de desviación estándar media más 2 y 1.5 para el "Máx." Y "Máx. + 70% "perfiles de corriente, para tener en cuenta la mejora de arrastre si se produce vibración inducida por vórtice.

Se supuso que el arrastre y los diámetros inerciales eran de 54 pulgadas para la flotabilidad y la articulación desnuda con aletas. Como la corriente puede producir amortiguación (que puede ser beneficiosa), los casos de carga también se ejecutaron sin corriente.

Criterios de operatividad

La siguiente sección describe los criterios de operatividad definidos por la API RP 16Q. Con base en una experiencia operativa exitosa, la API RP 16Q hace recomendaciones sobre los límites de los parámetros de riser para los modos de operación que normalmente se encuentran en las operaciones de perforación mar adentro. Este análisis considera los dos modos conectados que están definidos por API RP 16Q, modo desconectado o modo de no perforación. Los requisitos para los dos modos son diferentes, los requisitos del modo de perforación son más estrictos.

Para cada conjunto de suposiciones sobre el medio ambiente, la pérdida de tensor, la articulación flexible, el límite de tensión dinámica y los criterios de tensión proporcionan límites en la tensión y la compensación.

Además de los criterios 16Q, esta sección también analiza las consideraciones sobre la capacidad de tensión y la capacidad de tensión del riser.

Criterio de la junta flexible

De acuerdo con API RP 16Q, en el modo de perforación, el ángulo medio en las juntas flexibles superiores e inferiores no debe exceder los 2 grados. El ángulo máximo no debe exceder los 4 grados. Este ángulo máximo incluye tanto las contribuciones generadas estáticamente (debidas a compensación y actuales) como generadas dinámicamente (debido a las ondas). La porción dinámica del ángulo (el máximo más probable) consiste en oscilaciones alejadas del ángulo estático causadas por la respuesta del equipo flotante (cabeceo, balanceo, oleaje y oscilación de la articulación flexible superior) a un estado de mar dado y por acción de onda directa en el riser.

En el modo desconectado o modo de no perforación, el ángulo máximo en la junta flexible superior e inferior no debe exceder el 90% del ángulo máximo de flexión disponible. Para la junta flexible inferior, con una rotación máxima de 10 grados, esto produce un ángulo máximo permitido de 9 grados. La articulación flexible superior es capaz de girar 15 grados, sin embargo, se indicó que el contacto con el Moon pool puede ocurrir mucho antes de que la articulación flexible superior alcance los 15 grados. Este análisis supone que el límite de contacto es de 8 grados. Esto debe ser verificado. Suponiendo que 8 grados son correctos, esto limita el ángulo de articulación flexible superior permisible máximo (según el criterio RP 16Q) a 7.2 grados (90% de 8 grados). Si el contacto puede ocurrir antes de 8 grados o si se requiere más margen que el 10%, se debe reducir el grado de 7.2 grados.

Requisitos máximos de esfuerzo permisible

Para el modo desconectado o modo de no perforación, RP 16Q recomienda que el esfuerzo máximo en el riser no exceda el 67% del esfuerzo de fluencia del material del riser.

Para el modo de perforación, RP 16Q recomienda dos límites para el esfuerzo máximo de acuerdo con los Métodos A y B. El Método A requiere que el esfuerzo máximo no exceda el 40% del esfuerzo de fluencia del material del riser. El Método B requiere que el esfuerzo

máximo no exceda el 67% del esfuerzo de fluencia del material del riser. Además, utilizando el Método B, el rango significativo del esfuerzo dinámico (en el modo de perforación) debe ser inferior a 10 ksi para factores de amplificación del esfuerzo (SAF) inferiores o iguales a 1.5 y menores de 15 / SAF para SAF > 1.5.

El límite elástico de las juntas verticales es de 80 ksi, lo que hace que el esfuerzo máximo permitida sea 32 ksi) en el Método A y 53.3 ksi por el Método B.

Límites de la tensión dinámica

La API RP 16Q sugiere que los tensores pueden ajustarse hasta un 90% de su "límite de tensión dinámica" o "DTL" [1]. La Sección anterior discute un límite de fijación de tensión de 3,800 kips. Algunas juntas de riser tienen una capacidad de 3,500 kips.

Movimiento y desplazamiento del tensor

La información proporcionada, tiene una junta telescópica con 65 pies de carrera y tensores con 50 pies de carrera. Se supuso que los tensores se establecen a 25 pies con una incertidumbre de ± 5 pies debido a la marea, el incremento del tramo corto (rango de 5 pies) y se estiran cuando el equipo está en el lugar (sin desplazamiento). El análisis de la operatividad modo desconectado consideró una compensación de hasta $\pm 10\%$ de la profundidad del agua.

3.4 Variación de tensión mientras está en modo desconectado

No se ha llevado a cabo un análisis detallado de la variación de tensión causada por ineficiencias hidráulicas y mecánicas en el sistema del tensor. Se ha supuesto, en base a otros análisis para equipos similares, que la amplitud de la variación de tensión no excederá el $\pm 15\%$ de la tensión media aplicada por el anillo al cilindro exterior.

3.5 Resultados del análisis de operatividad desconectada

El análisis se realizó utilizando el programa RigDERP / DERP, un programa de análisis de risers en el dominio de la frecuencia desarrollado por SES para el análisis de riser (perforación, terminación, etc.). DERP calcula la respuesta dinámica lateral del riser para varias combinaciones de tensiones y desviaciones aplicadas. Para este análisis, los resultados se procesaron posteriormente para producir las envolventes de tensión fuera del centro (TOE), como el ejemplo que se muestra en la Tabla 3.10. Cada límite está etiquetado por el criterio que lo rige.

Para los dos pesos de lodo considerados, 8.56 y 13 ppg, se analizaron una variedad de condiciones marinas y perfiles actuales. Estas combinaciones se enumeran en la Tabla 3.10. Se generaron un total de 24 TOEs en modo de perforación conectada y 6 TOE en modo desconectado o modo de no perforación.

También se incluyen en la Tabla 3.10 los máximos más probables en 1,000 amplitudes para movimientos de plataformas para los diversos estados marinos utilizados en el análisis. Estas amplitudes ayudan a comprender mejor los datos presentados en los TOEs. Por ejemplo, el caso del modo de perforación para 8.56 ppg de lodo, $H_s = 16.7$ pies, $T_p = 10.5$ segundos, y $\gamma = 1.5$ tiene una amplitud máxima de inclinación de 1.72 grados para un espacio de aire libre de 20 metros. El equipo transfiere este movimiento a la articulación flexible superior. Por lo tanto, en este caso, el movimiento de inclinación tiene suficiente margen contra el límite 4 para la junta flexible superior (en el modo de perforación). Esto sugiere que puede existir una envolvente de operatividad para el modo de perforación para algunos perfiles actuales. A medida que la corriente aumenta, los TOEs del modo de perforación se vuelven pequeños (indicando que pueden ser necesarias tensiones y / o un control estricto de la compensación para cumplir los criterios del modo de perforación).

