

**UNIVERSIDAD NACIONAL DE GENERAL SAN MARTIN
COMISION NACIONAL DE ENERGIA ATOMICA
INSTITUTO DE TECNOLOGIA
“Prof. Jorge A. Sabato”**

Desarrollo de un Elemento Optimo para la Extracción de Petróleo Mediante Bombeo Rotativo

Por Mg. José Antonio Villasante

Director

Dr. Hugo Ernst

(*) Tesis para optar al título de Dr. en Ciencia y Tecnología de Materiales

República Argentina

2015

Resumen

En este trabajo se presenta el desarrollo de una familia de elementos innovativos denominados "varillas huecas" como una solución técnica para utilizarse en sistemas de extracción artificial de petróleo mediante bombas de cavidades progresivas (sistemas PCP) conocido también como bombeo rotativo. Este elemento presenta mejor comportamiento que los elementos convencionales "varillas macizas según norma API", los cuales fueron desarrollados para bombeo axial y no bombeo rotativo, sin embargo son ampliamente empleados en bombeo rotativo.

La utilización de varillas macizas convencionales en bombeo rotativo presenta varias limitaciones y desventajas tales como bajo torque de fluencia, insuficiente resistencia al backspin y a fatiga, mostrando baja performance y resultando en altos costos operativos para los sistemas de bombeo artificiales. A su vez, los sistemas de bombeo rotativo requieren altos torques para trabajar eficientemente. Por las razones anteriores, se encaró el desarrollo de un nuevo elemento que presente mejor performance para ser utilizado en estos sistemas de bombeo.

El trabajo consistió en varias etapas que son las siguientes (i) búsqueda de antecedentes, (ii) selección del material, (iii) diseño del elemento, (iv) fabricación de prototipos, (v) ensayos de laboratorio a plena escala, (vi) ensayos en campo y (vii) patentamiento de la invención.

Algunas ventajas de este nuevo elemento son: (i) alto torque de fluencia, (ii) buena resistencia a fatiga, (iii) alta resistencia al backspin, (iv) menor desgaste del tubing, (v) aumento de la caudales de bombeo, (vi) posibilidad de inyectar diferentes tipos de fluidos por el interior de "la varilla hueca" y (vii) facilidad de apretado e instalación mediante herramientas de bajada convencionales.

Keywords: Sistema PCP, sistemas de extracción artificiales, varilla de bombeo, fatiga multiaxial, severidad de pata de perro (DLS).

Abstract

This work presents the development of an innovative element family called "hollow rods" as a technical solution to be used for artificial lift systems to extract oil through progressive cavity pumps (PCP Systems), also known as rotating pumping. This new element has better performance than the conventional ones called "solid sucker rod as per API standard" which have been developed for beam pumping (alternating axial loads) and not for rotating pumping, however, they are widely used for rotating pumping.

The use of conventional solid sucker rods for rotating pumping has several limitations and disadvantages like a low yielding torque, insufficient backspin and fatigue resistance, showing low performance and resulting in high operative costs for artificial lift systems. Furthermore, the PCP System requires higher torque to work efficiently. For that reason, the development of a new element has been addressed, which has better performance to be used for this type of pumping.

This work consists of several stages such as (i) literature review, (ii) material selection, (iii) component design, (iv) manufacture of prototypes, (v) full scale lab tests, (vi) field trials and (vii) patent applications.

Some advantages of this new element are: i) high torque load to yielding, ii) good fatigue resistance, iii) high backspin resistance, iv) less tubing wear, v) increase in pumping rates, vi) possibility to inject different kind of fluids by the inside of the "Hollow Sucker Rod", and vii) easy to make up and install by means of conventional pulling ring.

Keywords: PCP System, artificial lift systems, sucker rod, multi-axial fatigue, dog leg severity (DLS).

Agradecimientos

Este trabajo no se hubiera logrado si no fuese por el apoyo incondicional de mi querida esposa Mechi y mis pequeñas Agus y Guada que me acompañaron a lo largo de la escritura con sus sonrisas y aportando algunas palabras tocando el teclado de la laptop. También les agradezco a mis suegros Isabel y Aldo que entretuvieron a la familia mientras yo me abocaba al presente trabajo.

Al Dr. Javier Moya, un gran amigo que me insistió con terminar la tesis por varios años, hasta que logro su objetivo.

A mi Director Dr. Hugo Ernst, una persona valiosa con muchos conocimientos que me formó y aportó a mi crecimiento profesional a lo largo de muchos años, sin su empuje no hubiera sido posible concretar esta tesis.

A Luciano Mantovano (Lucho) "el capo de elementos finitos", excelente amigo y compañero, por su invaluable apoyo y contribución a este trabajo.

A Tenaris Siderca por los fondos aportados para concretar este trabajo, particularmente a Alejandro Levrino, Director de la Unidad de Negocios de Varillas de Bombeo. También al Director del Centro de Investigación y Desarrollo de Tenaris Siderca, Gabriel Carcagno por permitirme realizar el presente trabajo.

A los integrantes del laboratorio del Centro de Investigación y Desarrollo de Tenaris Siderca, particularmente al área de ensayos de varillas de bombeo, Roberto Charreau, Geremias Cubilla, Cristian Medina, Pablo Nuñez, por realizar gran parte del trabajo experimental. Agradezco también al resto de compañeros que aportaron en las diferentes etapas experimentales del presente trabajo, ellos son: Luis Aprile, Martín Sanchez, Mariano Borgeaud, Marcelo Espinosa, Amadeo Nobile, Cesar Silva, Andrea Assanelli, Miguel Nakoneczny, Nicolas Eyerlalde. Mis agradecimientos, asimismo, a Teresa Perez y Claudio Morales del Departamento de Metalurgia.

A mis colegas de Metalmecánica (Fábrica de varillas de bombeo de Tenaris), Matias Pereyra, José Quiroga, Bernardo Bouillard, Daniel Muse, Mauricio Mahon y Guillermo Dapino, por su gran contribución en la fabricación de los prototipos. Recuerdo las anécdotas y largas horas compartidas con José Quiroga y Mauricio Mahon durante la fabricación de los primeros prototipos.

Al personal de Tenaris Siderca por su aporte en las pruebas y fabricación de los tubos, particularmente a Diego Wolter, Marcelo Juarez, Marcelo Alvarez, Gustavo Kissner, Aldo Paterlini, Hugo Santa María, Pablo Gagliesi Tristan, Guillermo Echaniz y Marcelo Patane.

A Daniel Johnson y Gregorio Murtagián con quienes pude encarar las primeras etapas de este trabajo. Gracias por el optimismo que le pusieron al proyecto.

A Diego Olmos y Roberto Laporta quienes impulsaron y apostaron a este proyecto inicialmente.

Al Instituto Sabato y a la Universidad de General San Martín por permitirme presentar este trabajo, en especial al Dr. Ricardo Carranza por su gran predisposición.

Aparte de las personas que hago mención, fueron muchas las que contribuyeron en las diferentes etapas del presente trabajo, a todas ellas mi más profundo agradecimiento.

INDICE

1.	Este Trabajo	6
2.	Introducción	8
2.1.	Métodos de Extracción de Petroleo	10
2.1.1.	Bombeo Mecánico	11
2.1.2.	Bombeo Rotativo Mediante Bombas de Cavidades Progresivas	13
2.1.3.	Otros Métodos de Extracción Artificial	15
2.1.3.1.	Extracción con Gas (Gas Lift)	15
2.1.3.2.	Sistema de Pistón Accionado a Gas (Plunger Lift)	16
2.1.3.3.	Bombeo con Accionar Hidráulico tipo Pistón	16
2.1.3.4.	Bombeo por Jet Hidráulico (Jet Pump)	17
2.1.3.5.	Extracción por Bomba Centrífuga y Motor Eléctrico Sumergible	18
2.2.	Descripción del Trabajo	21
3.	Varillas de Bombeo Macizas Convencionales	23
4.	Materiales de Varillas de Bombeo	31
4.1.	Materiales de Varillas Macizas	31
4.2.	Materiales Propuestos	33
4.2.1.	Pruebas con Acero 1524 Mod.	34
4.2.2.	Pruebas con Acero 4330 Mod.	36
4.2.3.	Pruebas con Acero 1023 Mod.	36
4.3.	Propiedades del Material Optimo	37
5.	Desarrollo Teórico	39
5.1.	Antecedentes	40
5.1.1.	Búsqueda de Elementos Similares.	40
5.1.1.1.	Varilla de Procedencia China	40
5.1.1.2.	Varilla Hueca con Rosca Estándar (API)	42
5.1.2.	Características de Conexiones de Otros Productos Petroleros.	43
5.2.	Diseño	48
5.2.1.	Geometría	48
5.2.2.	Familia de Varillas de Bombeo Huecas	54
5.2.3.	Cargas Aplicadas	59
5.2.4.	Modelado por Elementos Finitos	62
5.3.	Ventajas del Elemento Propuesto "Varilla Hueca"	68
6.	Validación del Modelo de Tensiones	71
6.1.	Determinación Experimental de Tensiones	71
6.2.	Comparación entre Resultados Experimentales y Teóricos	78
7.	Trabajo Experimental	80
7.1.	Fabricación de Prototipos	81
7.2.	Ensayos a Plena Escala	83
7.2.1.	Tracción a Rotura	83
7.2.2.	Torsión a Rotura	87
7.2.3.	Resistencia al Engrane de la Conexión	94
7.2.4.	Ensayos de Fatiga Multiaxial	99
7.2.5.	Ensayos de Sellabilidad de la Conexión	110
8.	Ensayos de Campo	115
9.	Patentes Obtenidas	119
10.	Resumen y Conclusiones	120
11.	Referencias	123
12.	Listado de Publicaciones	126

1. Este Trabajo

El presente trabajo describe el desarrollo de un elemento óptimo para la extracción de petróleo mediante bombeo rotativo (sistema con bombas de cavidades progresivas) en pozos con extracción artificial. El mismo surgió como una solución a las necesidades de diferentes compañías de extracción de petróleo sobre un elemento eficiente a utilizar en bombeo rotativo, así como también tuvo en cuenta las desventajas que presentan las varillas macizas convencionales cuando se utilizan en este tipo de bombeo.

Se realizaron diferentes etapas durante el desarrollo de este trabajo, las cuales se describen brevemente a continuación:

- **Búsqueda bibliográfica:**

Se efectuó una búsqueda bibliográfica y de patentes de elementos similares previamente desarrollados, analizando sus pros y contras. A su vez, se analizó las principales características de diferentes conexiones que usualmente se utilizan en tubos de perforación (drill pipe), tubos de producción (tubing) y tubos camisa (casing).

- **Selección del material:**

Se realizó la selección del material a utilizar en el nuevo elemento, con este fin se analizaron diferentes materiales candidatos, incluyendo los aceros tradicionales que se utilizan en varillas de bombeo macizas. Se llevó a cabo un estudio de las propiedades mecánicas como también del proceso de fabricación de estos materiales. De estos estudios, se determinó que el material más conveniente es un acero templado y revenido de alta resistencia mecánica y buena tenacidad, AISI 1023 Mod.

- **Diseño del elemento:**

Se realizó el diseño del elemento óptimo, denominado "*Varilla Hueca*", el cual consiste de tubos sin costura de diámetro exterior 42 mm x esp. 5 mm con recalque en los extremos o 48.8 mm x esp. 6.7 mm con/sin recalque en los extremos y largo de aproximadamente 10 m. Los tubos presentan rosca hembra en sus extremos (box), unidos entre sí mediante niples con rosca macho (pin).

Se optimizó la geometría de los elementos, así como también se determinó el estado de tensiones y deformaciones, particularmente en la zona de la conexión de las diferentes medidas propuestas, mediante un modelo teórico desarrollado en elementos finitos. Se consideraron solicitaciones extremas de servicio, teniéndose en cuenta cargas estáticas axiales y torsionales, y cargas alternativas de flexión producidas por la curvatura del pozo.

Se plateó una familia inicial de elementos a utilizarse en tubos de producción 2 7/8" y 3 1/2", contemplándose diferentes torques de trabajo con el fin de acceder a una ventana amplia de cargas de servicio (Hasta 2500 lbft). Posteriormente se realizaron mejoras en el diseño de la conexión, planteándose nuevas medidas.

- **Validación del modelo teórico de tensiones:**

Se realizó la validación experimental del modelo teórico de tensiones y deformaciones. Con este fin se determinaron en forma experimental mediante strain gages deformaciones y tensiones en ciertas regiones de la conexión. Estos resultados se compararon con valores teóricos, obteniéndose un buen acuerdo entre ellos.

- **Ensayos de Laboratorio a Plena Escala:**

Se fabricaron prototipos de las diferentes medidas, realizándose en ellos un total de **94 ensayos** a plena escala con el fin de evaluar su comportamiento, empleándose laboratorios nacionales e internacionales reconocidos. Los ensayos realizados fueron: (i) tracción a rotura, (ii) torsión a rotura, (iii) resistencia a varias operaciones de armado y desarmado de la conexión (Make&Break), (iv) fatiga con cargas similares a las de servicio (fatiga multiaxial) y (v) sellabilidad de la conexión. Los mismos se detallan en la tabla siguiente:

Tipo de Ensayo	Nro. de Probetas	Laboratorio
Tracción a rotura	8	Instituto de mecánica aplicada y estructuras de la Universidad de Rosario, Argentina
Torsión a rotura con y sin carga axial	32	22 Centro de investigación y desarrollo de Tenaris Siderca, Campana, Argentina.
		10 *C-FER Technologies, Edmonton, Alberta, Canada
Resistencia a varias operaciones de armado y desarmado de la conexión (Make&Break)	27	15 Centro de investigación y desarrollo de Tenaris Siderca, Campana, Argentina.
		12 *C-FER Technologies, Edmonton, Alberta, Canada
Fatiga multiaxial (Torsion y carga axial estáticas, y flexion fluctuante)	20	Fabrica Argentina de Aviones (FAdeA), Cordoba, Argentina
Sellabilidad	7	Centro de investigación y desarrollo de Tenaris Siderca, Campana, Argentina.
TOTAL	94	

* Prestigioso laboratorio Canadiense de ensayos y homologación de componentes de uso petrolero

- **Ensayos en Campo:**

Con el fin de estudiar el comportamiento del elemento en condición de servicio in situ, se efectuaron bajadas experimentales de sartas de prototipos en varios pozos petroleros (pruebas de campo). Los resultados fueron exitosos, presentando un excelente funcionamiento.

- **Patentamiento de la invención:**

Por último se presentaron solicitudes de patentes en varios países tales como: Estados Unidos, Canadá, Francia, Austria, Rumania, Unión Soviética, China, India, Argentina, Brasil y Venezuela, otorgándose la misma en gran parte de estos.

2. Introducción

En los pozos petroleros, la extracción de fluidos, particularmente petróleo se realiza mediante diferentes métodos tales como surgencia natural y sistemas de extracción artificial (bombeo mecánico, bombeo rotativo, etc) [1] [2] [3] [4] [5].

En la primera parte de este capítulo se presenta una breve descripción de los sistemas de extracción de petróleo, mencionando sus características como también sus ventajas y desventajas. En ello, se resalta la necesidad de un elemento óptimo a utilizar en los sistemas de extracción artificial mediante bombeo rotativo, puesto que los que se utilizan usualmente no son los más adecuados.

En la segunda parte, con el fin de cubrir la necesidad expuesta, se describe brevemente el presente trabajo que es el desarrollo de un elemento óptimo para la extracción de petróleo mediante bombeo rotativo.

A continuación, se explican en forma resumida las etapas que se realizan posterior a la identificación del pozo petrolero como así también los componentes principales del mismo [1] [2] [3]:

- Perforación del pozo. Una vez que el pozo fue identificado, se procede a la perforación de este utilizando una columna de tubos perforación conocidos como "drill pipe" con un trépano (drill bit) en el extremo sometido a movimiento rotativo. Como lubricante se utilizan lodos especiales.
- Encamizado del pozo. Con el fin de mantener al pozo aislado de la tierra, se procede a bajar un conjunto de tubos camisa de diferentes diámetros concéntricos entre si denominados "casing". Las cantidades y medidas dependen de las características del pozo.
- Instalación del tubo de producción. Para producir el petróleo, se instala un tubo de producción en el interior de los tubos camisa en forma concéntrica con estos, denominándose a este tubo "tubing". La geometría y material del tubo de producción depende de las características del pozo y de la producción deseada.
- Extracción de petróleo. Una vez instalado el tubo de producción, el pozo estaría en condiciones de producir en forma natural por la propia presión del reservorio si se da esa situación o en forma asistida mediante métodos artificiales de extracción.
- Separación de fluidos y conducción a tanques. Una vez que los fluidos se encuentran en boca de pozo, se procede a separarlos (gas, petróleo etc.). Posteriormente, el petróleo es conducido a tanques de almacenamiento para luego enviarse a las refinerías.

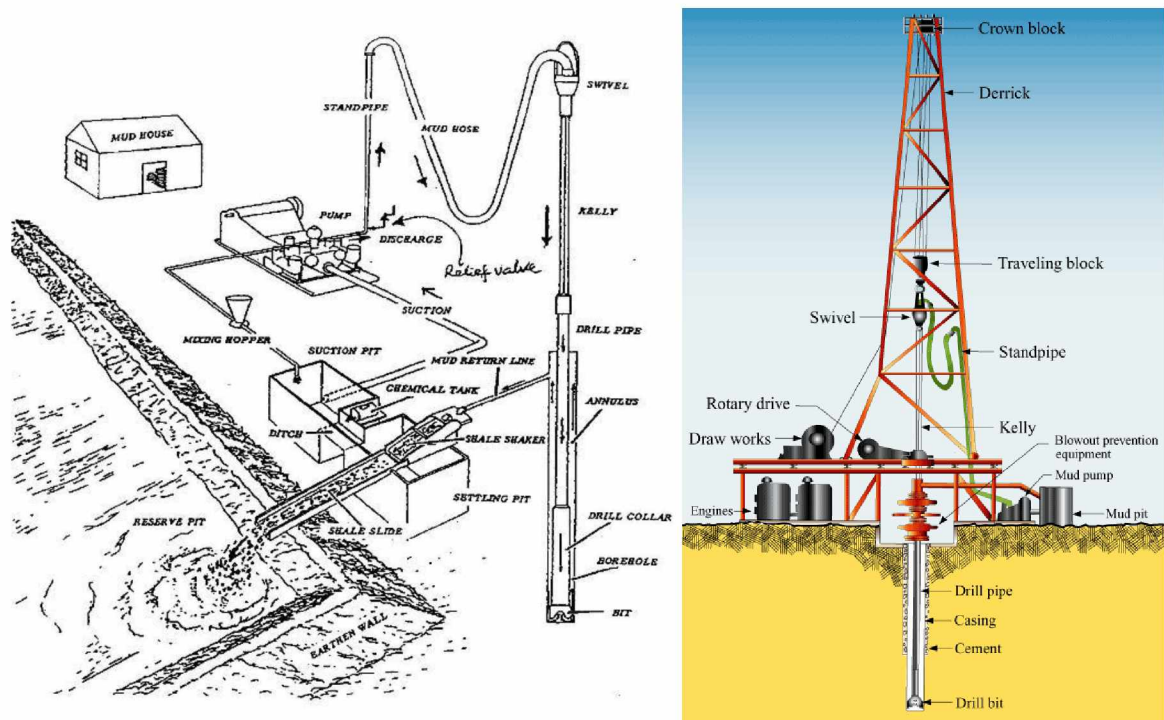


Figura 1: Esquema de la perforación de un pozo

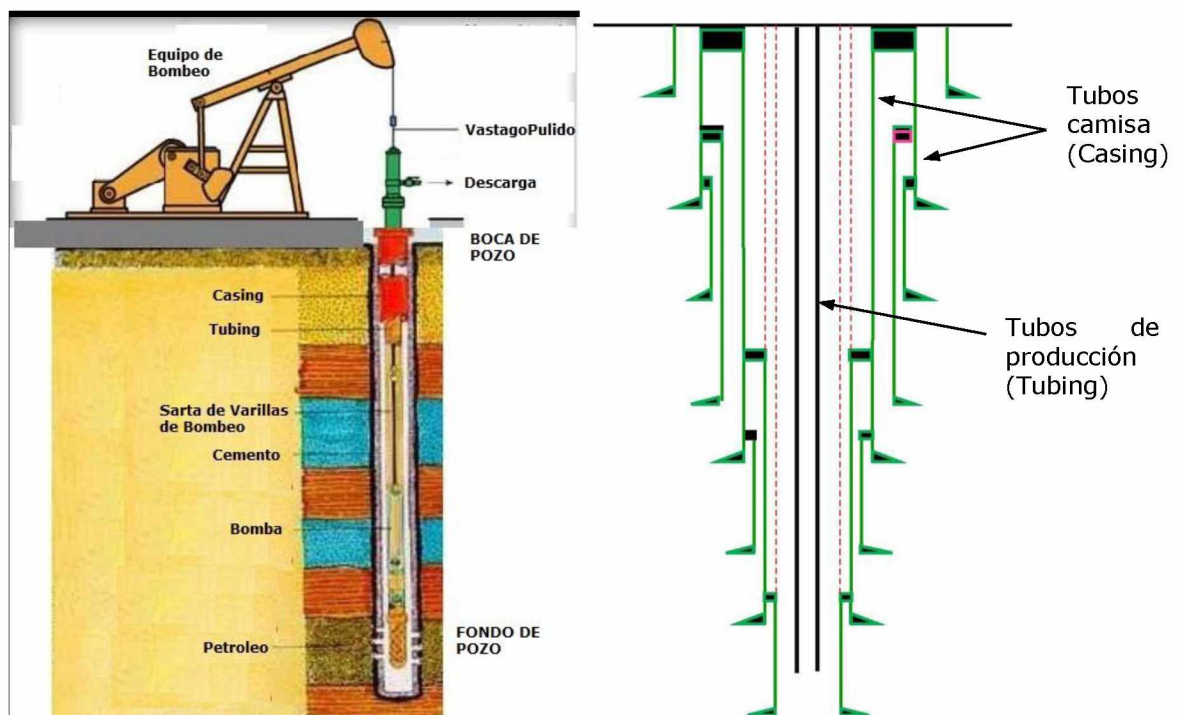


Figura 2: Componentes principales de un pozo

2.1. Métodos de Extracción de Petróleo

En la etapa de extracción de petróleo, se utilizan diferentes métodos, los cuales dependen de diferentes factores del pozo, tales como: profundidad del yacimiento, presión, permeabilidad de la roca del reservorio, viscosidad del petróleo, etc. El método más simple y económico es la producción por surgencia natural. Sin embargo, en muchas situaciones eso no es posible, por lo que se acude a métodos artificiales de extracción.

En el método de surgencia natural, los fluidos de un yacimiento (petróleo, gas, agua) ingresan a los pozos impulsados por su propia presión, denominándose a estos pozos "surgentes" (producción natural sin necesidad de ayuda), ver Fig. 3 [1] [2] [3].

Además, este método es el más económico y simple, ya que la energía es aportada por el mismo yacimiento, así como también la mano del hombre interviene menos comparado con otros métodos. Sin embargo en la mayoría de las situaciones la surgencia natural disminuye y el pozo deja de producir lo que se conoce como pozo ahogado. En tales situaciones se recurre a métodos artificiales de bombeo para seguir produciendo.

En la superficie en boca de pozo, el control de la producción se realiza por medio de un componente denominado "Árbol de Navidad", el cual consiste en una serie de válvulas que permiten abrir y cerrar el pozo de acuerdo a las necesidades (Fig. 3).

Los tres tipos principales de empujes naturales que se presentan en los yacimientos son (Fig. 4) [3]:

a) *Empuje por gas disuelto (dissolved-gas drive).*

En este caso, la fuerza impulsora es el gas disuelto en el petróleo que tiende a escapar y expandirse por la disminución de presión. La recuperación final de petróleo suele ser inferior al 20%.

b) *Empuje de una capa de gas (gas-cap drive).*

Se produce cuando el gas acumulado sobre el petróleo e inmediatamente debajo del techo de la trampa genera un empuje sobre el petróleo hacia los pozos. La recuperación de un campo en este caso suele ser del 40-50%.

c) *Empuje hidrostático (water drive).*

El empuje del agua acumulada debajo del petróleo es la fuerza impulsora más eficiente para provocar la expulsión del petróleo del yacimiento. Con este tipo de empuje, la recuperación en un yacimiento suele alcanzarse al 60%.

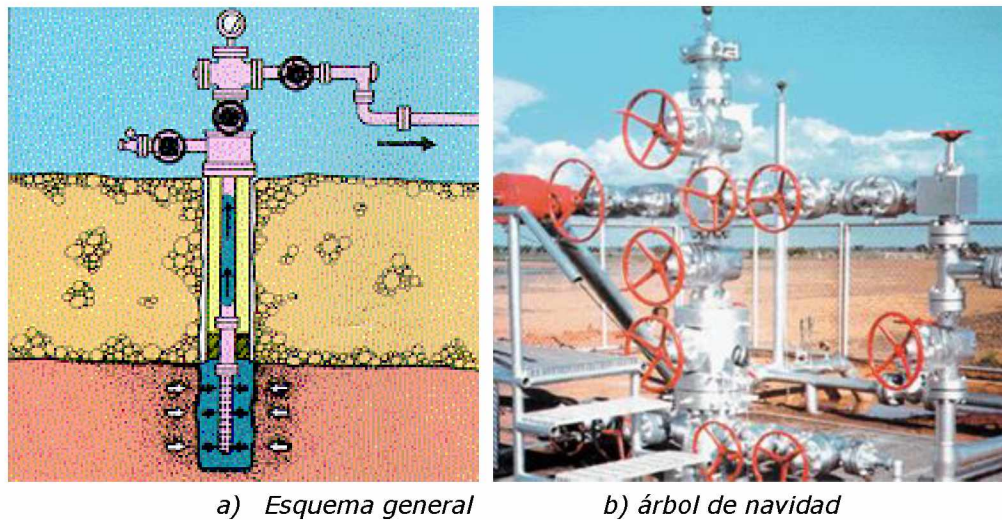


Figura 3: Esquema de un pozo por surgencia natural

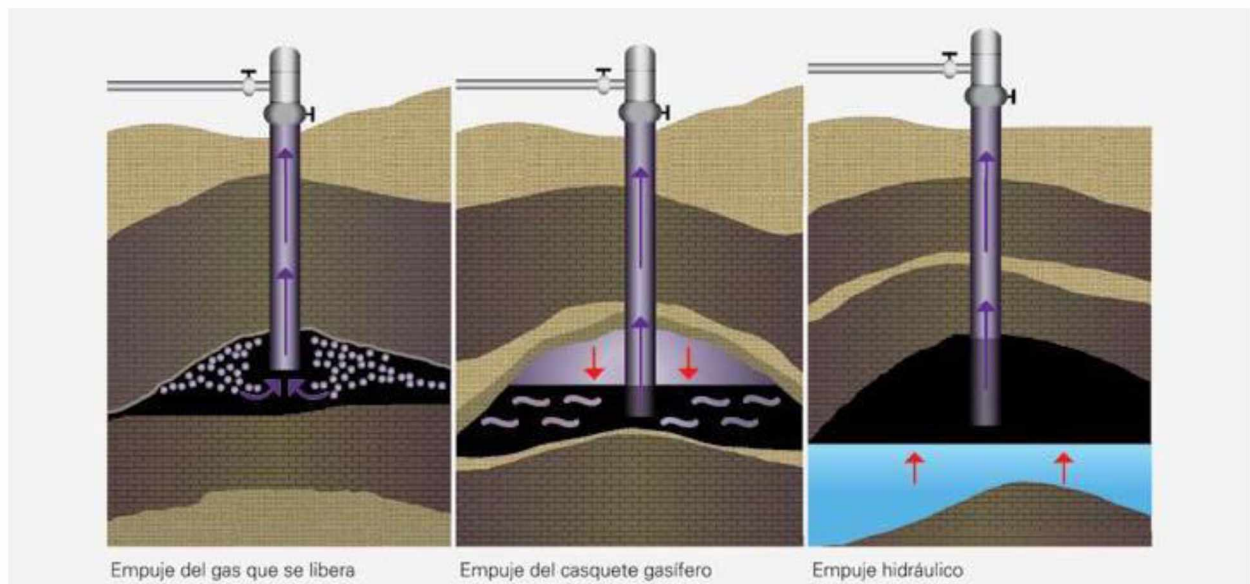


Figura 4: Empujes principales de surgencia natural

A continuación se describen los métodos principales de extracción artificial, enfatizando particularmente en los bombeos mecánico y rotativo:

2.1.1. Bombeo Mecánico

Conocido también como bombeo convencional, este sistema de extracción artificial es el más antiguo y mayormente utilizado en el mundo para la producción de petróleo. En la Argentina, el 70% de los pozos producen mediante este método de extracción [3].

Se utiliza una bomba de profundidad, la cual se ubica en forma vertical dentro de la tubería de producción en el fondo. Ella es accionada mediante una sarta de varillas de bombeo, generalmente macizas, que transmite el

movimiento desde el equipo de potencia ubicado en la parte superior en boca de pozo. Este último es el encargado de generar la energía necesaria para realizar el bombeo y consta de un balancín denominado "cigüeña" al cual se le transmite el movimiento de vaivén por medio de un sistema de biela-manivela que se acciona a través de una caja reductora movida por un motor (Fig. 5) [3] [4] [5].

En este tipo de bombeo, el elemento encargado de transmitir la potencia es la sarta de varillas de bombeo, mediante una carga axial alternante que oscila entre un valor máximo y un valor mínimo. Dicho elemento está diseñado particularmente para soportar estos esfuerzos y consiste generalmente en varios tramos de varillas macizas de aproximadamente 7.3 m con extremos roscados, unidos entre si mediante cuplas (Fig. 5d).

Las varillas y sus conexiones son usualmente diseñadas de acuerdo a la especificación API 11 B [6]; en la misma se dan los lineamientos de geometría, dimensiones y forma de la rosca de la conexión, materiales, etc. Algunas características de las conexiones roscadas de acuerdo a esta especificación son: rosca cilíndrica laminada, rosca tipo triangular o redonda, presenta un hombro de torque exterior (apoyo de extremo de la conexión).

La bomba consiste en un tubo de entre 2 y 7 m de largo con un diámetro interno de 38 a 95 mm, dentro del cual se mueve un pistón cuyo extremo superior está unido a las varillas de bombeo. Este mecanismo se aloja en la parte inferior de la tubería de producción o se enrosca en su extremo.

Algunas limitaciones de este método de bombeo son: la profundidad de los pozos, la desviación de estos en casos de pozos dirigidos y las cantidades de fluidos a producir.

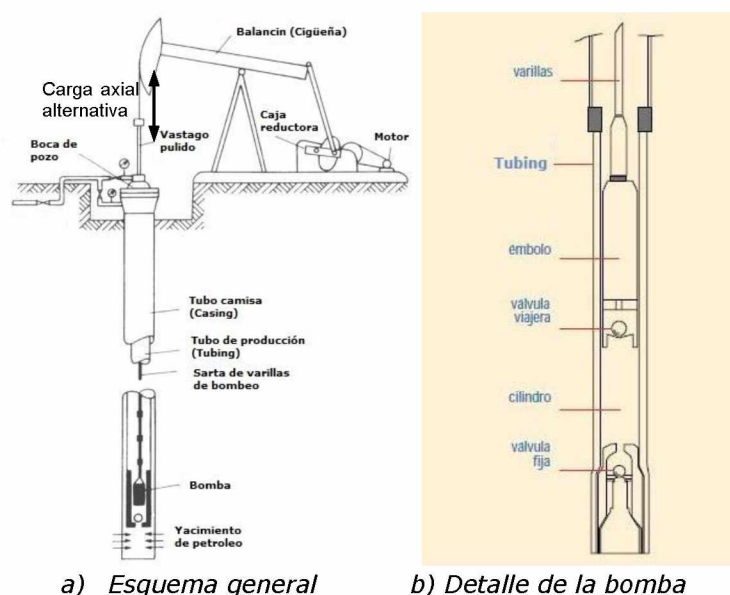


Figura 5: Esquema de un pozo por bombeo mecánico



c) Balancín o cigüeña d) Conexión de varilla de bombeo maciza.
Detalle de la rosca

Figura 5: Esquema de un pozo por bombeo mecánico (Continuación).

2.1.2. Bombeo Rotativo Mediante Bombas de Cavidades Progresivas

Este sistema de extracción se intensificó durante los últimos 30 años. El fluido del pozo es elevado por la acción de una bomba rotativa de desplazamiento positivo tipo tornillo denominada "Bomba de cavidades progresivas (Progressing cavity pump o PCP)" [3] [4] [5] [6] [7].

La bomba está ubicada de manera vertical en la parte inferior del tubo de producción, la cual es accionada mediante una sarta rotativa de varillas de bombeo que transmiten la potencia desde un motor ubicado en la boca del pozo (Fig. 6 y 7).

Los componentes principales de la bomba son un rotor helicoidal unido a la sarta de varillas de bombeo, el cual gira dentro de un estator de elastómero vulcanizado fijado a la columna de tubing. El rotor es de paso simple y sección circular, fabricado con un acero de alta resistencia (Fig. 7).

El bombeo por cavidades progresivas se produce de forma sencilla, a medida que el rotor gira excéntricamente dentro del estator, se van formando cavidades selladas entre las superficies de ambos, las cuales se desplazan axialmente en forma ascendente desde el fondo del estator hasta la descarga en el tubing. Debido a que las cavidades están hidráulicamente selladas entre sí, el tipo de bombeo es de desplazamiento positivo.

Este método, particularmente se utiliza para la extracción de petróleos viscosos y con alto contenido de gas. En general, los niveles de producción obtenidos comparados con el bombeo mecánico suelen ser mayores.

En este sistema de extracción, la sarta de varillas de bombeo que habitualmente se utiliza en muchos pozos, es la misma que la de bombeo mecánico. No obstante, estas fueron concebidas para bombeo mecánico y no bombeo rotativo. Por lo tanto, cuando son utilizadas en este último presentan ciertas desventajas tales como bajo torque de fluencia, fallas prematuras en determinadas zonas (conexión y zona de forja), baja producción, etc.

Por esta razón dado que un cuerpo macizo no es lo más eficiente cuando es sometido a solicitaciones de torsión impuestas por el bombeo rotativo, se plantea el desarrollo de un elemento óptimo para este tipo de utilización.

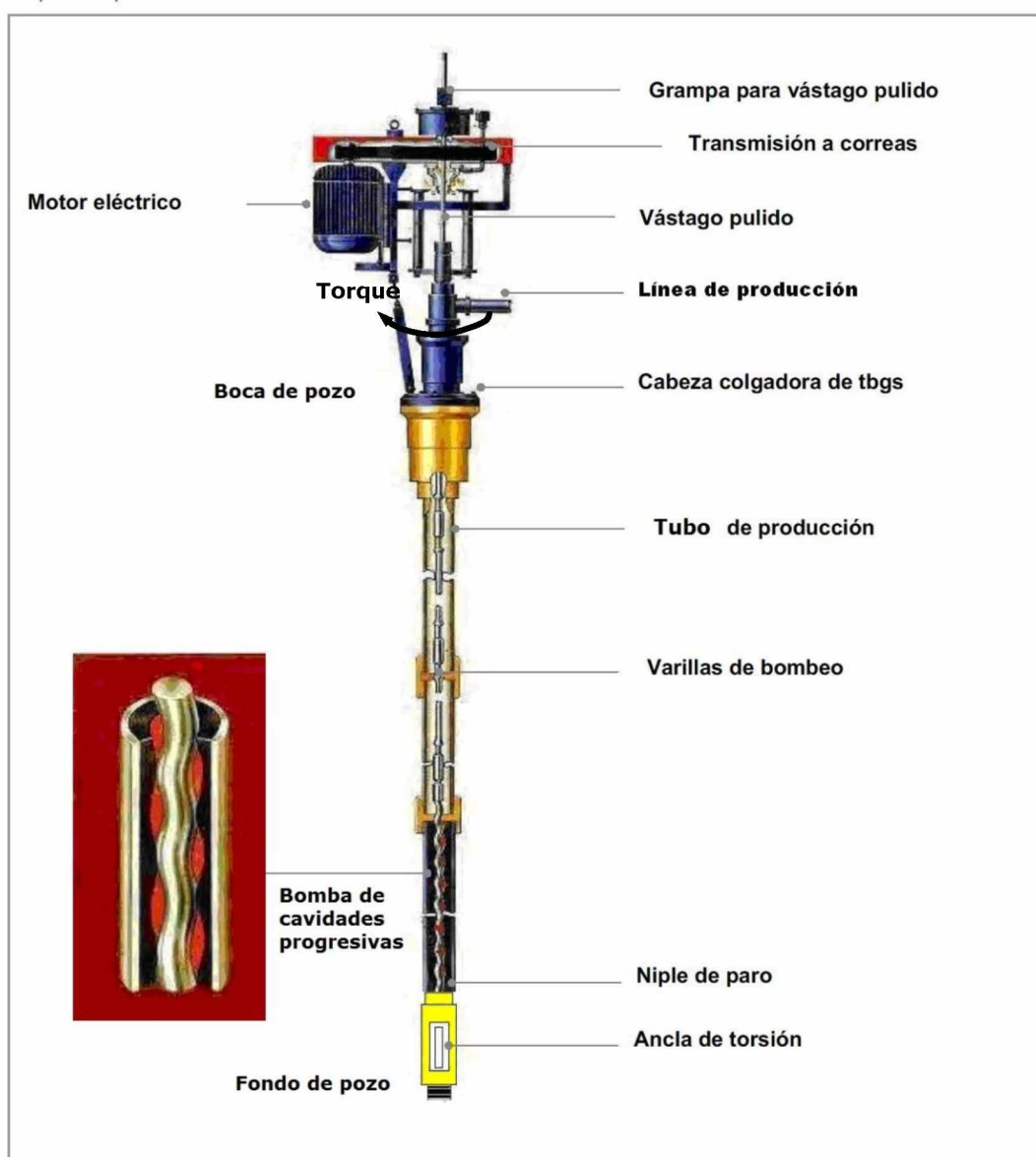
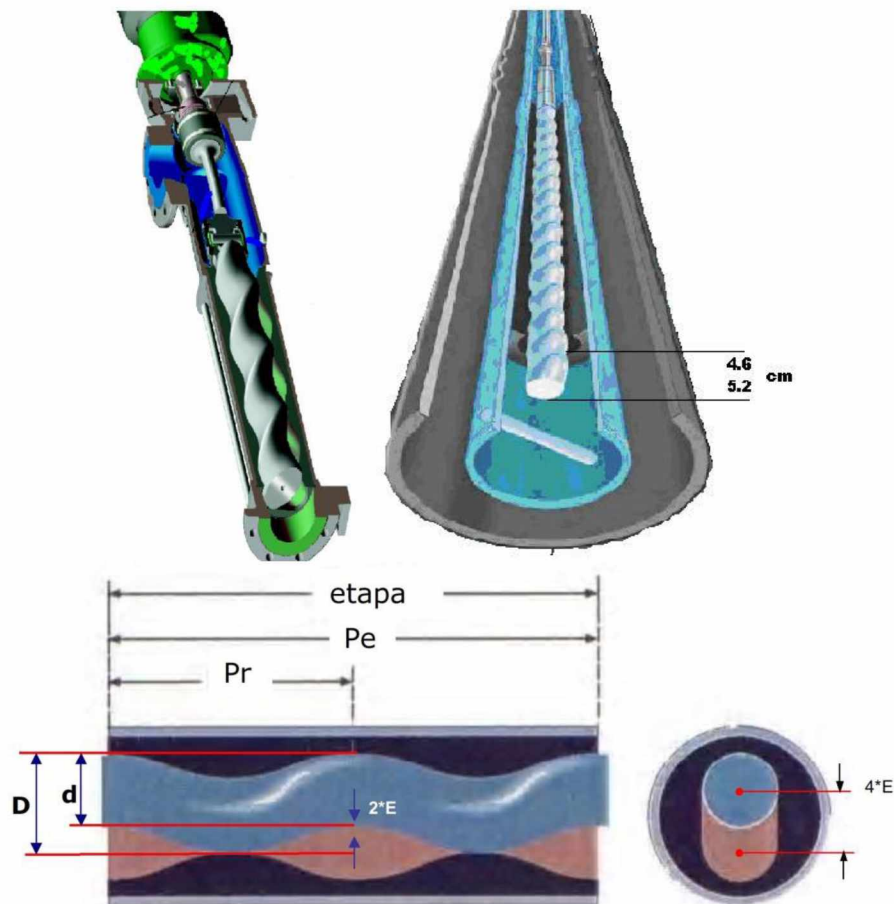


Figura 6: Esquema de un pozo por bombeo rotativo



E: excentricidad del rotor; Pr: Paso del rotor; Pe: paso del estator = $2 * Pr$;
 $D-d = 2 * E$

Figura 7: Esquema de una bomba de cavidades progresivas (PCP)

2.1.3. Otros Métodos de Extracción Artificial

Aparte del bombeo mecánico y rotativo existen otros tipos de extracción artificial que se describen brevemente a continuación.

2.1.3.1. Extracción con Gas (Gas Lift)

El método de extracción artificial por gas utiliza una fuente externa de gas a alta presión que es inyectada en la tubería para alivianar la columna de petróleo, reduciendo de esa manera la presión de la columna y produciendo la elevación de los fluidos del pozo que es incapaz de surgir naturalmente (Fig. 8) [3] [4] [5].

Este método se suele aplicar particularmente previo a que la producción natural cese completamente.

La inyección del gas se realiza en varios lugares de la tubería mediante válvulas reguladoras que producen la apertura y cierre del gas automáticamente.

Al inyectar el gas, la presión ejercida por la columna se reduce y el pozo es capaz de surgir debido a: i) Expansión del gas inyectado, ii) Reducción de la densidad del fluido, iii) Desplazamiento del líquido por el gas comprimido.

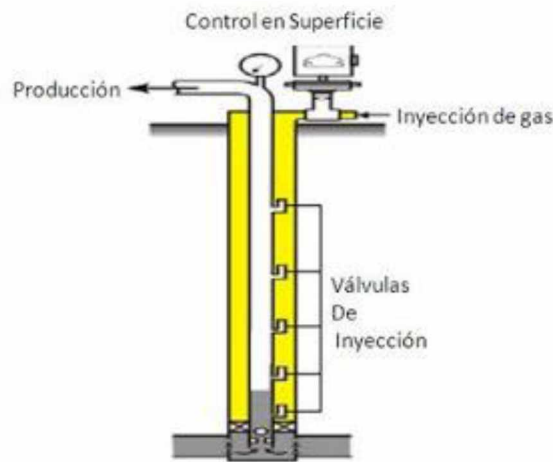


Figura 8: Esquema de un sistema de extracción con gas

2.1.3.2. Sistema de Pistón Accionado a Gas (Plunger Lift)

Este sistema de extracción es similar al de extracción por gas, excepto que en este caso se utiliza un pistón viajero que es accionado por gas, trasladando a la superficie el petróleo que se acumula en los viajes del pistón (Fig. 9) [3] [4] [5] [8] [9]. Particularmente se aplica en pozos de poca productividad.

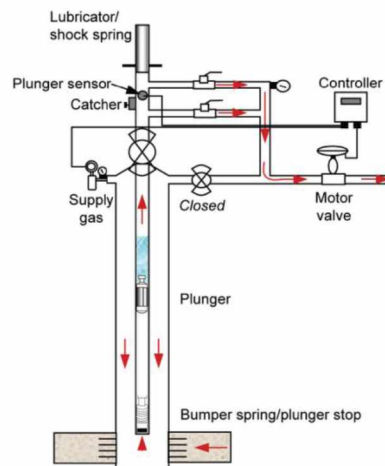


Figura 9: Esquema de un sistema de pistón accionado a gas (plunger lift)

2.1.3.3. Bombeo con Accionar Hidráulico tipo Pistón

En este método de extracción, se utilizan bombas accionadas en forma hidráulica por un líquido denominado fluido matriz (generalmente petróleo),

el cual se bombea por las tuberías del pozo. El fluido matriz y el petróleo son elevados a la superficie por el espacio anular entre la tubería de alimentación del líquido matriz y el tubo de producción. Posteriormente, la mezcla es separada en boca de pozo, enviándose el petróleo a almacenamiento y el fluido matriz es nuevamente utilizado succionado por la bomba en el pozo (Fig. 10) [3] [4].

Las bombas se instalan en el interior de la tubería de producción, generalmente en la parte inferior y se monitorean desde una estación satélite.

Este método se podría utilizar en pozos profundos y dirigidos, no teniendo las limitaciones que presenta el bombeo mecánico.

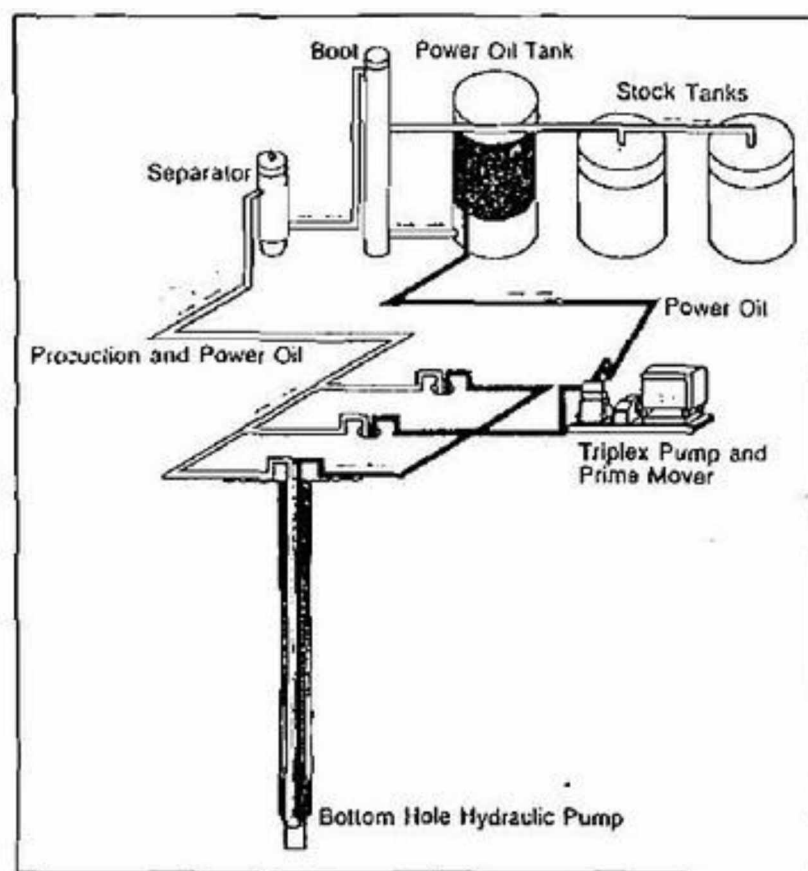


Figura 10: Sistema de bombeo hidráulico

2.1.3.4. Bombeo por Jet Hidráulico (Jet Pump)

Este método de extracción artificial es similar al bombeo hidráulico excepto que la bomba es del tipo jet. Por lo anterior, las instalaciones y equipos de superficie son iguales en ambos tipos de bombeo.

