UNIVERSIDAD NACIONAL DE LA PATAGONIA

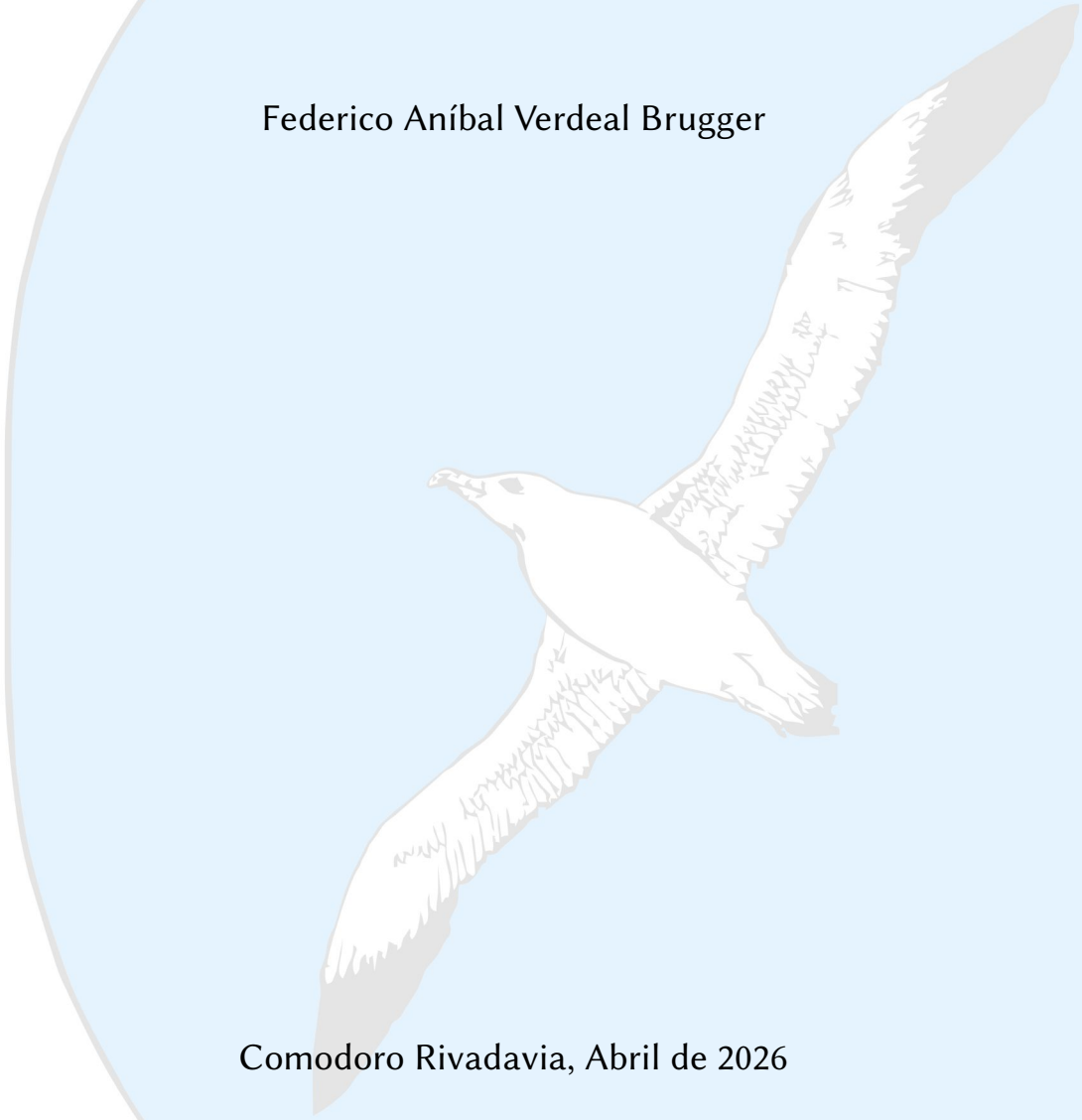
SAN JUAN BOSCO

PROYECTO FINAL DE GRADO

Ingeniería Mecánica

DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA DE ENSAYOS DE FATIGA DE BAJO CICLO PARA COILED TUBING

Federico Aníbal Verdeal Brugger



Departamento de Ingeniería Mecánica

Comodoro Rivadavia, Abril de 2026

DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA DE ENSAYOS DE FATIGA DE BAJO CICLO PARA COILED TUBING

© Federico Aníbal Verdeal Brugger, 2026

A mi familia
Por estar siempre presente en cada uno de los desafíos que me ha tocado superar.

Proyecto final de Ing. Mecánica - Facultad de Ingeniería (UNPSJB - CR)

DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA DE ENSAYOS DE FATIGA DE BAJO CICLO PARA COILED TUBING

Federico Aníbal Verdeal Brugger
Comodoro Rivadavia, Abril 2026

Resumen

Los *Coiled Tubing* (CT) son tubos de acero de pared delgada, fabricados de manera continua y almacenados en carretes, ampliamente utilizados en operaciones de intervención en pozos petroleros. Por otro lado, la fatiga de bajo ciclo es un fenómeno que ocurre cuando un material es sometido repetidamente a deformaciones que superan su límite de fluencia, acumulando daño hasta la falla en un número reducido de ciclos. La fatiga de bajo ciclo que se desarrolla en los CT es consecuencia de los esfuerzos generados al desenrollar y enrollar el tubo, así como a su paso por el cuello de ganso durante el servicio, sumado a que también puede estar sometido a presión interna dependiendo del tipo de trabajo a realizar en el fondo del pozo. Como resultado, se produce un estado de tensiones multiaxiales que provoca estiramiento y abalonamiento de la cañería, conduciendo eventualmente a su falla. Los resultados experimentales para validar los modelos de predicción existentes son limitados, especialmente en lo que respecta a las nuevas tecnologías empleadas en la fabricación de estos tubos.