Para el modo desconectado o modo de no perforación, los límites para el ángulo de articulación flexible son mayores y el 16Q no tiene límite para SDS

Tabla 3.10 Tabla de casos analizados para la operabilidad modo desconectado

Modo	Draft (m)	Peso del lodc (ppg)	Estado del mar	Hs (ft)	Tp (s)	gamma (-)	Most Prob. Max. In 100 Amplitudes				VC (Knot)	Cd (-)	Junta flexible por TEO y criterios de esfuerzo	SDSR flexion
							Amplificador de potencia (ft)	Velocidad de elevacion (ft/s)	Combinacion Pitch y roll (deg)	Combinacion del oleaje y movim (ft)				
Perforacion	20	8.56	99% Hs and TP	13.5	10.4	1	±3.42	±1.92	±1.32	±2.12	No actual	1	OK	5.17
											1+Media+2Std	1.2	OK	5.33
											Max	1.5	Limite	6.48
		10-yr WS	16.7	10.5	1.5	±4.47	±2.51	±1.72	±2.59	No actual	1	OK	6.1	
										1 Media+2Std	1.2	OK	6.35	
										Max	1.5	Limite	7.76	
	13	99%	13.5	10.4	1	±3.42	±1.92	±1.32	±2.12	No actual	1	Ok	4.64	
										1 Media+2Std	1.2	Ok	3.71	
										Max	1.5	Limite	4.59	
	10-yr WS	16.7	10.5	1.5	±4.47	±2.51	±1.72	±2.59	No actual	1	OK	4.87		
									1 Media+2Std	1.2	OK	4.42		
									Max	1.5	Limite	5.5		
MODO DESCONECTADO O MODO DE NO PERFORACION	17	8.56	10-yr WS	16.7	10.5	1.5	±4.47	±2.51	±1.72	±2.59	Max	1.5	OK	
											Max+70%		Limite	
		13									Max	1.5	OK	
											Max+70%		Limite	
Perforacion	17	8.56	99% Hs and TP	13.5	10.4	1	±4.1	±2.32	±1.52	±2.39	No actual	1	ok	5.67
											1 Media+2Std	1.2	OK	5.77
											Max	1.5	Limite	6.94
		10-yr WS	16.7	10.5	1.5	±5.36	±3.04	±1.99	±2.89	No actual	1	OK	6.69	
										1 Media+2Std	1.2	OK	6.89	
										Max	1.5	Limite	8.33	
	13	99%	13.5	10.4	1	±4.1	±2.32	±1.52	±2.39	No actual	1	OK	4.86	
										1 Media+2Std	1.2	OK	3.79	
										Max	1.5	Limite	4.69	
	10-yr WS	16.7	10.5	1.5	±5.36	±3.04	±1.99	±2.89	No actual	1	OK	5.09		
									1 Media+2Std	1.2	OK	4.52		
									Max	1.5	Limite	5.63		
MODO DESCONECTADO O MODO DE NO PERFORACION	17	8.56	10-yr WS	16.7	10.5	1.5	±5.36	±3.04	±1.99	±2.89	Max	1.5	OK	
		13									OK			

En la Figura 3.10 se muestra un modo de perforación típico TOE, con agua de mar dentro del riser, (8.56 ppg de peso del lodo, $H_s = 13.5$ pies, $T_p = 10.4$ segundos, sin corriente, y $\gamma = 1$).

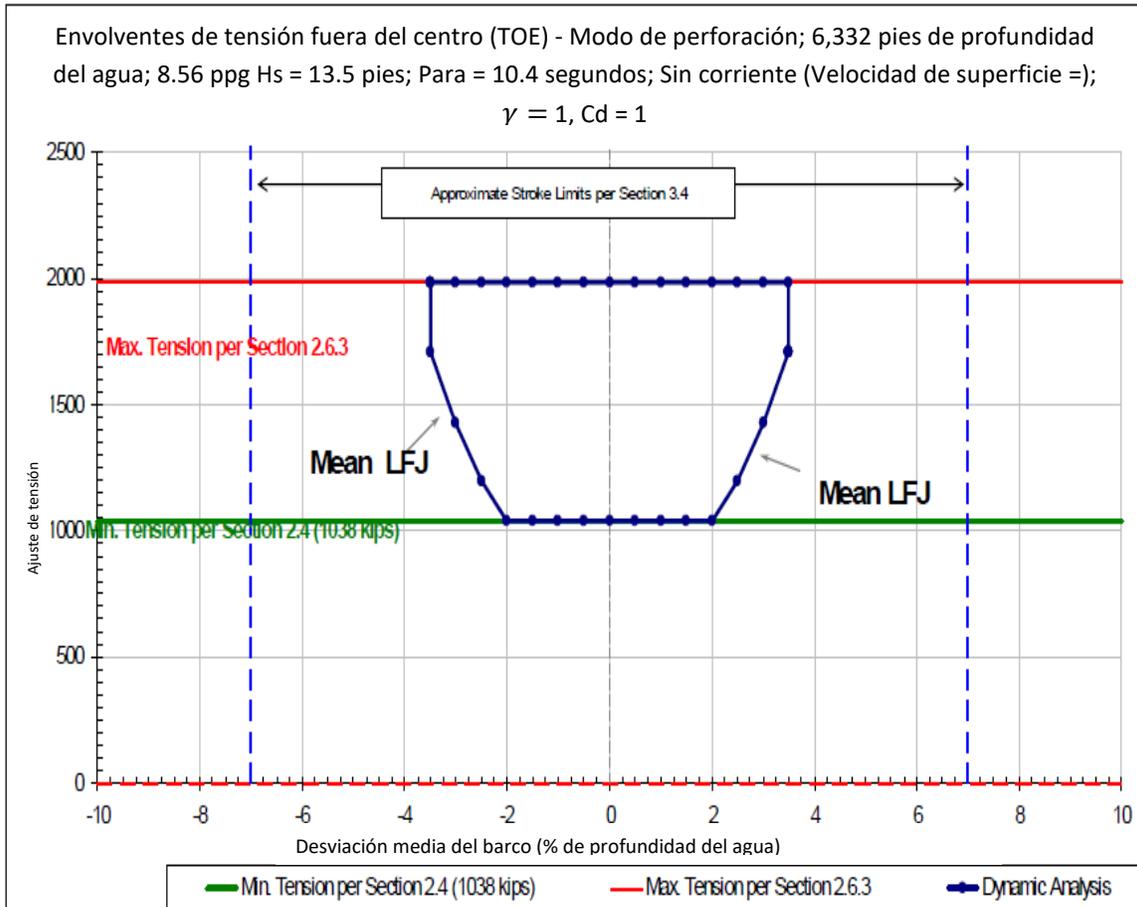


Figura 3.10 Modo de perforación TOE para agua de mar, $H_s = 13.5$ pies, $T_p = 10.4$ segundos, $\gamma = 1$, sin corriente, 20 metros de espacio de aire libre¹²⁴

En la Figura 3.11 (13 ppg de peso del lodo, $H_s = 13.5$ pies, $T_p = 10.4$ segundos, corriente máxima y $\gamma = 1$) se muestra un TOE en modo de perforación con 13 ppg de lodo dentro del riser.

