

**UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERIA
FACULTAD DE INGENIERIA CIVIL**



**ANÁLISIS ESTRUCTURAL DE UN DUCTO PARA EL
TRANSPORTE DE PETRÓLEO Y GAS**

TESIS

Para optar el Título Profesional de:

INGENIERO CIVIL

HÉCTOR EDISON MERINO MUÑOZ

Lima- Perú

2010

A mis padres, Jorge Merino y María Muñoz, por el coraje con que criaron a sus cuatro hijos delante de las adversidades, y nunca nos dejó faltar el acceso a la educación.

2.1.1. Modelos analíticos	14
2.1.2. Modelos numéricos.....	17
2.1.3. Ensayos experimentales.....	21
2.1.4. Comentarios finales	23
2.2. Descripción del modelo numérico	23
2.2.1. Representación de la carcasa intertrabada y de la armadura de presión.....	25
2.2.2. Representación de las capas poliméricas.....	32
2.2.3. Representación de las armaduras de tracción	32
2.2.4. Generación de las capas	37

CAPÍTULO 3: CONSIDERACIONES DE NO LINEALIDADES EN EL MODELO 40

3.1. Modelamiento del contacto entre las capas	40
3.2. Modelamiento del comportamiento no lineal físico	44
3.2.1. Carcasa intertrabada y armadura de presión.....	45
3.2.2. Armaduras de tracción.....	48
3.3. Modelamiento del comportamiento no lineal geométrico.....	50
3.4. Aplicación de la carga y de las condiciones de contorno.....	50
3.5. El preprocesador.....	52

CAPÍTULO 4: APLICACIÓN DEL MODELO..... 53

4.1. Ducto flexible analizado	53
4.2. Selección de la malla	55
4.3. Análisis numéricos	59
4.3.1. Ensayo de tracción	60
4.3.2. Ensayo de torsión	66
4.4. Comparación con resultados analíticos y experimentales	77
4.4.1. Ensayo de tracción	77
4.4.2. Ensayos de torsión	84

CONCLUSIONES..... 87

RECOMENDACIONES..... 90

BIBLIOGRAFÍA..... 91

RESUMEN

Este trabajo presenta el análisis estructural de un ducto flexible para el transporte de petróleo y/o gas, el cual es sometido a cargas de tracción, torsión en el sentido horario y antihorario considerando diferentes condiciones de contorno en los extremos del ducto. La respuesta a cada una de las cargas aplicadas es prevista a través de un modelo numérico tridimensional basado en el Método de los Elementos Finitos (MEF).

En la descripción del modelo numérico utilizado para el modelaje del ducto serán vistas algunas ecuaciones propuestas por Timoshenko & Woinowsky-Krieger (1959) para la obtención de las rigideces y tensiones en rejas y cáscaras ortotrópicas. Posteriormente se hará el modelamiento numérico de las cargas de tracción y torsión en el ducto utilizando el programa comercial Ansys®.

Algunos aspectos de estas respuestas son discutidos tales como: la distribución de la elongación y de la rotación axial a lo largo de varias secciones del modelo; y el efecto de la restricción al alargamiento y rotación axial en la sección extrema del modelo. Los resultados obtenidos son comparados con la respuesta de un modelo analítico y con resultados de ensayos experimentales.

LISTA DE TABLAS

Tabla 1.1 – Propiedades mecánicas de los aceros constituyentes de la carcasa intertrabada (Bastian, 2000).	10
Tabla 1.2 – Propiedades mecánicas de los materiales constituyentes de la capa plástica interna (Berge <i>et al.</i> , 1992).	10
Tabla 1.3 – Propiedades mecánicas de los aceros constituyentes de las amaduras de presión (Berge <i>et al.</i> , 1992).	11
Tabla 1.4 – Propiedades mecánicas de los aceros utilizados en la fabricación de la armadura de tracción (Berge <i>et al.</i> , 1992).	12
Tabla 1.5 – Propiedades mecánicas de la fibra de aramida (Herakovich, 1998, Dupont, 1992).	13
Tabla 4.1 – Principales características del ducto flexible	54
Tabla 4.2 – Mallas generadas para el ducto flexible	55
Tabla 4.3 – Propiedades equivalentes de la carcasa intertrabada y de la armadura de presión del ducto de 4".	56
Tabla 4.4 – Propiedades equivalentes de los alambres de las amaduras de tracción del ducto de 4"	57
Tabla 4.5 – Rigidez normal de los elementos de contacto utilizados en las mallas generadas para el análisis del ducto de 4"	57
Tabla 4.6 – Rigidez a la tracción del ducto, relación entre la rotación axial y la elongación unitaria, y la relación entre la variación radial y la elongación unitaria, en el análisis de tracción con la rotación axial libre en los extremos.	61
Tabla 4.7 – Rigidez a la tracción del ducto, relación entre el torque axial y la elongación unitaria, y la relación entre la variación radial y la elongación unitaria, en el análisis de tracción con la rotación axial restringida en los extremos.	62
Tabla 4.8 – Rigidez a la torsión, relación entre la elongación axial o fuerza axial y la rotación axial, y la relación entre la variación radial y rotación axial, en los	

modelos de torsión en el sentido horario y anti-horario con y sin restricción al desplazamiento axial	68
Tabla 4.9 –Tensiones en las armaduras metálicas del ducto flexible de 4” para las cargas de tracción y torsión considerando libre deslizamiento entre las capas del ducto.....	77
Tabla 4.10 – Rigidez a la torsión experimental para el caso de torsión en el sentido horario con el extremo final restringido al desplazamiento axial.	85
Tabla 4.11 – Rigidez a la torsión experimental para el caso de torsión en el sentido anti-horario con el extremo final restringido al desplazamiento axial.	86

LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1 – Plataformas fijas y plataformas fluctuantes.	2
Figura 1.2 – Línea de anclaje convencional.	3
Figura 1.3 – Línea de anclaje <i>Taut-Leg</i>	3
Figura 1.4 – (a) Ducto rígido de perforación (Figueiredo, 2001), (b) Ducto flexible de producción (Sousa, 2005).	4
Figura 1.5 – Ducto flexible del tipo adherido y no-adherido (Froufe, 2006).	5
Figura 1.6 – (a) Ducto de pared rugosa, (b) Ducto de pared lisa (Coflexip, 2002).	6
Figura 1.7 – Ductos flexibles de producción (FMC Technologies, 2008).	7
Figura 1.8 –Configuraciones típicas de ductos flexibles: (a) catenaria libre; (b) lazy S; (c) lazy wave; (d) steep S; (e) steep wave; y (f) linterna china (Clausen & D’Souza, 2001).	8
Figura 1.9 – Ducto flexible de capas no-adheridas y de pared rugosa (Sousa, 2005).	9
Figura 1.10 – Sección transversal de dos espirales intertrabadas (Cruz, 1996)...	9
Figura 1.11 – Perfil Z (API RP 17B, 1998).	11
Figura 2.1– Vista isométrica del modelo numérico.	24
Figura 2.2 – Sistema de coordenadas.	26
Figura 2.3 – Elemento de cáscara.	31
Figura 2.4 – Elemento de pórtico tridimensional.	33
Figura 2.5 – Ovalización del ducto.	37
Figura 3.1 – Elemento de contacto del tipo nodo-nodo.	40
Figura 3.2– Cálculo de la rigidez normal de los elementos de contacto.	41

Figura 3.3 – Representación esquemática del modelo de rozamiento de Coulomb.	42
Figura 3.4 – Perfil equivalente para los alambres de las armaduras de tracción.	49
Figura 3.5 – Aplicación de la carga de tracción en el modelo.....	51
Figura 3.6 – Aplicación de cargas concentradas radiales (aplastamiento).	52
Figura 4.1 – Vistas de una de las mallas utilizadas en el análisis del ducto flexible de 4" (40x40):(a) isométrica; y (b) frontal.	56
Figura 4.2 –Carga de tracción aplicada vs elongación unitaria, para diferentes mallas de refinamiento del ducto de 4" (Sousa, 2005)	58
Figura 4.3 – Desplazamientos axiales, en mm, debidos a la tracción de 500kN (a) rotación axial libre; (b) rotación axial restringida.	60
Figura 4.4 – Desplazamiento axial en cada capa y sección transversal del ducto: análisis de tracción con el extremo final libre a la rotación axial.....	63
Figura 4.5 – Rotación axial en cada capa y sección transversal del ducto: análisis de tracción con el extremo final libre a la rotación axial.	64
Figura 4.6 – Desplazamiento axial en cada capa y sección transversal del ducto: análisis de tracción con el extremo final restringido a la rotación axial.	65
Figura 4.7 – Rotación axial en cada capa y sección transversal del ducto: análisis de tracción con el extremo final restringido a la rotación axial.....	65
Figura 4.8 – (a) y (b) Desplazamientos tangenciales, en mm, para torsión en el sentido horario de 5kNm en análisis, sin y con restricción al desplazamiento axial en los extremos respectivamente; (c) y (d) Desplazamientos tangenciales, en mm, para torsión en el sentido anti-horario de 5kNm en análisis, sin y con restricción al desplazamiento axial en los extremos respectivamente.....	67
Figura 4.9 – Desplazamiento axial en cada capa y sección transversal del ducto en el análisis de torsión en el sentido horario de 5kNm, con el extremo final libre a la elongación axial.	70
Figura 4.10 – Rotación axial en cada capa y sección transversal del ducto en el análisis de torsión en el sentido horario de 5kNm, con el extremo final libre a la elongación axial.....	70

Figura 4.11 – Desplazamiento axial en cada capa y sección transversal del ducto en el análisis de torsión en el sentido horario de 5kNm, con el extremo final restringido a la elongación axial.	71
Figura 4.12 – Rotación axial en cada capa y sección transversal del ducto en el análisis de torsión en el sentido horario de 5kNm, con el extremo final restringido a la elongación axial.	72
Figura 4.13 – Desplazamiento axial en cada capa y sección transversal del ducto en el análisis de torsión en el sentido anti-horario de 5kNm, con el extremo final libre a la elongación axial.	73
Figura 4.14 – Rotación axial en cada capa y sección transversal del ducto en el análisis de torsión en el sentido anti-horario de 5kNm, con el extremo final libre a la elongación axial.	74
Figura 4.15 – Desplazamiento axial en cada capa y sección transversal del ducto en el análisis de torsión en el sentido anti-horario de 5kNm, con el extremo final restringido a la elongación axial.	75
Figura 4.16 – Rotación axial en cada capa y sección transversal del ducto en el análisis de torsión en el sentido anti-horario de 5kNm, con el extremo final restringido a la elongación axial.	75
Figura 4.17 – Elongación axial vs fuerza axial aplicada en el ensayo de tracción con el extremo final libre a la rotación axial.	78
Figura 4.18 – Elongación axial vs fuerza axial aplicada: tracción con el extremo final restringido a la rotación axial.	79
Figura 4.19 – Elongación axial vs rotación axial: tracción con el extremo final libre a la rotación axial.	80
Figura 4.20 – Elongación axial vs torque: tracción con el extremo final restringido a la rotación axial.	81
Figura 4.21 – Elongación axial vs variación radial: tracción con el extremo final libre a la rotación axial.	82
Figura 4.22 – Elongación axial vs variación radial: tracción con el extremo final restringido a la rotación axial.	82

Figura 4.23 – Rotación axial vs momento de torsión aplicado en el ensayo de torsión en el sentido horario con el extremo final restringido al desplazamiento axial.	85
Figura 4.24 – Rotación axial vs momento de torsión aplicado: torsión en el sentido anti-horario con el extremo final restringido al desplazamiento axial.	86

INTRODUCCIÓN

Generalidades

El origen de la industria petrolera en el Perú se remonta a la década de 1860. El primer pozo se perforó en Zorritos en 1863, aunque los yacimientos más importantes se encontraron un poco más al sur, especialmente en la zona de Negritos, en la hacienda La Brea y Pariñas, localizadas en la costa norte del Perú.

El petróleo tuvo un peso muy limitado en la economía peruana hasta fines del siglo XIX. El petróleo se utilizaba principalmente para la producción de kerosene, un combustible de uso doméstico y casi no se exportaba. La Guerra del Pacífico trajo consigo la destrucción de las instalaciones de la industria petrolífera, incluyendo una refinería que se había instalado en el puerto de El Callao en 1873. Concluida la guerra, los yacimientos pasaron a manos de empresas extranjeras.

Hoy en día, por medio de empresas extranjeras, se han venido descubriendo nuevas fuentes de petróleo y gas no solo en tierra firme (*onshore*) sino también en el mar (*offshore*). Hace poco Petro-Tech anunció el descubrimiento de una importante reserva de gas en el mar de Piura, ubicado en la Bahía de Bayóvar, la cual tendría una capacidad de 20 millones de pies cúbicos por día. Paralelamente, BPZ Energy anunció su plan para aumentar la producción y reservas de petróleo *offshore* en el Bloque Z-1, en el noroeste del Perú, invirtiendo 86 millones de dólares con el objetivo de duplicar la producción y las reservas durante el 2009. Con toda esta inversión es importante garantizar el buen funcionamiento de los sistemas de producción de petróleo.

Uno de los principales elementos constituyentes de una instalación para producción de petróleo en el mar son los ductos de producción (*risers*), los cuales son responsables por el transporte de petróleo o gas desde el pozo hasta la plataforma.

Los *risers* flexibles conocidos también como ductos flexibles, son estructuras compuestas constituidas de varias capas metálicas y poliméricas concéntricas, proyectadas para resistir a las diferentes cargas a las cuales la estructura es sometida durante su vida útil. En general, las capas poliméricas otorgan aislamiento y/o actúan como componente anti-desgaste, mientras que las capas metálicas resisten a la carga estructural impuesta.

Objetivos

Objetivos específicos:

Presentar brevemente algunos de los sistemas de explotación de petróleo y gas en el mar haciendo una descripción de cada uno de sus elementos como son: unidades de producción, líneas de anclaje y ductos de producción.

Objetivo principal:

Estudiar el comportamiento estructural de un tipo de ducto vertical de producción que transporta petróleo (*riser*) mediante un modelo numérico tridimensional basado en el método de los elementos finitos y comparar los resultados con los de un modelo analítico y con resultados de ensayos experimentales.

El presente trabajo está dividido en capítulos conforme se describe a continuación:

- En el capítulo I, se describe algunos de los sistemas de producción de petróleo en el mar, así como sus respectivos elementos, como son: unidades de producción, líneas de anclaje y ductos de producción. Se describe en forma detallada los diferentes tipos de ductos utilizados en la industria de petróleo.
- En el capítulo II, se presenta una revisión bibliográfica de los modelos disponibles en la literatura para ductos flexibles, así también, se describe en forma general el modelo numérico para el análisis de la respuesta de ductos flexibles sometidos a las cargas de tracción y torsión.
- En el capítulo III, se presenta algunas no linealidades capaces de ser consideradas en el modelo numérico.
- En el capítulo IV, es estudiado el comportamiento del ducto a las cargas de tracción y de torsión a partir del modelo presentado en el capítulo II. Los resultados son comparados con el resultado de un modelo analítico y con resultados de ensayos experimentales.
- Finalmente se presenta las conclusiones del trabajo y las recomendaciones para trabajos futuros.

CAPITULO 1: TEORÍA DE DUCTOS

1.1. Plataformas petrolíferas (Ellwanger, 2007)

Actualmente existen diferentes tipos de plataformas petrolíferas, las cuales se pueden clasificar según su generación. La primera y la segunda generación de plataformas son plataformas fijas, como torres y plataformas de gravedad (Figuras 1.1a y 1.1b). La tercera generación de las plataformas son los sistemas de producción fluctuantes, las cuales son posicionadas a través de un sistema de anclaje (Figuras 1.1c, 1.1d y 1.1e). Los sistemas de producción fluctuantes se caracterizan por presentar grandes desplazamientos sobre la acción de las cargas ambientales.

Plataformas Fijas:

Fueron el primer tipo de plataforma petrolífera. Son estructuras metálicas utilizadas hasta profundidades de 500 metros.

Semi-sumergibles

Son estructuras fluctuantes para producción y perforación “*offshore*”. Consisten de dos fluctuadores compartidos en tanques con la finalidad de ofrecer lastre y fluctuación a la plataforma; estos fluctuadores se apoyan en las columnas que sustentan la plataforma (Figura 1.1c).

Navíos:

Inicialmente los navíos eran usados solamente para las operaciones de perforación, llamados navíos sonda. Posteriormente los navíos fueron usados para producción a través de la conversión de navíos petroleros en FPSO (*Floating Production Storage and Offloading*).

TLP (tension leg platform)

Presenta una estructura similar a la semi-sumergible, siendo mantenida en su ubicación a través de tirantes que son asegurados en el fondo marino a través de estacas y traccionados en la parte superior por la fuerza resultante entre peso y el empuje (Figura 1.1e).

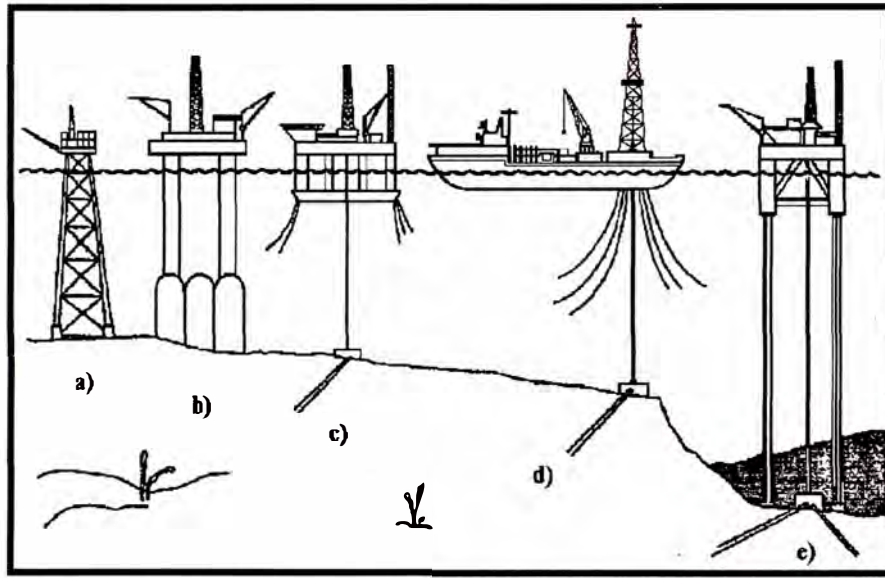


Figura 1.1 – Plataformas fijas y plataformas fluctuantes.

1.2. Líneas de anclaje (Ellwanger, 2007)

Un sistema fluctuante de producción para permanecer fijo en una localización necesita de un sistema de anclaje, el cual es responsable en conectar la unidad fluctuante al fondo del mar.

El sistema de anclaje es un conjunto de líneas de anclaje compuestas de diferentes materiales (cables de acero, de poliéster y de nylon) y anclas o estacas que transfieren los esfuerzos al suelo. El sistema de anclaje puede ser clasificado como convencional o *Taut-Leg*. En el sistema convencional las líneas pueden estar trabajando como catenarias simples o compuestas. En la Figura 1.2 se tiene una línea de anclaje convencional y en la Figura 1.3 una línea de anclaje tipo *Taut-Leg* (amarra, cable de poliéster y estaca de succión).

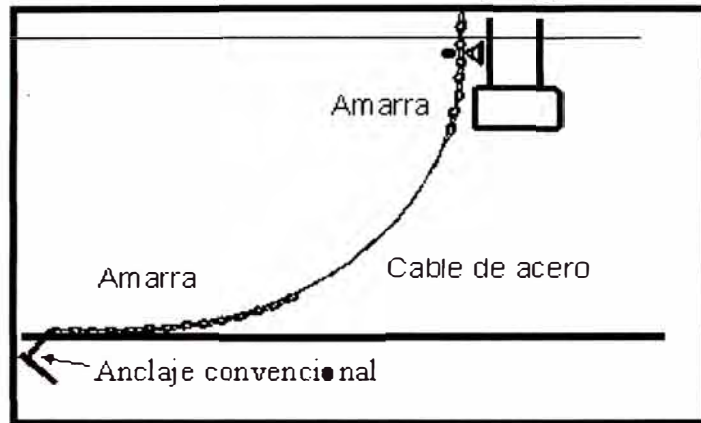


Figura 1.2 – Línea de anclaje convencional.

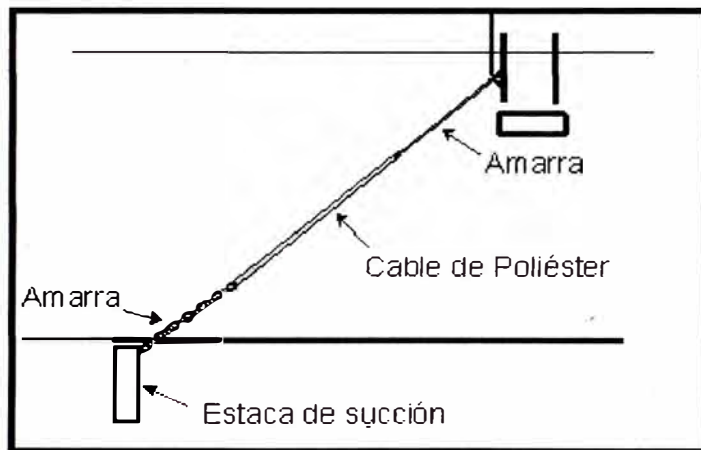


Figura 1.3 – Línea de anclaje *Taut-Leg*.

El sistema de anclaje confiere a la unidad fluctuante la capacidad de conservar su posición en el mar y consecuentemente es de fundamental importancia en las características operacionales y de seguridad.

1.3. Ductos flexibles (Ellwanger, 2007)

Existen dos tipos de ductos para el transporte de fluidos en la industria petrolífera: los ductos estáticos o *flowlines*, los cuales son asentados en el fondo del mar para transportar petróleo y/o gas del pozo hasta el colector y/o para inyectar agua en los pozos; y los ductos dinámicos (*risers*), que son ampliamente

empleados en la industria de petróleo y gas en el transporte de fluidos del fondo del mar hasta las unidades fluctuantes de producción. Por ese motivo es que los *risers* están directamente asociados a la viabilidad técnica y económica del proyecto.

Dada la importancia de los ductos para la industria del petróleo y con la finalidad de traer un mayor nivel de información para este trabajo, será presentada, en este capítulo, una descripción general de los ductos dinámicos y algunas posibles clasificaciones.

1.3.1. Clasificación según su forma constructiva

Los ductos dinámicos pueden ser de dos tipos de acuerdo con el material empleado en su fabricación: rígidos o flexibles. Los ductos rígidos (Figura 1.4a) son usualmente formados por acero, pero también pueden ser hechos de titanio o compuestos. Los ductos flexibles (Figura 1.4b) son compuestos por capas intercaladas de diferentes materiales, como acero y materiales poliméricos.

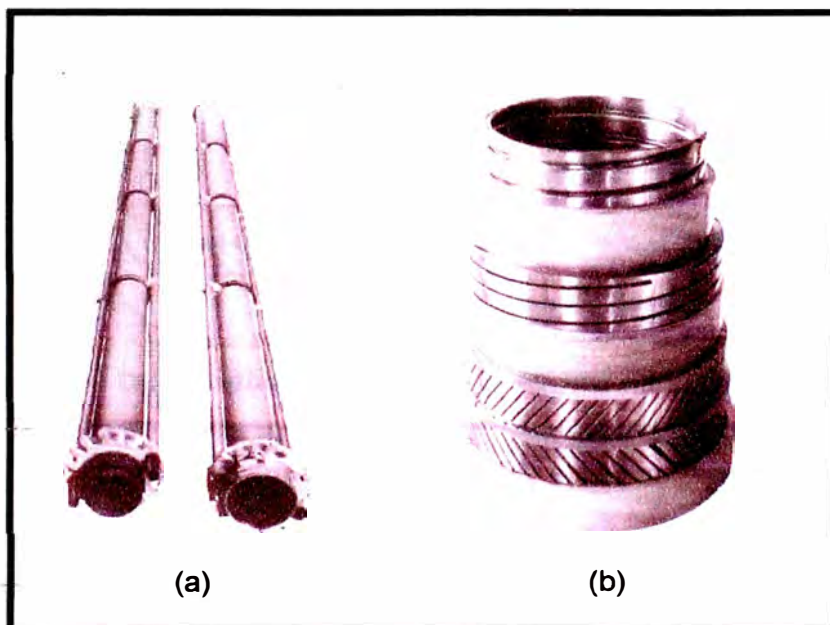


Figura 1.4 – (a) Ducto rígido de perforación (Figueiredo, 2001), (b) Ducto flexible de producción (Sousa, 2005).

Los ductos flexibles en comparación a los ductos rígidos presentan ventajas tales como mayor flexibilidad, pre-fabricación, capacidad de almacenamiento de grandes longitudes en carretes, costos de instalación y transporte más bajos, posibilidad de uso en unidades de producción con altos niveles de desplazamiento, así como facilidad de ser desinstalados y reinstalados en otros campos de producción. Las desventajas que presentan los ductos flexibles son: costo medio elevado y gran número de variables para su análisis estructural.

Los ductos flexibles pueden ser de dos tipos: de capas adheridas y de capas no-adheridas. Los ductos flexibles de capas adheridas tienen como principal característica la vulcanización de sus componentes metálicos en una matriz impidiendo el deslizamiento entre las capas. Por otro lado, los ductos flexibles de capas no-adheridas se caracterizan por el libre deslizamiento de sus capas unas en relación a las otras. De esta forma, en las interfases de las capas, surgen tensiones de rozamientos que pueden generar desgaste. La Figura 1.5 ilustra las capas típicas de estos dos tipos de ductos flexibles.