El fluido motor presurizado es alimentado a la bomba tipo jet, en la que existe un orificio que provoca un aumento de la velocidad (jet) y disminución de la presión mediante el efecto venturi. El fluido motor con su

baja presión entra en contacto con el fluido proveniente del reservorio produciendo la succión de este último por la diferencia de presiones, mezclándose posteriormente en una cámara de mezcla. De esta manera toda la energía de presión es transformada en energía cinética. Por último, el fluido mezclado es conducido a través de una sección final denominada difusor, produciendo la expansión del mismo con un aumento de la presión y reducción de la velocidad. De esta forma, la presión es mayor que la presión de la columna del fluido de producción, permitiendo a la mezcla ascender y alcanzar la superficie (Fig. 11) [3] [4] [10].

Las bombas tipo jet con diferentes combinaciones de tamaño de orificio y garganta se encuentran disponibles en el mercado, dependiendo su selección del caudal a extraer como también del caudal y presión disponible en el equipo de superficie.

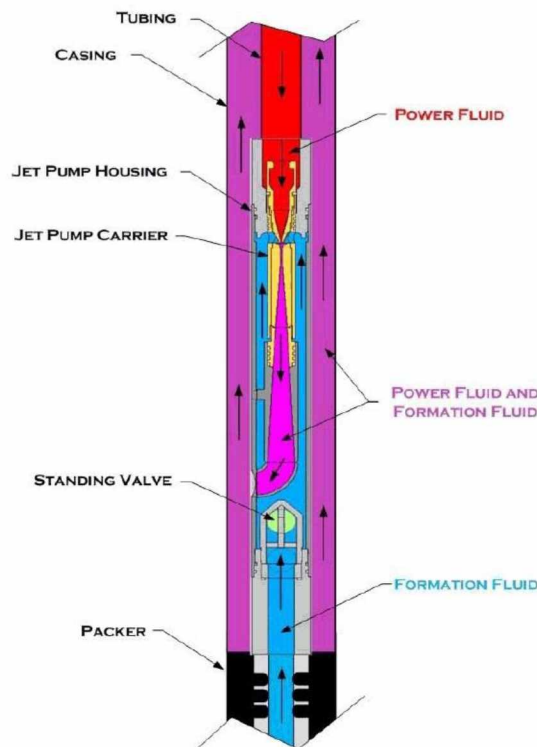


Figura 11: Sistema de bombeo por Jet Hidráulico

2.1.3.5. Extracción por Bomba Centrífuga y Motor Eléctrico Sumergible

Es un conjunto ubicado en el fondo de la tubería de producción, constituido principalmente por una bomba centrífuga de varias paletas montada axialmente a un eje vertical y unida a un motor eléctrico. La bajada del mismo se realiza mediante una tubería especial que lleva consigo un cable para la alimentación del motor desde la fuente de energía eléctrica ubicada en boca del pozo (Fig. 12) [3] [4].

El conjunto se localiza generalmente próximo al intervalo de punzado, de esa manera los fluidos producidos circulan alrededor del motor, contribuyendo a la refrigeración de este.

Este método de extracción artificial se utiliza particularmente en pozos profundos, permitiendo bombear altos volúmenes de fluido.

Los componentes de este sistema de bombeo son: (i) bomba centrífuga multi-etapa, (ii) dispositivo de succión "separador de gas", (iii) protector "cámara equalizadora de presiones y asimiladora de cargas de empuje", (iv) motor eléctrico de doble inducción, (v) cable blindado de tres conductores.

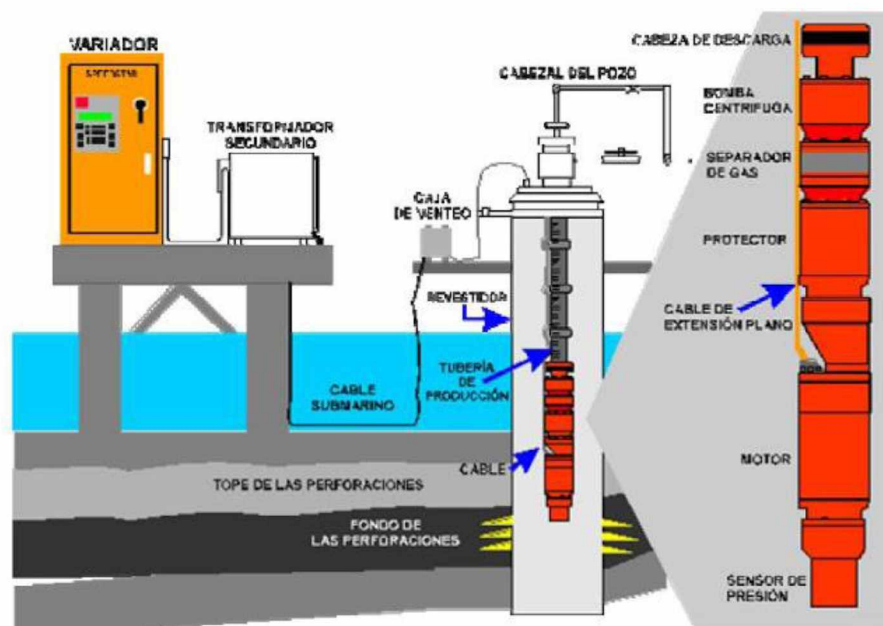


Figura 12: Sistema de bombeo electrosumergible

Una comparación entre los diferentes métodos de extracción artificial, mencionando sus ventajas y desventajas, se presenta en la Tabla 1.

Respecto a la aplicación de los diferentes métodos de extracción en la Argentina, un estudio realizado en enero de 2007, muestra que de un total de 19,900 pozos, 383 (1.92%) producían por surgencia natural. Mientras que el resto (19,517) se extraía por métodos artificiales [3].

En la Tabla 2 se presentan las cantidades de pozos y sus porcentajes correspondientes a estos métodos de extracción artificial en Argentina. Se observa que el método más utilizado es el bombeo mecánico convencional (70%), seguido por el método eletrosumergible (15.7%) y bombeo por cavidades progresivas (12.6%). El resto de los métodos es mínimo (1.6%).

Método	Ventajas	Desventajas
Bombeo Mecánico	• Sistema de alta eficiencia • Reparación y servicios económicos • Facilidad de talleres de ensamblaje y reparación • Resistencia a la corrosión con materiales especiales • Rangos de producción variables • Alta resistencia del equipo de superficie.	• Posible desgaste del vástago y el tubing • Disminución de la eficiencia de bombeo con la proporción de gas • Limitación debido a la capacidad portante del vástago. Los volúmenes decrecen con la profundidad • Preocupaciones medio-ambientales y estéticas.
Bomba de cavidades progresiv. (PCP)	• Baja inversión de capital • Sistema de alta eficiencia • Bajo consumo energético • Apto para petróleo y agua con sólidos suspendidos • Fácil de instalar • Bajo costo de mantenimiento • Equipamiento de superficie portátil de bajo peso, ocupa poco espacio • Apto para pozos horizontales y direccionales	• Posible desgaste del tubing • La eficiencia decrece con altos % de gas • Limitaciones de temperatura y profundidad • La presencia de H₂S y CO₂ afecta al elastómero de la bomba • El nivel del fluido debe estar por encima de la bomba (sumergida) • Sensible a algunos fluidos de producción
Gas Lift	• Alto grado de flexibilidad y rangos de diseño • Extraíble por cable • Buen funcionamiento en presencia de arena • Permite altas desviaciones del tubing • Mínimo equipamiento de superficie • Producción de varios pozos con un solo compresor	• Requiere de pozos de gas de alta presión o compresores • Puede no ser económica para la explotación de pozos sencillos aislados • Limitaciones en la viscosidad de los fluidos • Baja presión de fondo • Altas contra presiones
Plunger Lift	• El gas del pozo es la fuente de energía. No requiere otra fuente externa. • No requiere equipos de servicio para su instalación • Mantenimiento sencillo • Mantiene el pozo libre de deposiciones de parafina • Bajos costos capitales • Buen desempeño en pozos de gas • Efectivo en pozos desviados • Puede emplearse hasta el agotamiento del pozo • Pocas partes en movimiento	• Requiere de relaciones de gas-líquido específicas para que funcione el sistema • Bajos volúmenes potenciales (200bpd) • Funcionamiento ineficiente en presencia de sólidos • Requiere monitoreo para su óptimo funcionamiento
Hidráulico con Pistón	• Es extraíble libremente o por cable • Desplazamiento positivo, fuerte succión • Doble acción con alta eficiencia volumétrica • Buena capacidad: profundidad/volumen +15000pies • Pozos desviados • Eficiencia energética	• Sólidos • Requiere montajes específicos en el fondo • Potencial de volumen medio (50-1000 bpd) • Requiere instalaciones de servicio Gas libre • Requiere líneas de alta presión en la superficie
Jet Pump	• Ausencia de partes móviles • Capacidad de altos volúmenes • Bomba libre. Apto para pozos desviados • Bajo mantenimiento	• Requiere líneas de alta presión en la superficie • La producción depende de la presión de fondo • En ciertos casos se requiere de montajes específicos en el fondo • Baja eficiencia energética
Electrosu mergible (ESP)	• Altos volúmenes y profundidades • Alta eficiencia 1000 bpd • Bajo nivel de mantenimiento • Mínimo requerimiento de equipamiento en la superficie • Efectivo en pozos desviados y verticales con curvatura • Se utiliza para ensayo de pozos	• Altos costos de extracción de los sistemas del pozo • Necesita electricidad disponible (440V) • Adaptabilidad limitada a grandes cambios en el reservorio • Difícil de reparar en el campo • Presencia de gas libre o abrasivos • Alta viscosidad

Tabla 1: Comparación de los diferentes métodos de extracción artificial

Método	Número de Pozos	Porcentaje (%)
Bombeo Mecánico	13,671	70.05
Bomba de cavidades progresiv. (PCP)	2,463	12.62
Gas Lift	156	0.80
Plunger Lift	138	0.70
Hidráulico con Piston	18	0.09
Electrosumergible (ESP)	3,071	15.74
Total	19,517	100.00

Tabla 2: Pozos en Argentina utilizando métodos de extracción artificial

2.2. Descripción del Trabajo

Como se mencionó en la sección anterior, las varillas macizas API se utilizan por costumbre en bombeo rotativo a pesar de que ellas presentan innumerables desventajas y no son las más apropiadas de utilizar en este tipo de bombeo. Teniendo en cuenta lo anterior, así como también contemplando las necesidades de diferentes compañías de extracción de petróleo en un elemento eficiente a utilizar en este sistema de bombeo, se plantea en este trabajo el desarrollo de un nuevo elemento innovativo apto para este tipo de bombeo.

En base a la necesidad de las compañías petroleras, se plantearon ciertos requerimientos a tener en cuenta. El elemento candidato a desarrollar que cumpliría dichos requerimientos, consiste en tubos de diámetro pequeño (42 mm o 48.8 mm) de aproximadamente 10 m de largo, con sus extremos roscados, los cuales son unidos mediante conectores roscados tipo niples.

A continuación se describe brevemente el plan de trabajo:

- a) Primeramente se analizarán diferentes materiales candidatos, considerando también los aceros tradicionales que se utilizan en varillas de bombeo macizas. Se realizará un estudio de las propiedades mecánicas como también del proceso de fabricación de estos. De esta manera, se seleccionará el material apto para utilizar en los nuevos elementos.
- b) Se realizará una búsqueda bibliográfica y de patentes de elementos similares desarrollados previamente, analizando sus pros y contras. Se describirán también las principales características de diferentes conexiones que usualmente se utilizan en tubos de perforación (drill pipe), tubos de producción (tubing) y tubos camisa (casing).
- c) Teniendo en cuenta lo anterior, se planteará un elemento candidato denominado "*varilla hueca*", mencionándose su geometría como también las diferentes características de su conexión. Se describirán las ventajas de este comparado con las varillas de bombeo macizas convencionales. Se planteará una familia de elementos con diferentes capacidades de transmisión de torque para utilizarse en varios tubos de producción, particularmente en 2 7/8" y 3 1/2".

- d) Considerando solicitaciones similares a las de servicio en pozo, mediante métodos teóricos, se determinará el estado de tensiones y deformaciones en los diferentes elementos planteados (familia de varillas huecas), particularmente en la zona de la rosca. Se determinarán también las regiones críticas de este elemento.
- e) Con el fin de validar los resultados del modelo teórico, se determinará en forma experimental mediante strain gages deformaciones y tensiones en ciertas regiones de la conexión. Estos resultados se compararán con valores teóricos.
- f) Se confeccionarán planos de fabricación de prototipos. En base a ellos, se fabricarán cierta cantidad de prototipos.
- g) Sobre los prototipos, se realizarán diferentes ensayos a plena escala con el fin de evaluar su comportamiento, particularmente de la conexión. Algunos de los ensayos a realizar son: tracción a rotura, torsión a rotura, resistencia a varias operaciones de armado y desarmado de la conexión (Make&Break), fatiga con cargas similares a las de servicio y sellabilidad de la conexión. En base a los resultados obtenidos, se determinará una ventana de funcionamiento de estos componentes
- h) Se realizarán bajadas experimentales en pozos petroleros (pruebas de campo) de sartas prototipos del elemento desarrollado. Se analizarán diferentes tipos de aplicación.
- i) Por último se describirán brevemente las patentes otorgadas para esta invención.

Algunas ventajas que presentará el nuevo elemento comparado con las varillas macizas convencionales API son las siguientes:

- ✚ Posibilidad de extracción de mayores caudales de petróleo.
- ✚ Mayor resistencia a la torsión (Mayor torque de servicio)
- ✚ Mayor resistencia al desenganche (backspin), debido a la mayor rigidez torsional.
- ✚ Menor desgaste del tubo de producción (tubing), debido a la conexión lisa externamente, sin recalque o con leve recalque.
- ✚ Menores posibilidades de roturas por fatiga, debido a que no existen grandes diferencias de rigideces entre la conexión y el cuerpo de la varilla.
- ✚ Posibilidad de inyectar por el interior de la varilla, fluidos anticorrosivos, gas a presión o extraer petróleo.
- ✚ Posibilidad de bajar instrumentos por el interior de la varilla

3. Varillas de Bombeo Macizas Convencionales

Como se mencionó en el capítulo anterior, las varillas de bombeo que usualmente se utilizan en bombeo mecánico son las varillas macizas API cuyo diseño está de acuerdo a los lineamientos de la norma API 11 B [6]. Estas varillas también se utilizan en bombeo rotativo aunque las mismas no fueron concebidas para este tipo de funcionamiento.

El conjunto de varillas está compuesto por elementos macizos de largo aprox. 7.6 o 9.1 m con rosca macho (Pin) en sus extremos unidos a cuplas con rosca hembra (Box) en sus extremos.

En las Figuras 13 y 14 se muestran las dimensiones principales de las varillas y cuplas; estas vienen en varias medidas expresadas por el diámetro del cuerpo de la varilla, como ser: 5/8" 3/4", 7/8", 1" y 1 1/8".

Las varillas presentan diámetro contante en su largo, excepto en sus extremos donde tienen una zona recalcada forjada de mayor diámetro donde se encuentran: i) el cuadrado de agarre de llave, ii) el empalme entre el cuadrado y cuerpo de varilla (denominada cebolla) y iii) la zona del extremo con rosca macho (Fig. 13).

Por otro lado, las cuplas son de diámetro exterior (OD) mayor que las varillas (ej. OD: 46 mm, mayor que 22.2 mm del cuerpo, caso de la varilla 7/8"), tienen un largo aprox. 100 mm, presentan rosca hembra en su diámetro interior, excepto en sus extremos donde se encuentra una recámara lisa, como también una zona plana de apoyo con chaflanes (ver Fig. 14).

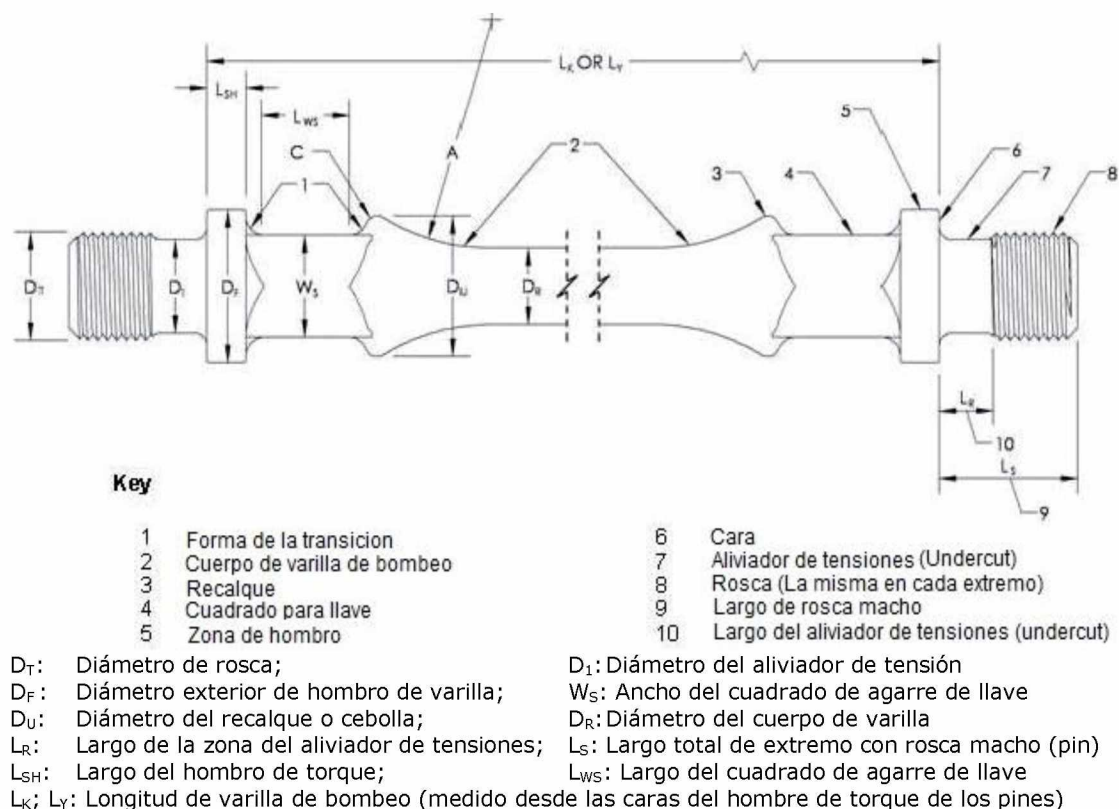


Figura 13: Dimensiones principales de las varillas macizas API

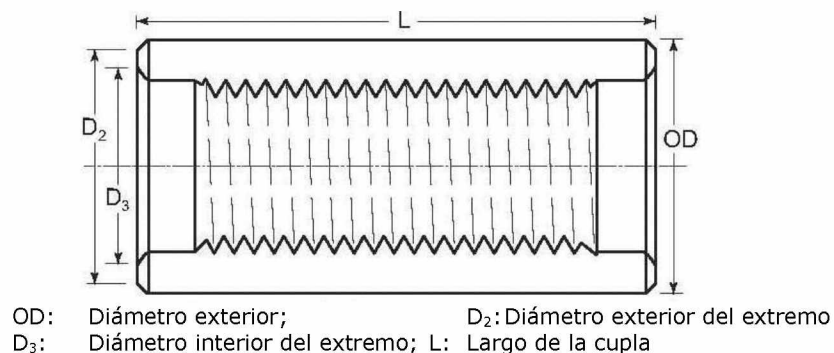


Figura 14: Dimensiones principales de las cuplas API

En las Figuras 15 y 16 se presentan detalles de la zona de conexión mientras que la Figura 17 muestra la zona de rosca. Algunas características de la conexión son: (i) rosca cilíndrica sin pendiente ni interferencia radial, (ii) rosca tipo triangular o redonda, (iii) presenta un hombro de torque exterior (apoyo de la zona plana del extremo de la cupla). Cabe mencionar que las roscas son laminadas, lo cual produce en la parte superficial, zonas con deformación plástica por compresión (Fig. 18). Estas favorecen a incrementar la resistencia a fatiga de la conexión, evitando incubación temprana de fisuras por fatiga. Sin embargo la operación de laminación de la rosca es más compleja que el simple mecanizado de la rosca.

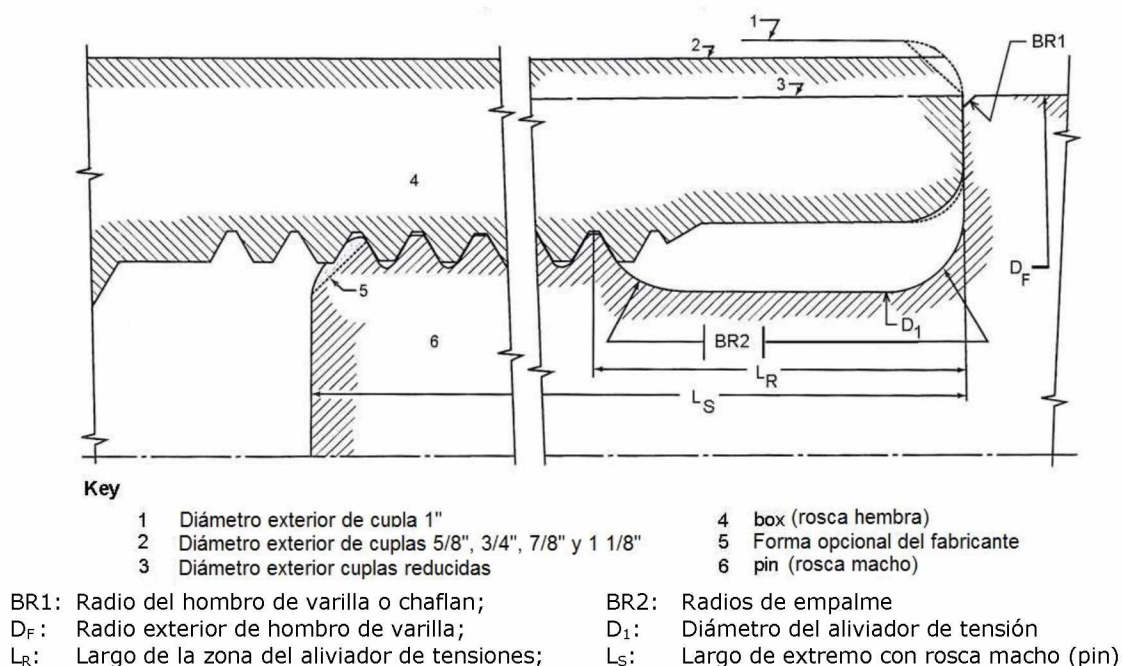


Figura 15: Dimensiones principales de la zona de conexión de la varilla API

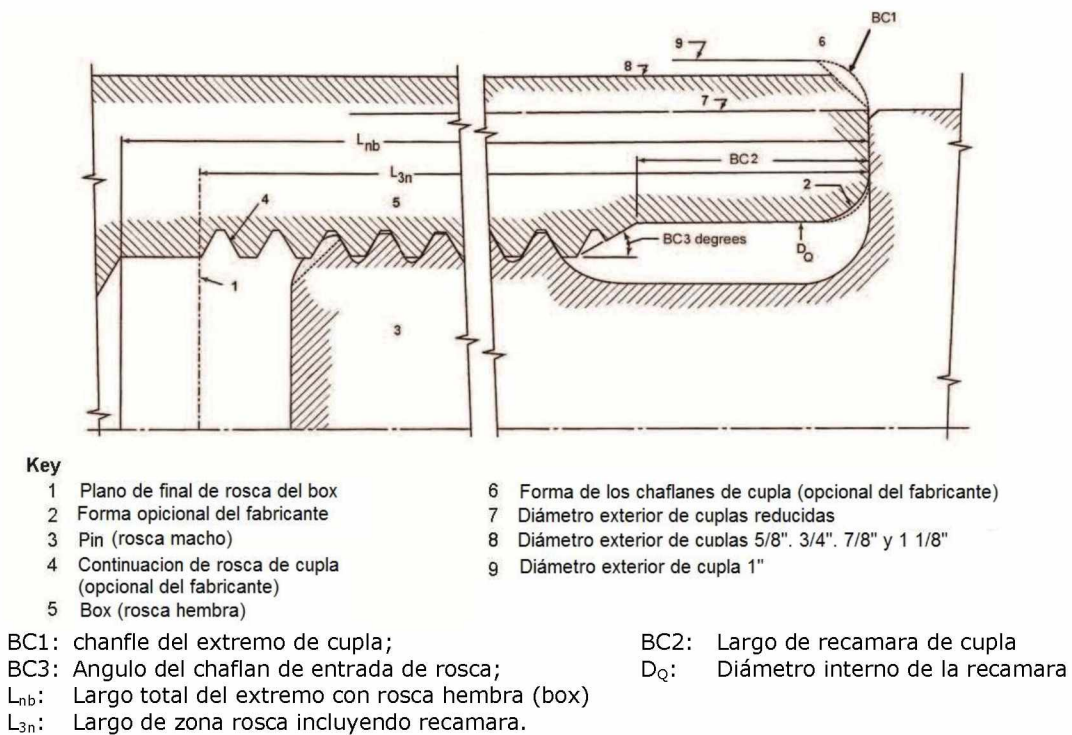


Figura 16: Dimensiones principales de la zona de conexión de la cupla API

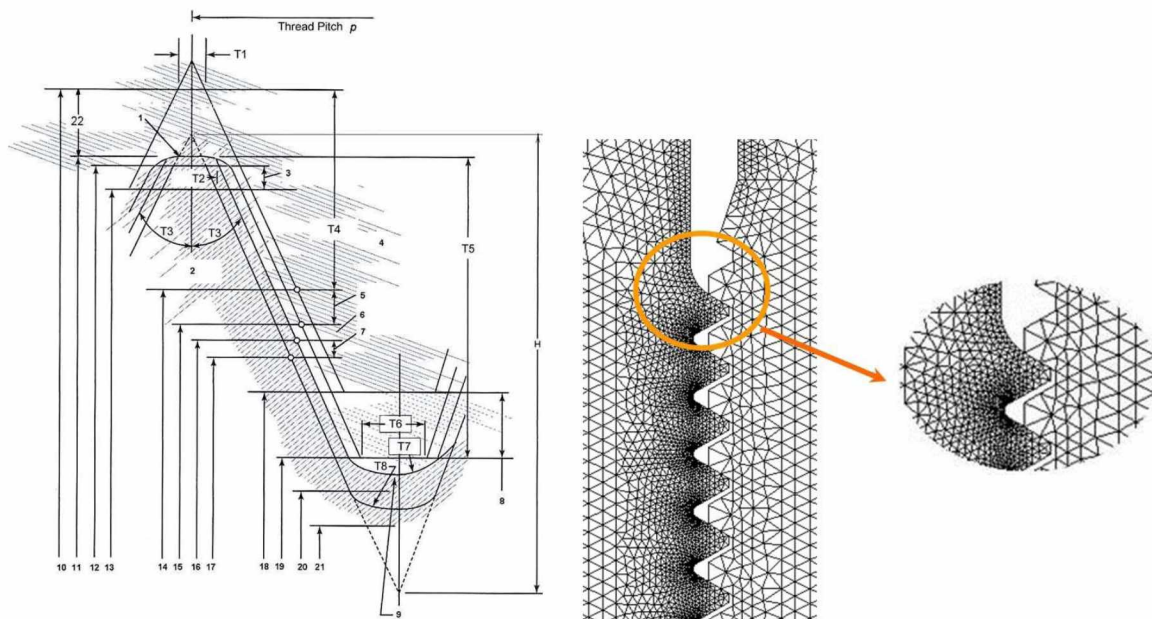


Figura 17: Forma de la rosca API

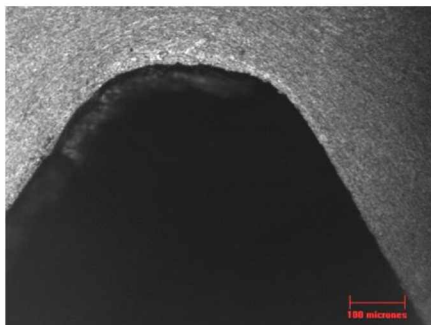


Figura 18: Detalle del valle de rosca, mostrando la zona laminada

Al no presentar la rosca interferencia radial, todo el torque que se aplica en la conexión durante el apretado es resistido por el hombro de torque, por lo cual los torques de fluencia de estas conexiones no suelen ser tan altos.

Previo a la bajada en pozo, las conexiones son apretadas con determinados torques, cuyos valores se especifican en la práctica recomendada API RP 11BR [11]. Los armados se realizan controlando el desplazamiento circunferencial, cuyo valor se fija como parámetro de control (Fig. 19). Si bien este método de apretado presenta ciertas ventajas como mayor control de la tensión en la zona del cuello o undercut del pin, se necesitan llaves especiales y no las pinzas tradicionales de apretado de los tubos de conducción (tubing).

Las cuplas presentan un tratamiento superficial de fosfatizado, mientras que las varillas no (Fig. 20); esto con el fin de evitar el engrane de la conexión. Además, las conexiones son apretadas sin lubricante, limpiándose previamente con solvente y aire comprimido las zonas de la rosca y hombro de torque.

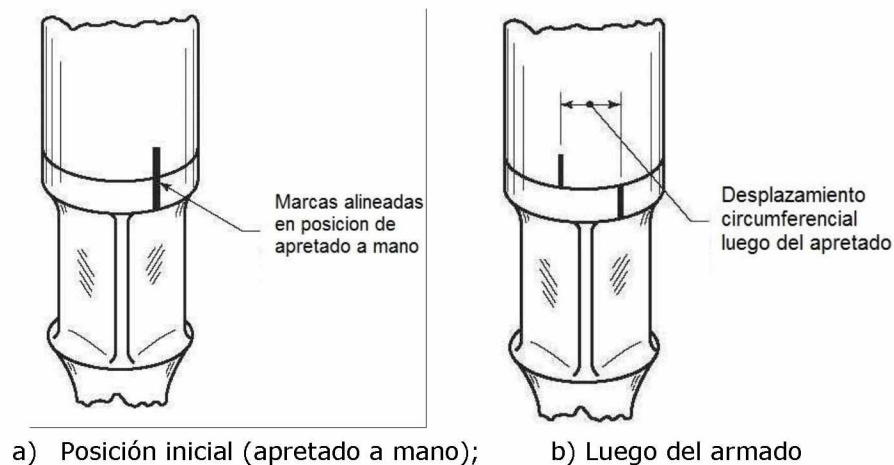


Figura 19: Esquema de la metodología de armado en varillas rosca API



Figura 20: Vista de la superficie de la cupla y varilla API. La cupla presenta fosfatizado mientras que la varilla no.

La Tabla 3 y Figura 21 muestran algunos valores de las dimensiones principales de las varillas convenciones API, se observa que las medidas más pequeñas como ser $\frac{5}{8}$ " y $\frac{3}{4}$ " se podrían utilizar en tubing 2 $\frac{3}{8}$ " x 4.5 mm (diámetro interior: 51.3 mm); las medidas intermedias, $\frac{7}{8}$ " y 1" son aptas para tubing 2 $\frac{7}{8}$ " x 4 mm (diámetro interior: 62 mm), mientras que las medidas más grandes, 1 $\frac{1}{8}$ " se podrían utilizar en tubing 3 $\frac{1}{2}$ " x 6.3 (diámetro interior: 76.3 mm).

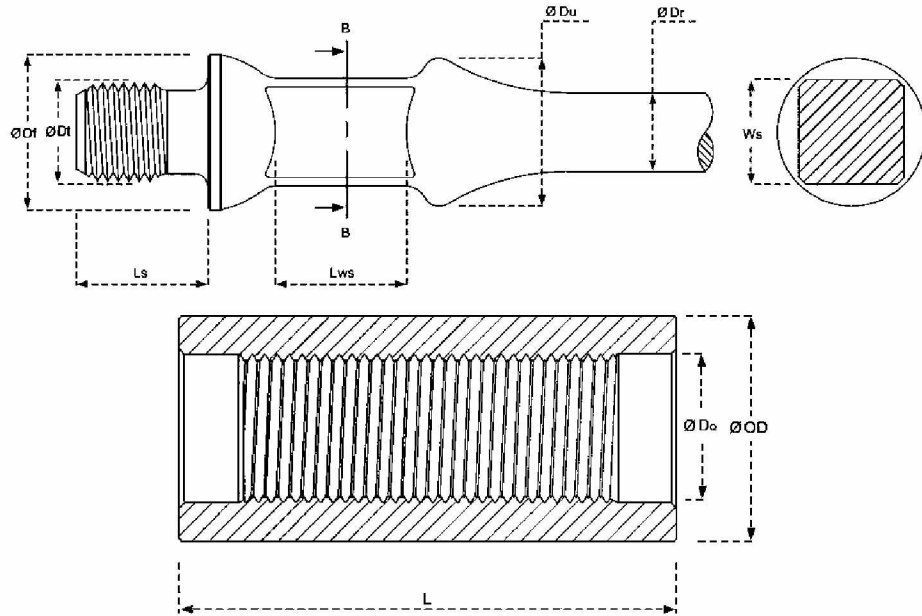


Figura 21: Esquema de dimensiones principales de varillas macizas API (relacionadas con la Tabla 3).

Dimensiones (mm)					
Parámetro	Tamaño de Varilla				
	5/8"	3/4"	7/8"	1"	1 1/8"
Varilla					
Ø D _f	31.75	38.1	41.28	50.8	57.15
Ø D _t	23.81	26.99	30.16	34.93	39.69
Ø D _U	30.96	35.72	38.10	48.42	55.56
Ø D _r	15.88	19.05	22.23	25.40	28.58
W _S	23.0	26.2	26.2	34.1	38.9
L _{WS}	31.8	31.8	31.8	38.1	41.3
L _S	31.75	36.51	41.28	47.63	53.98
Cupla					
Ø OD	38.1	41.3	46.0	55.5	60.3
Ø D _Q	24.26	27.43	30.61	35.38	40.13
L	101.6	101.6	101.6	101.6	114.3

Tabla 3: Valores de las dimensiones principales de varillas macizas API.

Las varillas API cuando se utilizan en bombeo rotativo (sistemas PCP), presentan ciertas limitaciones en la capacidad de transmitir torque debido a que sus torques de fluencia no son tan altos. La Tabla 4 muestra como referencia los torques recomendados de servicio de algunas de ellas.

Varilla API	Torque Recomendado de Servicio (Lb.ft)	Diámetro exterior de cupla (mm)
7/8"	650	46.0
1"	1000	55.5
1 1/8"	1500	60.3

Tabla 4: Torques recomendados para varillas de bombeo macizas API.

Una desventaja a resaltar que presenta este tipo de varillas cuando se utiliza en bombeo rotativo es su baja resistencia a la contra-rotación o facilidad de desenchufe de las conexiones (conocido como backspin), principalmente esto es debido a la reducida rigidez torsional que presentan los cuerpos de las varillas.

El backspin ocurre cuando la sarta de varillas de bombeo que se encuentra en funcionamiento, girando a una determinada velocidad, sufre un frenado o paro repentino sea por causas diferentes tales como desperfecto del motor, corte de energía, frenado repentino inducido por el operador, etc. En esta situación, la energía acumulada en el sistema de bombeo, particularmente en la sarta de varillas se relaja produciendo la contra-rotación. Como consecuencia se produce un desajuste o aflojamiento de las conexiones de la sarta, llegando inclusive hasta la separación de la conexión (aflojamiento total).

La acumulación de energía en el sistema de bombeo rotativo, se produce esencialmente de dos formas:

a) Deformación torsional elástica de la columna.

Esta energía es debido a la deformación elástica torsional de la columna que se produce cuando el torque es aplicado en la sarta de varillas. La misma depende de la rigidez torsional, del módulo de elasticidad transversal (G) y del torque aplicado. Esta situación es similar a un resorte de torsión.

Una forma de estimar este tipo de energía acumulada es midiendo el giro relativo que presenta la sarta de varillas entre boca y fondo de pozo.

b) Energía potencial de la columna de fluido que se bombea

Cuando se produce un corte de funcionamiento del sistema de bombeo, la energía potencial del fluido de la columna que se encuentra entre la varilla y el tubing produce en la bomba de cavidades progresivas un funcionamiento inverso al de una bomba, comportándose como una turbina, aportando de esta forma a la contra-rotación de la sarta de varillas.

De estas dos, el componente más crítico es la energía acumulada por deformación. En este caso, la energía es relajada en tiempos más cortos

comparada con la relajación de la energía potencial de la columna, produciendo un alto contra-torque.

En el caso de las varillas macizas, el giro relativo entre las varillas de boca y fondo de pozo se estima mediante la siguiente expresión (ver Fig. 22):

$$\text{Giro} = \beta / (2 \cdot \pi)$$

$$\beta = M_t \cdot H / (I_p \cdot G)$$

$$I_p = (\pi \cdot D_e^4) / 32$$

Siendo:

Giro; Giro relativo [Número de vueltas]
 β ; Angulo de torsión [radianes]
 π ; Número Pi
 M_t ; Momento torsor [Nm]
 H ; Largo de la columna o sarta [m]
 I_p ; Momento polar de inercia [m⁴]
 G ; Módulo de elasticidad transversal [N/m²]
 D_e ; Diámetro externo [m]

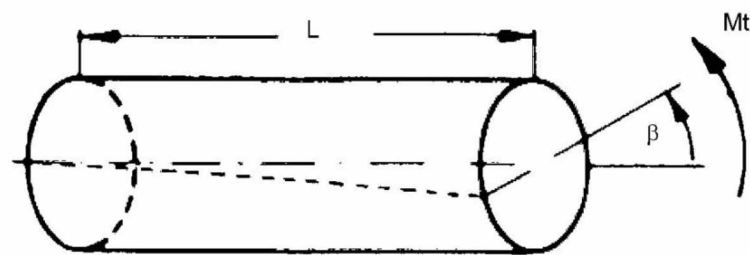


Figura 22: Angulo de torsión debido al torque.

Como se podrá observar, el giro relativo es inversamente proporcional al diámetro exterior elevado a la 4 potencia y lineal con el torque aplicado y el largo de la columna [12].

Para la condición de torque = 1356 J (1000 lbft) y 1000 m de largo de columna, los valores de giro relativo debido a la torsión se presentan en la Tabla 5.

Se observan altos valores de giro relativo, mayores a 41 vueltas, siendo crítico para los casos con diámetros pequeños como ser varillas $\frac{3}{4}$ " y $\frac{7}{8}$ " (209 y 113 vueltas).

Varilla	Diámetro exterior (mm)	Giro relativo de varillas boca y fondo de pozo (vueltas)
3/4"	19.0	209
7/8"	22.2	113
1"	25.4	66
1 1/8"	28.6	41

Tabla 5: Backspin – Giro relativo entre varillas de boca y fondo de pozo. Torque: 1000 lbft y altura de columna, H=1000 m.

Otra desventaja que presentan las varillas macizas cuando los pozos no son verticales y no tienen centralizadores, es un contacto localizado de la cupla con el tubing (Fig. 23), produciendo un desgaste severo de este último, llegando inclusive a la rotura del mismo, generando en algunos casos pérdidas económicas no despreciables.

El contacto localizado ocurre debido a que la cupla presenta mayor diámetro que el cuerpo de la varilla (mayor rigidez de la zona de la conexión comparado con el cuerpo de varilla).

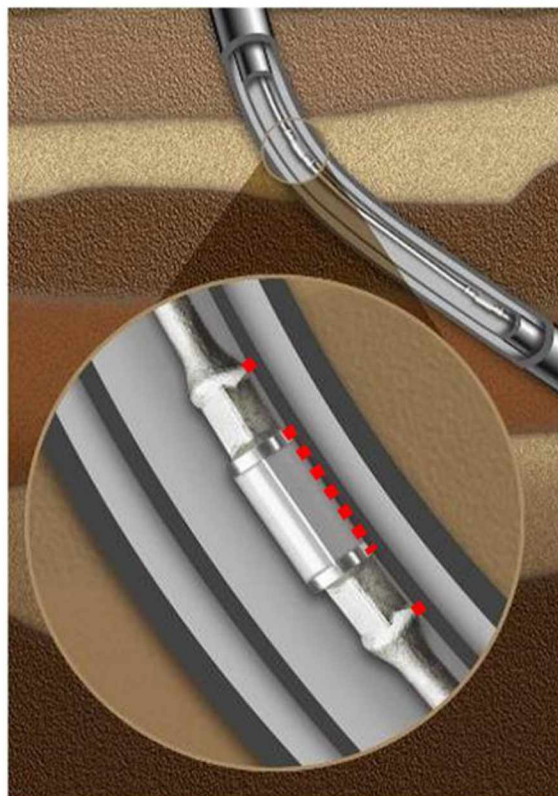


Figura 23: Desgaste localizado del tubing cuando se utilizan varillas macizas en bombeo rotativo.

4. Materiales de Varillas de Bombeo

Los materiales tradicionales que se utilizan en varillas de bombeo macizas están especificados en la Norma API 11 B [6], sin embargo existen otros tipos de aceros propietarios que pertenecen a compañías privadas que presentan mejor performance que los primeros en ciertas situaciones. Además, para cada acero se especifica el grado, que es indicativo de la tensión de fluencia del mismo.

Primeramente se describirá brevemente a los aceros tradicionales como también a ciertos aceros propietarios. Posteriormente se propondrán varios materiales a utilizar en el nuevo elemento en desarrollo, se caracterizarán sus diferentes propiedades (químicas, mecánicas, etc.) y se compararán entre sí, analizando sus ventajas y desventajas. Finalmente se seleccionará el material óptimo a utilizar en las varillas huecas.

4.1. Materiales de Varillas Macizas

Como se mencionó previamente, la Norma API 11 B especifica varios aceros que se podrían utilizar en varillas de bombeo macizas. En la Tabla 6 se resume la especificación de estos aceros con sus respectivos grados, ellos son: Grado K, Grado C, Grado D (3 versiones: al carbono, aleado y especial). Por otro lado, las compañías fabricantes de varillas de bombeo tales como Tenaris, desarrollaron ciertos aceros propietarios que presentan mayores propiedades mecánicas que los aceros convencionales como ser el acero Grado UHS (ultra high strength).

Las propiedades mecánicas especificadas por la Norma API, así como también las correspondientes a algunos aceros propietarios se presentan en la Tabla 7.

La Tabla 8 presenta la composición química de aceros API y algunos aceros propietarios de Tenaris [13]. Algunas características de ellos son:

- Acero API grado K (4621M), son aceros al Ni con bajas propiedades mecánicas y alta resistencia a la corrosión.
- Acero API grado C (1530M), son al C-Mn con bajas propiedades mecánicas y baja resistencia a la corrosión
- Acero API grado D:
 - D _{Carbono} (1530M), son aceros al C-Mn con intermedias propiedades mecánicas y baja resistencia a la corrosión.
 - D _{Aleado} (4142M), son al Cr-Mo con intermedias propiedades mecánicas e intermedia resistencia a la corrosión.
 - D _{Especial} (4330M), son al Cr-Ni-Mo con intermedias propiedades mecánicas y baja resistencia a la corrosión.
- Aceros Grado UHS (4330M), son aceros al Cr-Ni-Mo con altas propiedades mecánicas y baja resistencia a la corrosión.

El tratamiento térmico empleado es generalmente un normalizado con un posterior revenido para alcanzar las propiedades mecánicas especificadas.

Grado	Composición Química
K	Acero serie AISI 46XX
C	Acero serie AISI 10XX y AISI 15XX
D (carbono)	Acero serie AISI 10XX y AISI 15XX
D (aleado)	Acero serie AISI 41XX
D (especial)	La aleación especial deberá presentar en su composición química un mínimo 1.15% de contenido de combinación de Cr, Ni, Mo.

Tabla 6: Aceros para varillas macizas de acuerdo a Norma API 11B.

Grado	Fluencia, $\sigma_{0.2\%}$, MPa [ksi]	Tensión Última, σ_u (MPa) [ksi]
Aceros API		
K	Min. 414 [60]	621-793 [90-115]
C	Min. 414 [60]	621-793 [90-115]
D	Min. 586 [85]	793-965 [115-140]
Aceros Propietarios de Tenaris		
UHS	Min. 793 [115]	965-1103 [140-160]

Tabla 7: Propiedades de tracción de los aceros convencionales (según Norma API 11B) y aceros propietarios.

Composición Química	Aceros API					Aceros Propietarios de Tenaris
	C 1530M	K 4621M	D carbon 1530M	D aleado 4142M	D especial 4330M	UHS 4330M
C	0.31-0.36	0.18-0.25	0.31-0.36	0.40-0.45	0.29-0.37	0.29-0.37
Mn	1.40-1.60	0.70-1.00	1.40-1.60	0.75-1.00	0.70-0.95	0.70-0.95
S	Max. 0.025	Max. 0.025	Max. 0.025	Max. 0.025	Max. 0.025	Max. 0.025
P	Max. 0.025	Max. 0.025	Max. 0.025	Max. 0.025	Max. 0.025	Max. 0.025
Si	0.25-0.40	0.15-0.30	0.25-0.40	0.15-0.35	0.15-0.35	0.15-0.35
Ni	Max. 0.15	1.65-2.00	Max. 0.15	Max. 0.25	1.65-2.00	1.65-2.00
Cr	Max. 0.20	Max. 0.30	Max. 0.20	0.80-1.10	0.80-1.10	0.80-1.10
Mo	Max. 0.05	0.20-0.30	Max. 0.05	0.15-0.25	0.20-0.30	0.20-0.30
V	0.10-0.15	-	0.10-0.15	-	0.035-0.100	0.035-0.100
Nb	-	-	-	-	-	-
Al	0.01-0.04	0.01-0.04	0.01-0.04	0.01-0.04	0.01-0.06	0.01-0.06
Cu	Max. 0.25	Max. 0.25	Max. 0.25	Max. 0.25	Max. 0.25	Max. 0.25
*	N & T	N	N & EF	N & T	N & T	N & T

* N: Normalizado; T: Revenido; EF: Enfriamiento forzado

Tabla 8: Composición química y tipo de tratamiento térmico de aceros API y aceros propietarios de Tenaris.