¹²⁴ Figura 3.10 modificada, referencia: Grupo-R, 2010

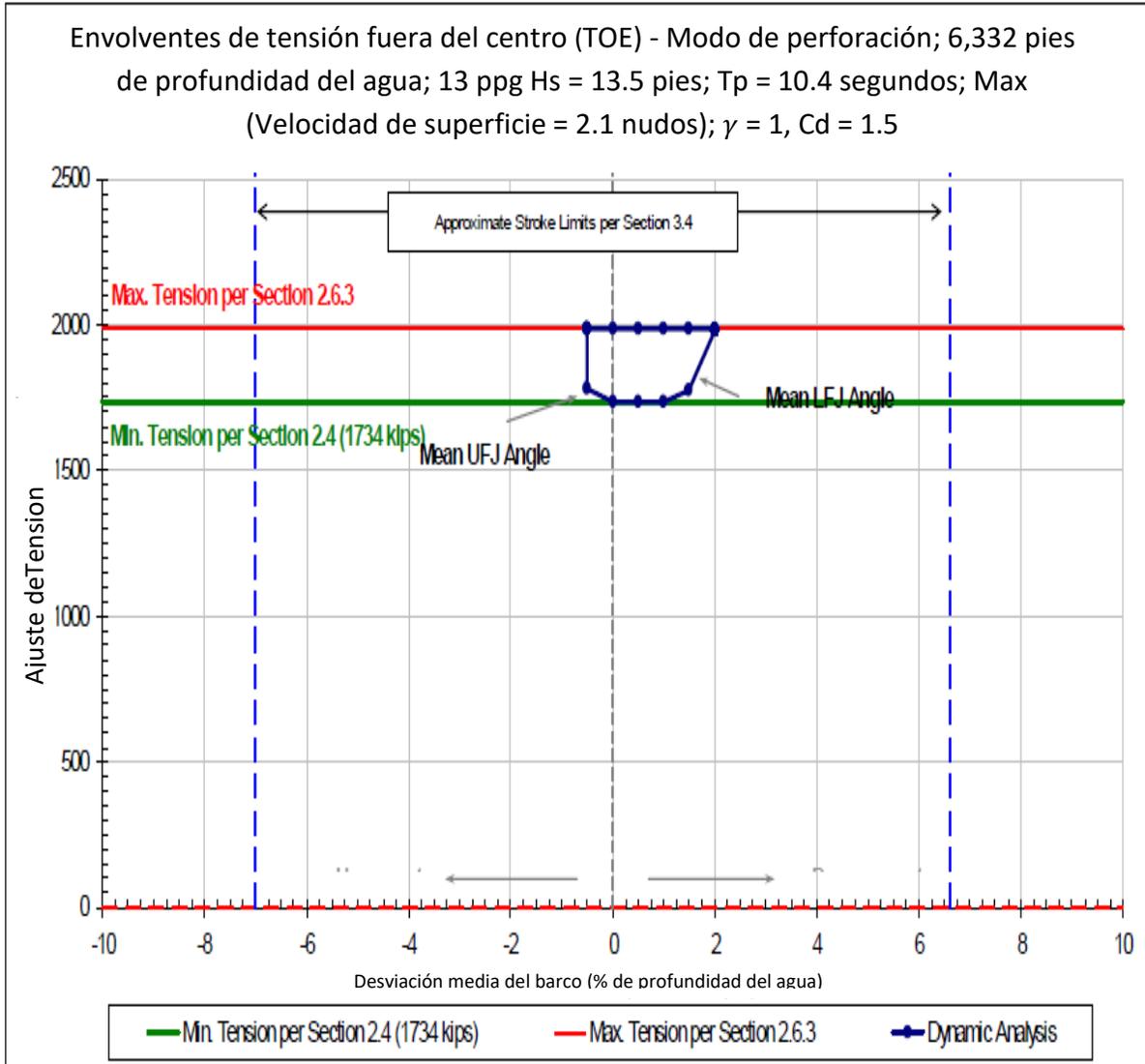


Figura 3.11 TOE en modo de perforación para 13 ppg, Hs = 13.5 pies, A = 10.4 sec, $\gamma = 1$, corriente máxima, 20 metros de espacio de aire libre ¹²⁵

En la Figura 3.12 se muestra un TOE conectado no exento, con agua de mar dentro del riser (8.56 ppg de peso del lodo, Hs = 16.7 pies, Tp = 10.5 segundos, corriente máxima y $\gamma = 1$).g

