

**Análisis de falla en bridas de unión a cuerpo
de lubricadores en pozos gasíferos con
sistema de extracción *Plunger Lift***

Trabajo presentado por

Laurencio Paez

para optar al grado de

Ingeniero Mecánico

Director

Gustavo Carr

Mar del Plata
19 de diciembre de 2025

Gracias

A mis padres, por su confianza en mí y por haber inculcado el esfuerzo y la determinación. Este trabajo es, en gran medida, el fruto de los valores que me enseñaron.

Especialmente a mi abuelo y mi tío, ellos sembraron en mí la curiosidad y la pasión por la ingeniería, siendo la inspiración fundamental para emprender este camino.

A mi abuela, por haberme guiado con su cariño y sabiduría, y por alentarme desde que nací.

A Micaela, mi compañera de vida. Gracias por tu comprensión durante las incontables horas de estudio y por recordarme siempre el objetivo. Este logro también es tuyo.

A todos mis amigos que estuvieron dentro y fuera de la facultad, sin ustedes no hubiera sido posible.

Agradecimientos

A mi casa de estudios, a la Facultad de Ingeniería de la Universidad Nacional de Mar del Plata, por brindarme una formación académica de excelencia y por sentar las bases de mi desarrollo académico y profesional.

Quisiera expresar mi reconocimiento a mí director de tesis, Gustavo Carr, por su visión estratégica, su valioso tiempo y por inspirarme a abordar problemas complejos con determinación.

Extiendo mi gratitud a todos los docentes y personal no docente de la facultad que, a lo largo de estos años, han contribuido a mi formación.

Por ultimo, expreso mi más sincera gratitud al Ingeniero Ariel Novelli, quien fue mucho más que un colega. Le agradezco por la confianza, por cada lección impartida y por el apoyo constante durante mis primeros pasos en la ingeniería.

Índice general

Agradecimientos	II
Índice general	III
Resumen	1
I Desarrollo	2
1. Introducción y objetivos del trabajo	3
1.1. Introducción	3
1.2. Objetivos	3
1.3. Alcance y limitaciones del proyecto	3
Caracterización de laboratorio	3
Simulación de gabinete	4
1.4. Herramientas utilizadas	5
Software	5
Normativa de aplicación	6
Bibliografía de referencia	6
2. Contextualización técnica del sistema Plunger Lift	7
2.1. La industria del petróleo y gas	7
2.2. El petróleo y el gas natural	8
2.3. Yacimientos de petróleo y gas	10
2.4. Perforación y terminación de pozo	11
2.5. Producción	13
Tipos de producción	15
Métodos de extracción artificial	15
2.6. Instalaciones de levantamiento de gas y <i>Plunger Lift</i>	17
Mecanismo de operación de levantamiento de gas continuo	17
Mecanismo de operación de levantamiento de gas intermitente	18

Control de estrangulador	19
Plunger Lift	20
Disposición de la boca de pozo	21
Lubricador	23
3. Esquema Metodológico y Actividades Desarrolladas	24
3.1. Conjunto tipo	24
Antecedentes	25
Condiciones operativas y tiempo en servicio de sistemas con falta	27
3.2. Materiales y caracterización de laboratorio	29
Caracterización macroscópica	31
Metalografía	32
Ensayo de micro-dureza	34
Conclusiones	37
4. Modelado numérico	39
4.1. Calculo por elementos finitos	39
Introducción	39
Convergencia	41
4.2. Consideraciones	41
4.3. Modelos paramétricos 3D	42
Construcción de los modelos	43
4.4. Simulación de flujo	48
Flujo bifásico	48
Elección del modelo multifasico	50
Modelo de turbulencia	52
Mallados y resultados	55
Conclusiones	62
4.5. Simulación mecánica en régimen estático	69
Consideraciones para el modelado	69
4.6. Análisis Modal	76
4.7. Análisis de Fatiga y Mecánica de la Fractura	77
Análisis de vida a la fatiga (Enfoque S-N)	78
Análisis de Tolerancia al Daño (Mecánica de la Fractura)	82
Resultados del análisis numérico de fatiga	83
Análisis mediante Mecánica de la Fractura Elasto-Plástica (EPFM)	87
5. Conclusiones finales	97
5.1. Conclusiones	97
Problemática Investigada	97

Hipótesis de Falla planteadas	97
Herramientas y mecanismos de análisis	98
Resultados y conclusiones finales	99

II Apéndices 101

A. <i>Mixture Model</i>	102
A.1. Introducción	102
A.2. Ecuaciones del modelo	103
Ecuación de continuidad	103
Ecuación de momento	104
Bibliografía	107
Bibliografía	107

Resumen

El presente trabajo aborda el análisis de falla recurrente en lubricadores de sistemas de extracción Plunger Lift, localizadas consistentemente en las soldaduras a filete que unen el cuerpo tubular con las bridas de acople.

Para determinar la causa raíz del problema, se implementó una metodología combinada que incluyó caracterización de materiales en laboratorio (metalografía y ensayos de dureza) y modelado numérico mediante el Método de Elementos Finitos (MEF). Los análisis de laboratorio confirmaron la presencia de defectos de fabricación, tales como falta de penetración en la raíz de la soldadura y la formación de una microestructura frágil en la Zona Afectada por el Calor (ZAC), evidenciada por un salto abrupto en la dureza del material. Paralelamente, las simulaciones numéricas con ANSYS demostraron que, si bien las cargas estáticas no superaban el límite elástico del material, la configuración del montaje en campo es el factor dominante que controla la vida a fatiga del componente. Se determinó que un montaje inadecuado reduce drásticamente la vida útil a aproximadamente 11,600 ciclos, mientras que una configuración correcta la puede extender a más de 2.4 millones de ciclos. El análisis fractomecánico complementario validó que los defectos de soldadura actúan como iniciadores de fisuras en las zonas de alta tensión cíclica. La conclusión final es que la falla prematura no se debe a un único factor, sino a la combinación de defectos de manufactura preexistentes y las elevadas tensiones cíclicas inducidas por un montaje inadecuado. El montaje deficiente genera los esfuerzos necesarios para iniciar y propagar grietas a partir de las imperfecciones de la soldadura, cuya microestructura frágil acelera el proceso hasta el fallo.

Parte I

Desarrollo

Capítulo 1

Introducción y objetivos del trabajo

1.1. Introducción

Una empresa de gas y petróleo solicitó un análisis de falla por aproximación combinada (ensayos-simulación), aplicable a lubricadores utilizados en pozos de producción de gas intermitente *Plunger Lift*, debido a la falla recurrente del componente sobre las soldaduras a filete que vinculan segmentos tubulares con bridas de acople.

1.2. Objetivos

El objetivo de este trabajo es presentar los resultados, conclusiones y recomendaciones derivadas de un análisis de falla realizado sobre muestras de lubricadores de pozos con sistema *Plunger Lift*.

1.3. Alcance y limitaciones del proyecto

Conforme a lo consensuado con la empresa, el análisis de falla contempla dos aproximaciones complementarias.

Caracterización de laboratorio

La caracterización de laboratorio comprende el conjunto de métodos, técnicas y herramientas utilizadas para singularizar las muestras provistas por la operadora. Es importante mencionar que esta etapa del trabajo fue

terciarizada y llevada a cabo por la División Metalurgia de INTEMA. La cual contiene:

- Caracterización macroscópica: mediante inspección visual. Este método de ensayo no destructivo (END) que permite la detección de discontinuidades que afectan a la superficie visualmente accesible de los objetos.
- Metalografía: el examen metalográfico es el estudio de la microestructura de los metales y aleaciones metálicas. Permite observar y determinar la estructura interna, la composición y distribución espacial de los granos, las inclusiones y fases en estos materiales. El proceso incluye una serie de pasos: corte y desbaste de la pieza, pulido para obtener una superficie uniforme, ataque químico para relevar las características micro-estructurales, y finalmente, la caracterización a través del uso de microscopios ópticos o electrónicos.
- Micro-dureza: el ensayo de micro-dureza es una técnica utilizada para medir la dureza de materiales. Permite obtener una valoración de la resistencia al desgaste y la deformación de metales y aleaciones. El proceso consiste en aplicar una carga controlada sobre una punta de indentador en una pequeña área de la superficie del material que genera una huella cuya profundidad o dimensiones se utilizan para determinar la dureza.

Simulación de gabinete

La simulación de gabinete comprende todo aquel trabajo analítico realizado conforme a la información recibida por la operadora y recolectada en campo que, luego de haber sido procesada resulta en valores numéricos que explican o dan solución a la problemática a tratar.

- Método de los elementos finitos (MEF): método numérico para la aproximación de soluciones de ecuaciones diferenciales parciales. Permite obtener una solución numérica aproximada sobre un dominio (medio continuo) sobre el cual están definidas ciertas ecuaciones diferenciales, dividiéndolo en subdominios no-intersecantes entre sí denominados “elementos finitos”. El conjunto de elementos finitos forma una partición del dominio también denominada discretización. Dentro de cada

elemento se distinguen una serie de puntos representativos llamados “nodos”. El conjunto de nodos considerando sus relaciones de adyacencia se llama “malla”.

Se realizaron los siguientes modelados:

- Flujo dinámico (condiciones de borde).
 - Comportamiento mecánico bajo régimen estático.
 - Comportamiento a la fatiga.
 - Análisis fractomecánico.
- Evaluación de vida remanente.

Finalmente, se presenta un resumen de los resultados obtenidos y se enumeran los componentes de falla más probables. Además, se proponen posibles líneas de trabajo futuro orientadas a prevenir la recurrencia de la falla en el sistema.

1.4. Herramientas utilizadas

Software

Dentro de esta sección se hace mención a las herramientas de software utilizadas para la resolución de la problemática. Es importante destacar que todo el software se empleó con las licencias correspondientes, proporcionadas por la empresa consultora.

- Software de diseño paramétrico CAD (diseño asistido por computadora) SolidWorks: programa que permite modelar piezas y conjuntos y extraer de ellos tanto planos técnicos e información para la producción.
- Software de simulación ANSYS: ANSYS Inc. es un software de simulación de ingeniería. Está desarrollado para funcionar bajo la teoría de elemento finito para estructuras y volúmenes finitos para fluidos.
 - ANSYS Workbench: Plataforma general de trabajo, donde integran las diferentes físicas para una simulación.
 - ANSYS Mechanical: Análisis estructural, análisis térmico, análisis modal, análisis de esfuerzos, estudio de fallas y fracturas, etc.

- Procesos con fluidos, flujos multifásicos, transferencias de calor, reacciones químicas, análisis de combustión, dinámica de gases, etc.

Normativa de aplicación

Se consideraron las normas API 5CT [1] (especificación para cañería de conducción y encamisado), API 6A [2] (especificación de cabeza de pozo y árbol de producción), API 11PL [3] (lubricadores de plunger lift y equipos relacionados) y API 579 [4] (aptitud para el servicio), garantizando que los análisis y recomendaciones cumplan con los estándares técnicos y de seguridad exigidos en la industria.

Bibliografía de referencia

Para la obtención de parámetros teóricos se consultaron Handbooks de instituciones reconocidas internacionalmente, asegurando la confiabilidad de las constantes de cálculo.

Capítulo 2

Contextualización técnica del sistema Plunger Lift

2.1. La industria del petróleo y gas

El petróleo y el gas son las materias primas más comercializadas a nivel mundial. En la sociedad moderna, la disponibilidad continua de estos recursos y los beneficios derivados de ellos se dan por sentados, sin comprender completamente la complejidad política, económica e histórica que subyace en la industria. Esta industria, la mayor del sector extractivo, se caracteriza por la remoción a gran escala de recursos no renovables, la intensiva inversión de capital que demanda y el alto riesgo que implica, ya que los yacimientos de hidrocarburos comercialmente rentables suelen encontrarse solo tras varios intentos fallidos y costosos.¹

En la antigüedad, los objetos y productos que usaba la humanidad estaban fabricados principalmente de materiales como piedra, madera, hueso, fibras animales o vegetales, vidrio o metales. Sin embargo, en la actualidad, una parte significativa de los productos que nos rodean son artificiales y tienen como base el petróleo y el gas como materias primas. Estos productos petroquímicos incluyen una vasta gama de artículos, como polietileno, polipropileno, fibras sintéticas como el nylon y el poliéster, así como acrílicos, colorantes, adhesivos, pinturas, productos farmacéuticos y cosméticos. Además, la agricultura se beneficia de los fertilizantes nitrogenados y de los componentes utilizados en herbicidas e insecticidas. El uso principal de los hidrocarburos, sin embargo, es la generación de

¹Bibliografía: [5]

Producción (m3)	2015	2016	2017	2018	2019	2020	2021
AUSTRAL	1.246.288	1.158.768	1.004.620	1.170.179	1.251.543	918.556	894.515
CUYANA	1.701.693	1.614.663	1.581.676	1.506.511	1.406.512	1.184.406	1.116.562
GOLFO SAN JORGE	15.215.428	15.351.082	14.590.973	13.507.744	13.564.378	12.353.147	11.881.621
NEUQUINA	12.791.537	12.880.423	12.578.212	12.041.704	12.574.858	13.223.320	15.653.976
NORDESDE	501.035	506.445	462.922	418.214	355.167	290.951	254.724
Total	31.455.981	31.511.381	30.218.403	28.644.352	29.152.458	27.970.380	29.801.398

Figura 2.1: Producción durante el periodo 2012-2021 y su variación porcentual. [6]

energía, siendo el 95 % de la producción destinado a combustibles como gasolina, gasoil y fuel oil. Otros derivados importantes incluyen lubricantes líquidos y sólidos, así como asfalto.

En cuanto a la producción de hidrocarburos, Argentina produce un promedio de 81.600 m^3 por día, lo que representa el 1 % de la producción mundial. El país posee aproximadamente el 0.27 % de las reservas de petróleo y el 0.47 % de las reservas de gas a nivel global. A pesar de esto, el petróleo y el gas natural cubren actualmente el 88 % de la demanda energética de Argentina y representan el 6.4 % del Producto Bruto Interno (PBI). En la Figura 2.1 puede visualizarse la producción de hidrocarburos en la Argentina a lo largo del tiempo.

En este contexto, maximizar la eficiencia en los métodos de extracción no solo es prioridad para la competitividad y sustentabilidad de la industria, sino también para garantizar la integridad operativa de los equipos involucrados. Sistemas como el *Plunger Lift* requieren un entendimiento profundo de su comportamiento mecánico y de las posibles causas de falla para asegurar un funcionamiento confiable y seguro. Por ello, el presente trabajo se enfoca en el análisis técnico de este sistema, abordando su desempeño desde una perspectiva de integridad mecánica y prevención de fallas.

2.2. El petróleo y el gas natural

El petróleo y el gas natural son combustibles fósiles que no existen como sustancias puras en la naturaleza. El petróleo está compuesto principalmente por una mezcla compleja de hidrocarburos con distintos números de átomos de carbono. Las moléculas de estos hidrocarburos pueden adoptar diferentes estructuras: algunas son cerradas, formando

Denominación química		Estado normal	Punto aproximado de ebullición		Productos empleo primario
Metano	CH ₄	Gaseoso	-161°C	(-258°F)	Gas natural combustible / Productos petroquímicos
Etano	C ₂ H ₆	Gaseoso	-88°C	(-127°F)	
Propano	C ₃ H ₈	Gaseoso	-42°C	(-51°F)	GLP / Productos petroquímicos
Butano	C ₄ H ₁₀	Gaseoso	0°C	(31°F)	
Pentano	C ₅ H ₁₂	Líquido	36°C	(97°F)	Naftas de alto grado
Hexano	C ₆ H ₁₄	Líquido	69°C	(156°F)	
Heptano	C ₇ H ₁₆	Líquido	98°C	(209°F)	Gasolina natural (substancia base para combustibles para motores de combustión interna, turbinas)
Octano	C ₈ H ₁₈	Líquido	125°C	(258°F)	
Nonano	C ₉ H ₂₀	Líquido	150°C	(303°F)	
Decano	C ₁₀ H ₂₂	Líquido	174°C	(345°F)	
Undecano-N, Hendecano	C _n H _{2n}	Líquido	195°C	(383°F)	
Dodecano-N, Diexilo	C _n H _{2n}	Líquido	215°C	(419°F)	Kerosene
Tetradecano-N	C _n H _{2n}	Líquido	252°C	(487°F)	Aceites lubricantes
Eicosano-N	C _n H _{2n}	Sólido	---	---	Parafinas

Figura 2.2: Componentes del petróleo, denominación química y producto.

anillos (hidrocarburos aromáticos), mientras que otras tienen estructuras abiertas, con o sin ramificaciones (hidrocarburos asfálticos). La composición de estos compuestos varía dependiendo de la región donde se encuentre el petróleo, lo que influye en sus propiedades físicas como el color, la densidad, la viscosidad, el índice de refracción y el punto de ebullición.

Habitualmente, el petróleo es menos denso que el agua e inmiscible con ella.

El gas natural, por otro lado, está compuesto principalmente por metano (CH₄), el hidrocarburo más simple, ya que contiene solo un átomo de carbono. En menor proporción, el gas natural puede contener hidrocarburos con hasta cuatro átomos de carbono, así como dióxido de carbono y diversas impurezas, como sulfuro de hidrógeno. Los combustibles fósiles son una fuente crucial de energía cuando sus moléculas de hidrocarburo reaccionan en combustión con el oxígeno del aire, generando calor en motores, calderas o turbinas. Estas moléculas provienen de la biomasa (vegetal y animal), que se formó y multiplicó bajo la energía proporcionada por el sol, la principal fuente del planeta. En la Figura 2.2 puede visualizarse la composición química del gas natural y sus subproductos primarios.

2.3. Yacimientos de petróleo y gas

Para que exista un yacimiento de petróleo o gas, deben cumplirse una serie de condiciones o factores:

- **Cuenca:** Es una depresión geológica rellena de sedimentos, que constituye el lugar donde se pueden generar y acumular hidrocarburos. Estas cuencas varían considerablemente en tamaño, pudiendo cubrir desde decenas de miles hasta cientos de miles de kilómetros cuadrados, con un espesor que puede alcanzar hasta 6 o 7 mil metros. Ejemplos de cuencas en Argentina incluyen el Golfo de San Jorge, la Neuquina, la Cuyana, la del Noroeste y la Austral.
- **Roca generadora:** Inicialmente formada por sedimentos de fondo, principalmente arcillosos, que provienen de materia orgánica acumulada en el fango del fondo de mares y lagos, donde los organismos quedaban preservados debido a la falta de oxígeno. A medida que esta roca generadora fue cubierta por sedimentos adicionales, quedó enterrada a mayores profundidades, sometida a crecientes presiones y temperaturas. Este aumento de presión y temperatura descompuso los compuestos orgánicos y dio lugar a la formación de petróleo y gas.
- **Migración:** Debido a que el petróleo y gas son más livianos que el agua, estos se desplazan a través de pequeñas fisuras o por los espacios entre granos de arena en las rocas circundantes, desplazando el agua que ocupa esos mismos espacios. Este proceso, denominado "migración", puede hacer que los hidrocarburos lleguen a la superficie, formando manantiales o, en el caso del gas, provocando incendios como los conocidos "fuegos perpetuos". Sin embargo, en muchos casos, los hidrocarburos no pueden alcanzar la superficie debido a la presencia de barreras denominadas "sellos", generalmente formadas por arcillas, rocas de yeso o formaciones volcánicas. Cuando esto ocurre, los hidrocarburos se acumulan en un área subterránea, formando lo que se conoce como un yacimiento.
- **Reservorio:** El petróleo y gas se encuentran inmersos en ciertos tipos de rocas, denominadas reservorios. Un reservorio es una roca que posee espacios vacíos, llamados poros, capaces de contener petróleo o gas. Existen tres propiedades clave que describen un reservorio:

- Porosidad: Es el porcentaje del volumen de la roca que está compuesto por espacios vacíos, y mide la capacidad de almacenamiento del reservorio.
 - Permeabilidad: Se refiere a la facilidad con que un fluido puede desplazarse a través del reservorio.
 - Saturación de hidrocarburos: Es el porcentaje del espacio poroso que está ocupado por petróleo o gas
-
- Sello: Es una capa impermeable de roca, como arcillas o yeso, que impide que los hidrocarburos migren hacia la superficie, sellando el yacimiento y permitiendo su acumulación en el reservorio.
 - Trampa: Es una estructura geológica que permite la acumulación de hidrocarburos en un área específica del reservorio. Las trampas pueden formarse por pliegues, fallas o capas de roca impermeable que capturan y retienen los hidrocarburos, evitando que migren hacia otras áreas.

2.4. Perforación y terminación de pozo

La única forma de confirmar la presencia de hidrocarburos en el subsuelo es mediante la perforación de un pozo. Para ello se utiliza un equipo de perforación compuesto por una torre o mástil, un sistema de transmisión y una mesa rotatoria que permite accionar el trépano, herramienta encargada de cortar el terreno. Los trépanos están diseñados según la naturaleza del suelo e incorporan materiales de alta dureza para maximizar su eficiencia (Figura 2.3 y 2.4).

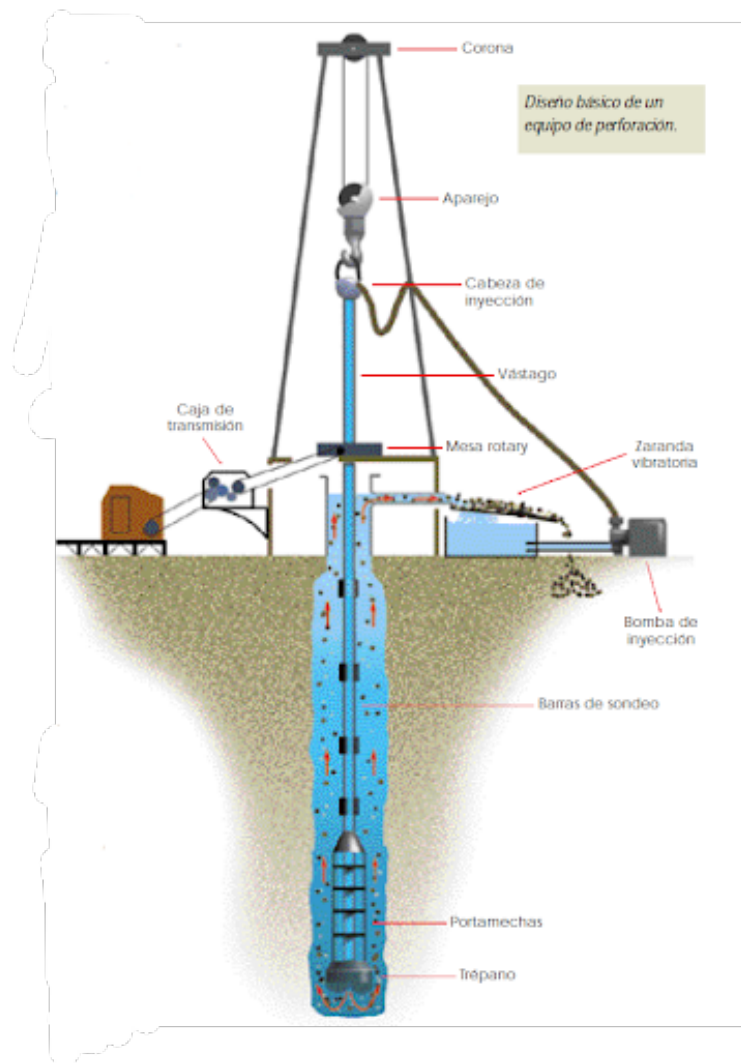


Figura 2.3: Diseño básico del equipo de perforación.

Durante la perforación, se emplean fluidos específicos con múltiples funciones: enfriar y limpiar el trépano, transportar recortes, estabilizar las paredes del pozo y evitar el ingreso de fluidos indeseados. Estos fluidos se gestionan mediante un sistema de circulación y tratamiento que incluye tanques, bombas y mecanismos de separación y limpieza.

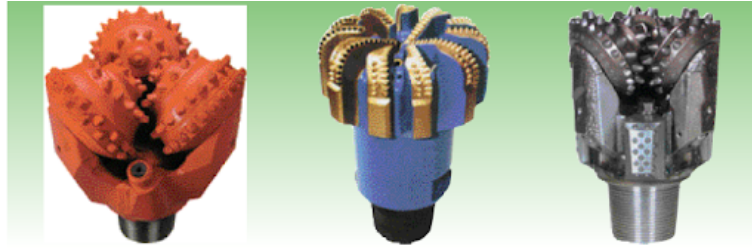


Figura 2.4: Configuraciones comunes de trépanos.

Cada ciertos metros, se introduce una tubería de revestimiento (*casing*) para evitar el colapso del pozo y aislar zonas no deseadas. Esta tubería se cementa para garantizar su fijación. Al alcanzar la zona productiva, se incorpora una tubería de producción (*tubing*) de menor diámetro, encargada de transportar el hidrocarburo desde el fondo del pozo hasta la superficie (Figura 2.5)

2.5. Producción

Finalizada la perforación, se realiza la terminación del pozo, un proceso que permite ensayarlo y prepararlo para la producción. En algunos casos excepcionales, el pozo puede producir por surgencia natural, aunque lo más frecuente es que se requieran métodos de extracción artificial.

La terminación comienza con la limpieza del pozo y el acondicionamiento del fluido de terminación. Luego, se obtienen perfiles de pozo entubado mediante registros radiactivos y acústicos, que permiten identificar zonas productivas, la ubicación de cuplas y la calidad de la cementación.

Una vez definidos los intervalos de interés y verificada la calidad del cemento, se realiza el punzamiento del *casing* y del cemento, utilizando cargas explosivas que comunican el yacimiento con el interior del pozo. Estos intervalos se ensayan para determinar el caudal, la calidad de los fluidos y la presión del reservorio, lo que permite definir si la extracción será natural o requerirá sistemas de bombeo.

En caso de detectar fallas en la cementación primaria, se pueden aplicar cementaciones correctivas con aislamiento mediante empaquetadores (*packers*).

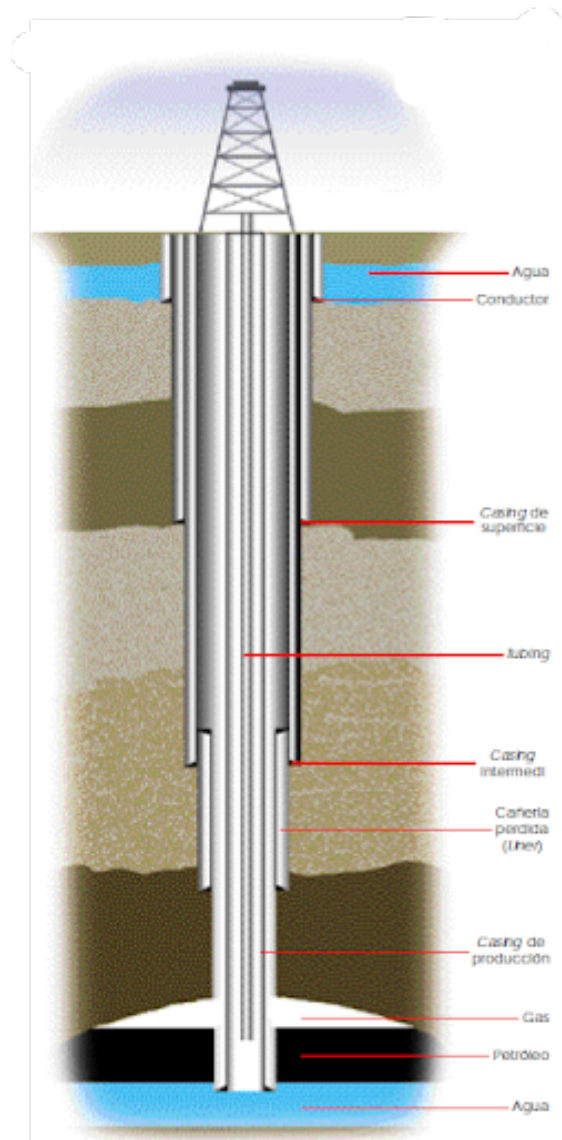


Figura 2.5: Esquema general de un pozo terminado.