4.2. Materiales Propuestos

Uno de los requerimientos a cumplir por el elemento a desarrollar es que pueda utilizarse en tubing 2 7/8", como por ejemplo en tubing 2 7/8" x 4 mm (diámetro interior: 62 mm). Esto restringe el diámetro exterior de la varilla hueca, por lo que será necesario emplear un material con alta resistencia mecánica (tensión de fluencia, $YS \geq 960$ MPa y tensión de rotura, $UTS \geq 1015$ MPa) para obtener altos torques de servicio, el cual es uno de los objetivos de este desarrollo.

Los aceros API presentan propiedades mecánicas intermedias por lo que no son convenientes para utilizarse en las varillas huecas, sin embargo el acero propietario UHS de Tenaris si sería un acero candidato a utilizarse.

Teniendo en cuenta lo anterior y la experiencia de Tenaris en la fabricación de componentes tubulares de acero, se proponen los siguientes aceros propietarios: AISI 1524 Mod., AISI 4330 Mod. y AISI 1023 Mod. (ver Tabla 9). El gran desafío es lograr un material tubular sin soldadura lo más homogéneo posible, con gran nivel de rectitud, buena tenacidad (≥ 50 J) y altas propiedades mecánicas que pueda emplearse en las diferentes medidas de tubos propuestos en la familia de varillas huecas, que son:

- Tubo #1: $\varnothing 48.8$ mm x esp. 6.7 mm, liso externamente.
- Tubo #2: $\varnothing 42$ mm x esp. 5 mm con recalque externo en extremos a $\varnothing 50$ mm.
- Tubo #3: $\varnothing 48.8$ mm x esp. 6.7 mm, con recalque externo en extremos a $\varnothing 60$ mm.

El largo del tubo en las 3 medidas es de 9 a 10 m.

En el capítulo siguiente se explicará con mayores detalles la elección de estos tubos en el diseño de la familia de varillas huecas.

Composición Química	Aceros Propietarios Propuestos		
	AISI 1524M	AISI 4330M	AISI 1023M
C	0.23-0.26	0.29-0.37	0.20-0.25
Mn	1.35-1.50	0.70-0.95	0.50-0.70
S	Max. 0.005	Max. 0.025	Max. 0.025
P	Max. 0.015	Max. 0.025	Max. 0.025
Si	0.25-0.35	0.15-0.35	0.15-0.35
Ni	Max. 0.15	1.65-2.00	Max. 0.15
Cr	0.50-0.60	0.80-1.10	0.80-1.10
Mo	0.22-0.27	0.20-0.30	0.65-0.80
V	Max. 0.01	0.035-0.100	Max. 0.03
Nb	-	-	0.020-0.035
Al	0.010-0.040	0.01-0.06	0.01-0.05
Cu	Max. 0.32	Max. 0.25	Max. 0.25
Tratamiento Térmico			
*	Q & T	N & T	Q & T

* N: Normalizado; Q: Templado; T: Revenido;

Tabla 9: Composición química de los aceros propuestos a utilizarse en Varillas Huecas.

4.2.1. Pruebas con Acero 1524 Mod.

Este acero fue el 1er acero candidato a utilizarse en la familia de Varillas Huecas. Se trata de un acero al C-Mn con Cr y Mo como aleantes principales. El tratamiento térmico óptimo a aplicar en este acero para conseguir las propiedades mecánicas requeridas es un temple y revenido posterior.

Se realizaron pruebas de fabricación de la 1^{ra} medida de tubos ($\varnothing 48.8$ mm x esp. 6.7 mm, liso externamente) en la Planta de Siderca SAIC que es productora de tubos sin costura de largo aprox. 10 m. La fabricación consistió en las siguientes etapas: elaboración del acero, laminación del tubo, tratamiento térmico (temple y revenido) y enderezado (ver Fig. 24). Los resultados fueron satisfactorios, obteniéndose tubos de la medida deseada con buen grado de homogeneidad y altas propiedades mecánicas ($YS \geq 960$ MPa y $UTS \geq 1015$ MPa), ver Tabla 10.

Posteriormente, cuando se realizaron pruebas de fabricación en la 2^{da} medida de tubos ($\varnothing 42$ mm x esp. 5 mm, recalque externo en extremos a $\varnothing 50$ mm), se presentaron problemas en la rectitud de los tubos y manipulación durante el proceso de fabricación. Los resultados no fueron satisfactorios, observándose torceduras apreciables, sin poder cumplirse con el grado de rectitud de los tubos.

Lo anterior fue la razón por la que se realizaron nuevas pruebas con otros aceros con el fin de cumplir los requerimientos de los tubos a utilizarse en varillas huecas.

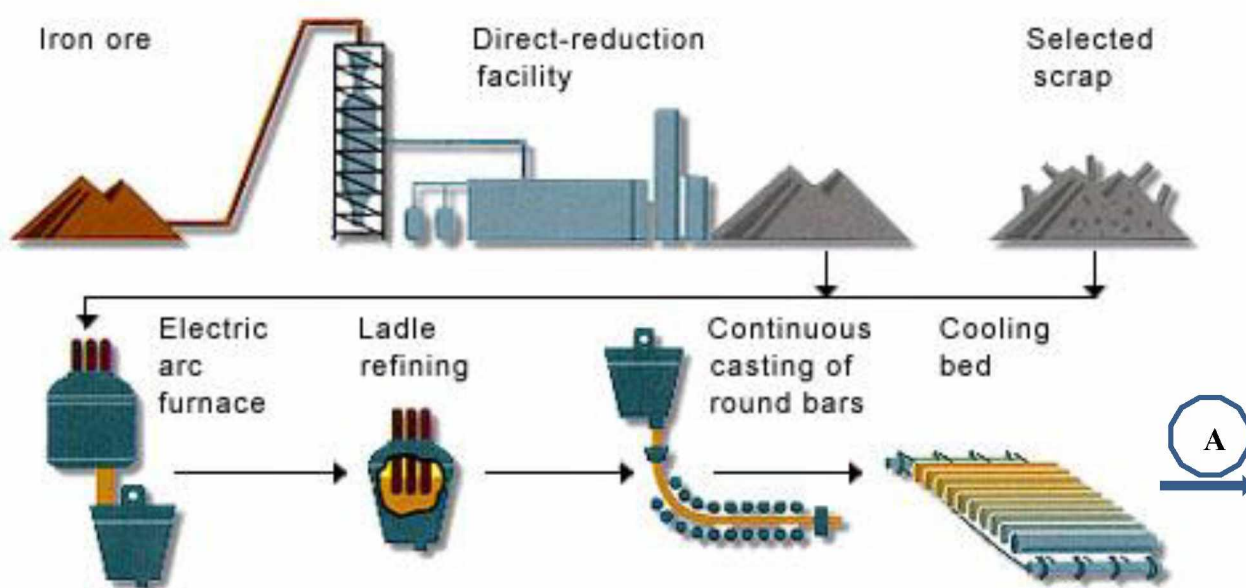


Figura 24: Esquema de fabricación de tubos de acero para varillas huecas.

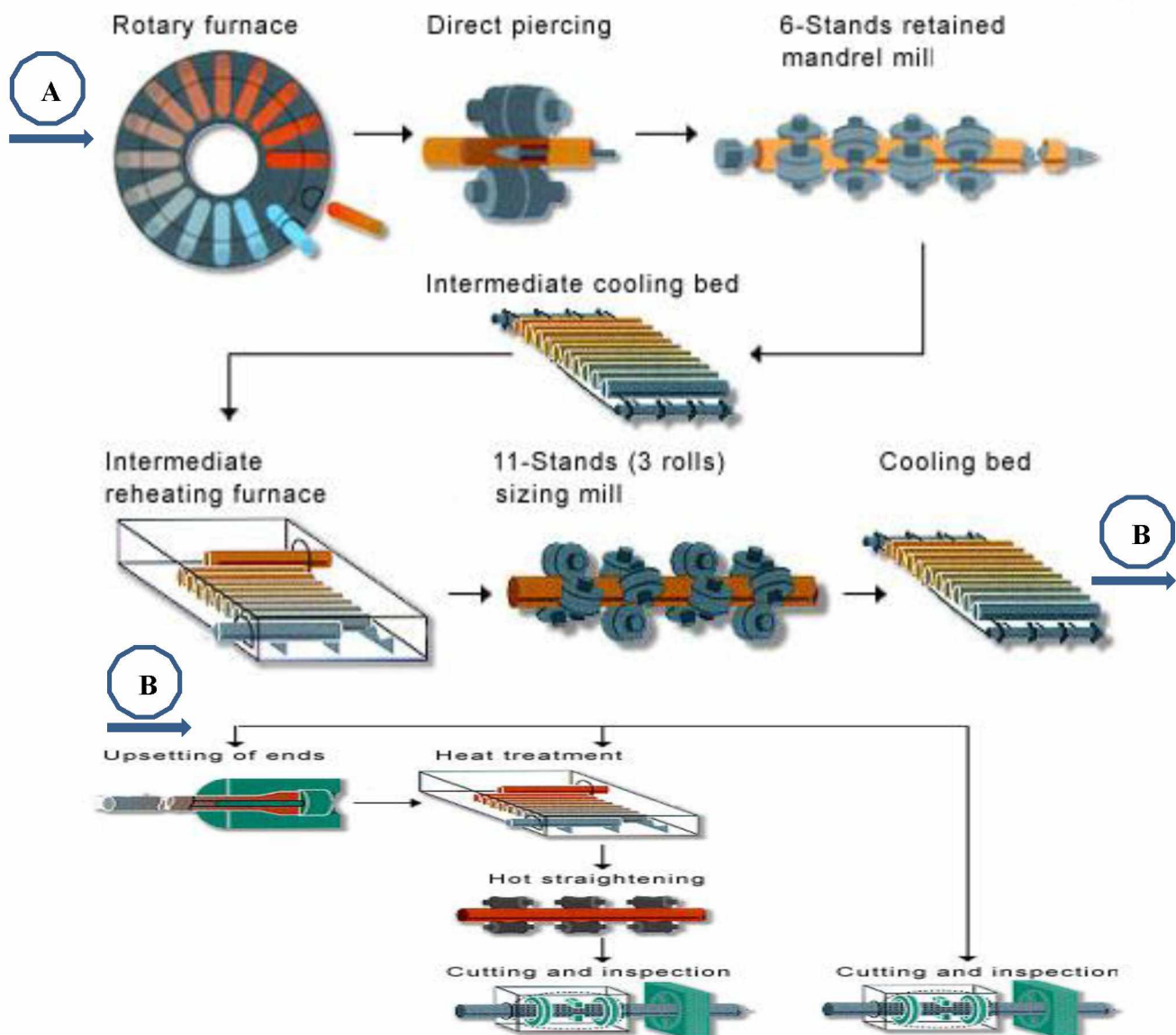


Figura 24: Esquema de fabricación de tubos de acero para varillas huecas (continuación).

1524 Mod	Tracción			Charpy [Temp. Amb.] 10x5, LC	Charpy [Temp. Amb.] Eq. 10x10
	Fluencia [MPa]	Rotura [MPa]	Alarg. [%]	Energía [J]	Energía [J]
Especificado	≥ 960	≥ 1015	≥ 10	≥ 30	≥ 50
Colado	993	1048	13.1	63	126

Tabla 10: Propiedades mecánicas de tubos de varillas huecas ($\varnothing 48.8$ mm x esp. 6.7 mm), fabricados con acero Q&T AISI 1524 Mod.

4.2.2. Pruebas con Acero 4330 Mod.

En una segunda etapa, se realizaron pruebas de fabricación de tubos con el 2^{do} acero candidato, AISI 4330 Mod, el cual es un acero al Cr-Ni-Mo. El tratamiento térmico aplicado fue de Normalizado y posterior Revenido, esto con el fin de obtener las propiedades mecánicas requeridas y evitar torceduras.

Las pruebas se realizaron en la 2da medida de tubo, Ø42 mm x esp. 5 mm con recalque a Ø50 mm, se eligió esta medida puesto que en ella se obtuvo resultados negativos cuando se intentó fabricar con el 1er acero candidato.

Luego de varias pruebas de fabricación se obtuvieron resultados parcialmente satisfactorios, lográndose un tubo de este diámetro con altas propiedades mecánicas, como también aceptable rectitud y homogeneidad. Si bien los valores de resistencia a la tracción del material fueron los esperados, la tenacidad medida a través del ensayo de charpy fue baja [14] (Tabla 11).

Los resultados expuestos condicionan la utilización de este material en las varillas huecas, puesto que durante el transporte, manipulación y servicio, estos componentes se encuentran solicitados a cargas no despreciables de impacto, lo cual podría originar fallas inesperadas. Por esta razón, con el fin de evitar dichas fallas, se recomienda una tenacidad mayor a 50 J (probetas CVN 10x10 mm a temperatura ambiente), lo cual no cumple este acero propuesto.

4330 Mod	Tracción			Charpy [Temp. Amb.] 10x5, LC	Charpy [Temp. Amb.] Eq. 10x10
	Fluencia [MPa]	Rotura [MPa]	Alarg. [%]	Energía [J]	Energía [J]
Especificado	≥ 960	≥ 1015	≥ 10	≥ 30	≥ 50
Colado	977	1100	8.7	17	33

Tabla 11: Propiedades mecánicas de tubos de varillas huecas, Ø42 mm x esp. 5 mm con recalque a Ø50 mm, fabricados con acero AISI 4330 Mod.

4.2.3. Pruebas con Acero 1023 Mod.

Como tercera etapa, se realizaron pruebas de fabricación de tubos con el 3^{er} acero candidato, AISI 1023 Mod, el cual es un acero al Cr-Mo con bajo C y leve porcentaje de Nb. El tratamiento térmico aplicado fue de Temple y posterior Revenido, esto con el fin de obtener las propiedades mecánicas requeridas y evitar torceduras.

Se realizaron pruebas de fabricación en la 2da medida de tubo, Ø42 mm x esp. 5 mm con recalque a Ø50 mm, puesto que en esta medida se obtuvieron resultados negativos con los 2 primeros aceros candidatos.

Los resultados fueron satisfactorios, lográndose un tubo de este diámetro con altas propiedades mecánicas, aceptable rectitud y homogeneidad, y alta tenacidad [15] [16] (Tabla 12).

Posteriormente se realizaron pruebas de fabricación en las siguiente medida ($\varnothing 48.8$ mm x esp. 6.7 mm con recalque a $\varnothing 60$ mm), como así también en la 1ra medida ($\varnothing 48.8$ mm x esp. 6.7 mm, liso externamente) con resultados exitosos.

En la Tabla 13 se resumen los resultados obtenidos en los 3 aceros propuestos, mostrando sus pros y contras.

1023 Mod	Tracción			Charpy [Temp. Amb.] 10x5, LC	Charpy [Temp. Amb.] Eq. 10x10
	Fluencia [MPa]	Rotura [MPa]	Alarg. [%]	Energía [J]	Energía [J]
Especificado	≥ 960	≥ 1015	≥ 10	≥ 30	≥ 50
Colado	998	1050	18.7	65	130

Tabla 12: Propiedades mecánicas de tubos de varillas huecas, $\varnothing 42$ mm x esp. 5 mm con recalque a $\varnothing 50$ mm, fabricados con acero AISI 1023 Mod.

Resultados	Acero propuesto		
	1524 Mod.	4330 Mod.	1023 Mod.
σ_{ys} , Tensión de fluencia (MPa) [Ksi]	993 [144]	977 [141.7]	998 [144.7]
σ_U , Tensión de rotura o última (MPa) [Ksi]	1048 [152]	1100 [159.5]	1050 [152.3]
Tenacidad: Energía [prob. CVN, 10x10, Temp.: 21°C] (J)	126	33 (No acceptable)	130
Rectitud	Aceptable para tubo #1. No aceptable para tubo #2	Aceptable para tubo #1 y #2	Aceptable para tubo #1, #2 y #3
Observaciones	Alta tenacidad	Baja tenacidad	Alta tenacidad

Tabla 13: Comparación de resultados de los tres aceros propuestos para varillas huecas.

4.3. Propiedades del Material Optimo

Luego de varios intentos de fabricación de los tubos de varillas huecas con los aceros propuestos, se concluye que el material más conveniente es el acero AISI 1023 Mod. Su composición química se presenta en la Tabla 14.

Con el fin de caracterizar en más detalle a este acero, se realizó un plan experimental de ensayos de laboratorio, determinándose diferentes propiedades mecánicas y fractomecánicas tales como: resistencia a la tracción, tenacidad, fractotenacidad y resistencia a la propagación de fisuras por fatiga [15] [16].

Estos resultados se presentan en la Tabla 15. Se observa que este acero presenta buenas propiedades mecánicas y fractomecánicas.

Composición Química	AISI 1023M
C	0.20-0.25
Mn	0.50-0.70
S	Max. 0.025
P	Max. 0.025
Si	0.15-0.35
Ni	Max. 0.15
Cr	0.80-1.10
Mo	0.65-0.80
V	Max. 0.03
Nb	0.020-0.035
Al	0.01-0.05
Cu	Max. 0.25
Trat. Térmico	Q & T

Tabla 14: Valores especificados de la composición química del acero AISI 1023 Mod.

Acero AISI 1023 Mod.		
Propiedad	Obtenido	Especificado
σ_{ys} , Tensión de fluencia (MPa) [Ksi]	998 [144.7]	960 – 1100 [139.2 - 159.5]
σ_U , Tensión de rotura o última (MPa) [Ksi]	1050 [152.3]	Min 1015 [Min. 147.2]
Tenacidad: Energía de Charpy [probeta CVN, 10x10, Temp.: 21°C] (J)	130	Min. 50
Fractotenacidad, J_{IC} [probeta SENB ¹] (KJ/m ²)	218/223	-
Resistencia al crecimiento de fisuras por fatiga, ley de parís, $\frac{da}{dN} = C_1 \Delta K_I^{m_1}$ * da/dN en mm/ciclos y ΔK_I en MPa.mm ^{0.5}	$\frac{da}{dN} = 3.55 \cdot 10^{-13} \Delta K_I^{2.9}$	-

* Siendo: a; Longitud de fisura, N; Número de ciclos, da/dN; Velocidad de crecimiento de fisura respecto al número de ciclos, C_1 , m_1 ; Constantes del material, ΔK_I ; Diferencia entre los valores del factor de intensidad de tensiones correspondiente a carga máxima y mínima

Tabla 15: Propiedades mecánicas y fractomecánicas del acero AISI 1023 Mod.

¹ SENB es una probeta de flexión con una entalla lateral central (siglas del ingles “single edge notch bending sample”)

5. Desarrollo Teórico

En este capítulo se describen las diferentes etapas realizadas correspondientes al desarrollo teórico del elemento propuesto.

Primeramente se mencionará la búsqueda de elementos similares existentes en el mundo que fueron desarrollados previamente, detallando sus pros y contras. A su vez, se describirán brevemente las principales características de diferentes conexiones que usualmente se utilizan en tubos de perforación (drill pipe), tubos de producción (tubing) y tubos camisa (casing).

Posteriormente se planteará el elemento candidato "*varilla hueca*", mencionándose su geometría como también las diferentes características de su conexión. Se describirán las ventajas de este comparado con las varillas de bombeo macizas convencionales. Se propondrá una familia de elementos con diferentes capacidades de transmisión de torque para utilizarse en varios tubos de producción, particularmente de 2 7/8" y 3 1/2"

Asumiendo solicitaciones similares a las de servicio en pozo, mediante métodos teóricos, se determinará el estado de tensiones y deformaciones en los diferentes elementos propuestos (familia de varillas huecas), particularmente en la zona de la rosca. A la vez, se identificarán las regiones críticas de este elemento.

A continuación se mencionan brevemente los requerimientos a cumplir por el elemento a desarrollar.

- Tubing a utilizar, 2 7/8" (ej. espesor 4 mm y diámetro interno: 62 mm) y 3 1/2" (ej. espesor 6.3 mm y diámetro interior: 76.3 mm)
- Curvatura máxima del pozo petrolero, expresado por el parámetro denominado "severidad de pata de perro", DLS (Dog leg severity), 15°/30 m.
- Torque máximo a transmitir, 2500 ft lb.
- Conexión externamente lisa (external flush) o con leve recalque.
- Elemento con alto torque de fluencia. De esa manera se transmitirán altos valores de torque a la bomba sin dañar la sarta de varillas.
- Alta resistencia a la fatiga.
- Alta resistencia a la contra-rotación o facilidad de desenchufe de las conexiones (conocido como backspin).
Cabe recordar que el backspin ocurre cuando la sarta de varillas de bombeo que se encuentra en funcionamiento, girando a una determinada velocidad, sufre un frenado o paro repentino. En esta situación, la energía acumulada en el sistema de bombeo, particularmente en la sarta de varillas se relaja produciendo la contra-rotación. Como consecuencia se produce un desajuste o aflojamiento de las conexiones de la sarta, llegando inclusive hasta la separación de la conexión (aflojamiento total).
- Facilidad de operaciones de apriete y desapriete de las conexiones (Make & Break) con llaves comunes de campo.
- Alta resistencia a la separación de la conexión en dos partes a lo largo de su generatriz, fenómeno conocido como "jump out".

- No deberá presentar juntas soldadas para evitar fallas por fatiga y/o corrosión por sulfhídrico.

5.1. Antecedentes

Se realizó una búsqueda internacional de elementos similares existentes en el mundo, analizándose sus patentes en caso que tuviesen. Cabe resaltar la existencia de 2 elementos cuya función es similar a la del elemento a desarrollar, una de ellas es una Varilla Hueca de procedencia China y la otra es una Varilla Hueca API.

Además, se realizó un análisis de las principales características de diferentes uniones utilizadas en tubos petroleros como ser tubos de conducción (tubing), tubos de encamisado (casing) y tubos de perforación (drill pipes). De estas, la última es la única que tiene un funcionamiento similar a la del elemento propuesto, con la excepción que trabaja con torques fluctuantes y cargas compresivas en vez de cargas axiales positivas.

5.1.1. Búsqueda de Elementos Similares.

En esta sección, se describirán brevemente las características, así como sus ventajas y desventajas de 2 elementos similares que se encontraron en una búsqueda de antecedentes: Varilla Hueca de procedencia China y Varilla Hueca API.

5.1.1.1. Varilla de Procedencia China

Este elemento fue desarrollado y patentado por una compañía china, CPTDC "China Petroleum Technology & Development Corporation" [17] [18]. No se menciona el tipo de utilización sea en bombeo alternativo o rotativo, sin embargo viendo las dimensiones de los cuerpos de los tubos, se infiere que podrían haber sido desarrolladas para bombeo convencional alternativo.

La Figura 25 muestra una vista en corte de esta varilla. Mientras que la Figura 26 presenta un detalle de la zona del pin (extremo de conexión con rosca macho). A su vez, las dimensiones principales, así como también sus propiedades mecánicas se presentan en las Tablas 16 y 17.

Algunas características de este elemento son:

- Unión integral. Uno de los extremos presenta rosca macho (pin) y el otro rosca hembra (box). No presentan elementos intermedios (cuplas).
- Conexión con rosca tipo API.
- Las zonas de forja y agarre de llave (cuadrado) presentan un diseño diferente a las varillas API convencionales.
- Diseño especial de la zona de cuello del pin (zona entre la rosca y el hombro de torque). Posiblemente para disminuir la concentración de tensiones.

- Extremos roscados (pin y box) fabricados inicialmente en forma separada, posteriormente unidos al cuerpo tubular mediante soldadura transversal.
- La zona de la conexión presenta mayor diámetro que el cuerpo (no es externamente liso).
- Diámetros pequeños (ver Tabla 16)
- Material con fluencia intermedia (Ver Tabla 17).

Estos elementos es posible que presenten ciertas desventajas que se mencionan a continuación:

- Bajos torques de trabajo puesto que los diámetros y espesores de los cuerpos tubulares son pequeños como también sus propiedades mecánicas. Esto implica una gran limitación en la utilización en bombeo rotativo puesto que son necesarios altos torques de servicio para extraer razonables valores de caudales de petróleo.
- Dificultad en la reutilización puesto que las uniones son integrales. En el caso que se dañe un extremo de la conexión, habría que cortar el extremo y soldar uno nuevo. Por lo anterior es necesario un buen procedimiento y equipo de soldadura en campo.
- Desgaste localizado del tubing por contacto del diámetro exterior del Box de la varilla (Similar al caso de las varillas macizas API).
- Posibles fallas por fatiga y/o corrosión en la zona de la soldadura. Usualmente las zonas soldadas debido a la presencia de impurezas e inhomogeneidad son susceptibles a ataques por corrosión o fallas tempranas por fatiga.

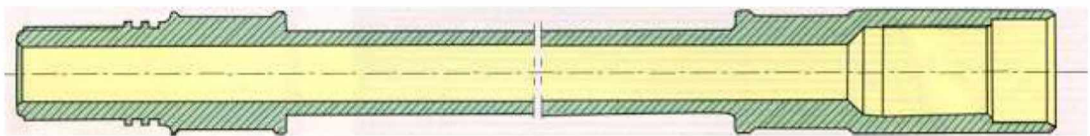


Figura 25: Vista en corte de la varilla hueca china

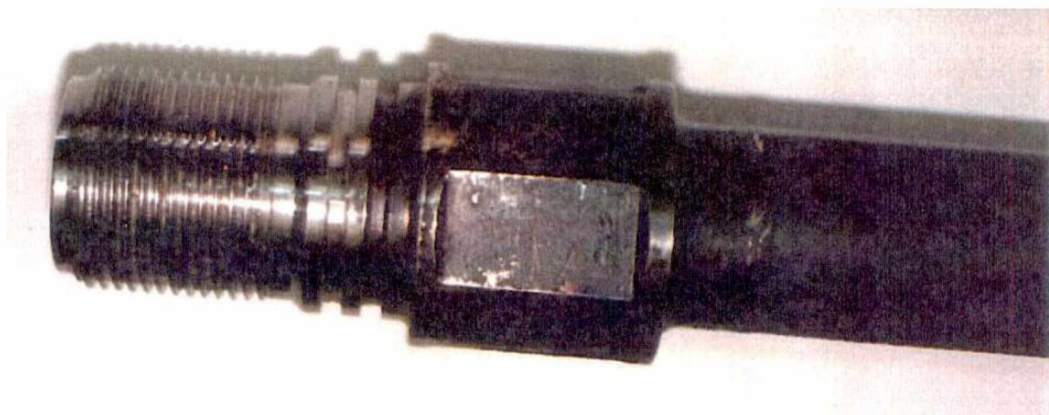


Figura 26: Vista del extremo pin (rosca macho) de la varilla hueca china.

Diámetro exterior del tubo (mm)	Espesor del tubo (mm)	Diámetro exterior de la conexión (mm)
36	5.5 y 6	50
34	5 y 6	

Tabla 16: Dimensiones geométricas de la varilla china.

σ_{ys} , Tensión de fluencia (MPa) [Ksi]	σ_u , Tensión de rotura (MPa) [Ksi]	Elongación (%)	Estricción (%)
Min. 620 [89.9]	750 - 860 [108.75 - 124.7]	Min 10	Min. 48

Tabla 17: Propiedades mecánicas de la varilla china.

5.1.1.2. Varilla Hueca con Rosca Estándar (API)

Se trata de una varilla API con cuerpo tubular en vez de cuerpo macizo. Esta varilla fue desarrollada y patentada por Peleanu Ion y colaboradores, siendo el número de patente WO03036016A1 [19]. En este caso se menciona que el tipo de utilización es para bombeo rotativo.

La Figura 27 muestra una vista general de esta varilla. Se observa que se trata de una conexión cuplada, puesto que ambos extremos de las varillas presentan rosca macho (pin).

A continuación se describen brevemente las principales características de este:

- Unión cuplada. Presentan elementos intermedios (cuplas) para unir los extremos de las varillas.
- Conexión con rosca tipo API
- Las zonas de forja y agarre de llave (cuadrado) presentan un diseño similar a las varillas API convencionales.
- Extremos roscados en la varilla, fabricados inicialmente en forma separada, posteriormente unidos al cuerpo tubular mediante soldadura transversal.
- Similar a las varillas API, la zona de la conexión presenta mayor diámetro que el cuerpo (no es externamente liso).
- Diámetros pequeños.

Las desventajas que presenta este elemento son similares a las de la varilla China mencionada previamente en el ítem anterior, algunas de ellas son:

- Desgaste localizado del tubing por contacto del diámetro exterior del Box de la varilla (Similar al caso de las varillas macizas API).

- Torques de trabajo intermedios puesto que existe una limitación en los tamaños de tubos que podrían soldarse en los extremos. Esto implica cierta limitación en la utilización en bombeo rotativo, puesto que son necesarios altos torques de servicio para extraer razonables valores de caudales de petróleo.
- Posibles fallas por fatiga y/o corrosión en la zona de la soldadura. Usualmente las zonas soldadas debido a la presencia de impurezas e inhomogeneidad son susceptibles a ataques por corrosión o fallas tempranas por fatiga.

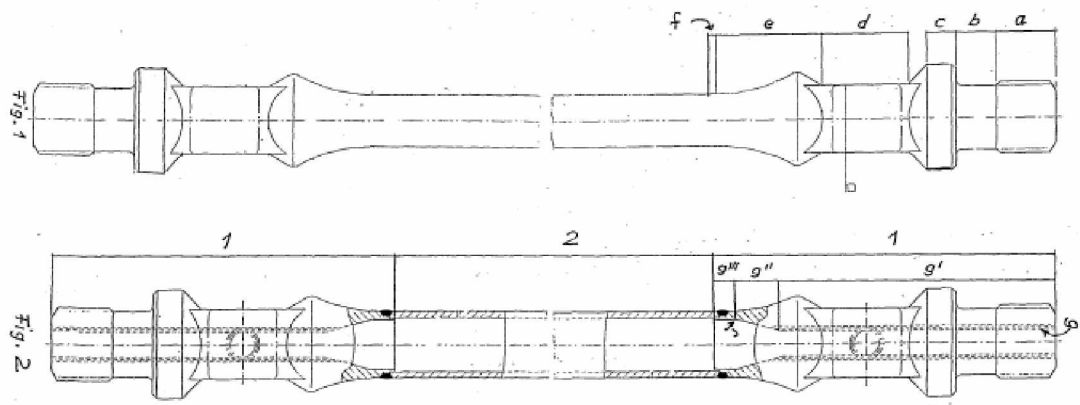


Figura 27: Vista de la varilla API hueca

5.1.2. Características de Conexiones de Otros Productos Petroleros.

Existen varios tipos de conexiones roscadas utilizadas en diferentes productos petroleros tales como: tubos de producción (tubing), tubos camisa (casing) y tubos de perforación (drill pipe). Estos servirán de antecedente para el desarrollo del nuevo elemento. De ellos, los 2 primeros trabajan con cargas esencialmente estáticas, mientras que el 3ro (drill pipe) está sometido a cargas fluctuantes de torsión y cargas compresivas. Cabe recordar que este elemento se utiliza generalmente durante la perforación y es el que transmite la potencia mediante un torque a la herramienta de corte o trepano que se encuentra en uno de sus extremos. Por lo anterior, se estudiará principalmente este producto puesto que tiene un funcionamiento similar al del elemento a desarrollar.

Se analizaron las características geométricas de conexiones utilizadas en casing, tubing y drill pipes. En la Tabla 18 se presenta un detalle de los principales parámetros geométricos de estas conexiones. Mientras que en las Figuras 28 a 33 se presenta la forma de las conexiones con sus respectivos filetes de rosca.

Cabe mencionar que las conexiones convencionales de Tubing y Casing están de acuerdo con los lineamientos de las normas API 5CT [20] y API 5B [21].

Mientras que las conexiones de drill pipe se especifican en las normas API 5DP [22] y API 7-2 [23].

En los casos de Casing y Tubing convencionales, las conexiones son cupladas, sin hombro de torque (zonas de contacto o apoyo cuando se aplica torque). La forma de la rosca es triangular (rosca redonda), con cierta pendiente en los filetes (conicidad o taper), ver Fig. 28. Mientras que en los casos de Casing con rosca buttress, las conexiones son similares a las anteriores, conexión cuplada sin hombro de torque, pero a diferencia de la anterior presenta una rosca trapezoidal no simétrica denominada "buttress" (Fig. 29). Aparte de los casos anteriores, además existe una conexión de Casing con unión integral, denominada "extreme line", la cual presenta una conexión con hombro de torque, rosca trapezoidal simétrica con cierta pendiente (Fig. 30).

Por otro lado, en los casos de los tubos de perforación (drill pipe), las conexiones son integrales con un hombro de torque, siendo la forma de la rosca, triangular (rosca redonda) con cierta pendiente (taper) en los filetes, ver Figs. 31 a 33.

En la Tabla 19 se presentan como antecedentes las dimensiones principales de 2 conexiones de drill pipe API que podrían utilizarse en tubing 2 7/8" y 3 1/2" (parte de los requerimientos de diseño). Sin embargo las mismas presentan varias desventajas similares a las varillas macizas API.

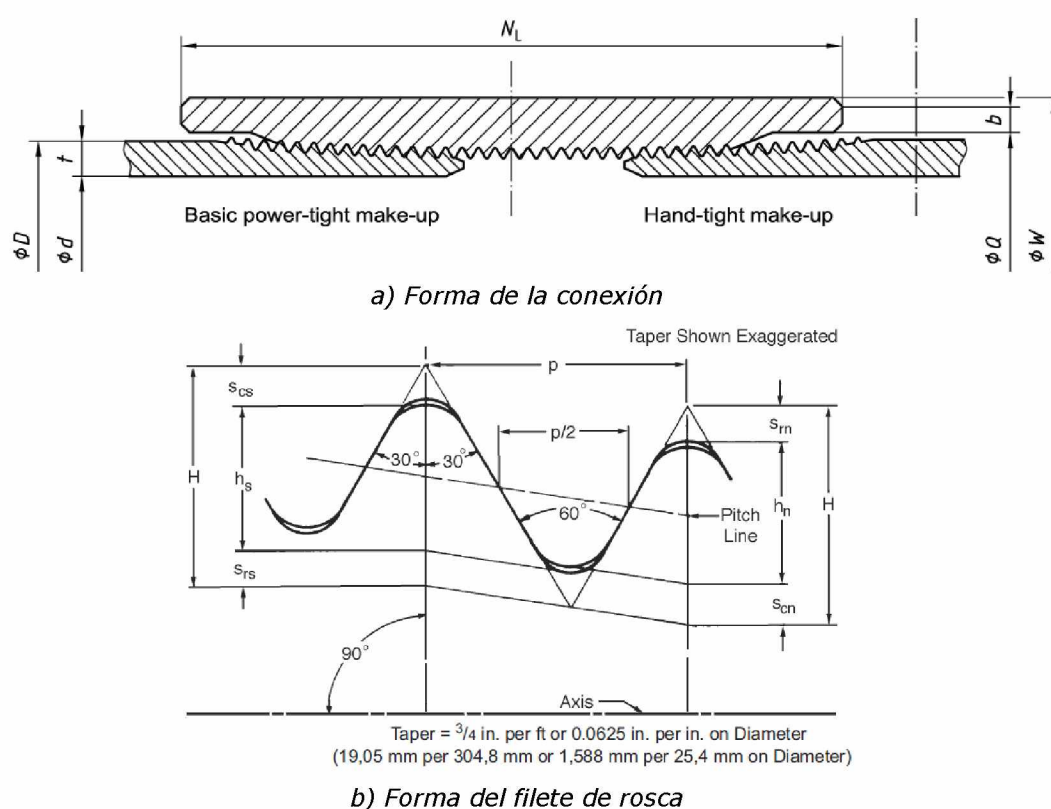
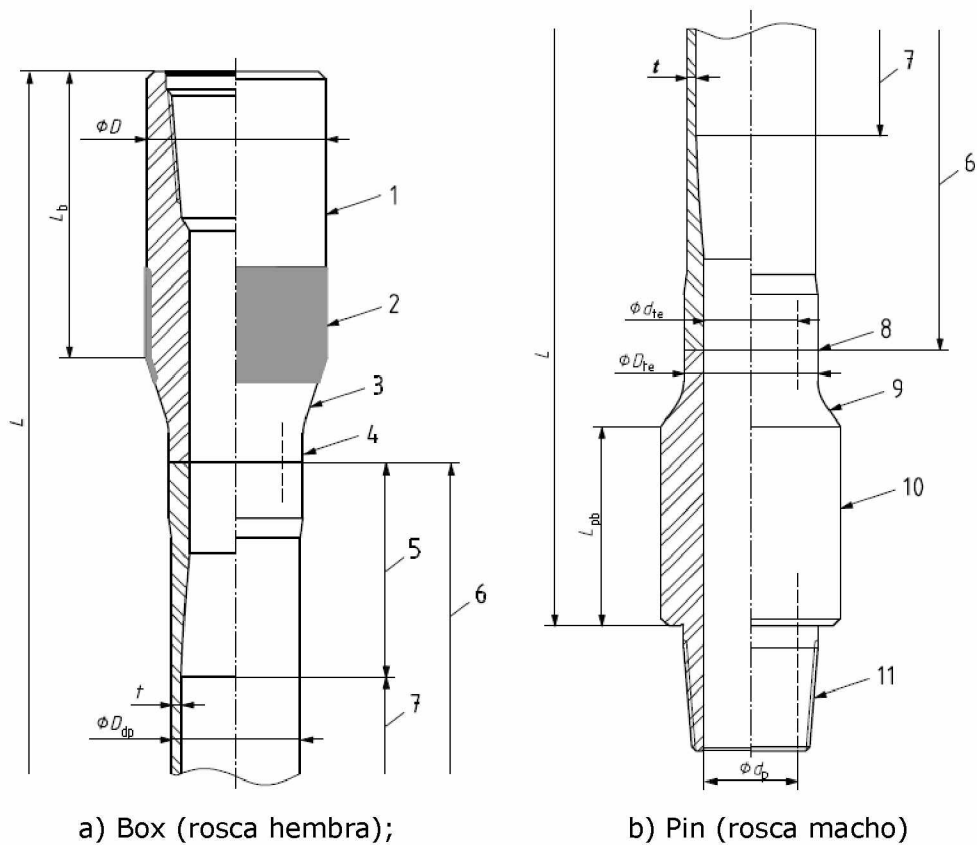


Figura 28: Vista de una conexión típica de Casing y Tubing API con rosca redonda, 8r.



Nota: 4 y 8 son juntas soldadas (Weld joint)

Figura 31: Forma de la conexión típica de tubo de perforación (drill pipe)

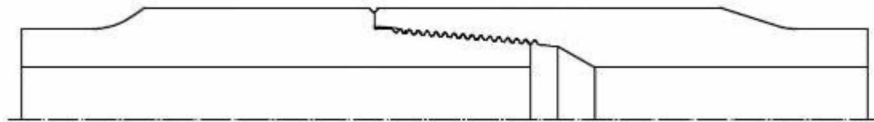


Figura 32: Esquema de conexión típica de tubo de perforación (drill pipe)

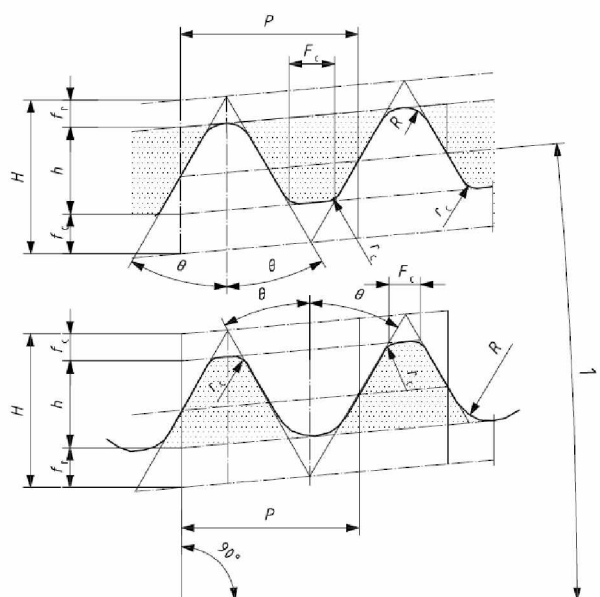


Figura 33: Forma de la rosca de la conexión típica de tubo de perforación (drill pipe)

Nomenclatura: N=Niple T=Tubo C=Cupla

Producto	Rosca						Conexión			
	Forma de rosca	Hilos por pulgada (hpp)	Conicidad Diametral (mm / mm) ***	Altura de filete (mm)	Rosca completa o no	Angulo de flanco de carga (°) **	Forma del conducto interior	Angulo del hombro de torque (°).	Forma exterior de la conexión	Cargas principales
Drill Pipe (API)	Triangular truncada simétrica	4-6	No Diferencial N & T: 0.125-0.25	N & T: 1.42 - 3.75	N & T: Completa	30	Cilíndrico	0	No lisa	Torsión- Tensión- Flexión.
Tubing API 8r	Triangular truncada simétrica	10-6 *	No Diferencial C & T: .0625	1.8	C: Completa T: Completa e incompleta	30	Cilíndrico	No aplicable	No lisa	Tensión –Compresión –Presión interna y externa
Casing API 8r	Triangular truncada simétrica	8	No Diferencial C & T: .0625	1.8	C: Completa T: Completa e incompleta	30	Cilíndrico	No aplicable	No lisa	Tensión –Compresión –Presión interna y externa
Casing API Buttress	Trapezoidal truncada no simétrica	5	No Diferencial C & T: .0625	1.575	C: Completa T: Completa e incompleta	3	Cilíndrico	No aplicable	No lisa	Tensión –Compresión –Presión interna y externa
Casing API Extreme Line	Trapezoidal truncada simétrica	6	No Diferencial C & T: .0625	C: 1.52 T: 1.35	C: Completa T: Completa e incompleta	6	Cilíndrico	0	No lisa	Tensión –Compresión –Presión interna y externa

* Tubo sin recalque. De la medida 1.66" a 3.5": 10 hpp, y de la medida 4" a 4.5": 8 hpp.

** Angulo definido a partir de una perpendicular al eje axial del tubo.

*** Pendiente de la rosca, expresada en incremento de diámetro por unidad de longitud axial.

Tabla 18: Características geométricas de conexiones convencionales de Tubing, Casing y Drill Pipe

Conexión	Diámetro externo del niple y tubo, Devu & Den (mm)	Diámetro interno del niple, Din (mm)	Diámetro del hombro de torque – niple, Dht (mm)	Diámetro del hombro de torque – tubo, Difr (mm)
Drill Pipe (API) NC 13	46.0	23.8	34.8	38.9
Drill Pipe (API) NC 16	54.0	25.4	40.4	44.5

Tabla 19: Dimensiones principales de drill pipes API que podrían utilizarse en Tubing 2 7/8" y 3 1/2" (requerimientos de diseño).

5.2. Diseño

Partiendo de los antecedentes descritos en el ítem anterior y considerando los requerimientos de diseño, se planteó la geometría de la "varilla hueca", la cual consiste de tubos de largo aprox. 10 m, unidos entre si en sus extremos mediante conexiones roscadas (niples).

Con el fin de cubrir una amplia ventana de trabajo (torques hasta 2500 lbft) y utilizarse en tubing 2 7/8" y 3 1/2", se propusieron 3 medidas iniciales de las cuales 1 es externamente lisa, mientras que las otras 2 presentan un leve recalque. Posteriormente se planteó una segunda etapa de desarrollo con el fin de mejorar los diseños iniciales, encarándose 2 nuevas medidas que reemplazan a 2 de los productos iniciales.

Se definieron las solicitaciones principales que actúan en la sarta de varillas. Considerando estas cargas, la geometría y propiedades del material en cada medida propuesta, se determinó principalmente el campo de tensiones en la conexión utilizando un software comercial de elementos finitos [24]. Mediante esta metodología de cálculo se fueron variando los valores de los principales parámetros geométricos de la conexión hasta obtener el diseño óptimo que maximiza el torque de fluencia y la resistencia a la fatiga.

Por último se mencionan las ventajas que presenta este diseño comparado con las varillas macizas convencionales API.

5.2.1. Geometría

El elemento propuesto deberá cumplir con los requerimientos impuestos. Por esa razón, algunas consideraciones que se tuvieron en cuenta fueron:

- *Tubing a utilizar, 2 7/8" y 3 1/2".*
 - Las varillas huecas tendrán un diámetro exterior menor al diámetro interno del tubing. Por tal razón se utilizaron tubos con conexiones de diámetro externo 48.8 y 50 mm para tubing 2 7/8" y 60.6 mm para tubing 3 1/2".
- *Curvatura máxima del pozo (DLS), 15°/30 m.*
 - Se consideró este valor como máximo.
- *Alto torque de fluencia. Torque máximo a transmitir, 2500 ft lb.*
 - Se consideraron 3 medidas con torques de fluencia aproximados de 1000 lbft, 1500 lbft y 2500 lbft respectivamente. Además, se tuvo en cuenta una conexión con interferencias radial en zona de rosca y axial en la zona del hombro de torque.
- *Conexión externamente lisa (external flush) o con leve recalque.*
 - Se propuso una medida sin recalque y 2 con leve recalque en la zona de la conexión.
- *Alta resistencia a la fatiga.*
 - Se propuso un diseño que minimiza las tensiones, particularmente en las zonas sometidas a fatiga. Algunas características del diseño son:

gran sección del cuello del niple e interferencia radial diferencial en la rosca.