¹²⁵ Figura 3.11 modificada, referencia: Grupo-R, 2010

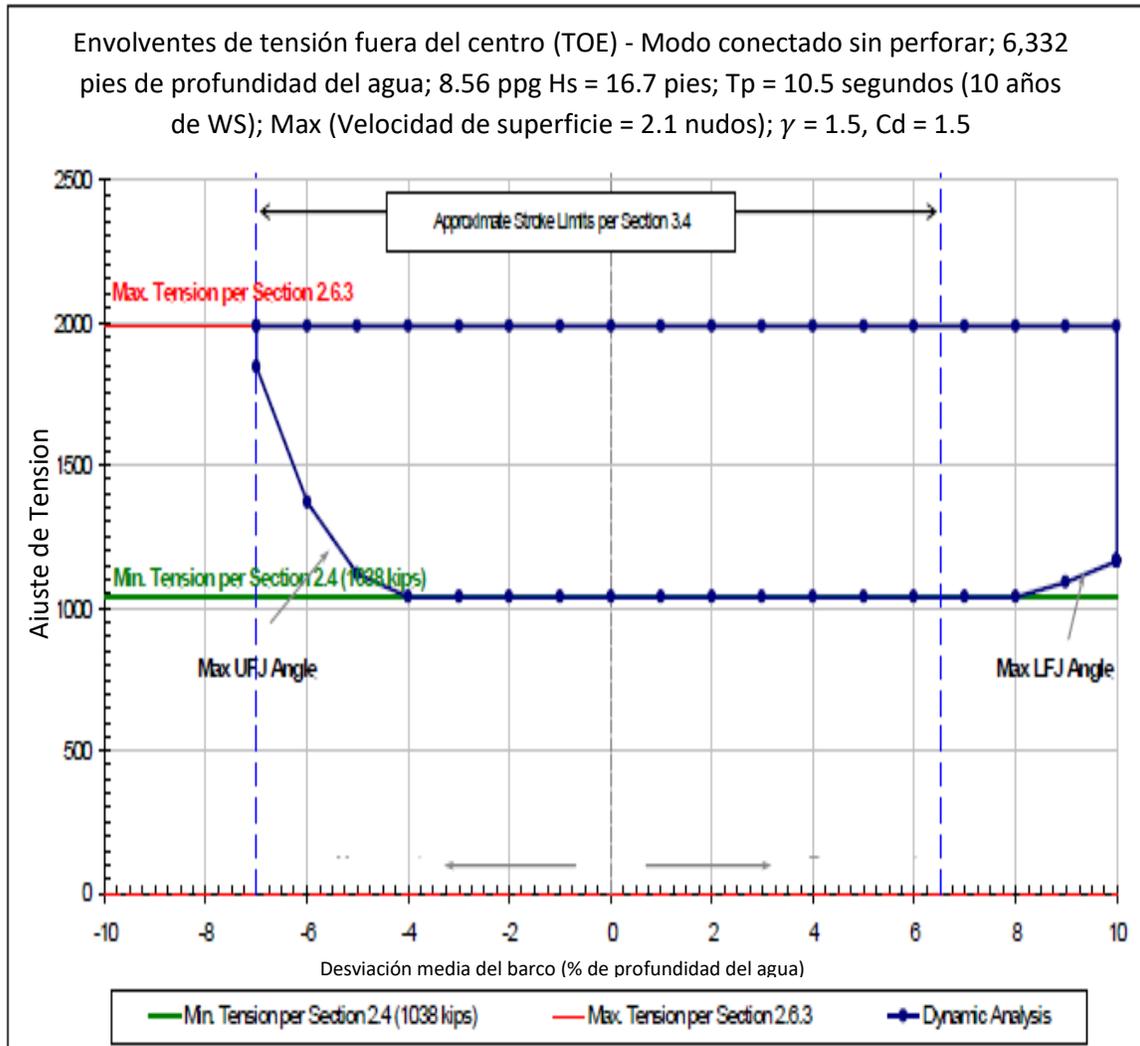


Figura 3.12 (13 ppg de peso del lodo, Hs = 16.7 pies, Tp = 10.5 segundos, máximo + 70% de corriente y $\gamma = 1.5$) se muestra un TOE conectado sin perforar con 13 ppg de lodo dentro del riser.¹²⁶

Como se discutió en la Sección anterior, se tiene una junta telescópica con 65 pies de carrera y tensores con 50 pies de carrera. Se supuso que los tensores se ajustan entre 20 y 30 pies con la plataforma en su lugar. Con esta suposición, antes de considerar el efecto de los estados del mar, hay al menos 20 pies de carrera disponibles antes de que los tensores toquen fondo. Sin embargo, la contabilización

¹²⁶ Figura 3.12 modificada, referencia: Grupo-R, 2010

de la amplitud de elevación máxima más probable reduce el aumento permisible en la carrera y, por lo tanto, el desplazamiento de embarcación al que los tensores pueden tocar fondo. Por ejemplo, para el estado del mar de tormenta de 10 años ($H_s = 16.7$ pies, $T_p = 10.5$ segundos, $\gamma = 1.5$ y rumbo = 180 grados, espacio de aire libre = 20 metros), la amplitud máxima de pico máximo más probable se calcula en 4.5 pies. Por lo tanto, el aumento máximo permitido en la carrera en este caso sería 15.5 pies (que corresponde a un desplazamiento de aproximadamente al 7% de la profundidad del agua 6,332 pies). Los diagramas TOE muestran el desplazamiento máximo posible bajo las diversas condiciones del mar / combinaciones actuales antes de que el aumento permisible en la carrera exceda los límites. Muchos factores influyen en el punto en el que los tensores realmente tocarán fondo (corriente, estiramiento, temperatura, espacio, etc.). El desplazamiento máximo posible en las gráficas TOE considera dos criterios:

- El cambio en el trazo calculado por DERP (teniendo en cuenta la corriente, la tensión y el peso efectivo del riser) desde el caso sin desplazamiento hasta cada desplazamiento y
- El cambio de carrera que ocurriría si el riser está en línea recta.

Esto significaba aproximar las compensaciones en las que puede gobernar el recorrido del tensor en lugar de los criterios 16Q establecidos. Estos límites de desplazamiento tienden a gobernar para el modo conectado sin desacople, pero no para el modo de perforación.

CONCLUSIONES

El análisis de esfuerzos del riser de perforación nos permite asegurar que éste, tenga la capacidad estructural para soportar los esfuerzos de presión, tensión y momentos de flexión (Bending moment) durante la perforación de los pozos bajo condiciones metoceanicas extremas. Los límites de operación del están regidos por los límites técnicos de los componentes, así como la capacidad para soportar las cargas máxima, según las normas establecidas en la industria y conforme a los criterios de seguridad.

El riser de perforación debe ser debidamente equipado y monitoreado para asegurar un funcionamiento seguro y adecuado. Adicionalmente para realizar el análisis de cargas o esfuerzos se requiere contar con la información fidedigna de condiciones meto-oceanicas, capacidades de carga de los componentes del riser, densidad de fluido de perforación, capacidades de tensión del equipo de perforación. Con la finalidad de contar con los límites de operación del riser y sus componentes, así como grados de libertad del equipo de perforación antes de realizar una desconexión de emergencia. El personal de operaciones debe tener el conocimiento fundamental de las condiciones que afectan el desempeño del riser, así como su principio de operación, para evitar riesgo de daños y pérdida de vidas humanas.

Los modelos matemáticos propuestos son la base para la creación de software que nos facilita el análisis del riser con una mejor precisión y con un tiempo optimizado, estos modelos incluyen leyes básicas, como la ley de Arquímedes. También cuenta con ecuaciones más complejas como la de Morrison, Lamé o de Von mises las cuales implica el uso de ecuaciones diferenciales de grados altos que dificultan su desarrollo manual debido al tiempo que se lleva al desarrollarlos.

“No des por hecho las cosas, ten la capacidad de verificarlo por ti mismo”

APENDICES

APENDICE A

La Figura A-1 muestra un segmento corto de haz tensionado, orientado lo suficientemente cerca de la vertical (dentro de 10°) para que sea aplicable la teoría de deflexión de ángulo pequeño.

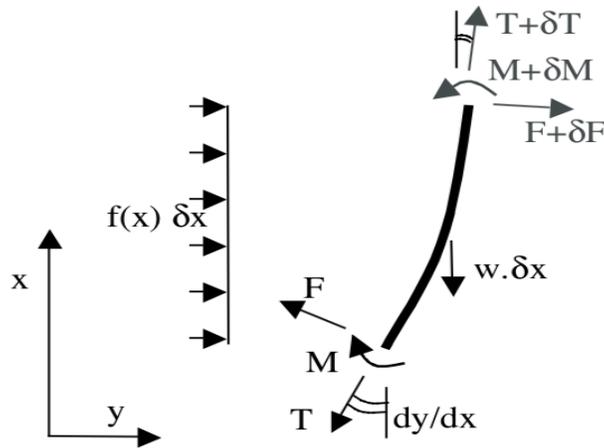


Figura 1. Fuerzas de haz tensionado que actúan sobre un segmento de longitud δx ¹²⁷

Teniendo en cuenta que las fuerzas estáticas que actúan sobre un segmento de haz de longitud δx y que se resuelven en la dirección horizontal da

$$\delta F + \delta \left(T \frac{dy}{dx} \right) + f(x) \delta x = 0 \quad (\text{A.1})$$