Tipos de producción

Si la presión del yacimiento es suficiente, el pozo será "surgente", es decir, producirá sin necesidad de asistencia. Sin embargo, si la presión solo alcanza para que los fluidos llenen el pozo parcialmente, será necesario implementar algún sistema de extracción artificial para llevarlos hasta la superficie.

Los yacimientos presentan tres tipos principales de empujes naturales que determinan su comportamiento durante el proceso de descompresión. Estos mecanismos pueden actuar de forma independiente o combinada, y son los siguientes:

- Empuje por gas disuelto: se produce cuando el gas que se encuentra en el petróleo tiende a escapar y expandirse debido a la disminución de presión, generando una fuerza propulsora que impulsa el petróleo hacia los pozos.
- Empuje de una capa de gas: en este caso, el gas acumulado sobre el petróleo, justo debajo del techo de la trampa, ejerce presión sobre el petróleo, desplazándolo hacia los pozos de producción.
- Empuje hidrostático: considerado el más eficiente de los mecanismos, este empuje se genera mediante la inyección de líquidos en el yacimiento, lo que provoca la expulsión del petróleo hacia la superficie.

En la Figura 2.6 pueden visualizarse esquemáticamente los tipos de empujes existentes.

Métodos de extracción artificial

Cuando la energía natural que impulsa los fluidos del yacimiento deja de ser suficiente, se recurre a métodos artificiales para garantizar la producción.

Los principales son los siguientes:

- Bombeo con accionamiento mecánico: en este sistema, una bomba se introduce en la tubería de producción y se instala en el fondo del pozo. Es accionada mediante un "aparato de bombeo" que consta de un balancín, al cual se le transmite un movimiento de vaivén mediante una biela y una manivela. Este sistema es impulsado por una caja reductora conectada a un motor.

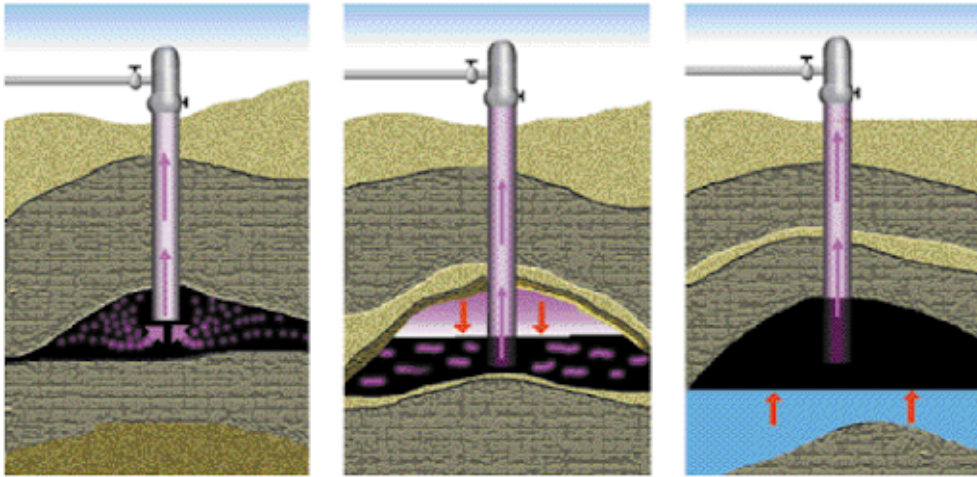


Figura 2.6: A la izquierda, empuje por gas disuelto. En el medio, empuje por capa de gas. A la derecha, empuje hidrostático.

- Bombeo con accionamiento hidráulico: consiste en bombas accionadas hidráulicamente por un fluido motriz, generalmente petróleo. Estas bombas se colocan dentro de la tubería de producción y son controladas desde una estación satélite.
- Extracción con gas (*Gas lift* o surgencia artificial): Este método utiliza la inyección de gas a presión dentro de la tubería de producción para reducir el peso de la columna de petróleo, facilitando así su ascenso hasta la superficie.
- Bomba centrífuga con motor eléctrico sumergible: este sistema utiliza una bomba con múltiples paletas montadas axialmente sobre un eje vertical, el cual está conectado a un motor eléctrico. Es ideal para pozos con altas tasas de producción.
- Bomba de cavidad progresiva: en este método, el fluido del pozo es elevado mediante la acción de un rotor helicoidal que gira dentro de un estátor semielástico con geometría similar. El movimiento continuo del rotor genera cavidades que desplazan el fluido hacia arriba de forma eficiente.
- Pistón accionado a gas (*Plunger lift*): Se basa en el uso de un pistón viajero, que es impulsado por el gas propio del pozo. Este pistón transporta el petróleo acumulado hacia la superficie en cada uno de sus ciclos

de movimiento. Este sistema es el que se estará analizando en el presente trabajo.

En la Figura 2.7 pueden visualizarse los pozos operativos en la Argentina y el tipo de sistema de extracción utilizado.

Sistema	N° de pozos	%
Bombeo mecánico	11.295	80,8
Bombeo hidráulico	204	1,5
Bombeo electrosurgible	941	6,7
Gas Lift	259	1,8
Bombeo por cavidades progresivas	673	4,8
Plunger Lift	225	1,6

Figura 2.7: Cantidad de sistemas de elevación artificial en Argentina.

2.6. Instalaciones de levantamiento de gas y *Plunger Lift*

Mecanismo de operación de levantamiento de gas continuo

El *gas lift* de flujo continuo implica la inyección continua de gas en el flujo del pozo a una profundidad determinada, generalmente desde el anular del *casing-tubing* hacia la cadena de tuberías. La inyección de la cantidad adecuada de gas disminuye significativamente la densidad promedio de las mezclas de flujo por encima del punto de inyección. Dado que la mayor parte de la caída de presión ($PD=pressure\ drop$) en el flujo vertical multifásico se debe al cambio en la energía potencial. Al reducirse significativamente la resistencia total de la cadena de tuberías al flujo, la presión disponible en el fondo del pozo será suficiente para mover los fluidos del pozo hacia la superficie. Por lo tanto, con todas las demás condiciones sin cambios, el pozo que antes estaba muerto comenzará a producir. Este es el mecanismo básico del *gas lift* de flujo continuo: debido a la inyección continua de gas de levantamiento desde una fuente externa, la resistencia al flujo de la tubería del pozo se reduce, permitiendo que la presión del yacimiento mueva los fluidos del pozo hacia la superficie. [7]

Mecanismo de operación de levantamiento de gas intermitente

El funcionamiento básico de un pozo con *gas lift* intermitente se ilustra en la Figura 2.8. El pozo tiene una instalación de *gas lift* cerrada con una válvula de pie en el fondo de la cadena de tubería, y el gas de levantamiento, a una tasa relativamente baja desde la superficie, se inyecta continuamente en el anular de *casings-tubing*. En la Parte A, la válvula operativa (la más baja) está cerrada, y los fluidos de la formación se acumulan por encima de ella.

La presión en el *casing* y la tubería en la profundidad de la válvula aumenta continuamente hasta que se acumula la longitud deseada del *slug* de líquido, momento en el cual la válvula operativa se abre e inyecta gas por debajo de la columna líquida (ver Parte B). El gas de levantamiento a alta presión entra en la tubería a una gran velocidad, creando una burbuja de gas debajo del *slug* de líquido (Parte C) que impulsa el *slug* hacia arriba a lo largo de la cadena de tuberías. Después de que el *slug* de líquido entra en la línea de flujo, la columna de gas a alta presión que contiene gotas de líquido dispersas se despresuriza hasta la presión del separador (Parte D), la válvula operativa se cierra y comienza el flujo de entrada del pozo a través de la válvula de pie ahora abierta, repitiéndose el ciclo.

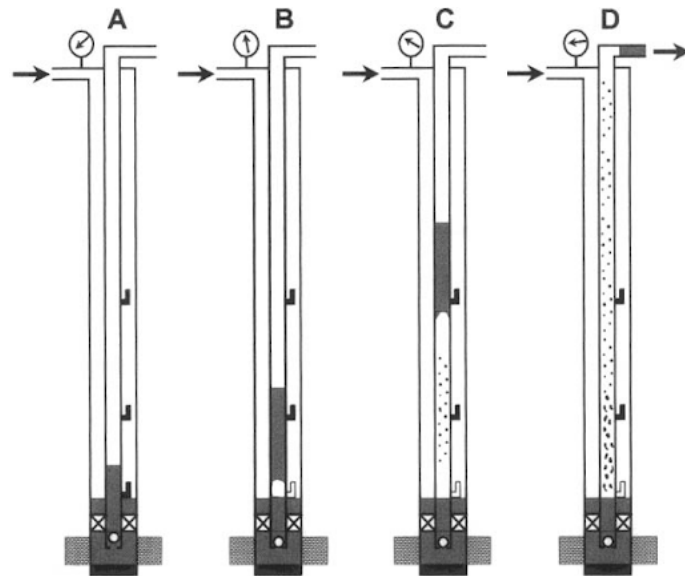


Figura 2.8: Ciclo de levantamiento de *gas lift* intermitente.

Control de estrangulador

El control mediante estrangulador (*choke valve*) en pozos con inyección de gas intermitente —al igual que en los de flujo continuo— consiste en instalar un estrangulador fijo o ajustable en la línea de inyección ubicada en la cabeza del pozo. El ciclo intermitente se regula según el aporte de fluido del pozo y el comportamiento de las válvulas de *gas lift*.

Este tipo de control se aplica cuando la tasa de inyección de gas disponible en superficie es menor que la requerida instantáneamente para levantar eficientemente el *slug* de líquido. Ante esta limitación, se necesita almacenar gas adicional para cumplir con los requerimientos del ciclo de levantamiento.

Esta acumulación se logra utilizando el espacio anular *casing-tubing*, que actúa como un reservorio: durante el periodo de acumulación, se inyecta gas de forma continua a través del estrangulador en superficie, almacenándolo en el anular. Cuando se abre la válvula de *gas lift*, el anular libera ese gas acumulado, funcionando como un amortiguador para asegurar el volumen necesario de inyección en cada ciclo.

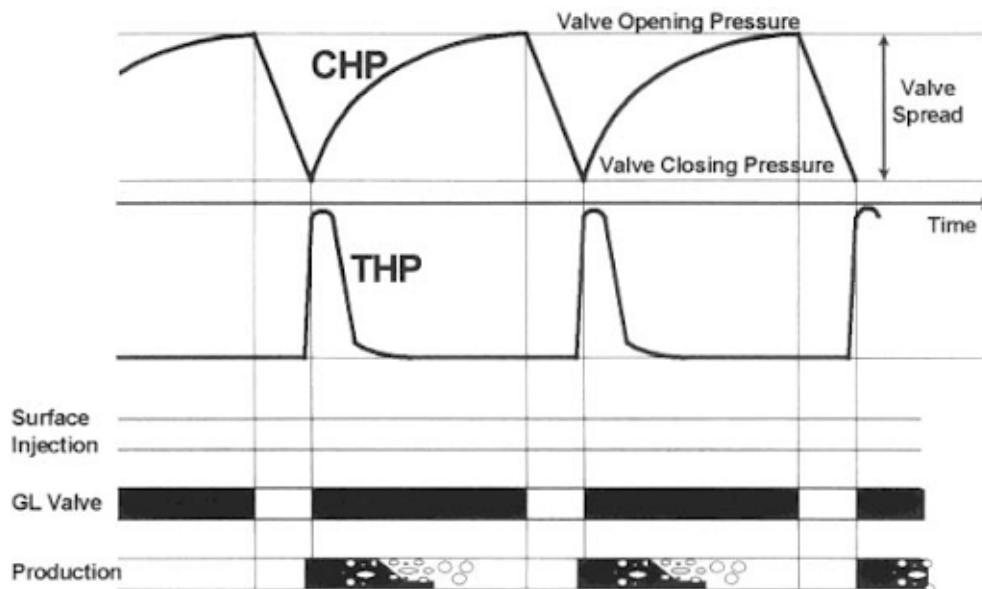


Figura 2.9: Ciclo de control de inyección de gas.

El control mediante estrangulador durante el ciclo intermitente se muestra en la Figura 2.9. Tras completar un ciclo, la presión en el *casing* (**CHP**) aumenta gradualmente por la inyección continua de gas a través del

estrangulador, mientras la válvula operativa permanece cerrada. Simultáneamente, la presión en la tubería también sube por la acumulación de líquido sobre la válvula de *gas lift*.

La válvula se abre cuando las presiones en el *casing* y en la tubería cumplen con la condición de apertura. Entonces, el gas de levantamiento se inyecta por debajo del *slug* de líquido, impulsándolo hacia la superficie.

La tasa de gas inyectado proviene de:

- El gas inyectado en el anular por el estrangulador.

- El gas previamente almacenado en el anular y ahora liberado.

En un sistema bien diseñado, este volumen de gas debe ser suficiente para completar el ciclo. La válvula operativa se cierra cuando el gas acumulado se agota y la presión en el *casing* cae por debajo del umbral de cierre. Así, el ciclo intermitente se repite.

Plunger Lift

La instalación más común de *gas lift* intermitente asistida por *plunger*, ilustrada en la Figura 2.10, consiste en un sistema cerrado con *packer* y válvula de pie cerca de las perforaciones. Un resorte amortiguador se coloca sobre un tope o asiento cerca de la válvula operativa para absorber la energía del *plunger* al descender.

El funcionamiento es similar al de un sistema intermitente convencional, con la diferencia de que el *plunger* asciende impulsado por el gas de levantamiento.

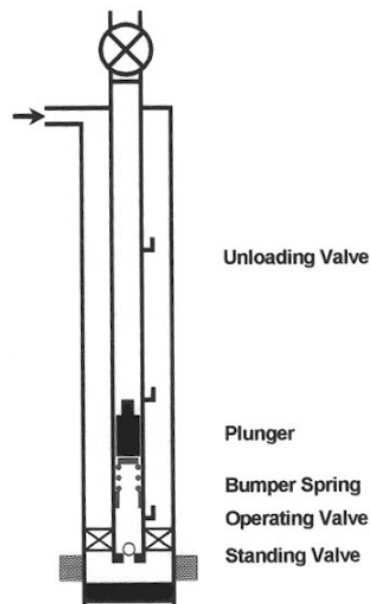


Figura 2.10: Instalación de *gas lift* intermitente asistida por *plunger lift*.

Disposición de la boca de pozo

La disposición típica de boca de pozo para un sistema de *gas lift* intermitente asistido por *plunger* se muestra en la Figura 2.11. El gas de levantamiento se inyecta en el anular mediante un estrangulador simple o con regulador, controlado por un intermitente de superficie.

La válvula maestra debe tener apertura de diámetro completo, igual pero no mayor al de la tubería, para permitir el paso del *plunger*. Sobre ella se instala un lubricador especial, por razones que se detallan más adelante.

Las salidas de flujo, preferiblemente dobles como en la figura, deben tener estranguladores adecuados para asegurar que el *plunger* pase la salida inferior al llegar a superficie.

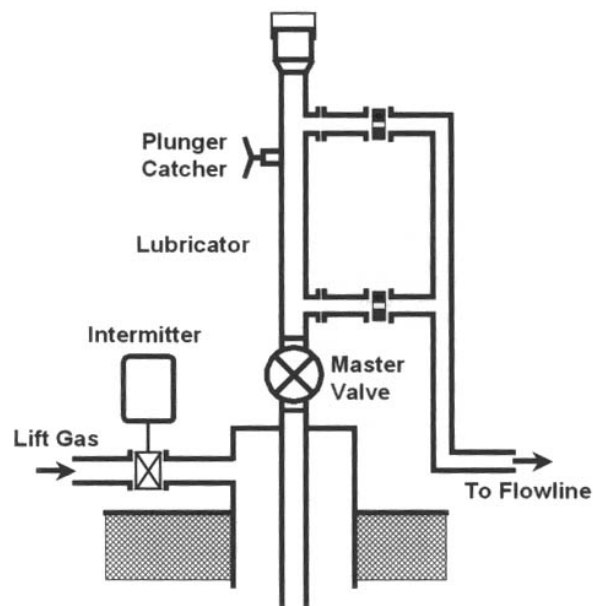


Figura 2.11: Representación esquemática de cabeza de pozo con instalación *plunger lift*



Figura 2.12: Instalación *plunger lift* real

Lubricador

El esquema de un lubricador común con una salida de flujo simple se muestra en la Figura 2.13. Para su uso con *plungers* con válvulas de derivación, puede ser necesario un vástago actuador que se instala dentro del resorte amortiguador para abrir la válvula de derivación del *plunger* al llegar.

Los lubricadores cumplen tres funciones importantes:

- Absorción de energía cinética: la alta energía cinética del *plunger* al llegar a la boca de pozo se absorbe mediante un resorte amortiguador fuerte conectado a una placa de impacto.
- Facilitar la inspección: para la inspección periódica, los plungers se retiran del pozo, pero deben ser primero atrapados en el lubricador mediante un mecanismo atrapador que permite que el *plunger* ingrese al lubricador, pero evita que caiga nuevamente al pozo.
- Recuperación del *plunger*: el *plunger* puede ser insertado en el pozo o recuperado para su servicio al retirar la parte superior del lubricador.

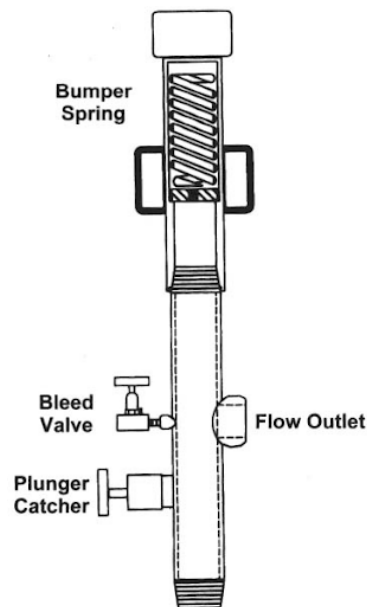


Figura 2.13: Vista esquemática interna de cuerpo del lubricador.

Capítulo 3

Esquema Metodológico y Actividades Desarrolladas

3.1. Conjunto tipo

Se procede a mostrar el caso tipo (Figura 3.1) del sistema bajo estudio el cual está compuesto por un árbol de producción, un sistema tipo *Plunger Lift*, un soporte y una línea de salida de producción. Adicionalmente puede visualizarse una inclinación inusual con respecto a otros sistemas similares que resultan más próximos a respetar la línea horizontal.



Figura 3.1: Caso tipo del sistema bajo estudio - E103.

Antecedentes

El sistema bajo estudio presentó antecedentes de fallas múltiples, específicamente situadas en soldaduras a filete que vinculan segmentos tubulares con bridas de acople (Figura 3.2), por lo cual se inició un proceso de investigación que culmina en el análisis de falla por aproximación combinada.



Figura 3.2: Caso tipo de falla en costura de lubricador - pozo E30.

Es importante destacar que la vida útil de un sistema de este tipo depende en gran medida de las condiciones específicas de cada pozo. No obstante, la salida de servicio del cuerpo del lubricador suele estar asociada principalmente a fenómenos de corrosión más que a fallas mecánicas. El émbolo, en cambio, es el componente con mayor propensión al desgaste y requiere recambio con mayor frecuencia.

Por otra parte, los inconvenientes más comunes en este tipo de sistema suelen deberse a fallas operativas o de control, más que a problemas mecánicos propiamente dichos.

A continuación, se listan una serie de hipótesis de falla que serán reportadas posteriormente como plausibles o improbables.

- **Presión excesiva en la cabeza del pozo:** Podría generar esfuerzos no previstos en el lubricador, comprometiendo su integridad estructural.
- **Defectos de fabricación en el lubricador:** Imperfecciones en el material, soldaduras deficientes o errores dimensionales durante la manufactura podrían haber debilitado el componente.
- **Cargas estáticas elevadas:** El peso propio del sistema o cargas externas mal distribuidas pueden generar tensiones excesivas en puntos críticos.

- **Falla por fatiga:** La acción repetitiva del *plunger* durante los ciclos de operación podría inducir una falla progresiva por acumulación de daño en el tiempo.
- **Errores de montaje:** Una instalación incorrecta o desalineada del sistema puede inducir esfuerzos adicionales o puntos de concentración de tensiones.

Condiciones operativas y tiempo en servicio de sistemas con falla

Se proporcionaron datos de control de caudales y presión, junto con las fechas de montaje y falla para los pozos E18, E30, E19, E24, E29, E20, todos los cuales están equipados con el sistema de levantamiento de pistón tipo *Plunger Lift*. En el Cuadro 3.1 pueden visualizarse las fechas de montaje y de falla para cada pozo, así como el diámetro externo (OD) del lubricador.

Pozo	OD (in)	Fecha Montaje	Fecha de Falla
E18	2 3/8	01/08/2022	21/09/2022
E30	2 3/8	04/09/2021	25/09/2022
E19	2 3/8	02/06/2021	28/04/2023
E24	2 7/8	02/12/2021	22/06/2023
E29	2 3/8	15/10/2021	21/07/2023
E20	2 3/8	07/10/2021	15/09/2023

Cuadro 3.1: Listado de pozos con *plunger lift* que fallaron.

A través del análisis de recuento diario de ciclos y la diferencia temporal entre la fecha de montaje y la fecha de fallo, se logra determinar la cantidad de ciclos hasta la falla de los pozos anteriormente mencionados. El pozo E20 destaca por presentar la vida hasta la falla más prolongada, registrando 14160 ciclos, mientras que el E18 muestra el umbral más bajo, con aproximadamente 211 ciclos hasta la falla. Estos resultados permiten establecer rangos probables de vida a la fatiga, los cuales resultaron fundamentales para contrastar las evaluaciones mediante análisis numérico. La Figura 3.5 muestra la cantidad de ciclos aproximados hasta la falla para cada uno de estos pozos. En las Figuras 3.3 y 3.4 puede visualizarse el

registro de presiones de los pozos E30 y E19, donde puede apreciarse la gran diferencia entre los tiempos de accionamiento del *plunger*.

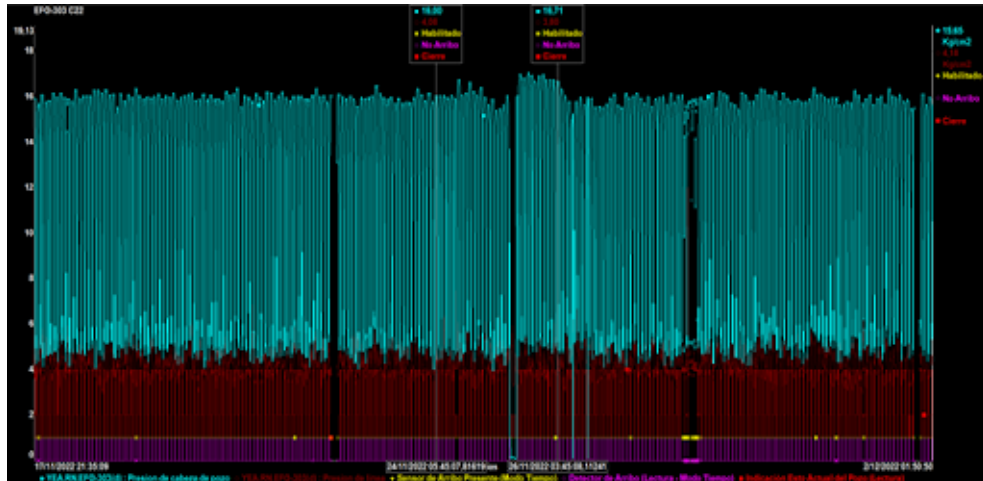


Figura 3.3: Registro de presiones E30. Periodo 17/11/2023 - 02/12/2022.

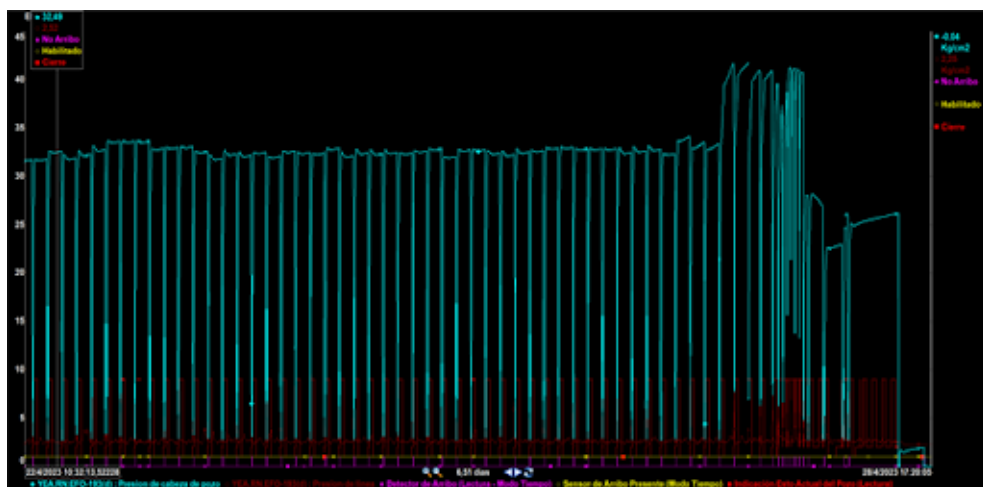


Figura 3.4: Registro de presiones E19. Periodo 02/06/2021 - 28/04/2023.

Podemos observar en la Figura 3.5 que no existe una correlación directa entre la presión en cabeza de pozo y los ciclos a la falla. Lo cual descartaría la hipótesis supuesta de falla por sobrepresión en cabeza de pozo. La hipótesis de falla por fatiga no puede ser descartada porque la correlación no es evidencia suficiente, ya que desconocemos las tensiones a la cual está sometido el sistema.



Figura 3.5: Cantidad de ciclos a la falla y presión en cabeza de pozo.

3.2. Materiales y caracterización de laboratorio

Los diferentes modelos de lubricador presentan diferentes materiales en el cuerpo y bridas que forman el sistema en boca de pozo. La operadora brindó la especificación de diseño de los componentes y muestras de las bridas con su correspondiente soldadura y extremo de tubo correspondiente a los pozos E20, E32A, E32B y E11, así como el cuerpo del lubricador del pozo E20. Estos elementos fueron sometidos a análisis metalográfico y de dureza para evaluar sus propiedades y condiciones estructurales.

Es importante recordar que, las muestras enviadas corresponden a pozos que efectivamente fallaron en servicio pero, que se tiene información de otros sistemas similares que también fallaron a los cuales no se tiene acceso a las muestras de laboratorio.

En el Cuadro 3.2 se especifican los materiales correspondientes para cada componente en función del modelo. Además, en las Figuras 3.6 y 3.7

algunas de las muestras recibidas.

Modelo	Material Cuerpo	Material Derivación	Diámetro Ex- terno Cuerpo (mm)
CAS 25 B5K	ASTM A53 Gr B	ASTM A53 Gr B	86,0
CAS 20 B5K	SAE 4140	ASTM A53 Gr B	60,3
CAS 20 B5K	API 5CT J55	ASTM A53 Gr B	60,3

Cuadro 3.2: Especificaciones de diseño.



Figura 3.6: Secciones de corte para metalografía (izquierda) y muestras cortadas (derecha).



Figura 3.7: Secciones de corte para metalografía (izquierda) y muestras cortadas (derecha).

Como parte de lo pactado con la operadora en el esquema de trabajo y para la apropiada determinación de las condiciones de contorno para el análisis numérico, se enviaron las muestras a INTEMA con el objetivo de realizar una caracterización de laboratorio que comprende: caracterización macroscópica, metalografía y ensayo de micro-dureza.

Los resultados de la caracterización de laboratorio fueron los siguientes.

Caracterización macroscópica

La caracterización macroscópica se llevó a cabo sobre la sección transversal del conjunto (brida-tubular-soldadura), con foco en zonas potencialmente críticas (presencia de concentradores y pérdida de propiedades mecánicas).

Se analizó en particular un componente cuyas partes estaban separadas (Figura 3.8), lo que evidencia que durante el proceso no se logró penetración suficiente como para asegurar la unión del conjunto. A través del revelado de un corte transversal de otros de los casos (Figura 3.9), se identificó un hueco situado específicamente en la raíz, que actúa como concentrador del esfuerzo bajo solicitaciones de flexión y/o combinadas. Finalmente cabe citar adicionalmente la ranura que se observa en la Figura 3.13 que también actúa como concentrador del esfuerzo.