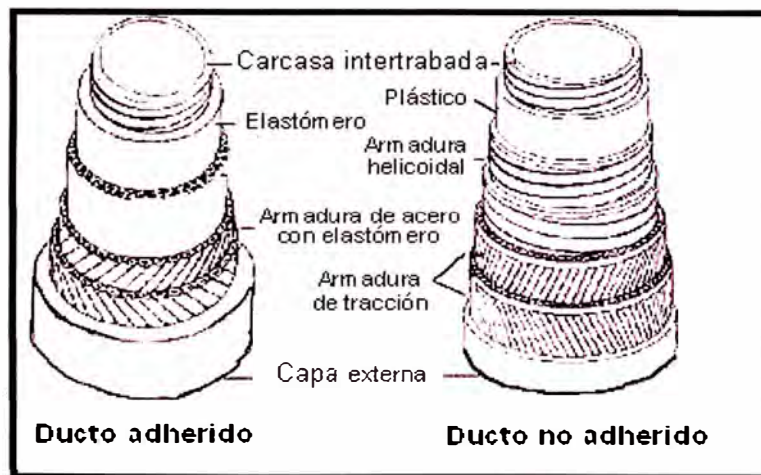


Figura 1.5 – Ducto flexible del tipo adherido y no-adherido (Froufe, 2006).

Todavía se puede hacer otra clasificación de los ductos flexibles de capas no-adheridas en: ductos de pared rugosa y ductos de pared lisa.

Los ductos de pared rugosa (Figura 1.6a) poseen como capa interna una estructura metálica dispuesta de forma helicoidal, denominada carcasa intertrabada y son utilizados para el transporte de gases o fluidos que contengan fases gaseosas. La carcasa intertrabada evita el colapso de la estructura en virtud de una caída de la presión interna en el ducto. Este tipo de ducto puede poseer una armadura de presión, caracterizando el ducto de pared rugosa con refuerzo a la presión. Los ductos de pared lisa (Figura 1.6b) no poseen carcasa intertrabada y son utilizados en el transporte de fluidos que no poseen gases que puedan permear a través de las capas poliméricas, que en este tipo de estructura, son la capa más interna y la capa encima de la armadura de presión.

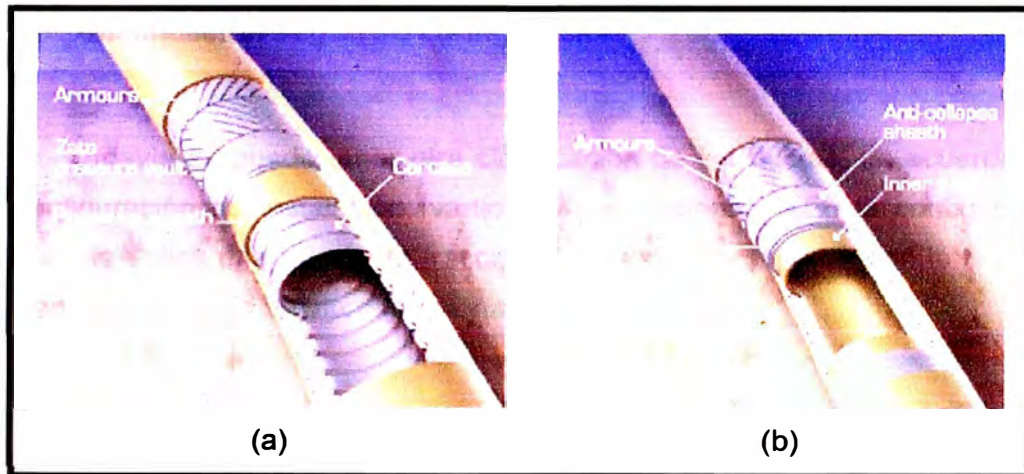


Figura 1.6 – (a) Ducto de pared rugosa, (b) Ducto de pared lisa (Coflexip, 2002).

1.3.2. Clasificación según su finalidad

Otra forma de clasificación de los ductos es de acuerdo con su finalidad. Se pueden tener ductos de perforación, *completación*, producción e inyección. Los ductos de perforación y *completación* presentan geometría vertical y el material que los constituye, en general, es el acero, pero también pueden ser fabricados de titanio o compuestos. Los ductos de producción o inyección presentan geometría en catenaria, pero también pueden ser verticales y son rígidos o flexibles. La Figura 1.7 muestra un sistema de ductos de producción haciendo la ligación de la cabeza del pozo hasta el colector submarino de producción (MSP) y del MSP hasta el sistema fluctuante.

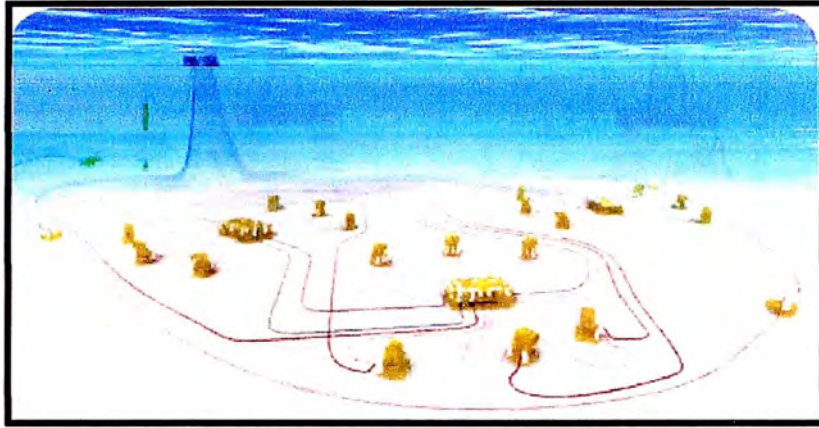


Figura 1.7 – Ductos flexibles de producción (FMC Technologies, 2008).

1.3.3. Clasificación según su configuración

Todavía se puede tener otra clasificación de los ductos, de acuerdo con su configuración de instalación: verticales y en catenaria. En la configuración vertical, se aplica una fuerza de tracción en el extremo superior con la finalidad de mantener el ducto siempre traccionado.

En la configuración en catenaria, los extremos superiores e inferiores no están en el mismo alineamiento vertical, los ductos pueden asumir diferentes configuraciones en catenaria como *Steep Wave*, *Lazy Wave*, *Steep S*, *Lazy S*, de entre otras (Figura 1.8). Estas configuraciones poseen secciones intermedias con elementos, tales como boyas con o sin sustentación de cables de acero, que no solo alivian el peso soportado por el sistema fluctuante como también imponen fuerzas de restauración al sistema cuando este es sometido a fuerzas laterales.

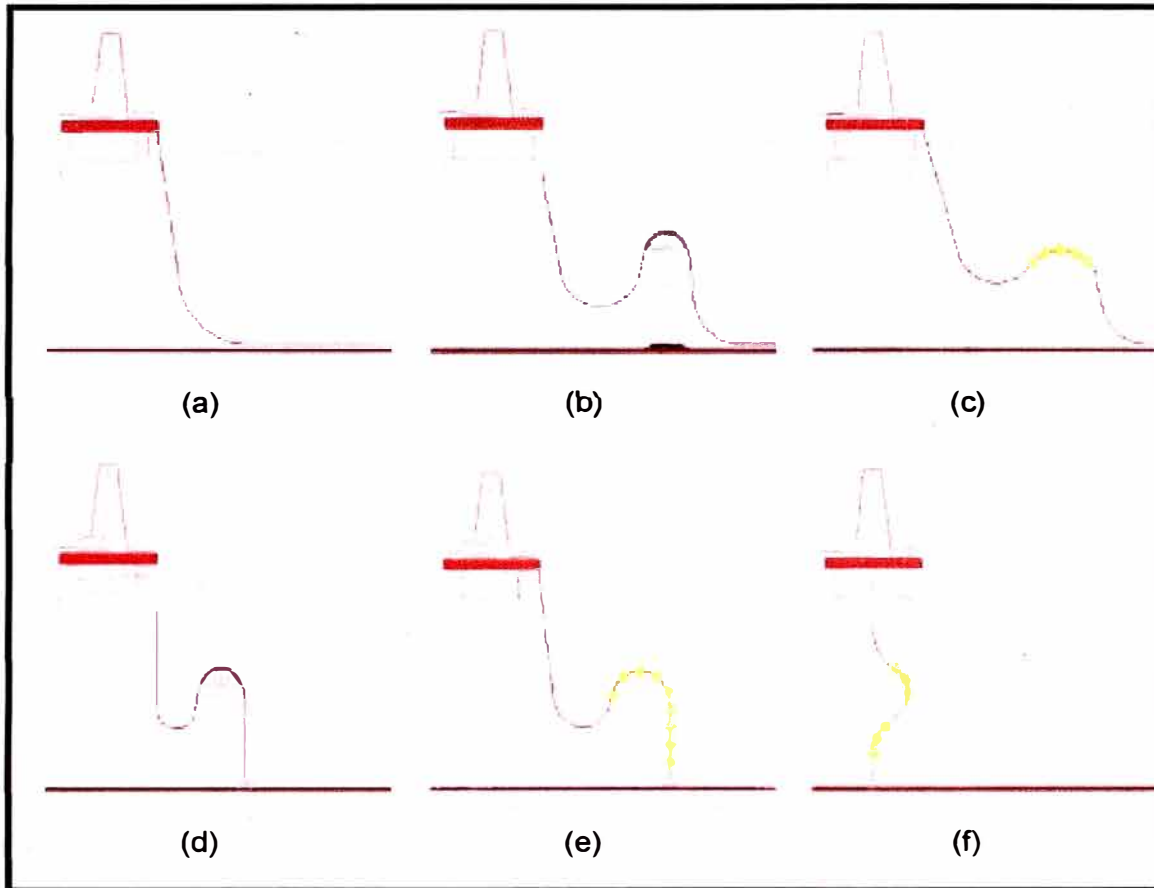


Figura 1.8 –Configuraciones típicas de ductos flexibles: (a) catenaria libre; (b) lazy S; (c) lazy wave; (d) steep S; (e) steep wave; y (f) linterna china (Clausen & D’Souza, 2001).

1.4. Capas de un ducto flexible de capas no adheridas

Los ductos flexibles de capas no-adheridas (Figura 1.9) son compuestos por diversas capas independientes que interactúan entre sí. Cada una puede ser proyectada para atender a fines específicos. Las capas más comunes de este tipo de ducto son presentadas a continuación.

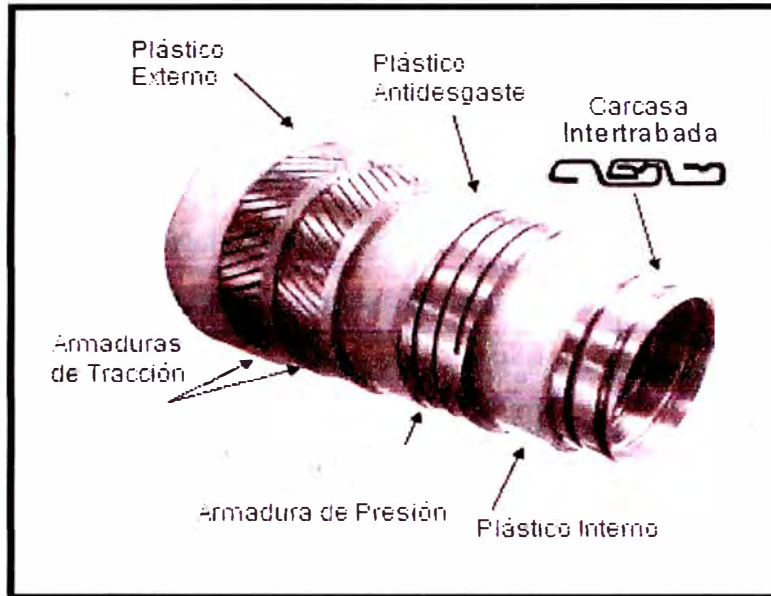


Figura 1.9 – Ducto flexible de capas no-adheridas y de pared rugosa (Sousa, 2005).

1.4.1. Carcasa intertrabada

Formada por una o dos cintas de acero carbono inoxidable o acero liga de alta resistencia, con sección transversal compleja (Figura 1.10), enrollada en espiral de pequeño paso con ángulo de asentamiento próximo a 90° . Tiene como función prevenir el colapso por caída abrupta de presión, resistir a cargas radiales y a la abrasión causada por el fluido transportado.



Figura 1.10 – Sección transversal de dos espirales intertrabadas (Cruz, 1996).

La Tabla 1.1 presenta las principales características de algunos de los tipos de aceros utilizados en la fabricación de la carcasa intertrabada (Bastian, 2000).

Tabla 1.1 – Propiedades mecánicas de los aceros constituyentes de la carcasa intertrabada (Bastian, 2000).

Tipo de acero	Tensión de Fluencia (MPa)	Ruptura	
		Tensión (MPa)	Deformación (%)
304 / 304 L	310	620	30
316 / 316 L	310	620	30 / 40
409	205	380	20
430	205	450	22
UNS S31803	450	620	25

1.4.2. Capa plástica interna

Tiene como función mantener la impermeabilidad interna del ducto. Se utiliza para su fabricación materiales termoplásticos como la poliamida 11 (PA 11) o nylon 11, pero en condiciones de cargas menos severas puede ser utilizado polietileno de alta densidad (HDPE) o el Polifluoreto de Vinilideno (PVDF). La Tabla 1.2 muestra las propiedades mecánicas de algunos polímeros utilizados en los ductos flexibles de capas no-adheridas.

Tabla 1.2 – Propiedades mecánicas de los materiales constituyentes de la capa plástica interna (Berge *et al.*, 1992).

Tipo	Masa Específica (g/cm ³)	Limite de Resistencia (MPa)	Deformación Última (%)	Módulo de Elasticidad (MPa)
PA 11	1.06	28	60	380
HDPE	0.95	16	14	585
PDVF	1.77	23	63	785

Las propiedades vistas en la Tabla 1.2 corresponden a la temperatura de 20° C. Esta observación es importante, visto que las propiedades de los polímeros cambian con la variación de la temperatura.

1.4.3. Armadura de presión

Es una capa helicoidal formada por uno o dos alambres de acero carbono con bajo, medio o alto grado, usualmente en forma de Z (Figura 1.11), con ángulo de asentamiento próximo a 90°. Tiene como función resistir a la presión interna y/o externa.

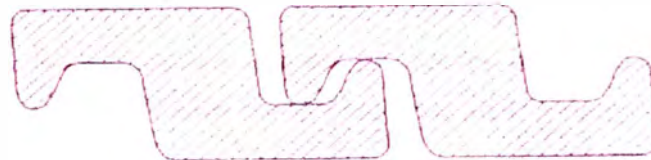


Figura 1.11 – Perfil Z (API RP 17B, 1998).

La Tabla 1.3 presenta las principales características de los aceros utilizados en la fabricación de las armaduras de presión (Berge *et al.*, 1992).

Tabla 1.3 – Propiedades mecánicas de los aceros constituyentes de las armaduras de presión (Berge *et al.*, 1992).

Especificación	Denominación	Acabado	Limite de Resistencia (MPa)	Deformación Última (%)
AFNOR	FM 15	Trefilado al frío	784	-
AFNOR	FM 35	Trefilado al frío	850	6.0

1.4.4. Capa plástica anti-desgaste

Capa polimérica que tiene la función de minimizar el desgaste entre las armaduras metálicas y la armadura de presión. El material constituyente de esta capa generalmente es PA11, PA12, HDPE, XLPE (Polietileno reticulado) o PVDF. Las propiedades mecánicas de algunos de estos polímeros son mostradas en la Tabla 1.2.

1.4.5. Armadura de tracción

Usualmente son compuestas por dos o cuatro capas constituidas por alambres de acero carbono de sección transversal generalmente rectangular de forma achatada o arredondeada, asentados contra-helicoidalmente en ángulos que varían entre 20° y 60°. Tiene como función resistir a cargas axiales y presión interna. La Tabla 1.4 presenta las principales características de los aceros utilizados en la fabricación de las armaduras de tracción (Berge *et al.*, 1992).

Tabla 1.4 – Propiedades mecánicas de los aceros utilizados en la fabricación de la armadura de tracción (Berge *et al.*, 1992).

Especificación	Denominación	Acabado	Limite de Resistencia (MPa)	Deformación Última (%)
AFNOR	FM 60	Trefilado al frío	1373	-
AFNOR	FM 72	Trefilado al frío	1500	1.0

1.4.6. Capa plástica externa

Capa polimérica constituida por PA11, PA12 o HDPE. Tiene como función proteger al ducto contra corrosión, abrasión, daños externos y ayuda en el aislamiento térmico. Las propiedades mecánicas de algunos de estos polímeros son mostradas en la Tabla 1.2.

1.4.7. Capas adicionales

Adicionalmente a las capas presentadas en los ítems anteriores, se pueden encontrar otras capas poliméricas en los ductos flexibles:

- **Capa aislante:** capa polimérica de Poliuretano (PU), Polipropileno (PP) o Policloreto de Vinila (PVC). Tiene como función aislar térmicamente el ducto flexible y garantizar el transporte del fluido.
- **Cinta de refuerzo a la compresión:** capa polimérica de fibra de aramida (Kevlar®). Previene la expansión radial excesiva de las armaduras de tracción del ducto flexible cuando este es sometido a cargas compresivas axiales. Algunas de las propiedades mecánicas de este polímero son mostradas en la Tabla 1.5.

Tabla 1.5 – Propiedades mecánicas de la fibra de aramida (Herakovich, 1998, Dupont, 1992).

Material	Masa Específica (g/cm³)	Limite de Resistencia (MPa)	Coefficiente de Poisson	Módulo de Elasticidad (GPa)
kevlar®	1.44	3620	0.34	124

CAPÍTULO 2: MODELO NUMÉRICO PARA EL ANÁLISIS DE DUCTOS FLEXIBLES

En forma general, los modelos para el análisis local de ductos flexibles pueden ser divididos en tres grupos: los modelos para el análisis de cargas de tracción y torsión, los modelos para el análisis de flexión y los de análisis de cargas de instalación. A continuación serán presentados los modelos para el análisis de cargas de tracción y torsión ya que son tema de estudio del presente trabajo.

2.1. Estado del arte

El problema del estudio de la respuesta estructural local de los ductos flexibles ha sido tratado en la literatura con los modelos analíticos y numéricos así como también con ensayos experimentales. La mayoría de ellos fueron desarrollados para predecir la respuesta a moderadas cargas axisimétricas o de flexión.

2.1.1. Modelos analíticos

Los primeros modelos propuestos para el análisis local de ductos flexibles eran basados en formulaciones analíticas, es decir, en ecuaciones de continuidad y equilibrio y algunos utilizaron teorías de vigas curvas para una mejor representación de los alambres de las armaduras metálicas.

Oliveira *et al.* (1985) presentaron el primer modelo analítico para la determinación de las características mecánicas de ductos flexibles de capas no-adheridas. Este modelo se basa en un conjunto de ecuaciones lineales para obtener la rigidez axial a la tracción y a la torsión de un ducto flexible, suponiendo que las armaduras experimentan apenas deformaciones axiales.

Goto *et al.* (1987) propusieron un modelo semejante al de Oliveira *et al.* (1985), pero dirigido para el cálculo de la resistencia del ducto flexible a la tracción, a la torsión y a la carga de aplastamiento (cargas radiales concentradas). En este modelo, la carga de aplastamiento se aplica en dos puntos diametralmente opuestos.

Estos primeros modelos, aparte de asumir una serie de simplificaciones, presentaron el inconveniente de que sus previsiones estaban asociadas a un parámetro empírico que mide la relación entre la deformación radial y la deformación axial del ducto flexible. Una nueva propuesta para el problema fue presentada por Feret & Boumazel (1987).

Feret & Boumazel (1987) formularon un conjunto de ecuaciones lineales que representan la respuesta de ductos flexibles compuestos por capas tubulares concéntricas y armaduras helicoidales. Siguiendo las hipótesis, se puede obtener, a través de la teoría de elasticidad ecuaciones de continuidad y de equilibrio. Esas ecuaciones forman un sistema lineal, donde las deformaciones radial y axial son consideradas variables independientes. De esta forma, el modelo de Feret & Boumazel (1987) permite el cálculo de tensiones y deformaciones debidas a cargas axisimétricas y en particular, la obtención de las rigideces a la tracción y torsión en el sentido de asentamiento de la armadura externa de tracción.

Se debe destacar que muchas de las hipótesis supuestas en el modelo de Feret & Boumazel (1987) también sirvieron como premisas para los modelos que lo sucedieron. Para simplificar la descripción de los modelos que vienen a continuación, serán relatadas apenas las modificaciones hechas por sus respectivos autores en relación a ese modelo.

Batista & Ebecken (1988) y Batista *et al.* (1989) presentaron un modelo que se basa en la teoría propuesta por Feret & Boumazel (1987) englobando tanto ductos de capas no-adheridas cuanto ductos de capas adheridas. El modelo considera las capas poliméricas en la resistencia a la carga aplicada, el

rozamiento entre las capas, desplazamientos radiales y variaciones de espesores distintos en cada capa.

Feret & Momplot (1991) propusieron un perfeccionamiento del modelo presentado por Feret & Boumazel (1987) para el análisis tanto de ductos de capas no-adheridas cuanto adheridas. En este nuevo modelo, las ecuaciones propuestas por Feret & Boumazel (1987) son reescritas considerando las capas poliméricas en la resistencia a la carga, desplazamientos radiales y distintas variaciones de espesores en cada capa, cargas debidas a la variación de temperatura y principalmente la pérdida de contacto entre las capas durante la carga.

En la busca por una mejor representación de los alambres que constituyen el ducto flexible se llegó a un nuevo conjunto de modelos de análisis. Estos nuevos modelos comenzaron a surgir a partir de 1992 y utilizaron la teoría de Clebsch-Kirchhoff, que fue formalizada por Love (1927).

Witz & Tan (1992a) propusieron un modelo analítico no lineal dirigido para la determinación del comportamiento estructural a la tracción y torsión de ductos flexibles. El modelo considera que las capas poliméricas son tubos de paredes finas y permite la obtención del desplazamiento radial, la variación del espesor y de las deformaciones y tensiones en cada capa del ducto flexible.

Mciver (1995) propuso una formulación analítica semejante a la de Witz & Tan (1992a), pero más completa. Ese modelo puede ser utilizado tanto en ductos de capas no-adheridas como en ductos de capas adheridas. El modelo considera las capas poliméricas como tubos de pared gruesa (teoría de Lamé) y las armaduras metálicas como vigas curvas, siguiendo la teoría de Clebsch-Kirchhoff. El rozamiento entre las capas, así como la pérdida de contacto y el contacto lateral entre los alambres de una misma capa también son modelados. Posibles tensiones residuales originadas del proceso de fabricación, según el autor, pueden ser fácilmente consideradas en la formulación.

Ramos & Pesce (2002) desarrollaron un modelo basado en la teoría de elasticidad, donde las ecuaciones de continuidad y equilibrio son reescritas y es considerada la pérdida de contacto entre las capas. Este modelo se asemeja al propuesto por Feret & Momplot (1991), excepto por no considerar la carga de temperatura.

Recientemente, Custodio & Vaz (2002) y Saevik & Bruaseth (2005) propusieron modelos analíticos capaces de considerar no linealidades geométricas, de material y de contacto en los análisis de cables umbilicales. Estos autores también presentaron en forma detallada resultados de ensayos experimentales en cables umbilicales sometidos a cargas axisimétricas

2.1.2. Modelos numéricos

Hasta este punto, los modelos propuestos eran basados exclusivamente en formulaciones analíticas, es decir, en ecuaciones de continuidad y equilibrio y algunas utilizaron teorías de vigas curvas para una mejor representación de los alambres de las armaduras metálicas. La evolución de la capacidad de procesamiento de las computadoras comenzó a viabilizar el análisis de ductos flexibles a través de métodos numéricos como el Método de los Elementos Finitos (MEF) llevando a otro conjunto de modelos.

Chen *et al.* (1995) desarrollaron un modelo que considera las capas poliméricas, la carcasa intertrabada y las armaduras de presión como tubos de paredes finas. Las armaduras de tracción son supuestas como cintas que poseen apenas rigidez axial, es decir, las rigideces a la flexión y a la torsión son despreciadas. A partir de hipótesis semejantes a las supuestas por Feret & Boumazel (1987), se escriben ecuaciones de equilibrio y continuidad que, resueltas con iteraciones, permiten considerar la pérdida de contacto entre las capas del ducto flexible. Las presiones de contacto determinadas son aplicadas a otro modelo, donde los perfiles de las armaduras de presión son discretizados por el MEF a través del programa Ansys®.

Cruz (1996) propuso un modelo enteramente basado en el MEF. El modelo es generado a través de un pre-procesador, suponiendo algunas simplificaciones en los perfiles de las capas y utilizando una correlación entre rejillas y cáscaras ortotrópicas propuesta por Timoshenko & Woinowsky-Krieger (1959). El modelo no considera ningún tipo de no linealidad y fue utilizado para cargas de tracción y aplastamiento.

Sousa (1999) utilizó el modelo propuesto por Cruz (1996) para analizar otros tipos de cargas axisimétricas como presión interna y externa y torsión anti-horaria, así también de la propia tracción y combinaciones entre esas cargas. En ese estudio, el modelo propuesto por Cruz (1996) y los modelos propuestos por Feret & Bournazel (1987) y Batista *et al.* (1989) fueron comparados y los resultados obtenidos presentaron buena concordancia. Algunos problemas fueron observados:

- El tratamiento del contacto entre las capas del modelo no es adecuado para representar algunas cargas como, por ejemplo, presión interna y torsión anti-horaria. En esos casos, la pérdida de contacto entre las capas, que no es simulada por el modelo, es fundamental para la representación del comportamiento de la estructura.
- Es necesario corregir las tensiones y deformaciones obtenidas en el modelo, a través de factores de corrección provenientes de la teoría propuesta por Timoshenko & Woinowsky-Krieger (1959). Esto dificultaría la consideración de no linealidades físicas.

Sousa (2001) modificó el modelo propuesto por Cruz (1996) de la siguiente forma:

- Las armaduras de presión y la carcasa intertrabada fueron modeladas con elementos de sólidos ortotrópicos, valiéndose de que los ángulos de asentamiento de estas capas son próximos a 90°. Dividiendo el área del perfil entre su longitud, se calcula un espesor equivalente para la capa

considerada. De esta forma, no hay necesidad de corregir las tensiones normales obtenidas en el modelo.