- *Alta resistencia a la contra-rotación (backspin).*
 - Se consideraron tubos con alta rigidez torsional con el fin de minimizar la energía acumulada por deformación. También se tuvo en cuenta una conexión con interferencias radial en zona de rosca y axial en la zona del hombro de torque.
- *Facilidad de operaciones de apriete y desapriete de las conexiones (Make & Break) con llaves comunes de campo.*
 - Se propuso una conexión que facilite el apretado en campo (rosca con pendiente radial aprox. 1/20 y 8 hilos por pulgada). El armado se realiza controlando el torque con el fin de utilizar llaves convencionales de campo
- *Alta resistencia al "jump out".*
 - Se tuvo en cuenta un ángulo de hombro de torque negativo, 7°.
- *Sin juntas soldadas.*
 - No presenta uniones soldadas.

Teniendo en cuenta los antecedentes, los requerimientos de diseño y las consideraciones mencionadas previamente, se obtuvo una conexión roscada óptima luego de analizar los diferentes parámetros geométricos de esta tales como: altura de diente o filete, ángulos de los flancos del diente, paso, pendiente de los dientes de rosca (conicidad o taper), ángulo del hombro de torque, diámetros interno y externo, y espesor del tubo o cuerpo de varilla [25] [26] [27]. En la Figura 34 se presenta la geometría de la conexión propuesta.

La conexión está compuesta de extremos tubulares con rosca hembra (box), unidos entre sí mediante un niple central con rosca macho (pin) en sus extremos (Fig. 35).

Las principales características de esta conexión son las siguientes:

- ✚ Diferente pendiente de los dientes de rosca del niple y de la varilla (taper diferencial, Fig. 36), esto con el fin de optimizar la distribución de tensiones a lo largo de la zona roscada, reduciendo los valores de tensiones en la región próxima al 1^{er} filete enganchado del pin, considerada zona crítica.

Con esta configuración se tiene una menor interferencia radial en la zona del 1er filete enganchado del pin y una mayor en la zona del último filete enganchado del mismo.

- ✚ La forma del filete de rosca es trapezoidal no simétrica, con una altura de diente 1 mm y 8 hilos por pulgada, con contacto flanco y cresta (Fig. 37). Este tipo de rosca es la más conveniente para tubos de bajo espesor como es el caso del elemento propuesto "*Varilla Hueca*".

Utilizando esta geometría de rosca, se tiene la cantidad apropiada de filetes completos (aprox. 7), así como también dientes robustos que transmiten las cargas en forma eficiente.

La forma de la rosca es similar a la de API buttress utilizada en Casing, con la diferencia que los dientes del pin y box tienen la misma altura, así como también la pendiente de la rosca "taper radial" es diferente (API buttress: 1/32 y Varilla Hueca: 1/20), esto último con el fin de conseguir un largo de rosca apropiado sin imperfecciones. Cabe mencionar que si la pendiente es pequeña se tendrá una rosca larga lo cual es difícil de fabricar, puesto que aparecen problemas de fabricación tales como el vibrado. Por el contrario, si la pendiente es grande, se tendrá una rosca corta con dientes completos insuficientes

La altura de los dientes es de 1 mm, siendo el más apropiado para pequeños espesores (6.7 mm, 6.8 mm y 8 mm). Además, para facilitar el apretado de la conexión, se eligió una rosca con 8 hpp. Por otro lado, con el fin de aumentar el torque de servicio se optó por un filete con contacto flanco y cresta así como también con interferencia radial.

- ✚ Un hombro de torque externo con ángulo negativo, 7° (Fig. 38). Este diseño brinda a la conexión buena resistencia a la separación de la conexión en dos partes a lo largo de su generatriz, fenómeno conocido como "jump out". Asimismo, incrementa el torque de servicio.
- ✚ Niple con un conducto interno cónico-cilíndrico (Fig. 39). Esto permite la inyección de diferentes fluidos por el interior de la varilla hueca (agua caliente, vapor, inhibidores de corrosión, etc.), producción de petróleo o introducción de elementos (sensores, etc.).

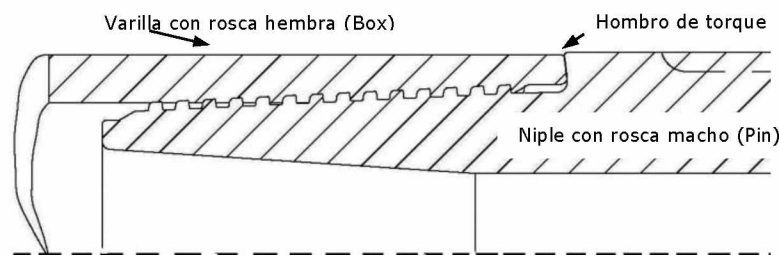


Figura 34: Geometría de la conexión

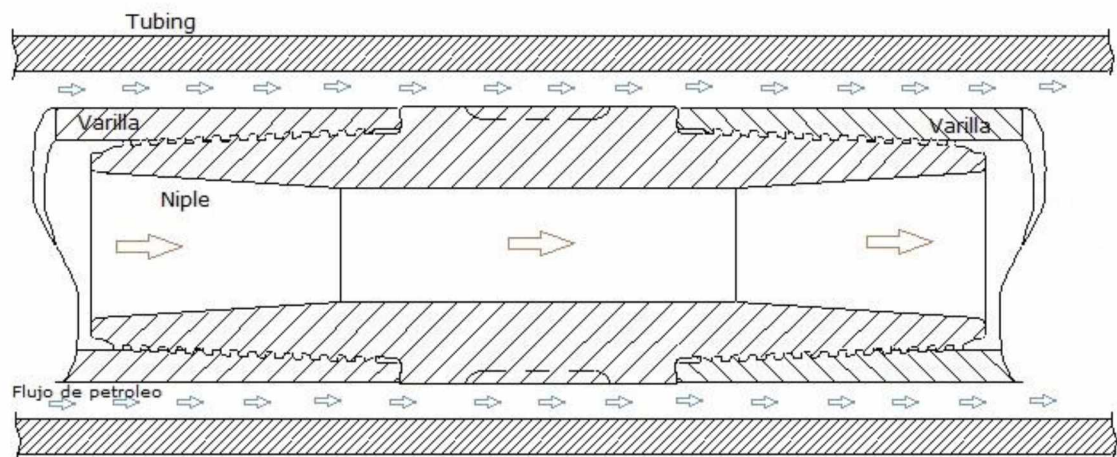


Figura 35: Conexión de Varilla Hueca.

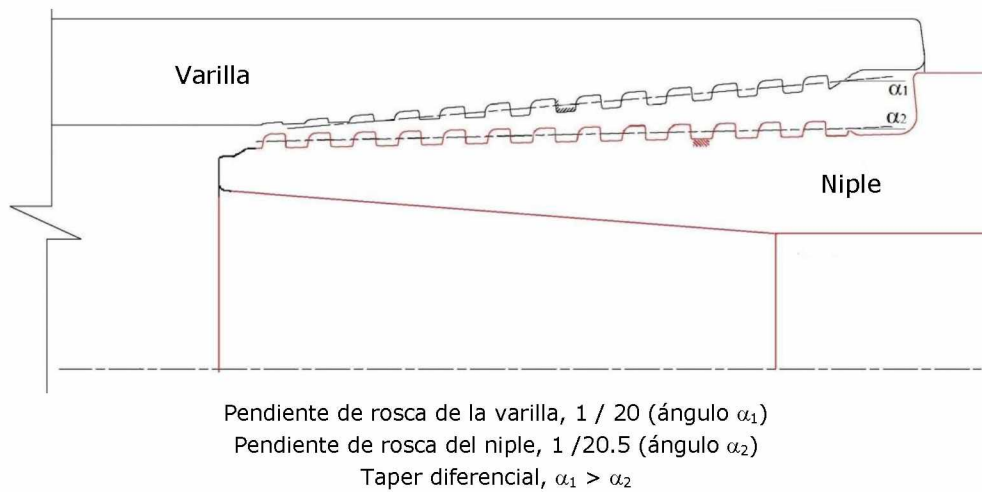


Figura 36: Esquema de las diferentes pendientes de rosca de la varilla y niple (taper diferencial).

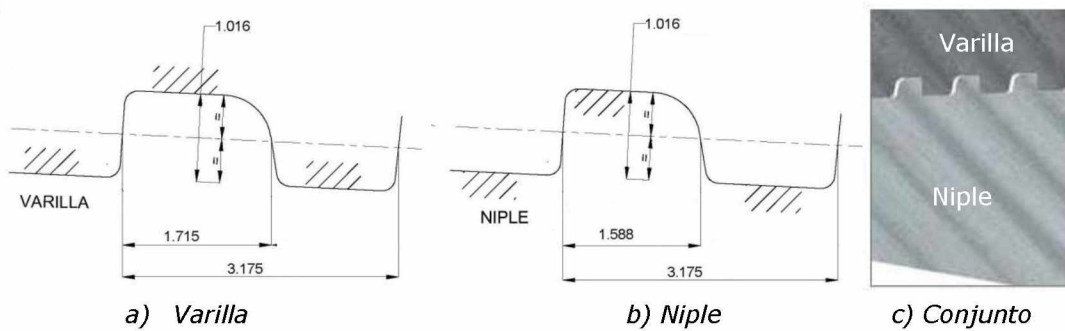


Figura 37: Detalle de los filetes de rosca.

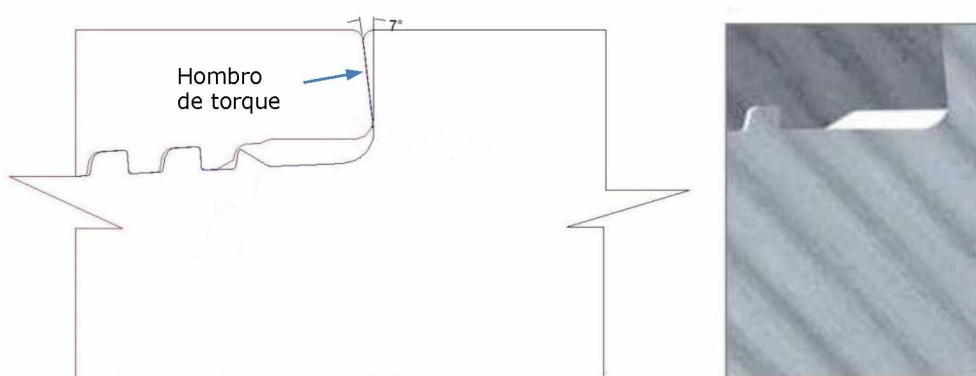


Figura 38: Detalle del hombro de torque

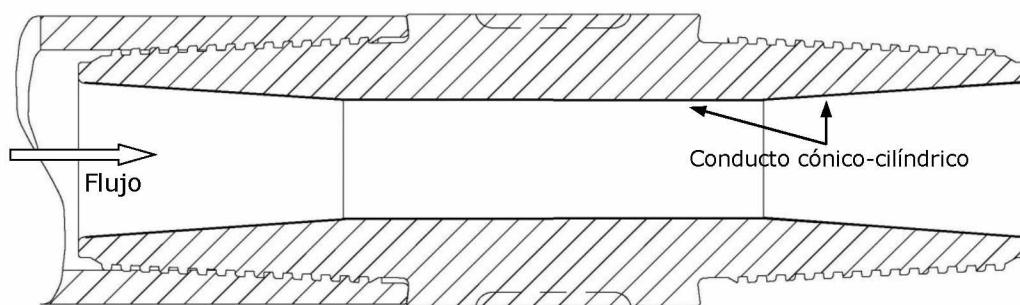


Figura 39: Detalle del conducto interno cónico-cilíndrico que facilita el flujo de fluidos por el interior.

Luego de analizar los resultados experimentales de laboratorio y de pruebas en pozos petroleros de la 1ra familia de varillas huecas, se consideró una segunda etapa de desarrollo teniendo en cuenta ciertas mejoras en el diseño (Figs. 40-42) [28] [29] [30], las cuales fueron:

- Un sello interno en los extremos del niple, el cual evita el fenómeno de corrosión-erosión cuando fluidos tales como petróleo conteniendo partículas pesadas (arena) circulan por el interior de la varilla hueca (Fig. 40).

En el diseño original se forma una recámara en la zona del extremo del niple y los últimos filetes de rosca de la varilla (zona A). En este lugar se acumulan partículas y se generan vórtices que favorecen el fenómeno de erosión corrosión, produciendo una reducción del espesor del tubo, inclusive hasta la fractura. Fallas de este tipo se reportaron en las pruebas en pozo.

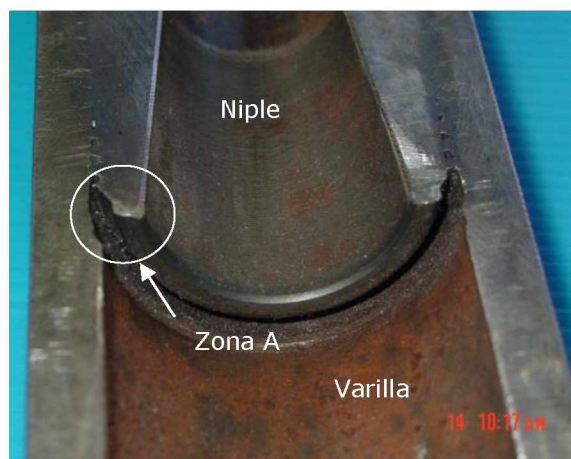
- Alta interferencia radial en la rosca, lo cual incrementa el torque de fluencia de la conexión (Figs. 41 y 42). No obstante, una reducción en la resistencia a fatiga podría ocurrir.

El diseño original presenta una interferencia radial intermedia en la zona de rosca. Esto se puede expresar mediante el parámetro denominado "tiraje de la conexión", siendo la distancia de separación del hombro de torque del niple y extremo de la varilla cuando la conexión es apretada a mano (Fig. 42 a). Como referencia, en el caso del diseño original el tiraje es aproximadamente 0.8 mm.

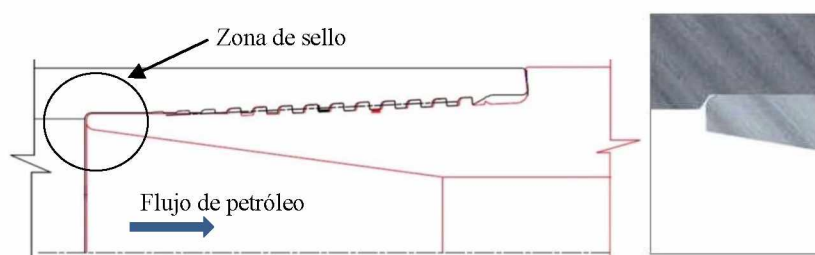
En el caso del diseño mejorado, la interferencia radial expresada mediante el tiraje es de aproximadamente 2 mm (Fig. 42 b). Esto origina mayores esfuerzos radiales en la zona de la rosca, ocasionando un aumento del torque resistente en dicha zona, dando como resultado un mayor torque de fluencia de la conexión. De esta manera es posible incrementar el torque de fluencia hasta inclusive 500 lbft, obteniéndose una conexión externamente lisa con un torque de fluencia de 1500 lbft. Sin embargo, debido al incremento de esfuerzos radiales en la zona de rosca, es posible que las tensiones se incrementen y que la resistencia

a la fatiga se reduzca, no obstante este valor podría ser aceptable, cumpliendo los requerimientos impuestos.

Este diseño mejorado es un candidato para reemplazar a la 2da medida de varillas huecas que tiene un leve recalque en la zona de la conexión. Esta última presenta ciertas desventajas tales como: fabricación compleja y costosa y poco margen de reutilización (una vez que se daña la conexión de la varilla se descartan).

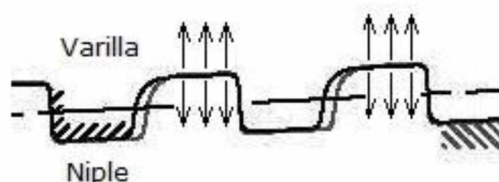


a) Fenómeno de erosión-corrosión en la Zona A, observado en el diseño original.



b) Propuesta de mejora de la Zona A (sello interno) con el fin de evitar la erosión-corrosión

Figura 40: Sello interno en el extremo del niple.



Detalle de las fuerzas debido a la interferencia radial en rosca.

- Ocurren cargas de compresión en el valle de rosca de la varilla (similar a una presión interna)
- Se producen cargas de compresión en la cresta de rosca del niple (similar a una presión externa)

Figura 41: Esquema de los esfuerzos que se producen debido a la interferencia radial en la zona de rosca.

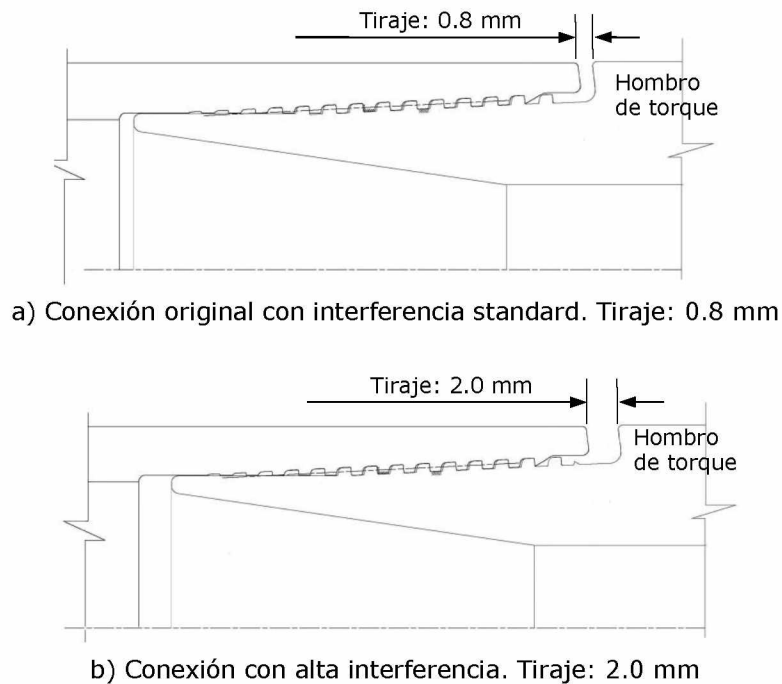


Figura 42: Conexión con alta interferencia radial en la zona de rosca, comparación con la conexión original.

5.2.2. Familia de Varillas de Bombeo Huecas

Se propuso una familia inicial de varillas huecas que consta de 3 medidas, 2 de ellas a utilizarse en Tubing $\geq 2 \frac{7}{8}$ " y 1 en Tubing $\geq 3 \frac{1}{2}$ ". Todas ellas fueron desarrolladas de acuerdo a los requerimientos impuestos, contemplándose una gama de medidas con diferentes torques de trabajo con el fin de acceder a una ventana amplia de cargas de servicio (Hasta 2500 lbft). En esta familia, una medida es externamente lisa mientras que las otras dos presentan un leve recalque exterior en la zona de la conexión.

Como 2da etapa, teniendo en cuenta los resultados experimentales de laboratorio como así también los inconvenientes observados en las pruebas de campo y en la fabricación de la familia inicial, se propusieron mejoras en el diseño original, planteando 2 nuevas medidas que presentan mejor comportamiento, las cuales reemplazarán a dos medidas de la familia original. Cabe resaltar que durante la fabricación se detectaron ciertas dificultades, particularmente en el conformado del recalque.

Las medidas propuestas fueron:

Familia inicial (1ra etapa):

- VBH #1: HolloRod™ 1000 ². Elemento externamente liso (external flush), VBH 48x6 EF, apto para tubing $2 \frac{7}{8}$ ".

² HolloRod™, is a trademark of TENARIS

Diámetro externo, De: 48.8 mm; espesor, t: 6.7 mm.

Torque de fluencia, $M_{t_{ys}} = 1356 \text{ Nm}$ (1000 lbft).

Esta varilla fue reemplazada por la VBH #4.

- VBH #2: HolloRod™ 1500. Elemento con un leve recalque exterior, VBH 42x5 Rec. 50, apto para tubing 2 7/8".

Geometría cuerpo

De: 42.2 mm

t: 5 mm

Geometría zona recalque (conexión)

De_rec: 50 mm

t_rec: 6.8 mm

Torque de fluencia, $M_{t_{ys}} = 2034 \text{ Nm}$ (1500 lbft).

Esta varilla fue reemplazada por la VBH #5.

- VBH #3: HolloRod™ 2500. Elemento con un leve recalque exterior, VBH 48x6 Rec. 60, apto para tubing 3 1/2".

Geometría cuerpo

De: 48.8 mm

t: 6.7 mm

Geometría zona recalque (conexión)

De_rec: 60.6 mm

t_rec: 8 mm

Torque de fluencia, $M_{t_{ys}} = 3390 \text{ Nm}$ (2500 lbft).

2^{da} etapa (Mejoras de diseño):

- VBH #4: HolloRod™ 1000 IF. Elemento externamente liso (external flush), VBH 48x6 EF con niple modificado, apto para tubing 2 7/8".

Diámetro externo, De: 48.8 mm; espesor, t: 6.7 mm.

Torque de fluencia, $M_{t_{ys}} = 1356 \text{ Nm}$ (1000 lbft).

Este elemento presenta un sello interno, siendo una mejora de la VBH #1 (ver ítems previos).

Reemplaza a la VBH #1.

- VBH #5: HolloRod™ 1500 F. Elemento externamente liso (external flush), VBH 48x6 EF con niple modificado y alta interferencia radial de rosca, apto para tubing 2 7/8".

Diámetro externo, De: 48.8 mm; espesor, t: 6.7 mm.

Torque de fluencia, $M_{t_{ys}} = 2034 \text{ Nm}$ (1500 lbft).

Este elemento presenta un sello interno y alta interferencia radial de rosca, siendo una mejora de la VBH #1 y #2 (ver ítems previos).

Reemplaza a la VBH #2.

Un resumen de las varillas huecas de la familia original y mejorada se presentan en la Tabla 20

Las Figuras 43 a 45 muestran las geometrías de las conexiones de VBH #1, #2 y #3 con sus dimensiones principales. Se observa en las 2 últimas las zonas recaladas en los extremos de las varillas. Por otro lado, la Figura 46 presenta la geometría de los diseños con mejoras, VBH #4 y #5.

La Figura 47 presenta esquemas de las conexiones armadas de la familia original de varilla huecas. En forma similar, la Figura 48 muestra los casos de los diseños mejorados.

Principales Características	Familia Original			Mejoras en el Diseño	
	VBH #1 (48x6 EF)	VBH #2 (42x5 Rec.50)	VBH #3 (48x6 Rec.60)	VBH #4 (48x6 EF, Niple modificado)	VBH #5 (48x6 EF, Niple modif. y alta interf.)
Con recalque	NO	SI	SI	NO	NO
Para Tubing	2 7/8"	2 7/8"	3 1/2"	2 7/8"	2 7/8"
Diam. externo de varilla (mm)	48.8	42.2	48.8	48.8	48.8
Espesor de varilla (mm)	6.7	5.0	6.7	6.7	6.7
Diam. externo de recalque (mm)	-	50	60.6	-	-
Espesor de recalque (mm)	-	6.8	8.0	-	-
Reemplaza a	-	-	-	VBH #1	VBH #2
Torque de fluencia (Lbft)	1000	1500	2500	1000	1500
Interferencia radial	Normal	Normal	Normal	Normal	Alta

Tabla 20: Principales características de las Varillas Huecas de la familia original y diseños mejorados.

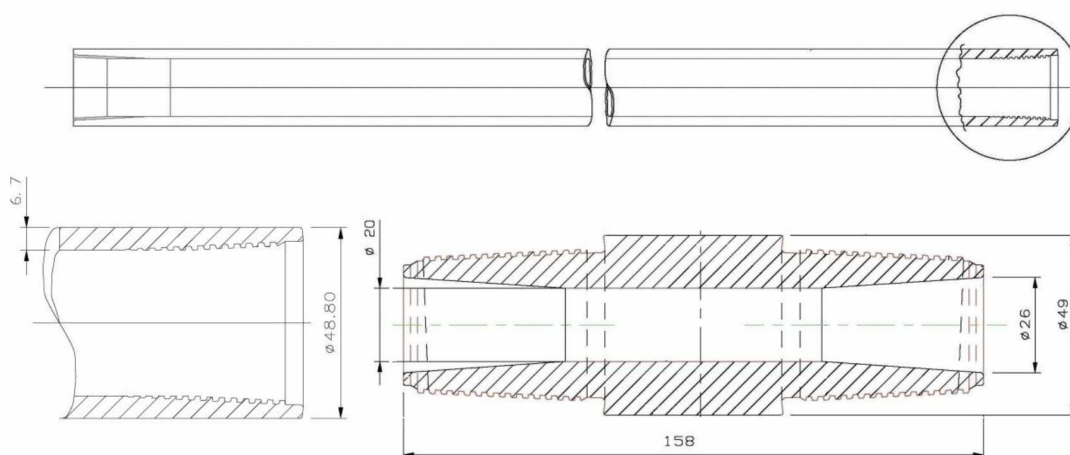


Figura 43: Conexión de VBH #1 (HolloRod™ 1000). Varilla hueca 48x6 externamente liso, sin recalque.

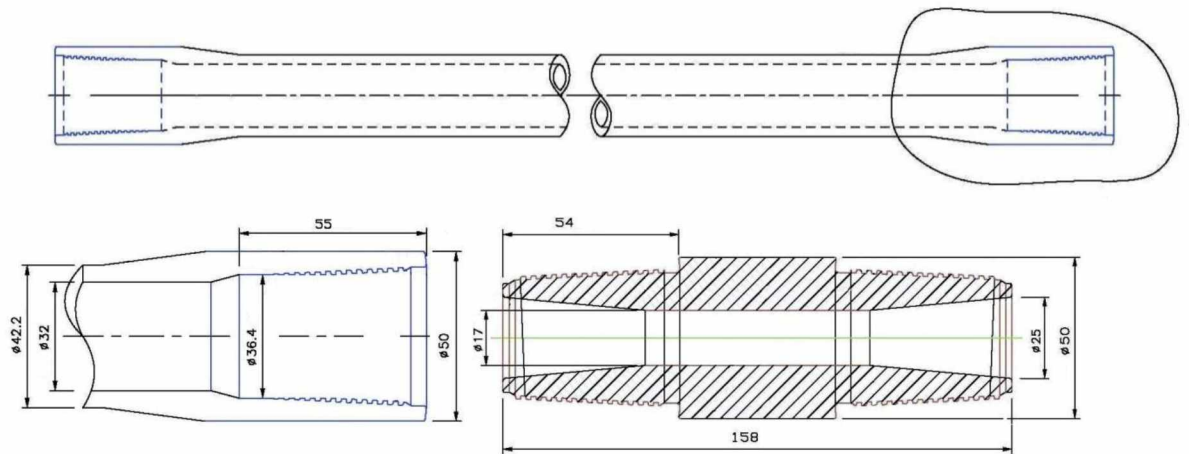


Figura 44: Conexión de VBH #2 (HolloRod™ 1500). Varilla Hueca 42x5 Rec. 50.

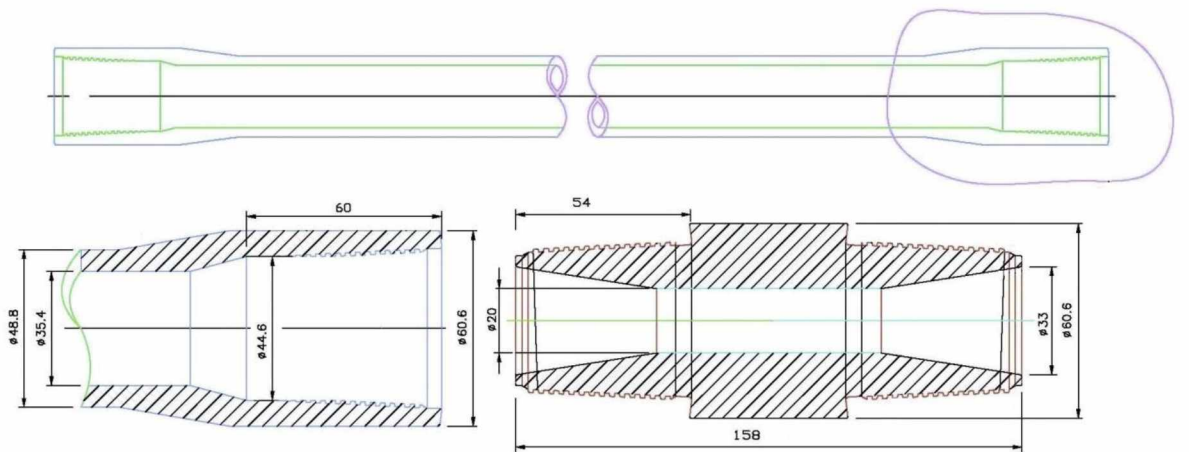


Figura 45: Conexión de VBH #3 (HolloRod™ 2500). Varilla Hueca 48x6 Rec. 60.

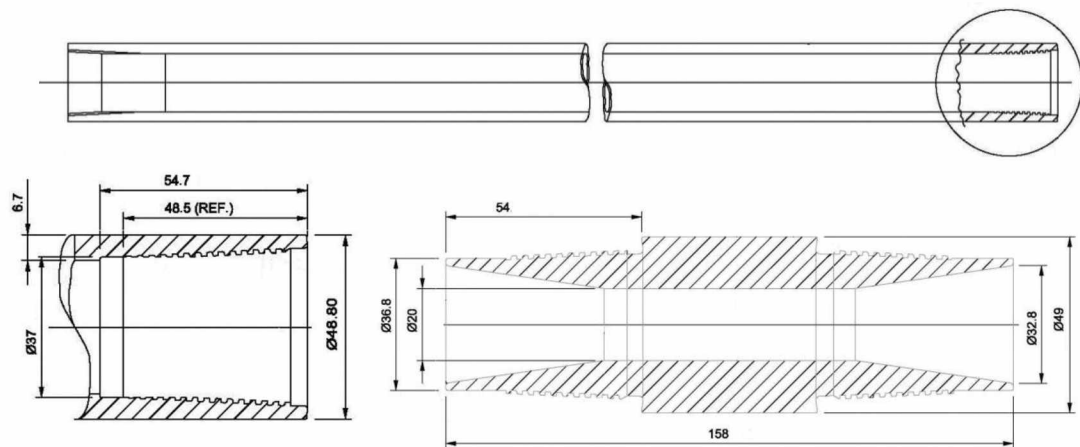


Figura 46: Conexión de VBH #4 (HolloRod™ 1000 IF) y VBH #5 (HolloRod™ 1000 F). Varilla hueca 48x6, externamente liso, con niple modificado y alta interferencia radial en rosca.



a) VBH #1 (48x6 externamente liso)



b) VBH #2 (42x5 Rec. 50 mm)



c) VBH #3 (48x6 Rec. 60 mm)

Figura 47: Familia Original de Varillas Huecas (VBH # 1, #2 y #3). Primera etapa de diseño.



a) VBH #4 (48x6 liso externamente con niple mejorado). Niple con sello interno



b) VBH #5 (48x6 liso externamente con niple mejorado). Niple con sello interno y alta interferencia radial en la zona de rosca.

Figura 48: Varillas Huecas Mejoradas (VBH # 4 y #5). 2da etapa de diseño

5.2.3. Cargas Aplicadas

Las varillas de bombeo cuando trabajan en bombeo rotativo (sistemas PCP), son sometidas a diferentes sollicitaciones, siendo algunas de ellas estáticas y otras fluctuantes.

Las principales cargas aplicadas que se observan en funcionamiento y se consideraron en el desarrollo del elemento propuesto son las siguientes (Fig. 49):

- Torsión (Torque transmitido). Es la carga torsional generada por el motor que se encuentra ubicado en la parte superior del pozo (boca de pozo). Mediante esta carga se transmite la potencia desde el motor hasta la bomba PCP ubicada en el fondo del pozo. Generalmente esta carga se considera estática, puesto que una vez que entra en régimen la misma tiene leve variación considerada despreciable, excepto durante el arranque o la parada del motor.

- Tensión. Es la carga axial debido al peso de la columna y fluido contenido entre tubing y varilla. Se considera como carga estática, puesto que no hay apreciable variación en ella.

Se consideraron 2 casos presentes de estado de cargas axiales en las conexiones de una sarta de varillas, estas fueron (Fig. 49):

- Varilla en Boca de Pozo (VBP). Conexión ubicada en la zona próxima a la boca del pozo de petróleo. En este caso, toda la carga axial debido al peso de la columna como del fluido contenido es aplicada en la conexión.
- Varilla en Fondo de Pozo (VFP). Conexión ubicada en el fondo del pozo de petrolero, próxima a la bomba. En esta situación, la conexión es sometida a una carga axial prácticamente nula (se asume un valor cero), puesto que no hay parte de columna por debajo de ella, por lo que el efecto del peso es insignificante.

- Flexión por Curvatura de Pozo. Es una carga fluctuante que aparece cuando los pozos no son rectos y presentan cierta curvatura. Se produce como consecuencia de la rotación y flexión en simultaneo de la varilla, lo cual es similar a lo que ocurre en una probeta de laboratorio cuando es sometida a fatiga por flexión rotativa, ver Figura 50 [31] [32] [33].

Cuando un punto del perímetro de la varilla se encuentra próxima a la parte cóncava de la curvatura, presenta tensiones positivas (punto a), correspondiéndole la máxima tensión axial de tracción. Al rotar la varilla media vuelta, este punto se ubica en la parte convexa de la curvatura (punto b), presentando la máxima tensión de compresión de similar valor absoluto que el anterior (ver Fig. 51). De esa manera, la tensión oscila entre valores de tracción y compresión con una relación entre

carga mínima y máxima, $R_b = \sigma_{\min} / \sigma_{\max} = -1$, produciéndose un ciclo de oscilación cuando se completa una vuelta (Fig. 51c).

La curvatura del pozo se expresa habitualmente mediante el parámetro, denominado "*severidad de pata de perro*", DLS (dog leg severity), siendo sus unidades $^{\circ}/30 \text{ m}$. Este parámetro indica el ángulo de deflexión que presentan dos secciones del tubo ubicadas a 30 m (100 ft) entre sí, ver Fig. 52 [34].

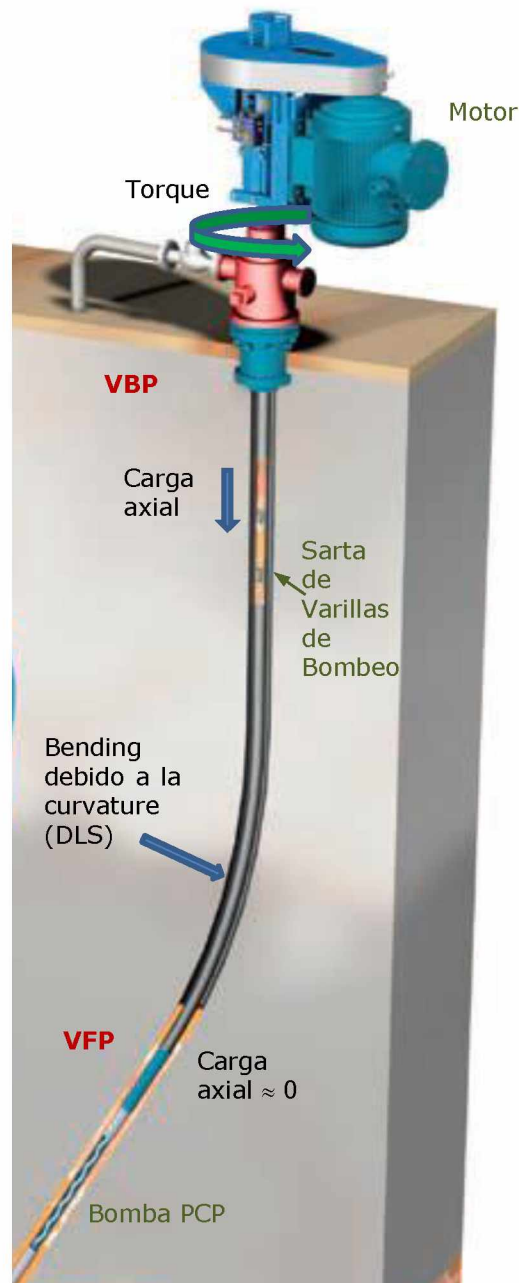


Figura 49: Cargas Aplicadas en la Columna de Varillas de Bombeo

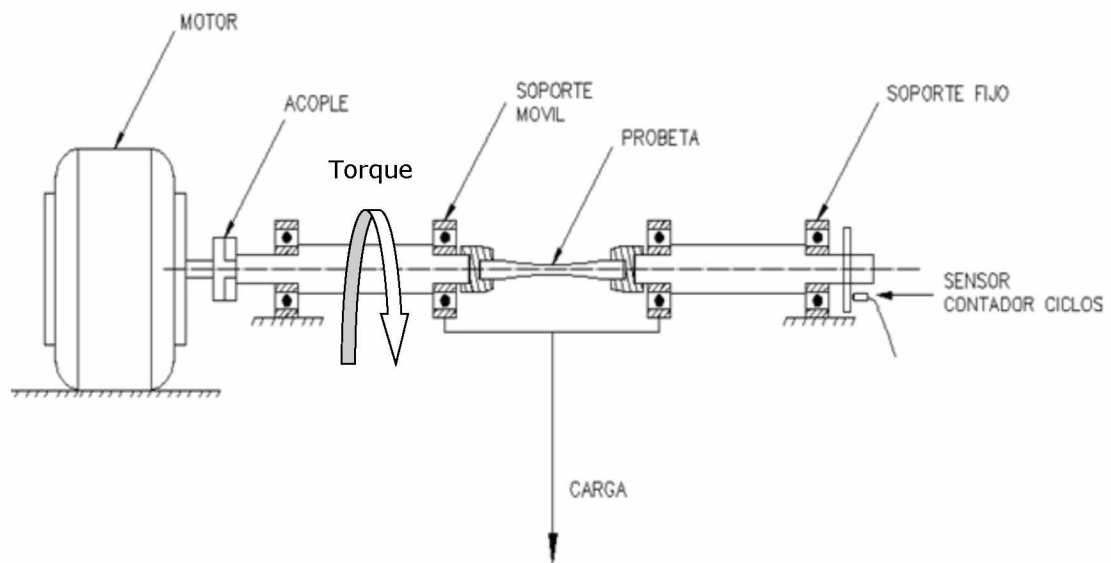


Figura 50: Probeta típica de fatiga por flexión rotativa durante un ensayo de laboratorio.

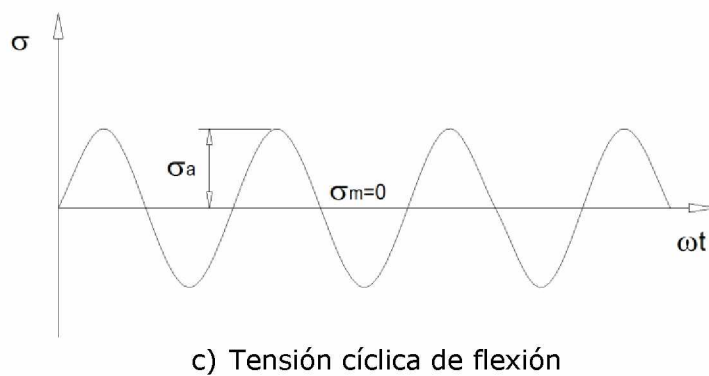
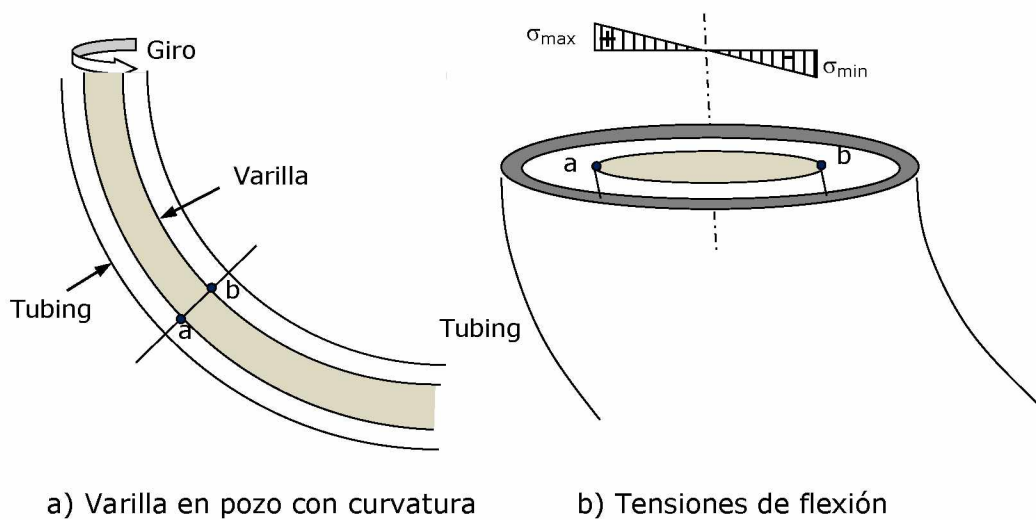


Figura 51: Tensiones cíclicas de flexión en un pozo con curvatura.

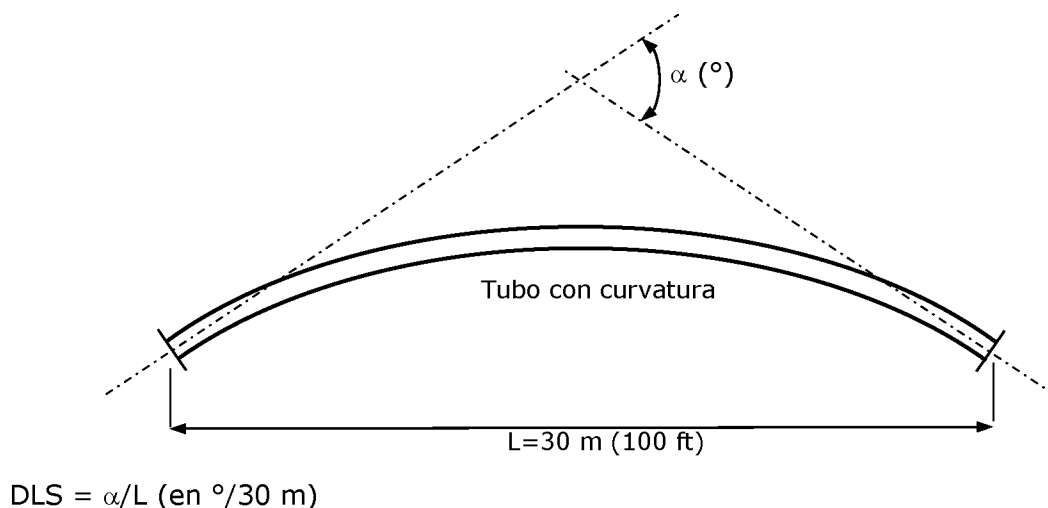


Figura 52: Croquis mostrando la definición del parámetro de curvatura "severidad de pata de perro", DLS.

5.2.4. Modelado por Elementos Finitos

En los ítems y capítulos previos se describieron las geometrías de las medidas propuestas de varillas huecas, las solicitaciones principales aplicadas en la columna de varillas y las propiedades mecánicas del material (tensión de fluencia y rotura). Teniendo en cuenta estas variables en cada medida planteada, se determinó el campo de tensiones y deformaciones tanto en la conexión como en el cuerpo de varilla [29] [30], utilizando un modelo 3D de elementos finitos desarrollado mediante el software comercial "Abaqus" [24].

Se aplicaron diferentes situaciones de carga tales como:

- Solo condición de armado (torque de apretado).
- Torque de apretado y solicitaciones externas (carga axial, torque aplicado y flexión debido a curvatura de pozo).

En todas ellas se determinaron las tensiones y deformaciones considerando casos de varillas en boca de pozo y fondo de pozo (ver ítem previo), siendo la condición más severa desde el punto de vista tensional el caso de varilla en boca de pozo (varilla con máxima carga axial).

Los campos de tensiones y deformaciones determinados fueron: Tensión efectiva "Von Mises", tensión axial y deformación plástica efectiva.

El modelo numérico considera las siguientes características:

- Geometría 3D considerando medio niple y una varilla de largo 1000 mm. La Figura 53 muestra un ejemplo de las partes sólidas de la conexión.
- Rosca simplificada (filete de rosca similar a aros cilíndricos en vez de una forma helicoidal).
- Valores nominales para todos los parámetros geométricos (pendiente de rosca, dimensiones del diente, diámetros, largos, etc.)

- Formulación no lineal de la geometría y del material, teniendo en cuenta grandes desplazamientos/rotaciones y deformaciones.
- Material con comportamiento bilineal elástico-plástico, endurecimiento isotrópico y propiedades de tracción mínimas especificadas. En todo los casos, el material tanto para el niple como para la varilla fue un acero AISI 1023 con una tensión de fluencia mínima de 960 MPa
- Superficies de contacto para evitar interpenetración entre niple y varilla, particularmente en las zonas de hombro de torque y rosca.
- La secuencia de carga fue la siguiente: Torque de apretado (Make-up), torsión, sollicitación axial y finalmente cargas de flexión. La carga axial se mantuvo vertical durante la aplicación de flexión. La Tabla 21 muestra un resumen de las cargas aplicadas para cada medida.

Debido a que el modelo considera un perfil de rosca simplificado y no helicoidal, se impuso una condición de desplazamiento relativo nulo entre niple y varilla durante aplicación de la carga de torsión. Con esta finalidad, se asumió un alto coeficiente de fricción entre las superficies de contacto.