Figura 3.8: Componentes cuyas partes están físicamente separadas (pérdida completa de la unión).



Figura 3.9: Detalle de sección transversal que ilustra un defecto en raíz, inducido por falta de fusión.

Metalografía

El material para el estudio metalográfico fue preparado por corte con refrigeración, el desbaste y pulido se llevó a cabo de forma manual. La microestructura se analizó por microscopía óptica, observando los cortes bajo ataque químico (reactivo Nital 2%). El revelado de la microestructura fue llevado a cabo sobre tres (3) conjuntos, incluyendo metal base, metal de aporte (brida-tubular) y ZAC, a partir de lo cual se observó lo siguiente:

Muestra E117 (Figura 3.10): el metal de aporte muestra una estructura equiaxial y su microestructura es distinta a la del metal base (diferente historia mecánica y térmica). Tanto la brida como el tubular muestran una estructura ferrítico-perlítica típica de laminación. La ZAC presenta diversos componentes (martensita, bainita y carburos en las zonas cercanas a la línea de fusión) como resultado de transformaciones en estado sólido.

Muestra E32 2A (Figura 3.11): el material de la brida presenta una estructura equiaxial de grano grueso proveniente de un material que no ha sido laminado o recristalizado (típico de un acero aleado). La soldadura presenta carburos en la línea de fusión y secciones con gran variedad de

componentes microestructurales (martensita, bainita y ferrita widmastatten).

Muestra E32 3A (Figura 3.12): el material de la brida presenta estructura equiaxial y la del tubular es ferrítico- perlítica típica de laminación por el sentido “bandedo”. Las aleaciones de brida y tubular serían aceros de medio carbono (0,2-0,3 %).

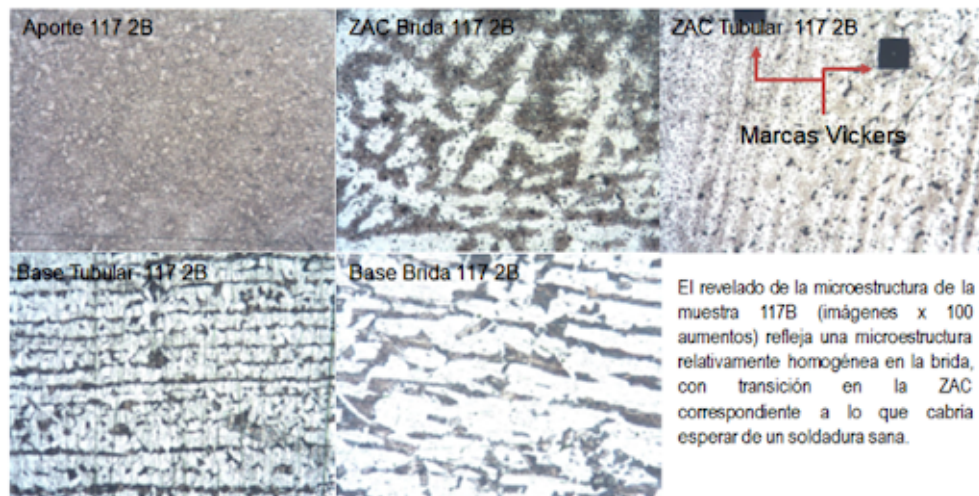
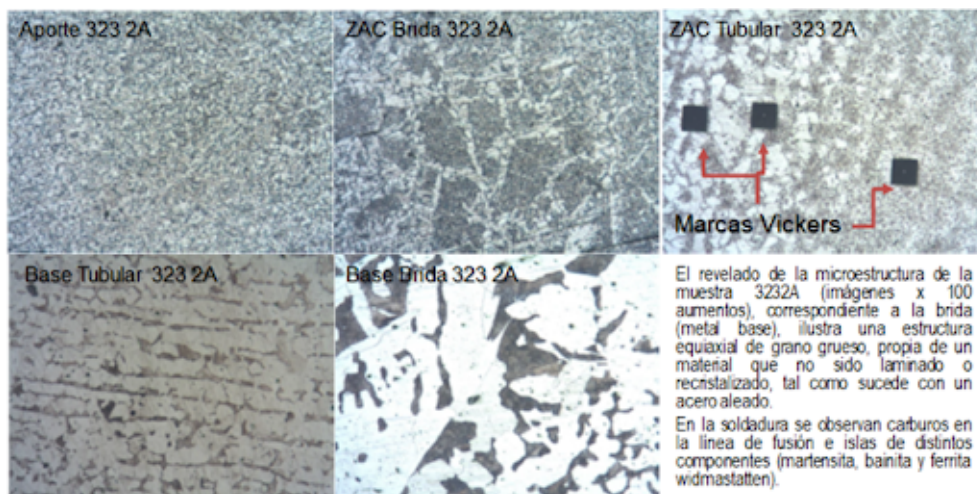


Figura 3.10: Micro-estructura 100X: muestra 117 B.



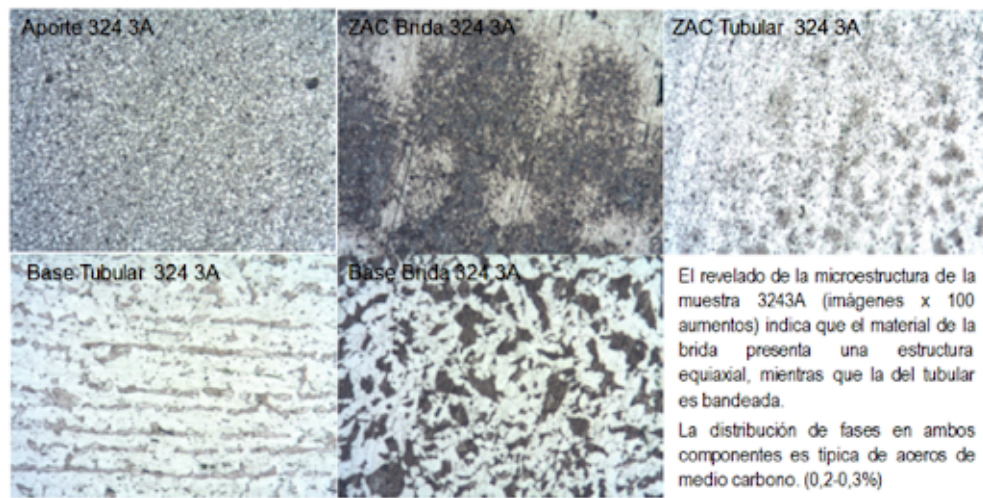


Figura 3.12: Micro-estructura 100X: muestra 32 3A.

Ensayo de micro-dureza

Se llevaron a cabo mediciones de dureza por método Vickers, con objetivo de caracterizar perfiles por barrido de todas las estructuras que componen la soldadura (metal base – fusión – cordón – ZAC). La Figura 3.13 muestra un corte realizado a uno de los conjuntos, en el que se distinguen los componentes designados como “brida” y “tubo”. Este último se encastra en la brida y va soldado mediante un cordón circunferencial que constituye lo que aquí se denomina “aporte”. Las mediciones de micro-dureza fueron efectuadas a lo largo de las líneas 1 y 2 (Figura 3.13), con el objetivo de construir un perfil que se inicia en el metal base (tubular o brida) y avanza hacia el metal aportado, barriendo la zona afectada por el calor y línea de fusión. Los resultados obtenidos se ilustran en las gráficas de las Figuras 3.14 a 3.16, en las que se superpone una barra indicadora de la zona en la cual es posible distinguir cambios estructurales inducidos por el proceso de soldadura, a nivel microscópico. Conforme a lo indicado por estos perfiles, es posible inferir lo siguiente:

- Diferencias en magnitud: principalmente en la ZAC (zona afectada por el calor), en donde las variaciones son superiores a un factor de 2.0. Si bien no existe un límite en el salto de dureza entre ambas microestructuras, este es un indicio inequívoco de un ciclo térmico de soldadura no controlado, cuyo rápido enfriamiento generó una microestructura

sumamente dura pero frágil que compromete la tenacidad del material.

- Diferencias en gradiente: entre metal base y ZAC, principalmente en el caso del E32.

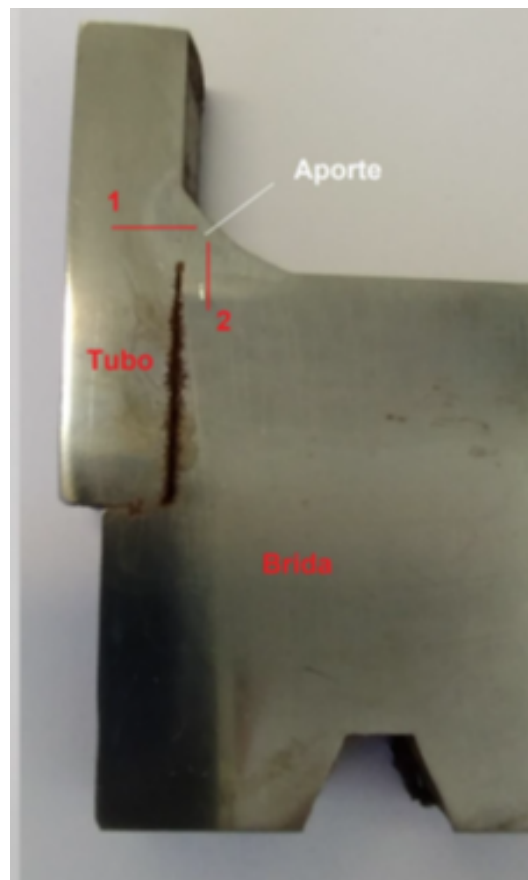


Figura 3.13: Líneas de evaluación de micro-dureza.

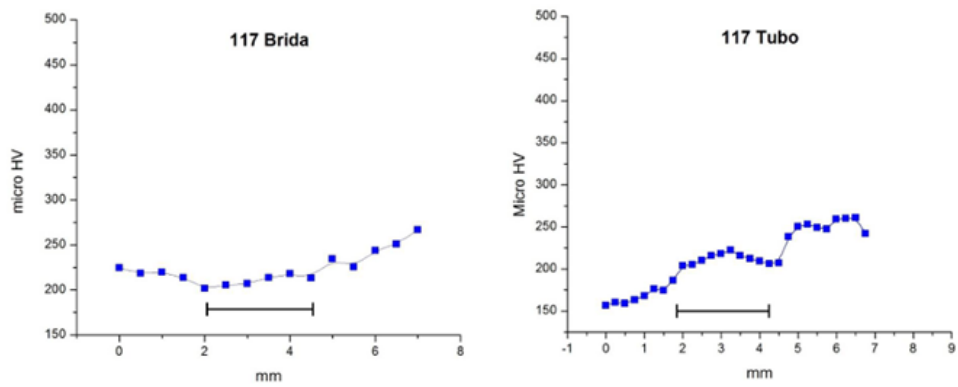


Figura 3.14: Perfiles de dureza HV, conjunto 117.

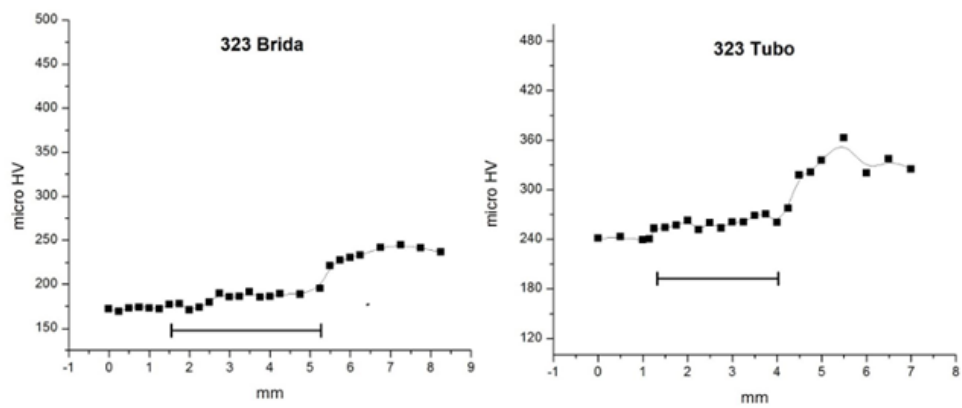


Figura 3.15: Perfiles de dureza HV, conjunto 32 2A.

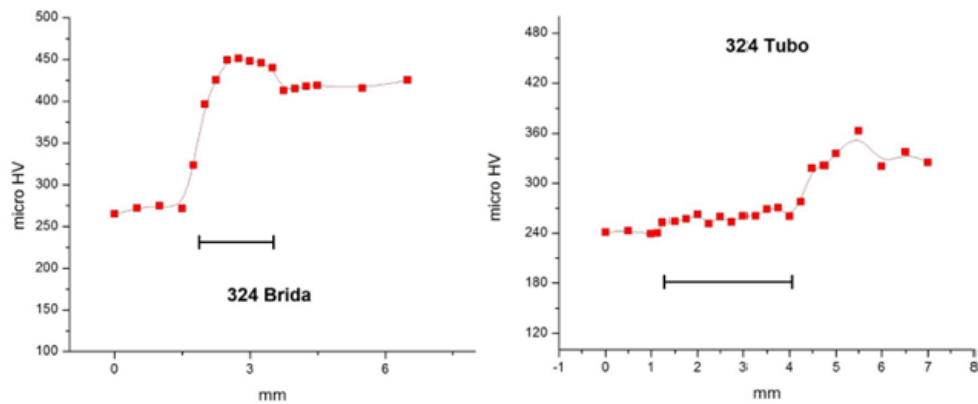


Figura 3.16: Perfiles de dureza HV, conjunto 32 3A.

Conclusiones

Como conclusión de la caracterización de laboratorio, se determino que las piezas evaluadas presentan una evidente falta de penetración, lo que reduce la sección resistente de la costura. Además, estos defectos de manufactura generan concentradores de esfuerzo localizados por debajo de la raíz del cordón, los cuales no fueron contemplados en el diseño del lubricador. Estos concentradores locales favorecen la nucleación de fisuras cuando las tensiones alcanzadas superan el umbral definido por el factor de intensidad de esfuerzos.

Por ultimo, se verificó una diferencia significativa de dureza entre la soldadura y los materiales base (brida o tubo). Esta variación reduce la tenacidad del conjunto, lo que incrementa su susceptibilidad a fallas frágiles bajo cargas de impacto, así como a una propagación acelerada de fisuras frente a ciclos de carga.

Las conclusiones extraídas permiten actualizar el estado de las hipótesis contempladas, añadiendo comentarios sobre su actual plausibilidad.

- **Presión excesiva en la cabeza del pozo:** Fue refutada a partir de los históricos de falla y presiones operativas en cabeza de pozo por lo que es considerada como improbable.
- **Defectos de fabricación en el lubricador:** Se encontraron defectos en la soldadura del cuerpo del lubricador-brida base. Estos incluyen

la falta de penetración de la soldadura y posibles fallas en el procedimiento de pre y pos soldadura que se ven reflejados en diferencias en la microdureza del componente. Por lo tanto, la hipótesis de falla es considerada como probable.

- **Cargas estáticas elevadas.**
- **Falla por fatiga.**
- **Errores de montaje.**

Para la verificación de los restantes modos de falla se desarrollaron una serie de modelos tridimensionales representativos de la geometría del conjunto. Estos modelos permiten evaluar, mediante simulaciones numéricas basadas en el método de elementos finitos, las condiciones de carga y las concentraciones de tensiones a las que podrían estar sometidas las zonas críticas. De este modo, se busca determinar la aptitud para el servicio de cada configuración analizada, así como comprobar la validez o descartar la influencia de las hipótesis de falla aún no resueltas. Esta etapa resulta fundamental para delimitar con mayor precisión el mecanismo causal del daño observado y establecer recomendaciones de diseño y operación futuras.

Capítulo 4

Modelado numérico

4.1. Cálculo por elementos finitos

Introducción

El método de elementos finitos (*FEM=finite element method*) es una técnica numérica para resolver ecuaciones diferenciales a derivadas parciales (EDP). Se basa en la discretización del dominio de estudio en pequeñas subregiones llamadas elementos finitos, conectados en nodos, sobre los cuales se establecen ecuaciones aproximadas. En la Figura 4.1 puede visualizarse un mallado triangular (2D). Para el problema que nos compete, es preciso un modelo en tres dimensiones.

Esto se debe a que la geometría bajo análisis no puede considerarse plana ni presenta condiciones de simetría que permitan reducir el problema a dos dimensiones. El comportamiento estructural involucra variaciones significativas en las tres direcciones espaciales, tanto en términos de geometría como en la distribución de esfuerzos.

Además, la traslación de esfuerzos entre diferentes zonas de la estructura requiere un modelado tridimensional, ya que la interacción entre cargas externas, geometría compleja y condiciones de frontera induce estados tensionales fuera del plano, imposibles de reproducir con un modelo 2D.

Por otra parte, en este trabajo es necesaria la consideración de la interacción flujo–estructura (*fluid–structure interaction, FSI*), debido a que la acción del fluido sobre las paredes modifica el campo de tensiones internas.

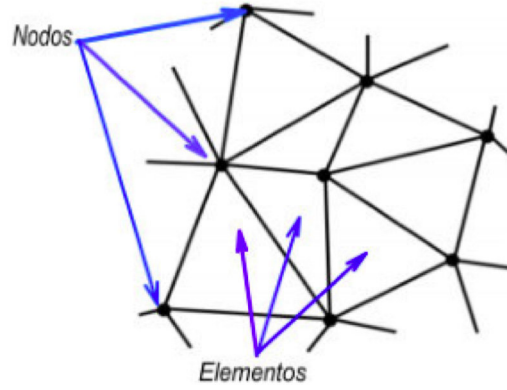


Figura 4.1: Nodos y elementos en malla triangular.

El FEM permite obtener una solución numérica aproximada sobre un dominio Ω (medio continuo) sobre el que están definidas ciertas ecuaciones diferenciales que caracterizan el comportamiento físico del problema. El método de elementos finitos realiza una partición del dominio también denominada discretización. Dentro de cada elemento se distinguen una serie de puntos representativos llamados nodos. El conjunto de relaciones entre el valor de un conjunto de variables entre los nodos se puede escribir en forma de sistema de ecuaciones lineales. La ecuación que lo modela es la siguiente:

$$[K]\{U\} = \{F\} \quad (4.1)$$

donde:

- $[K]$ es la matriz de rigidez, definida como:

$$K_{ij} = \int_{\Omega} (\nabla N_i \cdot \nabla N_j) d\Omega \quad (4.2)$$

- N_i son funciones de forma
- $\{U\}$ es el vector de incógnitas en los nodos.
- $\{F\}$ es el vector de cargas nodales:

$$F_i = \int_{\Omega} N_i f d\Omega + \int_{\Gamma_N} N_i h d\Gamma \quad (4.3)$$

- f es una función de carga o fuente.
- h condición de Neumann
- $d\Gamma$ representa un elemento diferencial en la frontera del dominio Ω

Convergencia

La convergencia en el FEM se refiere a la tendencia de la solución aproximada U_h a acercarse a la solución exacta u del problema.

Se pueden analizar diferentes tipos de convergencia:

Convergencia en función del tamaño de la malla

Se basa en reducir el tamaño de los elementos manteniendo el mismo tipo de funciones de forma. A medida que h tienda a cero, la solución FEM debería acercarse a la solución exacta.

Convergencia en función del orden de la base

En lugar de reducir el tamaño de los elementos, se busca aumentar el grado de los polinomios en las funciones de forma.

Criterios de convergencia

Para asegurar la convergencia se debe verificar:

- Estabilidad: se debe garantizar que pequeños errores en la solución no crezcan de manera incontrolada.
- Exactitud: la solución FEM debe aproximarse a la solución exacta cuando se refina la malla o se aumenta el orden de interpolación.

4.2. Consideraciones

Es importante destacar que los resultados obtenidos por el Método de Elementos Finitos (FEM), tanto en el análisis de fluidos con múltiples fases y turbulentos, como en simulaciones mecánicas donde el comportamiento del material es no lineal, dependen del grado de conocimiento de las condiciones de contorno, del modelo numérico utilizado, de la naturaleza

del problema y del tipo de variable de salida buscada. No existen modelos numéricos que aproximen con total exactitud todas las variables de salida, puesto que estos dependen del método de discretización de las ecuaciones diferenciales utilizado.

Por ejemplo, en el análisis de flujo turbulento de fluidos, el uso de modelos como el *Large Eddy Simulation* (LES) o el *Reynolds-Averaged Navier-Stokes* (RANS) puede generar diferencias significativas en los resultados de vorticidad y transporte de cantidad de movimiento dependiendo del tipo de turbulencia presente. En mecánica estructural, para el análisis de materiales sometidos a grandes deformaciones, los modelos hiperelásticos como el de Mooney-Rivlin o el de Ogden proporcionan resultados más adecuados para elastómeros, mientras que los modelos de plasticidad como el de Von Mises o el de Drucker-Prager son más precisos para metales y suelos, respectivamente.

4.3. Modelos paramétricos 3D

La simulación de flujo y mecánica se llevó a cabo con soporte en dos modelos de configuración disponible, correspondiente a los pozos E103 (Figura 4.2) y E19 (Figura 4.3).



Figura 4.2: Modelo del pozo E103. Configuración de lubricador: Cas 20.



Figura 4.3: Modelo del pozo E19. Configuración de lubricador: Cas 20.

Si bien no había información específica correspondiente al pozo E24, fue posible recrear la configuración de otro modelo de lubricador (CAS 25), a partir de una pieza enviada por la operadora (Figura 4.4).

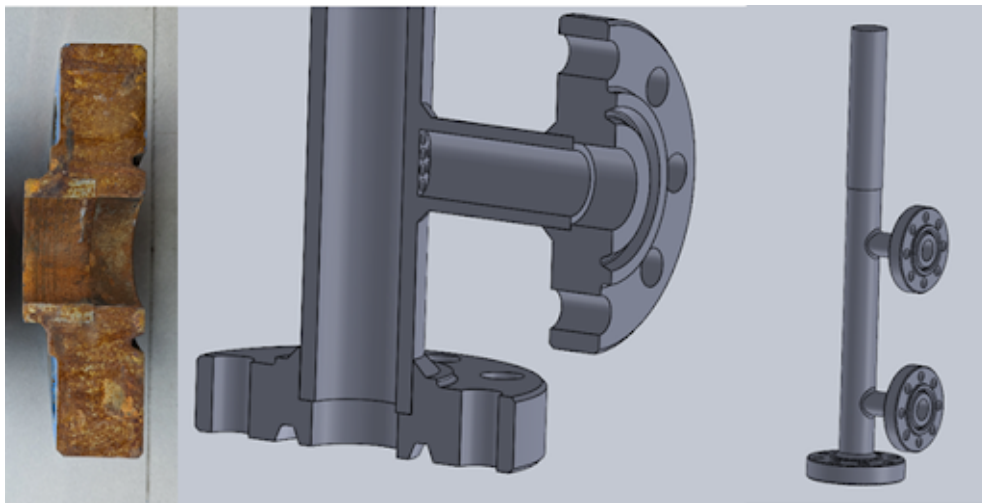


Figura 4.4: Modelo del pozo E24. Configuración de lubricador: Cas 25.

Construcción de los modelos

Para la construcción de los modelos fue necesario realizar mediciones en campo (Figura 4.6) donde se determinaron las dimensiones reales de la configuración adoptada por los pozos E103 y E19. La Figura 4.5 muestran los esquemas generados a partir de estas mediciones, obtenidas mediante el

uso de metro y el registro fotográfico de las series de las válvulas y sus dimensiones.

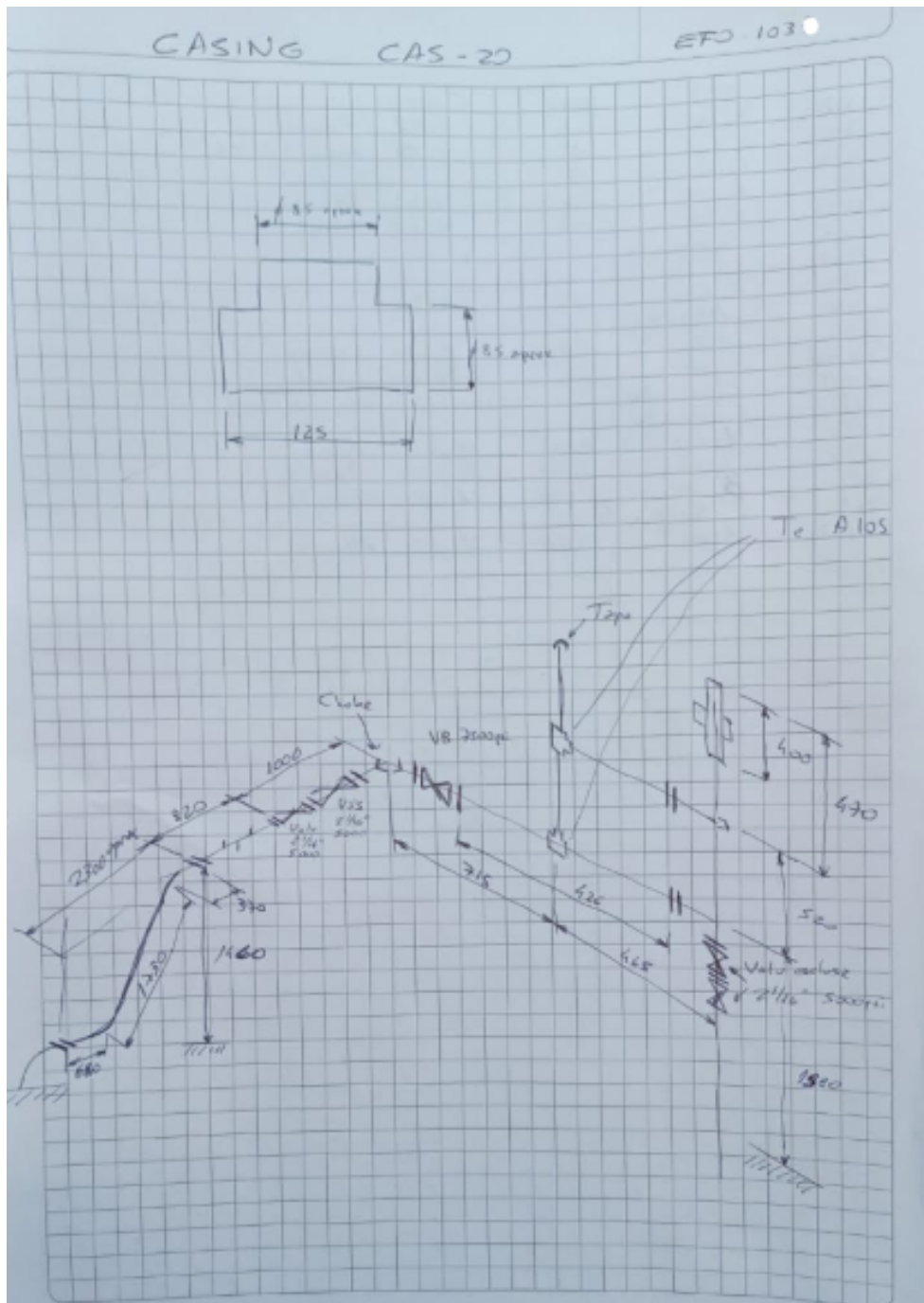


Figura 4.5: Esquema configuraciones disponibles. Pozo E103.