En el presente trabajo se describe el diseño y la construcción de una Máquina de Fatiga de Bajo Ciclo (MFBC) que permite realizar ensayos controlados de flexión cíclica y presión interna, con el objetivo de estimar la vida a la fatiga del CT reproduciendo las condiciones de trabajo en el yacimiento. El dimensionamiento estructural se verificó mediante el Método de Elementos Finitos y de forma analítica en los casos que fuese posible. Tanto el sistema hidráulico como el sistema de control fueron puestos a prueba demostrando su correcto funcionamiento. Cabe destacar que esta máquina constituye el primer equipo de estas características desarrollado en Sudamérica.

Palabras clave: Fatiga de Bajo Ciclo, Coiled Tubing, Diseño de Máquinas .

Agradecimientos

Esta sección es, quizás, una de las más importantes de todo el proyecto. No por su contenido técnico, sino por lo que representa: la oportunidad de reconocer y agradecer a quienes formaron parte de un camino muy especial, lleno de dificultades, aprendizajes y, sobre todo, de crecimiento personal.

En primer lugar, quiero agradecer a mi familia, mi círculo más íntimo: mi mamá Alicia, mi papá Aníbal y mi hermano Facundo. Ellos estuvieron presentes en cada etapa, demostrándome su cariño de manera incondicional. Se ponían tan nerviosos como yo ante cada examen y sufrían cuando las cosas no salían bien, porque sabían que mi frustración se convertía en tristeza, algo que para ellos era difícil de ver. Siempre encontraron la manera de transformar ese desánimo en una sonrisa, brindándome el apoyo necesario para levantarme y volver a intentarlo. Porque de eso se trata la vida: nadie nace sabiendo, todos nos equivocamos, y el sostén más grande que uno puede tener es la familia. De mi familia también es parte mi compañera de vida, mi novia, mi pareja Ailín, la que ha soportado todos estos años de aprendizajes, de crecer juntos y con la que formaremos una hermosa familia algún día.