La Figura 54 presenta la malla de elementos finitos correspondiente a la conexión de VBH #4 (VBH 48x6 externamente liso con niple mejorado)



Figura 53: Partes solidas de la conexión: Niple y varilla de la VBH #4 (48x6 externamente liso con niple mejorado)

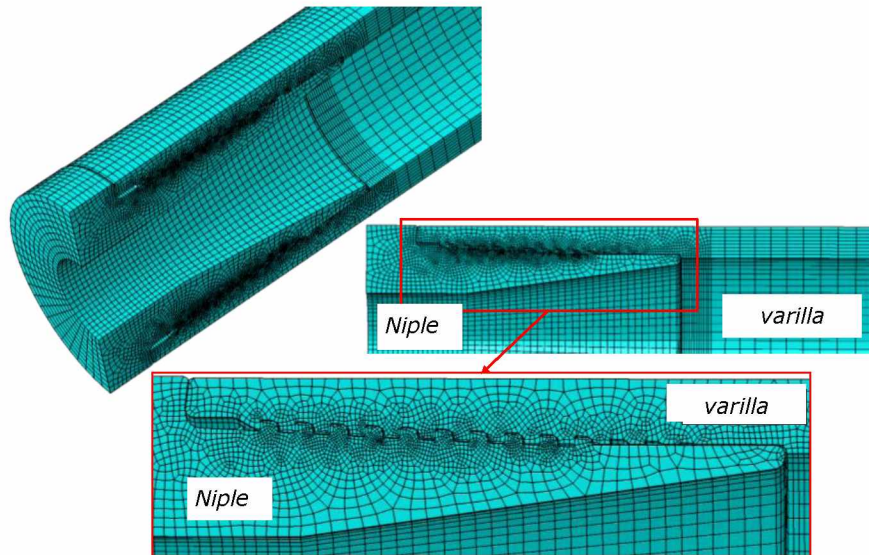


Figura 54: Malla de elementos finitos correspondiente a la conexión de VBH #4, (VBH 48x6 externamente liso con niple mejorado)

Varilla Hueca	Cargas Aplicadas		
	Torque (Nm) [lb-ft]	Carga axial (kN)	Flexión, DLS (°/30 m)
VBH #1 (48x6 externamente liso)	1492 [1100]	200	15
VBH #2 (42x5 Rec.50)	2034 [1500]	135	15
VBH #3 (48x6 Rec.60)	3390 [2500]	200	15
VBH #4 (48x6 externamente liso y niple mod.)	1492 [1100]	200	15
VBH #5 (48x6 externamente liso, niple mod. y alta interf. Radial en rosca)	2034 [1500]	200	15

Tabla 21: Cargas aplicadas.

Las Figuras 55 a 57 muestran los resultados de los campos de tensiones de Von Mises, tensiones axiales y deformación plástica efectiva correspondientes a las VBH #3 (HolloRod™ 2500) cuando todas las cargas fueron aplicadas (apretado, torsión, tensión y flexión). Similarmente, las Figuras 58 y 60 presentan estos campos de tensiones y deformaciones para la VBH #4 (HolloRod™ 1000 IF).

Una comparación de tensiones de Von Mises y deformaciones para las conexiones de VBH #4 y #5 (casos con intermedia y alta interferencia radial de rosca) se presentan en las Figuras 61 y 62, observándose altas tensiones en la zona de la rosca para el caso de alta interferencia radial (VBH #5).

Cabe mencionar que se detectaron 3 zonas críticas en la conexión (Fig. 61), siendo ellas:

- Zona 1:** Ultimo filete enganchado de la varilla, radio de empalme del valle y flanco de carga. Es la zona crítica desde el punto de vista de tensiones y deformaciones.
- Zona 2:** Primer filete enganchado del niple, radio de empalme del valle y flanco de carga. Es la 2da región más tensionada en la conexión.
- Zona 3:** Radio de empalme entre el undercut (desahogo) y el hombro de torque. Esta zona es la tercera región más tensionada.

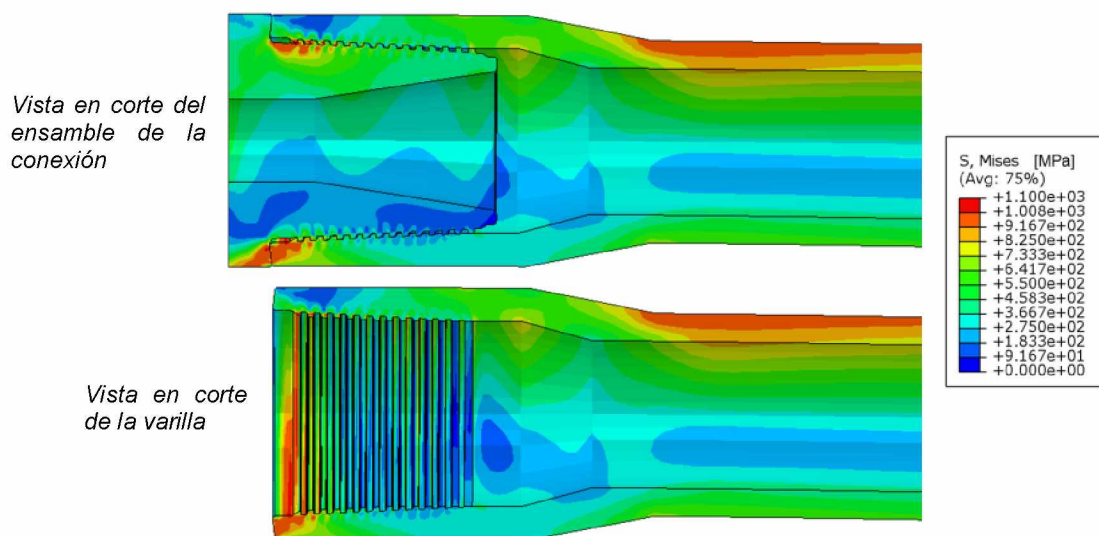


Figura 55: Tensiones de Von Mises de la VBH #3 (48x6 Rec. 60 mm)

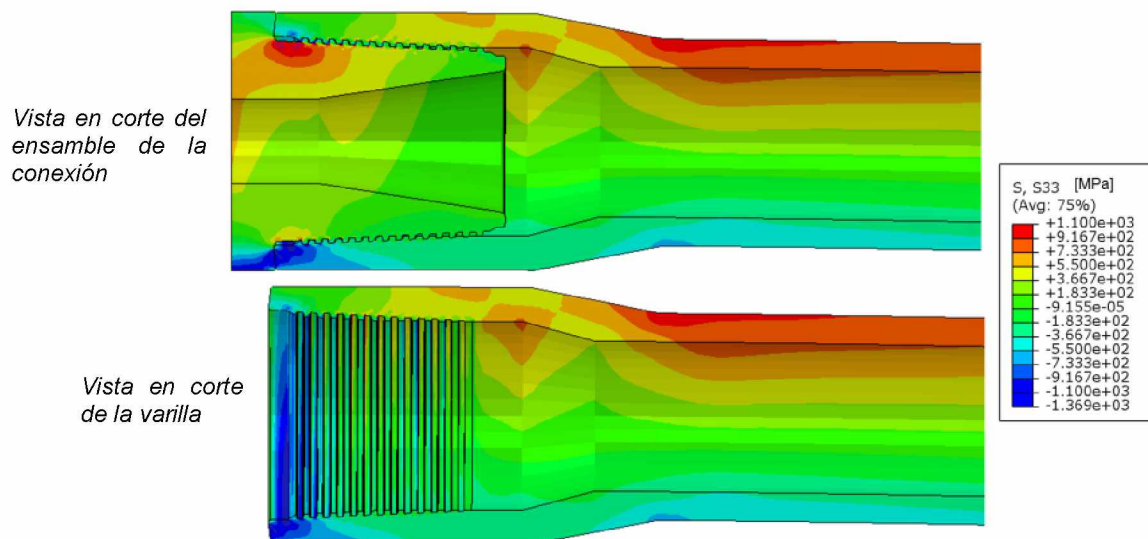


Figura 56: Tensiones axiales de la VBH #3 (48x6 Rec. 60 mm)

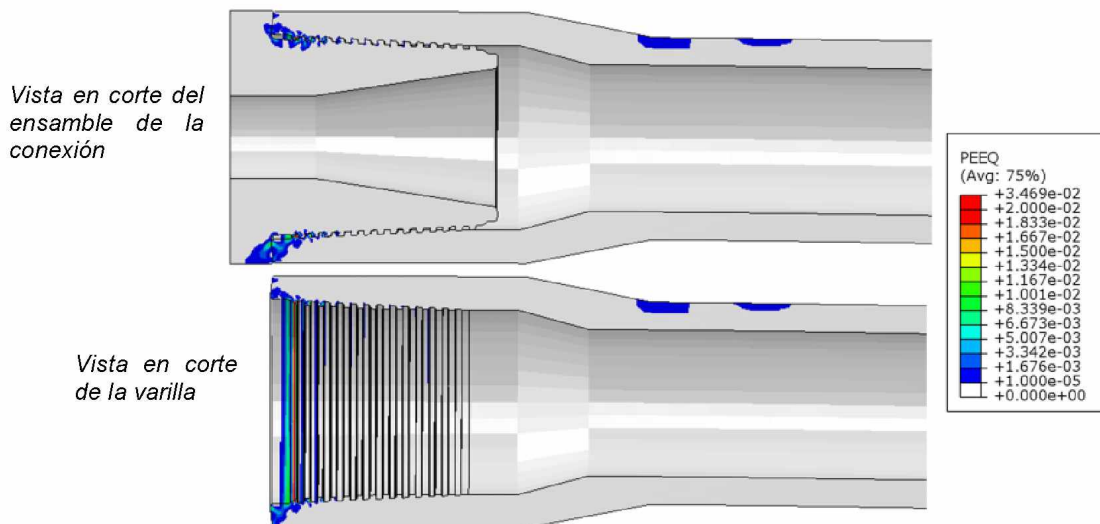


Figura 57: Deformaciones plásticas efectivas de la VBH #3 (48x6 Rec. 60 mm)

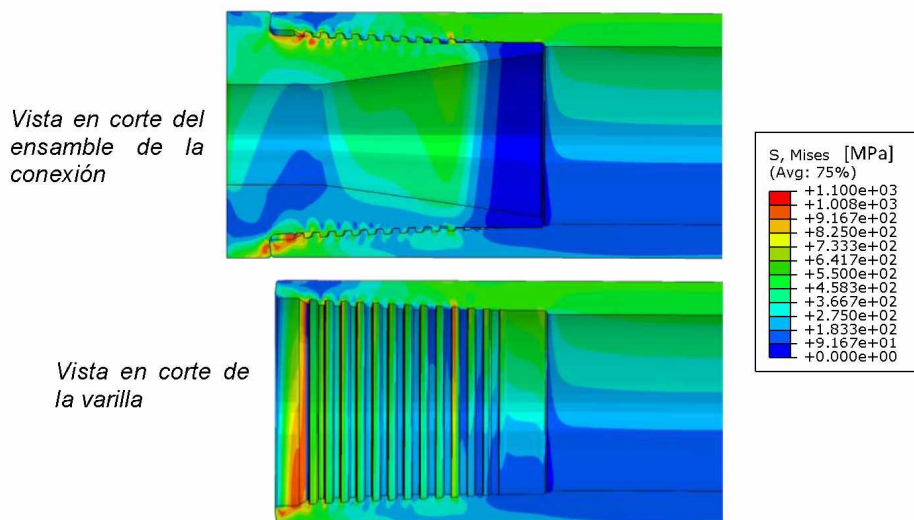


Figura 58: Tensiones de Von Mises de la VBH #4 (48x6 externamente liso con niple mejorado)

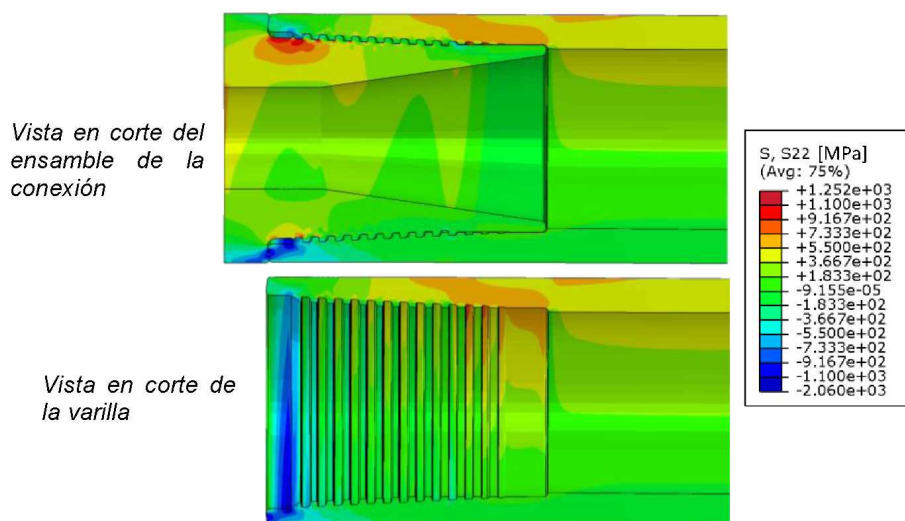


Figura 59: Tensiones axiales de la VBH #4 (48x6 externamente liso con niple mejorado)

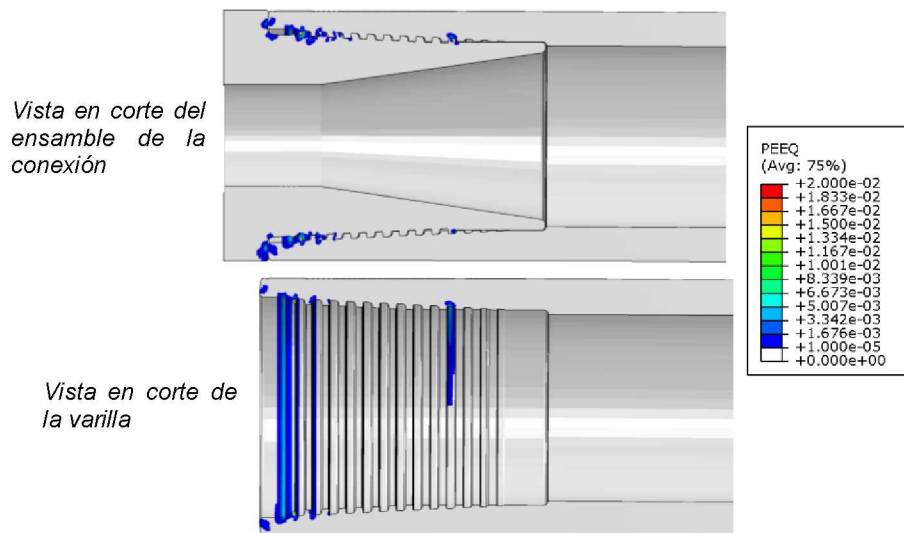


Figura 60: Deformaciones plásticas efectivas de la VBH #4 (48x6 externamente liso con niple mejorado)

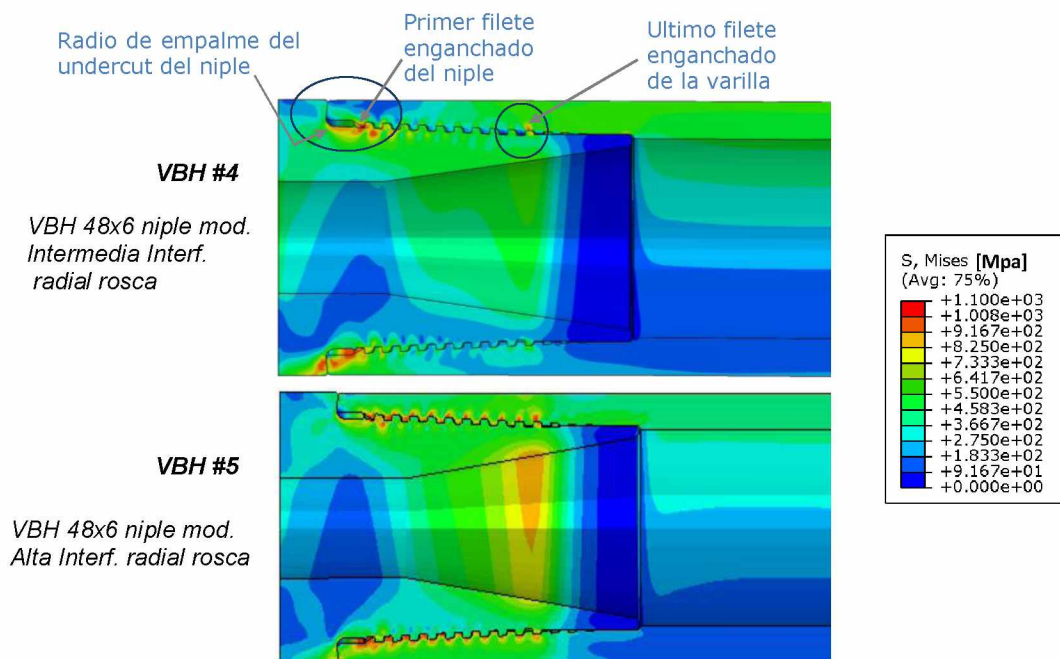


Figura 61: Comparación de tensiones de Von Mises entre las VBH #4 y # 5 (48x6 externamente liso con niple mejorado, interferencia radial de rosca nominal y alta).

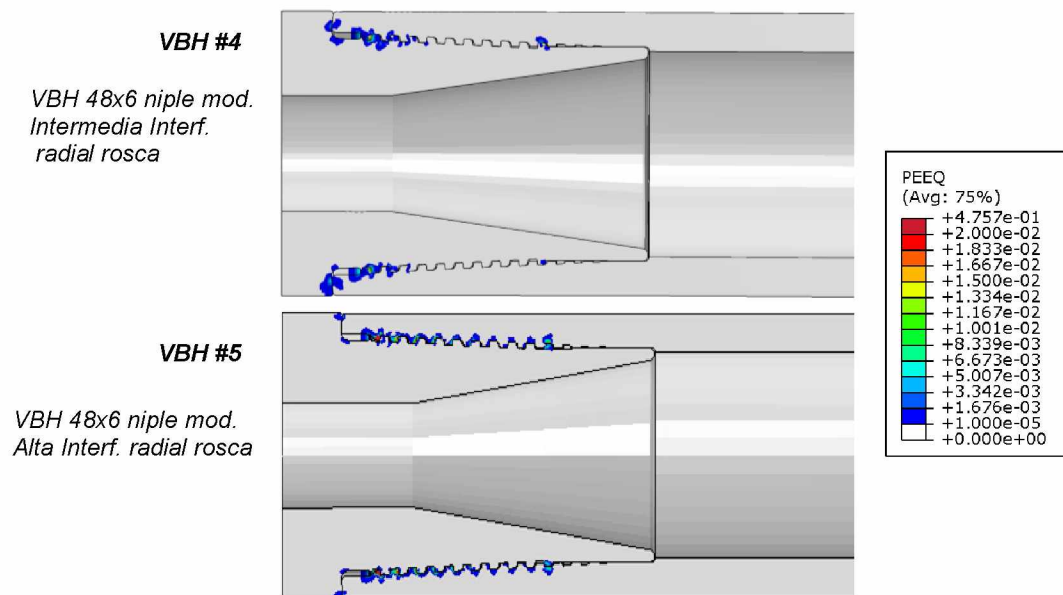


Figura 62: Comparación de deformaciones plásticas efectivas entre las VBH #4 y # 5 (48x6 externam. liso con nipple mejorado, interferencia radial de rosca nominal y alta).

5.3. Ventajas del Elemento Propuesto “Varilla Hueca”

En el capítulo 2 se mencionó la configuración y limitaciones de las varillas API cuando trabajan en bombeo rotativo mientras que el ítem previo del presente capítulo se describió en detalle el diseño del elemento propuesto. Las principales ventajas de este comparado con sus medidas equivalentes de varillas macizas API son las siguientes:

a) Alta capacidad de transmisión de torque

El diseño innovativo de la conexión permite que las varillas huecas trabajen con altos torques de servicio (1000 a 2500 lbft) mucho mayores que las contempladas para varillas macizas API (650 a 1500 lbft).

b) Extracción de mayores caudales de petróleo.

El mayor área de flujo o pasaje de las varillas huecas (espacio anular entre varilla y tubing, e interior de la varilla), como también los mayores torques de trabajo permiten la utilización de bombas rotativas de mayor capacidad y la extracción de mayores caudales de petróleo

c) Inyección de fluidos.

Posibilidad de inyectar por el interior de la varilla diferentes fluidos como ser: fluidos anticorrosivos, agua caliente, gas a presión o extraer petróleo. De esta manera se podrían eliminar otros sistemas de inyección reduciendo la complejidad y costos.

Otra opción es la posibilidad de bajar instrumentos por el interior de la varilla

d) Reducido efecto del backspin.

Alta resistencia a la contra-rotación, originando baja posibilidad de desenchufe de las conexiones (fenómeno conocido como backspin), principalmente esto es debido a la elevada rigidez torsional que presentan los cuerpos de estas comparados con las varillas macizas convencionales.

El backspin ocurre cuando la sarta de varillas de bombeo que se encuentra en funcionamiento con un determinado torque y velocidad de giro, sufre un frenado repentino ya sea por una reparación del pozo u otro motivo. En esta situación, la energía acumulada en el sistema de bombeo, particularmente en la sarta de varillas se relaja produciendo la contra-rotación. Como consecuencia esto podría conducir a potenciales accidentes en boca de pozo, así como también producirse el desajuste o aflojamiento de las conexiones de la sarta, llegando inclusive hasta la separación de la conexión (aflojamiento total), lo cual podría generar fallas tempranas por fatiga en la conexión.

Una forma indirecta de estimar el backspin es evaluando el giro relativo que presenta una sarta de determinada altura (como ejemplo se asumió 1000 m) cuando está sometida a un torque definido (se asumió, 1356 J o 1000 lbft). Cuanto más bajo es el giro, más alta es la resistencia al backspin. La Tabla 22 presenta una comparación de estos giros para varillas huecas y macizas, siendo 8 y 13 vueltas para los primeros y 41 vueltas para el caso de varilla macizas 1 1/8".

Mayores detalles del concepto de Backspin se presentan en el Capítulo 2.

Varilla	Diámetro exterior (mm)	Giro relativo de varillas boca y fondo de pozo (vueltas)
Maciza, 3/4"	19.0	209
Maciza, 7/8"	22.2	113
Maciza, 1"	25.4	66
Maciza, 1 1/8"	28.6	41
VBH 48x6 extern. liso y VBH 48x6 Rec. 60 (VBH #1, 3, 4 y 5)	48.8	8
VBH 42x5 Rec. 50 (VBH #2)	42.2	13

Tabla 22: Backspin – Giro relativo entre varillas de boca y fondo de pozo. Torque: 1000 lbft y altura de columna, H=1000 m.

e) Reducido desgaste del tubo de producción (tubing).

Un problema frecuente que ocurre en las varillas macizas convencionales, particularmente en pozos no verticales y sin centralizadores, es la fricción localizada entre la columna de varillas y el tubing, en zonas próximas a la cupla, produciendo un desgaste localizado en la pared del tubing, llegando inclusive a perforar el tubing y generando en algunos casos pérdidas económicas cuantiosas. El contacto localizado es debido a que la cupla tiene un diámetro externo mucho mayor que el cuerpo de la varilla (por ejemplo para 7/8", es 46 mm y 22.2 mm respectivamente, siendo la relación de diámetros, 2.1).

Las varillas huecas presentan conexiones externamente lisas o con leve recalque (relación entre diámetros de niple y varilla, 1 y 1.2), los cuales permiten una distribución de cargas de contacto entre la sarta de varillas y tubing más homogénea y de menor intensidad, reduciendo los daños del desgaste localizado y maximizando la vida en servicio del tubing (Fig. 63).

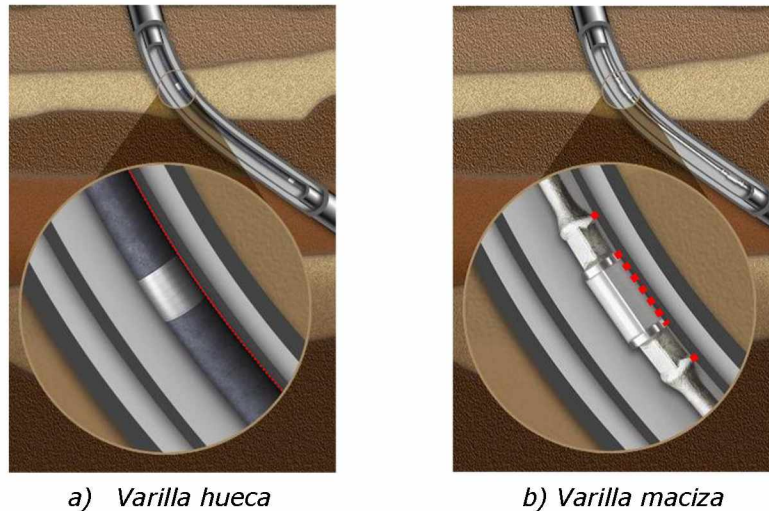


Figura 63: Comparación de la zona de contacto con el tubing cuando se utilizan varillas huecas y macizas en bombeo rotativo.

f) Reducción de fallas en operación.

El diseño sofisticado de la conexión como también los empalmes suaves de geometría y rigideces entre la conexión y cuerpo de varilla, reducen la posibilidad de fallas por fatiga en servicio

g) Reutilización o recuperación de la varilla.

Particularmente en las varillas huecas externamente lisas, cuando la rosca de los extremos tubulares (box) se daña ya sea por cruzamiento de la conexión durante el make-up o por sobre torque, estas se podrían cortar y remecanizar, recuperándola y evitando descartar la varilla,

h) Bajo riesgo de sobre torque.

Las varillas huecas presentan gran resistencia al sobre torque, por un lado gracias a su diseño robusto (conexión con taper y rosca con interferencia radial) y por otro lado debido a la forma de apretado de las conexiones, que es controlando el torque, asegurando de esa manera valores de torque similares en todas las conexiones de la sarta. Por el contrario, las conexiones de las varillas macizas API son apretadas por control por desplazamientos, produciéndose en muchos casos sobre ajustes o sobre-torques en las conexiones cuando la sarta entra en funcionamiento.

i) Facilidad de operación en campo.

Puesto que las varillas huecas son fabricadas de tubos sin costura, ellas pueden bajarse en el pozo petrolero utilizando equipos similares a los empleados en las bajadas de tubos de producción, sin las necesidad de elevadores especiales como los que se utilizan en las varilla macizas.

Teniendo en cuenta las características y ventajas de las varillas huecas, algunos tipos de aplicaciones de este elemento son: (i) Pozos profundos, (ii) Pozos desviados o direccionales, (iii) Plataformas offshore, (iv) Pozos térmicos, (v) Inyección o producción a través del interior de la varilla, (vi) Sartos de velocidad y (vii) Limpieza de arena.

6. Validación del Modelo de Tensiones

Con el fin de validar el modelo teórico de tensiones, se midieron experimentalmente tensiones y deformaciones en las zonas más representativas o accesibles de la conexión mediante rosetas de strain gages.

La validación se realizó en las 3 medidas de la familia inicial de varillas huecas (VBH 48x6 externamente liso, VBH 42x5 Rec. 50 y VBH 48x6 Rec. 60), comparándose los resultados experimentales y teóricos.

6.1. Determinación Experimental de Tensiones

En probetas de las 3 medidas de la familia inicial de varillas, se determinaron experimentalmente las deformaciones a través de rosetas de strain gages de 2 y 3 direcciones. Posteriormente, se determinaron las tensiones en dichas zonas partiendo de las deformaciones [35] [36].

Se ensayó 1 probeta por medida mediante la siguiente metodología de ensayo:

- Preparación de las superficies para pegado de strain gages
- Pegado de strain gages y preparación del sistema de adquisición
- Aplicación de las cargas de ensayo
- Adquisición de los datos de salida
- Determinación de deformaciones
- Determinación de tensiones, partiendo de las deformaciones

En las Figuras 64 y 65 se presenta la ubicación de los strain gages en las probetas. En el caso de la VBH #1, las zonas analizadas fueron 3, ubicadas en la varilla. En estas, las mediciones se realizaron por duplicado (se repitió la medición a 180°). Mientras que en las probetas de VBH # 2 y #3, se ampliaron las zonas analizadas a 5 (3 en varilla y 2 en niple), realizándose también las mediciones por duplicado (0° y 180°). En estas últimas, cabe mencionar que en la zona próxima a la nariz del hombro de torque de la varilla, las mediciones se realizaron en 2 regiones (a 0° y a 90°) por duplicado a 180° como el resto de mediciones.

Las zonas analizadas fueron las siguientes:

En la Varilla (conexión hembra)

- *Zona Nariz*

Se encuentra próxima al hombro de torque de la varilla

En la VBH #1 se emplearon rosetas de 2 direcciones. Mientras que las otras VBH se utilizaron rosetas de 3 direcciones.

En los casos de las VBH #2 y #3, se midieron en 2 regiones ubicadas entre sí a 90° (Zona Nariz 1 y 2)

- *Zona Media*

Región intermedia entre la zona nariz y zona final

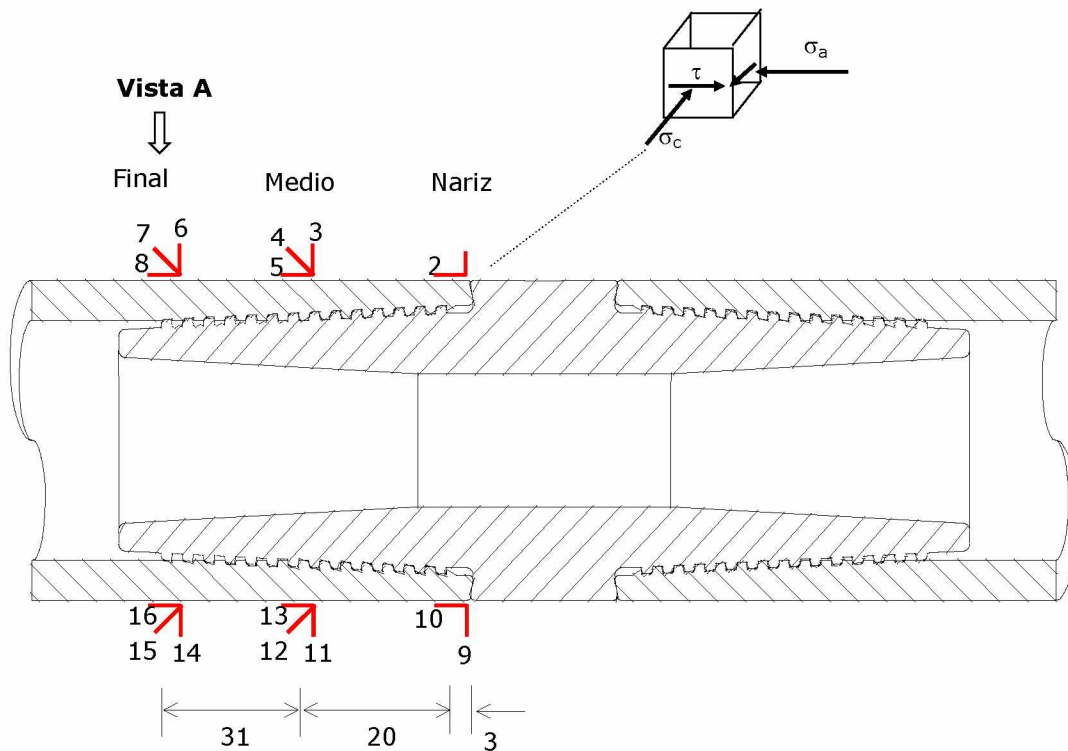
- *Zona Final*

Se encuentra próxima a los últimos filetes de rosca

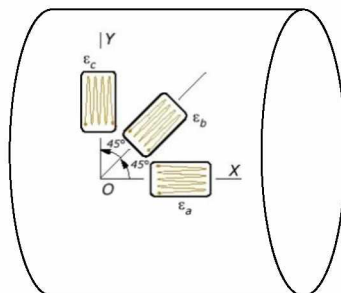
En el Niple (conexión macho)

- *Zona Nariz (Cuello del niple)*
Región ubicada entre el 1er filete de rosca y el hombro de torque
- *Zona Final (interior del extremo)*
Región cercana al extremo, próxima a los últimos filetes de rosca

La Figura 66 muestra una foto de una probeta luego de la instrumentación con strain gages.



a) Zonas de ubicación de los strain gages



b) Detalle de las rosetas de strain gages de 3 direcciones en la probeta (Vista A)

Figura 64: Ubicación de los strain gages en la probeta de VBH #1 (VBH 48x6 externamente liso)

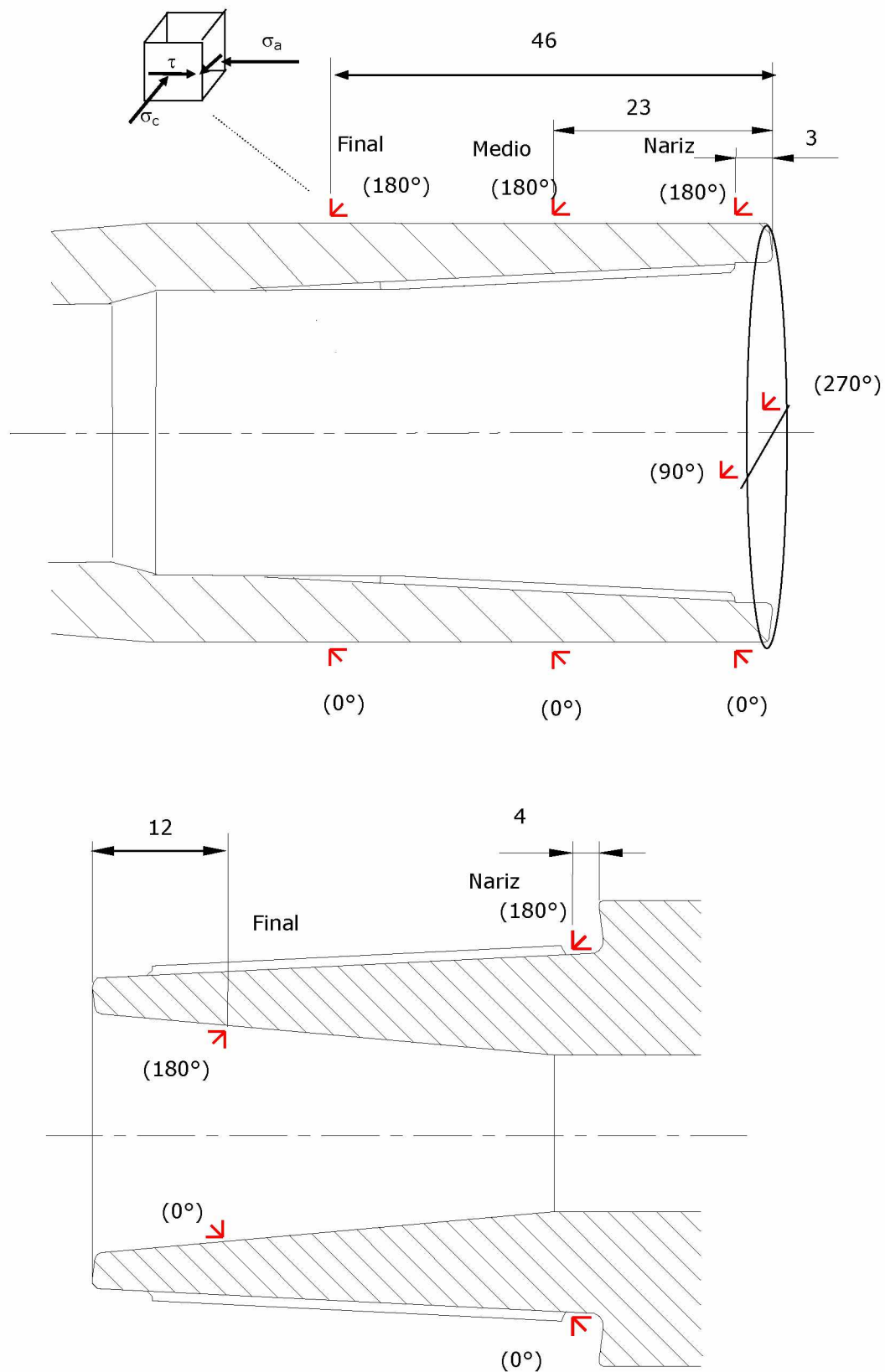


Figura 65: Ubicación de los strain gages en las probetas de VBH #2 (VBH 42x5 Rec. 50) y VBH #3 (VBH 48x6 Rec. 60)



Figura 66: Probeta instrumentada con strain gages (VBH 42x5 Rec. 50)

Posterior a la instrumentación, la zona de la rosca de la conexión se lubricó con grasa "API thread compound", sometándose luego a cargas crecientes de torsión hasta valores próximos a la fluencia de la conexión, adquiriéndose simultáneamente las indicaciones de los strain gages. La Tabla 23 muestra los torques de ensayo de las probetas, se aplicaron 2 cargas similares de torsión en cada una de ellas.

La Figura 67 presenta las deformaciones adquiridas mediante las rosetas de strain gages particularmente para el caso de la VBH #3 (VBH 48x6 Rec. 60) sometida a un torque de 2500 lb.ft (1er apriete). Se determinaron las deformaciones longitudinales, transversales y a 45° (ϵ_a , ϵ_c , ϵ_D) en las diferentes zonas analizadas. Partiendo de estos valores, mediante ecuaciones constitutivas del material [31] [37], se obtuvieron las tensiones longitudinal (σ_a), transversal o circunferencial (σ_c) y cortante (τ) si fuera el caso. Por último se determinaron los valores de la tensión efectiva o de Von Mises (σ_e) [31] [37]. En todos los casos, se expresaron también los valores de tensiones en % de fluencia. Este procedimiento de estudio se aplicó también en las otras 2 probetas de VBH #1 (VBH 48x6 EF) y VBH #2 (VBH 42x5 Rec. 50).

Las expresiones empleadas para determinar tensiones a partir de deformaciones fueron las siguientes:

$$\sigma_a = \frac{E(\epsilon_a + \mu \epsilon_c)}{(1 - \mu^2)}$$

$$\sigma_c = \frac{E(\epsilon_c + \mu \epsilon_a)}{(1 - \mu^2)}$$

$$\sigma_{max} = \frac{E(\varepsilon_a + \varepsilon_c)}{2(1 - \mu)} + \frac{E\sqrt{(\varepsilon_a - \varepsilon_c)^2 + (2\varepsilon_D - \varepsilon_a - \varepsilon_c)^2}}{2(1 + \mu)}$$

$$\sigma_{min} = \frac{E(\varepsilon_a + \varepsilon_c)}{2(1 - \mu)} - \frac{E\sqrt{(\varepsilon_a - \varepsilon_c)^2 + (2\varepsilon_D - \varepsilon_a - \varepsilon_c)^2}}{2(1 + \mu)}$$

$$\tau = \sqrt{\left(\frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2}\right)^2 - \left(\frac{\sigma_a - \sigma_c}{2}\right)^2}$$

Siendo:

- μ : Coeficiente de Poisson (0.3 para el acero)
- E : Módulo de elasticidad longitudinal (205800 MPa para el acero)
- ε_a : Deformación axial
- ε_c : Deformación circunferencial o transversal
- ε_D : Deformación a 45° o diagonal
- σ_a : Tensión axial
- σ_c : Tensión circunferencial
- τ : Tensión de corte
- σ_{max} o σ_1 : Tensión principal máxima
- σ_{min} o σ_2 : Tensión principal mínima

Además, la expresión utilizada para determinar la tensión efectiva o de Von mises fue la siguiente:

$$\text{Expresión general: } \sigma_e = \frac{\sqrt{2}}{2} \sqrt{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2}$$

Considerando que $\sigma_1 = \sigma_{max}$; $\sigma_2 = \sigma_{min}$ y $\sigma_3 = 0$, resulta la siguiente expresión particular que se utilizó

$$\sigma_e = \frac{\sqrt{2}}{2} \sqrt{(\sigma_{max} - \sigma_{min})^2 + \sigma_{max}^2 + \sigma_{min}^2}$$

Siendo:

- σ_e : Tensión efectiva o de Von Mises
- σ_{max} o σ_1 : Tensión principal máxima
- σ_{min} o σ_2 : Tensión principal mínima
- σ_3 : 3ra Tensión principal

En las Tablas 24, 25 y 26 se presentan las tensiones determinadas experimentalmente para las probetas de VBH #1 (VBH 48x6 EF), VBH #2 (VBH 48x6 Rec. 50) y VBH #3 (VBH 48x6 Rec. 60) respectivamente. Cabe mencionar que la zona nariz del niple es la región más tensionada ($\sigma_e > 50\%$ fluencia), presentando tensiones axiales de tracción. Mientras que la zona nariz de la varilla presenta tensiones de compresión, las cuales originan altos gradientes de tensión a lo largo del hombro de torque de la varilla, produciendo gran variación en las mediciones de tensiones en esta región.

Tipo de VBH	Torque [Nm] (Lbft)		
	Planeado	Obtenido. 1er Apretado	Obtenido. 2do Apretado
VBH # 1	1356 (1000)	1364 (1006)	1422 (1049)
VBH # 2	2034 (1500)	1859 (1371)	2044 (1508)
VBH # 3	3390 (2500)	3351 (2472)	3365 (2482)

Tabla 23: Cargas aplicadas durante el ensayo

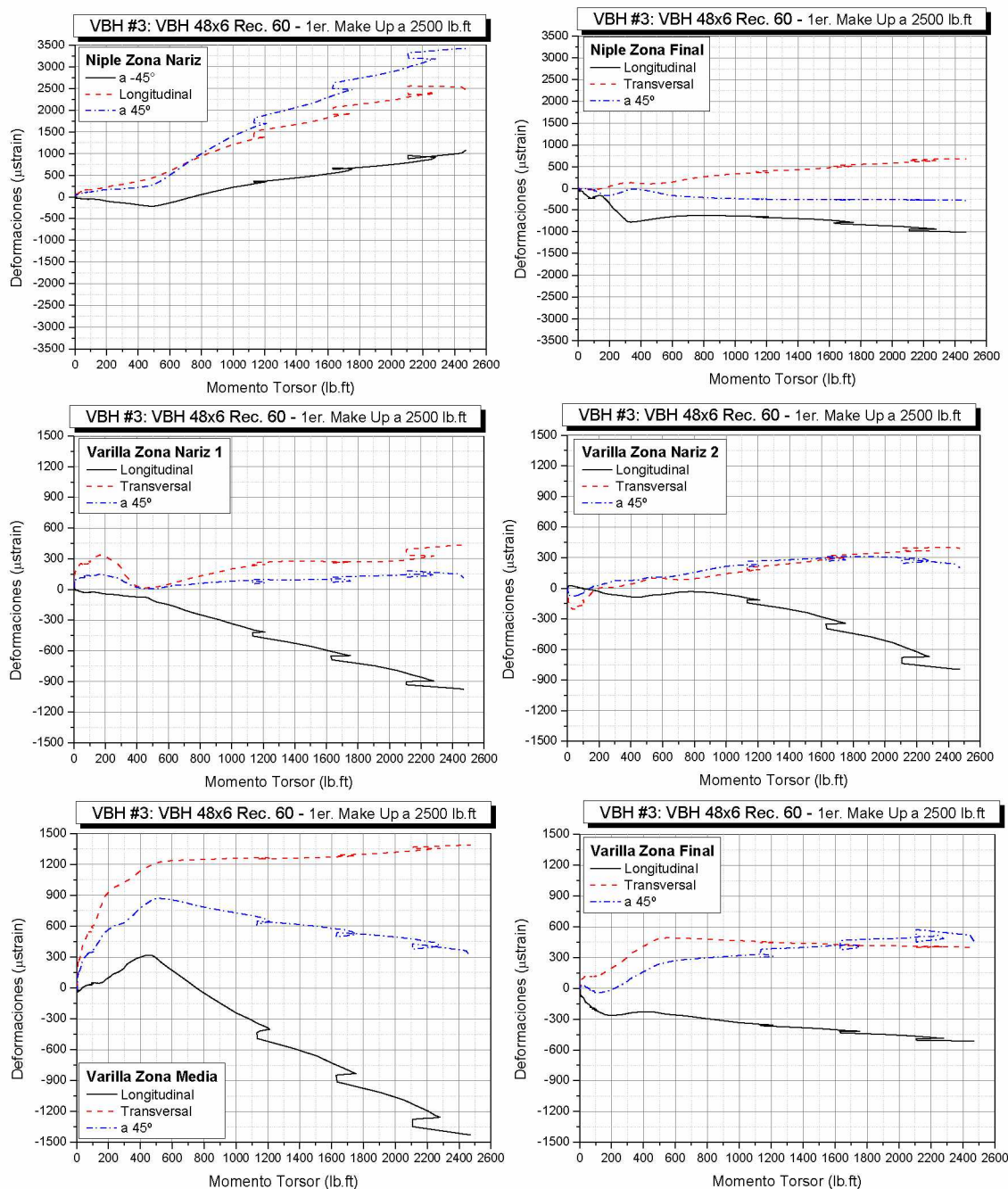


Figura 67: Deformaciones adquiridas mediante strain gages en la probeta de VBH #3 (VBH 48x6 Rec. 60) para un torque de 2500 lb.ft (1er Apriete).

VBH #1, VBH 48x6 liso externamente*									
Elemento	Zona	σ_e		σ_a		σ_c		τ	
		MPa	% de σ_{ys}	MPa	% de σ_{ys}	MPa	% de σ_{ys}	MPa	% de τ_{ys}
Varilla	Nariz	432.0 / 526.3	45.0** / 54.8**	-373.4 / -508.4	-38.9 / -53.0	99.3 / 32.8	10.3 / 3.4	-	-
	Medio	149.0 / 205.5	15.5 / 21.4	-5.0 / -31.8	-0.5 / -3.3	25.8 / 100.3	2.7 / 10.4	85.4 / 112.9	15.4 / 20.4
	Final	173.8 / 178.7	18.1 / 18.6	7.0 / 5.0	0.7 / 0.5	13.9 / 10.9	1.4 / 1.1	99.7 / 102.0	18.0 / 18.4

* Los torques aplicados fueron de 1006 y 1049 lb.ft. Además, en los %, las tensiones de fluencia normales y cortantes asumidas fueron, $\sigma_{ys} = 960$ MPa y $\tau_{ys} = 554$ MPa

** No se consideró la tensión de corte en la tensión efectiva.

Tabla 24: Resultados experimentales de tensiones en la VBH 48x6 externamente lisa para un torque de 1000 lb.ft.