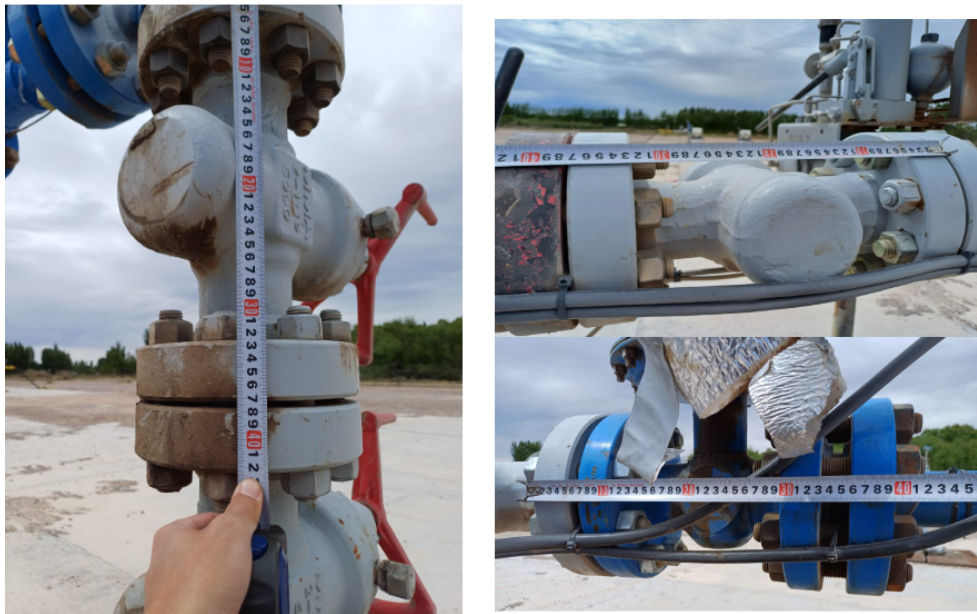


Figura 4.6: Toma de medidas en campo.

Detalle de los modelos

Los modelos fueron creados utilizando Solidworks con soporte en las mediciones realizadas en campo, normativa API y las muestras recibidas.

En la Figura 4.7 puede visualizarse en corte el interior del modelo. El diámetro interno se mantiene con excepción de los resaltes de las bridas.

Varios de los componentes que pertenecen al conjunto de producción del pozo de petróleo fueron aproximados con el objetivo de mantener la masa y rigidez que estos proporcionan. En la Figura 4.7 se visualiza en la esquina inferior derecha una válvula neumática automática reguladora de presión que en nuestro modelo se representa mediante un tocho de acero de peso equivalente.

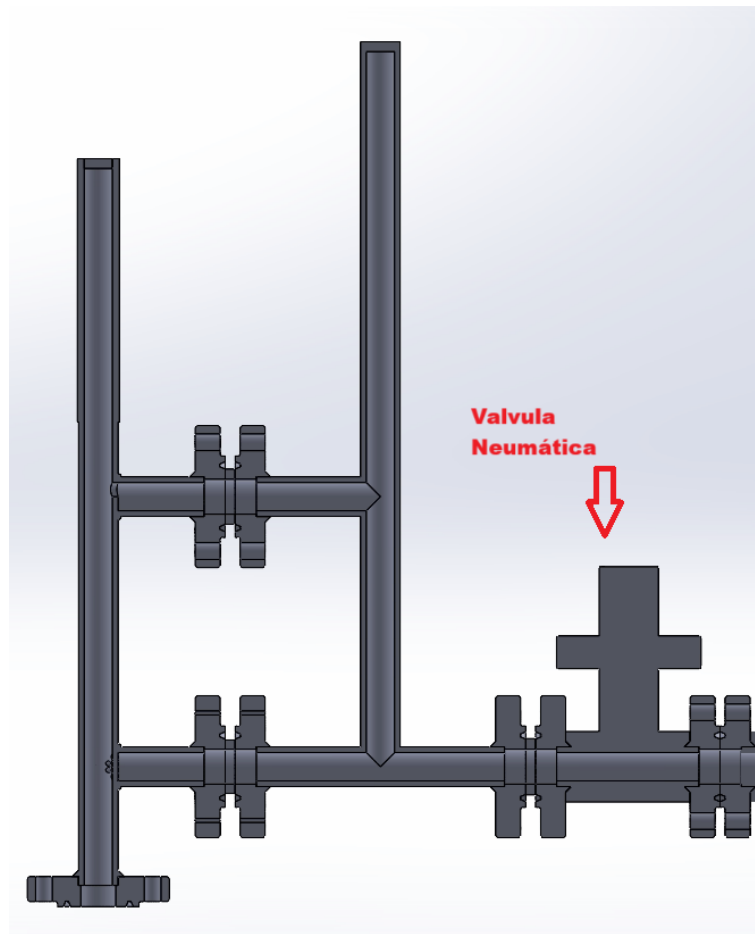


Figura 4.7: Interior E103.

En la Figura 4.8 se muestra una imagen ampliada de la brida de unión de la tubería de producción. Este acercamiento permite observar con mayor detalle el rebaje en la brida donde se apoya la tubería, así como la soldadura entre ambos componentes, la cual ha sido modelada con una sección triangular. Cabe destacar que no se contó con los planos constructivos del conjunto, por lo que las dimensiones de las soldaduras se relevaron directamente a partir de las bridas utilizadas como referencia para el resto de las conexiones.

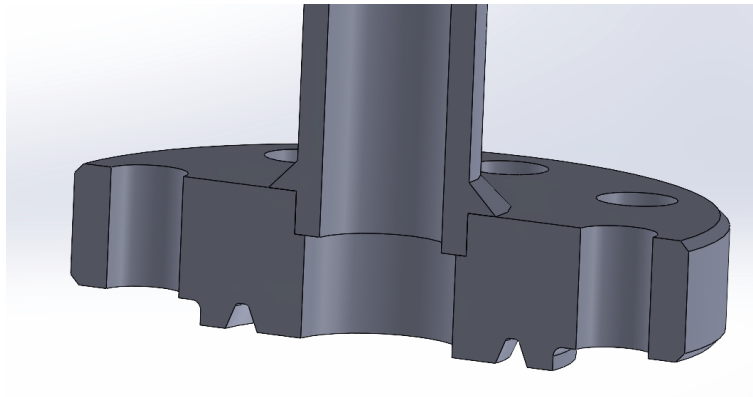


Figura 4.8: Brida y soldadura E103.

En la Figura 4.9 se muestra la inclinación hacia la tierra de la tubería de salida de producción.

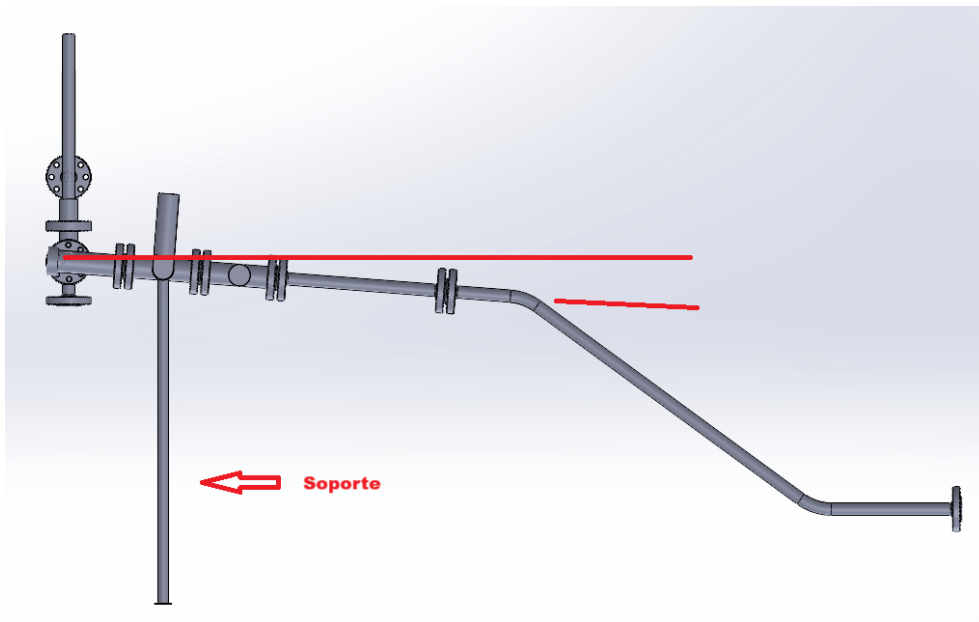


Figura 4.9: Inclinación en tubería de producción E103.

Por ultimo, en la Figura 4.10 puede visualizarse el apoyo con forma de media caña. Este apoyo es importante debido a la necesidad de simular las fuerzas de fricción. Los resultados de las fuerzas de fricción en las simulaciones mecánicas por elementos finitos suelen ser menores debido a la ausencia de rugosidades y la complejidad inherente a los contactos entre

diferentes cuerpos. Es por esto que el área de contacto fue modelado mayor al real.

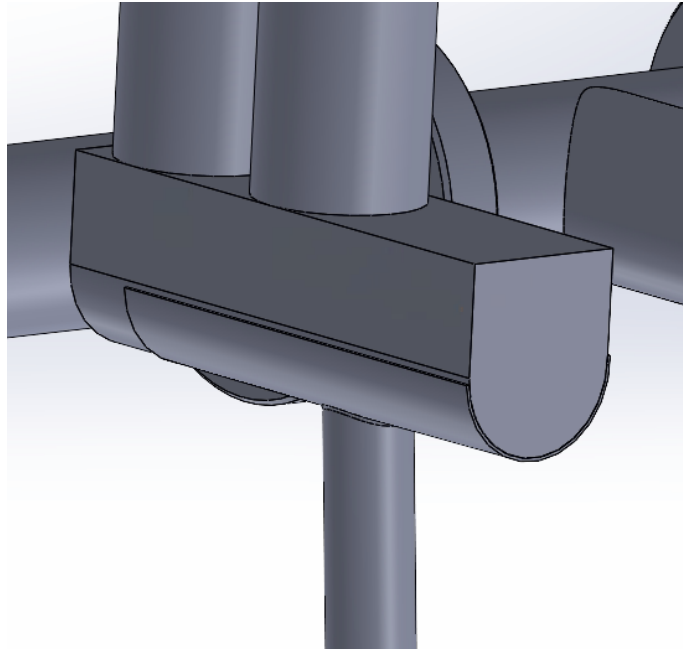


Figura 4.10: Apoyo de soporte E103.

4.4. Simulación de flujo

La simulación de flujo tiene por objetivo modelar los esfuerzos debidos a la llegada del *slug*¹ al lubricador.

Para lograr esto, se simulo la llegada del émbolo al lubricador. Esto implica simular un fenómeno transitorio (dependiente del tiempo) y con flujo bifásico (agua y metano).

Flujo bifásico

El flujo multifásico es el movimiento simultáneo de dos o más fases de fluidos diferentes. [8]

Los regímenes de flujo multifásico pueden agruparse en cuatro categorías:

- Flujos gas-líquido y líquido-líquido.

¹El termino "slug" se refiere al patrón de flujo bifasico donde el liquido y el gas se distribuyen de forma desigual, alternando segmentos grandes de gas con segmentos de liquido

- Flujos gas-sólido.
- Flujos líquido-sólido.
- Flujos trifásicos.

En el caso a tratar, el flujo corresponde a un flujo bifásico gas-líquido. Con líquido por encima del *plunger* y gas por debajo.

Flujos gas-líquido o líquido-líquido

Los siguientes regímenes corresponden a flujos de gas-líquido o líquido-líquido:

- Flujo burbujeante (*bubbly*): Flujo de burbujas discretas de gas o líquido en un fluido continuo.
- Flujo de gotas (*mist*): Flujo de gotas discretas de fluido en un gas continuo.
- Flujo en tapón (*slug o chum*): Flujo de burbujas grandes en un fluido continuo.
- Flujo estratificado o de superficie libre (*annular*): Flujo de fluidos inmiscible separados por una interfaz bien definida.

En la Figura 4.11 pueden visualizarse esquemáticamente los tipos de flujo bifásico en tuberías verticales. En este escenario, el flujo permanecería idealmente estratificado hasta que el émbolo supere la primera derivación en el cuerpo del lubricador y el líquido se mezcle con el gas. Debido a las geometrías involucradas, el tipo de flujo resultante es difícil de predecir. La hipótesis propuesta representa una idealización de las condiciones operativas del *plunger lift* asumiendo que el émbolo elimina por completo la columna de líquido que impedía la producción.

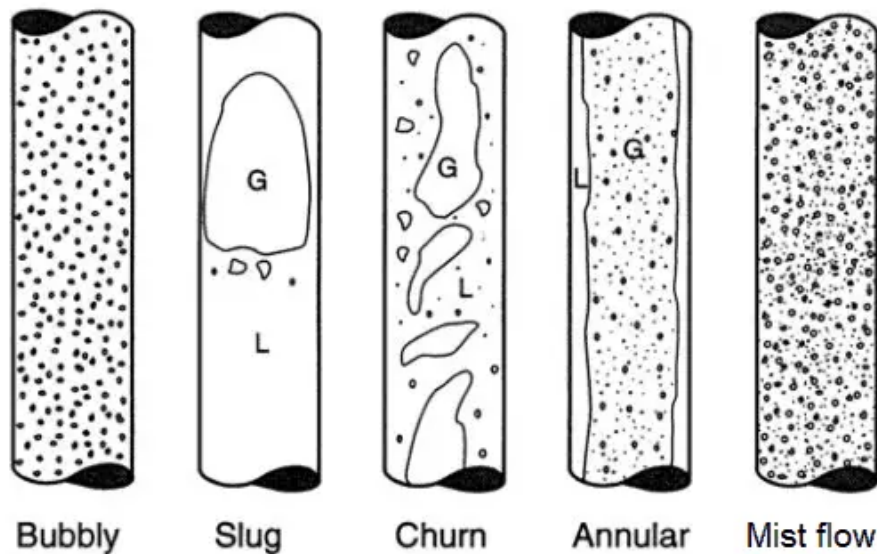


Figura 4.11: Patrones de flujo bifásico.

Elección del modelo multifásico

El software de simulación ANSYS Fluent nos provee de múltiples acercamientos para modelar flujos bifásicos donde, en general, la elección de los mismos se corresponde con un balance entre exactitud buscada, costo computacional, variable de salida buscada (llámese presión, *drag*, velocidad de flujo, etc.), estabilidad computacional y la aplicación para la que fue creada. Actualmente existen dos enfoques para el cálculo numérico de flujos multifásicos: el enfoque Euler-Lagrange y el enfoque Euler-Euler. El enfoque Euler-Lagrange trata la fase continua como un medio continuo y se resuelve mediante las ecuaciones de Navier-Stokes, mientras que la fase dispersa se modela como entidades discretas que se rastrean individualmente en el flujo. Mientras que el enfoque Euler-Euler modela tanto la fase continua como la fase dispersa como medios continuos interpenetrantes, lo que significa que cada fase ocupa una fracción de volumen dentro de cada celda de la malla. La elección del enfoque Euler-Euler resulta natural para nuestro problema.

Sin embargo, existen tres modelos multifásicos basados en el enfoque Euler-Euler.

Modelo VOF

El modelo VOF (*Volume of fluid*) es una técnica de seguimiento de superficies aplicada a una malla Euleriana fija. Está diseñado para simular dos o más fluidos inmiscibles cuando es importante conocer la posición de la interfaz entre ellos.

Modelo de mezcla (*Mixture*)

El modelo *Mixture* está diseñado para simular dos o más fases (ya sean fluidas o particuladas). El modelo de mezcla resuelve una única ecuación de cantidad de movimiento para toda la mezcla y prescribe velocidades relativas para describir las fases dispersas.

Modelo Euleriano (*Eulerian*)

El modelo Euleriano resuelve un conjunto de ecuaciones de cantidad de movimiento y continuidad para cada fase.

Cuadro comparativo

En el Cuadro 4.1 puede verse un cuadro comparativo entre los diferentes métodos. El método VOF resulta adecuado cuando lo requerido es modelar la superficie de fluidos, por lo que queda descartada como opción. Los métodos *Mixture* y *Eulerian* resultan plausibles para la aplicación. Sin embargo, a pesar de que el método Euleriano nos otorga mayor precisión en los resultados y resulta más flexible a los regímenes de flujo, también resulta en una complejidad computacional más alta. Por lo tanto, como primera aproximación y limitado por la capacidad computacional, resulta conveniente utilizar el método *Mixture*.

Criterio	VOF Model	Mixture Model	Eulerian Model
Enfoque	Seguimiento de superficie en malla fija	Continuo con velocidades relativas entre fases	Continuo con ecuaciones separadas para cada fase
Aproximación Matemática	Un conjunto de ecuaciones de momento compartidas para los fluidos	Ecuación de momento del conjunto y velocidades relativas de fases dispersas	Ecuaciones de momento y continuidad para cada fase, acopladas por presión e intercambio interfacial
Complejidad computacional	Moderada	Baja a moderada	Alta
Precisión de resultados	Alta para interfaces definidas	Adecuada para partículas bien distribuidas	Alta para sistemas con acoplamiento fuerte entre fases
Recomendación de uso	Cuando la interfaz entre fluidos es relevante	Para fases dispersas con baja concentración y amplio rango de tamaños	Para fases dispersas con alta concentración o donde se requiere precisión en el acoplamiento interfacial
Estabilidad computacional	Buena	Alta	Baja

Cuadro 4.1: Cuadro comparativo entre criterios de resolución.

En el Apéndice A se presenta la información detallada sobre el modelo Mixture.

Modelo de turbulencia

Introducción

Se denomina flujo turbulento (Figura 4.12) al movimiento de un fluido que se da en forma caótica, en el que las partículas se mueven

desordenadamente y las trayectorias de las partículas se encuentran formando remolinos aperiodicos.

Estos remolinos son caracterizados por fluctuaciones en los campos de velocidad. Estas fluctuaciones inducen la mezcla de las cantidades transportadas, como el momento lineal, la energía y la concentración de sustancias. Dado que las fluctuaciones turbulentas suelen ser de pequeña escala y alta frecuencia, su simulación directa resulta ser demasiado costosa computacionalmente para las aplicaciones de ingeniería práctica. En lugar de resolver las ecuaciones gobernantes instantáneas (exactas), que pueden involucrar una resolución detallada de escalas pequeñas, se recurre a técnicas de promediado en el tiempo, promediado en conjunto o manipulaciones matemáticas que permiten reducir la resolución de esas escalas finas. Esto da lugar a un conjunto modificado de ecuaciones, que son menos exigentes computacionalmente. No obstante, estas ecuaciones modificadas incluyen nuevas variables desconocidas, las cuales deben ser determinadas mediante modelos de turbulencia, que proporcionan una relación entre estas variables y las cantidades conocidas, permitiendo una aproximación eficaz del comportamiento del flujo turbulento sin necesidad de resolver todas las escalas finas directamente.

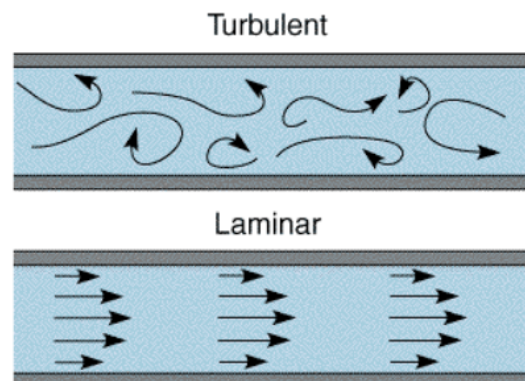


Figura 4.12: Flujo laminar y flujo turbulento.

ANSYS FLUENT ofrece las siguientes opciones de modelos de turbulencia:

- Modelo Spalart-Allmaras
- Modelos $k - \varepsilon$:

- Modelo estándar $k - \varepsilon$
- Modelo de grupo de renormalización (RNG) $k - \varepsilon$
- Modelo realizable $k - \varepsilon$
- Modelos $k - \omega$:
 - Modelo estándar $k - \omega$
 - Modelo de transporte de tensión cortante (SST) $k - \omega$
- Modelo de transición $k - \omega$ SST
- Modelo de transición (complementario)
- Modelos de esfuerzo de Reynolds (RSM):
- Modelo de simulación de vórtices separados (DES)
- Modelo de simulación de grandes vórtices (LES)

Ningún modelo de turbulencia es universalmente aceptado como el mejor para toda clase de problemas. La elección del modelo de turbulencia depende de consideraciones como la física involucrada en el flujo, el nivel de precisión requerido, los recursos computacionales disponibles y el tiempo disponible para la simulación.

Comparación entre modelos

Cuando se resuelven las ecuaciones de Navier-Stokes para flujos turbulentos de alto número de Reynolds en geometrías complejas, es inviable resolver todas las escalas de movimiento directamente debido a la enorme demanda computacional.

Para hacer estas ecuaciones más manejables, se utilizan dos enfoques: promediado de Reynolds (RANS = *Reynolds-Averaged Navier-Stokes*) y filtrado (LES = *Large Eddy Simulation*).

El método RANS promedia las ecuaciones de Navier-Stokes en el tiempo o en un conjunto de realizaciones, lo que elimina la necesidad de resolver directamente todas las escalas de turbulencia. Esto tiene la ventaja que reduce el costo computacional y es aplicable a flujos de estado estacionario y transitorio. Sin embargo, tiene la desventaja de que no captura todas las estructuras turbulentas de forma precisa.

El método LES resuelve explícitamente los grandes remolinos de la turbulencia y modela solo las estructuras mas pequeñas mediante un modelo de subescala. Esto otorga mayor precisión. Sin embargo, resulta mucho mas costoso computacionalmente en comparación con RANS, requiere mallas mas finas y menores tamaños de paso de tiempo.

En el Cuadro 4.2 puede visualizarse una comparación subjetiva de ambos métodos de calculo.

Característica	RANS	LES
Costo computacional	Bajo	Alto
Precisión turbulenta	Moderada	Alta
Flujos transitorios	Limitado	Excelente
Dependencia del modelo	Alta	Moderada
Requisitos de malla	Bajos	Altos

Cuadro 4.2: Comparación entre RANS y LES

Para el caso bajo estudio, resulta apropiada la elección del método RANS. Debido a la limitación computacional y la necesidad de modelar unicamente los transitorios de presión y velocidad de flujo. A continuación, se presenta un cuadro comparativo entre los métodos de turbulencia disponibles por los que se iterará hasta lograr la convergencia y estabilidad del modelo.

Mallados y resultados

El modelo a introducir en el Fluent corresponde al volumen interno del lubricador (Figura 4.13).

Modelo	Ventajas	Desventajas	Aplicaciones típicas
Standard $k-\epsilon$	Bajo costo, robusto en flujos desarrollados	No maneja bien separación ni curvatura	Flujos externos, aerodinámica básica
RNG $k-\epsilon$	Mejor en separación y rotaciones	Mayor costo computacional	Flujos con recirculación, ventilación, combustión
Realizable $k-\epsilon$	Mejora la precisión en separación y curvatura	Mayor costo computacional que el estándar	Aeronáutica, mezclado de fluidos
Standard $k-\omega$	Preciso cerca de las paredes	Puede sobrestimar turbulencia lejos de la pared	Flujos internos, perfiles de capa límite
SST $k-\omega$	Combina ventajas de $k-\omega$ y $k-\epsilon$	Más costoso computacionalmente	Aerodinámica, turbinas, flujos con separación

Cuadro 4.3: Comparación de modelos de turbulencia.

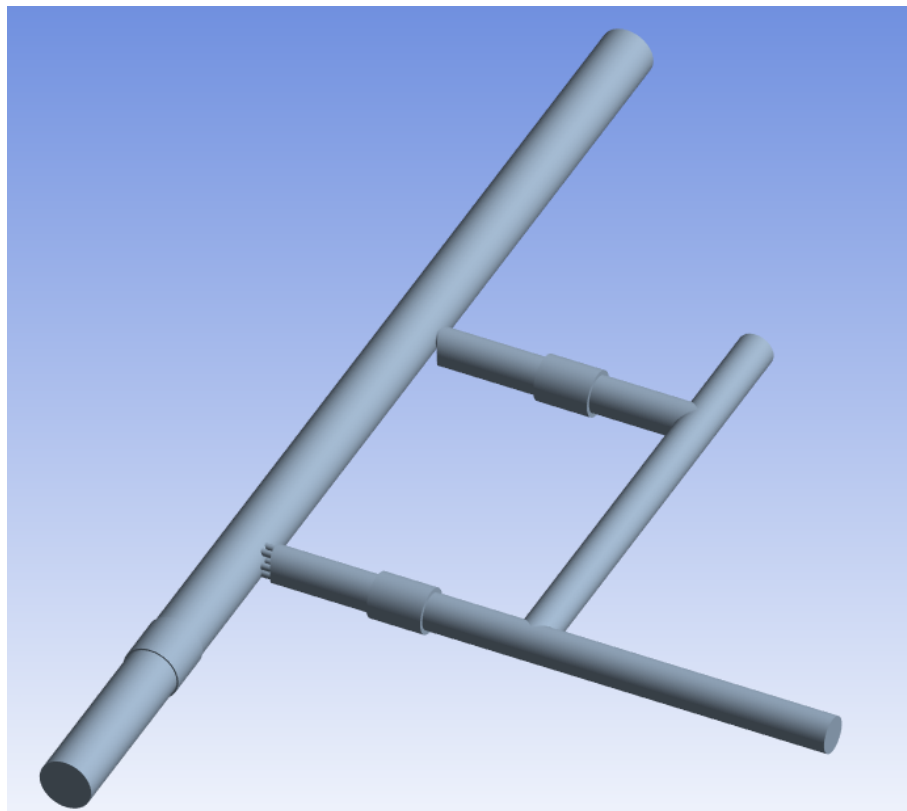


Figura 4.13: Volumen interno lubricador.

Luego se realizaron múltiples mallados para evaluar la sensibilidad de los resultados. En la Figura 4.14 puede visualizarse la malla correspondiente a un tamaño máximo de elemento de 20 mm y en la Figura 4.15 a un tamaño máximo de elemento de 5 mm. El resultado del mallado grueso fue de 169123 elementos y del mallado fino de 362096 elementos.

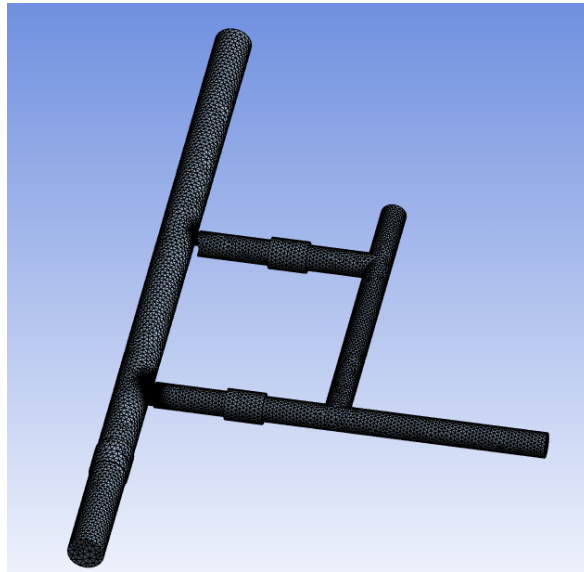


Figura 4.14: Mallado grueso del lubricador.

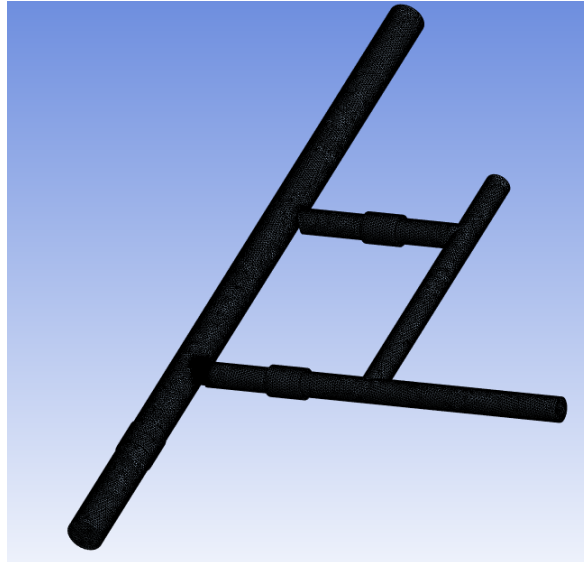


Figura 4.15: Mallado fino del lubricador.