En segundo lugar, quiero agradecer a uno de mis mejores amigos, el Ing. Jorge Palavecino, hoy a un paso de obtener su doctorado. Fue uno de los pilares fundamentales en mi formación universitaria. Siempre dispuesto a darme consejos, compartir su experiencia y brindarme su ayuda sin esperar nada a cambio. Sin dudas, es una de las personas que más marcó mi camino.

Por último, quiero agradecer a todas las personas que se cruzaron en este recorrido: a la Dra. Ing. Jessica Wainstein, quien desde 2018 confió en mí y me incluyó en distintos proyectos valorando mis conocimientos y habilidades; al Ing. Oscar Battaglia, por darme la oportunidad de aprender y aprovechar al máximo los recursos del laboratorio; y a cada uno de mis compañeros, con quienes compartí momentos que nunca olvidaré. De esta etapa me llevo aprendizajes invaluables, personas en quienes confiar y experiencias que me han hecho ser quien soy hoy.

A todos ellos, gracias.

Federico Aníbal Verdeal Brugger
Comodoro Rivadavia, 2026

Índice general

Resumen v

Agradecimientos vii

1. Introducción 1
- 1.1. Contexto de la industria del Coiled Tubing . . . 1
- 1.2. Problemática: fatiga de bajo ciclo en Coiled Tubing . . . 2
- 1.3. Motivación y objetivos del trabajo . . . 3
- 1.4. Antecedentes . . . 4
  - 1.4.1. Precursores en el estudio del comportamiento mecánico del Coiled Tubing . . . 4
  - 1.4.2. Estado del arte en máquinas de ensayos de fatiga para Coiled Tubing 5
  - 1.4.3. Contribución del presente trabajo . . . 6
- 1.5. Estructura del informe . . . 7

2. Marco Teórico 9
- 2.1. Descripción y características del Coiled Tubing . . . 9
  - 2.1.1. Geometría y materiales . . . 9
  - 2.1.2. Tipos de Coiled Tubing según su construcción . . . 10
- 2.2. Unidad de Servicio de Coiled Tubing . . . 11
  - 2.2.1. Unidad de potencia . . . 11
  - 2.2.2. Carretel de tubería . . . 11
  - 2.2.3. Cabina de control . . . 13
  - 2.2.4. Cabeza inyectora y cuello de ganso . . . 13
  - 2.2.5. Equipo de control del pozo . . . 13
  - 2.2.6. Equipo auxiliar . . . 14
- 2.3. Operación en campo: ciclos de carga . . . 14
  - 2.3.1. Secuencia de flexiones en una operación . . . 15
  - 2.3.2. Influencia del radio de curvatura sobre la deformación plástica . . . 15
  - 2.3.3. Efecto de la presión interna sobre los ciclos de carga . . . 16
- 2.4. Esfuerzos presentes en el Coiled Tubing durante el servicio . . . 17
  - 2.4.1. Tensión producida por efecto de la flexión . . . 17
  - 2.4.2. Tensiones por presión interna . . . 19
  - 2.4.3. Cargas axiales . . . 19
  - 2.4.4. Estado tensional multiaxial: criterio de Von Mises . . . 19
- 2.5. Fatiga de bajo ciclo: definición, modelos y criterios . . . 21
  - 2.5.1. Modelo de Manson-Coffin . . . 21
  - 2.5.2. Modelo de Manson-Halford . . . 22

2.5.3. Modelo de Smith-Watson-Topper . . . 22
2.5.4. Regla de Palmgren-Miner . . . 23
2.5.5. Predicción de vida a la fatiga: implementación computacional . . . 23
2.5.6. Limitaciones de los modelos y necesidad de datos experimentales . 25