VBH #2, VBH 42x5 Rec.50*									
Elemento	Zona	σ_e		σ_a		σ_c		τ	
		MPa	% de σ_{ys}	MPa	% de σ_{ys}	MPa	% de σ_{ys}	MPa	% de τ_{ys}
Varilla	Nariz	349.4 / 329.3	36.4 / 34.3	-327.4 / -291.8	-34.1 / -30.4	33.6 / 49.9	3.5 / 5.2	68.1 / 65.4	12.3 / 11.8
	Medio	255.4 / 254.4	26.6 / 26.5	-166.1 / -153.6	-17.3 / -16.0	81.6 / 79.7	8.5 / 8.3	77.6 / 87.0	14.0 / 15.7
	Final	215.0 / 197.8	22.4 / 20.6	66.2 / 25.9	6.9 / 2.7	125.8 / 67.2	13.1 / 7.0	106.9 / 109.1	19.3 / 19.7
Niple	Nariz	496.3 / 505.0	51.7 / 52.6	492.5 / 509.8	51.3 / 53.1	157.4 / 181.4	16.4 / 18.9	137.9 / 135.7	24.9 / 24.5
	Final	336 / 267.8	35.0 / 27.9	164.2 / 138.2	17.1 / 14.4	-199.7 / -166.1	-20.8 / -17.3	66.5 / 24.9	12.0 / 4.5

* Los torques aplicados fueron de 1371 y 1508 lb.ft. Además, en los %, las tensiones de fluencia normales y cortantes asumidas fueron, $\sigma_{ys} = 960$ MPa y $\tau_{ys} = 554$ MPa

Tabla 25: Resultados experimentales de tensiones en la VBH 42x5 Rec. 50 para un torque de 1500 lb.ft.

VBH #3, VBH 48x6 Rec.60 *									
Elemento	Zona	σ_e		σ_a		σ_c		τ	
		MPa	% de σ_{ys}	MPa	% de σ_{ys}	MPa	% de σ_{ys}	MPa	% de τ_{ys}
Varilla	Nariz	234.2 / 192.0	24.4 / 20.0	-192.0 / -168.0	-20.0 / -17.5	31.7 / 14.4	3.3 / 1.5	63.7 / 60.4	11.5 / 10.9
	Medio	396.5 / 387.8	41.3 / 40.4	-228.5 / -264.0	-23.8 / -27.5	217.0 / 171.8	22.6 / 17.9	52.1 / 43.2	9.4 / 7.8
	Final	188.2 / 170.9	19.6 / 17.8	-88.3 / -78.7	-9.2 / -8.2	54.7 / 59.5	5.7 / 6.2	80.9 / 70.4	14.6 / 12.7
Niple	Nariz	715.2 / 686.4	74.5 / 71.5	781.4 / 752.6	81.4 / 78.4	260.2 / 252.5	27.1 / 26.3	110.2 / 102.5	19.9 / 18.5
	Final	238.1 / 243.8	24.8 / 25.4	85.4 / 110.4	8.9 / 11.5	-182.4 / -168.0	-19.0 / -17.5	17.7 / 8.3	3.2 / 1.5

* Los torques aplicados fueron de 2472 y 2482 lb.ft. Además, en los %, las tensiones de fluencia normales y cortantes asumidas fueron, $\sigma_{ys} = 960$ MPa y $\tau_{ys} = 554$ MPa

Tabla 26: Resultados experimentales de tensiones en la VBH 48x6 Rec. 60 para un torque de 2500 lb.ft.

6.2. Comparación entre Resultados Experimentales y Teóricos

Se realizó una comparación entre los resultados experimentales y teóricos de tensiones con el fin de validar el modelo teórico de tensiones obtenido mediante elementos finitos (ver Capítulo 4.2.4).

La Tabla 27 presenta los resultados de esta comparación particularmente para el caso de la VBH 48x6 Rec. 60 (VBH #3). Además, la Figura 68 muestra gráficos comparativos entre valores experimentales y teóricos de tensiones efectivas, axiales, circunferenciales y cortantes en 4 zonas de la conexión analizada, siendo las diferencias entre estos valores desde 0.7 %fluencia hasta 22.9 %fluencia. Este último valor corresponde a la tensión efectiva en la zona varilla-nariz.

Se observa un buen acuerdo entre los resultados experimentales y teóricos. No obstante cabe mencionar que en la zona varilla-nariz existe mayor diferencia entre ambos valores, particularmente en las tensiones axiales. Esta diferencia podría deberse al alto gradiente de tensiones axiales de compresión en esta zona. Si bien el modelo teórico asume un determinado punto o región de análisis, en las mediciones experimentales esta región es posible que varíe en la dirección axial en el orden del milímetro puesto que es difícil ubicar con exactitud el strain gage en la región a analizar, lo cual podría originar gran variación en las mediciones debido alto gradiente de tensiones.

VBH #3, VBH 48x6 Rec. 60*									
Elemento	Zona	σ_e (% de σ_{ys})		σ_a (% de σ_{ys})		σ_c (% de σ_{ys})		τ (% de τ_{ys})	
		Teórico	Exper.	Teórico	Exper.	Teórico	Exper.	Teórico	Exper.
Varilla	Nariz	42.9	24.4 / 20.0	-32.6	-20.0 / -17.5	5.7	3.3 / 1.5	15.2	11.5 / 10.9
	Final	19.4	19.6 / 17.8	7.2	-9.2 / -8.2	8.2	5.7 / 6.2	17.6	14.6 / 12.7
Niple	Nariz	76.2	74.5 / 71.5	85.2	81.4 / 78.4	27.0	27.1 / 26.3	12.7	19.9 / 18.5
	Final	25.9	24.8 / 25.4	6.1	8.9 / 11.5	-22.2	-19.0 / -17.5	5.3	3.2 / 1.5

* Los torques aplicados fueron de 2472 y 2482 lb.ft. En los %, las tensiones de fluencia normales y cortantes asumidas fueron, $\sigma_{ys} = 960$ MPa y $\tau_{ys} = 554$ MPa

Tabla 27: Comparación entre resultados experimentales y teóricos de tensiones en la VBH 48x6 Rec. 60 para un torque de 2500 lb.ft.

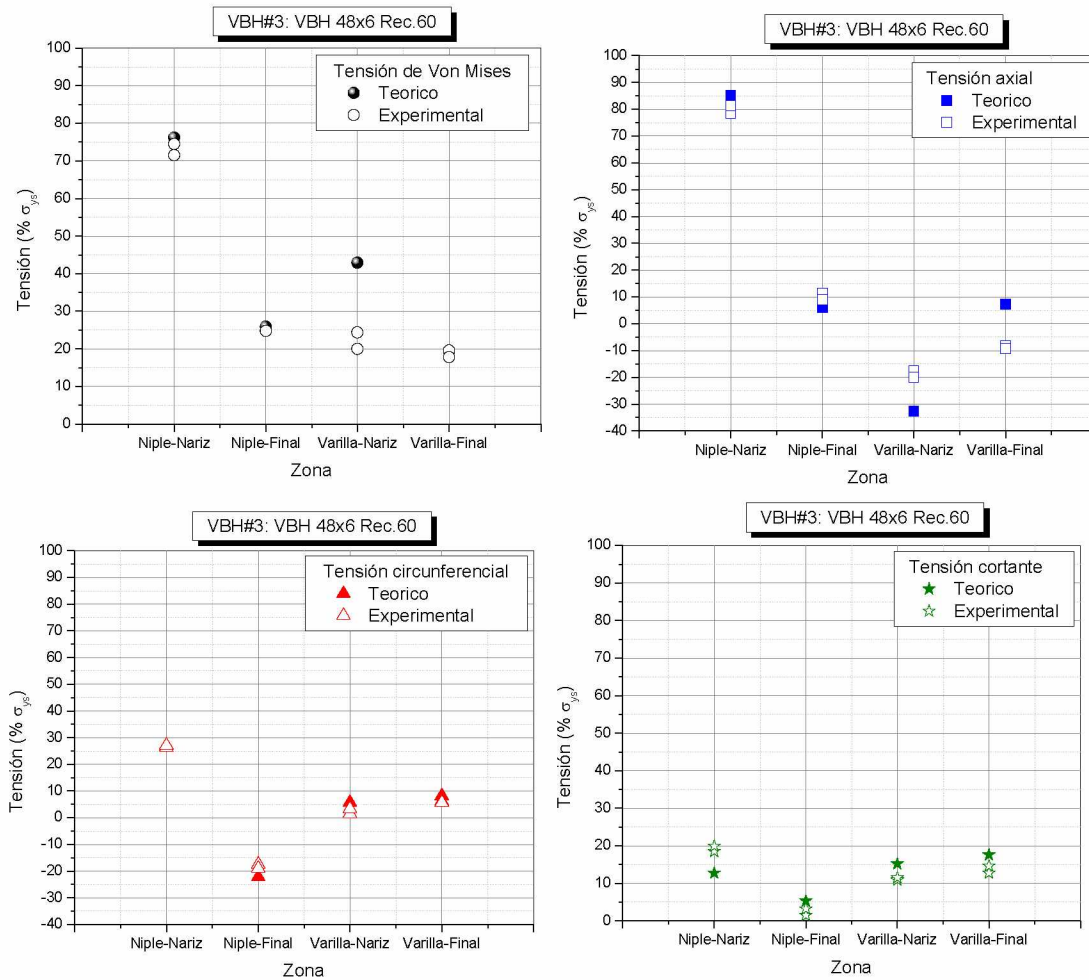


Figura 68: Gráficos de comparación entre resultados experimentales y teóricos de tensiones en la VBH 48x6 Rec. 60 para un torque de 2500 lb.ft.

7. Trabajo Experimental

Considerando el diseño más conveniente a utilizarse en conexiones de varillas de bombeo huecas, descripto en capítulos previos, se confeccionaron planos de fabricación y mediante los mismos se fabricaron prototipos de todas las medidas planteadas.

En los prototipos, se realizaron un total de **94 ensayos** a plena escala con el fin de evaluar su comportamiento, particularmente de la conexión, empleándose laboratorios nacionales e internaciones reconocidos.

Los ensayos realizados fueron: (i) tracción a rotura, (ii) torsión a rotura, (iii) resistencia a varias operaciones de armado y desarmado de la conexión (Make&Break), (iv) fatiga con cargas similares a las de servicio (fatiga multiaxial) y (v) sellabilidad de la conexión (ver Tabla 28).

Tipo de Ensayo	Nro. de Probetas		Laboratorio
Tracción a rotura	8		Instituto de mecánica aplicada y estructuras de la Universidad de Rosario, Argentina
Torsión a rotura con y sin carga axial	32	22	Centro de investigación y desarrollo de Tenaris Siderca, Campana, Argentina.
		10	*C-FER Technologies, Edmonton, Alberta, Canada
Resistencia a varias operaciones de armado y desarmado de la conexión (Make&Break)	27	15	Centro de investigación y desarrollo de Tenaris Siderca, Campana, Argentina.
		12	*C-FER Technologies, Edmonton, Alberta, Canada
Fatiga multiaxial (Torsion y carga axial estáticas, y flexion fluctuante)	20		Fabrica Argentina de Aviones (FAdeA), Cordoba, Argentina
Sellabilidad	7		Centro de investigación y desarrollo de Tenaris Siderca, Campana, Argentina.
TOTAL	94		

* Prestigioso laboratorio Canadiense de ensayos y homologación de componentes de uso petrolero

Tabla 28: Ensayos a plena escala realizados sobre prototipos de varillas huecas

Posteriormente, partiendo de los resultados, se determinó la ventana de funcionamiento de estos componentes, obteniéndose parámetros tales como torque máximo de funcionamiento y curvatura o flexión máxima de pozo, expresada esta última mediante el parámetro DLS (dog leg severity).

7.1. Fabricación de Prototipos

Los prototipos de varillas de bombeo huecas constan de 2 partes: i) elementos tubulares que presentan en un extremo una conexión roscada hembra conocida como "box" y ii) un niple central con rosca macho en sus extremos conocido como "pin", el cual se utiliza para unir los elementos tubulares, ver Figura 69.

Para realizar el mecanizado de las conexiones de las diferentes geometrías de varillas huecas propuestas (VBH# 1 a #5), se confeccionaron sus respectivos planos, así como también manuales de mecanizado [38] [39] [40].

A continuación se detalla el proceso de fabricación de prototipos:

- Elemento 1: Tubo con extremos rosca hembra
 - El tubo se fabricó en las instalaciones de Tenaris Siderca de acuerdo a un proceso de manufactura de laminación de tubos sin costura. Cabe mencionar que el mismo no presenta cordones de soldadura. Posterior a la laminación se realizó el tratamiento de temple y revenido para otorgarle las propiedades mecánicas especificadas.
 - Los extremos roscados se mecanizaron de acuerdo a planos y especificaciones indicadas en el manual de mecanizado de la conexión.
- Elemento 2: Niple con extremos rosca macho
 - Se fabricaron manguitos cilíndricos partiendo de barras macizas del acero especificado. Se realizó luego el tratamiento térmico de temple y revenido en horno de laboratorio con el fin de concederle las propiedades mecánicas especificadas.
 - Similar al elemento 1, los extremos roscados se mecanizaron de acuerdo a planos y siguiendo las pautas estipuladas en el manual de mecanizado de la conexión.
 - Se sometieron a las muestras a un tratamiento superficial de fosfatizado al zinc.

Cabe mencionar que se realizaron innumerables pruebas de fabricación de tubos con y sin recalque en las instalaciones de Tenaris Siderca previo a obtener el producto final especificado.

Es bueno nombrar también que los 1ros. prototipos se mecanizaron en las instalaciones de un proveedor experto en mecanizado de roscas especiales, Mario La Civita S.A., ubicado en Campana, Provincia de Buenos Aires. Mientras que el resto de prototipos se mecanizaron en tornos a control numérico pertenecientes a las instalaciones de Metalmecánica S. A. (empresa del grupo Techint especializada en fabricación de varillas de bombeo), localizada en Villa Mercedes, San Luis.

Las Figuras 69 y 70 muestran prototipos de las varillas huecas propuestas, VBH #1 a #5 (HolloRod™ 1000, 1500, 2500, 1000 IF y 1500F). Se puede observar que el niple presenta un tratamiento superficial de fosfatizado mas no así los extremos tubulares.



a) VBH #1: $\varnothing 48.8$ mm x esp. 6.7 mm, sin recalque externo



b) VBH #2: $\varnothing 42$ mm x esp. 5 mm con recalque externo, $\varnothing 50$ mm

Figura 69: Prototipos de Varillas Huecas, VBH # 1 y #2



Figura 70: Prototipos de Varillas Huecas, VBH #2 a #5

7.2. Ensayos a Plena Escala

Se realizó un programa experimental de ensayos a plena escala sobre los prototipos con el fin de determinar el comportamiento de estos, particularmente de la conexión, cuando son sometidos a solicitaciones similares a las de servicio.

Los ensayos que se realizaron fueron:

- Tracción a rotura
- Torsión a rotura
- Resistencia al engrane (Múltiples operaciones de apriete y desajuste de la conexión, conocidos como "ensayos de Make&Break")
- Fatiga multiaxial (fatiga con cargas combinadas)
- Sellabilidad

Como se mencionó previamente, estos se realizaron en diferentes laboratorios dentro y fuera de la Argentina tales como: Laboratorio de ensayos del Centro de Investigación & Desarrollo de Tenaris Siderca (Campana, Buenos Aires, Argentina), Instituto de mecánica aplicada y estructuras (perteneciente a la Universidad de Rosario, Argentina), Laboratorio de ensayos mecánicos de la Fábrica militar de aviones (FAdeA, localizado en Córdoba, Argentina), C-FER Technologies, "*antiguo nombre: Centre for Frontier Engineering Research*" (Edmonton, Canadá). Este último es un prestigioso laboratorio de ensayos y homologación de componentes de uso petrolero.

En todos los prototipos ensayados se utilizó como lubricante en la zona de rosca de la conexión, un compuesto de grasa API para rosca, denominado "API thread compound", el cual contiene partículas metálicas sólidas y se utiliza usualmente en conexiones de tubos roscados para aplicación petrolera.

7.2.1. Tracción a Rotura

La finalidad de este ensayo es evaluar el comportamiento de la probeta cuando es sometida a una carga axial monotónica creciente hasta la rotura. Se determinan particularmente las cargas de fluencia y rotura del elemento ensayado, así como también la zona de falla y el tipo de fractura.

Las probetas estuvieron constituidas por dos extremos tubulares roscados unidos por un niple intermedio. El largo de ellas fue de 1000 a 1500 mm.

Se ensayaron un total de **8 probetas** de varillas huecas, VBH #1, #2, #3 y #4 [25] [41] [42] [43], las cuales presentaban dos condiciones de apretado previo:

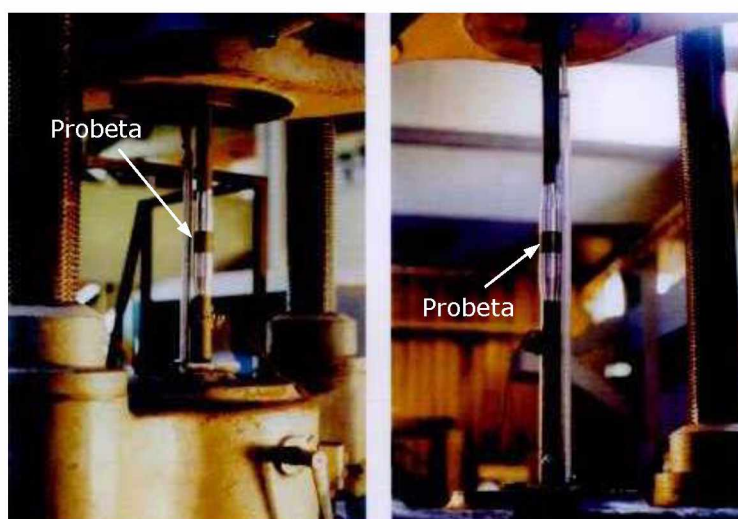
- Torque nominal
- Apretado a mano

Los ensayos se realizaron utilizando una máquina universal de ensayos Baldwin, serie N° 400 BTE 1001, perteneciente al laboratorio del Instituto de mecánica aplicada y estructuras de la universidad de Rosario, Argentina. Las Figuras 71 y 72 muestran la máquina de ensayo, como también algunas probetas durante el ensayo.

Los parámetros que se midieron durante el ensayo fueron la carga y desplazamiento del extremo de las probetas. Este último se midió utilizando un extensómetro, y mediante estos valores se calcularon las deformaciones.



Figura 71: Máquina de ensayo de tracción a rotura



a) Probeta VBH #2; b) Probeta VBH #3

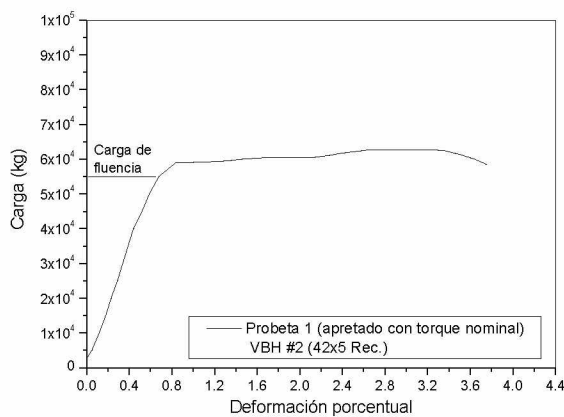
Figura 72: Probetas de varilla huecas durante el ensayo de tracción a rotura

La Tabla 29 presenta los resultados de los ensayos, particularmente los valores de cargas de fluencia y rotura como así también las zonas de falla correspondientes a las diferentes probetas. En la Figura 73 se muestran las curvas de tracción (carga axial vs. deformación) pertenecientes a las geometrías de varillas huecas, VBH #2, #3 y #4.

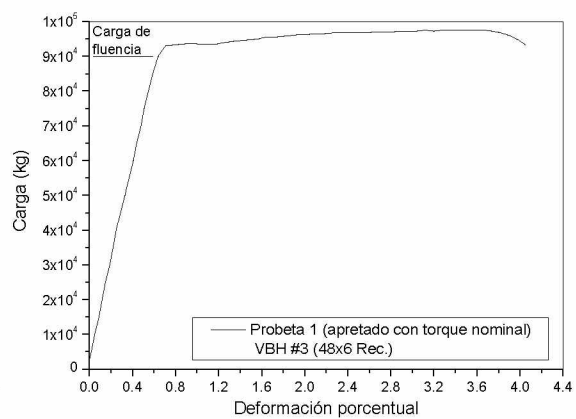
Se observa en todos los casos, que la carga de fluencia es superior a 539 kN, lo cual es 275% mayor que las cargas axiales aplicadas en la sarta de varillas de bombeo (aprox. 196 kN). Esto implica que el coeficiente de seguridad que presenta la varilla hueca cuando es sometida a cargas estáticas de tracción es de 2.75; por lo que la posibilidad de producirse fallas por este tipo de cargas es prácticamente nula.

Tipo de VBH	Lab. de Ensayo	Prob. No.	Torque de Apriete [Nm] (lb.ft)	Carga de Fluencia [kN] (Tn)	Carga de Rotura [kN] (Tn)	Zona de Falla
VBH #1	Univ. Rosario	1	1356 (1000)	-	> 735 (75.0)	Cuerpo del tubo, lejos de la conexión
		2	Apretado a Mano	-	> 735 (75.0)	
VBH #2	Univ. Rosario	1	1695 (1250)	539 (55)	615 (62.7)	
		2	Apretado a Mano	588 (60)	615 (62.7)	
VBH #3	Univ. Rosario	1	3051 (2250)	882 (90)	956 (97.5)	
		2	Apretado a Mano	882 (90)	951 (97.0)	
VBH #4	Univ. Rosario	1	1356 (1000)	608 (62)	899 (91.7)	Conexión, ultimo filete enganchado del tubo
		2	Apretado a Mano	588 (60)	892 (91.0)	

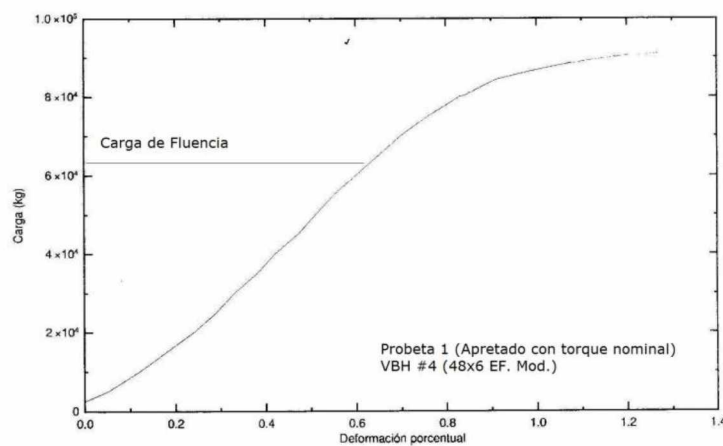
Tabla 29: Resultados de los ensayos de tracción a rotura



a) VBH #2



b) VBH #3



c) VBH #4

Longitud inicial de probeta (distancia entre cabezales), l_0 es:

Para VBH #2: 739 y 728 mm

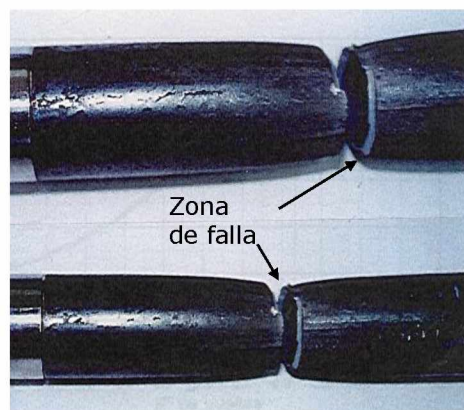
Para VBH #3: 1286 y 1287 mm

Para VBH #4: 710 y 714 mm

Figura 73: Curvas de carga axial vs. deformación obtenidos del ensayo de tracción a rotura.

Las fracturas correspondientes a los casos de las varillas huecas VBH #1, #2 y #3, para ambas condiciones de apriete de la conexión, ocurrieron en el cuerpo del tubo y no en la conexión (Fig. 74a, b y c). Además, no se desenganchó o abrió la conexión en dos partes a lo largo de su generatriz durante los ensayos, fenómeno conocido como "jump out". Particularmente, las probetas apretadas a mano se pudieron desajustar manualmente sin dificultad luego de los ensayos, lo que indica que la conexión no presentó altas deformaciones plásticas.

Por otro lado, en los casos de las probetas de VBH # 4, las roturas ocurrieron en la zona de la conexión próximo al cuerpo del tubo, en la región del último filete enganchado del extremo roscado de este, conocido como "box", (Fig. 74d).



a) VBH# 1 (Rotura en el cuerpo del tubo)

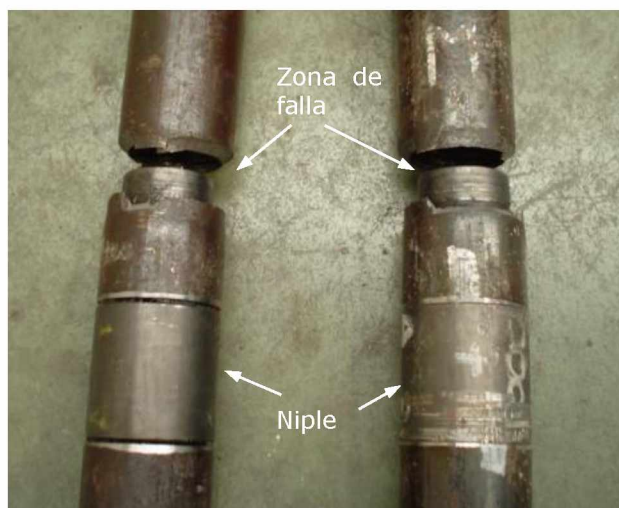


b) VBH # 2 (Rotura en el cuerpo del tubo)



c) VBH # 3 (Rotura en el cuerpo del tubo)

Figura 74: Probetas luego del ensayo de tracción a rotura, mostrando las zonas de falla.



d) VBH # 4 (Falla en la zona de la conexión, ultimo filete enganchado de la rosca del tubo)

Figura 74: Probetas luego del ensayo de tracción a rotura, mostrando las zonas de falla (Continuación).

La morfología de las superficies de fractura es del tipo copa y cono, la cual es típica de fractura dúctil (ver Fig. 75).



a) VBH #2 (VBH 42x5 Rec. 50)



b) VBH #3 (VBH 48x6 Rec.60)

Figura 75: Superficies de fractura.

7.2.2. Torsión a Rotura

Este ensayo evalúa el comportamiento de la probeta cuando es sometida a una carga torsional creciente hasta la rotura. Se determinan particularmente los torques de fluencia y rotura del elemento ensayado, así como también la zona de falla.

Se realizaron un total de **32 ensayos** sobre probetas de VBH #1, #2, #3, #4 y #5 (ver Tabla 30) [25] [29] [30] [42] [43] [44] [45] [46] [47] [48], contemplando casos con y sin carga axial constante, los cuales son representativos de conexiones próximas a boca y fondo de pozo respectivamente. Cabe recordar que en boca de pozo la conexión es sometida a la máxima carga axial mientras que en fondo de pozo esta carga es cercana a cero.

Tipo de Ensayo	Nro. de Probetas		Laboratorio
Torsión a rotura con y sin carga axial	32	22	Centro de investigación y desarrollo de Tenaris Siderca, Campana, Argentina.
		10	*C-FER Technologies, Edmonton, Alberta, Canada

* Prestigioso laboratorio Canadiense de ensayos y homologación de componentes de uso petrolero

Tabla 30: Ensayos de torsión a rotura realizados sobre prototipos de varillas huecas

Las probetas estuvieron constituidas:

- Para los casos sin carga axial, por un extremo tubular roscado unido a un niple, ambos apretados a mano (Fig. 76).
- Mientras que para los casos con carga axial, por dos extremos tubulares, uno principal y el otro auxiliar, unidos a un niple con aprietes determinados (Fig. 77). El auxiliar está a su vez soldado en la zona del hombro de torque para evitar que gire, de esa manera los resultados del ensayo serán solo de la conexión principal evitando solapamiento de resultados con la conexión auxiliar.

El largo de las estas fue de aprox. 1000 mm y 800 mm para los casos sin y con carga axial, respectivamente.

Los prototipos presentaban dos condiciones de apretado previo:

- Apretado a mano (Ensayos sin carga axial)
- Torque nominal (Ensayos con carga axial)

En los casos con carga axial, esta fue de 88.7 a 355.8 kN (19.95 a 80 klb) dependiendo del tipo de varilla.

Los ensayos se realizaron en los laboratorios del Centro de Investigación y Desarrollo de Tenaris Siderca y del C-FER Technologies (Prestigioso laboratorio Canadiense de ensayo y homologación de componentes de uso petrolero). En el primero de ellos se utilizó una máquina hidráulica de torsión, FARR Modelo ENE, Serie 10201 (max. Torque: 10,000 lbft), que se muestra en la Figura 78 durante la ejecución de un ensayo. A su vez, para los apretados y ensayos de torsión + carga axial se utilizaron dispositivos especiales fabricados con esos fines. La capacidad del dispositivo de torsión+tracción es de 10,000 lbft de torque y 90,000 lb de carga axial (Figs. 79 y 80). Mientras que en el C-FER, se utilizó una unidad de ensayo de torsión con una capacidad de 12,000 lbft de torque y 300,000 lb de carga axial.

Los parámetros registrados durante el ensayo fueron el torque y giro de la varilla (Nro. de vueltas), y la carga axial. Para el primero se utilizó una celda de carga y un brazo de palanca, mientras que para el segundo un medidor de

giro en la zona próxima al hombro de torque de la varilla. La carga axial se midió mediante una celda de carga.

En todos los casos se determinaron los torques de fluencia y rotura (o valor máximo aplicado). Se asumió que la fluencia de la conexión ocurre cuando se pierde la linealidad entre torque y giro en la curva de torque vs. vueltas.



Figura 76: Probeta del ensayo de torsión a rotura sin carga axial

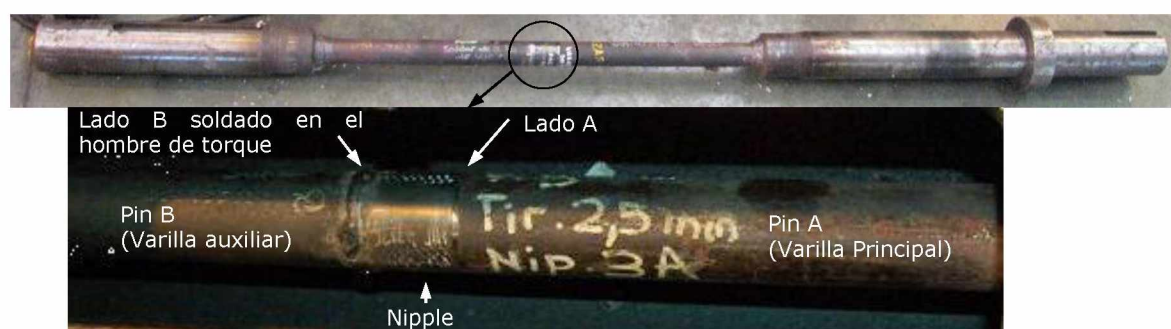


Figura 77: Probeta del ensayo de torsión a rotura con carga axial. El lado B del nipple se soldó a la varilla auxiliar en la zona del hombro de torque.

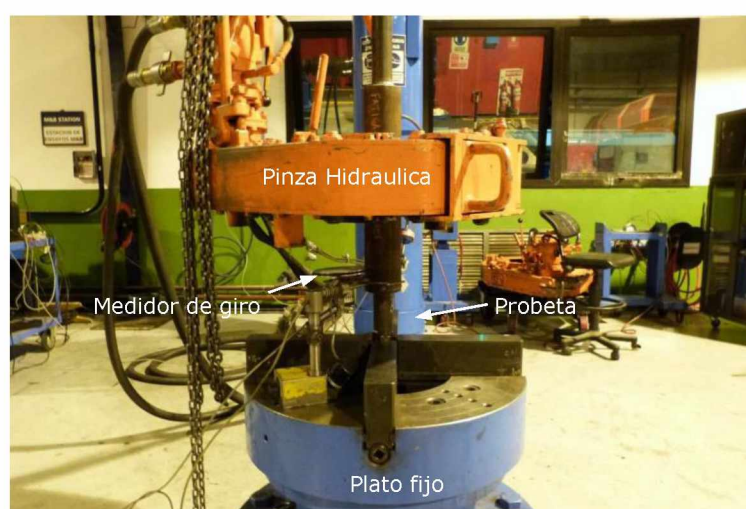


Figura 78: Maquina de ensayo de torsión a rotura sin carga axial (Laboratorio I&D Tenaris Siderca)



Figura 79: Dispositivo de apretado de conexiones
(Laboratorio I&D Tenaris Siderca)



a) Montaje del dispositivo, b) Detalle de la probeta, c) Durante el ensayo

Figura 80: Dispositivo de ensayo de torsión a rotura considerando carga axial constante (Laboratorio I&D Tenaris Siderca)

La Tabla 31 muestra los valores de torques de fluencia y rotura, siendo los torque de fluencia para las diferentes geometrías: **I)** VBH #1: 1451 Nm (1070 lbft); **II)** VBH #4: 1406 Nm (1037 lbft); **III)** VBH #2: 2034 Nm (1500 lbft); **IV)** VBH #3: 3390 Nm (2500 lbft) y **V)** VBH #5: 2034 Nm (1500 lbft).

La Figura 81 presenta los resultados de los ensayos de torsión a rotura, curvas de torque vs. vueltas de las VBH #1 a VBH #5. Cabe destacar que las conexiones soportaron como mínimo 180% de sobre-torque sin producirse en ningún caso “jump out” (desenganche o rotura de la conexión en dos partes a lo largo de su generatriz).

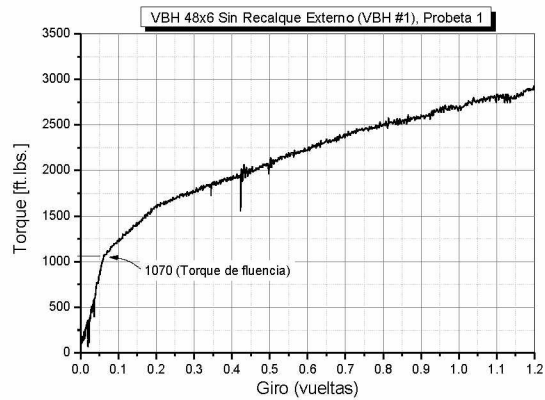
Por otro lado, la Figura 82 presenta los resultados de los ensayos de torsión a rotura combinada con carga axial, curvas torque y carga axial vs. vueltas de las VBH #2 a VBH #5.

Las Figuras 83 y 84 muestran a las probetas luego del ensayo. Se observa alta deformación plástica en la zona del hombro de torque, produciéndose posteriormente fallas en dicha zona como así también en el cuerpo de varilla (Fig. 83 b), zona del cuello “undercut” del niple (Fig. 83 b) y zona de rosca (Fig. 83 c).

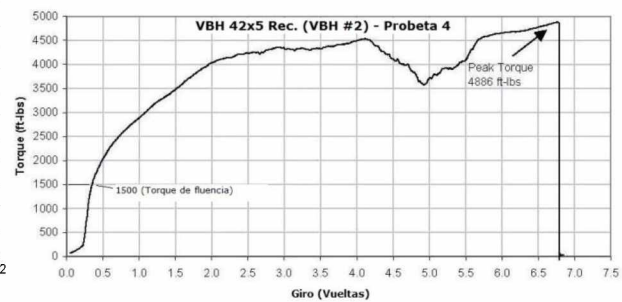
Tipo de VBH	Lab. de Ensayo	Prob. No.	Torque de Apriete [Nm] (lb.ft)	Carga Axial [kN] (klb)	Torque de Fluencia [Nm] (lb.ft)	Torque de Ruptura [Nm] (lb.ft)
VBH #1	I&D Tenaris	1	Apretado a Mano	0	1451 (1070)	> 3525 (2600)
		2	Apretado a Mano	0	1559 (1150)	> 3525 (2600)
		3	Apretado a Mano	0	1471 (1085)	> 3525 (2600)
VBH #2	I&D Tenaris	1	Apretado a Mano	0	2034 (1500)	> 4067 (3000)
		2	Apretado a Mano	0	1966 (1450)	> 4067 (3000)
		3	Apretado a Mano	0	2034 (1500)	> 4067 (3000)
	C-FER	4	1642 (1211)	0	1966 (1450)	6624 (4886)
		5	1649 (1216)	0	2034 (1500)	6820 (5030)
		6	1658 (1223)	88.7 (19.95)	2034 (1500)	6333 (4671)
		7	1673 (1234)	90.2 (20.27)	2034 (1500)	7108 (5243)
		8	1658 (1223)	141.8 (31.88)	2034 (1500)	6631 (4891)
		9	1649 (1216)	178.6 (40.15)	2034 (1500)	6715 (4953)
		10	Apretado a Mano	178.8 (40.21)	2034 (1500)	3781 (2789)
		11	2034 (1531)	179.1 (40.25)	2034 (1500)	4577 (3376)
VBH #3	I&D Tenaris	1	Apretado a Mano	0	3593 (2650)	> 6101 (4500)
		2	Apretado a Mano	0	3525 (2600)	> 5491 (4050)
		3	Apretado a Mano	0	3661 (2700)	> 8194 (6044)
		4	Apretado a Mano	0	3390 (2500)	> 6169 (4550)
	C-FER	5	3299 (2433)	177.9 (40.00)	3525 (2600)	9409 (6940)
		6	3346 (2468)	355.8 (80.00)	3390 (2500)	8344 (6154)
VBH #4	I&D Tenaris	1	Apretado a Mano	0	1695 (1250)	> 3255 (2401)
		2	Apretado a Mano	0	1695 (1250)	3610 (2663)
		3	Apretado a Mano	0	1627 (1200)	3661 (2700)
		4	1505 (1110)	186.8 (42.00)	1406 (1037)	> 4894 (3610)
VBH #5	I&D Tenaris	1	Apretado a Mano	0	2169 (1600)	> 6231 (4596)
		2	Apretado a Mano	0	2305 (1700)	> 6325 (4665)
		3	Apretado a Mano	0	2712 (2000)	> 6794 (5011)
		4	Apretado a Mano	0	2034 (1500)	> 5963 (4398)
		5	Apretado a Mano	0	2101 (1550)	> 5383 (3970)
		6	Apretado a Mano	0	2305 (1700)	> 6119 (4513)
		7	Apretado a Mano	0	2237 (1650)	> 6744 (4974)
		8	2004 (1478)	177.9 (40.00)	2034 (1500)	> 6566 (4843)

Nota: La conexión soporta torques superiores al 180% del torque de fluencia sin observarse desenchufe de la misma (jump out)

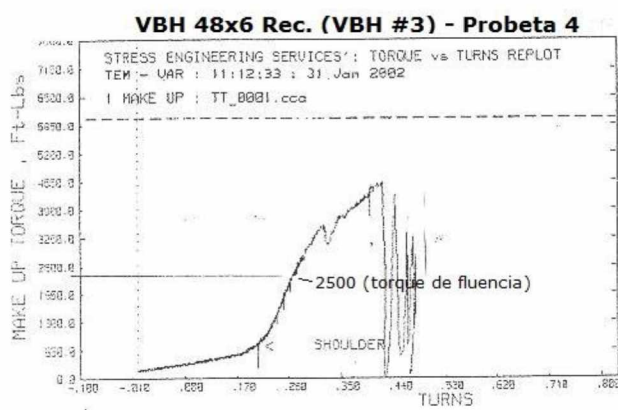
Tabla 31: Resultados de los ensayos de torsión a rotura



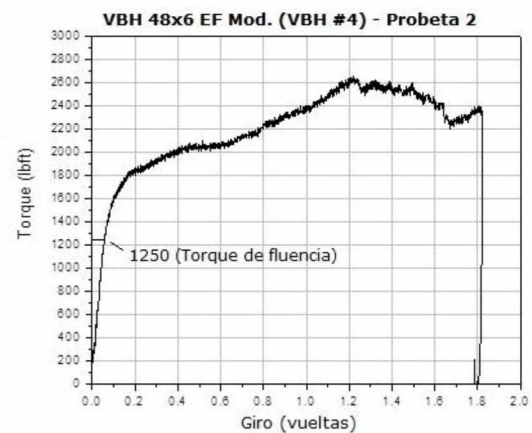
a) VBH #1 (Probeta 1)



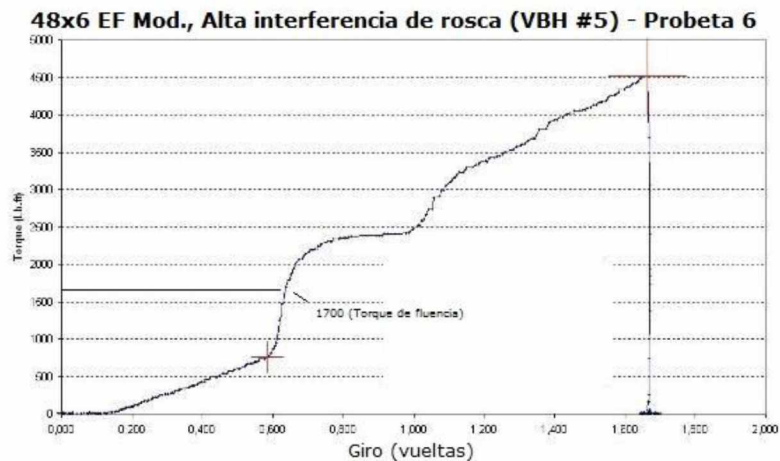
b) VBH #2 (Probeta 4)



c) VBH #3 (Probeta 4)



d) VBH #4 (Probeta 2)



e) VBH #5 (Probeta 6)

Figura 81: Curvas de torque vs. vueltas de los ensayos de torsión a rotura sin carga axial

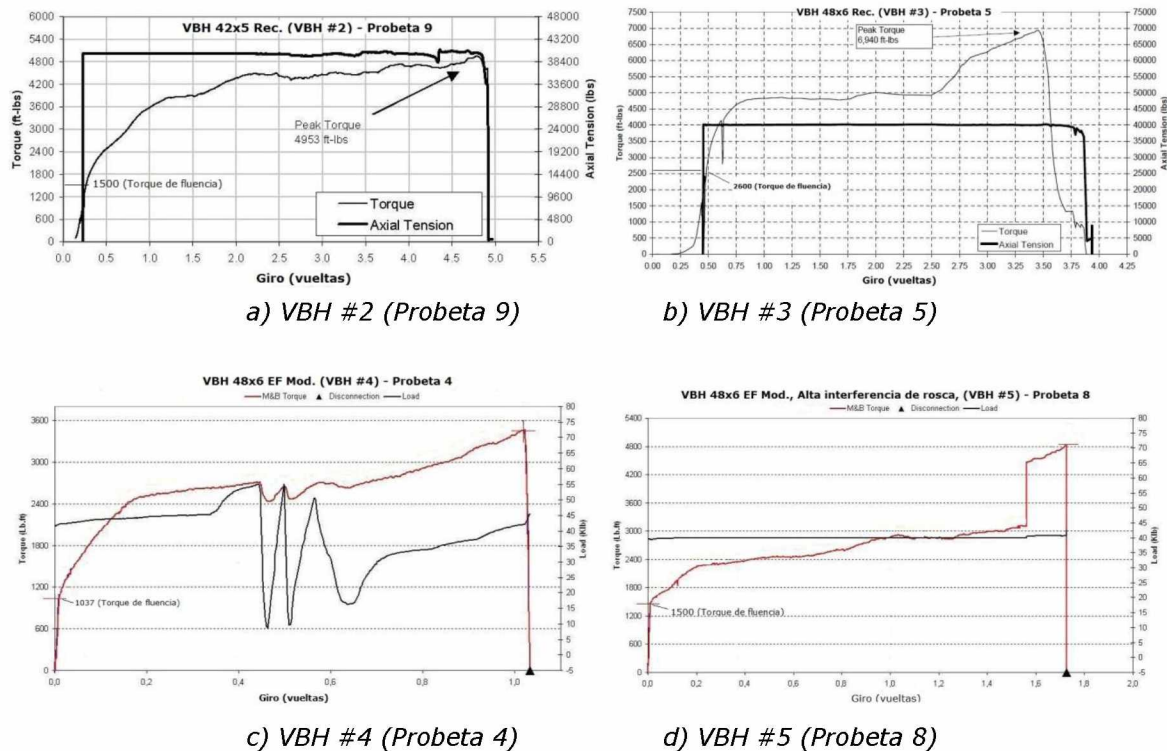
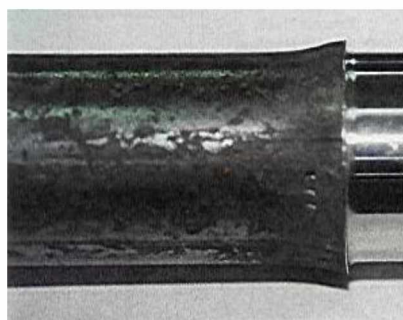
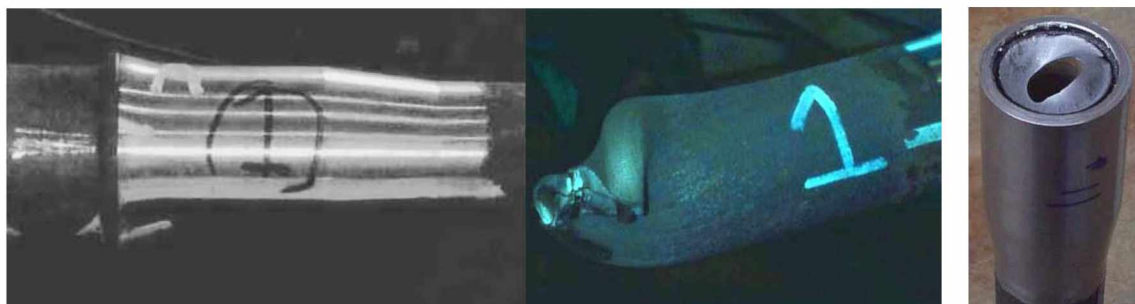


Figura 82: Curvas de torque y carga axial vs. vueltas del ensayo de torsión a rotura combinado con carga axial constante

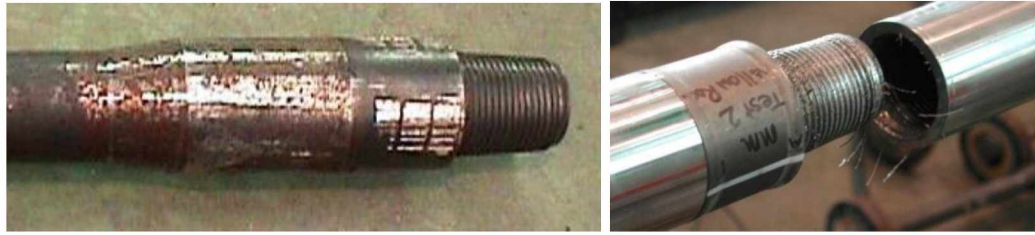


a) VBH #1 (Prob. 1, torsión)



b) VBH #2 (Prob. 4, torsión y Prob. 11, torsión combinada con tracción)

Figura 83: Zonas de falla de las probetas ensayadas



c) VBH #3 (Prob. 1, torsión y Prob. 6, torsión combinada con tracción)



d) VBH #4 (Prob. 2, torsión y Prob. 4, torsión combinada con tracción)



e) VBH #5 (Prob. 6, torsión y Prob. 8, torsión combinada con tracción)

Figura 83: Zonas de falla de las probetas ensayadas (Continuación).