- Los elementos de pórtico espacial utilizados en el contacto entre las armaduras metálicas fueron sustituidos por elementos de contacto del tipo tracción-compresión, es decir, elementos que cuando son comprimidos poseen una rigidez previamente especificada y cuando son traccionados presentan rigidez nula.
- El contacto entre las capas metálicas y las capas poliméricas fue modelado a través de la hipótesis de nodos comunes. Las tensiones cizallantes inducidas en las interfases de las capas por la carga aplicada pasaron a ser controladas por un parámetro de calibración que varía entre 0 y 1 y multiplica el módulo de cizallamiento de los materiales de las dos capas. De esta forma, se intentaba simular el rozamiento entre ellas.

El modelo propuesto en Sousa (2001) presentó mejor correlación con las rigideces a la tracción y torsión proporcionadas por el fabricante que la obtenida en Sousa (1999), sobre todo para pequeños valores del parámetro de calibración. De acuerdo con el autor, este hecho evidencia el bajo impacto del rozamiento entre las capas en el análisis de ductos flexibles sobre cargas axisimétricas. Además, cargas que no podían ser estudiadas a través del modelo propuesto por Cruz (1996), tales como compresión y torsión en el sentido del asentamiento de la armadura interna de tracción, pasaron a ser estudiados.

Por otro lado, el modelo mostró también algunos problemas:

- El contacto entre las capas continuaba inadecuado, ya que dependía de un parámetro que, para algunas cargas, podría modificar sensiblemente las propiedades calculadas. Este parámetro solo podría ser adecuadamente calculado conociendo previamente la respuesta del ducto analizado, lo que es una contradicción.
- La sustitución del elemento de cáscara ortotrópica por el sólido ortotrópico produjo buenos resultados ante cargas axisimétricas, pero no consigue representar adecuadamente la rigidez a la flexión de las

armaduras de presión y de la carcasa intertrabada. Este hecho provocó respuestas inadecuadas para algunas cargas como la de aplastamiento.

Observando estos aspectos, Sousa *et al.* (2001d) propusieron modificaciones en el modelo anterior (Sousa, 2001):

- En una tentativa de uniformizar el modelo, los elementos sólidos isotrópicos utilizados para representar las capas poliméricas fueron sustituidos por elementos de cáscara isotrópicos. Esta modificación mejoró el proceso de convergencia y no provocó cambios en los resultados.
- Basado en la buena concordancia entre los valores proporcionados por el modelo de Sousa (2001) para bajos valores del parámetro de calibración, la hipótesis de nodo común entre las capas poliméricas y las armaduras metálicas fue sustituida por la ligación a través de elementos de contacto del tipo tracción-compresión. De esta forma, sería posible simular la pérdida de contacto entre todas las capas del modelo.
- Se retornó al elemento de cáscara ortotrópica originalmente propuesto por Cruz (1996) para representar las armaduras de presión y la carcasa intertrabada. De esta forma, se garantiza una buena representación de estas capas tanto para análisis axisimétricos cuanto para análisis donde la rigidez a la flexión de estas capas es solicitada.

Este nuevo modelo fue comparado al de Feret & Bournazel (1987) para la carga de tracción y hubo buena concordancia entre los resultados.

Ribeiro *et al.* (2003), basándose en los trabajos anteriores de Cruz (1996) y Sousa (1999), presentaron un modelo tridimensional en elementos finitos para estudiar la repuesta de los ductos flexibles sometidos a las cargas de tracción y compresión axial. El modelo constituye un sándwich de cáscaras delgadas concéntricas, las cuales representan la carcasa intertrabada, la armadura de presión y todas las capas poliméricas. Los alambres de la armadura de tracción

fueron modelados con elementos de pórtico tridimensionales. La interacción entre las capas fue establecida con resortes no lineales.

Recientemente, Bahtui *et al.* (2008) estudiaron la respuesta de un ducto flexible con cinco capas (tres capas poliméricas y un par de armaduras de tracción) sometido a tracción pura, con un detallado modelo tridimensional en elementos finitos. En este modelo, las capas son representadas con elementos sólidos de ocho nodos. Elementos de contacto son definidos entre cada capa y no es considerado el contacto entre los alambres de una misma armadura metálica. El rozamiento entre las capas es considerado. Según los autores, fue encontrada, buena concordancia entre el modelo propuesto y modelos analíticos, pero el modelo exigió gran esfuerzo computacional. Además, los análisis presentados no consideran la presencia de la carcasa intertrabada y/o de la armadura de presión lo cual podría probablemente llevar a un modelo todavía más complejo.

2.1.3. Ensayos experimentales

Hasta este punto solo se han presentado modelos teóricos fueron presentados. Sin embargo, algunos trabajos experimentales sobre el comportamiento de ductos flexibles sometidos a cargas axisimétricas se encuentran disponibles en la literatura. Dos trabajos se destacan en esta área: Bech *et al.* (1992) y Witz (1996).

Bech *et al.* (1992) realizaron los primeros ensayos experimentales en ductos flexibles ante la acción de cargas axisimétricas. Obtuvieron experimentalmente curvas carga vs desplazamiento axial para la carga de tracción y momento de torsión vs rotación axial para la carga de torsión.

Witz (1996) realizó un interesante estudio en el cual la rigidez axial y a la torsión de un ducto flexible de 2.5" fueron obtenidas experimentalmente, considerando diferentes condiciones de contorno en los extremos del ducto. La rigidez a la flexión también fue estimada experimentalmente con diferentes

niveles de presión interna. El autor describió detalladamente las capas internas del ducto y propuso un ensayo a diferentes instituciones. Ese ensayo consistía en el estudio de la respuesta estructural del ducto flexible de 2.5" a través de los modelos teóricos empleados por cada una de las instituciones sin que se conociese de antemano la respuesta experimental. De una manera general, los resultados obtenidos por los modelos teóricos presentaron buena concordancia con los resultados experimentales en lo que se dice respecto a la respuesta estructural a la tracción y a la torsión del ducto. Los resultados relativos a la flexión fueron muy dispersos. Witz (1996) indica que la consideración principal para predecir correctamente el comportamiento estructural local de un ducto flexible es tener en cuenta la interacción entre todas sus capas. Fueron sugeridos estudios considerando cargas combinadas de tracción, torsión, presión y flexión, así como más ensayos para verificar los resultados experimentales presentados.

Ramos Jr. *et al.* (2008) presentaron recientemente un conjunto de ensayos experimentales de un ducto flexible de 2.5", con el fin de estudiar su respuesta a la tracción y torsión. El ducto fue sometido a tracción con y sin presión interna y con diferentes condiciones de contorno en sus extremos. La estructura interna del ducto flexible es detalladamente descrita y los resultados experimentales fueron comparados a los resultados de un modelo analítico. Los autores indican que el modelo analítico empleado previó adecuadamente la rigidez axial del ducto y la deformación media en los alambres de la armadura de tracción externa. Sin embargo, el torque o rotación en el ducto derivado de la tracción aplicada tiene un comportamiento altamente no lineal; por consiguiente, el modelo analítico utilizado no consiguió representar de forma satisfactoria esos valores. Parte de las diferencias entre los resultados fue atribuida a la incapacidad de los modelos analíticos de representar el rozamiento interno entre las capas. Adicionalmente, la estructura estudiada se mostró con torque balanceado y la presión interna no afectó la rigidez axial del ducto.

2.1.4. Comentarios finales

A pesar de la eficiencia computacional, los modelos analíticos suponen un conjunto de simplificaciones que pueden interferir en la respuesta global del ducto flexible. De acuerdo con Custodio & Vaz (2002), esas simplificaciones pueden ser agrupadas en:

1. Regularidad de la geometría inicial.
2. Reducción para el análisis de secciones planas.
3. No consideración de los efectos cortante y de rozamiento interno.
4. Linealidad de la respuesta.

En esta tesis, un modelo tridimensional no lineal basado en el MEF capaz de modelar el ducto flexible con diferentes tipos de cargas mecánicas es empleado en la comparación con resultados de un modelo analítico y con resultados de ensayos experimentales que serán posteriormente presentados. Este modelo considera todas las capas del ducto así como las posibles interacciones entre ellas. Por lo expuesto anteriormente, de las cuatro simplificaciones mencionadas, el modelo empleado mantiene apenas la primera. A continuación el modelo será detalladamente descrito.

2.2. Descripción del modelo numérico

El modelo para el análisis local de ductos flexibles basado en el MEF es capaz de modelar todas las capas del ducto flexible y posibles interacciones entre ellas, así como diferentes cargas y condiciones de contorno. Pueden ser consideradas no linealidades geométricas, de material y de contacto, incluyendo rozamiento. Imperfecciones en el ducto flexible, tales como ovalizaciones o espacios entre las capas, también pueden ser modeladas. En líneas generales, el modelo de elementos finitos es constituido por:

- **Cáscara ortotrópica:** para modelar la carcasa intertrabada y la armadura de presión. Una analogía entre pórticos tridimensionales y cáscaras ortotrópicas permite la simplificación de los complejos perfiles metálicos utilizados en la construcción de esas capas, calculando y empleando propiedades físicas y geométricas equivalentes en el modelamiento.
- **Cáscara isotrópica u ortotrópica:** para la simulación del comportamiento de las capas poliméricas, dependiendo del tipo de capa.
- **Pórtico espacial:** para la representación de los alambres de la armadura de tracción.
- **Contacto:** que garantizan la interacción entre las capas del ducto.

El modelo puede ser generado a partir de un programa denominado *Risertools* (Sousa, 2005) que genera automáticamente mallas de elementos finitos de un ducto flexible para el análisis a través del programa Ansys®. Una vista general de ese modelo se presenta en la Figura 2.1. La figura ilustra la malla de elementos finitos generada para el análisis local de un ducto flexible, suponiendo una longitud total equivalente a dos pasos de la hélice descrita por los alambres de la armadura externa de tracción.

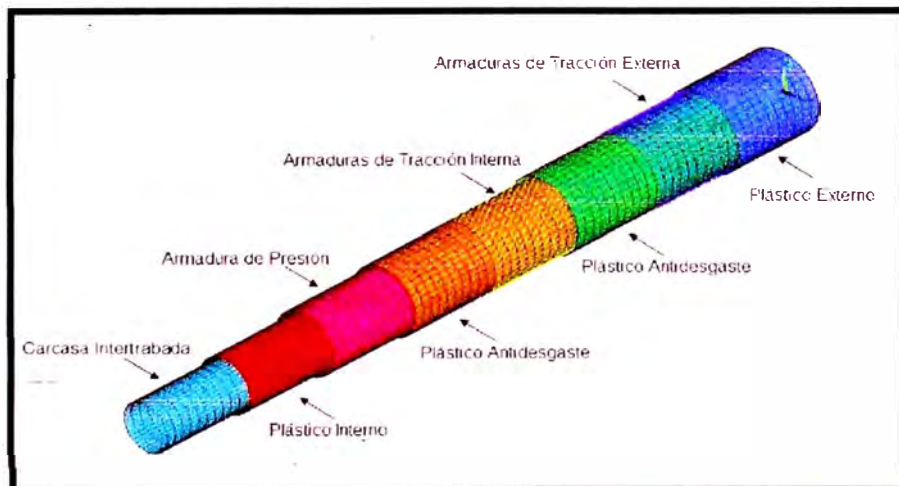


Figura 2.1– Vista isométrica del modelo numérico.

2.2.1. Representación de la carcasa intertrabada y de la armadura de presión

La carcasa intertrabada y la armadura de presión, como fue explicado en el ítem 1.4, están constituidas por uno o más alambres con sección transversal bastante compleja (Figura 1.10 y Figura 1.11), envueltos en torno del eje central del ducto flexible siguiendo una hélice de pequeño paso. La construcción de un modelo en elementos finitos con sólidos tridimensionales para representar la carcasa intertrabada y la armadura de presión es una tarea ardua y de elevado costo computacional (Bahtui *et al.*, 2008) debido al gran número de grados de libertad involucrados. Es necesaria una alternativa capaz de reducir el número de grados de libertad y, al mismo tiempo, modelar adecuadamente esas capas.

Hobbs & Raoof (1982) y Raoof & Hobbs (1984) trataron el problema de establecer las propiedades mecánicas de cables de acero, desarrollando un modelo en el cual varias capas de alambres helicoidales fueron sustituidas por cáscaras ortotrópicas equivalentes. Basándose en esta abordaje, varios problemas relacionados a la respuesta estática y dinámica de cables de acero fueron estudiados con éxito (Kraincanic, 1995). En este trabajo, también se establece una analogía entre alambres helicoidales y cáscaras ortotrópicas, considerando elementos finitos apropiados de acuerdo con lo expuesto por Sousa (2005). La idea principal es asegurar que ambas estructuras (alambre helicoidal y cáscaras ortotrópicas) tengan las mismas rigideces y tensiones en las fibras extremas (interior y exterior).

Analogía entre alambres helicoidales y cáscaras ortotrópicas

Teniendo en cuenta los espacios existentes en esas capas y el elevado ángulo de asentamiento de los alambres ($\approx 90^\circ$) que las constituyen, se establecen las siguientes hipótesis:

1. El rozamiento interno en la carcasa intertrabada y la armadura de presión es despreciado.

2. No hay interacción entre la dirección de asentamiento de los alambres y la dirección normal a ellas, tanto en la carcasa intertrabada como en la armadura de presión.
3. Los espesores de la carcasa intertrabada y de la armadura de presión son pequeños en comparación al diámetro interno de cada capa.
4. Las deformaciones cizallantes son despreciadas, es decir, se admite que la normal a la superficie media antes de la deformación permanece normal después de la deformación.

Considerando estas cuatro hipótesis, la carcasa intertrabada y la armadura de presión pueden ser vistas como cáscaras ortotrópicas. Considerando los ejes coordenados mostrados en la Figura 2.2, se establecen las siguientes relaciones tensión - deformación:

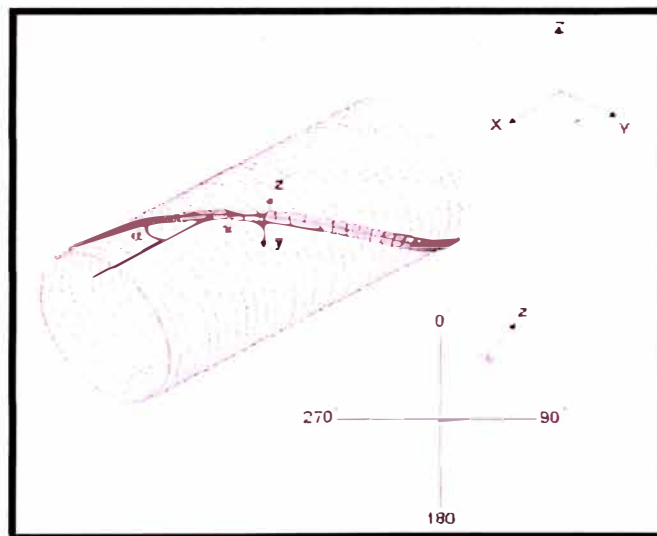


Figura 2.2 – Sistema de coordenadas.

$$\begin{cases} \sigma_{s_x} = \frac{E_{s_x}}{1-\nu_{s_{xy}} \cdot \nu_{s_{yx}}} \cdot \varepsilon_{s_x} + \frac{E_{s_x} \cdot \nu_{s_{yx}}}{1-\nu_{s_{xy}} \cdot \nu_{s_{yx}}} \cdot \varepsilon_{s_y} \\ \sigma_{s_y} = \frac{E_{s_y} \cdot \nu_{s_{xy}}}{1-\nu_{s_{xy}} \cdot \nu_{s_{yx}}} \cdot \varepsilon_{s_x} + \frac{E_{s_y}}{1-\nu_{s_{xy}} \cdot \nu_{s_{yx}}} \cdot \varepsilon_{s_y} \\ \tau_{s_{xy}} = G_{s_{xy}} \cdot \gamma_{s_{xy}} \end{cases} \quad (2.1)$$

donde σ_s y τ_s son, respectivamente, la tensión normal y de cizallamiento en la cáscara; ε_s y γ_s son, respectivamente, su elongación y distorsión angular; E_s , G_s y ν_s son, en ese orden, el módulo de Young, el módulo de rigidez cortante y el coeficiente de Poisson del material que constituye la cáscara; y los subíndices x e y indican la dirección para la cual los valores mencionados son referidos.

Según las hipótesis 1 y 2, los alambres de la carcasa intertrabada y de la armadura de presión no resisten a cargas normales a la dirección de asentamiento (dirección del eje x) y consecuentemente, puede suponerse que $E_{s_y} = 0$ y $\nu_{s_{yx}} = \nu_{s_{xy}} = 0$. De ese modo en la Ec. (2.1) se tiene:

$$\sigma_{s_x} = E_{s_x} \cdot \varepsilon_{s_x}, \quad \sigma_{s_y} = 0, \quad \tau_{s_{xy}} = G_{s_{xy}} \cdot \gamma_{s_{xy}} \quad (2.2)$$

Considerando la Ec. (2.2), las rigideces de la cáscara ortotrópica equivalente de acuerdo con Timoshenko & Woinowsky Krieger (1959) están dadas por:

$$(EA)_s = h_s \cdot E_{s_x}, \quad (EI)_s = \left(\frac{h_s^3}{12}\right) \cdot E, \quad (GJ)_s = \left(\frac{h_s^3}{3}\right) \cdot G_{s_{xy}} \quad (2.3)$$

donde $(EA)_s$, $(EI)_s$ y $(GJ)_s$ son respectivamente, la rigidez axial, flexional y torsional de la cáscara ortotrópica y h_s es su espesor.

Las rigideces de un alambre helicoidal, de acuerdo con Timoshenko & Woinowsky Krieger (1959), están dadas por:

$$(EA)_t = \left(\frac{A \cdot n_t}{L_p} \right) \cdot E, \quad (EI)_t = \left(\frac{I_{eq} \cdot n_t}{L_p} \right) \cdot E, \quad (GJ)_t = \left(\frac{J \cdot n_t}{L_p} \right) \cdot G \quad (2.4)$$

donde $(EA)_t$, $(EI)_t$ y $(GJ)_t$ son respectivamente la rigidez axial, de flexión y de torsión del alambre; E y G son el módulo de Young y la rigidez cortante del material que constituye el alambre; n_t es el número de alambres en la capa considerada, la cual es generalmente, 1 para la carcasa intertrabada y 1 o 2 para la armadura de presión; A y J son el área de la sección transversal y la constante de torsión del alambre; y L_p es el paso del alambre:

$$L_p = \frac{2 \cdot \pi \cdot R}{\tan(\alpha)} \quad (2.5)$$

siendo R el radio medio de la capa y α el ángulo de asentamiento del alambre.

Recientemente, Souza (2002), basado en una serie de ensayos experimentales, propuso que el momento de inercia equivalente del alambre, I_{eq} , puede ser estimado mediante:

$$I_{eq} = 12 \cdot n_t \cdot \frac{I_y^2}{L_p} \cdot \frac{1 - \nu^2}{h^3} \quad (2.6)$$

donde ν es el coeficiente de Poisson del material que constituye el alambre y h es su altura; I_y es el menor momento de inercia de la sección transversal del alambre.

Igualando las Ecs. (2.3) y (2.4) y considerando la Ec. (2.6), las propiedades físicas y geométricas equivalentes de la cáscara ortotrópica son:

$$h_s = \sqrt{12 \cdot \frac{I_{eq}}{A}}, \quad E_{s_x} = \left(\frac{n_t \cdot A}{L_p \cdot h_s} \right) \cdot E, \quad G_{s_{xy}} = \left(\frac{3 \cdot n_t \cdot J}{L_p \cdot h_s^3} \right) \cdot G \quad (2.7)$$

Hasta este punto, la relación tensión - deformación de la cáscara ortotrópica es definida por las Ecs. (2.2) y (2.7). Las rigideces de los alambres helicoidales y de la cáscara ortotrópica son iguales. Sin embargo, la equivalencia entre las rigideces del alambre helicoidal y de la cáscara ortotrópica no implica la equivalencia entre las tensiones. De acuerdo con Timoshenko & Woinowsky Krieger (1959), las tensiones en la fibra extrema (externa e interna) de la cáscara ortotrópica son:

$$\sigma_{s_x}^m = \frac{N_x}{h_s}, \quad \sigma_{s_x}^b = \frac{6 \cdot M_y}{h_s^2}, \quad \tau_{s_{xy}} = \frac{6 \cdot M_{xy}}{h_s^2} \quad (2.8)$$

donde $\sigma_{s_x}^m$, $\sigma_{s_x}^b$ y $\tau_{s_{xy}}$ son respectivamente, la tensión axial, tensión de flexión y tensión de cizallamiento en las fibras extremas de la cáscara ortotrópica; N_x es la fuerza normal actuante en la dirección x ; M_y es el momento flector en y ; y M_{xy} es el momento de torsión.

La tensión en la fibra extrema del alambre helicoidal, de acuerdo con Timoshenko & Woinowsky Krieger (1959), puede ser obtenida por:

$$\sigma_{t_x}^n = \frac{L_p \cdot N_x}{n_t \cdot A}, \quad \sigma_{t_x}^b = \frac{L_p \cdot h \cdot M_y}{2 \cdot n_t \cdot I_{eq}}, \quad \tau_{t_{xy}} = \frac{L_p \cdot t \cdot M_{xy}}{n_t \cdot J} \quad (2.9)$$

donde $\sigma_{t_x}^n$, $\sigma_{t_x}^b$ y $\tau_{t_{xy}}$ son respectivamente, la tensión normal, tensión flexional y tensión de cizallamiento en la fibra extrema de los alambres; t es el espesor de la cinta metálica o de los hilos que forman los alambres de la carcasa intertrabada y de la amadura de presión.

Dividiendo cada relación de tensiones en las Ecs. (2.8) y (2.9), puede ser deducida la relación entre la tensión en la fibra extrema de la capa de los alambres helicoidales y de la cáscara ortotrópica equivalente. Esas relaciones son llamadas factores de corrección de tensiones y están dadas por:

$$f_{c_m}^\sigma = \frac{L_p \cdot h_s}{n_t \cdot A}, \quad f_{c_b}^\sigma = \frac{L_p \cdot h}{n_t \cdot A}, \quad f_{c_s}^\sigma = \frac{L_p \cdot t}{n_t \cdot J} \cdot \frac{h_s^2}{6} \quad (2.10)$$

siendo $f_{c_m}^\sigma$, $f_{c_b}^\sigma$ y $f_{c_s}^\sigma$, respectivamente, el factor de corrección de tensiones axial, de flexión y de cizallamiento.

Una vez que las tensiones son calculadas con el modelo propuesto, las tensiones en la fibra extrema de los alambres de la carcasa intertrabada y de la amadura de presión son expresadas por:

$$\sigma_{t_x} = f_{c_m}^\sigma \cdot \sigma_{s_x}^m \pm f_{c_b}^\sigma \cdot \sigma_{s_x}^b, \quad \tau_{t_{xy}} = f_{c_s}^\sigma \cdot \tau_{s_{xy}} \quad (2.11)$$

donde los signos \pm se refieren a la fibra externa o interna del alambre.

También es posible reescribir las Ecs. (2.8) y (2.9) en términos de la deformación, para establecer los factores de corrección de deformaciones:

$$f_{c_m}^\varepsilon = 1, \quad f_{c_b}^\varepsilon = \frac{h}{h_s}, \quad f_{c_s}^\varepsilon = \frac{1}{2} \cdot \frac{t}{h_s} \quad (2.12)$$

donde $f_{c_m}^\varepsilon$, $f_{c_b}^\varepsilon$ y $f_{c_s}^\varepsilon$ son respectivamente, factores de corrección de deformaciones axial, de flexión y de corte.

Las deformaciones en la fibra extrema de los alambres pueden ser calculadas con la Ec. (2.11) sustituyendo la tensión por la deformación relacionada.

Tomando por base la teoría propuesta, la carcasa intertrabada y la armadura de presión pueden ser representadas con el elemento *Shell181* (elemento de cáscara no lineal) del programa Ansys® versión 11 considerando propiedades ortotrópicas. Este elemento es presentado en la Figura 2.3 y posee cuatro nodos con seis grados de libertad por cada nodo: desplazamientos en las direcciones x , y , z y rotaciones en torno a los mismos ejes.

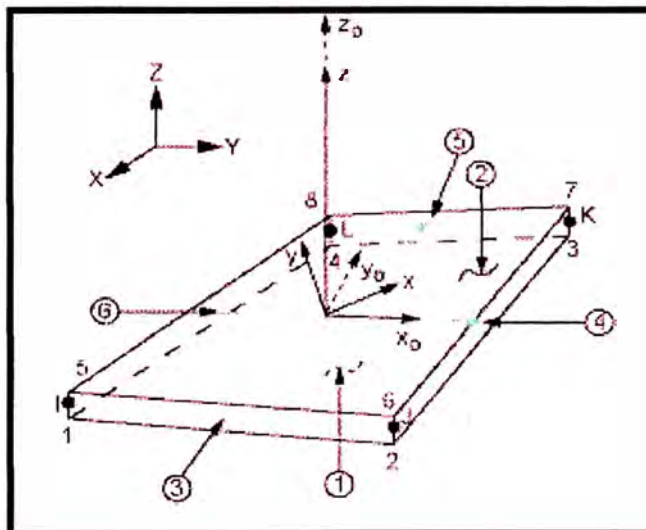


Figura 2.3 – Elemento de cáscara.

2.2.2. Representación de las capas poliméricas

Las capas poliméricas son modeladas con los mismos elementos de cáscara utilizados en el modelamiento de la carcasa intertrabada y de la armadura de presión (Figura 2.3). Es importante mencionar las siguientes consideraciones en la representación de las capas poliméricas (Sousa, 2005):

- La capa plástica interna y la capa plástica externa son modeladas empleando elementos con propiedades isotrópicas, teniendo en cuenta que esas son extruidas según el eje del ducto flexible.
- La capa plástica anti-desgaste o de aislamiento es representada con elementos de cáscara ortotrópicos.
- La cinta de refuerzo a la compresión es representada con elementos de cáscara ortotrópicos. Estos elementos, solamente son cargados cuando son traccionados, lo que introduce un comportamiento físico no lineal. En la representación de esta capa, se emplean elementos del tipo *Shell41* disponibles en el programa Ansys®.