Una vez en el Fluent, definimos el modelo como transitorio y agregamos la gravedad (4.16)

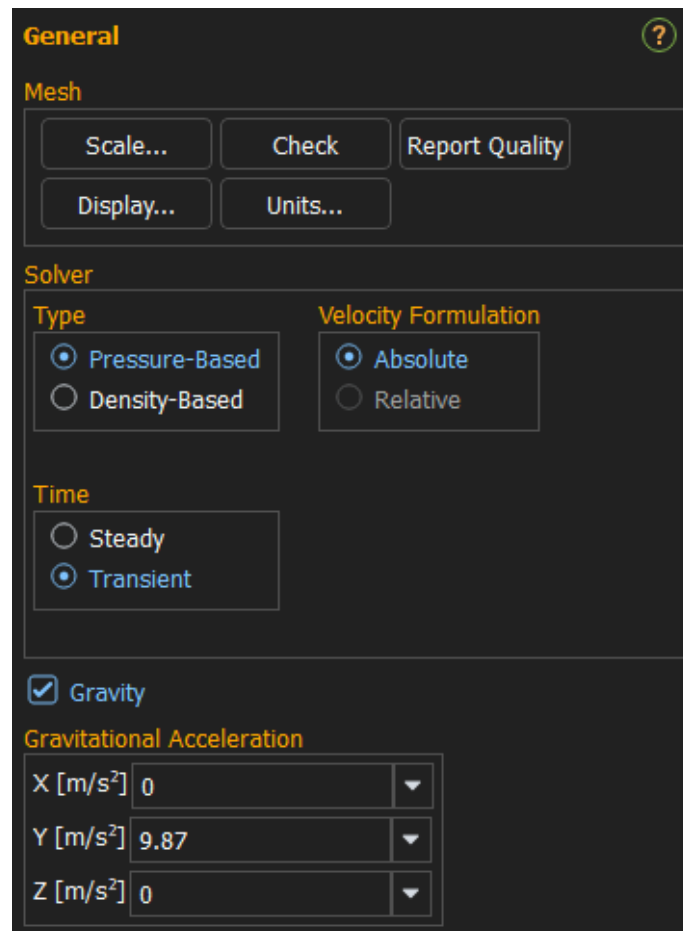


Figura 4.16: Pantalla general selección Fluent.

Luego, definimos el modelo multifasico y las fases interactuantes. La pantalla de modelo multifasico puede verse en la Figura 4.17, donde se selecciono el modelo homogéneo mixto y formulación implícita con 2 fases eulerianas. La “phase-1” sera agua liquida y la “phase-2” sera metano gaseoso. (Figuras 4.18 y 4.19).

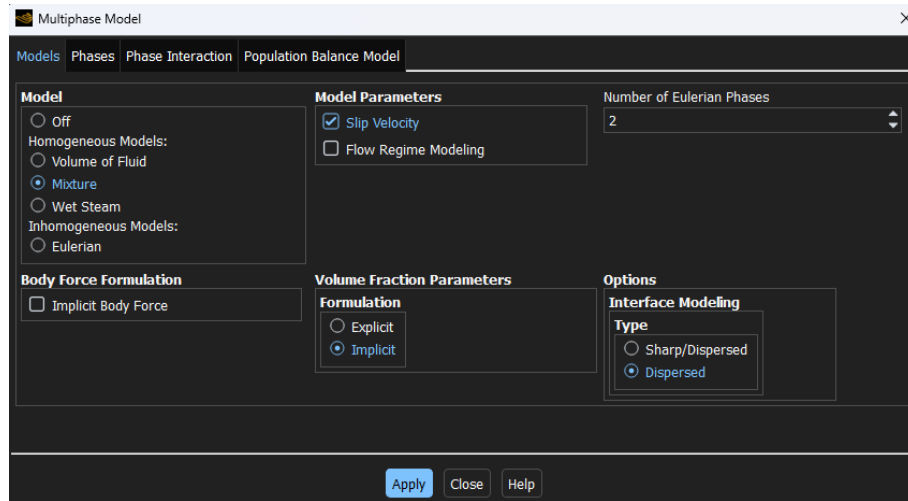


Figura 4.17: Pantalla elección modelo de flujo multifasico.

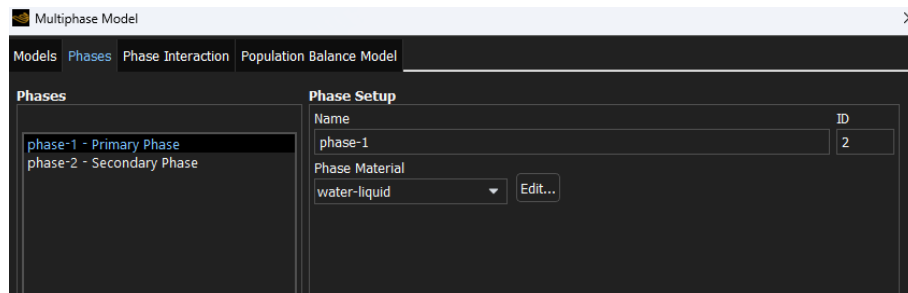


Figura 4.18: Selección de fase 1.

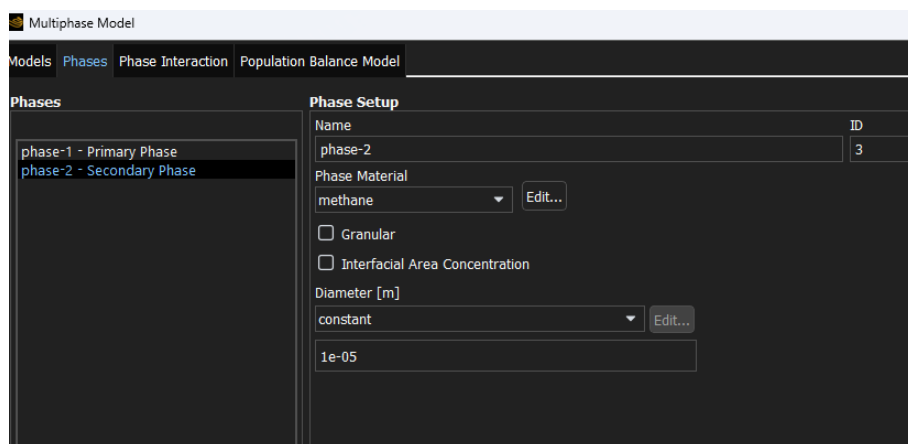


Figura 4.19: Selección de fase 2.

Luego se selecciona el modelo de viscosidad, utilizando el k-omega SST (Figura 4.20).



Figura 4.20: Pantalla selección modelo de viscosidad.

Luego se definen las condiciones de contorno de entrada y salida (inlet y outlet), así como las condiciones de borde. La salida fue definida como outlet con una presión de 490000 Pa y la entrada fue definida mediante las

velocidades de gas a 4 m/s. La presión de salida fue definida a partir de una determinación conservativa de presión de línea posterior a la apertura de la válvula neumática y su posterior expansión. La velocidad del gas durante esos instantes esta asociada a la velocidad de arribo del plunger definida arbitrariamente como un promedio probable. El interior del volumen fue definido como lleno de líquido y la entrada unicamente gas. Luego definimos el mallado dinámico² del émbolo. En este caso el interior del volumen es el cuerpo deformable y las paredes del embolo son un cuerpo rígido. (Figura 4.21).

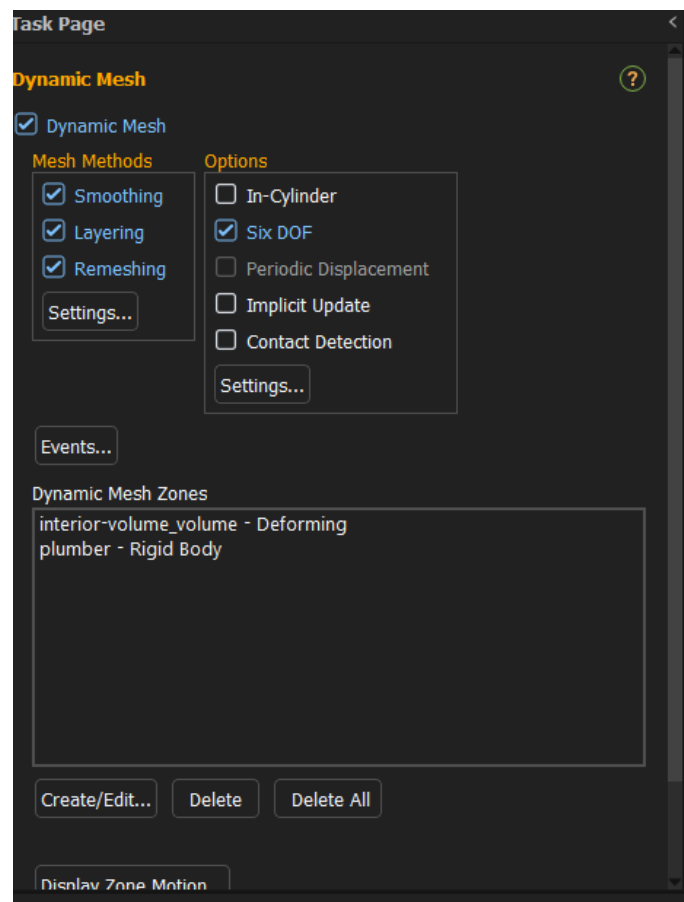


Figura 4.21: Pantalla selección mallado dinámico.

²La técnica de Dynamic Mesh (mallado dinámico) permite resolver ecuaciones de Navier-Stokes en dominios cuya geometría varía temporalmente, mediante la actualización continua de la malla. Esta capacidad es esencial para modelar flujos transitorios en presencia de movimiento estructural, interfaces móviles o geometrías deformables

Conclusiones

La elevada complejidad computacional del modelo, derivada de la necesidad de resolver un flujo transitorio en un dominio con malla dinámica, representa una limitación significativa para realizar análisis de sensibilidad.

La imposibilidad de refinar la malla sin afectar el equilibrio de las condiciones de frontera móviles provoca inestabilidades numéricas frecuentes, entre ellas errores de volumen negativo, que impiden la correcta actualización del mallado en cada paso de tiempo. No obstante, se logró reproducir satisfactoriamente el comportamiento hidrodinámico aproximado del interior del lubricador con una malla de 169123 elementos. Esta configuración permitió obtener campos de presión físicamente coherentes, donde se comprobó que los contornos de presión no presentaban variaciones significativas en magnitud con respecto a su homólogo de 362096 elementos. En la Figura 4.22 se presenta la comparación entre ambos mallados, donde se aprecia una buena concordancia en las magnitudes evaluadas durante los primeros intervalos de tiempo considerados del flujo transitorio.

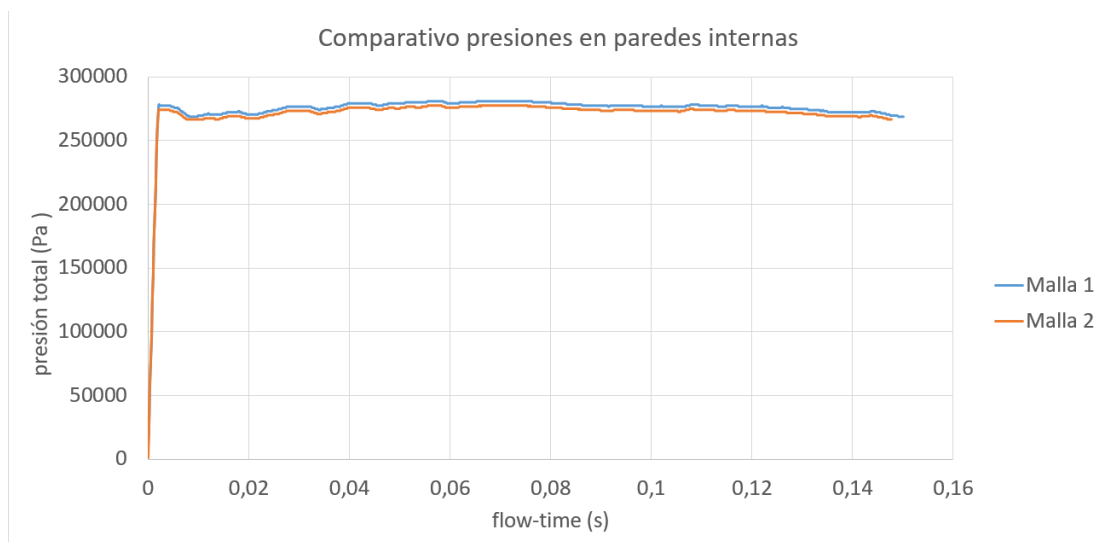


Figura 4.22: Análisis de sensibilidad de la malla.

En la Figura 4.23 se muestra el émbolo desplazado dentro del dominio, mientras que en la Figura 4.24 y 4.25 se ilustran los contornos de velocidades asociados a las diferentes posiciones que ocupa el émbolo. Finalmente, en las Figuras 4.26, 4.27 y 4.28 se representa el contorno de

presiones.

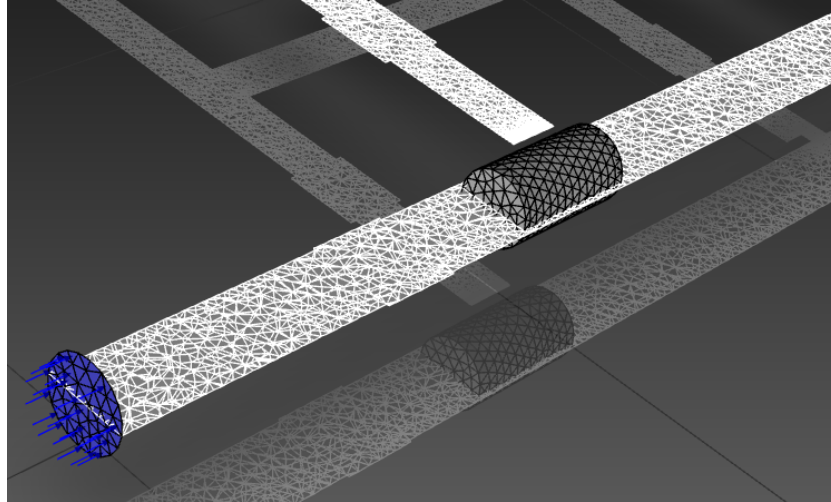


Figura 4.23: Embolo desplazado y mallado.

En la 4.23 puede visualizarse en azul el "inlet", en blanco un plano transversal al lubricador y en negro el embolo viajero.

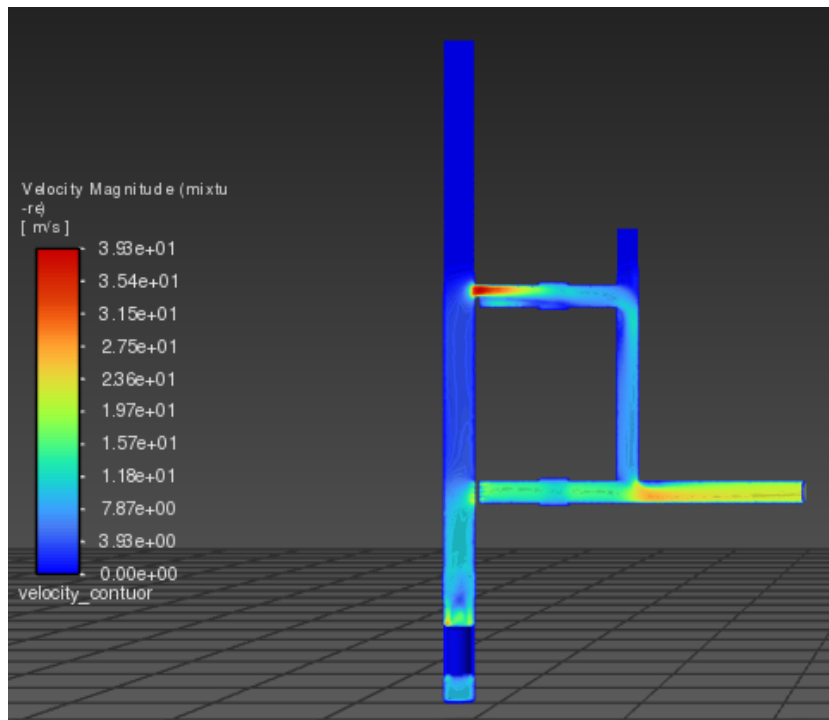


Figura 4.24: Contorno de velocidades. Embolo por debajo de la brida base.

En la Figura 4.24 se observa un incremento en las velocidades del flujo en la segunda derivación lateral del lubricador, asociado a la reducción de la sección transversal disponible. Posteriormente, en la unión final, se evidencia un nuevo aumento de la velocidad, esta vez atribuible al incremento del caudal másico resultante de la incorporación del flujo proveniente de la derivación a través del conector en T. En este caso las velocidades máximas alcanzan los 38 m/s.

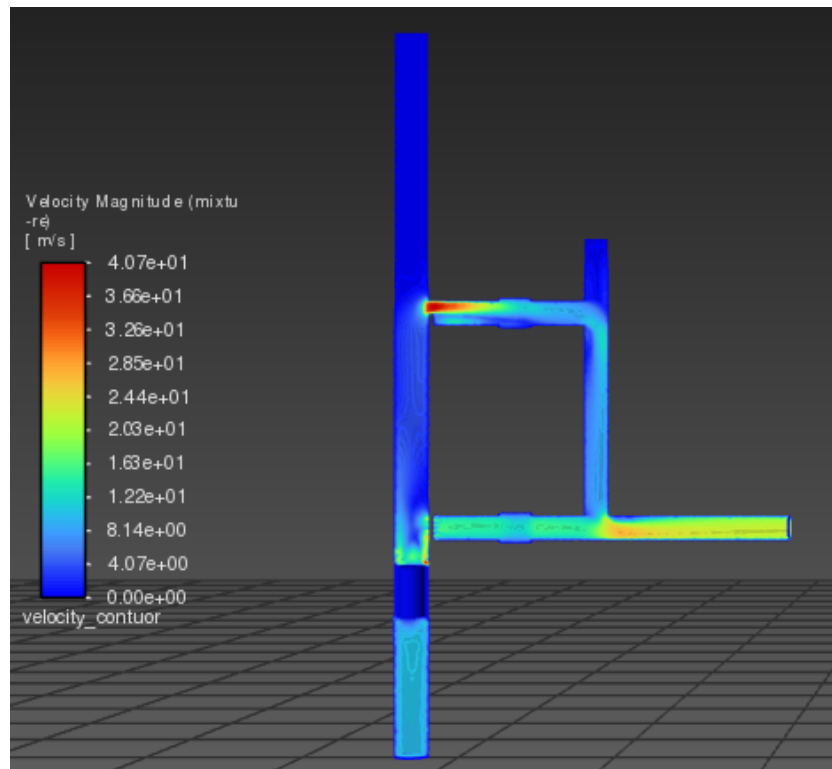


Figura 4.25: Contorno de velocidades. Embolo aproximándose a la primera derivación lateral.

Con respecto al caso anterior (Figura 4.24), la variación en las velocidades máximas es de apenas 3 m/s. Alcanzando un máximo de 40,7 m/s. (Figura 4.25)

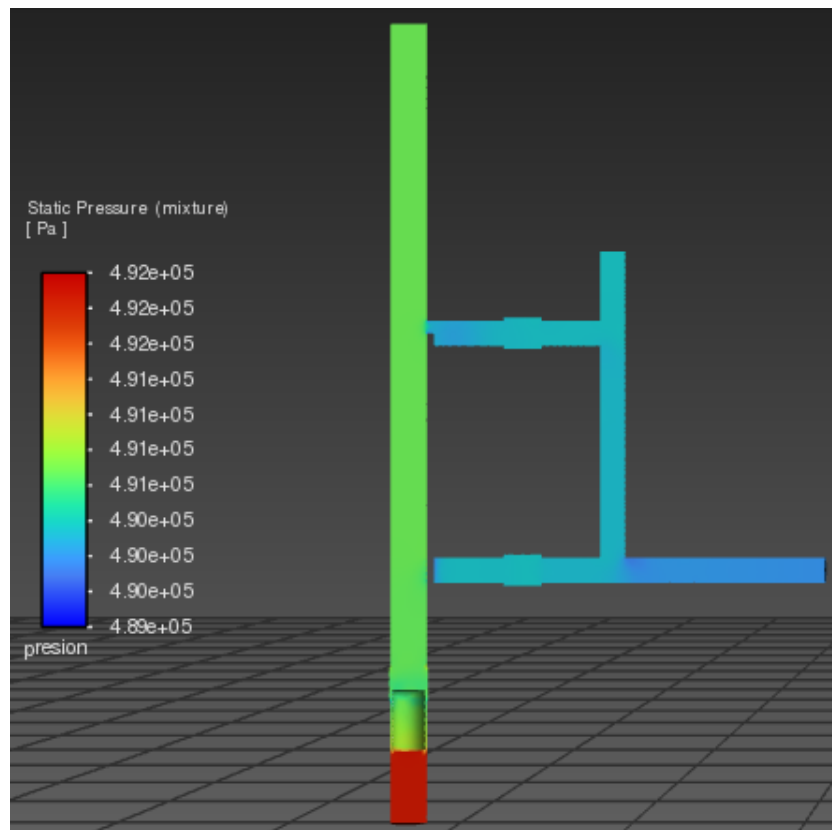


Figura 4.26: Contorno de presiones. Embolo por debajo de la brida base del lubricador

Se observa en la Figura 4.26 como las presiones máximas están ubicadas detrás del embolo viajero. Situación que se modifica una vez existe comunicación entre ambos brazos de derivación del lubricador (Figura 4.27).

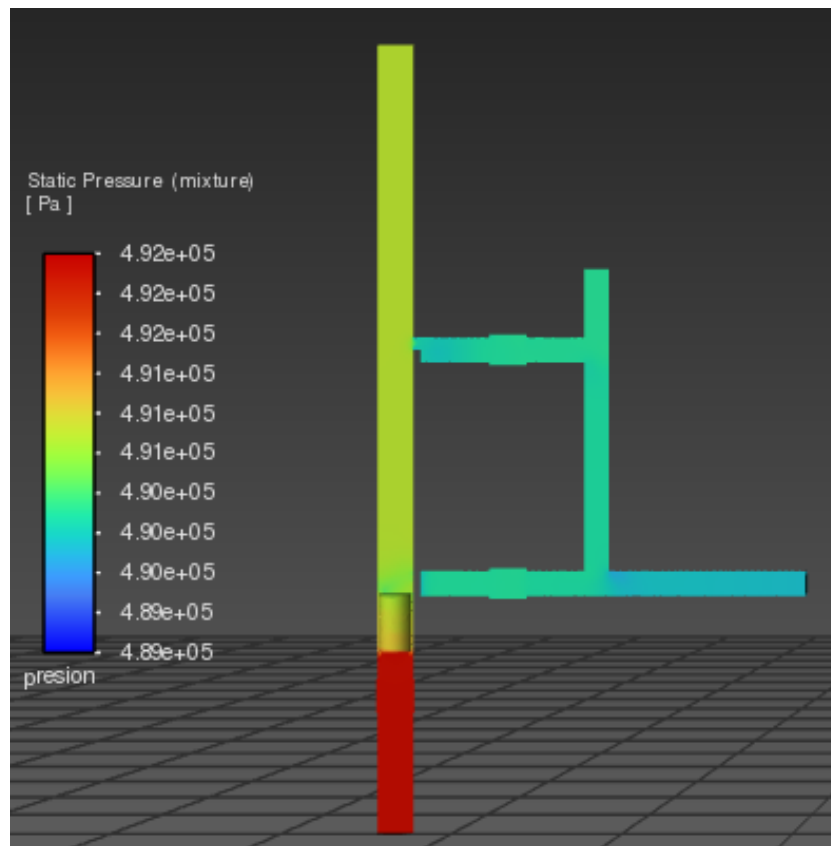


Figura 4.27: Contorno de presiones. Embolo entre el cuerpo del lubricador y la brida base

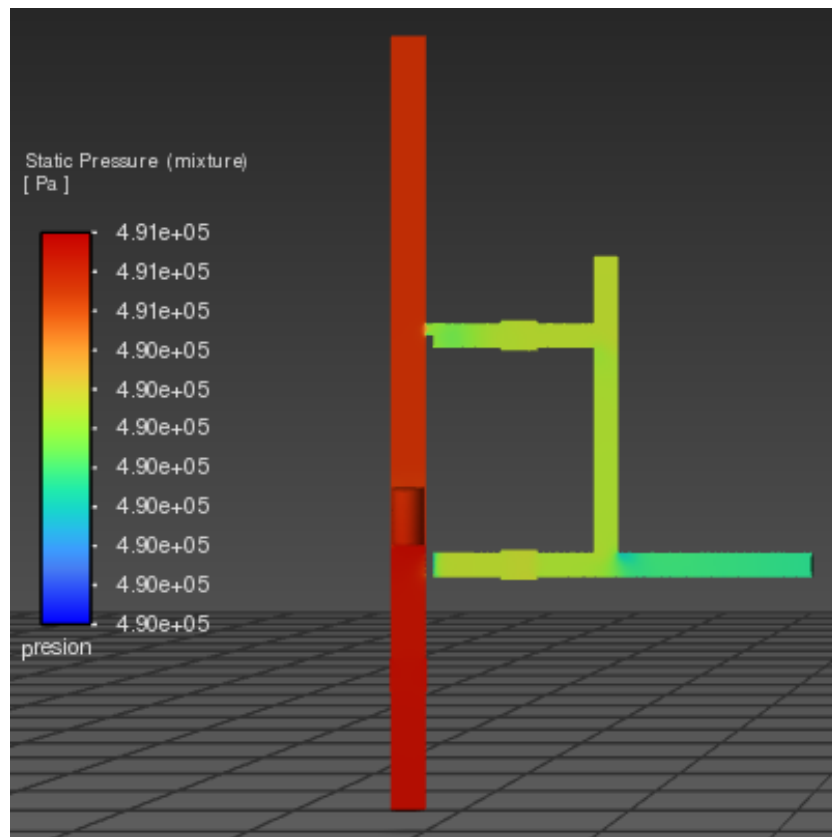


Figura 4.28: Contorno de presiones. Embolo por sobre la primera derivación lateral

En conclusión, se observa que las presiones ejercidas sobre las paredes del lubricador, si bien presentan variaciones temporales inherentes al carácter transitorio del flujo, no exhiben fluctuaciones significativas en magnitud.

Por lo tanto, pueden ser razonablemente consideradas como aproximadamente homogéneas a efectos de su utilización en un análisis mecánico estático.

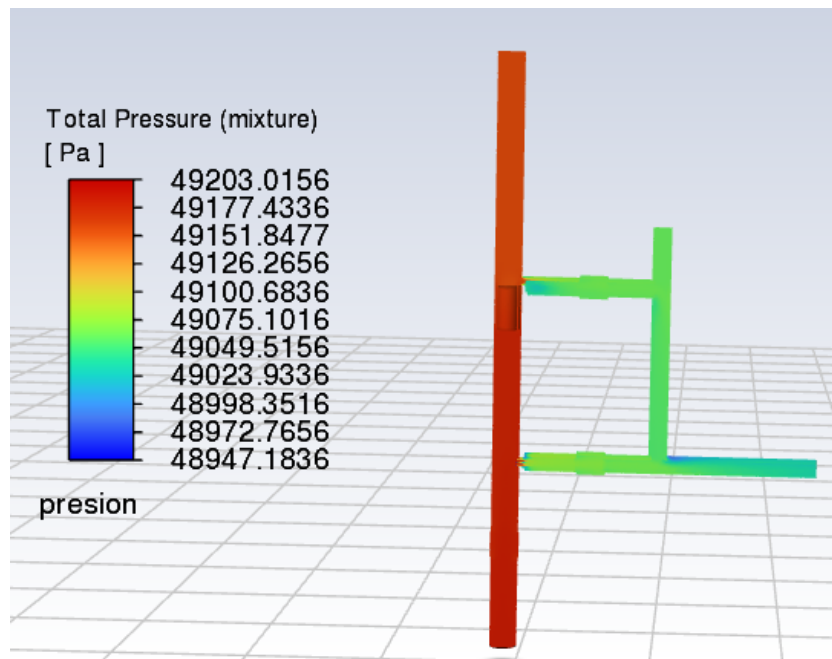


Figura 4.29: Contorno de presiones. Embolo por sobre la segunda derivación lateral

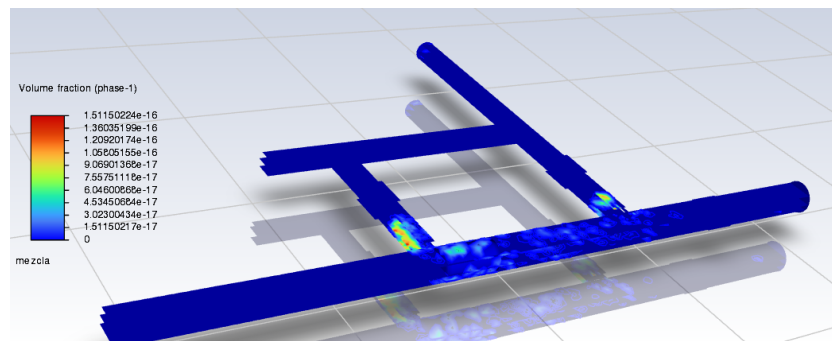


Figura 4.30: Volumen de fluido cuando el embolo se encuentra en la segunda derivación lateral. La fase que se ve es liquido.