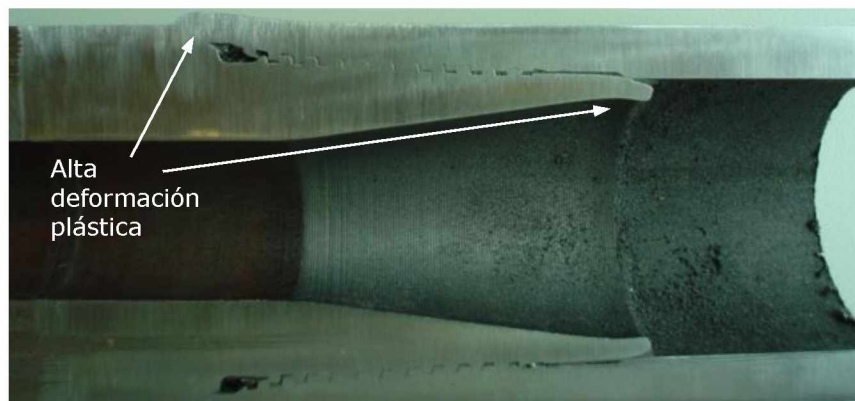


Figura 84: Vista de un corte de la conexión luego de ensayo de torsión a rotura (VBH #4).

7.2.3. Resistencia al Engrane de la Conexión

El objetivo de este ensayo es determinar el comportamiento de la conexión de la probeta cuando es sometida a múltiples operaciones de apriete de desarmado a un valor de torque predefinido. Dichas operaciones son conocidas como "make & break".

Particularmente se evalúa si la conexión soporta cierta cantidad de operaciones de apretado y desarmado sin presentar daño superficial

especialmente en la zona de la rosca. En caso de presentar daño, generalmente es el desgarrado superficial o engrane de zonas que presentan una especie de soldadura entre superficies debido a la alta presión de contacto y fricción, fenómeno conocido como "galling".

En este tipo de ensayo, las probetas estuvieron formadas por un extremo tubular roscado unido a un niple, ambos apretados a mano (ver Fig. 76). El largo de las probetas fue de aprox. 1000 mm.

Se realizaron un total de **27 ensayos** sobre probetas de VBH #1 a #5 (ver Tabla 32) [25] [29] [30] [42] [43] [44] [45]. Estos se realizaron controlando el torque, siendo 5 Y 10 el número máximo de operaciones de apriete y desarmado (Nº de M&B). La metodología de ensayo fue la siguiente:

- a) Cubrir con grasa lubricante la zona de la conexión.
- b) Apretado a mano de la conexión.
- c) Medición del tiraje (huelgo entre niple y varilla en la zona del hombro de torque cuando la conexión es apretada a mano).
- d) Apretado al torque nominal especificado. En general está próximo al valor de fluencia.
- e) Desarmado de la conexión
- f) Extracción de la grasa y limpieza de las superficies con solvente.
- g) Observación de las superficies de la conexión en busca de indicios de daño, particularmente en las zonas de rosca y hombro de torque.
- h) Si no se observa daño, repetir las operaciones del ítem a) a g).

Tipo de Ensayo	Nro. de Probetas		Laboratorio
Resistencia a varias operaciones de armado y desarmado de la conexión (Make&Break)	27	15	Centro de investigación y desarrollo de Tenaris Siderca, Campana, Argentina.
		12	*C-FER Technologies, Edmonton, Alberta, Canada

* Prestigioso laboratorio Canadiense de ensayos y homologación de componentes de uso petrolero

Tabla 32: Ensayos realizados de resistencia al engrane de la conexión.

Similar a los ensayos del ítem anterior, estos se realizaron en los laboratorios del Centro de investigación y desarrollo de Tenaris Siderca (I&D Tenaris Siderca) y del C-FER (prestigioso laboratorio Canadiense). En el primero de ellos se utilizó un dispositivo especial fabricado con este fin con una capacidad de 3200 lbft de torque (Fig. 79). Mientras que en el segundo, se utilizó una unidad de ensayo de torsión con una capacidad de 12,000 lb-ft.

Los parámetros registrados durante el ensayo fueron: torque, giro de la varilla (Nro. de vueltas) y tiraje de la conexión. Para el primero se utilizó una celda de carga y un brazo de palanca; para el segundo un medidor de giro en la zona próxima al hombro de torque de la varilla y para el último unas galgas calibradas y/o un calibre.

En todos los casos se analizó si las superficies de la conexión presentaban daño luego de cada operación de apretado y desarmado.

La Tabla 33 presenta los resultados de estos ensayos, particularmente los torques de apriete y desarmado. Se observa que el torque de desarmado es levemente inferior que el torque de apriete, siendo la relación entre estos de 0.71 a 0.96. En todas las situaciones no se observó engrane o daño superficial luego del final de las operaciones de apriete y desarmado (Fig. 85).

La Figura 86 muestra las curvas de torques de apriete y desarmado vs. giro correspondiente a 5 operaciones de armado y desarmado de una probeta de VBH #2 (probeta 3).

Tipo de VBH	Lab. de Ensayo	Prob. No.	Torque Planeado [Nm] (lbft)	N° de M&B	Torque de Apretado * [Nm] (lbft)	Torque de Desarmado* [Nm] (lbft)*	Rel. Torque des. / Torque apret.*
VBH #1	I&D Tenaris	1	1356 (1000)	5	1396 (1030)	1058 (780)	0.76
VBH #2	I&D Tenaris	1	2034 (1500)	5	2078 (1533)	1760 (1298)	0.85
		2		5	1799 (1327)	1620 (1195)	0.90
		3		5	2168 (1599)	1939 (1430)	0.89
	CFER	4	1627 (1200)	1	1632 (1204)	1161 (856)	0.71
		5		1	1642 (1211)	1302 (960)	0.79
		6		1	1649 (1216)	1352 (997)	0.82
		7		1	1658 (1223)	1512 (1115)	0.91
		8		1	1658 (1223)	1437 (1060)	0.87
		9		1	1673 (1234)	1392 (1027)	0.83
		10		1	1658 (1223)	1521 (1122)	0.92
		11		1	1649 (1216)	1531 (1129)	0.93
		12		1	1661 (1225)	1578 (1164)	0.95
		13	2034 (1500)	1	2076 (1531)	1632 (1204)	0.79
VBH #3	I&D Tenaris	1	4067 (3000)	4	4237 (3125)	3653 (2694)	0.86
		2		5	4271 (3150)	3543 (2613)	0.83
		3		5	4255 (3138)	3669 (2706)	0.86
		4	3390 (2500)	5	3182 (2347)	2663 (1964)	0.84
	CFER	5	3118 (2300)	2	3371 (2486)	2756 (2033)	0.82
		6		2	3341 (2464)	2922 (2155)	0.87
VBH #4	I&D Tenaris	1	1356 (1000)	1	1441 (1063)	1018 (751)	0.71
		2		1	1392 (1027)	1100 (811)	0.79
		3		1	1334 (984)	965 (712)	0.72
		4		10	1506 (1111)	1227 (905)	0.81
VBH #5	I&D Tenaris	1	2034 (1500)	5	2119 (1563)	1988 (1466)	0.94
		2		5	2058 (1518)	1848 (1363)	0.90
		3		5	2070 (1527)	1993 (1470)	0.96

* Estos valores corresponden a la última operación de apretado y desarmado.

No se observó daño (galling) en la conexión luego de los ensayos.

Tabla 33: Resultados de los ensayos de resistencia a múltiples aprietes y desarmados

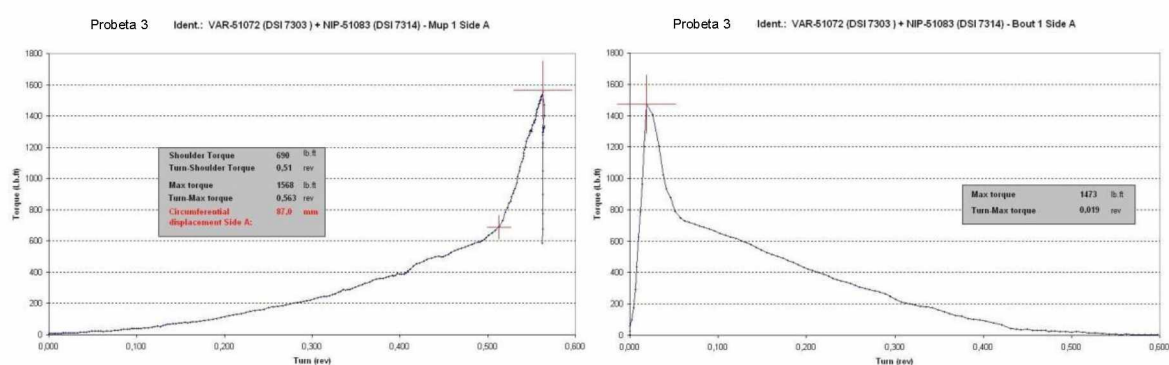


a) VBH #2 (Prob. 1). Vista de Niple y Varilla



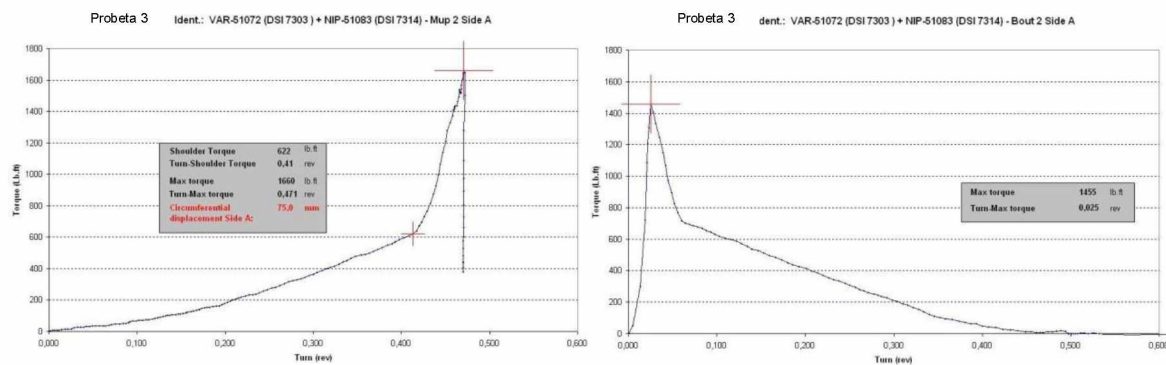
b) VBH #4 (Prob. 4). Vista de Niple y Varilla

Figura 85: Probetas de Varillas Huecas mostrando la zona de la conexión luego de los ensayos de múltiples apretados y desarmados.
No se observa engrane "galling".

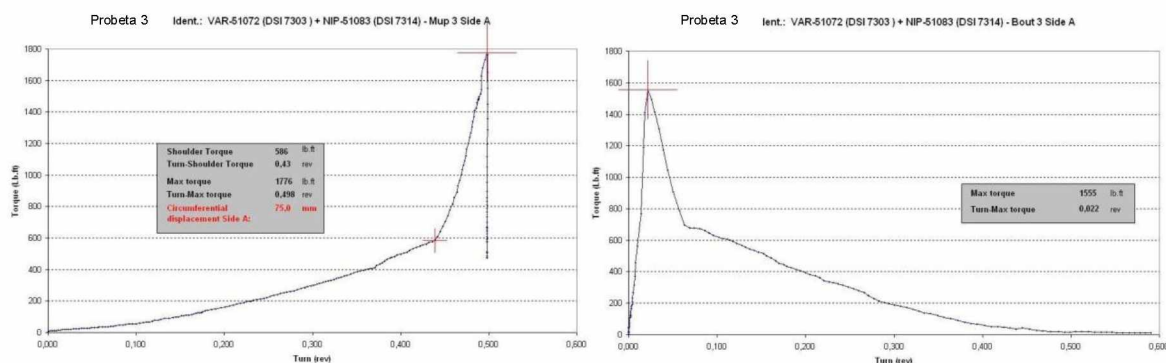


a) 1er apretado y desarmado

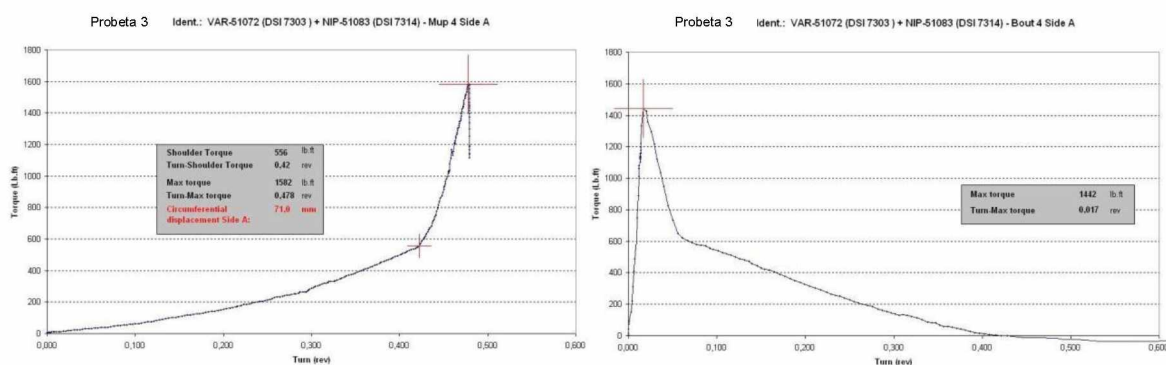
Figura 86: Curvas de torque vs. giro (VBH #2 - Prob. 3, sometida a 5 M&B).



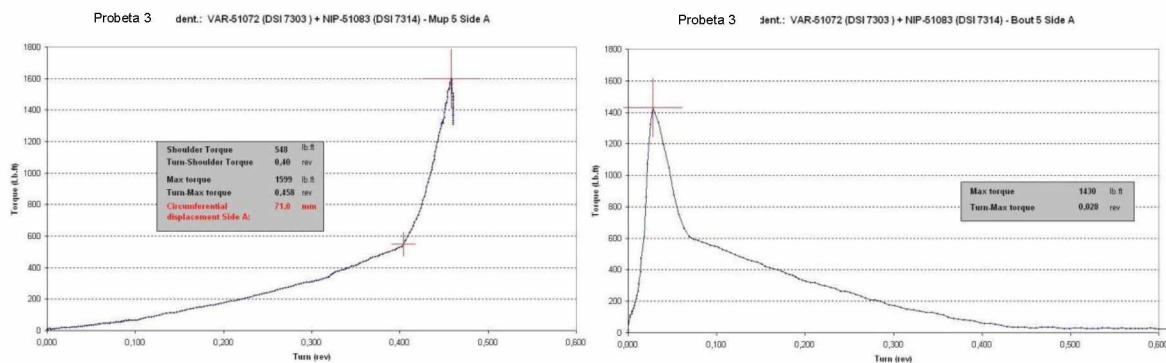
b) 2do apretado y desarmado



c) 3er apretado y desarmado



d) 4to apretado y desarmado



e) 5to apretado y desarmado

Figura 86: Curvas de torque vs. giro para VBH #2 - Prob. 3, sometida a 5 M&B (Continuación).

7.2.4. Ensayos de Fatiga Multiaxial

Este ensayo evalúa la resistencia a la fatiga de la probeta cuando es sometida a condiciones de carga similares a las de servicio en pozo y situaciones extremas. Para ello se tienen en cuenta una combinación de cargas estáticas de torsión y tensión, así como también cargas fluctuantes de flexión debido a la curvatura del pozo. Se determina particularmente el límite de fatiga de las cargas de flexión con el fin de definir la ventana de trabajo de las varillas huecas, así como también se identifican las zonas de falla.

Se ensayaron un total de **20 probetas** de todas las medidas de VBH [29] [49] [50], considerando casos con y sin carga axial constante, los cuales son representativos de conexiones próximas a boca y fondo de pozo respectivamente. Cabe recordar que en boca de pozo la conexión es sometida a la máxima carga axial mientras que en fondo de pozo esta carga es próxima a cero.

Particularmente para el caso de la VBH #4 se tuvo en cuenta situaciones con y sin carga axial (varilla en boca y fondo de pozo). Mientras que para el resto se consideró solamente el caso más crítico que es el de una conexión en boca de pozo (con máxima carga axial).

Las condiciones de carga fueron:

- *Torque estático (M_t).*
 - VBH #1&4: 1491 Nm (1100 lbft)
Para casos sin carga axial: 1356 Nm (1000 lbft)
 - VBH #2: 2034 Nm (1500 lbft)
 - VBH #3: 3390 Nm (2500 lbft)
 - VBH #5: 2034 Nm (1500 lbft)
- *Carga axial estática (F_a).*
 - Todas las medidas, VBH #1 a #5: 200 kN (45 klb).
 - VBH #4: 0 kN
- *Carga de flexión alternativa (F_b).*
 - Para cada medida de VBH, se eligieron diferentes valores de tensión remota de flexión con el fin de determinar la curva de rango de tensiones de flexión vs. vida a fatiga ($\Delta\sigma_b$ vs. N), así como también su límite de fatiga. Las tensiones son equivalentes a un valor de curvatura del pozo (expresadas mediante el parámetro "Dog Leg Severity", DLS).

Las probetas estuvieron constituidas por dos extremos tubulares, unidos a un niple central con aprietes determinados (Fig. 87). El largo de las probetas fue de 1800 mm.

Los torques de apriete de las probetas fueron:

- VBH #1&4: 1559 Nm (1150 lbft)
- VBH #2: 2101 Nm (1550 lbft)
- VBH #3: 3457 Nm (2550 lbft)
- VBH #5: 2101 Nm (1550 lbft)

Los ensayos se realizaron en los laboratorios de ensayos mecánicos de la Fábrica Militar de Aviones (FAdeA), localizada en Cordoba, utilizándose un dispositivo especial fabricado con este fin con capacidades de 9000 J (6638 lbft) de torque, 200 kN de carga axial y 50 kN de carga de flexión (Figs. 88-90). La temperatura de ensayo fue ambiente y la frecuencia de las cargas alternas de flexión fue aprox. de 1 hz.

Cabe mencionar que los valores de tensiones se controlaron y determinaron utilizando un medidor de deformaciones (roseta de strain gages) ubicado en una zona remota del cuerpo de la varilla (Fig. 91). Mediante esto, se miden primeramente las deformaciones aplicadas y luego se calculan las tensiones por medio de ecuaciones de resistencia de materiales que vinculan deformaciones con tensiones.

Durante el ensayo, se registraron los siguientes parámetros: torque, carga axial, cargas de flexión máxima y mínima, y número de ciclos. Para medir las cargas se utilizaron celdas de carga y un brazo de palanca (caso del torque), mientras que para el número de ciclos un contador de ciclos.



a) VBH #1



b) VBH #3

Figura 87: Probetas de ensayo de fatiga multiaxial.

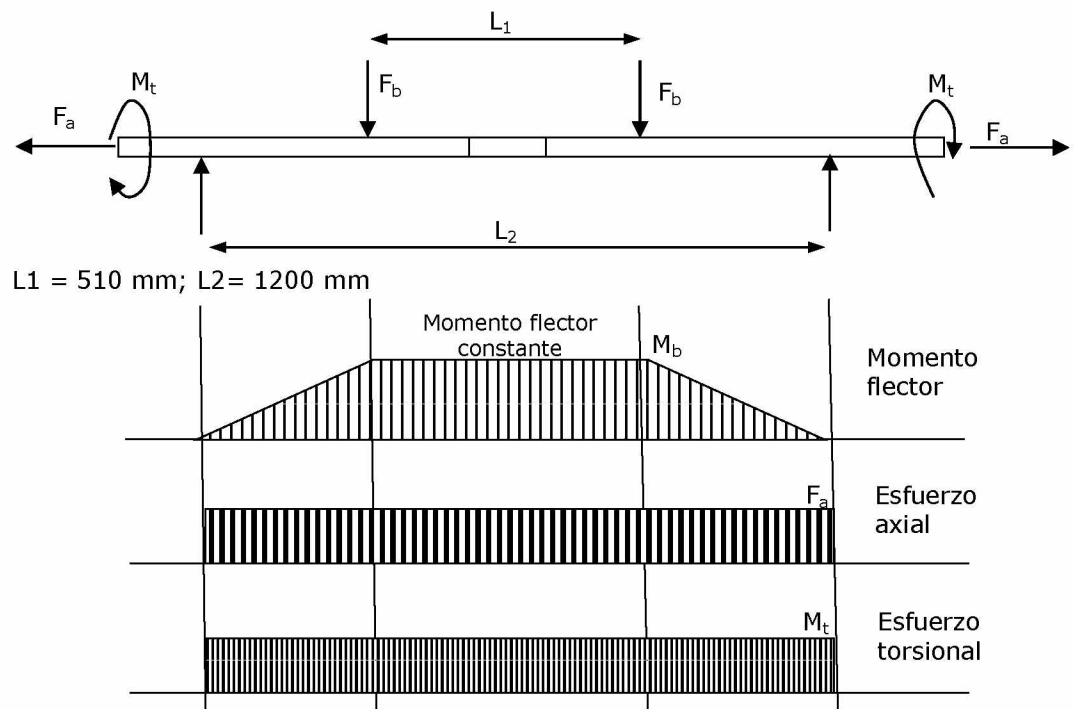


Figura 88: Esquema de cargas aplicadas y diagrama de esfuerzos durante el ensayo de fatiga multiaxial.

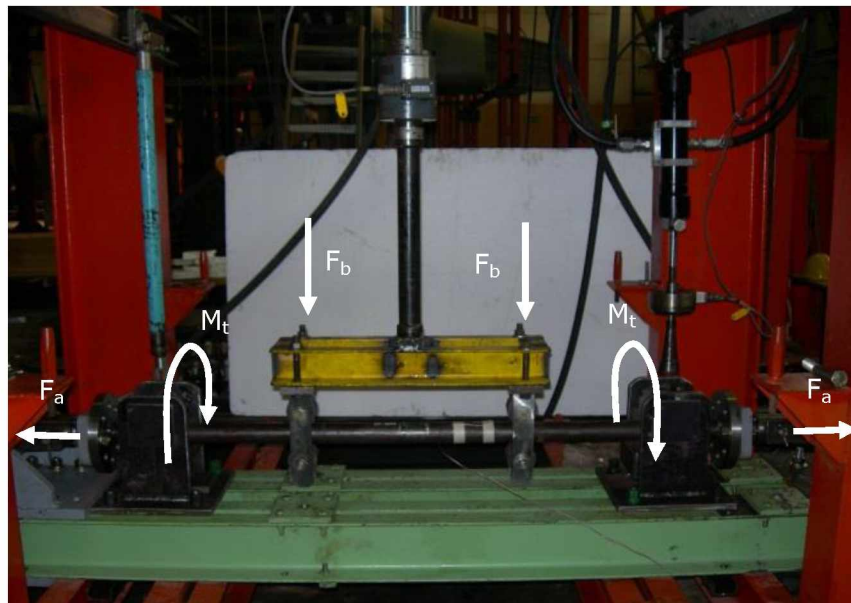
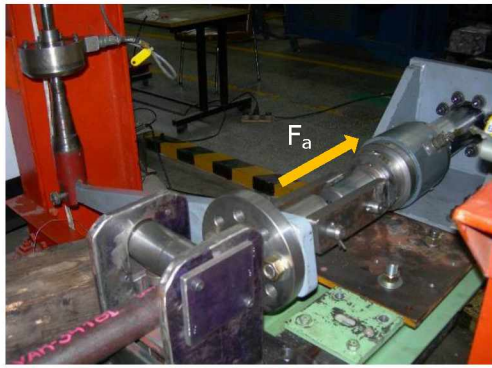
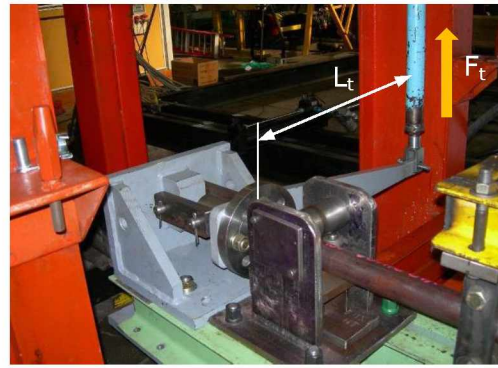


Figura 89: Máquina de ensayo. Se aplican cargas estáticas de torsión (M_t) y tensión (F_a) y flexión alternativa (F_b).

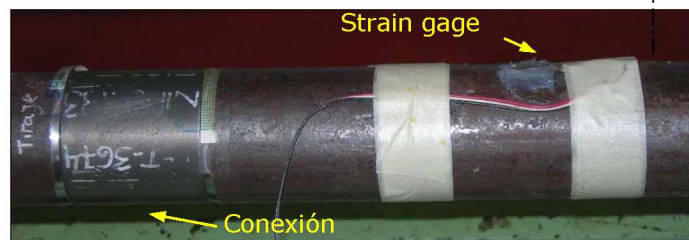
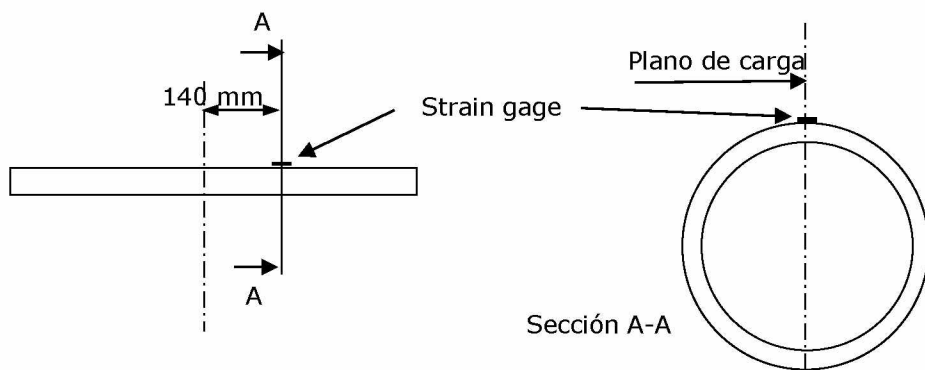


a) Carga axial estática

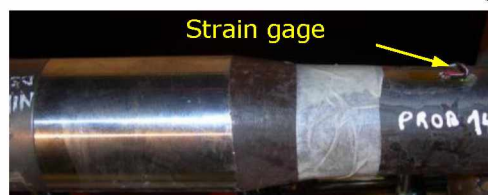
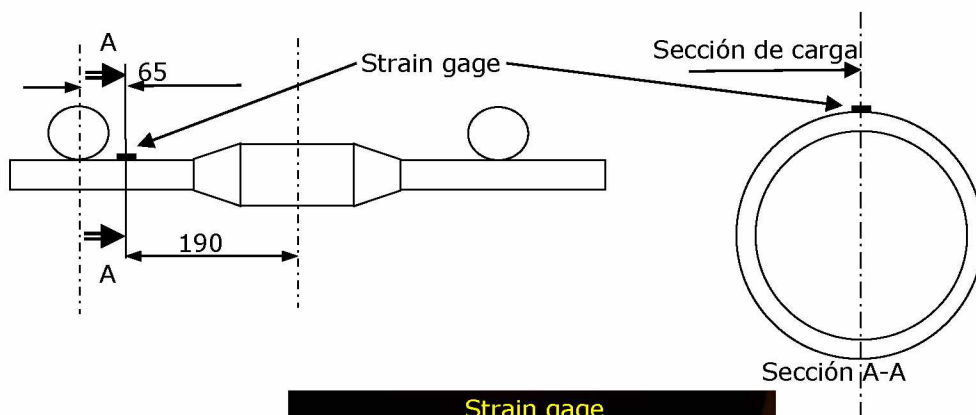


b) Carga torsional estática ($M_t = F_t \cdot L_t$)

Figura 90: Detalles de la máquina de fatiga. Aplicación de las cargas estáticas de torsión y tensión



a) VBH # 1, #4 y #5



b) VBH # 2 y #3

Figura 91: Ubicación del strain gage sobre la probeta

La Tabla 34 muestra los resultados de los ensayos. Se observa que algunas probetas no fallaron luego de los 5 millones de ciclos (máximo valor de ensayo).

Las Figuras 92 a 99 presentan el rango de tensiones alternas de flexión ($\Delta\sigma_b$) y el valor del parámetro DLS vs. vida a fatiga (N) para todas las medidas de varillas huecas. Además, los límites de fatiga se resumen en la Tabla 35, siendo estos valores mayores que $\Delta\sigma_b = 95$ MPa (equivalente a DLS=16°/30 m). Los resultados son excelentes, puesto que las deflexiones típicas de los pozos petroleros son menores a DLS = 15°/30 m, lo cual garantiza que no se produzcan fallas por fatiga en las varillas huecas durante la operación en pozo.

Cabe mencionar que para los aceros el límite de fatiga se determina usualmente de la curva S-N (rango de tensiones vs. vida a fatiga), extrapolando la curva de ajuste de los resultados experimentales hasta 10 millones de ciclos, considerada vida infinita (ver Fig. 100) [51]. Lo cual indica que si actuaran tensiones inferiores al límite de fatiga, no tendrían que producirse fallas por fatiga.

Sin embargo las varillas huecas deberían soportar al menos 2 años de vida sin daño alguno durante el servicio en pozo. Lo cual equivale a 420 millones de ciclos (se consideró un sistema PCP con 400 rpm, que es un valor típico).

Teniendo en cuenta estas consideraciones y con el fin de ser conservadores, partiendo de los resultados experimentales, se estimó como límite de fatiga un valor menor de rango de tensiones correspondiente a 420 millones de ciclos. Esto se realizó en todas las medidas de varillas huecas, considerando la siguiente metodología:

- Se determinó la curva de ajuste del rango de tensiones de flexión ($\Delta\sigma_b$) vs. vida a fatiga (N) hasta los 10 millones de ciclos (1ra zona).
- Luego de este valor, se continuó con una recta en escala log-log en la que se asumió una pendiente con valor la mitad de la 1ra zona. Esta consideración es similar a la indicada en la norma ISO 13628-7 para tubos con soldadura [52] [53].

Las Figuras 101 a 103 muestran algunas de las probetas luego del ensayo. En el caso de las varillas que son lisas externamente sin recalque (VBH #1, #4 y # 5) la rotura ocurrió en la conexión, en la zona del último filete enganchado de la varilla "box", (Fig. 101). Por otro lado, en las varillas con recalque externo (VBH #2 y #3) la falla se produjo en el cuerpo de la varilla, lejos de la zona de la conexión (Fig. 102 y 103).

Tipo de VBH	Prob. No.	Cargas Aplicadas			Vida a Fatiga *** (ciclos)	Observac.
		Carga Axial Estática [kN] (klb)	Torque Estático [Nm] (lb.ft)	Rango de Tensiones Alternas de Flexión, $\Delta\sigma_b$ ** [MPa] (DLS en °/30 m)		
VBH #1	20	200 (45)	1491 (1100)	318 (55.0)	226,940	Falló
VBH #4	1	0 (0)	1356 (1000)	494 (85.5)	247,830	Falló
	2	0 (0)	1356 (1000)	329 (57.0)	2.11×10^6	Falló
	3	200 (45)	1491 (1100)	149 (25.7)	4.71×10^6	Falló
	4	200 (45)	1491 (1100)	232 (40.2)	1.37×10^6	Falló
	5	200 (45)	1491 (1100)	156 (27.0)	5.0×10^6	No falló
	5b*	200 (45)	1491 (1100)	243 (42.0)	3.19×10^6	Falló
	6	200 (45)	1491 (1100)	576 (99.8)	29,930	Falló
	7	200 (45)	1491 (1100)	202 (35.1)	5.0×10^6	No falló
VBH #2	8	200 (45)	2034 (1500)	150 (30.0)	5.0×10^6	No falló
	9	200 (45)	2034 (1500)	225 (45.0)	5.0×10^6	No falló
	9b*	200 (45)	2034 (1500)	300 (60.0)	4.36×10^6	Falló
	10	200 (45)	2034 (1500)	350 (70.0)	3.15×10^6	Falló
	11	200 (45)	2034 (1500)	425 (85.0)	1.02×10^6	Falló
VBH #3	12	200 (45)	3390 (2500)	289 (50.0)	929,740	Falló
	13	200 (45)	3390 (2500)	231 (40.0)	5.0×10^6	No falló
	14	200 (45)	3390 (2500)	277 (48.0)	1.84×10^6	Falló
	15	200 (45)	3390 (2500)	243 (42.0)	5.0×10^6	No falló
VBH #5	16	200 (45)	2034 (1500)	202 (35.1)	1.07×10^6	Falló
	17	200 (45)	2034 (1500)	139 (24.0)	5.0×10^6	No falló
	18	200 (45)	2034 (1500)	162 (28.0)	5.0×10^6	No falló
	19	200 (45)	2034 (1500)	185 (32.1)	5.0×10^6	No falló

* Esto corresponde a una 2da etapa de carga en la misma probeta.

** La relación considerada entre las tensiones mínima y máxima de flexión es $R_b = \sigma_{min} / \sigma_{max} = -1$ y el rango de tensiones de flexión es $\Delta\sigma_b = \sigma_{max} - \sigma_{min}$. El valor del parámetro Dog leg severity (DLS) es un valor equivalente de la carga de flexión aplicada.

*** Se considera vida infinita (run-out) cuando la probeta alcanza los 5 millones de ciclos sin falla alguna.

Tabla 34: Resultados de los ensayos de fatiga multiaxial

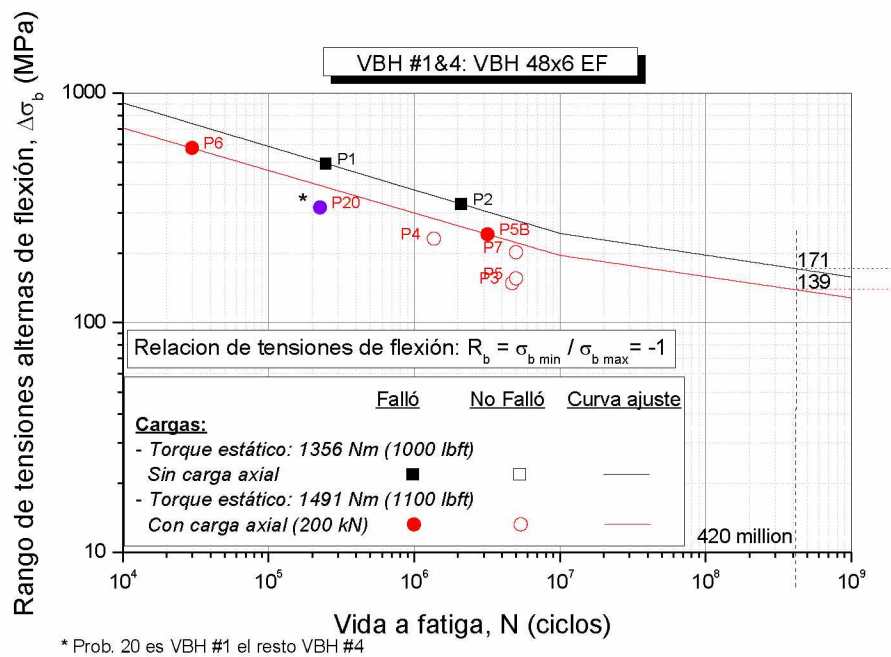


Figura 92: Rango de tensiones de flexión vs. vida a fatiga para VBH #1 y 4.

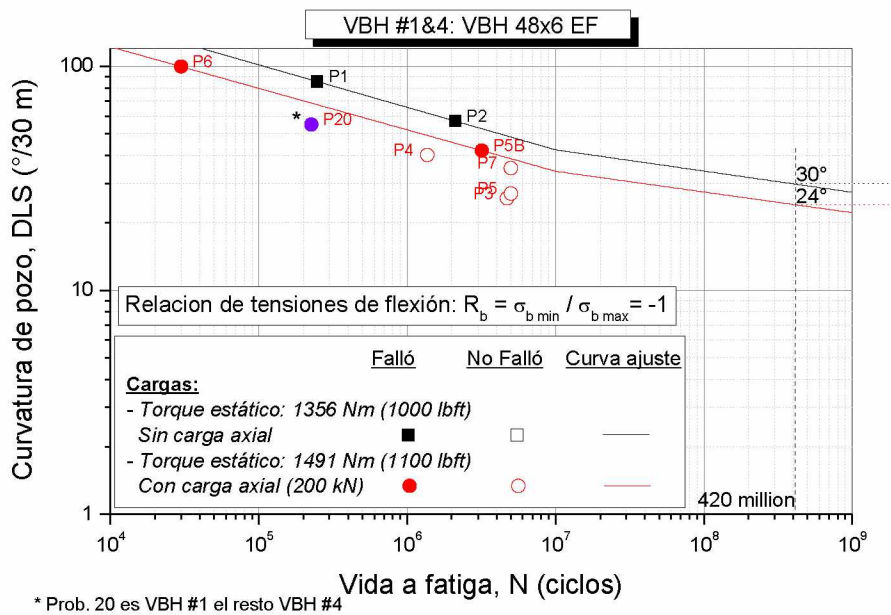


Figura 93: Parámetro DLS (curvatura del pozo) vs. vida a fatiga para VBH #1 y 4.

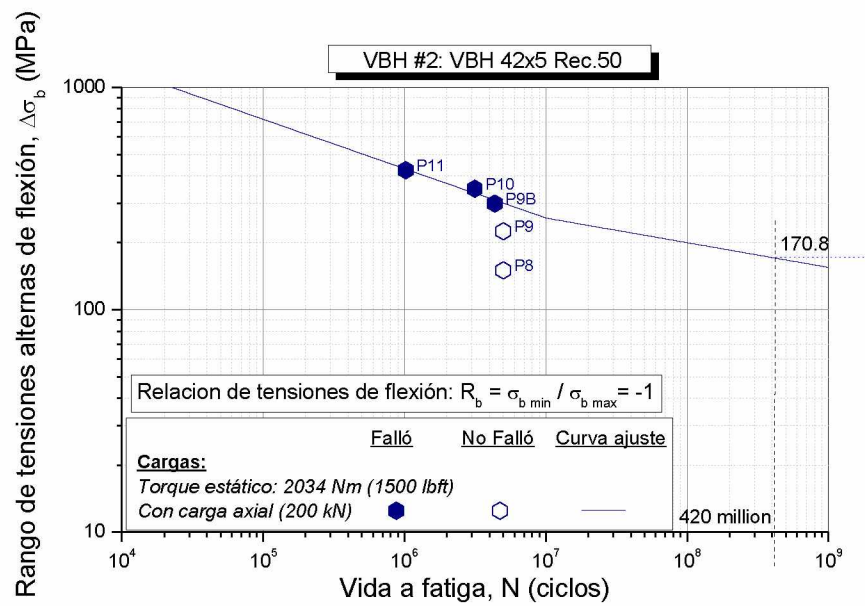


Figura 94: Rango de tensiones de flexión vs. vida a fatiga para VBH #2.

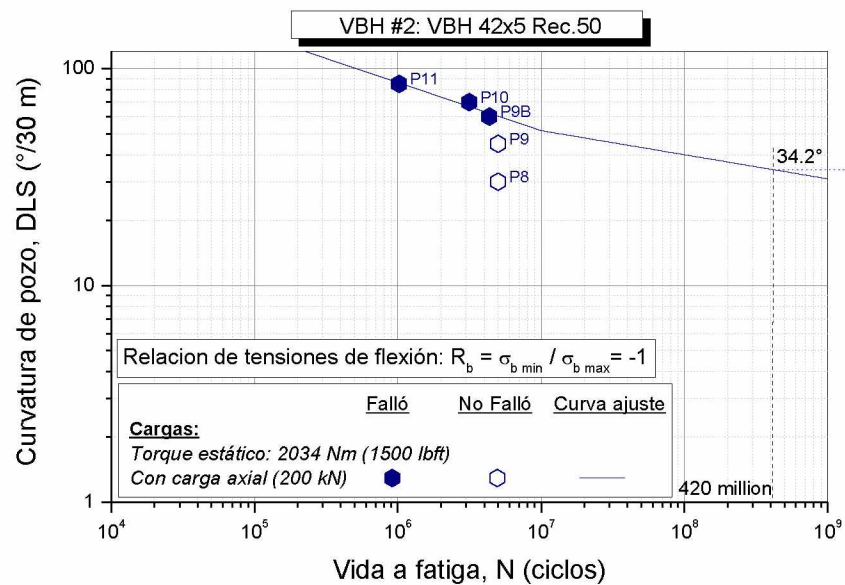


Figura 95: Parámetro DLS (curvatura del pozo) vs. vida a fatiga para VBH #2

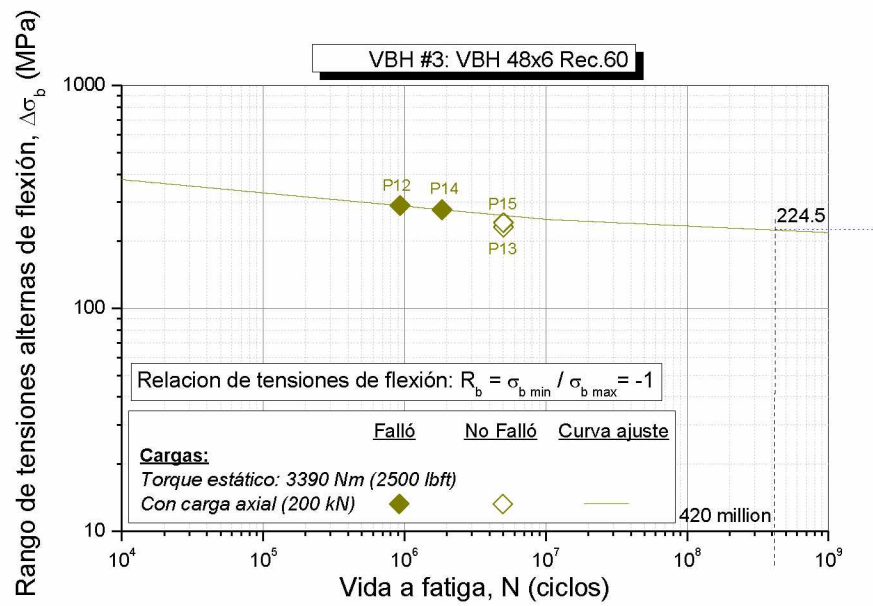


Figura 96: Rango de tensiones de flexión vs. vida a fatiga para VBH #3.

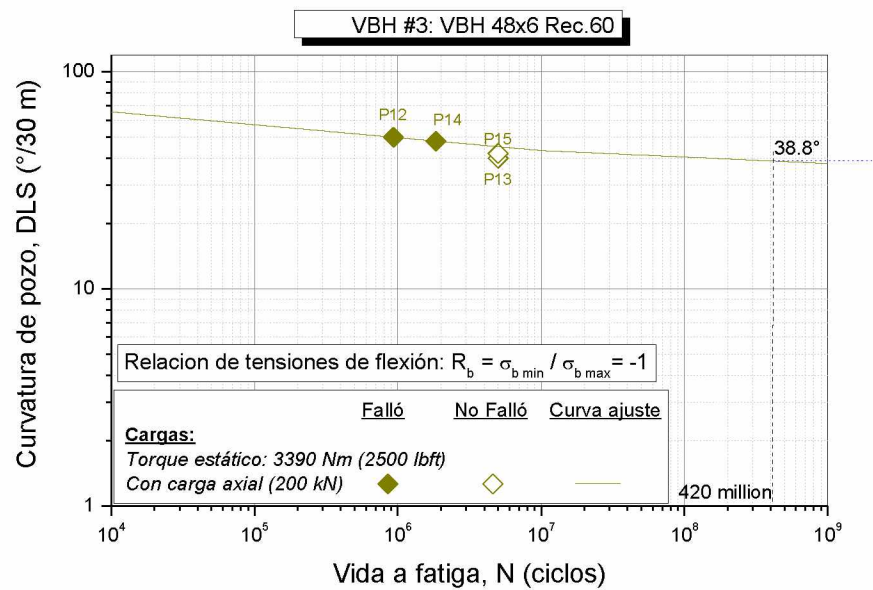


Figura 97: Parámetro DLS (curvatura del pozo) vs. vida a fatiga para VBH #3

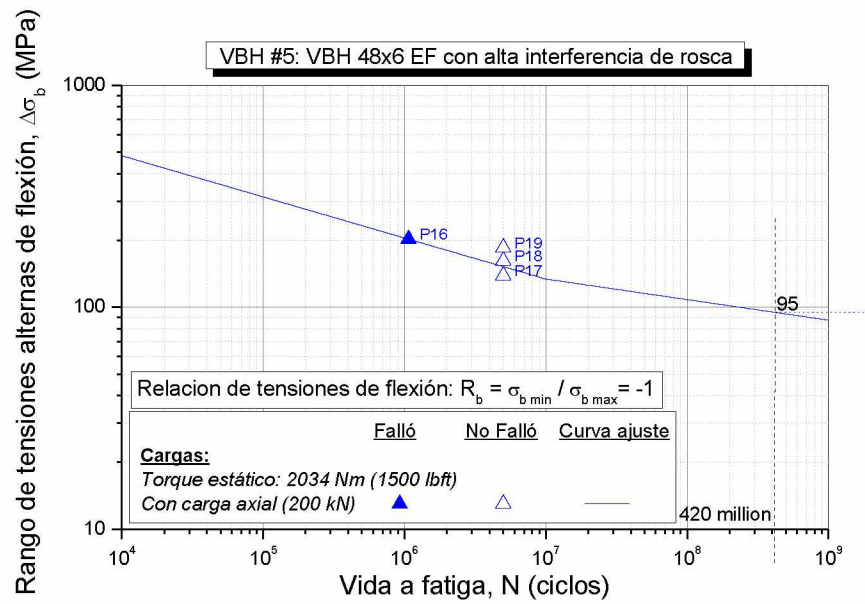


Figura 98: Rango de tensiones de flexión vs. vida a fatiga para VBH #5.