2.2.3. Representación de las armaduras de tracción

Las armaduras de tracción son modeladas a través de elementos no lineales de pórtico tridimensionales, como el presentado en la Figura 2.4. Estos elementos poseen dos nodos con seis grados de libertad por cada nodo: desplazamientos en las direcciones x , y , z y rotaciones alrededor de esos mismos ejes.

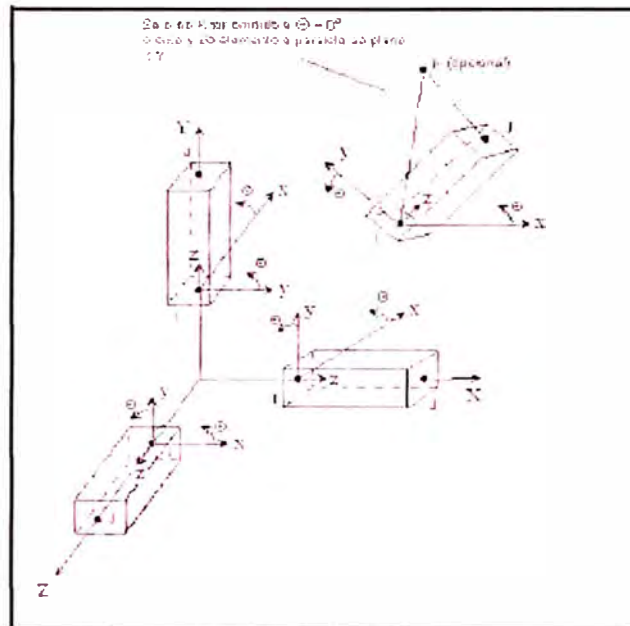


Figura 2.4 – Elemento de pórtico tridimensional.

En los sistemas computacionales basados en los MEF se encuentran usualmente dos tipos de elementos de pórtico no lineal (Belytschko *et al.*, 2000):

- Elementos basados en la teoría de Euler-Bernoulli, donde secciones planas y normales a la línea media de la estructura indeformada permanecen planas y normales a esa línea en la estructura deformada.
- Elementos basados en la teoría de Timoshenko, donde secciones planas y normales a la línea media de la estructura indeformada permanecen planas, pero no necesariamente normales a la línea media en la estructura deformada

Los elementos de pórtico basados en la teoría de Euler-Bernoulli no admiten deformaciones cizallantes; sin embargo, los elementos basados en la segunda teoría si la admiten. De esta manera, los elementos de Euler-Bernoulli son un subconjunto o una particularización de los elementos basados en la teoría de Timoshenko.

En términos prácticos, el efecto del cizallamiento en la respuesta de una viga o un pórtico solamente es relevante para estructuras gruesas, es decir, donde una de las dimensiones de la sección transversal es muy próxima de la longitud de la estructura. En este caso, el análisis debe ser hecho utilizando elementos basados en la teoría de Timoshenko. Por otro lado, en estructuras esbeltas o semi-espesas, el efecto del cizallamiento no es muy significativo pudiéndose, así, emplear tanto elementos basados en la teoría de Euler-Bemoulli cuanto en la de Timoshenko.

Dadas las dimensiones de los alambres de las armaduras de tracción y las mallas de elementos finitos elaboradas, se tiene, en general, elementos de pórtico tridimensional esbeltos tendiendo a semi-espesos. De esta forma, se opta por elementos basados en la teoría de Euler-Bemoulli.

Otro punto importante es respecto a la posición inicial de los ejes de inercia de los alambres en el modelo de elementos finitos. Normalmente, los alambres que constituyen las armaduras de tracción poseen sección rectangular y de esa manera se hace necesario definir la posición inicial de esos ejes. El eje de inercia principal de la sección transversal del alambre es alineado como un vector que une el centro de la sección transversal del ducto con el centro de la sección transversal del alambre.

Hechas estas observaciones, se puede pasar al modelamiento propiamente dicho.

Usualmente, el número de divisiones circunferenciales de la malla de elementos finitos es distinto del número de alambres que constituyen las armaduras de tracción. De esta manera, el área y los momentos de inercia de cada alambre en el modelo deben ser corregidos para representar la estructura real. Las tensiones en el alambre real son expresadas por (Beer & Johnston, 1996):

- Tensión normal:
$$\sigma_z^n = \frac{N_z}{A} \quad (2.13)$$

- Máxima tensión normal de flexión:
$$\sigma_z^{f,x} = \frac{M_x \cdot h}{2 \cdot I_x} \quad (2.14)$$

- Máxima tensión binormal de flexión:
$$\sigma_z^{f,y} = \frac{M_y \cdot w}{2 \cdot I_y} \quad (2.15)$$

donde: h y w , son respectivamente, la altura y el ancho del perfil.

Suponiendo que los esfuerzos totales (fuerza normal y momentos flectores) aplicados a los alambres se distribuyen igualmente entre ellos, se puede relacionar el momento en el alambre real con el momento en el alambre del modelo de elementos finitos a través de:

$$\left\{ \begin{array}{l} N_{\text{mod } el_z} = \frac{n_t}{n_{dc}} \cdot N_z \\ M_{\text{mod } el_x} = \frac{n_t}{n_{dc}} \cdot M_x \\ M_{\text{mod } el_y} = \frac{n_t}{n_{dc}} \cdot M_y \end{array} \right. \quad (2.16)$$

donde: n_{dc} es el número de divisiones circunferenciales en el modelo numérico.

Reescribiendo las Ecs. (2.13) a (2.15) para los alambres del modelo de elementos finitos, se tiene:

- Tensión normal:

$$\sigma_{modelz}^n = \frac{N_{modelz}}{A_{model}} \quad (2.17)$$

- Máxima tensión normal de flexión:

$$\sigma_{modelz}^{f,x} = \frac{M_{modelx} \cdot h}{2 \cdot I_{modelx}} \quad (2.18)$$

- Máxima tensión binormal de flexión:

$$\sigma_{modelz}^{f,y} = \frac{M_{modely} \cdot w}{2 \cdot I_{modely}} \quad (2.19)$$

Igualando las tensiones en los alambres del modelo, Ecs (2.21) a (2.23), a las tensiones en los alambres de la estructura real, Ecs. (2.13) a (2.15) y considerando las Ecs. (2.16), las propiedades geométricas de los alambres del modelo de elementos finitos son dadas por:

$$\left\{ \begin{array}{l} A_{model} = \frac{n_t}{n_{dc}} \cdot A \\ I_{modelx} = \frac{n_t}{n_{dc}} \cdot I_x \\ I_{modely} = \frac{n_t}{n_{dc}} \cdot I_y \end{array} \right. \quad (2.20)$$

A través de las Ecs. (2.20), se garantiza que las tensiones en el alambre real sean iguales a las tensiones en los alambres del modelo de elementos finitos. Como la rigidez axial y la rigidez a la flexión de estas capas son directamente proporcionales al producto entre el número de alambres y el área o a la inercia de los alambres (para rigideces axiales según Berge *et al.* (1992)); también queda asegurada la equivalencia entre las rigideces.

2.2.4. Generación de las capas

Las capas que constituyen un ducto flexible son asentadas concéntricamente. De esta manera, en el modelo de elementos finitos, las capas también deben ser asentadas concéntricamente, pero algunos aspectos deben ser observados:

- El modelo utiliza elementos planos (cáscaras) y de pórticos para representar las capas del ducto flexible, por tal motivo, los espesores de esas capas no son directamente considerados. Siendo así, las capas son generadas como cilindros con radio igual al radio medio de las capas reales. Así también, dada la ovalización observada en algunos ductos flexibles (Figura 2.5 y Ec (2.21)), el modelo también permite la generación de capas con sección transversal elíptica.

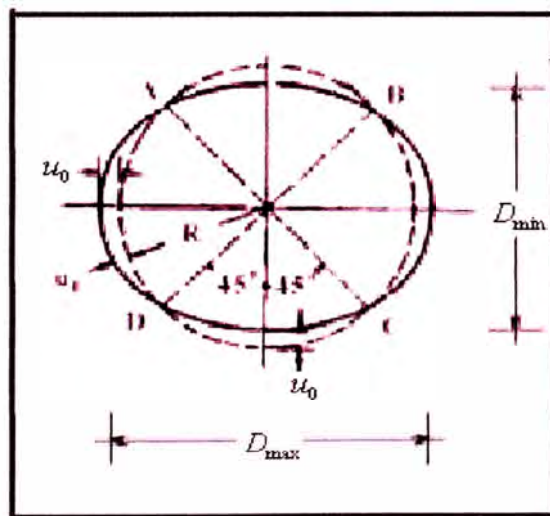


Figura 2.5 – Ovalización del ducto.

$$ova = \frac{D_{max} - D_{min}}{D_{max} + D_{min}} = \frac{4 \cdot u_0}{D_{max} + D_{min}} \quad (2.21)$$

- De ese modo la sección transversal del modelo en elementos finitos, como es presentada en la Figura 2.1 tiene coordenadas nodales dadas por:

$$\begin{aligned}
 X_{\text{model},j} &= R_j \cdot \cos\left(\frac{2\pi}{n_{dc}} \cdot i\right) \cdot [1 - u_{0,j}] & , i = 1, n_{dc} \text{ y} \\
 Y_{\text{model},j} &= R_j \cdot \text{sen}\left(\frac{2\pi}{n_{dc}} \cdot i\right) \cdot [1 - u_{0,j}] & j = 1, n_{\text{capas}}
 \end{aligned}
 \tag{2.22}$$

donde u_0 es la excentricidad en el ducto flexible y es definida como en la Figura 2.5

- Los alambres de las armaduras de tracción son asentados helicoidalmente en tomo del eje central del ducto flexible. El paso de esos alambres está dado por:

$$L_p = \frac{2\pi \cdot R}{\text{tg}(\alpha)}
 \tag{2.23}$$

La Ec. (2.23) muestra que el paso es función de la longitud de una circunferencia que, a su vez, corresponde a la sección transversal del cilindro que sirve de soporte al alambre. El modelo discreto, como anotado en el ítem anterior, considera que las capas del ducto flexible son cilíndricas y concéntricas. Como consecuencia, el modelo discretiza el cilindro que sirve de soporte al alambre. Para que se mantenga el ángulo de asentamiento real de los alambres, dos puntos deben ser respetados: el primero es que, obligatoriamente, el número de divisiones circunferenciales de la malla de elementos finitos (n_{dc}) debe ser igual al número de divisiones longitudinales por paso de los alambres de las armaduras de tracción (n_{dl}); el segundo es que la longitud del modelo debe ser múltiplo del paso de los alambres que componen la armadura externa de

tracción. De esta forma, las coordenadas longitudinales de los nodos del modelo discreto son dadas por (Tenenblat, 1988):

$$Z_{model,i,j} = \frac{2 \cdot \pi \cdot R_{ae}}{\operatorname{tg}(\alpha_{ae})} \cdot \frac{i-1}{n_{dl}}, i = 1, n_{dl} + 1 \quad (2.24)$$

donde $n_{dl} = n_{dc}$; y R_{ae} y α_{ae} son, respectivamente, el radio medio y el ángulo de asentamiento de la armadura externa de tracción.

Se debe resaltar que la Ec. (2.24) asegura el ángulo de asentamiento de los alambres de la armadura externa de tracción, pero introduce un pequeño error en el ángulo de asentamiento de los alambres de la armadura interna de tracción.

También es importante resaltar que todas estas consideraciones son válidas cuando se modela un ducto flexible con armaduras de tracción. En caso no existan estas capas en el modelo discreto, tanto la longitud cuanto el número de divisiones longitudinales del modelo no dependen de ningún parámetro y la Ec. (2.24) es reescrita como:

$$Z_{model,i,j} = L_{model} \cdot \frac{i-1}{n_{dl}}, i = 1, n_{dl} + 1 \quad (2.25)$$

donde L_{model} es la longitud deseada del modelo y n_{dl} puede tener un valor cualquiera.

De esta manera, partiendo de las (2.22) a la (2.25), se determinan los nodos del modelo y siguiendo lo expuesto en los ítems anteriores, se forman los elementos. Resta relacionar adecuadamente esas capas para asegurar el correcto funcionamiento del modelo.

CAPÍTULO 3: CONSIDERACIONES DE NO LINEALIDADES EN EL MODELO

3.1. Modelamiento del contacto entre las capas

Dadas las características del modelo elaborado, se optó por establecer el contacto entre las capas a través de elementos de contacto tridimensionales del tipo nodo-nodo, como el presentado en la Figura 3.1. Estos elementos son definidos por dos nodos y cada uno posee tres grados de libertad: desplazamientos en las direcciones x , y , z . Su interfase de contacto es perpendicular al eje del elemento (Figura 3.1), que a su vez, establece la dirección de la normal de contacto. En el modelo propuesto, los nodos se deben situar sobre la misma línea radial, conforme se muestra en la Figura 2.1.

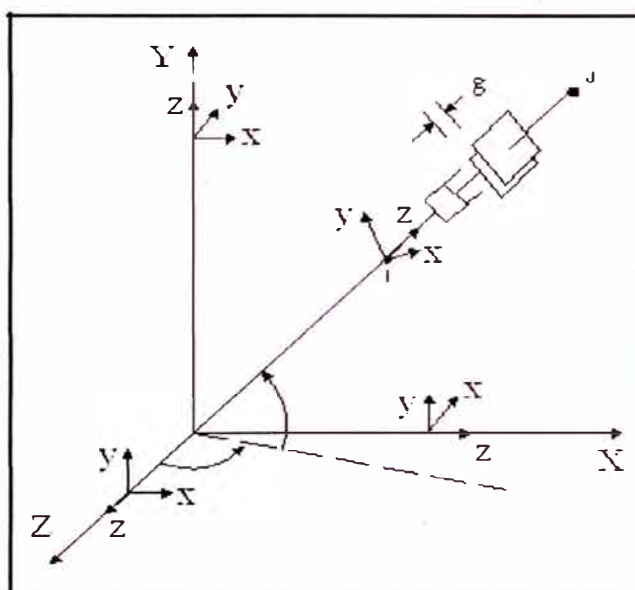


Figura 3.1 – Elemento de contacto del tipo nodo-nodo.

Como este tipo de elemento es capaz de representar tanto el contacto entre dos nodos cuanto el deslizamiento relativo entre ellos, en otras palabras, el rozamiento entre las capas, dos parámetros físicos necesitan ser definidos: la rigidez normal de contacto y la rigidez de adhesión.

En el modelo propuesto, tanto las amaduras cuanto las capas poliméricas del ducto flexible son representadas por elementos sin espesor aparente. De este modo, el elemento finito utilizado para la representación del contacto entre las capas debe poseer una rigidez, cuando es comprimido, equivalente a aquella que sería obtenida con la representación de las capas como elementos sólidos. Considerando que las capas del ducto flexible poseen comportamiento elástico y lineal, se puede representar dos capas adyacentes, Figura 3.2(a) del ducto a través de dos resortes lineales (1 y 2), representados en la Figura 3.2 (b). Estos dos resortes, a su vez, pueden ser sustituidos por un resorte equivalente como se muestra en la Figura 3.2 (c).

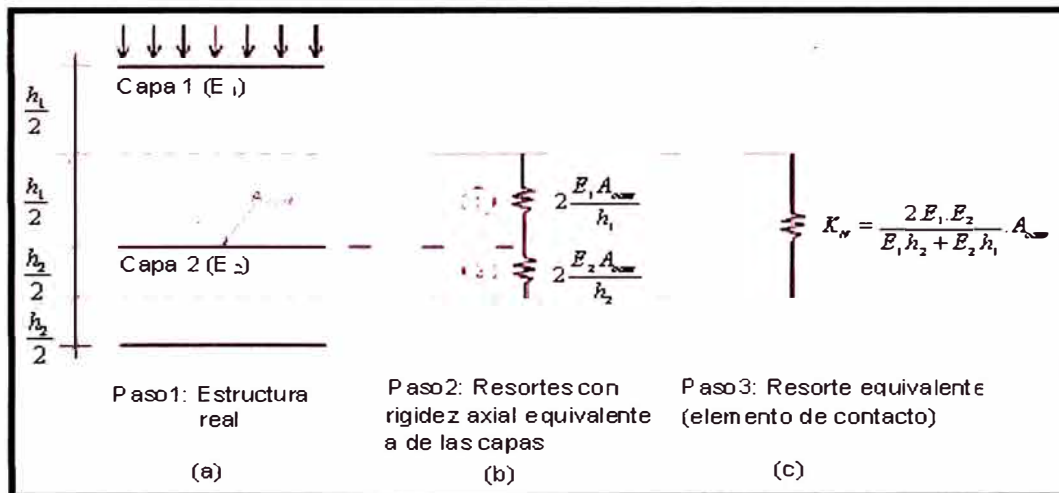


Figura 3.2– Cálculo de la rigidez normal de los elementos de contacto.

De este modo, se obtiene una rigidez normal, K_N , para el elemento de contacto igual a:

$$K_N = \frac{2 \cdot E_1 \cdot E_2}{E_1 \cdot h_2 + E_2 \cdot h_1} \cdot A_{cont} \quad (3.1)$$

donde:

$$A_{cont} = \frac{2 \cdot \pi \cdot R_2 \cdot L_{model}}{n_{dc} \cdot n_{dl}} \quad (3.2)$$

y R_2 es el radio medio de la capa 2 (Figura 3.2).

El deslizamiento relativo entre los nodos es representado por el modelo de rozamiento de Coulomb, que es presentado esquemáticamente en la Figura 3.3. La fuerza de rozamiento a ser vencida, es decir, aquella a partir de la cual el deslizamiento relativo entre los nodos se inicia, es igual a $\mu \cdot N_z$, donde μ es el coeficiente de rozamiento entre las capas y N_z es la fuerza normal de contacto.

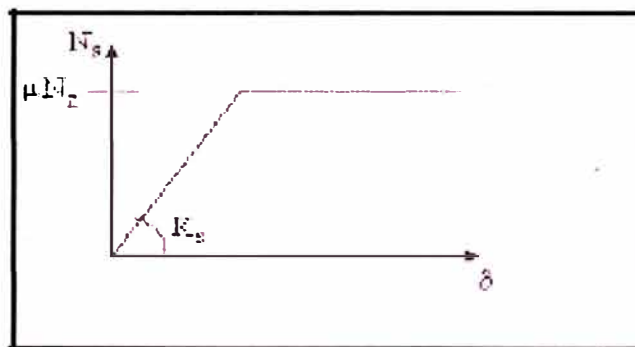


Figura 3.3 – Representación esquemática del modelo de rozamiento de Coulomb.

La rigidez de adhesión, K_s , debe ser de tal orden que el desplazamiento relativo sea pequeño en caso la fuerza en la interfase de contacto, N_s , sea inferior a $\mu \cdot N_z$. El valor de esta rigidez no puede ser excesivamente alto al punto de causar problemas numéricos en los análisis. De esta manera, después de algunas pruebas con el modelo, se determinó el valor de 100kN/mm para este parámetro (Sousa, 2005).

La formulación de este tipo de elemento permite representar un espaciamiento entre las capas del ducto en la condición descargada (*gap* o espaciamiento inicial). El valor absoluto de este espaciamiento es considerado directamente en la formulación del elemento de contacto, por tal motivo, las coordenadas nodales de las capas deben ser modificadas tomando en cuenta este valor. La Ec. (2.22) es reescrita como:

$$\begin{aligned}
 X_{model_{i,j}} &= (R_j + g_{j-1}) \cdot \cos\left(\frac{2 \cdot \pi}{n_{dc}} \cdot i\right) \cdot [1 - u_{0,j}] \\
 Y_{model_{i,j}} &= (R_j + g_{j-1}) \cdot \text{sen}\left(\frac{2 \cdot \pi}{n_{dc}} \cdot i\right) \cdot [1 - u_{0,j}] \quad , \quad i = 1, n_{dc} \text{ y } j = 1, n_{cam} \quad (3.3) \\
 g_0 &= 0
 \end{aligned}$$

donde g es el espaciamiento inicial entre las capas (Figura 3.1).

Utilizando elementos de contacto acoplados con la formulación expuesta, se consigue representar espaciamientos iniciales en el ducto flexible, pérdida de contacto debido a la carga aplicada y el rozamiento entre las capas de la estructura. Sin embargo, la formulación adoptada, está limitada a pequeños desplazamientos relativos entre capas adyacentes del ducto flexible, pues se utilizan elementos de contacto del tipo nodo-nodo.

Existen otras no linealidades que pueden ser simuladas con el modelo propuesto. En los ítems a continuación, se discuten el modelaje del comportamiento no lineal físico y no lineal geométrico.

3.2. Modelamiento del comportamiento no lineal físico

En las capas poliméricas el comportamiento no lineal físico puede ser considerado directamente, puesto que estas capas son representadas de forma fiel en el modelo. En las armaduras metálicas hay algunas dificultades, a saber:

En el caso de la carcasa intertrabada y de las armaduras de presión:

- La analogía entre rejas y cáscaras ortotrópicas, base del modelaje de estas capas, establece equivalencias entre los complejos perfiles reales y perfiles rectangulares. En un análisis no lineal físico es fundamental considerar los perfiles reales para que el cálculo de la matriz constitutiva del elemento sea planteada correctamente (Owen & Hinton, 1986).
- Las equivalencias establecidas son basadas en relaciones elásticas y lineales y pueden no ser adecuadas para representar el comportamiento no lineal físico.
- Las tensiones obtenidas en el modelo no son las reales, es decir, deben ser corregidas en cada paso de análisis. En caso se tengan efectos combinados axial y de flexión, se hace difícil estimar en que carga ocurrirá la fluencia, ya que los factores de corrección de tensiones son distintos, cada punto de la capa tiene diferentes tensiones de flexión y axial y la relación entre estas tensiones puede variar en la medida en que se aplican las cargas en el ducto flexible (debido al comportamiento no lineal geométrico, por ejemplo).

En el caso de las armaduras de tracción:

- En el modelaje de estas capas, al contrario de lo que ocurre con la carcasa intertrabada y las armaduras de presión, no se trabaja con un perfil equivalente y si con propiedades geométricas equivalentes. En otras palabras, no se informa al programa de análisis una forma de sección transversal, pero si directamente sus propiedades geométricas.

De este modo, no es posible realizar un análisis no lineal físico y en consecuencia, es necesario realizar algunas modificaciones.

Estos aspectos serán analizados en lo que viene a continuación, inicialmente para la carcasa intertrabada y para las armaduras de presión y después, para las armaduras de tracción.

3.2.1. Carcasa intertrabada y armadura de presión

En lo que se dice respecto a la representación del comportamiento no lineal físico de la carcasa intertrabada y de la armadura de presión, el primer aspecto a ser observado es la selección de un perfil de forma rectangular que sea adecuado para simular la respuesta de esas capas. Una primera medida para esto es la evaluación de los factores de forma (Gere & Timoshenko, 1997) de los perfiles reales y del rectángulo propuesto. El factor de forma es expresado por la razón entre el módulo plástico y el momento de inercia del perfil y puede ser interpretado como una medida de la reserva plástica de un perfil después del inicio de la fluencia.

En Sousa (2005), los factores de forma de diversos perfiles utilizados en la construcción de la carcasa intertrabada y de la armadura de presión son calculados y comparados con el factor de forma de un perfil rectangular (1,5). Se observa que los factores de forma de los perfiles reales son muy próximos del factor de forma de un perfil rectangular (1,5), es decir, los perfiles reales poseen una reserva plástica semejante a la de un perfil rectangular.

Otro aspecto a ser verificado es si la propuesta, que está basada en relaciones elásticas, puede ser extendida al régimen plástico. Para realizar esta verificación, se debe establecer las curvas tensión vs deformación de los materiales que componen esas capas. En los análisis numéricos, es común aproximar la curva tensión vs deformación del acero a través de la curva bilineal expresada por:

$$\varepsilon = \begin{cases} \frac{\sigma}{E}, & \sigma < \sigma_y \\ \frac{\sigma_y}{E} + \frac{(\sigma - \sigma_y)}{E_t}, & \sigma \geq \sigma_y \end{cases} \quad (3.4)$$

donde E_t es el módulo de Young tangente y puede ser tomado como $E/10$ (Sousa et al., 2003c).

Otra forma de relacionar las tensiones y deformaciones en los aceros es utilizando una de las muchas relaciones deducidas empíricamente y que están disponibles en la literatura (Mendelson, 1983). Una de las más empleadas es la relación propuesta por Ramberg- Osgood que está dada por:

$$\varepsilon = \frac{\sigma}{E} \left[1 + c_1 \left(\frac{\sigma}{\sigma_y} \right)^{c_2 - 1} \right] \quad (3.5)$$

donde c_1 y c_2 son constantes que dependen del material considerado.

Para el modelo de elementos finitos, las Ecs. (3.4) y (3.5) podrían ser reescritas respectivamente como:

$$\varepsilon_{cascara} = \begin{cases} \frac{\sigma_{cascara}}{E_{cascara_2}}, & \sigma_{cascara} < \sigma_{y_{cascara}} \\ \frac{\sigma_{y_{cascara}}}{E_{cascara_2}} + \frac{(\sigma_{cascara} - \sigma_{y_{cascara}})}{E_{t_{cascara}}}, & \sigma_{cascara} \geq \sigma_{y_{cascara}} \end{cases} \quad (3.6)$$

$$\varepsilon_{cascara} = \frac{\sigma_{cascara}}{E_{cascara_z}} \left[1 + c_1 \cdot \left(\frac{\sigma_{cascara}}{\sigma_{y_{cascara}}} \right)^{c_2-1} \right] \quad (3.7)$$

Recordando que las tensiones obtenidas en el modelo de elementos finitos deben todavía ser corregidas para obtener las tensiones reales, se puede imaginar tres categorías de problemas:

- En la primera, apenas ocurren tensiones normales (membrana) en la cáscara ortotrópica y así:

$$\sigma_{y_{cascara}} = \frac{\sigma_y}{f_{c_m}} \quad (3.8)$$

- En la segunda, ocurren solamente tensiones normales de flexión en la cáscara ortotrópica y de este modo:

$$\sigma_{y_{cascara}} = \frac{\sigma_y}{f_{c_f}} \quad (3.9)$$

- En la tercera, ocurren simultáneamente tensiones normales de flexión y de membrana en la cáscara ortotrópica y de esta manera:

$$\begin{cases} \sigma_{y_{cascara}} = \sigma^n_{cascara_z} + \sigma^{f,x}_{cascara_z} \\ \sigma_y = f_{c_m} \cdot \sigma^n_{cascara_z} + f_{c_f} \cdot \sigma^{f,x}_{cascara_z} \end{cases} \quad (3.10)$$

En las dos primeras situaciones, la tensión de fluencia de la capa puede ser directamente determinada a través de la tensión de fluencia real y de los factores de corrección de tensiones. Ya en la tercera situación, esto no es posible. En esa situación, se adoptó el procedimiento de realizar, primeramente, un análisis elástico para calcular las contribuciones a la tensión $\sigma_{casca_z}^n$ $\sigma_{casca_z}^{f,x}$ que, cuando son operadas con los respectivos factores de corrección, se obtiene la tensión de fluencia del material.