Donde F es la fuerza de corte, $T \frac{dy}{dx}$ es la componente horizontal de la tensión axial, y $f(x)$ es la carga lateral externa. Por lo tanto,

$$\frac{dF}{dx} + \frac{d}{dx} \left(T \frac{dy}{dx} \right) + f(x) = 0 \quad (\text{A.2})$$

Sin embargo, la fuerza de corte F está relacionada con el momento por $F = \frac{dM}{dx}$ Por lo tanto,

¹²⁷ Figura 1 fuente: Fundamentals of Marine Riser Mechanics, 2007

$$\frac{d^2M}{dx^2} + \frac{d}{dx} \left(T \frac{dy}{dx} \right) + f(x) = 0 \quad (\text{A.3})$$

La ecuación (A.3) se aplica a todos los haces tensores con desviaciones de ángulo pequeño y es la forma más general de la ecuación. El eje x se muestra vertical, pero la ecuación (A.3) también es válida para ejes no verticales, siempre que el componente de la carga gravitacional, normal al eje del haz, se incluya en $f(x)$.

Para el caso especial de una viga hecha de materiales elásticos con rigidez a la flexión EI , $M = -EI \frac{d^2y}{dx^2}$. Por lo tanto,

$$\frac{d^2}{dx^2} \left(EI \frac{d^2y}{dx^2} \right) - \frac{d}{dx} \left(T \frac{dy}{dx} \right) - f(x) = 0 \quad (\text{A.4})$$

Para el caso de un haz tensionado con IE constante, la ecuación (A.4) se convierte en

$$EI \frac{d^4y}{dx^4} - \frac{d}{dx} \left(T \frac{dy}{dx} \right) - f(x) = 0 \quad (\text{A.5})$$

Para vigas tensadas casi verticales $\frac{dT}{dx} = w$, el peso por unidad de longitud. La ecuación (A.5) puede reescribirse como

$$EI \frac{d^4y}{dx^4} - T \frac{d^2y}{dx^2} - w \frac{dy}{dx} - f(x) = 0 \quad (\text{A.6})$$

La ecuación (A.6) es la forma más frecuentemente utilizada para contrahuellas casi verticales hechas de materiales elásticos con rigidez a la flexión constante. Tenga en cuenta, sin embargo, que, para tales riser, las ecuaciones (A.3) - (A.6) son idénticas.

APENDICE B

Aplicación de la ecuación de Morrison para risers

Morrison derivó su ecuación mientras estudiaba las fuerzas hidrodinámicas inducidas por las olas en las pilas. Aunque la ecuación ha sido considerada polémica durante muchos años, sin embargo, se ha utilizado casi exclusivamente para calcular los efectos combinados de la corriente y las cargas de onda en las estructuras cilíndricas, como las bandas, desde su primera formulación en 1950. Se considera que las fuerzas circulares cilindros con una precisión razonable, siempre que el diámetro del cilindro sea pequeño en comparación con la longitud de onda.

Morrison aplicó la teoría de la tira para calcular la fuerza por unidad de longitud de la pila, en dos dimensiones. Descompuso la fuerza hidrodinámica f_H , actuando normal a la pila, en dos componentes: una fuerza de arrastre f_D , que resulta de la velocidad del flujo más allá del cuerpo, más una fuerza de inercia f_I , debido a la aceleración del flujo:

$$f_H = f_D + f_I \quad (\text{B.1})$$

La fuerza de arrastre f_D se ha investigado a fondo en el laboratorio para el caso del flujo constante y se ha encontrado que varía con el cuadrado de la velocidad. Para cilindros circulares, expuestos a un flujo normal a su eje, la fuerza por unidad de longitud viene dada por:

$$f_D = \frac{1}{2} \rho C_D \phi u |u| \quad (\text{B.2})$$

Donde ρ es la densidad del fluido, C_D es el coeficiente de resistencia no dimensional, ϕ es el diámetro del cuerpo, y u es la velocidad instantánea del fluido (es decir, la velocidad en ausencia del cilindro) normal al eje del cilindro. El C_D varía con la forma del cuerpo y el número de Reynolds, pero para los cilindros circulares desnudos, normalmente tiene un valor de aproximadamente 1.0 para el flujo laminar (flujo sub crítico) y de aproximadamente 0.6-0.7 para el flujo turbulento (flujo supercrítico).

Para un riser que se mueve lateralmente con la velocidad v en la dirección del flujo, la velocidad relativa debe usarse en la ecuación (B.2), que luego se convierte en

$$f_D = \frac{1}{2} \rho C_D \phi (u - v) |u - v| \quad (\text{B.3})$$

APÉNDICE C

Relaciones generales de esfuerzos

Figura C-1a muestra los esfuerzos circunferenciales y radiales que actúan sobre un pequeño segmento dentro de una pared de tubería.

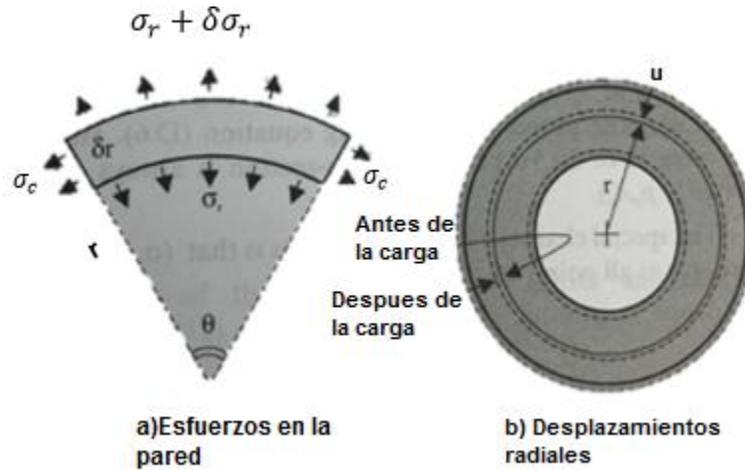


Figura C-1 Tensiones inducidas por presión en la pared y desplazamientos radiales¹²⁸

La resolución de fuerzas en la dirección radial rinde

$$\sigma_c \delta r \theta = (\sigma_r + \delta\sigma_r)(r + \delta r)\theta - \sigma_r r \theta \quad (C.1)$$

Así,

$$\sigma_c \delta r = r \delta\sigma_r + \sigma_r \delta r \quad (C.2)$$

Ecuación (C.2) conduce a ecuaciones (C.3) -(C.5):

$$\sigma_c = \frac{d}{dr} r \sigma_r \quad (C.3)$$

$$\sigma_c - \sigma_r = r \frac{d}{dr} \sigma_r \quad (C.4)$$

¹²⁸ Figura C-1 modificada, fuente: Fundamentals of Marine Riser Mechanics, 2007

$$\sigma_c + \sigma_r = \frac{1}{r} \frac{d}{dr} r^2 \sigma_r \quad (\text{C.5})$$

De la ecuación (C.5), la integral del esfuerzo promedio $\sigma_c + \sigma_r/2$ a través de la sección transversal de la tubería da

$$\int_{r_i}^{r_e} \left(\frac{\sigma_c + \sigma_r}{2} \right) 2\pi r \, dr = \pi \int_{r_i}^{r_e} d(r^2 \sigma_r) = p_i A_i - p_e A_e \quad (\text{C.6})$$

Donde r_i y r_e son los radios internos y externos. No se hicieron suposiciones sobre las propiedades del material al derivar la ecuación (C.6). Por lo tanto, la integral de $\sigma_c + \sigma_r/2$ a lo largo de la sección transversal de la tubería siempre es igual a $p_i A_i - p_e A_e$.