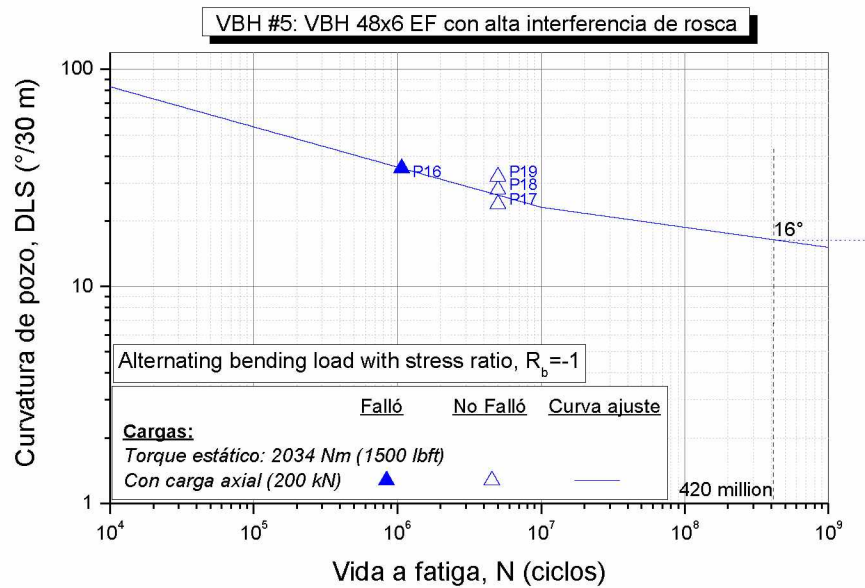


Figura 99: Parámetro DLS (curvatura del pozo) vs. vida a fatiga para VBH #5.

Tipo de VBH	Límite de Fatiga Rango de Tensiones Alternas de Flexión, $\Delta\sigma_b$ lim fat. [MPa] (DLS in °/30 m)
VBH # 1 y 4	139 (24)
VBH # 2	170.8 (34.2)
VBH # 3	224.5 (38.8)
VBH # 5	95 (16.0)

Tabla 35: Límites de fatiga para todas las medidas de varillas huecas

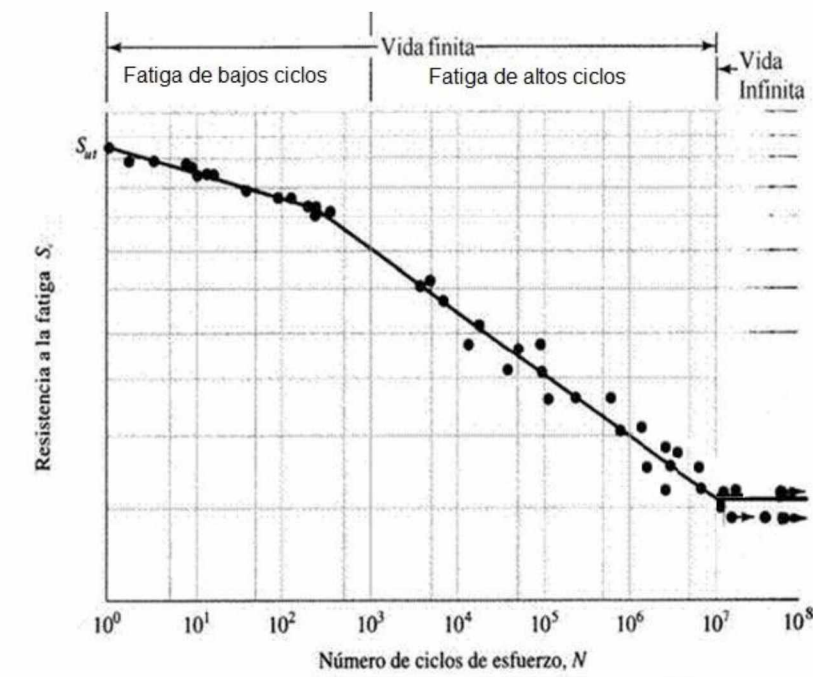


Figura 100: Curva típica de fatiga de un acero.

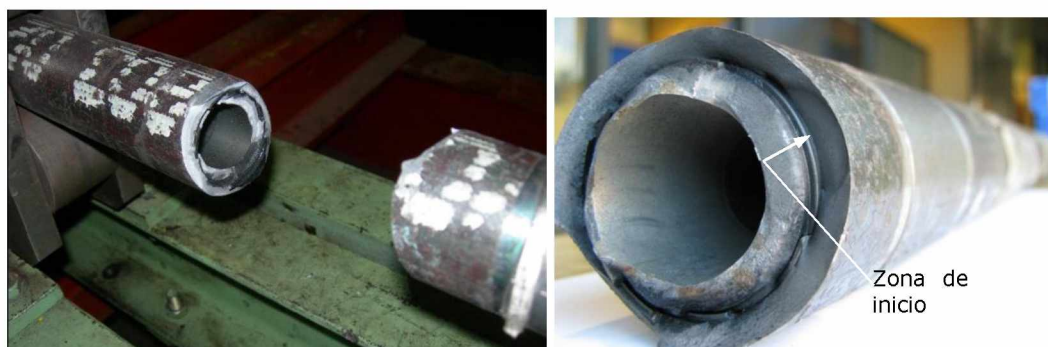


Figura 101: Probeta de VBH #4 (Prob. 5) luego del ensayo de fatiga multiaxial. La falla ocurrió en la conexión.



Figura 102: Probeta de VBH #2 (Prob. 10) luego del ensayo de fatiga multiaxial. La falla se produjo en la zona del cuerpo de la varilla.

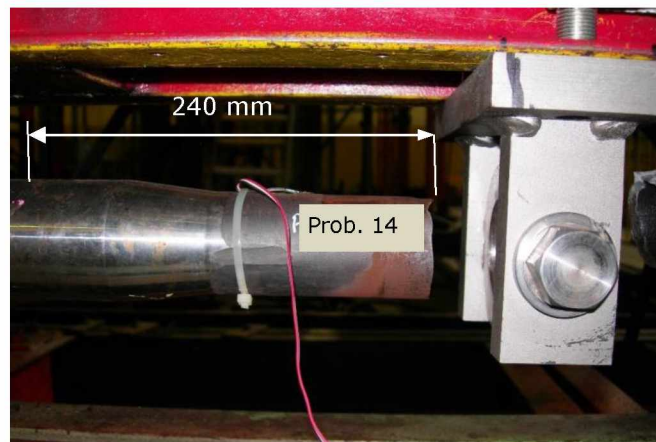


Figura 103: Probeta de VBH #3 (Prob. 14) luego del ensayo de fatiga multiaxial. La falla se produjo en la zona del cuerpo de la varilla.

7.2.5. Ensayos de Sellabilidad de la Conexión

Este ensayo determina el grado de sellabilidad de la conexión de la probeta cuando se inyecta gas u otro fluido por su interior. Se determina particularmente la presión interna máxima que soporta la conexión sin presentar pérdidas de fluido.

Se ensayaron un total de **7 probetas** de VBH #2, #4 y #5 [42] [43] [54] [55], teniendo en cuenta casos con y sin carga axial externa constante, los cuales son representativos de conexiones próximas a boca y fondo de pozo respectivamente. Se consideró también el efecto de la alta temperatura, por ello se tuvo en cuenta situaciones a 150 °C.

Los ensayos se realizaron de acuerdo a los lineamientos de la norma ISO 13679 -2002 [56]. Las probetas se sometieron a varias etapas de ensayo o ciclos de carga (de 2 a 5).

La metodología de ensayo fue la siguiente:

- Ensamble de la probeta en la máquina de ensayo.
- Aplicación de carga axial hasta el valor planeado.

- Presurización interna de la probeta con nitrógeno gaseoso a pasos incrementales hasta el valor máximo del equipo o presión donde se detectan pérdidas en la conexión.
- Despresurización a pasos decrementales

Las condiciones de ensayo fueron:

- *Carga axial.*
 - 0 kN (carga total)
 - Capped end (carga axial solo debida a la presión interna)
 - 175 kN o 200 kN (carga total)
- *Presión interna.*

Se utilizó Nitrógeno gaseoso como fluido de ensayo. Además, con el fin de trabajar en forma segura, se evitó gran volumen de fluido con la adición de un relleno en la parte interna de la probeta.

 - Durante la presurización, los incrementos de presión fueron de $\Delta P = 250$ a 1000 psi con tiempos de permanencia de 5 min, hasta alcanzar los 15 ksi (103.4 MPa).
 - Durante la despresurización, las reducciones de presión fueron de $\Delta P = 250$ a 5000 psi con tiempos de permanencia de 1 a 5 min.
- *Temperatura:*
 - Ambiente (21 °C)
 - 150 °C

Las probetas estuvieron constituidas por dos extremos tubulares, unidos a un niple central con aprietes determinados (Fig. 104). El largo de las probetas fue de aprox. 1000 mm.

Los torques de apriete de las mismas fueron:

- VBH #2: Lado A: 1491 Nm (1100 lbft) y Lado B: 1898 Nm (1400 lbft)
- VBH #4: Lado A: 1017 Nm (750 lbft) y Lado B: 1356 Nm (1000 lbft)
- VBH #5: Ambos lados: 2034 Nm (1500 lbft)

Los ensayos se realizaron en los laboratorios del Centro de Investigación de Tenaris Siderca (I&D Tenaris Siderca). Para los ensayos sin carga axial externa (capped end), se utilizó un dispositivo especial fabricado con este fin con capacidad de 15 ksi de presión interna. Mientras que para los ensayos con carga axial externa, se empleó una máquina de cargas combinadas fabricada por Stress Engineering Services INC. con capacidades de 35 Ksi de presión interna y 3300 klb de carga axial (Figs. 105-107).

Durante el ensayo, se registraron los siguientes parámetros: presión interna, carga axial y tiempo. Las cargas se midieron mediante una celda de carga y un medidor de presión, mientras que el tiempo utilizando un cronometro. Además, se utilizaron mantas calefactoras próximas a la conexión para calentar las muestras a la temperatura deseada (Fig. 106). A su vez, para detectar las pedidas de gas en la zona de la conexión se utilizó una cámara con agua (aros de fuga), la cual se conecta a un sistema de tubos capilares con escala graduada que detecta el desplazamiento del volumen de agua debido a la perdida de gas (Fig. 107).

La Tabla 36 presenta los resultados de los ensayos. No se observaron perdidas de gas en la conexión hasta presiones internas de 12.5 y 15 ksi, tanto para ambos casos de temperatura (ambiente y 150°C), así como también para todos los casos de carga axial (0 kN, carga axial solo debido a la presión, 175 kN y 200 kN). Cabe mencionar que no se superaron los 15 ksi por un tema seguridad del ensayo a fin de evitar accidentes.

La Figura 108 presenta los gráficos de adquisición de presión interna y carga axial vs. tiempo para una de las probetas (Prob. 1 de VBH #4).

Como se mencionó previamente, las presiones máximas alcanzadas sin observar perdidas en la conexión fueron de 12.5 y 15 ksi. Estos valores son mucho mayores que los que se reportan en servicio (max. 6 ksi). Lo cual garantiza que no se produzcan perdidas en la zona de la conexión cuando se inyecta fluido (gas o vapor) o se extrae petróleo por el interior de las varillas huecas



Figura 104: Probeta de ensayo de sellabilidad. Prob. de VBH #4



Figura 105: Probeta montada en la máquina de sellabilidad

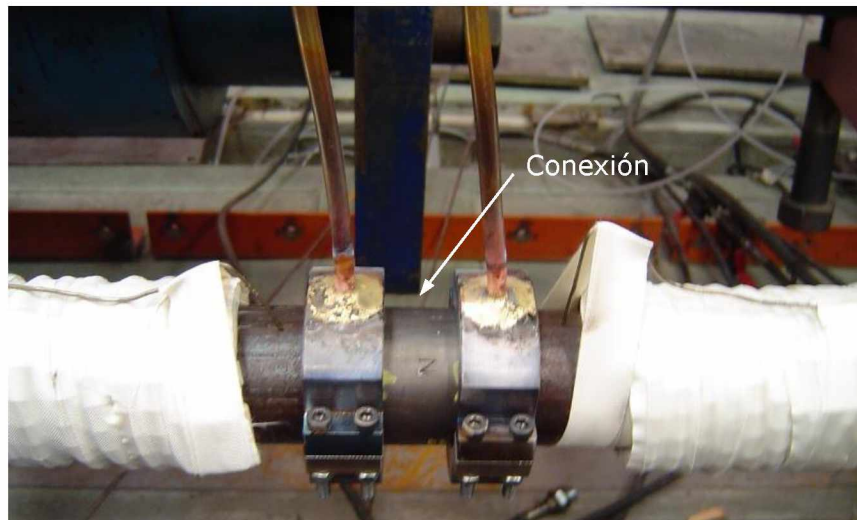


Figura 106: Vista de los aros de fuga y de las mantas calefactoras próximas a la unión, pertenecientes a la máquina de ensayo



Figura 107: Vista de los detectores de pérdidas de presión interna

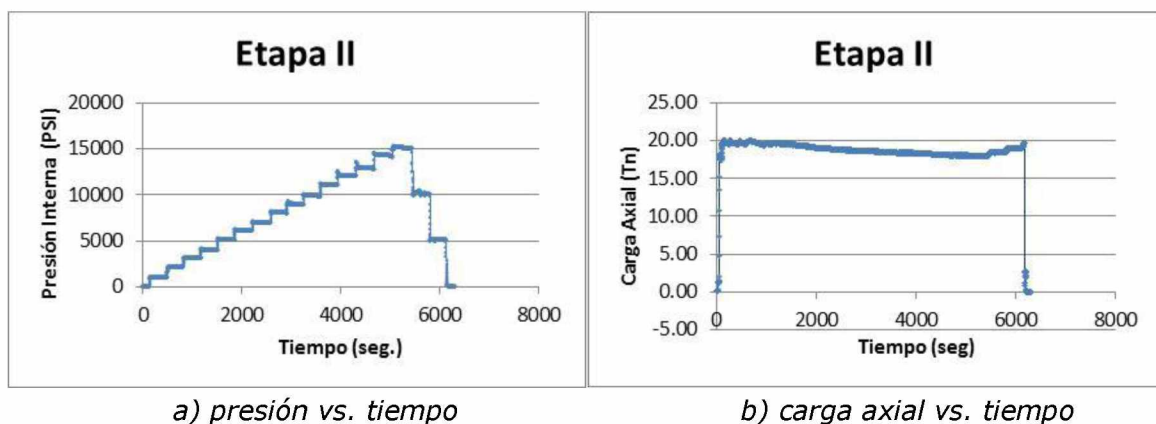


Figura 108: Gráficos de presión interna y carga axial vs. tiempo (VBH #4, Prob. 1).

Tipo de VBH	Prob. No.	Ciclo de Carga	Saltos de Presión, ΔP (psi)		Tiempo de Mantenición de la Carga (min)		Presión Interna Máxima [MPa] (ksi)	Temperatura [°C]	Condición de Tracción [kN] (klb)	Pérdidas
			Ascenso	Descenso	Ascenso	Descenso				
VBH #2	1	1	250	250	5	1	86.2 (12.5)	Ambiente	Capped End	NO
		2	750	750	5	1	86.2 (12.5)	Ambiente	Capped End	NO
		3	500	500	5	1	103.4 (15.0)	150 °C	175 (39)	NO
		4	750	750	5	1	103.4 (15.0)	150 °C	175 (39)	NO
		5	750	750	5	1	103.4 (15.0)	150 °C	0 Tn	NO
	2	1	500	500	5	1	86.2 (12.5)	Ambiente	Capped End	NO
		2	750	750	5	1	86.2 (12.5)	Ambiente	Capped End	NO
		3	500	500	5	1	103.4 (15.0)	150 °C	175 (39)	NO
		4	750	750	5	1	103.4 (15.0)	150 °C	175 (39)	NO
		5	750	750	5	1	103.4 (15.0)	150 °C	0 (0)	NO
	3	1	500	500	5	1	86.2 (12.5)	Ambiente	Capped End	NO
		2	750	750	5	1	86.2 (12.5)	Ambiente	Capped End	NO
		3	250	250	5	1	103.4 (15.0)	150 °C	175 (39)	NO
		4	750	750	5	1	103.4 (15.0)	150 °C	175 (39)	NO
		5	750	750	5	1	103.4 (15.0)	150 °C	0 (0)	NO
VBH #4	1	1	1000	5000	5	5	103.4 (15.0)	150 °C	Capped End	NO
		2	1000	5000	5	5	103.4 (15.0)	150 °C	200 (45)	NO
		3	1000	5000	5	5	103.4 (15.0)	150 °C	200 (45)	NO
	2	1	1000	5000	5	5	103.4 (15.0)	150 °C	Capped End	NO
		2	1000	5000	5	5	103.4 (15.0)	150 °C	200 (45)	NO
		3	1000	5000	5	5	103.4 (15.0)	150 °C	200 (45)	NO
	3	1	1000	5000	5	5	103.4 (15.0)	150 °C	Capped End	NO
		2	1000	5000	5	5	103.4 (15.0)	150 °C	200 (45)	NO
		3	1000	5000	5	5	103.4 (15.0)	150 °C	200 (45)	NO
VBH #5	1	1	1000	5000	5	5	103.4 (15.0)	Ambiente	Capped End	NO
		2	1000	5000	5	5	103.4 (15.0)	Ambiente	200 (45)	NO

Nota: Al llegar a 15000 psi de presión interna, el tiempo de mantención de la carga fue de 15 min

Tabla 36: Resultados de los ensayos de soldabilidad

8. Ensayos de Campo

Como validación final de los resultados, se fabricaron varias sartas de varillas huecas en las diferentes medidas y se sometieron a pruebas in situ en pozos petroleros candidatos.

En la primera columna de varillas huecas se utilizó la 1ra medida diseñada, VBH #1 (VBH 48x6 EF), instalándose en el pozo Diadema, ubicado en el norte del golfo de San Jorge, provincia de Chubut, Argentina. No se observó daño alguno luego de más de 1 año de funcionamiento en condiciones normales de servicio

Posteriormente se realizaron instalaciones de varillas huecas de las diferentes medidas en otros pozos petroleros. Actualmente más de 400 pozos se encuentran en funcionamiento en forma exitosa en diferentes países alrededor del mundo (Argentina, Estados Unidos, Canadá, Brasil, Venezuela, Colombia).

La Tabla 37 muestra un resumen de los pozos en el mundo que trabajan con varillas huecas, siendo las siguientes compañías las que optaron por este elemento:

- En Argentina: R-YPF, OXY, Tecpetrol, Capsa, Sipetrol, Petrobras
- En Canada: Total, Husky
- En USA: Ventura, Rosetta
- En Brasil: Petrobras, Petro Sinergy, Sergipe
- En Venezuela: Sincor
- En Colombia: Petrobras

La profundidad de los pozos utilizados fue de 500 m hasta 2500 m.

Como ejemplo, la Figura 109 presenta un pozo desviado de petróleo trabajando con varillas huecas en Canada.

Zona (Pais)	No. de Pozos
Golfo de San Jorge (Argentina)	256
Neuquina (Argentina)	27
Cuyana (Argentina)	5
Alberta (Canada)	14**
California (USA)	2*
Rio Vista (USA)	1
Bahia (Brasil)	102
Orinoco (Venezuela)	1***
Rio Ceivas (Colombia)	6
TOTAL	414

Notas:

* Pozos desviados con aplicación offshore (producción en el mar)

** Pozos desviados y estimulación con vapor (iniciales en ingles, SAGD)

*** Pozo desviado (fuera de servicio, trabajo 1 año sin daño alguno en las varillas huecas y larga vida del tubing).

Tabla 37: Pozos petroleros en servicio en el mundo que trabajan con varillas huecas.



Figura 109: Pozo petrolero desviado utilizando una columna varillas huecas en Canadá.

En los pozos petroleros, las varillas huecas pueden utilizarse para diferentes funciones ó tipos de servicio, siendo algunas de ellas las siguientes (Fig. 110):

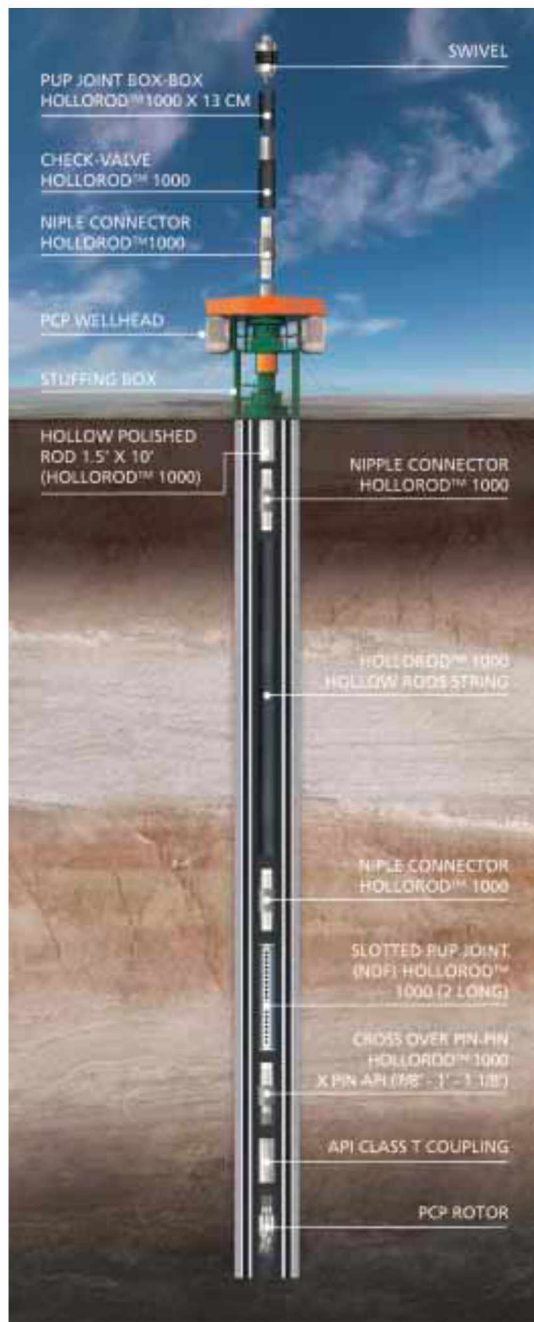
- ✚ **Caso 1:** Producción de petróleo por el exterior de la varilla hueca, a través del espacio anular entre varilla y tubing
- ✚ **Caso 2:** Producción de petróleo a través del espacio anular entre varilla y tubing, y el espacio interior de la varilla hueca.
- ✚ **Caso 3:** Producción de petróleo por el exterior de la varilla hueca, a través del espacio anular entre varilla y tubing, e inyección de fluidos por el interior de la varilla hueca.
- ✚ **Caso 4:** Inyección de fluidos en etapas a través de la varilla hueca. Posterior a una etapa de inyección, se produce a través de espacio anular entre varilla y tubing, e interior de la varilla hueca.



a) Caso 1

b) Caso 2

Figura 110: Formas de utilización de las varillas huecas.



c) Caso 3



d) Caso 4

Figura 110: Formas de utilización de las varillas huecas (Continuación).

9. Patentes Obtenidas

Se presentaron solicitudes de patentes de la invención en varios países del mundo, tales como: Estados Unidos, Canadá, Francia, Austria, Rumania, Unión Soviética, China, India, Argentina, Brasil y Venezuela, otorgándose la misma en gran parte de estos.

El elemento desarrollado descrito en este trabajo se protegió mediante 3 patentes, que son las siguientes:

A. Patente CA2327074 (Canada). Patente Inicial

Assembly comprising pump rod and threaded union

Inventores: H. Ernst; D. Johnson y J. Villasante

Concedidas en: **Canadá, Francia, Argentina y Brasil.**

Contempla el desarrollo de la familia inicial de varillas huecas, las 3 medidas (conexiones externamente lisas y con leve recalque, VBH #1 , #2 y #3).

B. Patente US 6,764,108 (USA). Continuación de la patente anterior.

Ensamble de varillas huecas que transmiten torque.

Inventores: H. Ernst; D. Johnson y J. Villasante

Concedidas en: **Estados Unidos, Canadá, Francia, Austria, Rumania, Unión Soviética, China, Argentina y Brasil.**

Contempla el desarrollo de la familia inicial de varillas huecas, las 3 medidas (conexiones externamente lisas y con leve recalque, VBH #1 , #2 y #3).

C. Patente US 6,991,267 (USA). Continuación de la patente anterior.

Ensamble de varillas huecas que transmiten torque con mejoras en el niple en sello y flujo de fluidos.

Inventores: H. Ernst; D. Johnson y J. Villasante

Concedidas en: **Estados Unidos**

Contempla el desarrollo de las varillas huecas con el niple mejorado (VBH #4).

D. Patente US 7,431,347 (USA).

Conexión de varilla hueca con 2do hombre de torque

Inventores: H. Ernst y J. Villasante

Concedidas en: **Estados Unidos, Canadá, Rumania y Unión Soviética**

Pendientes en: **Argentina, Brasil, India y Venezuela**

Contempla el desarrollo de las varillas huecas con alta interferencia radial de rosca (VBH #5).

10. Resumen y Conclusiones

Se desarrolló un elemento óptimo para la extracción de petróleo mediante bombeo rotativo (sistema con bombas de cavidades progresivas) en pozos con extracción artificial. El mismo surgió como solución a las necesidades de diferentes compañías de extracción de petróleo sobre un elemento eficiente a utilizar en bombeo rotativo, así como también tuvo en cuenta las desventajas que presentan las varillas macizas convencionales cuando se utilizan en este tipo de bombeo.

Se realizaron diferentes etapas durante el desarrollo de este trabajo, las cuales se describen brevemente a continuación:

- **Búsqueda bibliográfica:**

Se efectuó una búsqueda bibliográfica y de patentes de elementos similares previamente desarrollados, analizando sus pros y contras. A su vez, se analizó las principales características de diferentes conexiones que usualmente se utilizan en tubos de perforación (drill pipe), tubos de producción (tubing) y tubos camisa (casing).

- **Selección del material:**

Se realizó la selección del material a utilizar en el nuevo elemento, con este fin se analizaron diferentes materiales candidatos, incluyendo los aceros tradicionales que se utilizan en varillas de bombeo macizas. Se llevó a cabo un estudio de las propiedades mecánicas como también del proceso de fabricación de estos materiales. De estos estudios, se determinó que el material más conveniente es un acero templado y revenido de alta resistencia mecánica y buena tenacidad, AISI 1023 Mod.

- **Diseño del elemento:**

Se realizó el diseño del elemento óptimo, denominado "*Varilla Hueca*", el cual consiste de tubos sin costura de diámetro exterior 42 mm x esp. 5 mm con recalque en los extremos o 48.8 mm x esp. 6.7 mm con/sin recalque en los extremos y largo de aproximadamente 10 m. Los tubos presentan rosca hembra en sus extremos (box), unidos entre sí mediante niples con rosca macho (pin).

Se optimizó la geometría de los elementos, así como también se determinó el estado de tensiones y deformaciones, particularmente en la zona de la conexión de las diferentes medidas propuestas, mediante un modelo teórico desarrollado en elementos finitos. Se consideraron solicitaciones extremas de servicio, teniéndose en cuenta cargas estáticas axiales y torsionales, y cargas alternativas de flexión producidas por la curvatura del pozo.

Se plateó una familia inicial de elementos a utilizarse en tubos de producción 2 7/8" y 3 1/2", contemplándose diferentes torques de trabajo con el fin de acceder a una ventana amplia de cargas de servicio (Hasta 2500 lbft). Esta familia consiste de las siguientes medidas:

- **VBH #1:** Elemento externamente liso (external flush), VBH Ø48 mm x esp. 6 mm, apto para tubing 2 7/8".

- Torque de fluencia ($M_{t_{ys}}$) = **1356 Nm (1000 lbft)**.
- **VBH #2:** Elemento con un leve recalque exterior, VBH $\varnothing 42$ mm x esp. 5 mm con Rec. $\varnothing 50$ mm, apto para tubing 2 7/8".
 - Torque de fluencia, $M_{t_{ys}}$ = **2034 Nm (1500 lbft)**.
- **VBH #3:** Elemento con un leve recalque exterior, VBH $\varnothing 48$ mm x esp. 6 mm con Rec. $\varnothing 60$ mm, apto para tubing 3 1/2".
 - Torque de fluencia, $M_{t_{ys}}$ = **3390 Nm (2500 lbft)**.

Posteriormente se realizaron mejoras en el diseño de la conexión, planteándose dos nuevas medidas:

- **VBH #4:** Elemento externamente liso, VBH $\varnothing 48$ mm x esp. 6 mm con niple modificado, apto para tubing 2 7/8". Niple con sello interno, siendo una mejora y reemplazo de la VBH #1.
 - Torque de fluencia, $M_{t_{ys}}$ = **1356 Nm (1000 lbft)**.
- **VBH #5:** Elemento externamente liso, VBH $\varnothing 48$ mm x esp. 6 mm con niple modificado, apto para tubing 2 7/8". Niple con sello interno y alta interferencia radial de rosca, siendo una mejora y reemplazo de la VBH #2.
 - Torque de fluencia, $M_{t_{ys}}$ = **2034 Nm (1500 lbft)**.

- **Ensayos de Laboratorio a Plena Escala:**

Se fabricaron prototipos de las diferentes medidas, realizándose en ellos un total de **94 ensayos** a plena escala con el fin de evaluar su comportamiento, empleándose laboratorios nacionales e internacionales reconocidos. Los ensayos realizados fueron: (i) tracción a rotura, (ii) torsión a rotura, (iii) resistencia a varias operaciones de armado y desarmado de la conexión (Make&Break), (iv) fatiga con cargas similares a las de servicio (fatiga multiaxial) y (v) sellabilidad de la conexión. Los mismos se detallan en la tabla siguiente:

Tipo de Ensayo	Nro. de Probetas	Laboratorio
Tracción a rotura	8	Instituto de mecánica aplicada y estructuras de la Universidad de Rosario, Argentina
Torsión a rotura con y sin carga axial	32	22 Centro de investigación y desarrollo de Tenaris Siderca, Campana, Argentina.
		10 *C-FER Technologies, Edmonton, Alberta, Canada
Resistencia a varias operaciones de armado y desarmado de la conexión (Make&Break)	27	15 Centro de investigación y desarrollo de Tenaris Siderca, Campana, Argentina.
		12 *C-FER Technologies, Edmonton, Alberta, Canada
Fatiga multiaxial (Torsion y carga axial estáticas, y flexion fluctuante)	20	Fabrica Argentina de Aviones (FAdeA), Cordoba, Argentina
Sellabilidad	7	Centro de investigación y desarrollo de Tenaris Siderca, Campana, Argentina.
TOTAL	94	

* Prestigioso laboratorio Canadiense de ensayos y homologación de componentes de uso petrolero

- **Validación del modelo teórico de tensiones:**

Se realizó la validación experimental del modelo teórico de tensiones y deformaciones. Con este fin se determinaron en forma experimental mediante strain gages deformaciones y tensiones en ciertas regiones de la conexión. Estos resultados se compararon con valores teóricos, obteniéndose un buen acuerdo entre ellos.

- **Ensayos en Campo:**

Con el fin de estudiar el comportamiento del elemento en condición de servicio in situ, se efectuaron bajadas experimentales de sartas de prototipos en varios pozos petroleros (pruebas de campo). Los resultados fueron exitosos, presentando un excelente funcionamiento.

- **Patentamiento de la invención:**

Por último se presentaron solicitudes de patentes en varios países tales como: Estados Unidos, Canadá, Francia, Austria, Rumania, Unión Soviética, China, India, Argentina, Brasil y Venezuela, otorgándose la misma en gran parte de estos.

Ventajas del elemento propuesto

Algunas ventajas que presenta el nuevo elemento respecto a las varillas macizas convencionales son las siguientes:

- + Posibilidad de extracción de mayores caudales de petróleo.
- + Mayor resistencia a la torsión (Mayor torque de servicio)
- + Mayor resistencia al desenganche (backspin), debido a la mayor rigidez torsional.
- + Menor desgaste del tubo de producción (tubing), debido a la conexión lisa externamente (sin recalque) o con leve recalque.
- + Menores posibilidades de roturas por fatiga, debido a que no existen grandes diferencias de rigideces entre la conexión y el cuerpo de la varilla.
- + Posibilidad de inyectar por el interior de la varilla, fluidos anticorrosivos, gas a presión o extraer petróleo.
- + Posibilidad de bajar instrumentos por el interior de la varilla

11. Referencias

- [1] E. E. Barberii, "El pozo ilustrado", Cuarta ed., Caracas, Venezuela: Ediciones FONCIED, 1998.
- [2] L. W. Lake, "Petroleum Engineering Handbook", Texas, USA: Society of Petroleum Engineers: Volumes I-VII, 2007.
- [3] IAPG, "Abece del Petroleo y Gas", Argentina: Instituto Argentino de Petroleo y Gas: Capítulo 9 (Producción).
- [4] K. Brown, "The Technology of Artificial Lift Methods", Oklahoma, USA: Penwell Publishing Company, 1984.
- [5] G. Takács, "Modern Sucker-Rod Pumping", Oklahoma, USA: Penwell Publishing Company, 1993.
- [6] API-Spec.11B, "A Specification for Sucker Rods, Polished Rods and Liners, Couplings, Sinker Bars, Polished Rod Clamps, Stuffing Boxes, and Pumping Tees", Twenty-seventh ed., USA: American Petroleum Institute, 2010.
- [7] J. Revard, "The Progressing Cavity Pump Handbook", Oklahoma, USA: Penwell Publishing Company, 1995.
- [8] D. H. Phillips y S. D. Listiak, "How to Optimize Production from Plunger Lift Systems", World Oil (May): 110, 1998.
- [9] J. D. Hacksma, "User's Guide to Predicting Plunger Lift Performance. Proc.", Lubbock, Texas: Nineteenth Annual Southwestern Petroleum Short Course: 109–118, 1972.
- [10] S. Martínez, «"Análisis del Bombeo Hidráulico Tipo Jet como Método de Levantamiento Artificial de Crudo",» Informe de Pasantía, Universidad Simón Bolívar, Venezuela, 1997.
- [11] API-RP-11BR, "Recommended Practice for the Care and Handling of Sucker Rods", Ninth ed., USA: American Petroleum Institute, 2008.
- [12] J. E. Shigley y C. R. Mischke, "Diseño en Ingeniería Mecánica", 5ª ed., México: McGraw-Hill, 1990, pp. 59-60..
- [13] Tenaris, "*Catalogo de Varillas de Bombeo de Tenaris*".
- [14] J. Villasante, D. Johnson, H. Ernst, G. Echaniz y M. Patane, «"Caracterización del acero 4330 (Varillas de bombeo Huecas Ø42x5 + rec. de Ø50x7)",» Internal Tenaris R&D Report No. 1717/01, Buenos Aires, Argentina, 2001.
- [15] J. Villasante, R. Bravo, M. Borgeaud, D. Larocca y H. Ernst, «"Fractoténacidad y Resistencia a la Fatiga del Acero DS 852, Utilizado en Varillas Huecas",» Internal Tenaris R&D Report No. 2043/03, Buenos Aires, Argentina, 2003.
- [16] J. Villasante, H. Ernst, M. Sanchez y R. Charreau, «"Caracterización Fractomecánica del Material de Varillas Huecas (Acero DS 852)",» Internal Tenaris R&D Report, No. 2575/07, Buenos Aires, Argentina, 2007.
- [17] "*Catalogo de productos*", China: China Petroleum Technology & Development Corporation.
- [18] M. Wang, S. Wang y S. Dong, «"Connector for Hollow Sucker Rod"». China Patente CN2328784Y.
- [19] I. Peleanu, «"Method for Conditioning Wellbore Fluids and Sucker Rod therefore"». Patente WO03036016A1, May. 2003.

- [20] API-Spec.5CT, "Specification for Casing and Tubing", Ninth ed., USA: American Petroleum Institute, 2012.
- [21] API-Spec.5B, "Specification for Threading, Gauging and Thread Inspection of Casing, Tubing, and Line Pipe Threads", Fifteenth ed., USA: American Petroleum Institute, 2008.
- [22] API-Spec.5DP/ISO11961, "Specification for Drill Pipe", First ed., USA: American Petroleum Institute, 2010.
- [23] API-Spec.7-2, "Specification for Threading and Gauging of Rotary Shouldered Thread Connections", First ed., USA, 2008.
- [24] ABAQUS-6.11, "*Analysis User's Manual, Online documentation* © Dassault Systèmes", 2011.
- [25] J. Villasante, G. Murtagian, D. Johnson y H. Ernst, «"Desarrollo de Varillas Huecas para Bombeo PCP",» Internal Tenaris R&D Report No. 1378/98., Buenos Aires, Argentina, 1998.
- [26] J. Villasante y H. Ernst, «"Diseño de la Varilla de Bombeo Hueca de $\varnothing 42 \times 5$ con Recalque de $\varnothing 50 \times 7$ ",» Internal Tenaris R&D Report No. 1627/2000, Buenos Aires, Argentina, 2000.
- [27] J. Villasante y H. Ernst, «"Diseño de la Varilla de Bombeo Hueca de $\varnothing 48 \times 6$ con Recalque de $\varnothing 60 \times 8$ ",» Internal Tenaris R&D Report No. 1755/01, Buenos Aires, Argentina, 2001.
- [28] J. Villasante, D. Larocca, M. Borgeaud y H. Ernst, «"Nuevo Diseño de la Union de Varillas de Bombeo Huecas $\varnothing 48 \times 6$ External Flush con Niples Modificados",» Internal Tenaris R&D Report No. 2091/03., Buenos Aires, Argentina, 2003.
- [29] J. Villasante, L. Mantovano, R. Charreau y H. Ernst, «"New High-Performance HR 48x6 IF with High Thread Interferences (PCPRod@1500 IF). 1st Stage",» Internal Tenaris R&D Report, No. 3125/10., Buenos Aires, Argentina, 2010.
- [30] J. Villasante, L. Mantovano y H. Ernst, «"New High-Performance HR 48x6 IF with High Thread Interferences (PCPRod@1500 IF). Partial Report",» Internal Tenaris R&D Report, No. 3347/11, Buenos Aires, Argentina, 2011.
- [31] J. E. Shigley y C. R. Mischke, "Diseño en Ingeniería Mecánica", 5ª ed., México: McGraw-Hill, 1990.
- [32] A. M. Afanasiev y V. A. Marien, "Practicas de Laboratorio sobre Resistencia de Materiales", Editorial Mir.
- [33] J. M. Barson y S. T. Rolfe, "Fracture and Fatigue Control in Structures", Third ed., USA: ASTM.
- [34] API-RP7G, "Recommended Practice for Drill Stem Design and Operating Limits, Upstream Segment", Sixteenth ed., USA: American Petroleum Institute, 1998 (Addendum 2: September 2009).
- [35] J. Villasante, M. Nakoneczny, P. Daubian, J. D. y H. Ernst, "Determinación Experimental de Tensiones sobre la Varilla de Bombeo Hueca de 48 mm External Flush", Buenos Aires, Argentina: Internal Tenaris R&D Report No. 1502/99, 1999.
- [36] J. Villasante, H. Ernst, M. Borgeaud, R. Chareau y P. Amenta, "Determinación Experimental de Tensiones de Uniones de Varillas de Bombeo Huecas $\varnothing 42 \times 5$ mm Rec. y $\varnothing 48 \times 6$ mm Rec.", Buenos Aires, Argentina: Internal Tenaris R&D Report No. 2196/04, 2004.
- [37] J. Gere y G. Timoshenko, "Mecanica de Materiales", 2ª ed., México: Editorial

- Iberoamericana, pp.299-329, 1984.
- [38] J. Villasante y H. Ernst, “Varilla de Bombeo Hueca Manual de Especificaciones de Fabricación”, Buenos Aires, Argentina: Internal Tenaris R&D Report No. 1546/99, 1999.
 - [39] J. Villasante, M. Borgeaud y H. Ernst, “Manual de Especificaciones de Fabricación de Varilla de Bombeo Hueca $\varnothing 42 \times 5$ con Recalque de $\varnothing 50 \times 7$ ”, Buenos Aires, Argentina: Internal Tenaris R&D Report No. 1759/01, 2001.
 - [40] J. Villasante, M. Borgeaud y H. Ernst, “Manual de Especificaciones de Fabricación de Varilla de Bombeo Hueca $\varnothing 48 \times 6$ con Recalque de $\varnothing 60 \times 8$ ”, Buenos Aires, Argentina: Internal Tenaris R&D Report No. 1757/01, 2001.
 - [41] J. Villasante, M. Borgeaud y H. Ernst, “Ensayos de Tracción de Uniones de Varillas de Bombeo Huecas $\varnothing 42 \times 5$ con Rec. $\varnothing 50 \times 7$ y $\varnothing 48 \times 6$ con Rec. $\varnothing 60.6 \times 8$ ”, Buenos Aires, Argentina: Internal Tenaris R&D Report No. 1957/02, 2002.
 - [42] J. Villasante y H. Ernst, “Full Scale Lab Tests of Hollow Rods for PCP Systems”, Buenos Aires, Argentina: Internal Tenaris R&D Report No. 1967/03, 2003.
 - [43] J. Villasante, M. Borgeaud, D. Larocca, H. Ernst, L. Aprile, R. Bonesi, C. Silva y A. Assanelli, “Ensayos a Plena Escala de Varillas de Bombeo Huecas $\varnothing 48 \times 6$ External Flush con Niples Modificados”, Buenos Aires, Argentina: Internal Tenaris R&D Report No. 2092/03, 2003.
 - [44] J. Villasante, M. Borgeaud y H. Ernst, “Ensayos a Plena Escala de Varilla de Bombeo Hueca $\varnothing 42 \times 5$ mm con Rec. $\varnothing 50 \times 7$ mm”, Buenos Aires, Argentina: Internal Tenaris R&D Report No. 1844/02, 2002.
 - [45] J. Villasante, M. Borgeaud y H. Ernst, “Ensayos a Plena Escala de Varillas de Bombeo Huecas $\varnothing 48 \times 6$ mm con Rec. $\varnothing 60.6 \times 8$ mm”, Buenos Aires, Argentina: Internal Tenaris R&D Report No. 1956/02, 2002.
 - [46] R. Wayken y D. DeGeer, “Results of Torsion Testing on 42-mm External Upset Hollow Sucker Rods”, Edmonton, Alberta, Canada: C-FER Technologies, Report No. TX02005, June 26, 2002.
 - [47] R. Wayken y D. DeGeer, “Results of Combined Axial Tension + Torsion Test on 48-mm External Upset Hollow Sucker Rods”, Edmonton, Alberta, Canada: C-FER Technologies, Report No. TX03011, September 3, 2003.
 - [48] J. Villasante, R. Charreau y H. Ernst, “Torsional Performance of HR 48x6 IF with Standard and High Thread Interferences: Torsion plus Tension loads”, Buenos Aires, Argentina: Internal Tenaris R&D Report No. 3510/12, 2012.
 - [49] J. Villasante, R. Charreau y H. Ernst, “Fatigue Performance of Hollow Sucker Rods for Beam and Rotating Pumping, DS 852 steel. 1st Stage”, Buenos Aires, Argentina: Internal Tenaris R&D Report No. 2908/09, 2009.
 - [50] J. Villasante y H. Ernst, “Fatigue Performance of Hollow Sucker Rods, DS 852 Steel, for PCP Systems: HR42x5+Upset to 50 mm and HR48x6+Upset to 60 mm”, Buenos Aires, Argentina: Internal Tenaris R&D Report No. 3417/12, 2012.
 - [51] J. E. Shigley y L. D. Mitchell, “Diseño en Ingeniería Mecánica”, 4ta. ed., México: McGraw-Hill, 1983, p. 290 a 296.
 - [52] ISO/DIS-13628-7, "Petroleum and natural gas industries — Design and operation of subsea production systems — Part 7: Completion/workover risers systems”, Suiza: the International Organization for Standardization, pp. 178, 2004.
 - [53] DNV-RP-C203, Recommended Practice, “Fatigue Design of Offshore Steel

- Structures”, Noruega: DET NORSKE VERITAS, pp. 12-17, 2008.
- [54] J. Villasante, M. Borgeaud y H. Ernst, “Sellabilidad de Uniones de Varillas de Bombeo Huecas Ø42x5 mm con Rec. Ø50x7 mm”, Buenos Aires, Argentina: Internal Tenaris R&D Report No. 1962/02, 2002.
- [55] J. Villasante, R. Charreau, N. Eyerde, J. D. y H. Ernst, “Hollow Polished Rod, 38.1 mm OD x 11 mm wt, Pin API 1”: Torsional Performance and Sealability”, Buenos Aires, Argentina: Internal Tenaris R&D Report No. 3657/13, 2013.
- [56] ISO-13679, “Petroleum and natural gas industries — Procedures for testing casing and tubing connections”, First ed., Suiza: the International Organization for Standardization, pp. 18-24, 58, 2002.

12. Listado de Publicaciones

(a) En revistas con referato (Refereed Journals)

- J. A. Villasante, L. Mantovano, M. Pereyra and H. A. Ernst, “*Development of a New Hollow Sucker Rod Family for Rotating Pumping (Progressive Cavity Pump Systems)*”, Journal of Petroleum Science and Engineering. March 2015.

(b) En conferencias (Conference Proceedings)

- J. A. Villasante and H.A. Ernst, “*Hollow Sucker Rod for Progressive Cavity Pumping (PCP)*”, Oild Sand and Heavy Oil Conference. Calgary, Alberta – Canada, July de 2008.