Utilizando ese procedimiento, se muestra en Sousa (2005), que el modelamiento de una estructura con el perfil de la carcasa intertrabada, valiéndose de las curvas dadas por las Ecs. (3.4) o (3.5), conduce a resultados muy próximos a los calculados con el perfil rectangular equivalente suponiendo las Ecs. (3.6) a la (3.10). Siendo así, se puede afirmar que la analogía establecida puede ser extendida al modelaje del comportamiento no lineal físico de la carcasa intertrabada y también de la armadura de presión. Así también, para considerar mejor la fase de transición entre el régimen elástico y el plástico, a lo largo de este trabajo será utilizada la relación tensión vs deformación de Ramberg-Osgood para simular el comportamiento no lineal físico del acero cuando sea necesario.

3.2.2. Armaduras de tracción

Como se mencionó anteriormente, el modelamiento propuesto no es adecuado para considerar el comportamiento no lineal físico de los alambres de las armaduras de tracción. Sin embargo, se puede intentar resolver ese problema a través de un perfil rectangular cuyas características geométricas son semejantes a las calculadas a través de las Ecs. (2.20). Ese perfil es presentado en la Figura 3.4.

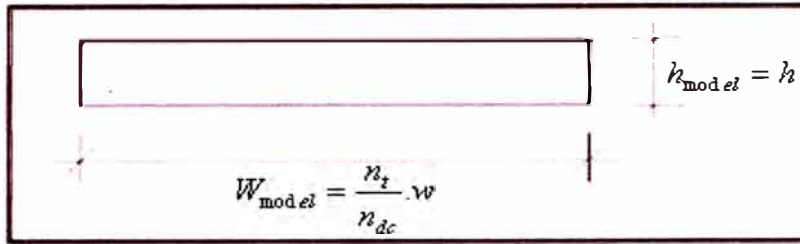


Figura 3.4 – Perfil equivalente para los alambres de las armaduras de tracción.

Con esa propuesta, independientemente de la malla seleccionada se puede considerar el comportamiento no lineal físico de los alambres para cargas que provoquen tensiones normales axiales, ya que el área total de los alambres es la misma de la estructura real. Por otro lado, la inercia binormal de ese perfil

es $\left(\frac{n_t}{n_{dc}}\right)^2$ veces mayor que la inercia equivalente presentada en las Ecs. (2.20).

Por tal motivo, para las cargas que induzcan tensiones de flexión en los alambres, es indispensable que el número de divisiones circunferenciales en el modelo, n_{dc} , sea igual al número de alambres de la estructura real, n_t .

Otro aspecto es sobre el elemento a ser utilizado en el modelamiento de los alambres. El sistema Ansys® versión 11 no posee elemento de pórtico espacial basado en la teoría de Euler-Bernoulli con capacidad de representar no linealidades físicas. Por tal motivo, exclusivamente en los análisis con estas no linealidades, se sustituye el elemento *Beam4* (Euler-Bernoulli) por el elemento *Beam188* (Timoshenko), que posee esa facilidad implementada en su formulación.

Siguiendo estas indicaciones, es posible modelar el comportamiento no lineal físico de los alambres con la relación entre las tensiones y deformaciones propuesta por Ramberg-Osgood.

3.3. Modelamiento del comportamiento no lineal geométrico

La propuesta del modelaje presentada a lo largo de este capítulo permite la consideración directa de posibles no linealidades geométricas en la respuesta de las capas del ducto flexible, debido a que:

- Comparando las estructuras reales a la carcasa intertrabada y la armadura de presión modeladas a través de elementos finitos poseen las mismas rigideces axiales y de flexión.
- En el caso de las armaduras de tracción, como se admite que las cargas se distribuyen uniformemente por los alambres en la razón $\frac{n_t}{n_{dc}}$ (ítem 2.2.3) y que las rigideces axiales y de flexión son alteradas en el modelo de elementos finitos en la misma proporción, Ecs. (2.20), se puede afirmar que las contribuciones de rigideces relativas a las armaduras de tracción son las mismas independientemente de la malla escogida.

3.4. Aplicación de la carga y de las condiciones de contorno

Una de las grandes ventajas de los modelos basados en el MEF es la versatilidad para aplicación de cargas y condiciones de contorno. En el análisis local de ductos flexibles, esta característica es fundamental, ya que estas estructuras son sometidas a diversos tipos de cargas durante su vida útil.

En el caso de los análisis de tracción, compresión, torsión, flexión o combinaciones entre ellas, se supone que las cargas actúan en los extremos del modelo. Esas cargas son aplicadas en los nodos extremos y se modelan tapas rígidas que solidarizan los desplazamientos de todas las capas en esos extremos. Esas tapas garantizan la distribución de las cargas por todas las capas del ducto flexible. Con relación a las condiciones de contorno, estas pueden ser de cualquier tipo, desde que sean compatibles con la carga que se desea analizar. La Figura 3.5 ilustra un modelo para el análisis de tracción pura

en un ducto flexible. En esta figura, la carga es aplicada en uno de los extremos, mientras el otro se encuentra empotrado.

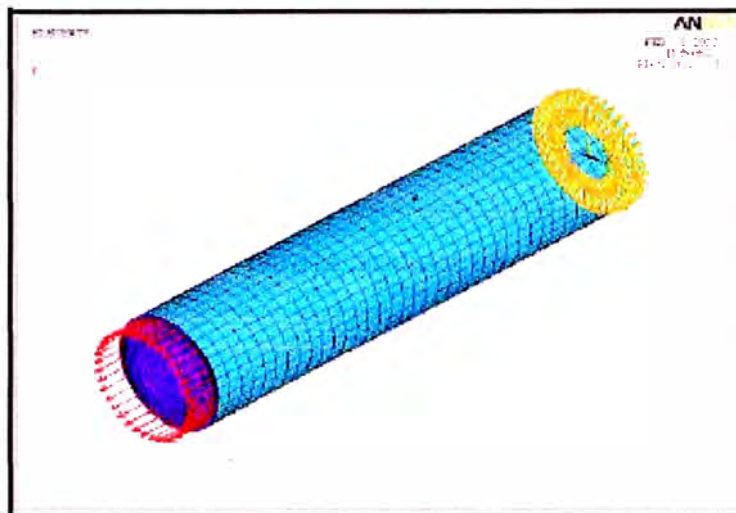


Figura 3.5 – Aplicación de la carga de tracción en el modelo.

Se debe destacar que el hecho de que las secciones extremas del ducto están rigidamente conectadas no indica que las otras secciones (secciones intermedias) también lo estarán. Esa conexión genera una zona de perturbación en las secciones próximas a los extremos, pero, a medida que se observan secciones más alejadas, las condiciones impuestas en los extremos no afectan la respuesta, es decir, cada capa podrá girar o trasladarse de forma independiente.

Hay varias otras posibilidades de carga que pueden ser aplicadas en el modelo propuesto. La Figura 3.6 ilustra la aplicación de la carga de aplastamiento (Sousa *et al.*, 2001a)

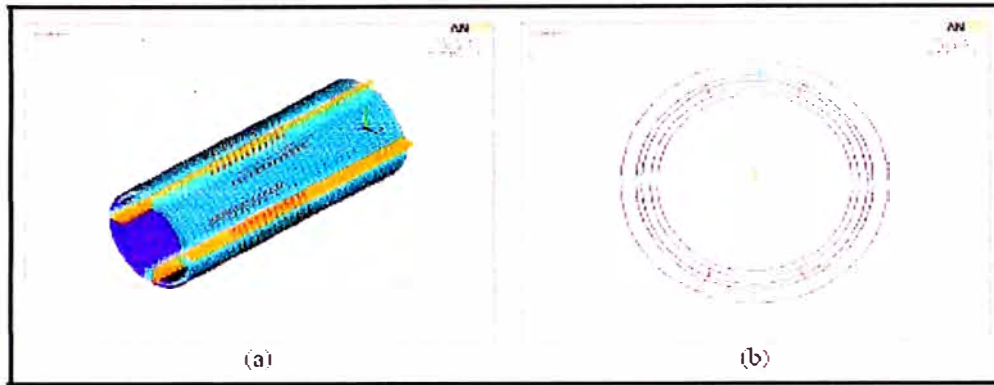


Figura 3.6 – Aplicación de cargas concentradas radiales (aplastamiento).

3.5. El preprocesador

Toda la formulación aquí presentada fue implementada en un programa desarrollado en Fortran® versión 6.

El programa es capaz de generar las siguientes capas y elementos de contacto entre ellas: carcasa intertrabada, capa plástica interna, armadura de presión, capas plásticas antidesgaste, armaduras de tracción, cinta de refuerzo a la compresión y capa plástica externa. Se debe destacar que esas capas son generadas independientemente y así se puede crear cualquier combinación entre ellas.

El programa genera mallas para análisis con el sistema Ansys®. El programa es capaz de generar mallas con un máximo de 60000 nodos y 60000 elementos, que conducen a problemas con hasta 360000 grados de libertad

CAPÍTULO 4: APLICACIÓN DEL MODELO

4.1. Ducto flexible analizado

La Tabla 4.1 presenta las principales características del ducto flexible de 4" ($D_{interior} = 101.6\text{mm}$)

La carcasa intertrabada está constituida de acero AISI 304 con módulo de Young de 193GPa y coeficiente de Poisson de 0.3. El material de la armadura de presión y de las armaduras de tracción tiene módulo de Young de 205GPa y coeficiente de Poisson de 0.3. La capa plástica interna es hecha de PA11 con módulo de Young de 345MPa; la capa plástica externa también es de PA11, con módulo de Young igual a 215MPa. Finalmente, la cinta de refuerzo fue supuesta con módulo de elasticidad de 14000MPa, mientras que el plástico anti-desgaste posee módulo de Young de 350MPa. Todos los materiales poliméricos poseen coeficiente de Poisson igual a 0.3.

Tabla 4.1 – Principales características del ducto flexible

Capas	Propiedades
Carcasa Intertrabada	<p>Espesor = 4.0mm</p> <p>Número de alambres = 1</p> <p>Ángulo de asentamiento = +87.6°</p> <p>Perfil intertrabado</p> <p>Área = 32.0mm²</p> <p>Momento de inercia = 52.1mm⁴</p>
Capa Plástica interna	Espesor = 5.0mm
Armadura de Presión	<p>Espesor = 6.2mm;</p> <p>Número de alambres = 2</p> <p>Ángulo de asentamiento = +87.0°</p> <p>Perfil Z</p> <p>Área = 54.1mm²,</p> <p>Momento de inercia = 173.4mm⁴</p>
Capa Anti-desgaste	Espesor = 2.0mm
Armadura interna de tracción	<p>Espesor = 2.0mm</p> <p>Número de alambres = 47</p> <p>Ángulo de asentamiento = +35.0°</p> <p>Perfil rectangular</p> <p>Ancho = 7.0mm</p>
Armadura externa de tracción	<p>Espesor= 2,0mm</p> <p>Número de alambres = 49</p> <p>Ángulo de asentamiento = -35.0°</p> <p>Perfil rectangular</p> <p>Ancho = 7.0mm</p>
Cinta de refuerzo	Espesor = 1.15mm
Capa plástica externa	Espesor = 5.0mm

4.2. Selección de la malla

La Tabla 4.2 presenta las mallas utilizadas en el análisis del ducto flexible. La menor malla adoptada, siguiendo recomendaciones del propio programa Ansys®, posee 24 divisiones circunferenciales, es decir cada elemento representa 15° de la circunferencia de los cilindros generados.

Tabla 4.2 – Mallas generadas para el ducto flexible

Malla*	Número de nodos	Número de elementos				Número de G.L.
		Cáscara	Pórtico	Contacto	Total	
24x24	4800	3792	1152	4032	8976	28800
30x30	7440	5820	1800	6300	13920	44640
36x36	10656	8280	2592	9072	19944	63936
40x40	13120	10120	3200	11200	24520	78120
66x66	35376	27060	8712	30492	66264	212256

*Número de divisiones circunferenciales x Número de divisiones longitudinales por paso de la armadura externa de tracción.

La Figura 4.1 ilustra una de las mallas generadas para el análisis del ducto flexible de 4”.

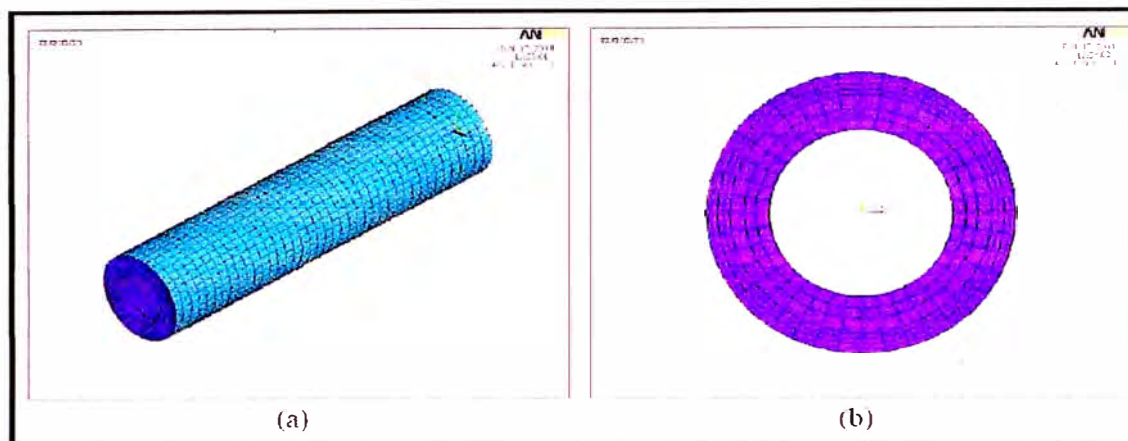


Figura 4.1 – Vistas de una de las mallas utilizadas en el análisis del ducto flexible de 4" (40x40):(a) isométrica; y (b) frontal.

La Tabla 4.3 presenta las propiedades equivalentes calculadas a través de las Ecs. (2.6), (2.7) y (2.10) para la carcasa intertrabada y la armadura de presión. Estas propiedades son válidas para todas las mallas.

Tabla 4.3 – Propiedades equivalentes de la carcasa intertrabada y de la armadura de presión del ducto de 4".

Capa	Espesor	Factor de compacidad	Módulo de Young	Factor de Corrección	
				Tensión axial	Tensión de Flexión
Carcasa intertrabada	4.132mm	0.819	138400MPa	1.496	1.448
Armadura de presión	5.441mm	1.047	417400MPa	0.496	0.565

La Tabla 4.4 indica las propiedades calculadas por las Ecs. (2.20) para las armaduras de tracción del ducto de 4". La Tabla 4.5 presenta las rigideces normales de contacto obtenidas por las Ecs. (3.1) y (3.2).

Tabla 4.4 – Propiedades equivalentes de los alambres de las armaduras de tracción del ducto de 4”.

Malla	Armadura interna de tracción				Armadura externa de tracción			
	$\frac{n_i}{n_{dc}}$	Área (mm ²)	Inercia (mm ⁴)		$\frac{n_i}{n_{dc}}$	Área (mm ²)	Inercia (mm ⁴)	
			Normal	Binormal			Normal	Binormal
24x24	2.75	27.5	9.2	57.3	2.83	28.3	9.4	59.0
30x30	2.20	22.0	7.3	45.8	2.27	22.7	7.6	47.2
36x36	1.83	18.3	6.1	38.2	1.89	18.9	6.3	39.4
40x40	1.65	16.5	5.5	34.4	1.70	17.0	5.7	35.4
66x66	1.00	10.0	3.3	20.8	1.03	10.3	3.4	21.5

Tabla 4.5 – Rigidez normal de los elementos de contacto utilizados en las mallas generadas para el análisis del ducto de 4”.

Interfase	Rigidez normal de contacto				
	24x24	30x30	36x36	40x40	66x66
CI - PI	40550	25950	18020	14600	5362
PI – AP	55630	35610	24730	20030	7357
AP – PA	105800	67680	47000	38070	13980
PA – AIT	162700	104100	72310	58570	21510
AIT – AET	49630000	31760000	22060000	17870000	6563000
AET – CRC	12770000	8170000	5673000	4595000	1688000
CRC – PE	70280	44980	31240	25300	9293

Donde:

CI: Carcasa intertrabada

PI: Plástico interno

AP: Armadura de presión

PA: Plástico anti-desgaste

AIT: Armadura interna de tracción

AET: Armadura externa de tracción

CRC: Cinta de refuerzo a la compresión

PE: Plástico externo

La Figura 4.2 presenta la relación entre la carga de tracción aplicada y la elongación unitaria del ducto flexible, para cada una de las mallas propuestas, sin restricción a la rotación axial en los extremos.

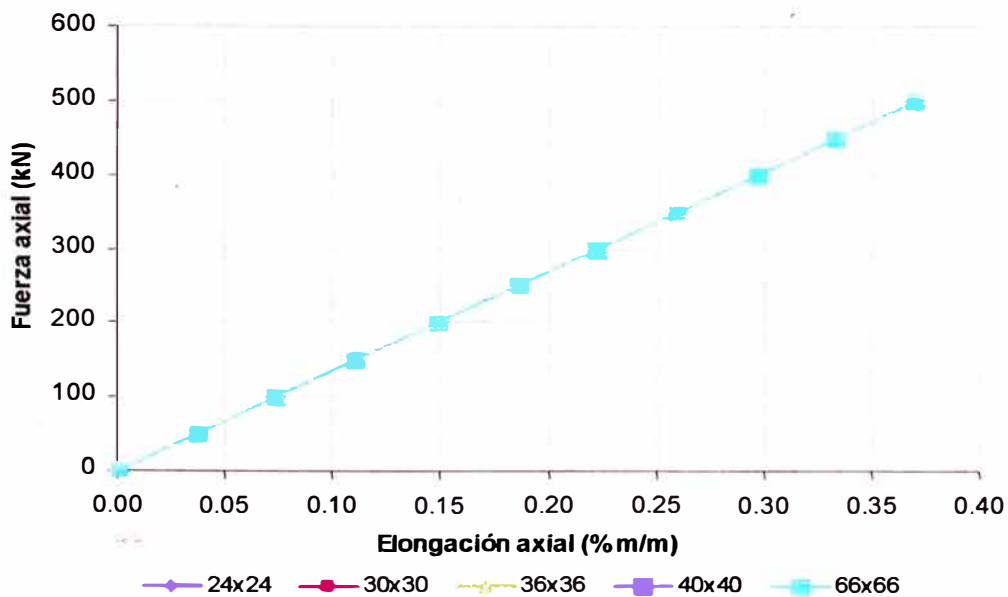


Figura 4.2 –Carga de tracción aplicada vs elongación unitaria, para diferentes mallas de refinamiento del ducto de 4" (Sousa, 2005)

De la Figura 4.2 se puede observar que las distribuciones de desplazamientos axiales presentadas son prácticamente idénticas. A pesar de haber una gran variación en el número de grados de libertad entre las mallas de 24x24 y 66x66 los resultados obtenidos no presentan variación significativa.

A partir de estos primeros análisis, se puede observar que la respuesta del modelo propuesto en términos de desplazamientos axiales no varía con el nivel de discretización adoptado. Sin embargo, la variación de tiempo computacional necesario para la solución del problema entre la malla 24x24 y la malla 66x66 es no es significativo. Por tal motivo, se adopta la malla de 40x40, debido a que representa el número más próximo de alambres de la armadura interna y externa de tracción

4.3. Análisis numéricos

La malla de elementos finitos construida tiene una longitud de 1274mm, equivalente a dos pasos de los alambres de la armadura externa de tracción. La malla posee 40 divisiones circunferenciales y 80 divisiones longitudinales generando un total de 25922 nodos y 48280 elementos con 155532 grados de libertad.

Con el objetivo de correlacionar los desplazamientos, las tensiones y la rigidez del ducto propuesto con los resultados experimentales se realizaron los siguientes ensayos:

- **Ensayo de tracción:** En estos análisis fue aplicada una tracción de 500kN en el ducto flexible. El extremo en el que se aplica la carga puede tener rotación axial libre o restringida, sin embargo, el otro extremo se encuentra totalmente empotrado. Fue hecho un estudio del efecto de diferentes coeficientes de rozamiento entre las capas. Para efecto de comparación, el mismo coeficiente de rozamiento fue supuesto en todas las interfases y en todos los análisis. Fueron considerados coeficientes de rozamiento de 0.00 (libre deslizamiento), 0.05, 0.10, 0.20, 0.40, 0.60 y

1.00. También fue hecha un análisis considerando todas las capas del ducto completamente adheridas, adoptándose en este caso un coeficiente de rozamiento infinito entre las capas.

- **Ensayo de torsión:** En estos análisis, momentos de torsión de 5.0kNm fueron aplicados al ducto flexible. Estos momentos fueron aplicados tanto en el sentido horario como anti-horario. El extremo del ducto en el que se aplican los momentos puede tener o no su translación axial restringida, en tanto el extremo opuesto se encuentra siempre empotrado.

4.3.1. Ensayo de tracción

La Figura 4.3a y la Figura 4.3b presentan, respectivamente, las distribuciones de desplazamientos axiales obtenidos en los análisis de tracción de 500kN sin y con restricción a la rotación axial y sin considerar rozamiento entre las capas del ducto flexible. Se observa que los desplazamientos axiales en tracción no son afectados por la restricción a la rotación axial en el extremo del modelo.

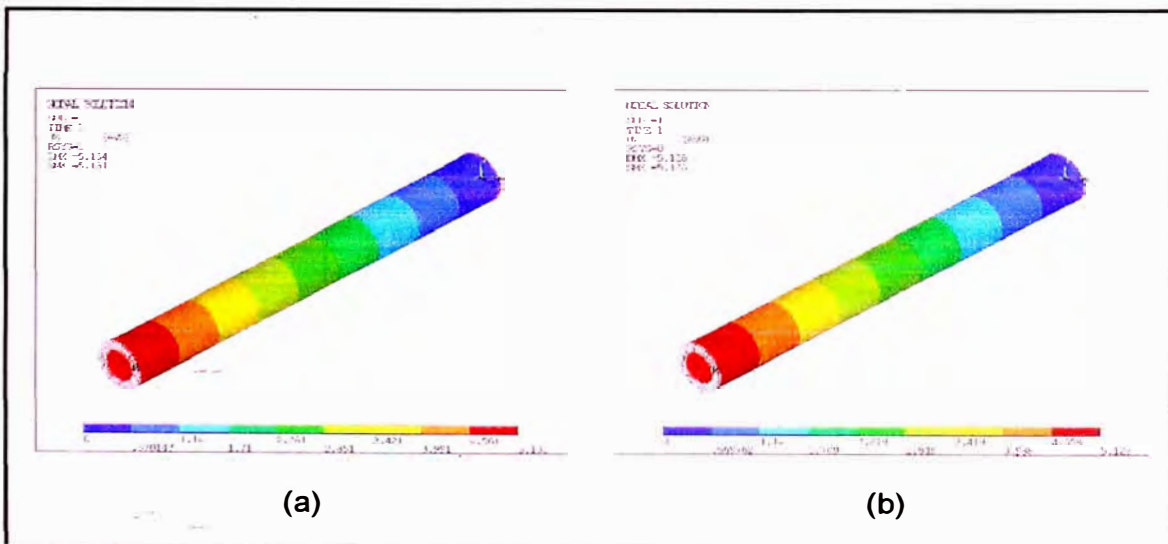


Figura 4.3 – Desplazamientos axiales, en mm, debidos a la tracción de 500kN
(a) rotación axial libre; (b) rotación axial restringida.

La Tabla 4.6 y la Tabla 4.7 presentan: la relación entre la tracción aplicada, F , y la elongación unitaria del ducto flexible, ϵ , es decir, la rigidez a la tracción del ducto; la relación entre la rotación axial por unidad de longitud, ϕ , y la elongación unitaria; y la relación entre la variación radial, ΔR , y la elongación unitaria; para diferentes coeficientes de rozamiento en los casos de tracción con la rotación axial libre y restringida en los extremos, respectivamente.

Tabla 4.6 – Rigidez a la tracción del ducto, relación entre la rotación axial y la elongación unitaria, y la relación entre la variación radial y la elongación unitaria, en el análisis de tracción con la rotación axial libre en los extremos.

Coefficiente de rozamiento	F/ϵ ($\times 10^2$ kNm/m)	ϕ/ϵ ($\times 10^2$ grado m/m)	$\Delta R/\epsilon$ ($\times 10^2$ mm m/m)
0.00	1350.990	0.26262	-0.1911
0.05	1351.076	0.26150	-0.1911
0.10	1351.105	0.26061	-0.1911
0.20	1351.191	0.25905	-0.1911
0.40	1351.248	0.25702	-0.1911
0.60	1351.277	0.25493	-0.1911
1.00	1351.334	0.25310	-0.1911
Infinito	1352.195	0.00000	-0.1911

Tabla 4.7 – Rigidez a la tracción del ducto, relación entre el torque axial y la elongación unitaria, y la relación entre la variación radial y la elongación unitaria, en el análisis de tracción con la rotación axial restringida en los extremos.