La característica especial de los tubos isotrópicos elásticos es que $\sigma_c + \sigma_r/2$ es constante en todos los puntos de la sección de pared, según lo dado por:

$$\frac{\sigma_c + \sigma_r}{2} = \frac{p_i A_i - p_e A_e}{A_e - A_i} \quad (\text{C.7})$$

Esto fue demostrado por Lamé, como lo muestran las ecuaciones (C.18) - (C.35). Tenga en cuenta que la ecuación (C.7) también se cumple con los valores medios del esfuerzo circunferencial $\bar{\sigma}_c$ y esfuerzo radial $\bar{\sigma}_r$. Esos esfuerzos medios están dados por

$$\bar{\sigma}_c = \frac{p_i r_i - p_e r_e}{r_e - r_i} \quad (\text{C.8})$$

$$\bar{\sigma}_r = -\frac{p_i r_i + p_e r_e}{r_e + r_i} \quad (\text{C.9})$$

Relaciones de deformación para tuberías de pared gruesa

La relación entre la tensión circunferencial ε_c y la deformación radial es también independiente de las propiedades del material. La Figura C-1b muestra el pequeño desplazamiento radial u de una superficie cilíndrica en la pared de la tubería bajo carga de presión. Las deformaciones circunferenciales y radiales ε_c y ε_r están dadas por:

$$\varepsilon_c = \frac{u}{r} \quad (\text{C.10})$$

$$\varepsilon_r = \frac{du}{dr} \quad (\text{C.11})$$

La ecuación (C.12) - (C.14) son relaciones matemáticas directas entre dos variables: u y r

$$\frac{du}{dr} = \frac{d}{dr} \left(r \frac{u}{r} \right) \quad (\text{C.12})$$

$$\frac{du}{dr} - \frac{u}{r} = r \frac{d}{dr} \left(\frac{u}{r} \right) \quad (\text{C.13})$$

$$\frac{du}{dr} + \frac{u}{r} = \frac{1}{r} \frac{d}{dr} \left(r^2 \frac{u}{r} \right) \quad (\text{C.14})$$

Para usar la sustitución de la ecuación (C.10) y (C.11), las ecuaciones (C.12) -(C.14) producen las tres relaciones de deformación de las ecuaciones:

$$\varepsilon_r = \frac{d}{dr} (r\varepsilon_c) \quad (\text{C.15})$$

$$\varepsilon_r - \varepsilon_c = r \frac{d}{dr} (\varepsilon_c) \quad (\text{C.16})$$

$$\varepsilon_r + \varepsilon_c = \frac{1}{r} \frac{d}{dr} (r^2 \varepsilon_c) \quad (\text{C.17})$$

La ecuación (C.15) - (C.17) es paralela a las tres relaciones de esfuerzos de las ecuaciones (C.3) - (C.5).

Los principales esfuerzos de pared σ_a, σ_c y σ_r ea, y deformaciones ε_a y ε_r están relacionadas por la ecuación clásica (C.18), que, cuando se invierte, da la ecuación (C.19)

$$\begin{vmatrix} \varepsilon_a \\ \varepsilon_c \\ \varepsilon_r \end{vmatrix} = \frac{1}{E} \begin{vmatrix} 1 & -\nu & -\nu \\ -\nu & 1 & -\nu \\ -\nu & -\nu & 1 \end{vmatrix} \begin{vmatrix} \sigma_a \\ \sigma_c \\ \sigma_r \end{vmatrix} \quad (\text{C.18})$$

$$\begin{vmatrix} \sigma_a \\ \sigma_c \\ \sigma_r \end{vmatrix} = \frac{E}{(1+\nu)(1-2\nu)} \begin{vmatrix} (1-\nu) & \nu & \nu \\ \nu & (1-\nu) & \nu \\ \nu & \nu & (1-\nu) \end{vmatrix} \begin{vmatrix} \varepsilon_a \\ \varepsilon_c \\ \varepsilon_r \end{vmatrix} \quad (\text{C.19})$$

Donde E es el módulo de Young's y ν es el radio de Poisson. Por lo tanto, de las dos líneas inferiores de la ecuación (C.19) y ecuaciones (C.10) y (C.11),

$$\sigma_c - \sigma_r = \frac{E}{1+\nu} (\varepsilon_c - \varepsilon_r) = \frac{E}{1+\nu} \left(\frac{u}{r} - \frac{du}{dr} \right) \quad (\text{C.20})$$

Diferenciar la línea inferior de la ecuación (C.19) y multiplicar por r da

$$r \frac{d}{dr} (\sigma_r) = \frac{E}{(1+\nu)(1-2\nu)} \left[\nu r \frac{d\varepsilon_a}{dr} + \nu r \frac{d\varepsilon_c}{dr} + (1-\nu)r \frac{d\varepsilon_r}{dr} \right] \quad (\text{C.21})$$

La ecuación (C.16), junto con la diferenciación de la ecuación (C.11), conduce a las ecuaciones (C.22) y (C.23):

$$r \frac{d\varepsilon_c}{dr} = \frac{du}{dr} - \frac{u}{r} \quad (\text{C.22})$$

$$\frac{d\varepsilon_r}{dr} = \frac{d^2u}{dr^2} \quad (\text{C.23})$$

Sustituir las ecuaciones (C.22) y (C.33) en ecuaciones (C.21) y asumir que las secciones planas permanecen planas (es decir, $d\varepsilon_a/dr = 0$) da

$$r \frac{d}{dr} (\sigma_r) = \frac{E}{(1+\nu)(1-2\nu)} \left[\nu \left(\frac{du}{dr} - \frac{u}{r} \right) + (1-\nu)r \frac{d^2u}{dr^2} \right] \quad (\text{C.24})$$

Sin embargo, desde la ecuación (C.4) y (C.20)

$$r \frac{d}{dr} (\sigma_r) = \sigma_c - \sigma_r = \frac{E}{1+\nu} \left(\frac{u}{r} - \frac{du}{dr} \right) \quad (\text{C.25})$$

Por lo tanto, desde la ecuación (C.24) y (C.25)

$$\frac{1}{1-2\nu} = \left[\nu \left(\frac{du}{dr} - \frac{u}{r} \right) + (1-\nu)r \frac{d^2u}{dr^2} \right] = \frac{u}{r} - \frac{ru}{dr} \quad (\text{C.26})$$