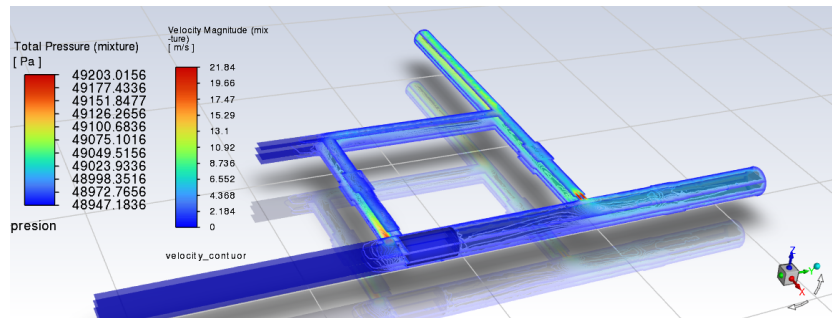


Figura 4.31: Contorno de presiones y velocidades. Embolo por sobre la primera derivación lateral

4.5. Simulación mecánica en régimen estático

En esta sección se analiza el comportamiento mecánico-estructural de los conjuntos de boca de pozo mediante el Método de Elementos Finitos (MEF). El objetivo es determinar la distribución de esfuerzos y deformaciones en los componentes críticos, a fin de identificar si la configuración de armado en conjunto con las condiciones de carga pudieron haber contribuido a la falla del componente.

Para este propósito se utilizó el módulo de análisis estático estructural (*Static Structural*) del software ANSYS Mechanical. Se optó por un análisis numérico debido a la complejidad geométrica del sistema y a la naturaleza de las cargas aplicadas. La interacción de cargas operativas y estructurales induce un estado tensional tridimensional que no puede ser simplificado a un modelo analítico con suficiente precisión.

Consideraciones para el modelado

Las simulaciones se desarrollaron bajo un conjunto de condiciones de contorno, propiedades de materiales y escenarios de carga que se detallan a continuación.

Propiedades y comportamiento de los materiales

Se definieron los materiales de acuerdo con las especificaciones de los distintos modelos de lubricadores analizados (ver cuadro 3.2):

- **Cuerpo del lubricador:** Se consideraron las tres aleaciones posibles según el modelo:
 - Acero **SAE 4140**. Compatible con Cas 20 → Configuración pozo E103. ($\sigma_y = 450$ MPa; $\sigma_{uts} = 700$ MPa).
 - Acero **ASTM A53 Gr. B**. Compatible con Cas 25 → Configuración pozo E19 con lubricador Cas 25. ($\sigma_y = 240$ MPa; $\sigma_{uts} = 415$ MPa).
 - Acero **API 5CT J55**. Compatible con Cas 20 → Configuración pozo E19. ($\sigma_y = 380$ MPa; $\sigma_{uts} = 655$ MPa).
- **Tuberías y accesorios:** Acero **ASTM A53 Gr. B** Compatible con Cas 20. ($\sigma_y = 240$ MPa; $\sigma_{uts} = 415$ MPa).

Para todos los materiales, el comportamiento se modeló bajo las siguientes hipótesis:

- Se asumió un comportamiento **elasto-plástico con endurecimiento por deformación**. [9]
- Se consideraron materiales **homogéneos e isotrópicos**, asumiendo que sus propiedades mecánicas son uniformes en todo el volumen y no varían con la dirección.

Cargas y condiciones de contorno

El modelo estructural fue sometido a una combinación de cargas que simulan las condiciones operativas:

- **Presión interna:** Carga distribuida sobre las superficies internas, obtenida de los registros operativos.

Presión Pozo E103 - 21 kg/cm²

Presión Pozo E19 - 19 kg/cm²

- **Fuerza de Impacto del émbolo:** Para el análisis estructural, la fuerza de impacto del émbolo se define como una carga estática equivalente aplicada en la sección superior del lubricador. Los valores específicos para cada modelo se obtuvieron del informe de análisis de causa raíz provisto por la empresa fabricante, resultando en 33 kN para el modelo

Cas 20 B5K y 102,4 kN para el modelo Cas 25 B5K. Se adoptaron estos datos como válidos para el presente estudio, ya que la especificación de los componentes internos es de carácter confidencial y no fue facilitada por el fabricante para una verificación independiente.

- **Cargas de masa y peso propio:** Se aplicó la aceleración de la gravedad a todo el modelo. Adicionalmente, componentes complejos como válvulas y actuadores, que no fueron modelados en detalle para simplificar la malla, se representaron como **masas puntuales** en sus respectivos centros de gravedad para incluir su efecto inercial. Los pesos considerados fueron:
 - Brida de acople: $\approx 10,6$ kg.
 - Válvula de 5000 psi: $\approx 31,5$ kg.
 - Actuator y válvula reguladora: ≈ 39 kg.
- **Condiciones de vínculo:** Base de la brida del lubricador fija. Extremo ultimo de la tubería de producción fijo.

Caso de estudio: Pozo E103

La geometría del pozo E103 representa un caso severo para la hipótesis de **montaje inadecuado**. Este montaje se caracteriza por una línea de producción con una inclinación no normalizada y un soporte estructural cuya efectividad es incierta.

Para evaluar la influencia del soporte en la distribución de tensiones se simulo la siguiente condición operativa:

- **Soporte Rígido (Simplemente Apoyado):** Se restringe el desplazamiento vertical del apoyo, simulando una base firme sobre el piso de hormigón. Este caso representa una condición de montaje ideal.

La Figura 4.32 ilustra el mapa de deformaciones resultante para la configuración de apoyo ideal, permitiendo visualizar el comportamiento global de la estructura bajo las cargas aplicadas.

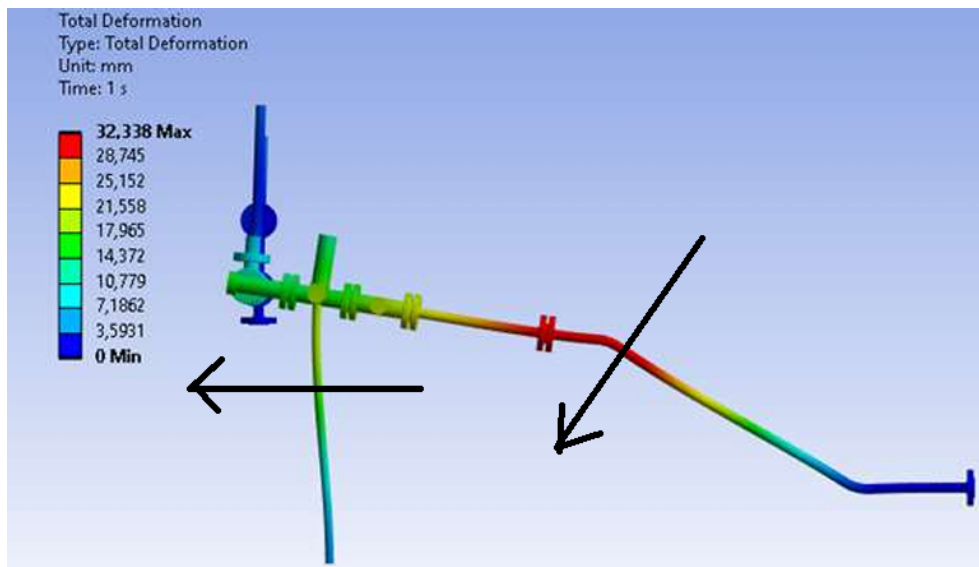


Figura 4.32: Mapa de deformaciones bajo régimen estático para la configuración del pozo E103.

Como se observa en la Figura 4.32, la configuración de montaje induce una deformación considerable en la línea de producción, alcanzando un desplazamiento máximo de 32,3 mm. Esta flexión de la tubería somete a la brida del lubricador a un estado de cargas combinado, principalmente compuesto por un momento flector en el plano vertical, otro en el plano perpendicular a la salida de la línea de producción del lubricador y fuerzas de corte.

La Figura 4.33 presenta el mapa de tensiones equivalentes de Von Mises en la zona crítica del montaje. El análisis numérico indica que, para la configuración del pozo E103, la tensión máxima alcanza un valor de **305 MPa**.

A partir de este resultado se extraen dos conclusiones preliminares:

- **No se excede el límite elástico del material.** La tensión máxima calculada es inferior al límite de fluencia del Acero SAE 4140 ($\sigma_y = 450$ MPa). Esto sugiere que, en ausencia de defectos geométricos, no se produciría deformación plástica bajo estas condiciones de carga estática.
- **Análisis de la tensión máxima:** El software reporta el valor de tensión más elevado en las proximidades de los orificios de desvío de

flujo. Sin embargo, esta zona presenta esquinas geométricas agudas que, con el mallado utilizado (Figura 4.34), actúan como singularidades numéricas y no representan un estado tensional real. Por este motivo, se desestima dicho valor y se procede a evaluar las tensiones en las zonas de interés ingenieril. Al hacerlo, se confirma que la región de la soldadura crítica registra un estado tensional elevado, con valores cercanos a los 305 MPa.

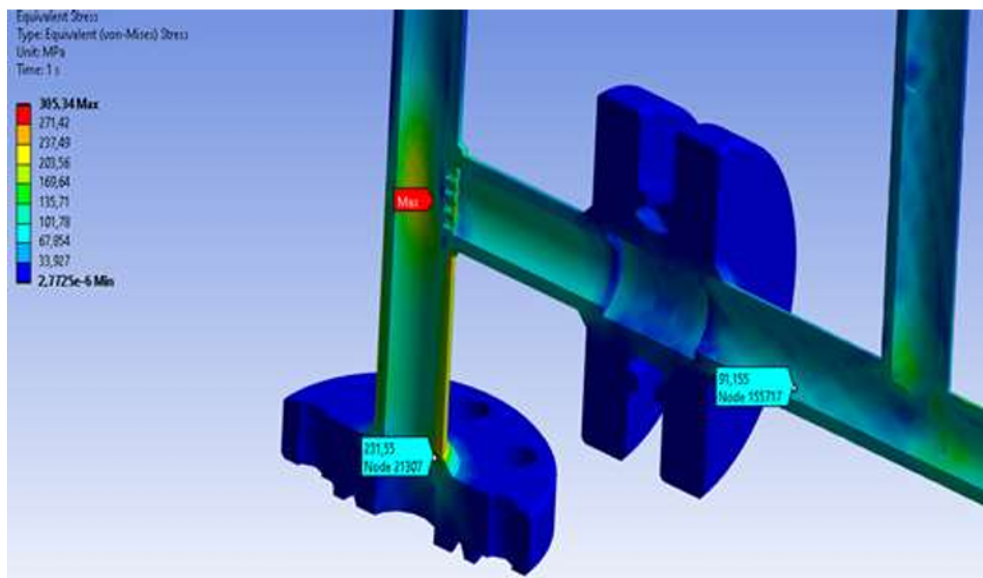


Figura 4.33: Mapa de tensiones equivalentes de von Mises. Pozo E103.

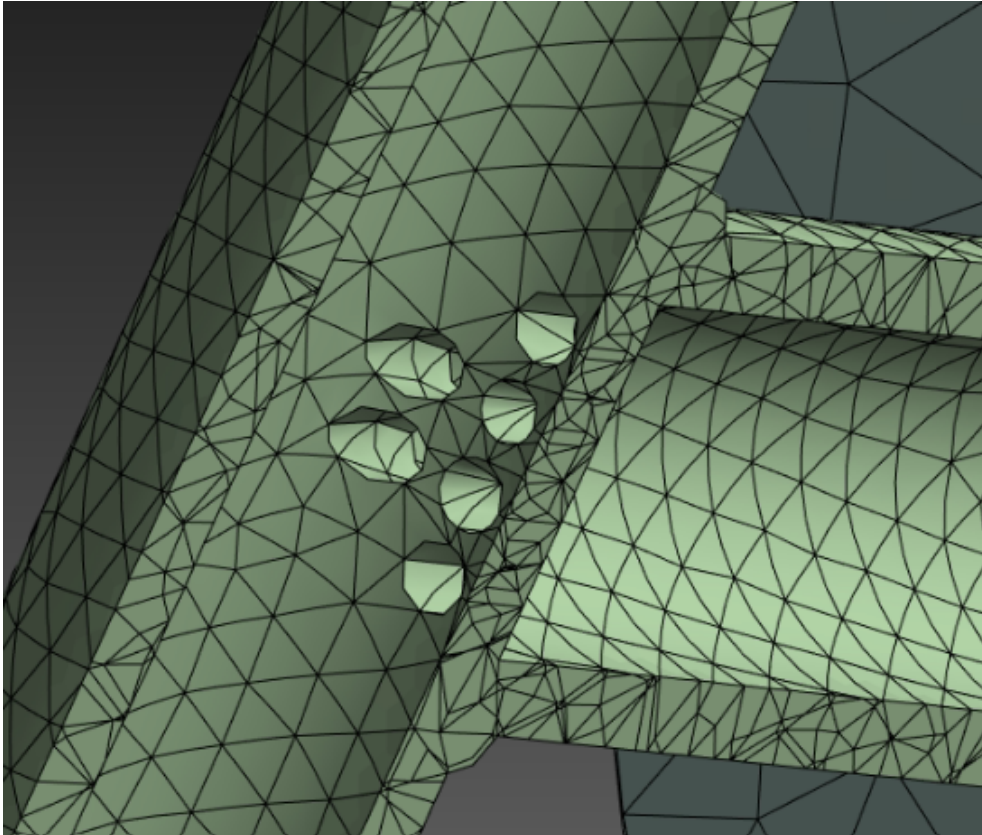


Figura 4.34: Detalle de mallado en zona de pasaje de fluido.

Caso de estudio: Pozo E19

Siguiendo la misma metodología, se simuló la configuración del pozo E19 para evaluar la influencia de una geometría de montaje distinta sobre un modelo de lubricador similar. Este análisis comparativo permite verificar cómo la disposición del puente de producción y la ubicación del soporte afectan el estado tensional del sistema.

Las figuras 4.35 y 4.36 muestran la distribución de desplazamientos y tensiones equivalentes de Von Mises en condiciones estáticas. Del análisis de estos resultados se desprenden las siguientes conclusiones:

- **La configuración del montaje no modifica la ubicación de la tensión máxima.** Al igual que el caso E103, en esta configuración el punto crítico se sitúa en la soldadura de la brida inferior del lubricador.
- **Las cargas estáticas no son suficientes para causar la falla por sí solas.** Al igual que en el análisis anterior, la tensión máxima cal-

culada no supera el límite de fluencia del material. Esto refuerza la hipótesis de que la falla no se debe a una sobrecarga estática, sino que su origen debe estar en la presencia de **defectos de soldadura** (que actúan como concentradores de tensiones) o en un mecanismo de **fati-**
ga por cargas cíclicas.

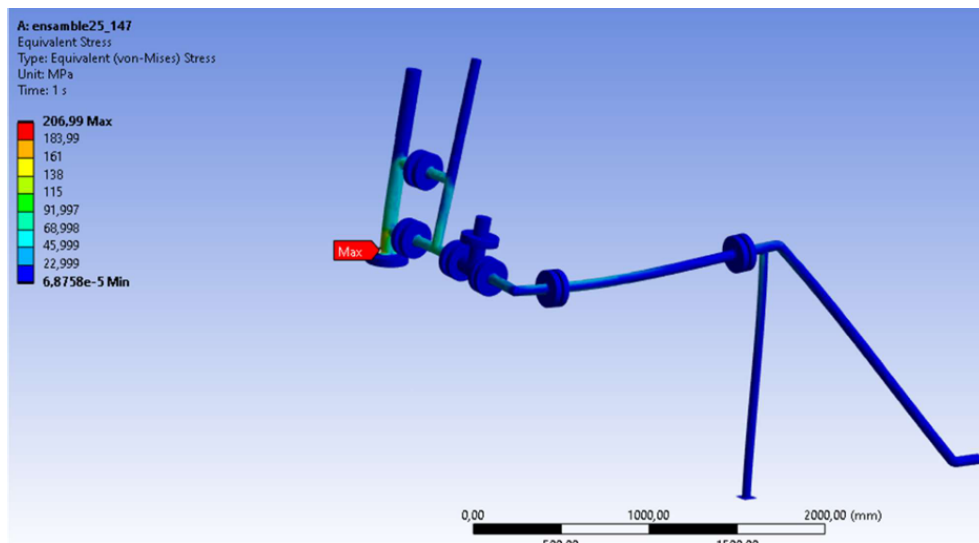


Figura 4.35: Mapa de tensiones equivalentes de von Mises. Pozo E19.

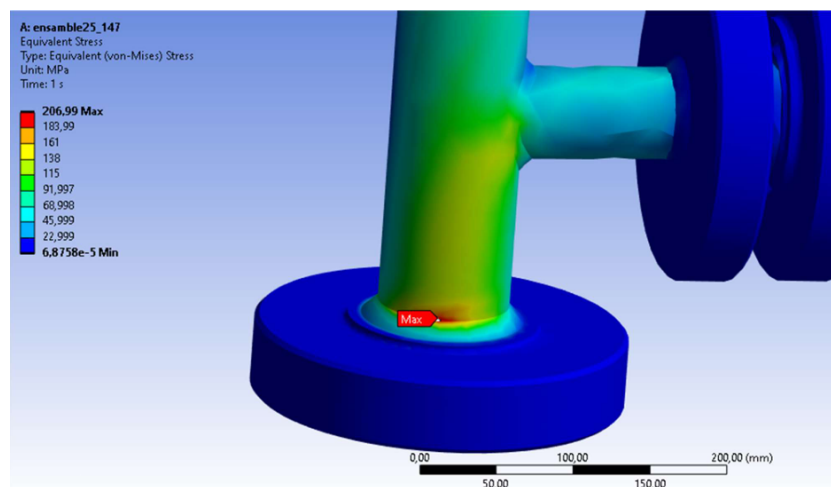


Figura 4.36: Mapa de tensiones equivalentes de von Mises. Pozo E19.

4.6. Análisis Modal

En esta sección se tiene por objetivo evaluar la respuesta dinámica del lubricado y descartar posibles fenómenos de resonancia ante las cargas operativas (impacto del *plunger* y flujo intermitente), se realizó un análisis modal utilizando el Método de Elementos Finitos.

Se extrajeron los primeros seis modos de vibración. La frecuencia fundamental (primer modo) resultó ser de **8,25 Hz**.

La Tabla 4.4 resume las frecuencias obtenidas para los primeros modos:

Cuadro 4.4: Frecuencias naturales del conjunto lubricador (Configuración E103).

Modo	Frecuencia [Hz]
1	8,2515
2	14,887
3	22,474
4	28,320
5	28,761
6	32,827

Resultados del Análisis

En la Figura 4.37 se ilustran los modos naturales de oscilación para la configuración bajo estudio.

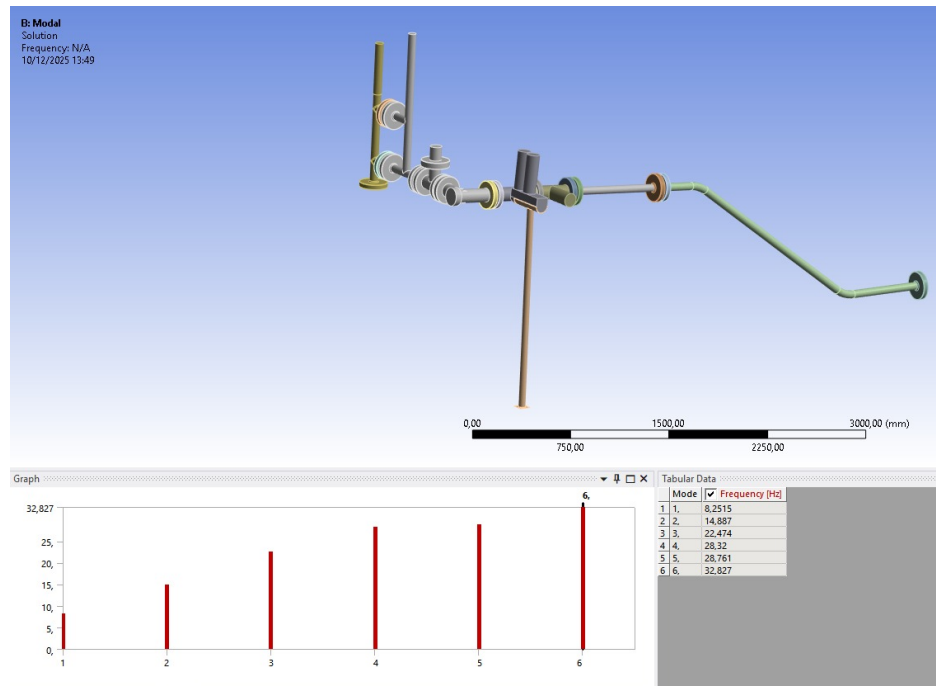


Figura 4.37: Modos naturales de oscilación del sistema (E103)

Interpretación de Resultados

Es importante contrastar este valor con las frecuencias de excitación presentes en el servicio:

- **Frecuencia de llegada del *Plunger*:** Dado que los ciclos de producción son del orden horas, la frecuencia de excitación por llegada cíclica es extremadamente baja ($< 0,1$ Hz), quedando muy lejos de la frecuencia natural de la estructura.

En conclusión, la rigidez del conjunto, evidenciada por su frecuencia natural, es adecuada para evitar el acoplamiento dinámico con las cargas operativas principales.

4.7. Análisis de Fatiga y Mecánica de la Fractura

En esta sección se evalúa la integridad estructural de las uniones soldadas frente a un posible mecanismo de falla por fatiga. Este fenómeno es de particular importancia debido a la naturaleza cíclica de las cargas en el

sistema *Plunger Lift*, generadas tanto por los picos de presión como por el impacto del émbolo.

El análisis se aborda desde dos enfoques complementarios, basados en las normativas ASME VIII Div. 3 [10] y API 579-1:

1. **Análisis de vida a la fatiga (Enfoque S-N):** para estimar el número total de ciclos que la unión soldada puede soportar antes del inicio de una fisura.
2. **Análisis de tolerancia al daño (Mecánica de la Fractura):** para determinar el tamaño crítico de una fisura preexistente que conduciría a una falla catastrófica.

Análisis de vida a la fatiga (Enfoque S-N)

De acuerdo con el Artículo KD-3 de la norma ASME VIII Div. 3, la vida a fatiga para uniones soldadas se puede determinar estimando el número de ciclos admisibles (N). Para el acero SAE 4140, esta estimación se realiza mediante la siguiente formulación:

$$N = \frac{f_I}{f_E} \left(\frac{f_{MT} \cdot C}{\Delta S_{ess,k}} \right)^{\frac{1}{h}}$$

Donde las variables se definen como:

- N : Número de ciclos hasta la falla.
- f_I : Factor de corrección por terminación superficial.
- f_E : Factor de corrección por efectos del medioambiente.
- f_{MT} : Factor de ajuste por temperatura.
- C, h : Constantes del material, dependientes de la curva S-N.
- $\Delta S_{ess,k}$: Amplitud del esfuerzo alternante efectivo.

Para aplicar esta ecuación, primero se debe calcular el factor de rango de estrés estructural equivalente ($\Delta S_{ess,k}$), que se define como:

$$\Delta S_{ess,k} = \frac{\Delta \sigma_k}{t_{ess}^{\left(\frac{2-m_{ss}}{2m_{ss}}\right)} \cdot I_{m_{ss}}^{\frac{1}{m_{ss}}} \cdot f_{M,k}}$$

Donde $\Delta\sigma_k$ es el rango de tensión nominal, t_{ess} es el espesor efectivo, y los demás términos ($I, m_{\text{ss}}, f_{\text{M},k}$) son parámetros adimensionales que dependen de la geometría de la soldadura y el modo de carga.

Determinación de los parámetros de cálculo

Para la estimación de la vida a la fatiga mediante el Método del Esfuerzo Estructural Equivalente, se definieron los siguientes coeficientes y factores de corrección, basándose en las condiciones operativas del pozo y los lineamientos del Artículo KD-3 de la norma ASME VIII Div. 3:

- **Factor de mejora de fatiga (f_I):** Dado que la unión se evalúa en condición “como soldada” (*as-welded*) y no existe evidencia documental que respalde la aplicación de tratamientos mecánicos de mejora superficial post-soldadura (tales como *burr grinding*, *TIG dressing* o *shot peening*), se adopta un criterio conservador con un valor de:

$$f_I = 1,0$$

- **Factor ambiental (f_E):** La norma recomienda un valor de $f_E = 4,0$ para entornos corrosivos, a menos que exista evidencia experimental que justifique lo contrario. Considerando la interacción del material con los fluidos de producción en boca de pozo (presencia potencial de agua de formación y CO_2), se utiliza:

$$f_E = 4,0$$

- **Factor de ajuste por temperatura (f_{MT}):** La temperatura operativa en la cabeza del pozo oscila entre 15 °C y 25 °C. Este rango es significativamente inferior al umbral de degradación de propiedades por temperatura (típicamente superior a 371 °C para aceros al carbono), por lo que no se requiere ajuste:

$$f_{MT} = 1,0$$

- **Constantes del material (C y h):** Se adoptaron los parámetros correspondientes a la Curva Maestra S-N para aceros ferríticos de baja aleación (equivalentes al SAE 4140 y ASTM A53), según se estipula en la Tabla KD-370.1 (ver Figura 4.38). Se seleccionaron los valores que permitan calcular el rango completo de probabilidad de la curva:

- $C = 34308,1(+3\sigma)$
- $C = 11577,9(-3\sigma)$
- $h = 0,3195$

Es importante notar que, conforme a la sección KD-370, estos valores son válidos para aceros de la serie 4xx y de alta resistencia, siempre que la temperatura operativa no exceda los 371 °C.

- **Espesor estructural efectivo (t_{ess}):** Este coeficiente incorpora el efecto de escala en la resistencia a la fatiga. La norma penaliza el aumento del espesor de pared debido a la mayor probabilidad estadística de defectos y la transición hacia un estado de deformación plana. Para espesores reales inferiores a 16 mm, la norma establece un valor mínimo de cálculo:

$$t_{ess} = 16 \text{ mm}$$

- **Cálculo del parámetro adimensional I**

El parámetro I es una variable adimensional requerida para el cálculo del esfuerzo estructural equivalente efectivo ($\Delta S_{ess,k}$), el cual integra los efectos de la mecánica de la fractura en la evaluación de fatiga. Este coeficiente pondera la severidad relativa de los componentes de esfuerzo de membrana y de flexión en el crecimiento de grietas a través del espesor.

Su determinación se realiza mediante la siguiente expresión polinómica, conforme a la normativa ASME VIII Div. 3:

$$I^{\frac{1}{m_{ss}}} = \frac{1,23 - 0,364R_{b,k} - 0,17R_{b,k}^2}{1,007 - 0,306R_{b,k} - 0,178R_{b,k}^2} \quad (4.4)$$

Donde m_{ss} es el exponente estructural del material. El término $R_{b,k}$ representa la *Relación de Flexión* (Bending Ratio).

$$R_{b,k} = \frac{|\Delta\sigma_{b,k}^e|}{|\Delta\sigma_{m,k}^e| + |\Delta\sigma_{b,k}^e|} \quad (4.5)$$

Donde:

- $\Delta\sigma_{m,k}^e$: Rango de esfuerzo de membrana. (tracción/compresión pura).
- $\Delta\sigma_{b,k}^e$: Rango de esfuerzo de flexión.