Coefficiente de rozamiento	$FI\epsilon$ ($\times 10^2$ kNm/m)	$TI\epsilon$ ($\times 10^2$ kNm ² /m)	$\Delta RI\epsilon$ ($\times 10^2$ mm m/m)
0.00	1352.281	2.099	-0.1923
0.05	1352.281	2.099	-0.1923
0.10	1352.281	2.099	-0.1923
0.20	1352.281	2.099	-0.1923
0.40	1352.309	2.099	-0.1923
0.60	1352.309	2.099	-0.1923
1.00	1352.309	2.099	-0.1923
Infinito	1352.309	2.099	-0.1923

La Tabla 4.6 y la Tabla 4.7 indican que la rigidez axial del ducto no depende del coeficiente de rozamiento entre las capas. Cuando uno de los extremos tiene liberada su rotación axial, la rigidez sin considerar rozamiento entre las capas solo es 0.09% menor que la rigidez obtenida considerando rozamiento infinito y cuando uno de los extremos tiene la rotación axial restringida, esta diferencia es reducida para 0.01%. También se puede observar que la rigidez axial no es afectada por la restricción a la rotación axial.

Otro aspecto que se puede observar en estos resultados es que la rotación axial inducida es muy pequeña y puede ser ligeramente afectada por el coeficiente de rozamiento utilizado, cuando esos valores son considerados en la faja entre 0.0 y 1.0. La rotación axial estimada para el caso cuando no es considerado rozamiento interno entre las capas del ducto es 3.8% mayor que en el caso cuando es considerado un coeficiente de rozamiento de 1.0. Sin embargo, cuando es considerado rozamiento infinito entre las capas del ducto, la

rotación axial es cero. Cuando los extremos del ducto son restringidos a la rotación axial, el torque inducido prácticamente no es alterado por el coeficiente de rozamiento entre las capas.

La variación radial del ducto también es muy pequeña y prácticamente insensible al coeficiente de rozamiento entre las capas del ducto. Se encontraron valores constantes en ambos casos analizados. Los valores estimados considerando los extremos restringidos a la rotación axial son 0.6% mayores que las variaciones radiales considerando la rotación axial libre en los extremos.

Un aspecto importante a ser analizado son los desplazamientos axiales previstos para cada sección del ducto flexible. La Figura 4.4 presenta los desplazamientos axiales en cada capa y sección transversal del ducto cuando uno de sus extremos tiene la rotación axial liberada y coeficiente de rozamiento nulo entre sus capas. La Figura 4.5 presenta las rotaciones axiales para el mismo caso. En estas figuras, la posición 0mm (primera sección transversal) es el extremo restringido del ducto.

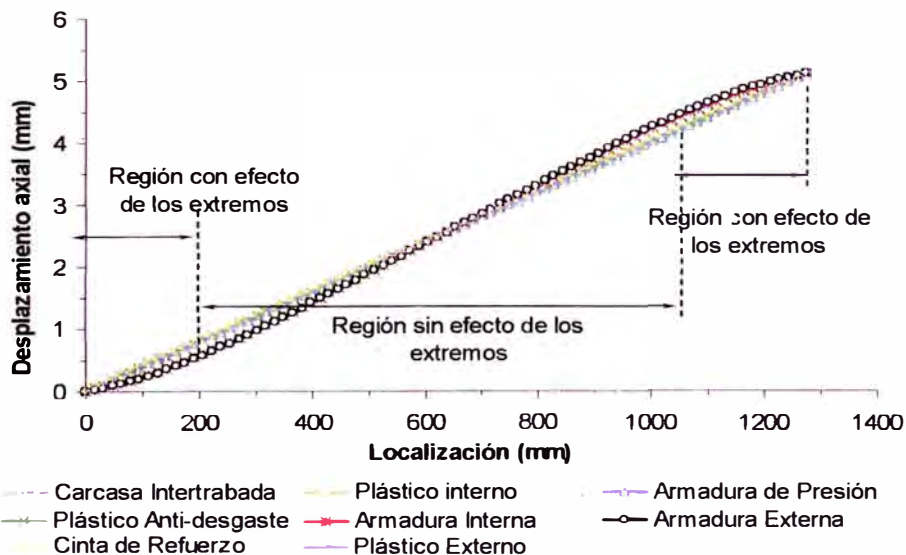


Figura 4.4 – Desplazamiento axial en cada capa y sección transversal del ducto: análisis de tracción con el extremo final libre a la rotación axial.

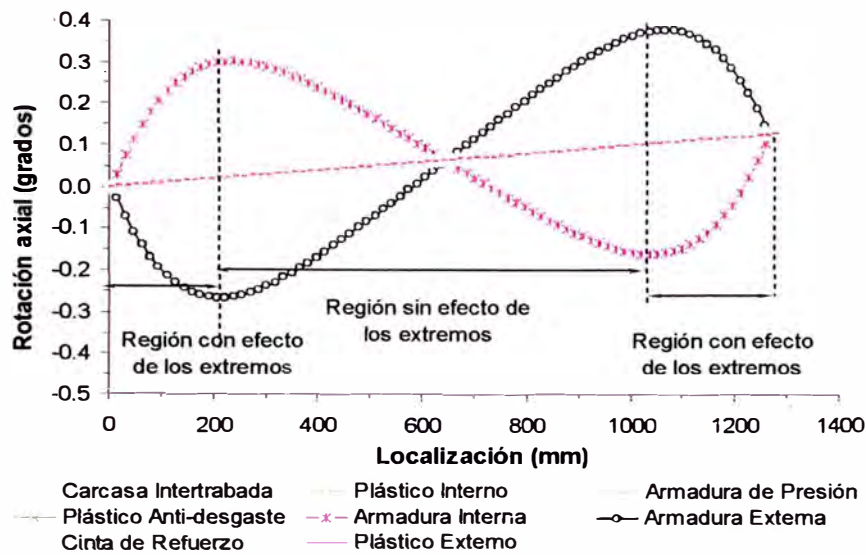


Figura 4.5 – Rotación axial en cada capa y sección transversal del ducto; análisis de tracción con el extremo final libre a la rotación axial.

La Figura 4.4 muestra que el desplazamiento axial es prácticamente el mismo en cada capa y sección transversal del ducto y varía linealmente a lo largo del ducto, con una pequeña no linealidad en las armaduras de tracción.

Por otro lado, la Figura 4.5 presenta pequeñas regiones próximas a los extremos del modelo en los cuales la rotación axial es localmente afectada por las condiciones de contorno impuestas. Adicionalmente, se observa que fuera de esas regiones, la rotación axial calculada no es la misma en todas las capas del ducto. Las secciones transversales del ducto permanecen planas, sin embargo, las rotaciones axiales en cada una de sus capas son diferentes.

La Figura 4.6 presenta los desplazamientos axiales en cada capa a lo largo del ducto cuando uno de sus extremos tiene la rotación axial restringida y coeficiente de rozamiento nulo entre sus capas. La Figura 4.7 presenta las rotaciones axiales para el mismo caso.

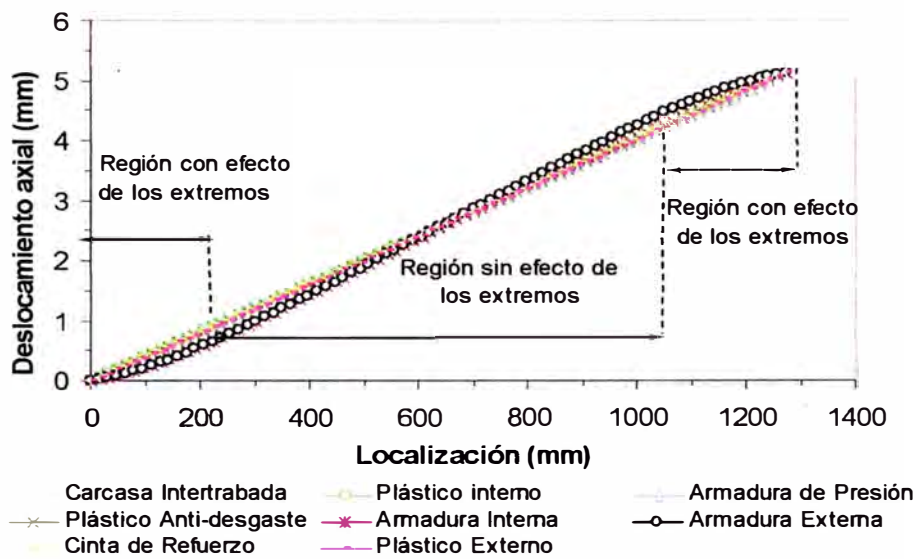


Figura 4.6 – Desplazamiento axial en cada capa y sección transversal del ducto: análisis de tracción con el extremo final restringido a la rotación axial.

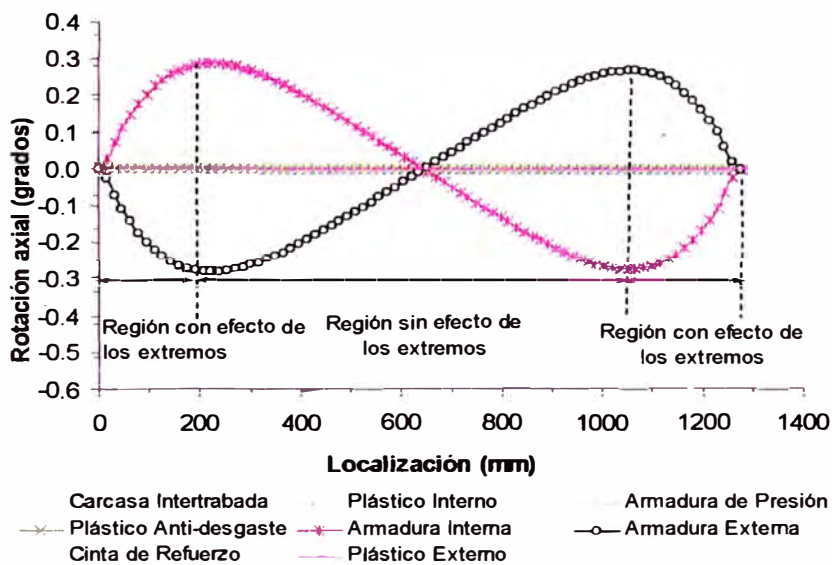


Figura 4.7 – Rotación axial en cada capa y sección transversal del ducto: análisis de tracción con el extremo final restringido a la rotación axial.

Al igual que en la Figura 4.4, en la Figura 4.6, se puede observar que las secciones transversales del ducto tienen el mismo desplazamiento axial y varía linealmente con respecto a la posición de la sección transversal con una pequeña no linealidad en las armaduras de tracción.

La Figura 4.7 también presenta pequeñas regiones próximas a los extremos del modelo en los cuales la rotación axial es localmente afectada por las condiciones de contorno impuestas. A pesar de tener los extremos del ducto restringidos a la rotación axial, las capas del ducto no giran, sin embargo las armaduras de tracción sufren rotación axial. De esta manera, la rotación axial obtenida no es la misma en todas las capas del ducto.

Una hipótesis usualmente adoptada por los modelos analíticos en el análisis local de ductos flexibles es que los desplazamientos y las rotaciones axiales son los mismos para todas las capas del ducto y en cada una de sus secciones transversales. Como se ha visto, esta hipótesis no es confirmada por los resultados presentados por el modelo numérico cuando la carga de tracción es aplicada en el ducto. Este hecho puede conducir a discrepancias en la previsión de la respuesta axisimétrica del ducto flexible, cuando los resultados aquí presentados son comparados a los resultados obtenidos a través de los modelos analíticos.

4.3.2. Ensayo de torsión

La Figura 4.8a y la Figura 4.8b presentan las distribuciones de desplazamientos tangenciales obtenidas en los análisis de torsión en el sentido horario de 5kNm, considerando libre deslizamiento entre las capas del ducto, sin y con restricción al desplazamiento axial, respectivamente. La Figura 4.8c y la Figura 4.8d presentan los mismos resultados obtenidos para el ensayo de torsión en el sentido anti-horario de 5kNm.

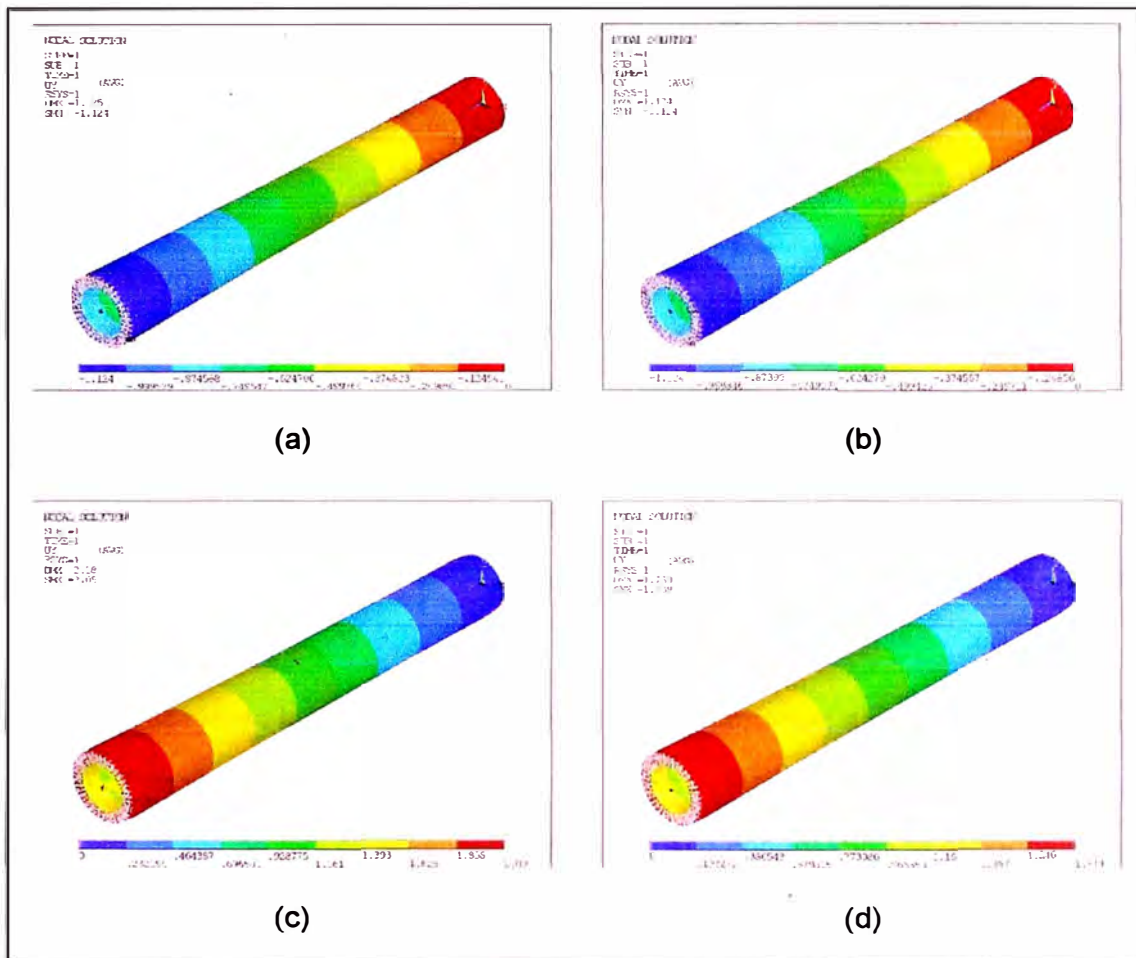


Figura 4.8 – (a) y (b) Desplazamientos tangenciales, en mm, para torsión en el sentido horario de 5kNm, en análisis sin y con restricción al desplazamiento axial en los extremos respectivamente; (c) y (d) Desplazamientos tangenciales, en mm, para torsión en el sentido anti-horario de 5kNm en análisis, sin y con restricción al desplazamiento axial en los extremos respectivamente.

La Tabla 4.8 presenta la relación entre el momento de torsión aplicado, M , y la rotación axial por unidad de longitud del ducto flexible, θ , es decir, la rigidez a la torsión del ducto; la relación entre la elongación axial, ϵ , o la fuerza axial, F , y la rotación axial; y la relación entre la variación radial, ΔR , y la rotación axial; considerando libre deslizamiento entre las capas del ducto para los casos de torsión en el sentido horario y anti-horario; sin y con restricción al desplazamiento axial en los extremos.

Tabla 4.8 – Rigidez a la torsión, relación entre la elongación axial o fuerza axial y la rotación axial, y la relación entre la variación radial y rotación axial, en los modelos de torsión en el sentido horario y anti-horario con y sin restricción al desplazamiento axial

Ensayo	M/ϕ (kNm ² /grado)	$\epsilon l \phi * 10^{-2}$ (m/grado)	F/ϕ (kNm/grado)	$\Delta R/\phi$ (mm m/grado)
A	7.48	0.003	0.000	0.0004
B	7.49	0.000	-3.347	0.0012
C	4.03	-0.039	0.000	0.1323
D	4.84	0.000	36.050	0.0908

Donde:

- A. Ensayo de torsión en el sentido horario con rotación axial libre.
- B. Ensayo de torsión en el sentido horario con rotación axial restringida.
- C. Ensayo de torsión en el sentido anti-horario con rotación axial libre.
- D. Ensayo de torsión en el sentido anti-horario con rotación axial restringida.

De los ensayos A y B de la Tabla 4.8 (torsión en el sentido horario) se puede observar que la rigidez a la torsión no es afectada por la restricción al desplazamiento axial en los extremos del ducto flexible (variación de 0.1%). La elongación axial estimada para el caso de torsión en el sentido horario con el desplazamiento axial libre es en módulo 93% menor que la elongación axial obtenida en el caso de torsión en el sentido anti-horario. La variación radial (disminución) del ducto es muy pequeña cuando los extremos tienen desplazamiento axial libre y se triplica cuando los extremos tienen desplazamiento axial restringido. Estos valores se justifican por el hecho de que los alambres de la armadura externa de tracción son traccionados y tienden a presionar las capas más internas. Por otro lado, los alambres de la armadura interna son comprimidos y tienden a expandirse radialmente. Este mecanismo acaba por crear una restricción propia del ducto lo que refleja un elevado valor de la rigidez a la rotación axial (7.48kNm²/grado) y pequeños valores de elongación o fuerza axial y variación radial.

De los ensayos C y D de la Tabla 4.8 (torsión en el sentido anti-horario) se puede observar que la rigidez a la torsión es afectada por la restricción al desplazamiento axial en los extremos del ducto (variación de 16%). La variación radial (aumento) también es bastante considerable. Cuando los extremos tienen el desplazamiento axial libre, la variación radial es 31.4% mayor que cuando los desplazamientos axiales son restringidos en los extremos. En la torsión en el sentido anti-horario, los alambres de la amadura externa tienden a expandirse radialmente y son contenidos apenas por la cinta de refuerzo y la capa plástica externa, en cambio los alambres de la armadura interna presionan las capas interiores, es decir, al núcleo rígido del ducto. Ese mecanismo produce un gran desequilibrio de fuerzas en los alambres y de este modo se justifica un significativo acoplamiento entre translación y rotación.

La Figura 4.9 y la Figura 4.10 presentan, respectivamente, los desplazamientos y rotaciones axiales en cada capa y sección transversal del ducto, en el análisis de torsión en el sentido horario de 5kNm, cuando uno de sus extremos tiene la elongación axial libre y coeficiente de rozamiento nulo entre sus capas. La Figura 4.11 y la Figura 4.12 presentan los mismos resultados para el caso cuando el extremo final tiene la elongación axial restringida.

En la Figura 4.9, se observan pequeños valores de desplazamiento axial y fuera de las regiones afectadas por las condiciones de contorno impuestas, el desplazamiento axial calculado en cada capa del ducto es el mismo para todas las capas del ducto, excepto para las armaduras de tracción que se desplazan en sentidos opuestos.

La Figura 4.10 muestra que la rotación axial es prácticamente la misma en cada capa y sección transversal del ducto. La rotación axial varía linealmente con respecto a la posición de la sección transversal con una pequeña no linealidad en las armaduras de tracción.

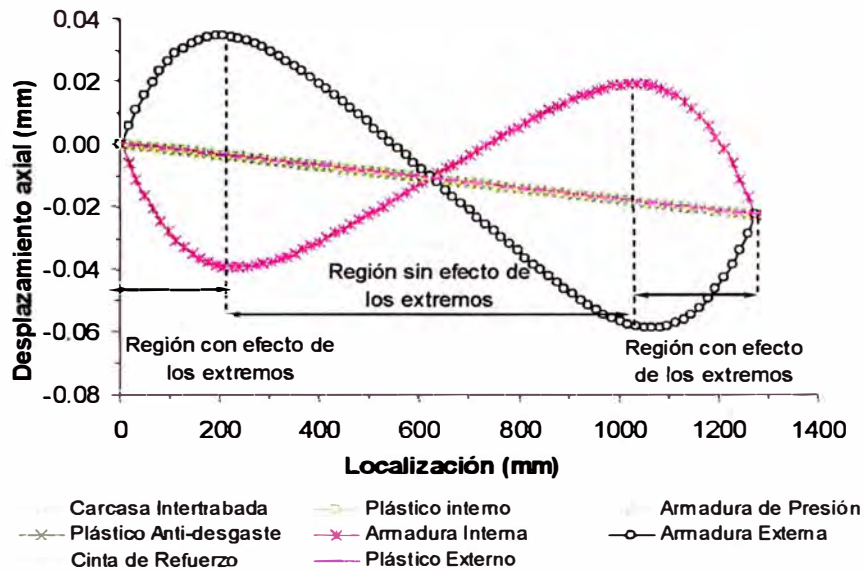


Figura 4.9 – Desplazamiento axial en cada capa y sección transversal del ducto en el análisis de torsión en el sentido horario de 5kNm, con el extremo final libre a la elongación axial.

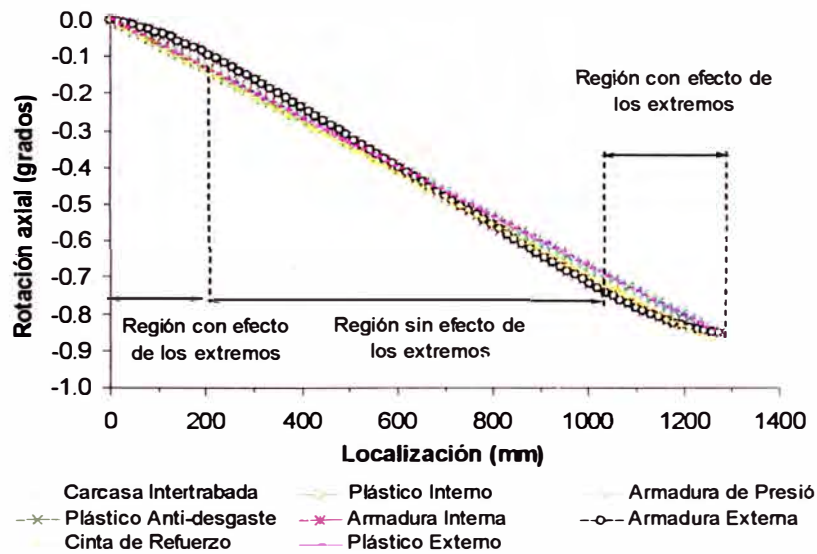


Figura 4.10 – Rotación axial en cada capa y sección transversal del ducto en el análisis de torsión en el sentido horario de 5kNm, con el extremo final libre a la elongación axial.

En el ensayo de torsión en el sentido horario, considerando libre deslizamiento entre las capas del ducto, con el extremo final libre a la elongación axial, las rotaciones axiales en cada una de las capas del ducto y cada sección transversal son prácticamente las mismas, pero las secciones transversales del ducto no permanecen planas.

En la Figura 4.11 se observa que no hay desplazamientos axiales en las capas del ducto, a excepción de pequeños desplazamientos axiales calculados en las armaduras de tracción fuera de las regiones afectadas por las condiciones de contorno impuestas.

La Figura 4.12 muestra que la rotación axial es prácticamente la misma en cada capa y sección transversal del ducto. La rotación axial varía linealmente con respecto a la posición de la sección transversal con una pequeña no linealidad en las armaduras de tracción.

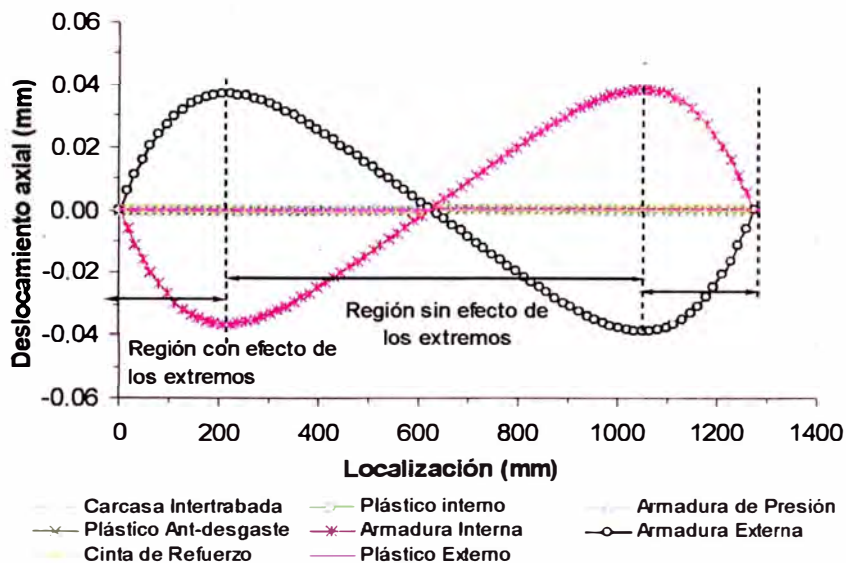


Figura 4.11 – Desplazamiento axial en cada capa y sección transversal del ducto en el análisis de torsión en el sentido horario de 5kNm, con el extremo final restringido a la elongación axial.