Que simplifica a

$$\frac{du}{dr} - \frac{u}{r} + r \frac{d^2u}{dr^2} = 0 \quad (\text{C.27})$$

Con la siguiente solución:

$$u = Ar + \frac{B}{r} \quad (\text{C.28})$$

Por lo tanto,

$$\varepsilon_c = \frac{u}{r} = A + \frac{B}{r^2}$$

Y

$$\varepsilon_r = \frac{du}{dr} = A - \frac{B}{r^2} \quad (\text{C.30})$$

La sustitución de ecuaciones (C.29) y (C.30) en las dos filas inferiores de la ecuación (C.19) (y las condiciones límite en las superficies interna y externa: $\sigma_{ri} = -p_i$) da lugar a ecuaciones (C.31) y (C.32):

$$\sigma_c = \frac{p_i r_i^2 - p_e r_e^2}{r_e^2 - r_i^2} + \frac{(p_i - p_e) r_i^2 r_e^2}{(r_e^2 - r_i^2) r^2} \quad (\text{C.31})$$

$$\sigma_r = \frac{p_i r_i^2 - p_e r_e^2}{r_e^2 - r_i^2} + \frac{(p_i - p_e) r_i^2 r_e^2}{(r_e^2 - r_i^2) r^2} \quad (\text{C.32})$$

Donde r_i , r_e y r son los radios de la tubería (radio interno, radio externo y radio de interés, ver figura D-1). Poniendo $A_i = \pi r_i^2$, $A_e = \pi r_e^2$ y $A_r = \pi r^2$ da

$$\sigma_c = \frac{p_i A_i - p_e A_e}{A_e - A_i} + \frac{(p_i - p_e) A_i A_e}{(A_e - A_i) A_r} \quad (\text{C.33})$$

$$\sigma_r = \frac{p_i A_i - p_e A_e}{A_e - A_i} + \frac{(p_i - p_e) A_i A_e}{(A_e - A_i) A_r} \quad (\text{C.34})$$

Por lo tanto,

$$\frac{\sigma_c - \sigma_r}{2} = \frac{p_i A_i - p_e A_e}{A_e - A_i} \quad (\text{C.35})$$

$$\frac{\sigma_c - \sigma_r}{2} = \frac{(p_i - p_e) A_i A_e}{(A_e - A_i) A_r} \quad (\text{C.36})$$

Ecuación (C.35) y (C.36) son coherentes con las ecuaciones (2.26), (2.27), (2.29) y (2.30)

Esfuerzo axial para tubos de pared gruesa

Desde la primera fila de la ecuación (C.18), la deformación axial está dada por

$$\varepsilon_a = \frac{1}{E}(\sigma_a - \nu\sigma_c - \nu\sigma_r) \quad (\text{C.37})$$

APENDICE D

Relaciones de Poisson equivalentes para tuberías anisótropas

Relaciones deducidas de las características del material las proporciones de poisson equivalentes $\bar{\nu}_l$ y $\bar{\nu}_e$, definidas para tuberías anisótropas, pueden derivarse de las relaciones básicas de Poisson del material anisotrópico. Para un material orto trópico, como un laminado compuesto equilibrado, con ejes adecuados alineados con los ejes de las tuberías, no existe una interrelación entre los esfuerzos normales y los cortantes, en ausencia de torsión. La ecuación tridimensional del esfuerzo y deformación en la pared para un tubo hecho de tal material viene dada por

$$\begin{Bmatrix} \varepsilon_a \\ \varepsilon_c \\ \varepsilon_r \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} 1/E_a & -\nu_{ac}/E_c & -\nu_{ar}/E_r \\ -\nu_{ca}/E_a & 1/E_c & -\nu_{cr}/E_r \\ -\nu_{ra}/E_a & -\nu_{rc}/E_c & 1/E_r \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \sigma_a \\ \sigma_c \\ \sigma_r \end{Bmatrix} \quad (D.1)$$

Donde σ_a , σ_c y σ_r son los esfuerzos axiales, circunferenciales y radiales respectivas, ε_a , ε_c y ε_r son las deformaciones correspondientes; E_a , E_c , E_r son los módulos de Young correspondientes; y ν_{ac} , ν_{ar} , ν_{ca} , ν_{cr} , ν_{ra} , ν_{rc} son las seis proporciones de Poisson. Desde la primera línea de la ecuación (E. 1), la tensión axial está dada por

$$\varepsilon_a = \frac{\sigma_a}{E_a} - \frac{\nu_{ac}}{E_c} \sigma_c - \frac{\nu_{ar}}{E_r} \sigma_r \quad (D.2)$$

Como las secciones planas permanecen planas, la deformación axial ε_a es uniforme en toda la sección. Tomando nota del teorema recíproco de que $\nu_{ac}/E_c = \nu_{ca}/E_a$, $\nu_{cr}/E_r = \nu_{rc}/E_c$ y $\nu_{ar}/E_r = \nu_{ra}/E_a$ permiten reescribir la ecuación (D.2) en términos de los promedios de esfuerzos inducidas por la presión en la pared de la tubería, de la siguiente manera

$$\varepsilon_a = \frac{1}{E_a} (\bar{\sigma}_a - \nu_{ca} \bar{\sigma}_c - \nu_{ra} \bar{\sigma}_r) \quad (D.3)$$

Sin embargo, los esfuerzos medios inducidas por la presión ($\bar{\sigma}_a$, $\bar{\sigma}_c$ y $\bar{\sigma}_r$) se dan en términos de las presiones internas y externas p_i y p_e y los radios internos y externos r_i y r_e por:

$$\bar{\sigma}_a = \frac{p_i r_i^2 - p_e r_e^2}{r_e^2 - r_i^2} \quad (\text{D.4})$$

$$\bar{\sigma}_c = \frac{p_i r_i - p_e r_e}{r_e - r_i} \quad (\text{D.5})$$

$$\bar{\sigma}_r = -\frac{p_i r_i + p_e r_e}{r_e + r_i} \quad (\text{D.6})$$

Solo en el caso de la presión interna, la sustitución de las ecuaciones (D.4) - (D.6) en la ecuación (D.3) da

$$\varepsilon_a = \frac{\bar{\sigma}_a}{E_a} \left[1 - \nu_{ca} \left(1 + \frac{r_e}{r_i} \right) + \nu_{ra} \left(\frac{r_e}{r_i} - 1 \right) \right] \quad (\text{D.7})$$

Sin embargo, los esfuerzos axiales y la deformación, inducidas por la presión interna, están relacionadas por $\varepsilon_a = (1 - 2\bar{\nu}_i) \left(\frac{\bar{\sigma}_a}{E_a} \right)$; por lo tanto,

$$1 - 2\bar{\nu}_i = 1 - \nu_{ca} \left(1 + \frac{r_e}{r_i} \right) + \nu_{ra} \left(\frac{r_e}{r_i} - 1 \right) \quad (\text{D.8})$$