Dado que el análisis de tensiones del lubricador (Sección 4.5) evidenció una predominancia de cargas flectoras debidas a la configuración geométrica y el soporte, se espera un valor de $R_{b,k}$ de alrededor de 1. Esto resulta en un factor I que penaliza la vida a la fatiga, acorde al comportamiento acelerado de crecimiento de grietas bajo condiciones de flexión. Se considero $R_{b,k} = 1$, lo que resulta en un factor $I = 2, 8$.

- **Factor de corrección por tensión media (f_{mk}):** Representa el valor promedió en el cual oscila la tensión. Se utilizo un valor de $f_{mk} = 1$, ya que el valor de tensión alrededor de la soldadura es de alrededor del 50 % de la tensión de fluencia del material.
- **Rango de tensión nominal ($\Delta\sigma_k$):** Representa la variable independiente de entrada, utilizada para iterar sobre la ecuación normativa y construir la curva de vida a la fatiga final del componente.

Table KD-370.1M
Coefficients for the Welded Joint Fatigue Curves

Statistical Basis	All Alloys in KD-371 Except Aluminum		Aluminum Alloys	
	C	h	C	h
Mean Curve	19930.2	0.31950	3495.13	0.27712
Upper 68% Prediction Interval (+1 σ)	23885.8	0.31950	4293.19	0.27712
Lower 68% Prediction Interval (-1 σ)	16629.7	0.31950	2845.42	0.27712
Upper 95% Prediction Interval (+2 σ)	28626.5	0.31950	5273.48	0.27712
Lower 95% Prediction Interval (-2 σ)	13875.7	0.31950	2316.48	0.27712
Upper 99% Prediction Interval (+3 σ)	34308.1	0.31950	6477.60	0.27712
Lower 99% Prediction Interval (-3 σ)	11577.9	0.31950	1885.87	0.27712

GENERAL NOTE: In SI Units, the equivalent structural stress range parameter, ΔS_{range} , in **L-320** and the structural stress effective thickness, t_{ess} , defined in **KD-340** are in MPa/(mm)^{(2- m_{ss})/2 m_{ss}} and mm, respectively. The parameter m_{ss} is defined in **KD-340**.

Figura 4.38: Parámetros de la curva de fatiga según Tabla KD-370.1 - ASME VIII Sección 3.

La Figura 4.39 muestra la curva S-N resultante para la unión soldada, representando gráficamente la relación entre la amplitud de tensión y la vida a fatiga esperada para un intervalo de predicción del 99 %.

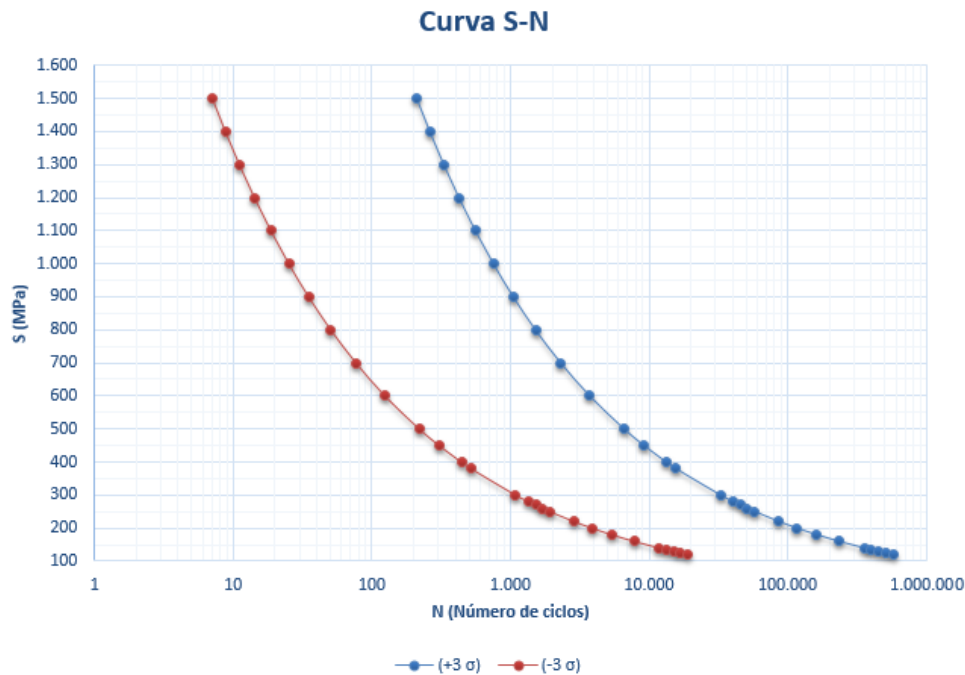


Figura 4.39: Curva S-N analítica para la unión soldada brida-tubo.

Análisis de Tolerancia al Daño (Mecánica de la Fractura)

Como complemento al análisis de vida, se evalúa la tolerancia de la estructura a la presencia de defectos mediante la mecánica de la fractura, siguiendo el Artículo KD-4 de la norma ASME VIII Div. 3. El primer paso consiste en determinar el modo de falla probable.

Una metodología comúnmente utilizada es la de Fuga Antes de la Rotura (*Leak-Before-Break*, LBB), detallada en API 579-1. Sin embargo, esta metodología **no es aplicable** al caso de estudio, ya que una de sus limitaciones es su uso en zonas con altas tensiones residuales, como es el caso de la ZAC de la soldadura no tratada térmicamente.

Descartado el LBB, se procede asumiendo un modo de falla por **fractura frágil**, para lo cual es necesario determinar el tamaño crítico de una fisura.

Se asume una fisura superficial semi-elíptica con una relación de aspecto $a/l = 1/10$ (donde a es la profundidad y l es la longitud). Según la sección KD-412.1, la profundidad máxima de defecto admisible para inspección es del 25 % del espesor, lo que para el lubricador de 2 3/8" equivale a una profundidad máxima de $a = 2,1875$ mm.

El tamaño crítico de fisura (a_c) se calcula mediante la ecuación fundamental de la Mecánica de la Fractura Lineal Elástica [11] (MFLE):

$$K_{IC} = \beta \sigma \sqrt{\pi a_c}$$

Donde:

- K_{IC} : Tenacidad a la fractura del material (una propiedad del mismo).
- σ : Tensión nominal aplicada, perpendicular a la fisura.
- a_c : Profundidad crítica de la fisura.
- β : Factor geométrico adimensional que depende de la forma de la fisura y la geometría del componente.

Para incorporar un margen de seguridad, los cálculos se realizaron utilizando una tensión de diseño que incluye un coeficiente de seguridad de 2. La Figura 4.40 grafica la relación entre la tensión aplicada y la longitud crítica de fisura calculada a partir de esta ecuación, mostrando el tamaño de defecto que el componente podría tolerar para un determinado nivel de tensión.

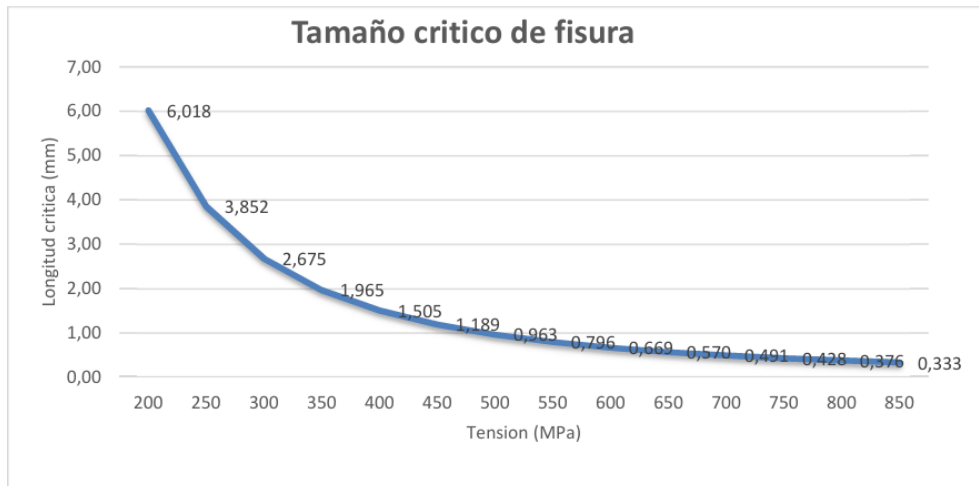


Figura 4.40: Relación entre tensión aplicada y longitud crítica de fisura.

Resultados del análisis numérico de fatiga

Como fase cuasi-final del análisis, se realizó una simulación de vida a la fatiga empleando el modulo Fatigue Tool de Ansys Mechanical. El cual se

baso en el enfoque de Vida-Tensión (Stress-Life), aplicando la teoría de Soderberg como criterio de corrección de esfuerzos medios, optando de esta forma por un enfoque conservador para prevenir la fluencia del material. Esto permitió cuantificar la influencia de las distintas configuraciones de montaje. Es importante destacar que esta evaluación se realizó sobre un modelo geoméricamente ideal, es decir, **sin considerar la presencia de defectos de soldadura o tensiones residuales**. El objetivo es establecer una vida a la fatiga de referencia para un componente "sano" bajo las cargas de operación de cada pozo.

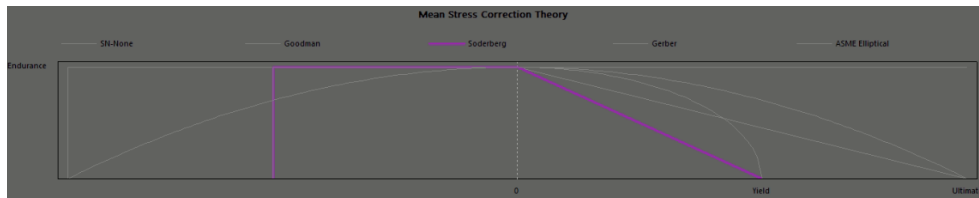


Figura 4.41: Criterios disponibles y seleccionado de falla por fatiga.

Los resultados, presentados en las Figuras 4.42 a 4.45, revelan lo siguiente:

- **El montaje inadecuado reduce drásticamente la vida a la fatiga.** La configuración del pozo E-103, caracterizada por su montaje desalineado, arroja una vida a la fatiga de solo **11,600 ciclos**. Este bajo rendimiento es una consecuencia directa de las elevadas tensiones de flexión inducidas por el soporte deficiente.
- **Una configuración correcta garantiza una vida útil elevada.** En contraste, la simulación del pozo E-19, con un montaje potencialmente más adecuado, predice una vida a la fatiga de **2,480,000 ciclos**. La enorme diferencia entre ambos resultados demuestra que la configuración de la instalación es el factor **dominante** que controla la durabilidad del sistema.
- **La ubicación crítica de la falla coincide con los antecedentes.** En ambos casos de estudio, la simulación predice que la sección con la menor vida a la fatiga es la **unión soldada entre el cuerpo del lubricador y la brida base** (ver detalles en Figuras 4.43 y 4.45). Coincidente con la ubicación de las fallas reales observadas en campo.

Esto confirma que, ante la presencia de fisuras, discontinuidades o microestructuras frágiles en dicha soldadura, esta sección se convierte en el punto débil del conjunto, propenso a una falla prematura.

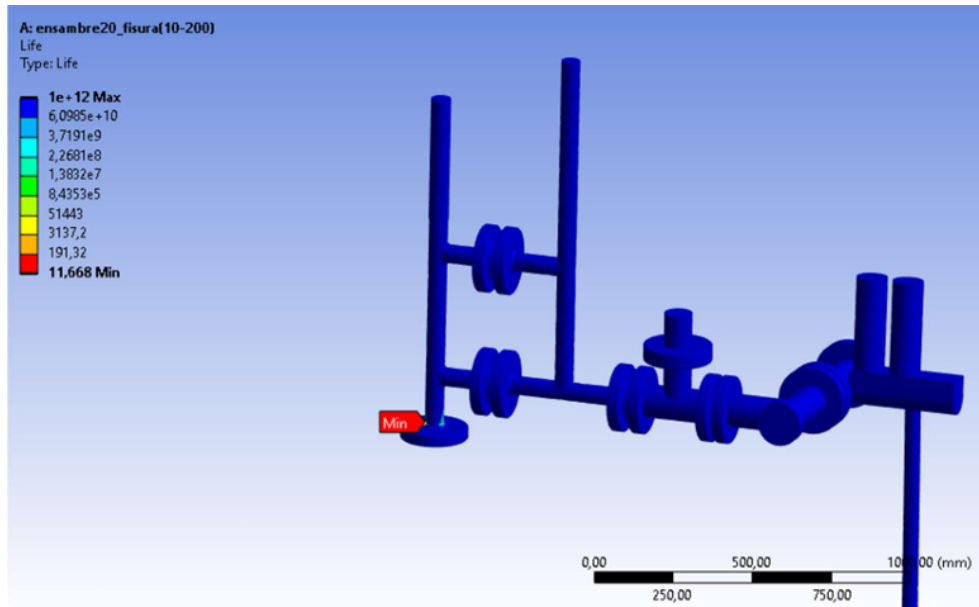


Figura 4.42: Vida a la fatiga ensamble completo, E-103

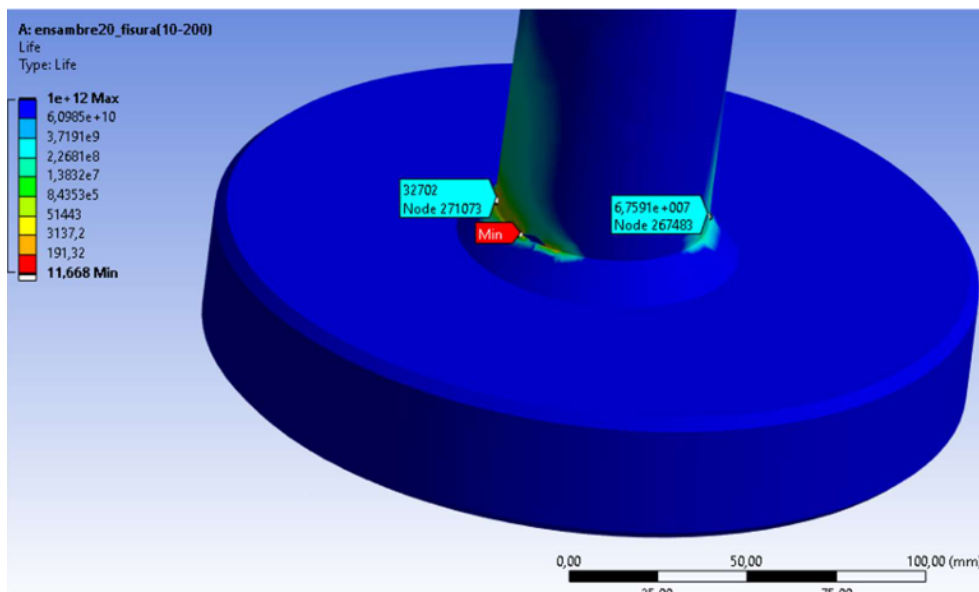


Figura 4.43: Detalle brida base, E-103.

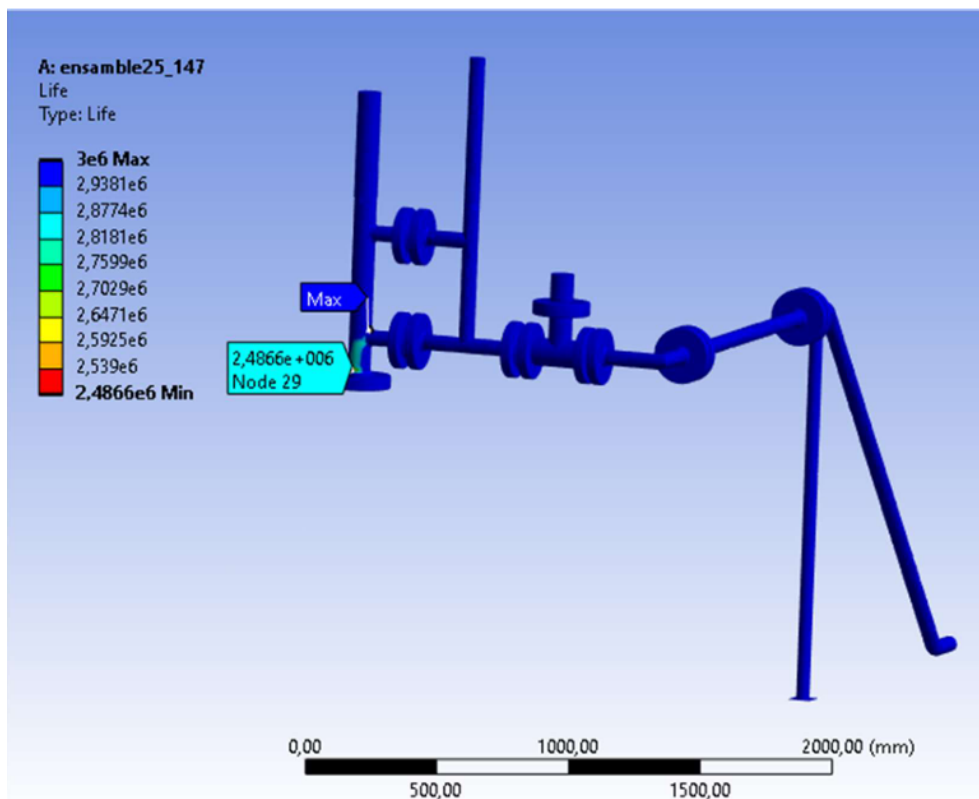


Figura 4.44: Vida a la fatiga ensamble completo, E-19.

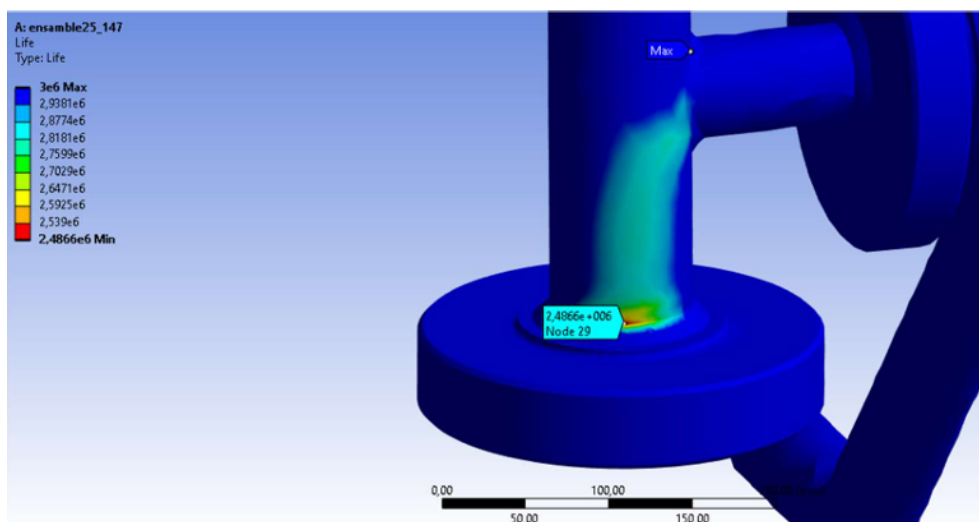


Figura 4.45: Detalle brida base, E-19.

Análisis mediante Mecánica de la Fractura Elasto-Plástica (EPFM)

Marco Teórico

Mientras que la Mecánica de la Fractura Lineal Elástica (MFLE) es válida si la deformación no lineal se limita a una pequeña región en la punta de la grieta, su aplicabilidad es limitada cuando existe una plasticidad apreciable.

En tales casos, se recurre a la Mecánica de la Fractura Elasto-Plástica (EPFM), que utiliza la **J-integral** como parámetro de caracterización.[12]

La J-integral representa la tasa de liberación de energía por unidad de extensión de la grieta en un material con comportamiento no lineal, incluso con plasticidad significativa en la punta de la fisura. Se define formalmente como:

$$J = \frac{\partial}{\partial a} \left(\int_0^P \delta \, dP \right) = \int_0^P \left(\frac{\partial \delta}{\partial a} \right)_P \, dP$$

Donde:

- P : es la **carga** aplicada.
- δ : es el **desplazamiento** en el punto de aplicación de la carga.
- a : es la longitud (o profundidad) de la fisura.

Para el caso particular de un material elástico-lineal bajo solicitaciones de Modo I (apertura, ver Figura 4.46), la J-integral es equivalente a la tasa de liberación de energía (G) y se relaciona directamente con el factor de intensidad de tensiones (K_I):

$$J = G = \frac{K_I^2}{E'}$$

Donde E' es el módulo de Young efectivo.

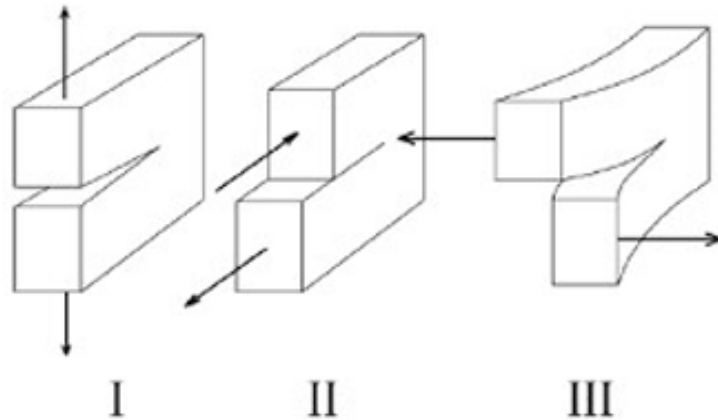


Figura 4.46: Modos de falla por fractura: Modo I (apertura), Modo II (deslizamiento) y Modo III (desgarro).

Evaluación Numérica con J-Integral

Basado en el marco teórico, se procede a evaluar la integridad del componente introduciendo fisuras de diversos tamaños en el modelo de elementos finitos, siguiendo las dimensiones recomendadas por ASME y API 579.

Dado que el modelo de material considera el **endurecimiento por deformación** (comportamiento elasto-plástico), el análisis mediante la J-integral es el enfoque adecuado.

Pozo E-103

El Cuadro 4.5 resume las dimensiones de los defectos que fueron analizados en el modelo del pozo E-103, los cuales se introdujeron en la zona de la soldadura considerada como más crítica.

Cuadro 4.5: Dimensiones críticas de defectos para diferentes niveles de tensión aplicada.

Modelo de defectos	Tensión: 200 MPa	Tensión: 300 MPa	Tensión: 600 MPa
22 % Profundidad Máxima Admisible	largo: 6,018 mm; ancho: 0,6 mm; profundidad: 0,4825 mm	largo: 2,674 mm; ancho: 0,385 mm; profundidad: 0,4825 mm	largo: 0,6686 mm; ancho: 0,0668 mm; profundidad: 0,4825 mm
65 % Profundidad Máxima Admisible	largo: 6,018 mm; ancho: 0,6 mm; profundidad: 1,43 mm	largo: 2,674 mm; ancho: 0,385 mm; profundidad: 1,43 mm	largo: 0,6686 mm; ancho: 0,0668 mm; profundidad: 1,43 mm

El objetivo de la simulación es calcular el valor de la J-integral para cada uno de estos casos y compararlo con el valor crítico del material (J_{IC}), determinando así si existe riesgo de propagación de la fisura. A continuación, se presentan los resultados obtenidos.

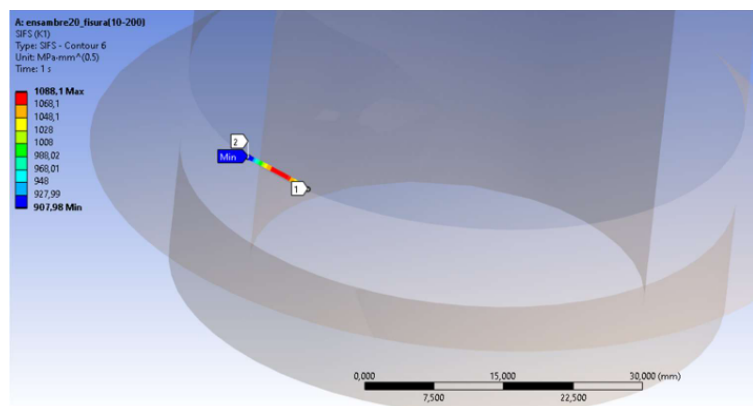


Figura 4.47: Fisura orientada en oposición a los brazos del lubricador (22 % y 200MPa)

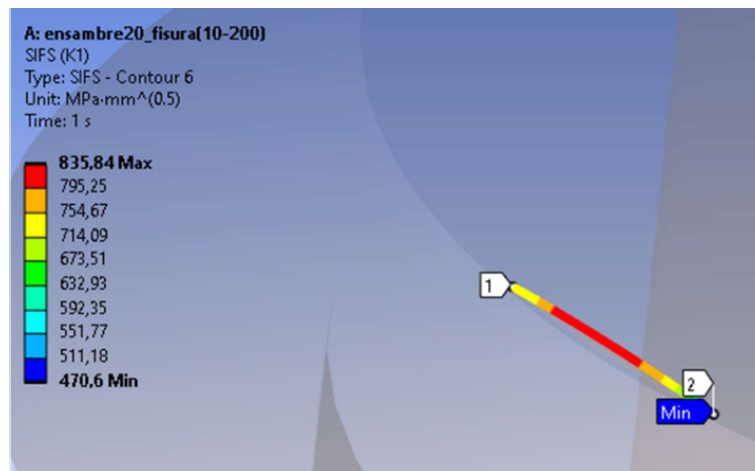


Figura 4.48: Fisura orientada a 45 grados respecto del centro del cuerpo del lubricador (22 % y 200MPa)

Comparando los valores de K1 podemos concluir que la posición más desfavorable se encuentra en aquella orientada en oposición a los brazos del lubricador. Siendo la más desfavorable de 1068,1 contra 835,84 MPa·mm^{1/2}.

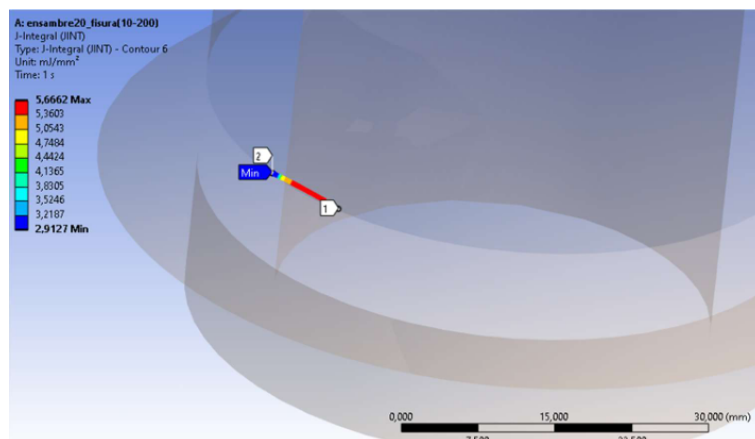


Figura 4.49: Detalle fisura evaluada por la integral J (22 % y 200MPa)

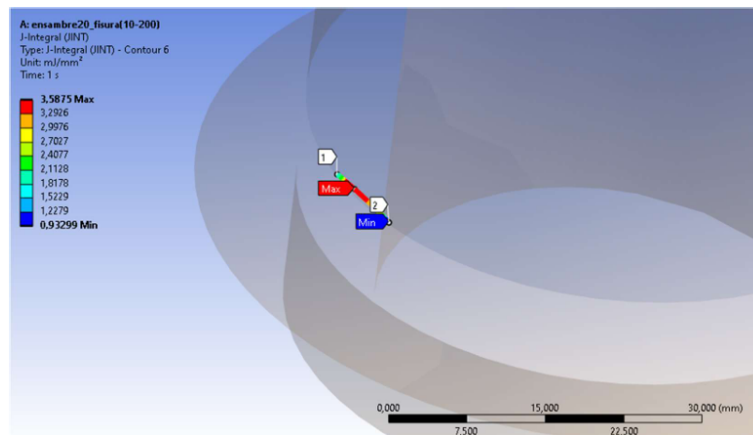


Figura 4.50: Detalle fisura evaluada por la integral J (22 % y 200MPa)

Al contrastar los resultados obtenidos mediante la evaluación utilizando la integral J, podemos establecer que la teoría elástico-lineal no es válida debido a que K_I difiere de J. Como segunda conclusión, observamos que la propagación preferencial de la morfología estudiada tiende a dirigirse hacia el centro del lubricador. Como tercer corolario, reafirmamos que la zona de mayor criticidad en el componente persiste.