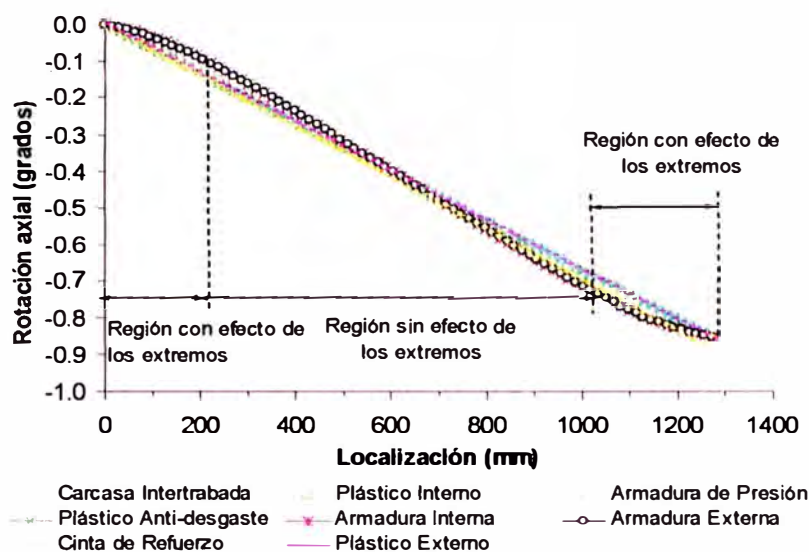


Figura 4.12 – Rotación axial en cada capa y sección transversal del ducto en el análisis de torsión en el sentido horario de 5kNm, con el extremo final restringido a la elongación axial.

En el ensayo de torsión en el sentido horario, considerando libre deslizamiento entre las capas del ducto, con el extremo final restringido a la elongación axial, las rotaciones axiales en cada una de las capas del ducto y cada sección transversal son prácticamente las mismas, pero las secciones transversales del ducto no permanecen planas.

La Figura 4.9 a la Figura 4.12, muestran valores muy próximos de desplazamientos y rotaciones axiales en el ensayo de torsión en el sentido horario indicando, así que la respuesta del ducto a esa carga no es afectada por la restricción al desplazamiento axial en los extremos del ducto.

La Figura 4.13 y la Figura 4.14 muestran, respectivamente, los desplazamientos y rotaciones axiales en cada capa y sección transversal del ducto, en el análisis de torsión en el sentido anti-horario de 5kNm, cuando uno de sus extremos tiene la elongación axial libre y coeficiente de rozamiento nulo entre sus capas.

La Figura 4.15 y la Figura 4.16 indican los mismos resultados para el caso en que el extremo final tiene la elongación axial restringida. Como en los análisis de tracción, en todas esas figuras, la posición 0mm (primera sección transversal) es el extremo totalmente restringido del ducto.

La Figura 4.13 ilustra que, fuera de las regiones afectadas por las condiciones de contorno impuestas, el desplazamiento axial calculado en cada capa del ducto varía linealmente con respecto a la posición de la sección transversal y es prácticamente el mismo en casi todas las capas del ducto.

La Figura 4.14 muestra que la rotación axial también es prácticamente la misma en cada capa y sección transversal del ducto. La rotación axial varía linealmente con respecto a la posición de la sección transversal con una pequeña no linealidad en las armaduras de tracción.

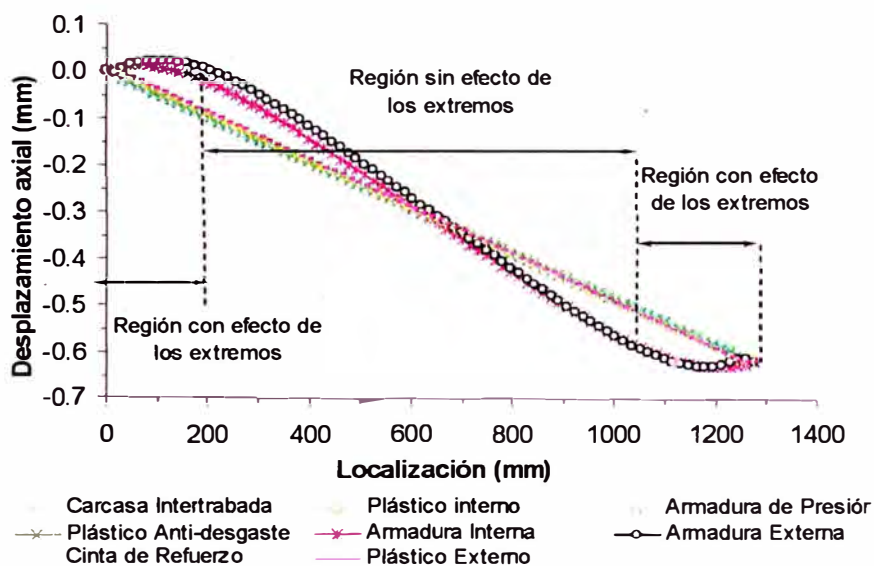


Figura 4.13 – Desplazamiento axial en cada capa y sección transversal del ducto en el análisis de torsión en el sentido anti-horario de 5kNm, con el extremo final libre a la elongación axial.

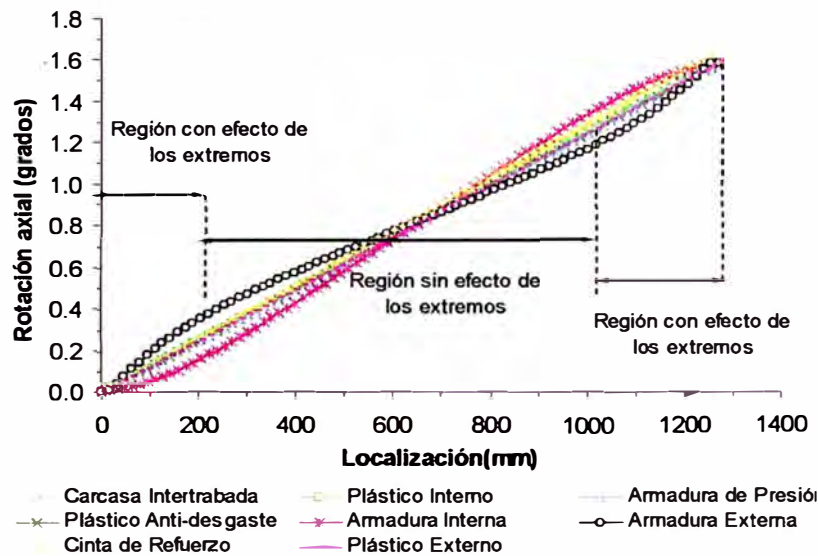


Figura 4.14 – Rotación axial en cada capa y sección transversal del ducto en el análisis de torsión en el sentido anti-horario de 5kNm, con el extremo final libre a la elongación axial.

En el ensayo de torsión en el sentido anti-horario, considerando libre deslizamiento entre las capas del ducto, con el extremo final libre a la elongación axial, las rotaciones y desplazamientos axiales en cada una de las capas del ducto y cada sección transversal son prácticamente las mismas y se puede decir que las secciones transversales del ducto permanecen planas.

En los análisis con torsión en el sentido anti-horario y desplazamiento axial restringido en los extremos, la Figura 4.15 indica que hay desplazamientos axiales apenas en las armaduras de tracción del ducto y fuera de las regiones afectadas por las condiciones de contorno impuestas.

La Figura 4.16 muestra que la rotación axial es prácticamente la misma en cada capa y sección transversal del ducto. La rotación axial en todas las capas del ducto varía linealmente con respecto a la posición de la sección transversal.

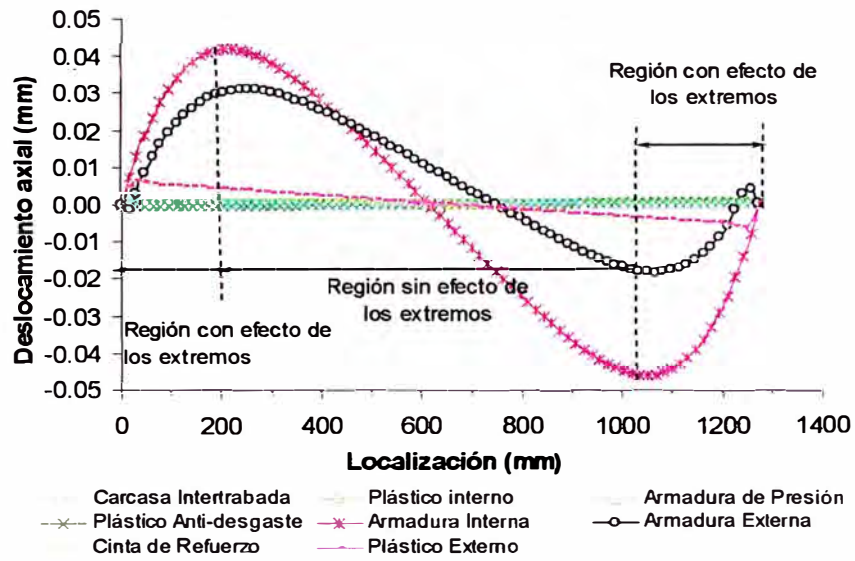


Figura 4.15 – Desplazamiento axial en cada capa y sección transversal del ducto en el análisis de torsión en el sentido anti-horario de 5kNm, con el extremo final restringido a la elongación axial.

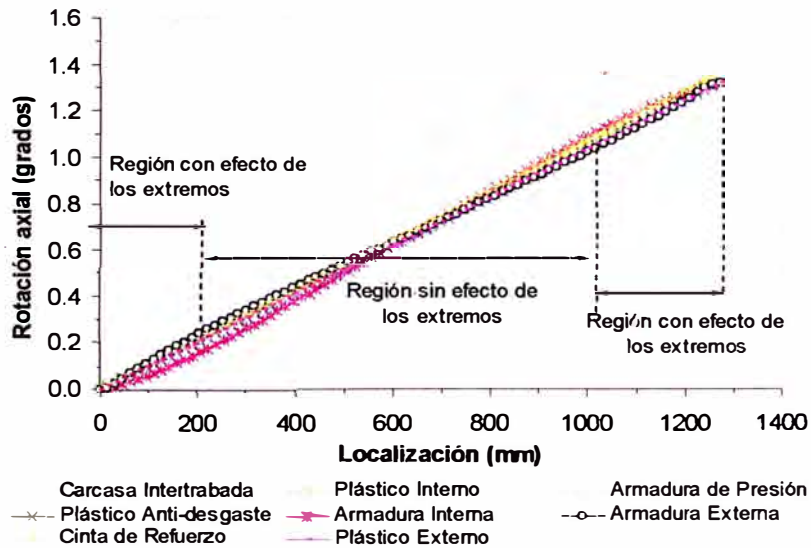


Figura 4.16 – Rotación axial en cada capa y sección transversal del ducto en el análisis de torsión en el sentido anti-horario de 5kNm, con el extremo final restringido a la elongación axial.

En esta condición de análisis, las rotaciones axiales en cada una de las capas del ducto y cada sección transversal son prácticamente las mismas, pero como los desplazamientos axiales no son los mismos en todas las capas, las secciones transversales del ducto no permanecen planas.

De la Figura 4.13 a la Figura 4.16 muestran valores muy próximos de rotación axial, a pesar que los desplazamientos axiales son considerablemente alterados en el ensayo de torsión en el sentido anti-horario, es decir, la respuesta del ducto es afectada por la restricción al desplazamiento axial en los extremos del ducto.

Los aspectos apuntados anteriormente se reflejan en las tensiones calculadas para las capas del ducto flexible en cada tipo de carga (tracción y torsión). Esas tensiones son presentadas en la Tabla 4.9.

La Tabla 4.9 indica que la restricción a la rotación axial en la tracción produjo una pequeña reducción en la tracción observada en los alambres de la armadura interna de tracción y un pequeño aumento en las tensiones en los alambres de la armadura externa. En ese caso, el acoplamiento entre translación y rotación en el ducto afecta poco la distribución de tensiones. Para la torsión en el sentido horario, la Tabla 4.9 muestra que los resultados varían poco con la restricción a la rotación axial, pero, por otro lado, en la torsión en el sentido anti-horario, las tensiones son bien distintas. Los alambres de la armadura interna son más cargados, así como los alambres de la armadura de presión; las tensiones en los alambres de la armadura externa sufren una caída bastante significativa. Surgen tensiones en la carcasa intertrabada. Por lo tanto, la restricción al desplazamiento axial altera sustancialmente la respuesta del ducto flexible a la torsión en el sentido anti-horario y en ese caso, el acoplamiento translación-rotación es un aspecto importante en la respuesta del ducto flexible.

Tabla 4.9 –Tensiones en las armaduras metálicas del ducto flexible de 4” para las cargas de tracción y torsión considerando libre deslizamiento entre las capas del ducto.

Carga	Tensiones sin restricción / con restricción (MPa)			
	Carcasa intertrabada	Armadura de presión	Armadura de tracción interna	Armadura de tracción externa
A	-31.1 / -31.1	-57.7 / -57.7	+470.9 / +459.2	+436.1 / +447.4
B	- / -	- / -	-81.6 / -79.6	+79.2 / +81.1
C	-2.1 / -3.5	-4.1 / -6.6	+70.6 / +108.9	-63.7 / -38.0

Donde

- A. Carga de tracción.
- B. Carga de torsión en el sentido horario.
- C. Carga de torsión en el sentido anti-horario.

4.4. Comparación con resultados analíticos y experimentales

4.4.1. Ensayo de tracción

Se realizó el análisis de tracción, considerando los extremos libres a la rotación axial y las capas libres al deslizamiento axial, utilizando el modelo analítico de Feret & Bournazel (1987) considerando algunas modificaciones hechas por Batista (1989). El valor obtenido para la rigidez axial fue de 1454.25 kN m/m y los valores de la rotación axial y de la variación radial en relación a la elongación fueron de 0.66×10^{-2} grados.m/m y 0.11×10^{-2} mm.m/m, respectivamente.

Para efectos de comparación se presentan los resultados experimentales de cargas de tracción y torsión en un ducto flexible de capas no adheridas y de pared rugosa, hechos por Merino (2007).

La Figura 4.17 presenta los resultados numérico, analítico y experimental de la elongación axial del ducto flexible con respecto a la fuerza axial aplicada. En esta figura, el extremo final del ducto tiene la rotación axial libre. La Figura 4.18 presenta la misma variación, pero en este caso, el extremo final del ducto es restringido a la rotación axial.

La Figura 4.17 muestra que la elongación axial del ducto varía linealmente con la carga de tracción impuesta. También es posible observar que durante las fases de carga y descarga, no hay modificación significativa en la rigidez axial del ducto. Una función lineal fue ajustada a los resultados experimentales, obteniéndose una rigidez axial de 134000kNm/m, la cual es 0.7% menor que los valores estimados por el modelo numérico cuando no se considera coeficiente de rozamiento (135099kNm/m, Tabla 4.6). También se puede observar que la rigidez axial obtenida analíticamente es 8% mayor que la rigidez obtenida experimentalmente, cuando los extremos son libres a la rotación axial.

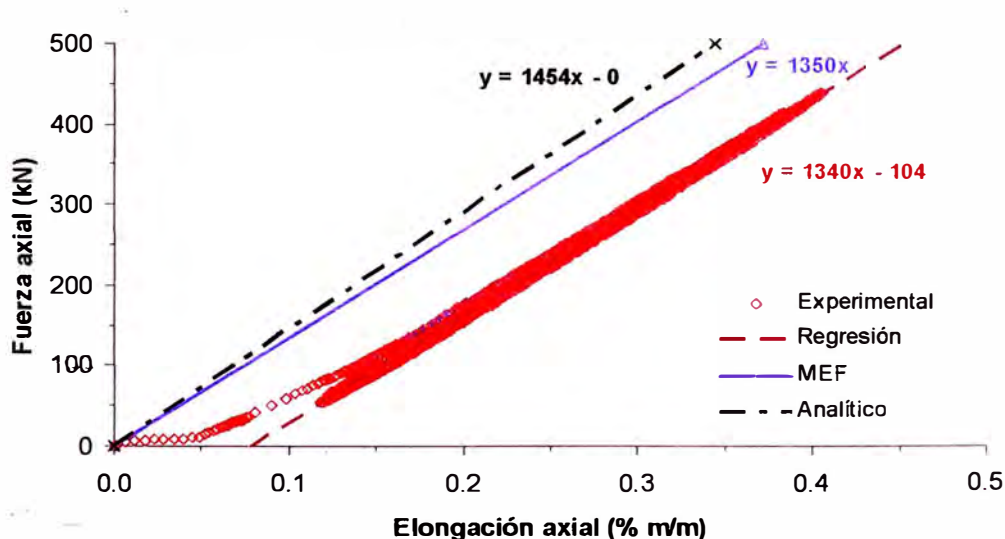


Figura 4.17 – Elongación axial vs fuerza axial aplicada en el ensayo de tracción con el extremo final libre a la rotación axial.

La Figura 4.18 presenta un comportamiento similar al de la Figura 4.17. En estos ensayos, el ajuste lineal indica una rigidez axial de 128600kNm/m, la cual es 4% menor que la rigidez estimada en los ensayos con el extremo final libre a la rotación axial y 5% menor que la rigidez axial del modelo numérico sin considerar rozamiento (135228kNm/m, Tabla 4.7).

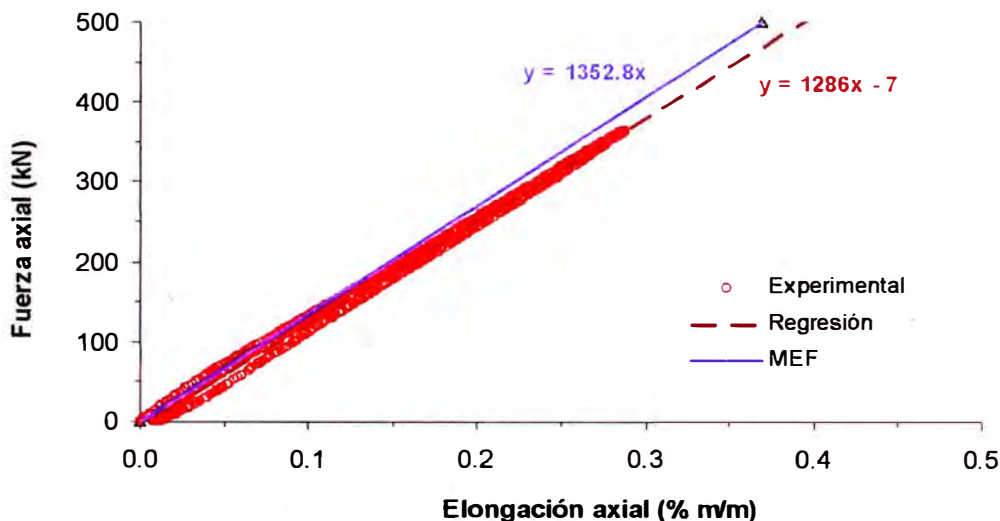


Figura 4.18 – Elongación axial vs fuerza axial aplicada: tracción con el extremo final restringido a la rotación axial.

De esta forma, se puede afirmar que la restricción a la rotación axial no afecta de forma significativa la rigidez axial del ducto flexible y que el modelo numérico está bien ajustado en relación a este parámetro.

La Figura 4.19 y la Figura 4.20 presentan, respectivamente, la rotación axial inducida (extremo libre) y el torque necesario para mantener el ducto sin rotación. En la Figura 4.19 dos funciones lineales fueron ajustadas a los datos experimentales después de alcanzar una elongación axial de 0.27% m/m; una para la fase de carga y la otra para la fase de descarga. Adicionalmente, se presentan las funciones obtenidas por el modelo numérico y por el modelo analítico, sin considerar el rozamiento entre las capas internas del ducto.

Los resultados experimentales presentan una fase inicial de acomodación, con un comportamiento altamente no lineal. En la Figura 4.19, la rotación axial del ducto después de la fase de acomodación, crece linealmente (28.6 grado m/m) hasta que se inicia la descarga. Cuando es iniciada la descarga, la rotación axial aumenta con una pequeña reducción de la elongación axial y en seguida comienza una disminución con una razón constante (27.5 grado m/m).

Es importante mencionar que el comportamiento no lineal en las rotaciones axiales experimentales es explicado por una flexión inicial del ducto debido a su peso propio. Por tal motivo, las regresiones lineales son ajustadas solo para valores de deformación superiores a 0.27%/m/m, que es cuando el efecto de flexión es poco importante (Merino, 2007).

De la Figura 4.19, se puede observar que el valor obtenido para la relación entre la rotación axial y la elongación (media) después de la fase de acomodación es 7% mayor que el modelo numérico (26.62 grado m/m, Tabla 4.6) cuando no es considerado el rozamiento entre las capas del ducto. También se puede observar que la misma relación, obtenida experimentalmente, es 2.4 veces menor que la del modelo analítico (0.66 grados m/m).

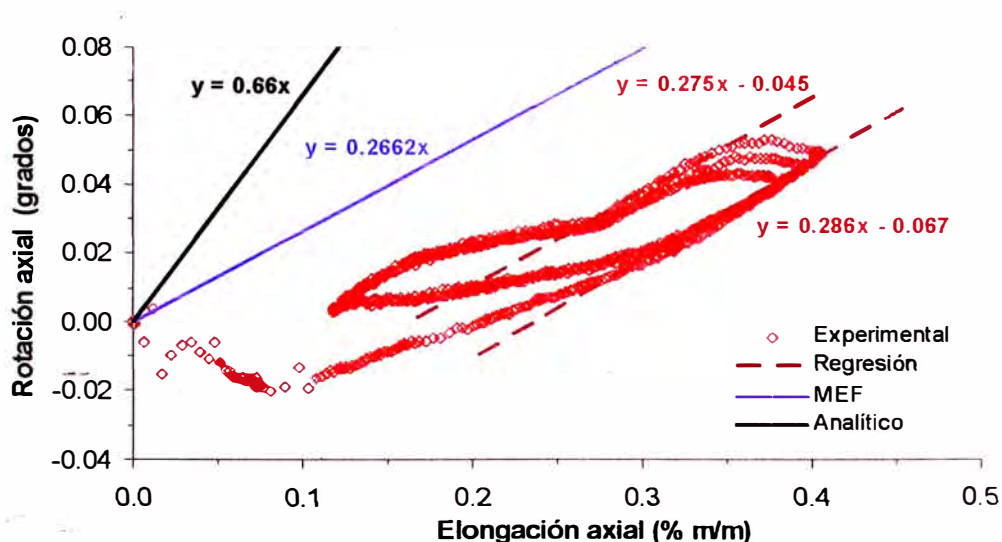


Figura 4.19 – Elongación axial vs rotación axial: tracción con el extremo final libre a la rotación axial.

En la Figura 4.20, se presentan tres funciones con los resultados experimentales: dos rectas que fueron obtenidas a través del ajuste de funciones lineales a los datos experimentales después de alcanzar una elongación axial de 0.20%/m (una para la carga y otra para la descarga) y la tercera función obtenida a partir del modelo numérico sin considerar rozamiento entre las capas internas del ducto.

Al igual que la Figura 4.19, la Figura 4.20 indica que la respuesta del ducto es inicialmente bastante intrincada. La razón entre el torque inducido y la elongación axial aumenta y disminuye en forma altamente no lineal hasta la elongación axial alcanzar un valor aproximado de 0.20%/m, es decir, en torno del valor en la cual el efecto de flexión es minimizado (Merino, 2007). Después de ese punto, la razón de crecimiento es prácticamente constante, y la variación del torque con respecto a la elongación axial es aproximadamente lineal. El valor experimental para esta razón es 1% menor que la razón obtenida por el modelo numérico (209.9kNm²/m, Tabla 4.7).

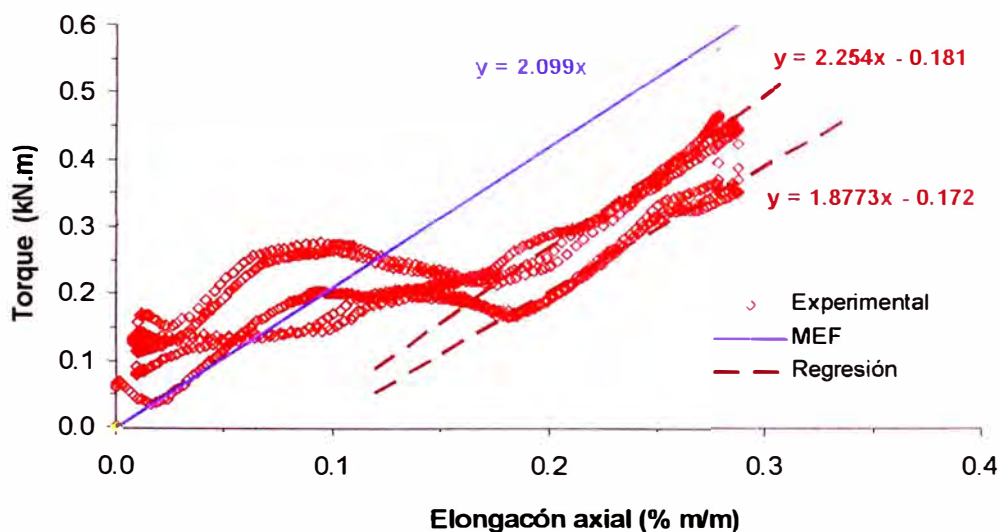


Figura 4.20 – Elongación axial vs torque: tracción con el extremo final restringido a la rotación axial.

La Figura 4.21 y la Figura 4.22 ilustran la variación del desplazamiento radial del ducto con el elongación axial para los casos en el cual el extremo final está libre y restringido a la rotación axial, respectivamente.

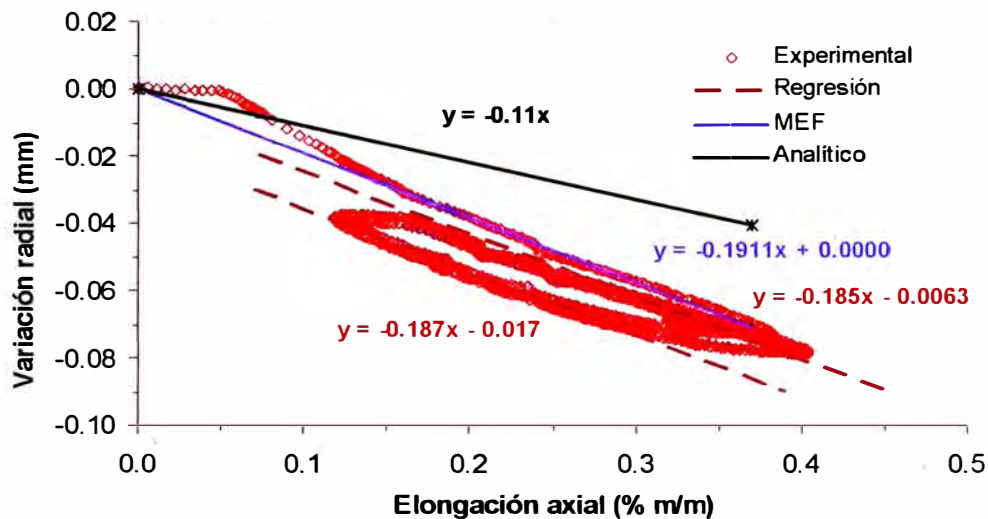


Figura 4.21 – Elongación axial vs variación radial: tracción con el extremo final libre a la rotación axial.