De manera similar, al considerar los esfuerzos axiales y la deformación inducida solo por la presión externa, se puede deducir que

$$1 - 2\bar{\nu}_e = 1 - \nu_{ca} \left(1 + \frac{r_i}{r_e} \right) - \nu_{ra} \left(1 - \frac{r_i}{r_e} \right) \quad (\text{D.9})$$

Para materiales isotrópicos, $\bar{\nu}_i = \bar{\nu}_e = \nu_{ca} = \nu_{ra} = \nu$

NOMENCLATURA

- i. **Anisotropía:** propiedades y características físicas de las tuberías (diámetros, espesor de pared, capacidades y resistencias, bajo tolerancias del fabricante)
- ii. **CG:** centro de gravedad
- iii. **Draft:** Espacio de aire libre del nivel del agua a la plataforma
- iv. **EDS:** Emergency disconnect system (Sistema de desconexión de emergencia)
- v. **Gas kick :** Un kick es un problema de control de pozos en el que la presión que se encuentra dentro de la roca perforada es más alta que la presión hidrostática del lodo que actúa sobre el pozo o la roca. Cuando esto ocurre, la mayor presión de formación tiene una tendencia a forzar la formación de fluidos en el pozo. Este flujo de fluido forzado se llama kick. Si el flujo se controla con éxito, se considera que el kick se ha matado. Un kick incontrolado que aumenta en severidad puede resultar en lo que se conoce como "reventón".
- vi. **Heave:** movimiento vertical de la embarcación
- vii. **Hookload o Carga total en el gancho:** La fuerza total que tira del gancho. Esta fuerza total incluye el peso de la sarta de perforación en el aire, los porta mechas y cualquier equipo auxiliar, reducido por cualquier fuerza que tiende a reducir ese peso. Algunas fuerzas que podrían reducir el peso son la fricción a lo largo de la pared del pozo (especialmente en los pozos desviados) y, muy importante, las fuerzas de flotabilidad sobre la sarta de perforación causadas por su inmersión en el fluido de perforación. Si los BOPs se cierran, cualquier presión existente en el pozo que actúe sobre el área en sección transversal de la sarta de perforación en los BOPs también ejercerá una fuerza ascendente.
- viii. **IMO** (International Maritime Organization): Organización Marítima Internacional, es el organismo especializado de las Naciones Unidas, responsable de la seguridad y protección de la navegación y de prevenir la contaminación del mar por los buques.

- ix. **Jeteo:** consiste en bombear fluido de perforación a gran gasto, cimienta hasta encontrar alguna formación firme
- x. **Kips:** kilo libras
- xi. **Ksi:** libras
- xii. **Operadoras:** Compañías que son dueñas del proceso, dueñas de un bloque que van a desarrollar, perforar y terminan los pozos puesta en producción, por ejemplo: British Petroleum (BP), Chevron, Shell, PEMEX, etc.
- xiii. **Overpull:** El margen de sobretensión u overpull, consiste en una tensión adicional a ser aplicada cuando se está tratando de sacar una sarta pegada sin romper los límites de tensión de la tubería de perforación. Esta es la diferencia entre la carga de tensión máxima permisible de la sarta y la carga del gancho.
- xiv. **Perforadoras:** Las perforadoras son dueñas de los equipos de perforación y dan el servicio de perforación
- xv. **POPA:** Se designa con el nombre de popa la terminación posterior de la estructura de un barco. Por extensión se denomina también popa a la parte trasera de un buque considerando a éste dividido en tres partes iguales a contar desde la proa. Al igual que la proa y a fin de evitar los remolinos y pérdida de energía, esta parte del buque es también afinada.
- xvi. **Ppg:** libras por galón
- xvii. **Pitch:** tendencia al giro de embarcación
- xviii. **Rams:** Ariete
- xix. **RAO:** Operadores de amplitud de respuesta (del inglés: Response Amplitude Operators)
- xx. **RF:** Factor de reducción que relaciona la tensión vertical al ajuste del tensor para calcular el ángulo de flotación y eficiencia mecánica
- xxi. **Stripear:** es una operación que se hace cuando se perfora con preventeros cerrados, esto se hace cuando el pozo tiene presión y se está perforando, metiendo tubería o sacando
- xxii. **TJ:** junta de tensión
- xxiii. **VIV:** vibraciones inducidas por vórtices (del inglés: vortex induced vibrations).

BIBLIOGRAFÍA

- I. Analytical methods for predicting the response of marine risers, J.J.H. Brouwers, December 13, 1982.
- II. API, "Recommended Practice for Design, Selection, Operation and Maintenance of Marine Drilling Riser Systems," RP 16Q, First Edition, 2001
- III. API SPECIFICATION 16D
- IV. A System for Measuring Wellhead Bending Moment During Completion Operation, Otávio de Brito Collaco Veras, Peter James Simpson, Francisco Edward Roveri, ,2H Offshore, Petrobra.
- V. Deepwater Well Design and Construction, API recommended practice 96 first edition, march 2013.
- VI. Design of a marine drilling riser for the deepwater environment, N.S. Woo, S.M.Han& Y.J Kim, Korea Institute of geoscience an Mineral Resources,Korea,WIT Transactions on Engineering Sciences , Vol105, 2016
- VII. Drift-off warning limits for deepwater drilling platform/riser coupling system, Center for Offshore Engineering and safety Technology, Liu Xiuquan, Chen Guoming, Chang Yuanjiang, Fu Jingqi, Song Qiang, China University of Petroleum, volume 43, Issue 4, August 2016.
- VIII. D R I L L I N G C O N T R A C T O R, Dual activity drilling turns in 20-40% time savings, September/October 2001.
- IX. Drilling Riser Management In Deepwater Environments, Madhu Hariharan, Ricky Thethi, *2H Offshore Inc., Houston, TX, USA.*
- X. Dual activity drilling turns in 20-40% time savings, DRILLING CONTRACTOR, September/October 2001
- XI. Emergency Release Connectors designed for high bending momento Drummond Lawson, , Monday, 01 July 2013.
- XII. Fundamentals of Marine Riser Mechanics: Basic Principles and Simplified Analysis, Charles P.Sparks,Copyright 2007 by Penn Well Corporation 1421 South Sheridan Road, Tulsa , Oklahoma 74112-6600 USA

- XIII. Identification of response amplitudes operators for ships based on full scale measurements, Offshore & Dredging Engineering, September 2015
- XIV. Ultra-Deep Water Drilling Riser Design and Relative Technology, Oil & Gas Science and Technology- Rev J.Guesnon, Ch. Gaillard and F. Richard, vol.57, 2002.
- XV. <https://www.offshore-mag.com/articles/print/volume-59/issue-4/departments/drilling-production/how-the-dual-activity-drillfloor-is-expected-to-operate.html>.
- XVI. https://petrowiki.org/MODU_types#Types_of_offshore_drilling_units_currently_in_use
- XVII. <http://www.2hoffshore.com>
- XVIII. <https://vadebarcos.net/2015/01/10/buques-perforacion-discoverer-enterprise-drillship/>