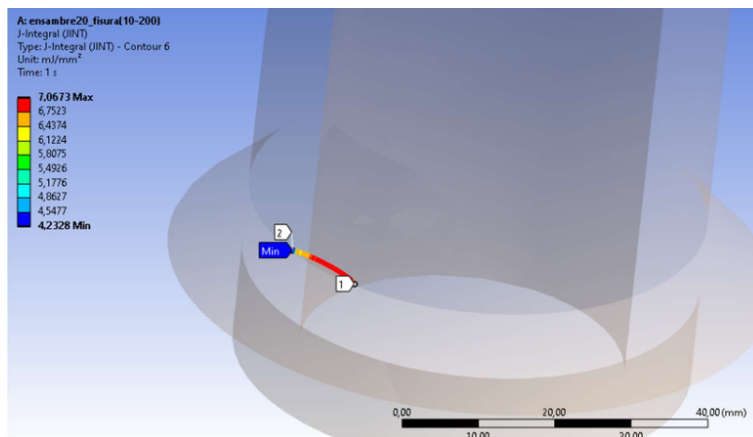


Figura 4.51: M Detalle fisura evaluada por la integral J (65 % y 200MPa)

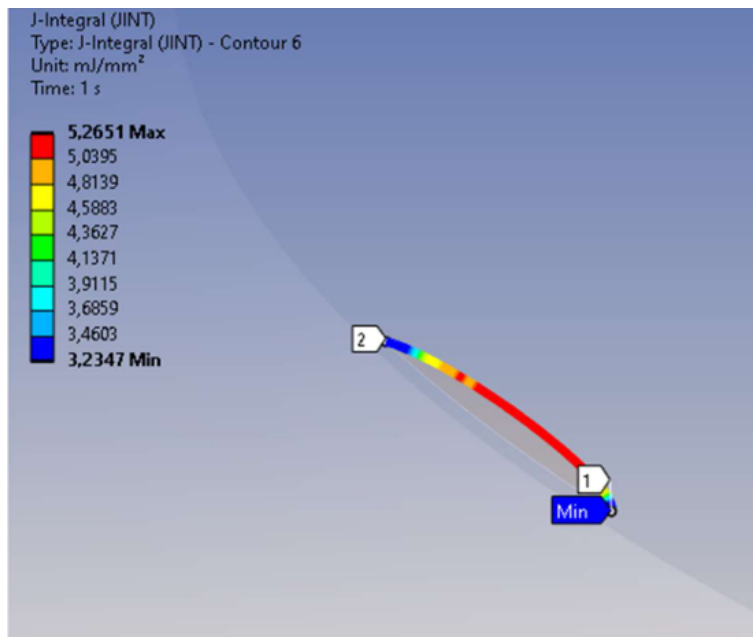


Figura 4.52: Detalle fisura evaluada por la integral J (22 % y 300MPa)

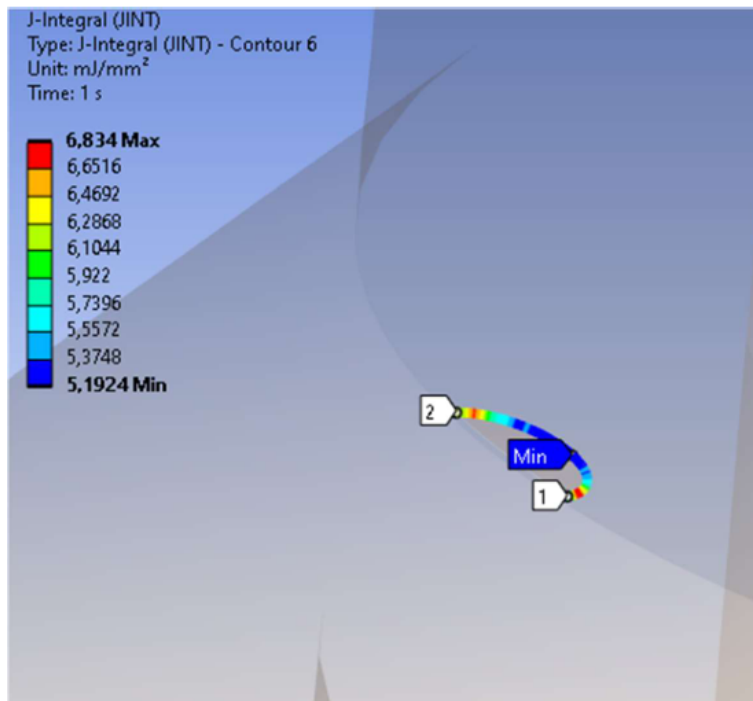


Figura 4.53: Detalle fisura evaluada por la integral J (65 % y 300MPa)

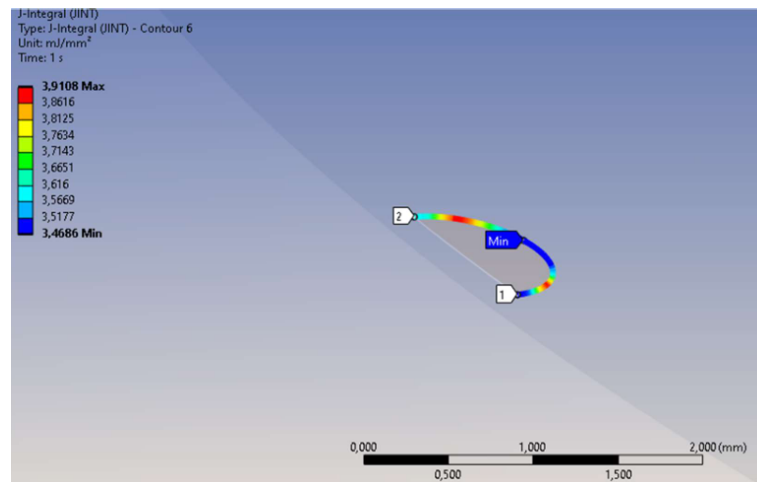


Figura 4.54: Detalle fisura evaluada por la integral J (22 % y 600MPa)

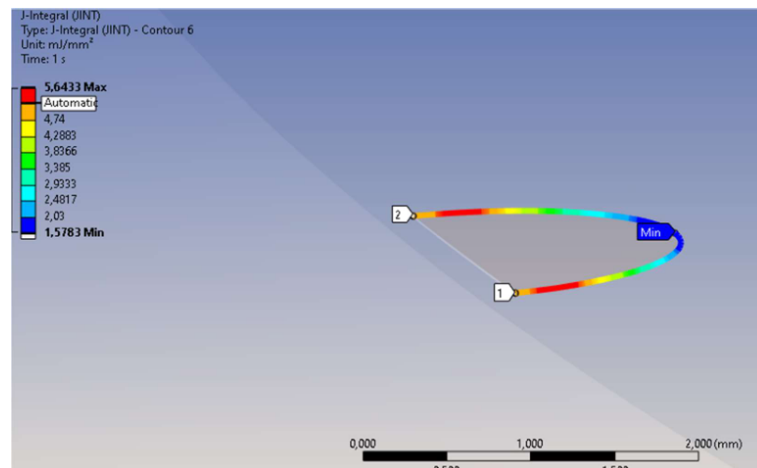


Figura 4.55: Detalle fisura evaluada por la integral J (65 % y 600MPa)

Considerando los resultados obtenidos, podemos concluir que en todos los casos se observan energías coincidentes con la propagación de fisuras tanto a lo largo de la soldadura como hacia el centro del lubricador. Sugiriendo una aparente tendencia de re direccionamiento de la fisura circunferencialmente a medida que aumentan las tensiones.

Pozo E-17

El Cuadro 4.6 resume las dimensiones de los defectos que fueron analizados en el modelo del pozo E-17, los cuales se introdujeron en la zona de la soldadura considerada como más crítica.

Cuadro 4.6: Resumen de las dimensiones evaluadas en el análisis fracto-mecánico y su resultado numérico para el pozo E-17.

Modelos de de- fectos	Tensión: 200 MPa	Tensión: 300 MPa
20 % Profundidad Máxima Admisible	largo: 6,018 mm; alto: 0,6 mm; pro- fundidad: 0,6 mm	largo: 2,674 mm; alto: 0,385 mm; profundidad: 0,6 mm
65 % Profundidad Máxima Admisible	largo: 6,018 mm; alto: 0,6 mm; profundidad: 1,95 mm	largo: 2,674 mm; alto: 0,385 mm; profundidad: 1,95 mm

En primera instancia se situó la fisura en donde el pozo E-103 resulto más crítico, encontrándose que los valores de la integral J fueron menores.

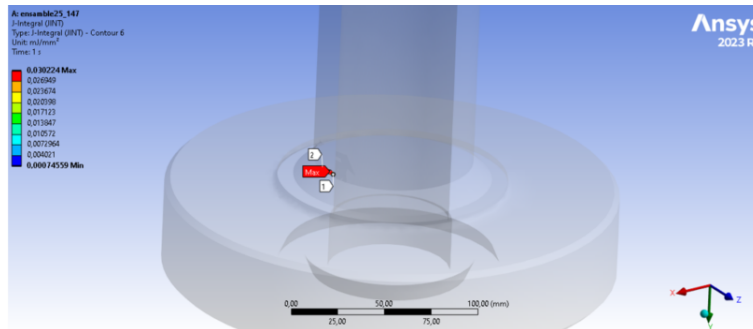


Figura 4.56: Fisuras correspondientes a una tensión de 200 MPa y 20 % de profundidad máxima admisible

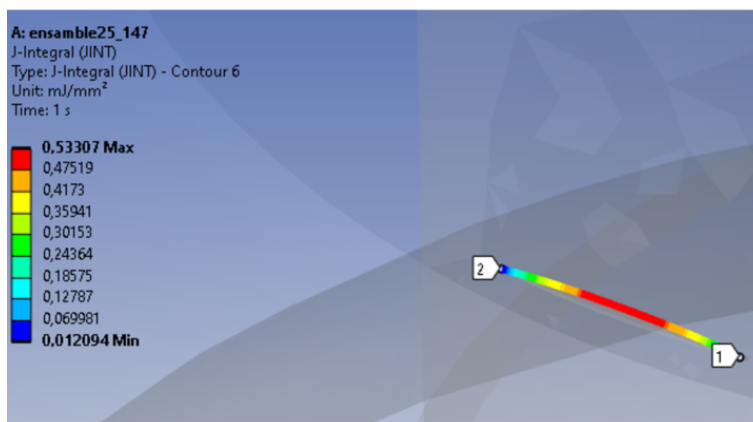


Figura 4.57: Detalle Fisura correspondientes a una tensión de 200 MPa y 20 % de profundidad máxima admisible



Figura 4.58: Fisuras correspondientes a una tensión de 200 MPa y 65 % de profundidad máxima admisible

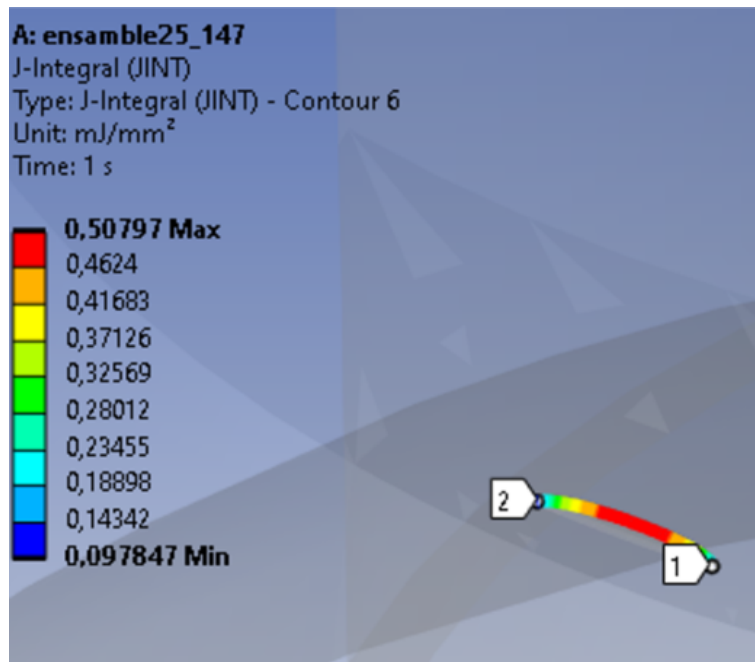


Figura 4.59: Fisuras correspondientes a una tensión de 300 MPa y 20 % de profundidad máxima admisible

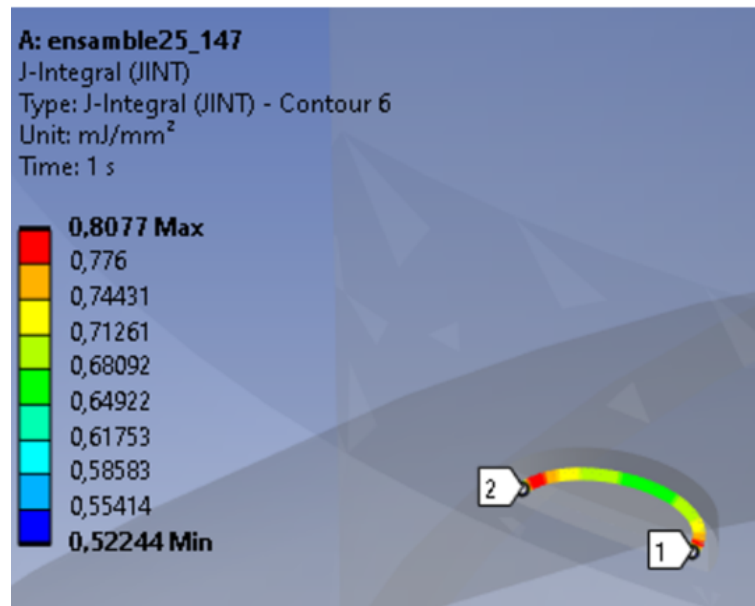


Figura 4.60: Fisuras correspondientes a una tensión de 300 MPa y 65 % de profundidad máxima admisible

Basándonos en los resultados obtenidos, podemos concluir que en todos los casos se observan energías coincidentes con la propagación de fisuras tanto a lo largo de la soldadura como hacia el centro del lubricador.

Capítulo 5

Conclusiones finales

5.1. Conclusiones

En el presente trabajo final se abordó el análisis de falla recurrente en las uniones soldadas de bridas y cuerpos de lubricadores utilizados en pozos gasíferos con sistema de extracción Plunger Lift. Donde a través de una metodología combinada que incluyó la caracterización de materiales en laboratorio y modelado numérico por elementos finitos, se investigaron las posibles causas del fallo para establecer un diagnóstico de causa de falla probable.

Problemática Investigada

El punto de partida de la investigación fue la falla prematura y recurrente de los lubricadores del sistema Plunger Lift. Específicamente, las fallas se localizaban de manera consistente en las soldaduras a filete que unen los segmentos tubulares con las bridas de acople, lo que indicaba un posible problema sistemático de diseño, manufactura, montaje u operación.

Hipótesis de Falla planteadas

Para guiar el análisis, se formularon cinco hipótesis iniciales como posibles causas raíz del problema:

1. **Presión excesiva en la cabeza del pozo:** Esfuerzos operativos superiores a los especificados por diseño.
2. **Defectos de fabricación en el lubricador:** Imperfecciones en el material o soldaduras deficientes.

3. **Cargas estáticas elevadas:** Tensiones excesivas generadas por el peso propio del sistema o cargas externas mal distribuidas.
4. **Falla por fatiga:** Acumulación de daño por la naturaleza cíclica de la operación del plunger.
5. **Errores en el montaje:** Esfuerzos adicionales inducidos por una instalación incorrecta o desalineada del conjunto en boca de pozo.

Herramientas y mecanismos de análisis

Para validar o refutar estas hipótesis, se implemento un enfoque mixto:

- **Caracterización de laboratorio:** Se analizaron muestras reales de componentes fallados en las instalaciones de INTEMA. Los ensayos permitieron evaluar las condiciones metalúrgicas de las uniones soldadas e incluyeron:
 - **Caracterización superficial** para la detección de discontinuidades.
 - **Análisis metalográfico** para estudiar la microestructura del metal base, soldadura y ZAC.
 - **Ensayos de microdureza Vickers** para evaluar las propiedades mecánicas a través del perfil de unión.
- **Simulación numérica (Método de elementos finitos - MEF):** Se crearon modelos #D paramétricos de las configuraciones de pozo (E103 y E19) utilizando SolidWorks y se simularon con ANSYS. Los análisis realizados fueron:
 - **Simulación de flujo (CFD)** para determinar las cargas de presión internas durante la operación.
 - **Análisis mecánico estático** para evaluar el efecto de las cargas de montaje y operativas.
 - **Análisis de vida a la fatiga (enfoque S-N)** para estimar el número de ciclos hasta el fallo bajo cargas cíclicas.
 - **Análisis de mecánica de la fractura elasto-plástica (EPFM)**, utilizando la J-integral, para evaluar la tolerancia a defectos preexistentes.

Resultados y conclusiones finales

- **Hipótesis de presión excesiva (Refutada).** El análisis de los registros operativos demostró que no existe una correlación directa entre la presión de cabeza de pozo y el numero de ciclos hasta la falla.
- **Hipótesis de defectos de fabricación (Confirmada).** El análisis de laboratorio confirmo de manera concluyente la presencia de defectos críticos de manufactura. El análisis macroscopico revelo una evidente falta de penetración en la raíz de la soldadura, creando un hueco que actúa como un severo concentrador de esfuerzos. Adicionalmente, los perfiles de dureza mostraron un salto abrupto en la ZAC, indicativo de un ciclo térmico no controlado que genero una microestructura frágil que comprometió la tenacidad del material.
- **Hipótesis de cargas estáticas y errores de montaje (Análisis combinado):** El estudio por MEF demostró que, incluso en la configuración de montaje mas desfavorable (pozo E103), las tensiones máximas (305 MPa) no superaban el limite elástico del material (SAE 4140, Fluencia de 450 MPa). Esto indica que las cargas estáticas, por si solas, no son suficientes para causar la falla en un componente sin defectos.
- **Hipótesis de falla por fatiga (Confirmada).** Se encontró que la configuración de montaje es el factor dominante que controla la durabilidad del sistema ante las cargas cíclicas.

Un montaje inadecuado (pozo E103) mostró una vida útil de aproximadamente 11600 ciclos.

Un montaje potencialmente adecuado (pozo E19) predice una vida útil teórica de aproximadamente 2,48 millones de ciclos.

Por ultimo, mencionamos los resultados obtenidos por el análisis fractomecanico donde se observo que la orientación mas desfavorable para una fisura es aquella opuesta a los brazos del lubricador, coincidiendo con la zona de máximas tensiones identificada en el análisis estático y critico en el de fatiga. Además, se observo que la propagación preferencial de la fisura tiende a dirigirse hacia el centro del lubricador (condición de de fuga).

Finalmente, a medida que aumentaban las tensiones, se sugiere una

tendencia de la fisura a reorientarse circunferencialmente a lo largo de la soldadura.

En síntesis, la causa raíz de las fallas recurrentes en los lubricadores no responde a un único factor, sino a la **combinación crítica y sinérgica de defectos de fabricación preexistentes y las elevadas tensiones cíclicas inducidas por un montaje inadecuado**. El montaje inadecuado genera un estado tensional que, si bien no es crítico estáticamente, resulta severo bajo cargas cíclicas. A su vez, los defectos de soldadura (falta de penetración) actúan como iniciadores de fisuras en esta zona de alta tensión, y la microestructura frágil de la ZAC facilita una propagación acelerada de dichas fisuras, culminando en la falla prematura del componente.

Parte II

Apéndices

Apéndice A

Mixture Model

A.1. Introducción

El modelo *Mixture* es un modelo multifasico simplificado que puede emplearse en flujos donde las fases se desplazan a diferentes velocidades, asumiendo equilibrio local en escalas espaciales cortas. También puede utilizarse para modelar flujos homogéneos con fuerte acoplamiento entre fases que se mueven a la misma velocidad.

Este modelo permite representar las fases resolviendo las ecuaciones de momento, continuidad y energía para la mezcla, junto con las ecuaciones de fracción volumetrica para las fases secundarias y expresiones algebraicas para las velocidades relativas.

El modelo *mixture* es una buena alternativa al modelo multifasico euleriano completo que puede no ser viable cuando la distribución de la fase particulada es amplia o cuando las leyes de interacción entre fases son desconocidas o poco confiables. En estos casos, el modelo de mezcla puede proporcionar resultados comparables al modelo multifasico completo, pero resolviendo un menor número de variables.

Limitaciones

Las siguientes limitaciones se aplican al modelo *mixture* en ANSYS FLUENT [13]:

- Se debe utilizar el solucionador basado en presión. El modelo de mezcla no está disponible con el solucionador basado en densidad.
- Solo una de las fases puede definirse como un gas ideal compresible. No

hay restricciones para el uso de líquidos compresibles mediante funciones definidas por el usuario.

- Al utilizar el modelo de mezcla, no se debe modelar flujo periódico en la dirección del flujo con un caudal másico especificado.
- No se deben modelar solidificación y fusión.
- El modelo de cavitación de Singhal et al. no es compatible con el modelo de turbulencia LES.
- No se debe utilizar la formulación relativa en combinación con el MRF y el modelo de mezcla.
- El modelo de mezcla no permite flujos inviscidos.
- El modelo de conducción en la pared mediante una capa delgada (*shell conduction model*) no está permitido.
- Al rastrear partículas en paralelo, no se debe usar el modelo DPM si la opción de memoria compartida está habilitada.

A.2. Ecuaciones del modelo

En esta sección se deja registro de las ecuaciones que resuelve el modelo para entregar los resultados.

Ecuación de continuidad

La ecuación de continuidad expresa la conservación de la masa en un flujo.

Puede definirse como:

$$\frac{\partial \rho_m}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho_m \vec{v}_m) = 0 \quad (\text{A.1})$$

Donde:

- ρ_m es la densidad de la mezcla.
- $\vec{v}_m$ es el vector de velocidad promedio de la mezcla.
- $\nabla \cdot$ representa la divergencia del campo de velocidades.

La velocidad promedio de la mezcla se define como:

$$\vec{v}_m = \sum_{k=1}^n \frac{\alpha_k \rho_k \vec{v}_k}{\rho_m} \quad (\text{A.2})$$

Donde:

- α_k es la fracción volumétrica de la fase k .
- ρ_k es la densidad de la fase k .
- $\vec{v}_k$ es la velocidad de la fase k .
- ρ_m es la densidad de la mezcla.

Por ultimo, la densidad de la mezcla se define como:

$$\rho_m = \sum_{k=1}^n \alpha_k \rho_k \quad (\text{A.3})$$

Ecuación de momento

La ecuación de momento describe el comportamiento del fluido debido a fuerzas internas y externas. Se obtiene sumando las ecuaciones de momento de todas las fases individuales. Se expresa como:

$$\begin{aligned} \frac{\partial(\rho_m \vec{v}_m)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho_m \vec{v}_m \vec{v}_m) = & -\nabla p + \nabla \cdot [\mu_m (\nabla \vec{v}_m + (\nabla \vec{v}_m)^T)] \\ & + \rho_m \vec{g} + \vec{F} + \nabla \cdot \left(\sum_{k=1}^n \alpha_k \rho_k \vec{v}_{dr,k} \vec{v}_{dr,k} \right) \end{aligned} \quad (\text{A.4})$$

Donde:

- p es la presión.
- μ_m es la viscosidad de la mezcla.
- $\vec{g}$ es el vector de gravedad.
- $\vec{F}$ representa otras fuerzas externas aplicadas.
- $\vec{v}_{dr,k}$ es la velocidad relativa de la fase k .

La viscosidad de la mezcla se expresa como:

$$\mu_m = \sum_{k=1}^n \alpha_k \mu_k \quad (\text{A.5})$$

La velocidad relativa de cada fase se expresa como:

$$\vec{v}_{dr,k} = \vec{v}_k - \vec{v}_m \quad (\text{A.6})$$

Ecuación de energía

La ecuación de energía describe cómo la energía se conserva y se transfiere en un sistema de flujo. Puede expresarse como:

$$\frac{\partial}{\partial t} \left(\sum_{k=1}^n \alpha_k p_k E_k \right) + \nabla \cdot \left(\sum_{k=1}^n \alpha_k \vec{v}_k (p_k E_k + p) \right) = \nabla \cdot (k_{ff} \nabla T) + S \quad (\text{A.7})$$

Donde k_{ff} es la conductividad efectiva, y k_t es la conductividad térmica turbulenta, definida de acuerdo con el modelo de turbulencia que se esté utilizando. El primer término en el lado derecho de la Ecuación A.7 representa la transferencia de energía debido a la conducción. S incluye cualquier otra fuente de calor volumétrica.

La energía específica de la fase k puede expresarse como:

$$E_k = h_k - \frac{P}{\rho_k} + \frac{\vec{v}_k^2}{2} \quad (\text{A.8})$$

Donde $E_k = h_k$ para una fase incompresible, y h_k es la entalpía sensible de la fase k .

Fracción volumétrica

La fracción volumétrica puede ser deducida de la ecuación de continuidad (A.1), obteniendo:

$$\frac{\partial}{\partial t} (\alpha_p \cdot p_p) + \nabla \cdot (\alpha_p \cdot p_p \cdot \vec{v}_m) = -\nabla \cdot (\alpha_p \cdot p_p \cdot \vec{v}_{dr,p}) + \sum_{q=1}^n (\dot{m}_{qp} - \dot{m}_{pq}) \quad (\text{A.9})$$

Donde:

- α_p es la fracción volumétrica de la fase p .

- p_p es la presión de la fase p .
- $\vec{v}_m$ es la velocidad de la mezcla.
- $\vec{v}_{dr,p}$ es la velocidad relativa de la fase p .
- $\dot{m}_{qp}$ es el flujo másico de la fase p hacia la fase q .
- $\dot{m}_{pq}$ es el flujo másico de la fase q hacia la fase p .

Bibliografía

- [1] Specification for casing and tubing, 2018.
- [2] Specification for wellhead and christmas tree equipment, 2018.
- [3] Plunger lift system design, installation, and operation, 2015.
API Recommended Practice 11PL.
- [4] Fitness-for-service, 2021.
API 579-1 / ASME FFS-1.
- [5] Instituto Argentino del Petróleo y del Gas.
ABC del Petróleo y del Gas.
IAPG, 2015.
- [6] Secretaría de Energía de la Nación.
Consolidación de reservas de gas y petróleo de la república argentina.
Technical report, Ministerio de Economía, 2021.
Reporte Anual.
- [7] Gabor Takacs.
Gas Lift Manual.
PennWell Corp., 2005.
- [8] Clayton T. Crowe, John D. Schwarzkopf, Martin Sommerfeld, and Yutaka Tsuji, editors.
Multiphase Flow Handbook.
CRC Press, 2nd edition, 2011.
- [9] Raghavendar Ranganathan, Bradley Verdant, and Ranny Zhao.
Bilinear isotropic hardening behavior.
Technical report, Cornell University, 2015.
- [10] Bpvc section viii - rules for construction of pressure vessels, division 3:
Alternative rules for construction of high pressure vessels, 2023.
ASME Boiler and Pressure Vessel Code.

- [11] José Luis Arana and Javier Jesús González.
Mecánica de la Fractura.
Universidad de Las Palmas de Gran Canaria, 2006.
- [12] Rafael Balderrama, Manuel Martínez, and Adrián P. Cisilino.
Aplicación de la integral j de dominio al análisis tridimensional de grietas en sólidos termoelásticos.
In A. E. Huespe and V. E. Sonzogni, editors, *Mecánica Computacional Vol. XXVI*, pages 3135–3152. AMCA (Asociación Argentina de Mecánica Computacional), 2007.
- [13] ANSYS, Inc.
ANSYS Fluent Theory Guide.
ANSYS, Inc., Canonsburg, PA, 2023.