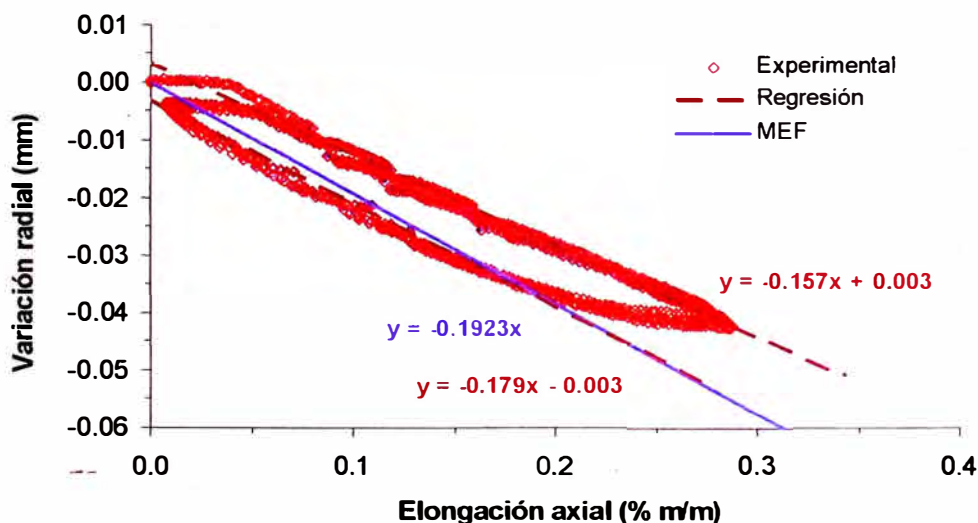


Figura 4.22 – Elongación axial vs variación radial: tracción con el extremo final restringido a la rotación axial.

Los resultados presentados en estas figuras muestran un mismo tipo de comportamiento. Existe una fase de acomodación inicial del ducto seguida por una variación lineal entre la contracción radial y la elongación axial. Cuando la carga es invertida, se presenta nuevamente una fase inicial de acomodación y, después de eso, el desplazamiento radial tiende a presentar un comportamiento lineal en relación a la elongación axial.

Las funciones lineales ajustadas a los resultados experimentales presentadas en la Figura 4.21 y la Figura 4.22 conducen a valores medios en tomo a -18.6mm y -16.8mm . Estos valores son aproximadamente: 2.7% (extremo libre a la rotación axial), y 14% (extremo restringido a la rotación axial), menores que aquellos obtenidos en el modelo numérico, -19.11mm m/m (Tabla 4.6) y -19.23mm m/m . (Tabla 4.7) respectivamente.

También se puede observar que el valor obtenido experimentalmente es aproximadamente 1.7 veces mayor (extremo libre a la rotación axial) que aquel obtenido en el modelo analítico (-10.51mm m/m). Estos resultados indican que la restricción a la rotación axial tiene poca influencia en los desplazamientos radiales en el ducto.

Es importante observar que el comportamiento no lineal observado para la rotación axial y torque en los ensayos experimentales no es visto en la elongación axial del ducto y también en la variación radial obtenida. Esto también es indicado por el modelo numérico ya que la variación del coeficiente de rozamiento (como apuntado en la Tabla 4.6 y la Tabla 4.7) no implica cualquier alteración significativa en la rigidez axial o en la contracción radial del ducto.

4.4.2. Ensayos de torsión

También fueron hechos análisis aplicando una torsión en el sentido horario y anti-horario, utilizando el modelo analítico, considerando los extremos libres al desplazamiento axial y las capas libres al deslizamiento. El valor obtenido en la simulación de torsión en el sentido horario para la rigidez a la torsión fue $6.438 \text{ kN.m}^2/\text{grado}$ y los valores de la elongación y la variación radial en relación a la rotación axial fueron $0.030 \times 10^{-2} \text{ m/grado}$ y 0.039 mm.m/grado , respectivamente. El valor obtenido en la simulación de torsión en el sentido anti-horario para la rigidez a la torsión fue $3.217 \text{ kN.m}^2/\text{grado}$ y los valores de la elongación y la variación radial en relación a la rotación axial fueron de $0.043 \times 10^{-2} \text{ m/grado}$ y 0.13 mm.m/grado , respectivamente.

Como fue mencionado anteriormente, también se presentan los resultados de ensayos experimentales de torsión hechos por Merino (2007). La Figura 4.23 y la Figura 4.24 presentan los resultados numérico, analítico y experimental de la rotación axial del ducto con respecto al momento de torsión aplicado en los ensayos de torsión en el sentido horario y anti-horario, respectivamente.

Los resultados presentados en la Figura 4.23 muestran que durante las fases de carga y descarga no hay modificación significativa de la rigidez a la torsión del ducto. Se ajustó una función lineal a los resultados experimentales, tanto en la carga como en la descarga y el resultado es mostrado en la Tabla 4.10.

La Tabla 4.10 indica que el valor de la rigidez a la torsión en el sentido horario obtenido experimentalmente en la fase de carga es 5.6% menor a la rigidez obtenida en la fase de la descarga. La rigidez a la torsión obtenida experimentalmente en la fase de carga es 8% mayor que la obtenida por el modelo numérico ($7.846 \text{ kNm}^2/\text{grado}$). También se puede observar que el valor de la rigidez a la torsión en el sentido horario obtenido experimentalmente es en media 1.3 veces mayor a el obtenido en el modelo analítico ($6.438 \text{ kNm}^2/\text{grado}$).

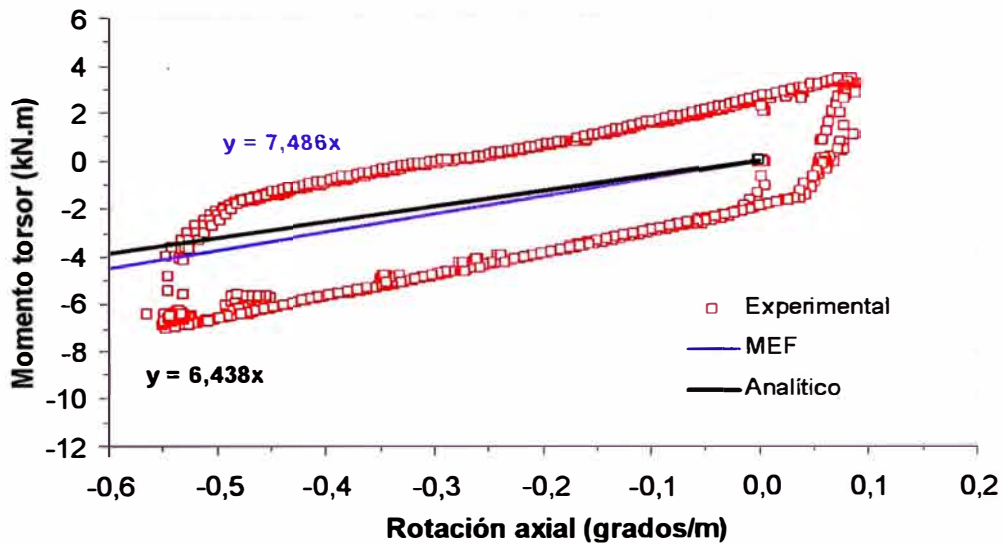


Figura 4.23 – Rotación axial vs momento de torsión aplicado en el ensayo de torsión en el sentido horario con el extremo final restringido al desplazamiento axial.

Tabla 4.10 – Rigidez a la torsión experimental para el caso de torsión en el sentido horario con el extremo final restringido al desplazamiento axial.

Torsión	Rigidez (kNm ² /grado)	
	Carga	Descarga
Horaria	8.45	8.50

La Figura 4.24 presenta un comportamiento similar al de la Figura 4.23. Los resultados referentes a los ajustes hechos en esa condición son presentados en la Tabla 4.11. La Tabla 4.11 muestra que el valor de la rigidez a la torsión en el sentido anti-horario obtenido experimentalmente en la fase de carga es 11% mayor a la rigidez obtenida en la fase de la descarga. La rigidez a la torsión en el sentido anti-horario obtenida experimentalmente es 15% mayor que la obtenida por el modelo numérico (7.846kNm²/grado). También se puede observar, que en media la rigidez a la torsión en el sentido anti-horario obtenida experimentalmente es 2.7 veces mayor que la obtenida por el modelo analítico (3.217kNm²/grado).

La rigidez a la torsión en el sentido anti-horario es similar al valor estimado en la rigidez horaria, esto es debido a que en los ensayos experimentales y en el modelo numérico se aplicó una pre-carga inicial de 100kN en los extremos del ducto flexible (fuerza mínima para mantener el ducto estirado en la posición horizontal), esta fuerza opone una resistencia a la rotación axial del ducto en el sentido anti-horario (abertura del ducto) y por consiguiente se obtienen valores similares de rigideces experimentales horaria y anti-horaria (ver Merino, 2007). Según lo señalado por el modelo analítico y por el modelo numérico los valores de elongación axial y variación radial obtenidos en los ensayos de torsión fueron muy pequeños.

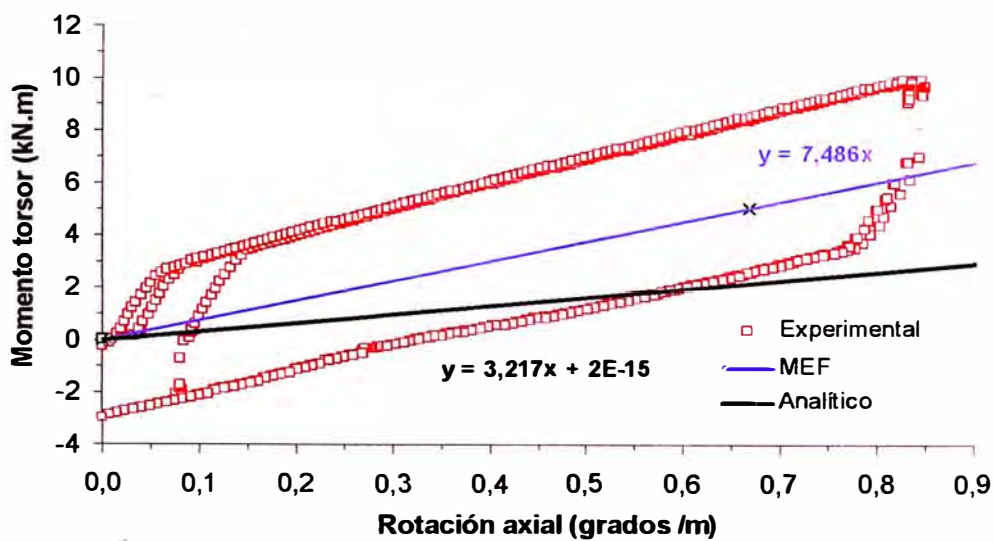


Figura 4.24 – Rotación axial vs momento de torsión aplicado: torsión en el sentido anti-horario con el extremo final restringido al desplazamiento axial.

Tabla 4.11 – Rigidez a la torsión experimental para el caso de torsión en el sentido anti-horario con el extremo final restringido al desplazamiento axial.

Torsión	Rigidez (kNm ² /grado)	
	Carga	Descarga
Anti-horaria	9.25	7.89

CONCLUSIONES

Este trabajo trató del estudio numérico de un ducto flexible de capas no-adheridas. El ducto fue sometido a tracción y a torsión. La respuesta del modelo fue comparada con un modelo analítico y con resultados provenientes de ensayos experimentales. Algunos aspectos de los resultados obtenidos fueron discutidos, tales como:

- El efecto de la restricción a la rotación o desplazamiento axial en los extremos del modelo numérico.
- El efecto del rozamiento o adhesión entre las capas del ducto en la rotación (o torque), elongación axial y variación radial del ducto inducidos por tracción.
- La simplificación del comportamiento en secciones planas del ducto, usualmente supuestas por los modelos analíticos.

Los resultados numéricos mostraron que la rigidez axial y los desplazamientos radiales del ducto no varían con la restricción a la rotación axial en sus extremos ni con el coeficiente de rozamiento entre sus capas.

El ducto flexible analizado mostró torque balanceado, ya que las rotaciones axiales inducidas por la fuerza axial impuesta fueron bastante pequeñas y su rigidez axial no fue alterada por la restricción a la rotación axial.

El modelo numérico indicó también que un coeficiente de rozamiento significativo entre las capas altera la rotación axial inducida en el ducto, pero sin alterar su rigidez axial o variación radial.

Un aspecto importante verificado en el ensayo numérico de tracción fue que las secciones del ducto se alargan igualmente, pero las rotaciones axiales son diferentes en cada capa. La suposición de los modelos analíticos de que todas las capas son sometidas a la misma rotación axial no es válida.

Cuando los resultados numéricos son comparados a las medidas experimentales se observa buena concordancia. La medida de la rigidez experimental a la tracción fue 0.7% (extremos libres a la rotación axial) y 5% (extremos impedidos a la rotación axial) menor que la calculada en el modelo numérico.

En los ensayos numéricos de torsión, se verificó que la rigidez a la rotación axial del ducto en el sentido horario no varía con la restricción al desplazamiento axial en sus extremos (variación de 0.1%), sin embargo la rigidez a la rotación en el sentido anti-horario es significativamente alterada (variación de 16%). Además, el modelo numérico indicó que la rigidez a la torsión del ducto es afectada por el sentido de aplicación de la torsión impuesta horario o anti-horario.

Se observó que el comportamiento del ducto flexible sobre torsión en el sentido horario, que en el caso analizado tracciona la armadura externa de tracción, no es significativamente afectado por una posible restricción al desplazamiento axial. En este caso, la estructura interna del ducto acaba creando una "restricción natural" al desplazamiento axial. Por otro lado, hay una significativa alteración en el comportamiento del ducto sometido a torsión en el sentido anti-horario que, en este caso, comprime la armadura externa de tracción, puesto que las armaduras de tracción tienden a separarse.

El ducto flexible analizado se mostró con respuesta balanceada en el ensayo de torsión en el sentido horario, ya que los desplazamientos axiales inducidos por la torsión horaria impuesta fueron bastante pequeños y su rigidez a la rotación axial no fue alterada por la restricción al desplazamiento axial. Lo

mismo no se puede afirmar cuando una torsión en el sentido anti-horario es aplicada al ducto.

Solamente en el ensayo de torsión anti-horaria considerando libre el deslizamiento entre las capas del ducto con el extremo final libre a la elongación axial, las secciones transversales del ducto permanecen planas. Así la suposición de los modelos analíticos de que todas las capas son sometidas al mismo desplazamiento y rotación axial podría ser válida para este tipo de carga.

La intención de este estudio es comprender el comportamiento de un ducto flexible sometido a cargas de tracción, torsión y los efectos del rozamiento sobre su respuesta. Aparte de eso, se corrobora los resultados obtenidos por un modelo numérico previamente presentado, para trabajar con el análisis local de ductos flexibles.

RECOMENDACIONES

Los resultados obtenidos en general indican que el modelo numérico está bien ajustado. Así también, de acuerdo con los valores experimentales obtenidos, se recomienda considerar en el modelo numérico el rozamiento entre las capas del ducto flexible en el ensayo de torsión.

Realización de nuevos ensayos de tracción y torsión en otras configuraciones de ductos flexibles, con la finalidad de confirmar o no las hipótesis del trabajo.

Ejecución de más ensayos experimentales como compresión radial, presión interna y externa con otros ductos y el ajuste de estos datos con el modelo numérico presentado en este trabajo.

BIBLIOGRAFÍA

API RP 17B, 1998, *Recommended Practice for Flexible Pipe*, 2nd ed., Washington, American Petroleum Institute.

Bahtui, A., Bahai, H., and Alfano, G., 2008, "A Finite Element Analysis of Unbonded Flexible Risers under Axial Tension, " Proceedings of the ASME 27th OMAE, 57627, Estoril.

Bastian, F. L., 2000, "Materiales": *Curso de Extensión en Tubos Flexibles y Cables Umbilicales*, Laboratorio de Tecnología Submarina de la COPPE/UFRJ, Rio de Janeiro (En Portugués).

Batista, R. C., Bogarin, J. A. G., Ebecken, N. F. F., 1989, "Local Mechanical Behaviour of Multilayered Flexible Risers", Proceedings of the 7th International Symposium on Offshore Engineering, pp. 494-510, COPPE/UFRJ, Rio de Janeiro, Agosto.

Bech, A., SKALLERUD, B., SOHDAL, N., 1992, "Structural Damping in Design Analysis of Flexible Risers", *Proceedings of the First European Conference on Flexible Pipes, Umbilicals and Marine Cables (MARINFLEX)*, Londres, Noviembre.

Beer, F. E., Johnston, E. R., 1996, *Resistencia de los Materiales*, 3a ed., Makron Books.

Belytschko, T., LIU, and W. K., MORAN, B., 2000, *Nonlinear Finite Elements for Continua and Structures*, John Wiley & Sons Ltd, Inglaterra.

Berge, S., Engseth, A., Fylling, I. *et al.*, 1992, *FPS2000 / Flexible Risers and Pipes: Handbook on Design and Operation of Flexible Pipes*. Report STF70 A92006, SINTEF Structural Engineering, Trondheim, Noruega.

Chen, B., Kalman, M., Lewicki, P., Zhang, Y., 1995, "Analytical and Finite Element Modelling of Nonbonded Flexible Pipes", *Proceedings of the Second European Conference on Flexible Pipes, Umbilicals and Marine Cables (MARINFLEX)*, capítulo 6, Londres, Agosto.

Clausen, T., D`Souza, R., 2001, "Dynamic Risers: Key Component for Deepwater Drilling, Floating Production", *Offshore Magazine*, pp. 89-92, Mayo.

Coflexip. Coflexip - Stena Offshore. Informaciones sobre los productos ofrecidos por el fabricante de ductos flexibles. Disponible en: <http://www.coflexipstenaoffshore.com>. Consultado el 9 de abril del 2002 (En Portugués).

Cruz, F. T. L., 1996, *Análisis Estructural de Ductos Flexibles por el Método de Elementos Finitos*. Tesis M.Sc., EPUSP, Sao Paulo (En Portugués).

Custodio, A. B., and Vaz, M. A., 2002, "A Nonlinear Formulation for the Axisymmetric Response of Umbilical Cables and Flexible Pipes," *Applied Ocean Research*, 24, pp. 21-29.

Dupont, 1992, *Kevlar® Aramid Fiber: Technical Guide*, USA, Dupont Advanced Fibers Systems.

Ellwanger, G. B., 2007, *Introducción a las Estructuras Offshore*, Apuntes de clase, COPPE/UFRJ, Rio de Janeiro, Marzo (En Portugués).

Feret, J. J., and Boumazel, C. L., 1987, "Calculation of Stresses and Slip in Structural Layers of Unbonded Flexible Pipes," *Journal of Offshore and Mechanic Arctic Engineering*, 109, pp. 263-269.

Feret, J. J., Momplot, G., 1991, *CAFLEX – A Program for Capacity Analysis of Flexible Pipe – User's Manual*, SINTEF Structural Engineering, Trondheim, Mayo.

Figueiredo, M. W., 2001. *Estudio de Cargas en Cabeza de Pozo Submarino en Operaciones de Completación*. Tesis de M.Sc., COPPE/UFRJ, Rio de Janeiro (En Portugués).

FMC Technologies. Subsea Systems Informaciones sobre los proyectos de esta empresa. Disponible en: <http://www.fmctechnologies.com>. Consultado el 5 de Septiembre del 2008, 17:10:20 (En Portugués).

Froufe, L. M., 2006. *Análisis comparativa de los criterios de dimensionamiento de ductos rígidos*. Tesis de M.Sc., PEC-COPPE/UFRJ, Rio de Janeiro, (En Portugués).

Gere, J. M., Timoshenko, S. P., 1997, *Mechanics of Materials*, 4th ed., USA, PWS Publishing Company.

Goto, Y., Okamoto, T., Araki, M., Fuku, T., 1987, "Analytical Study of the Mechanical Strength of Flexible Pipes", *Journal of Offshore & Mechanic Arctic Engineering*, v. 109, pp. 249-253.

Herakovich, C. T., 1998, *Mechanics of Fibrous Composites*, 1st ed., United States of America, John Wiley & Sons.

Hobbs, R. E., and Raoof, M., 1982, "Interwire Slippage and Fatigue Prediction in Stranded Cables for TLP Tether," *Proceedings of Behaviour of Offshore Structures (BOSS)*, 2, pp. 77-99.

Kraincanic, I., 1995, "Analysis of the Coupled Axial / Torsional Behaviour of Spiral Strands, Wire Ropes, and Locked Coil Cables," B.Sc. dissertation, School of Architecture and Civil Engineering, South Bank University, Londres.

Love, A. E. H., 1927, *A Treatise on the Mathematical Theory of Elasticity*. 4th ed, Cambridge University Press, Londres.

Mciver, D. B., 1995, "A Method of Modelling the Detailed Component and Overall Structural Behaviour of Flexible Pipe Sections", *Engineering Structures*, v. 17, n. 4, pp. 254-266.

Mendelson, A., 1983, *Plasticity: Theory and Application*, Krieger Publishing Company, Florida.

Merino, M. H., 2007. *Comparación Numérica - Experimental de Ductos Flexibles Sometidos a Cargas de Tracción y Torsión*. Tesis de M.Sc., PEC-COPPE/UFRJ, Rio de Janeiro, (En Portugués).

Oliveira, J. G., Goto, Y., Okamoto, T., 1985, "Theoretical and Methodological Approach to Flexible Pipe Design and Application", *Proceedings of the 19th Offshore Technology Conference (OTC)*, OTC-5021, Houston, Mayo.

Owen, D. R. J., Hinton, E., 1986, *Finite Elements in Plasticity: Theory and Practice*, 1st ed., Swansea, Pineridge Press Limited.

Ramos, R., Pesce, C. P., 2002, "A Consistent Analytical Model to Predict the Structural Behaviour of Flexible Risers Subjected to Combined Loads". *Proceedings of the OMAE2002 Conference*, MAT-28081, Oslo, Junio.

Ramos Jr., R., Martins, C. A., Pesce, C. P., and Roveri, F. E., 2008, "A Case Study on the Axial - Torsional Behavior of Flexible Risers," *Proceedings of the ASME 27th OMAE*, 57514, Estoril.

Raoof, M., and Hobbs, R. E., 1984, "Analysis of Multilayered Structural Strands," *Journal of Engineering Mechanics Division – ASCE*, 114, pp. 1166-1182.

Ribeiro, E. J. B., Sousa, J. R. M., Ellwanger, G. B., and Lima, E. C. P., 2003, "On the Tension-Compression Behaviour of Flexible Risers," *Proceedings of the 13th International Offshore and Polar Engineering Conference*, pp. 105-112, Honolulu.

Saevik, S., and Bruaseth, S., 2005, "Theoretical and experimental studies of the axisymmetric behaviour of complex umbilical cross-sections," *Applied Ocean Research*, 27, pp. 97-106.

Sousa, J. R. M., 1999, *Análisis Numérico de Ductos Flexibles*. Tesis de M.Sc., COPPE/UFRJ, Rio de Janeiro, (En Portugués).

Sousa, J. R. M., 2001, *Análisis Numérico Local de Ductos Flexibles por el Método de Elementos Finitos*. Propuesta de Tesis de Doctorado, COPPE/UFRJ, Rio de Janeiro, (En Portugués).

Sousa, J. R. M., Ellwanger, G. B., Lima, E. C. P., Papaleo, A., 2001a, "Local Mechanical Behaviour of Flexible Pipes Subjected to Installation Loads", *Proceedings of the OMAE2001 Conference*, PIPE-4102, Rio de Janeiro, Junio.

- Sousa, J. R. M., Ellwanger, G. B., Lima, E. C. P., Papaleo, A., 2001d, "A Finite Element Model for the Local Mechanical Analysis of Flexible Pipes", *Proceedings of the 22nd Iberian Latin-American Congress on Computational Methods in Engineering (CILAMCE)*, CIL-205, Campinas, Noviembre.
- Sousa, J. R. M., 2005. *Análisis Local de Ductos Flexibles por el Método de los Elementos Finitos*. Tesis de DSc, PEC-COPPE/UFRJ, Rio de Janeiro, (En Portugués).
- Sousa, J. R. M., Ellwanger, G. B., Lima, E. C. P., 2003c, "Analysis of the Mechanical Behaviour of the Pressure Armours of Flexible Risers Under Crushing Loads", *Proceedings of the 24th Iberian Latin-American Congress on Computational Methods in Engineering (CILAMCE)*, CIL-339-21, Ouro Preto, Octubre.
- Souza, A. P. F., 2002, *Colapso de Ductos Flexibles sobre Presión Extrema*. Tesis de DSc, PENO-COPPE/UFRJ, Rio de Janeiro, (En Portugués).
- Tenenblat, K., 1988, *Introducción a la Geometría Diferencial*, 1a ed., Ed. UnB, Brasilia (En Portugués).
- Timoshenko, S. P., Woinowsky-Krieger, S., 1959, *Theory of Plates and Shells*. 2nd ed. McGraw-Hill Kogakusha, Ltd. Tokio.
- Witz, J. A., and Tan, Z., 1992a, "On the Axial-Torsional Behaviour of Flexible Pipes, Umbilicals and Marine Cables," *Marine Structures*, 5, pp. 205-227.
- Witz, J. A., 1996, "A Case Study in the Cross-Section Analysis of Flexible Riser". *Marine Structures*, v.9, pp. 885-904.