3. Diseño de la Máquina de Fatiga de Bajo Ciclo 27
3.1. Requerimientos de diseño y criterios adoptados . . . 27
3.2. Análisis de anteproyectos y selección del modelo . . . 28
3.2.1. Propuestas iniciales . . . 28
3.2.2. Criterios de selección del modelo final . . . 29
3.3. Descripción general de la MFBC . . . 30
3.4. Diseño de la estructura principal . . . 32
3.4.1. Determinación de la carga de diseño . . . 32
3.4.2. Análisis de la Placa Superior . . . 34
3.4.3. Análisis de las guías . . . 36
3.4.4. Análisis de las uniones atornilladas . . . 36
3.4.5. Diseño y análisis del sistema de empotramiento del CT . . . 38
3.4.6. Diseño y análisis del sistema de aplicación de la carga . . . 38
3.5. Diseño del sistema hidráulico . . . 39
3.5.1. Selección del cilindro hidráulico . . . 40
3.5.2. Selección de la bomba y el motor eléctrico . . . 41
3.5.3. Selección de válvulas y banco hidráulico . . . 41
3.5.4. Mangueras y accesorios . . . 42
3.5.5. Tanque hidráulico y fluido de trabajo . . . 43
3.5.6. Esquema hidráulico del circuito . . . 43
3.6. Diseño del sistema de control . . . 44
3.6.1. Componentes del sistema de control . . . 44
3.6.2. Principio de funcionamiento . . . 45
3.6.3. Limitaciones del sistema actual y trabajos a futuro . . . 46

4. Construcción de la Máquina de Fatiga de Bajo Ciclo 47
4.1. Introducción y proceso general de la fabricación . . . 47
4.2. Construcción de la estructura principal . . . 47
4.2.1. Obtención y corte de perfiles estructurales . . . 47
4.2.2. Fabricación de planchuelas por corte láser . . . 48
4.2.3. Perforación de perfiles . . . 48
4.2.4. Fabricación de las guías principales . . . 48
4.2.5. Mecanizado de rodillos . . . 50
4.2.6. Pintado y ensamblado de la estructura . . . 50
4.3. Instalación del sistema hidráulico . . . 50
4.3.1. Fabricación del tanque hidráulico . . . 50
4.3.2. Soporte del banco de válvulas . . . 51
4.3.3. Ensamblado y prueba del circuito hidráulico . . . 52
4.4. Instalación del sistema de control . . . 52
4.5. Sistema de aplicación de la carga . . . 52
4.6. Resultado final . . . 53
4.7. Trabajos pendientes de construcción . . . 54

5. Conclusiones y trabajos a futuro 55

5.1. Conclusiones 55
5.2. Aprendizajes y reflexiones del proceso 56
5.3. Trabajos a Futuro 57

Bibliografía **59**

CAPÍTULO 1
Introducción

1.1. CONTEXTO DE LA INDUSTRIA DEL COILED TUBING

El *Coiled Tubing* (CT) es una tubería de acero de sección continua, sin uniones roscadas, fabricada a partir de flejes de acero de alta resistencia y baja aleación (*High Strenght Low Alloy - HSLA*) soldados longitudinalmente y conformados en bobinas. Sus diámetros externos varían entre los 25.4 mm (1") y los 114 mm (4.5"), con espesores de pared comprendidos entre 2 y 7 mm, pudiendo alcanzar longitudes superiores a 5 km. Durante su almacenamiento y transporte, la cañería se enrolla en carretes de acero con diámetros externos de entre 3 y 5 m accionados hidráulicamente [1, 2].

El desarrollo del CT tuvo sus primeros antecedentes durante la Segunda Guerra Mundial, en el marco del proyecto PLUTO (*Pipe Line Under The Ocean*), ejecutado en 1944 con el objetivo de transportar combustible desde Inglaterra hacia Europa continental a través del Canal de la Mancha. Las líneas utilizadas en dicho proyecto se fabricaron con secciones soldadas entre sí, que se enrollaban en tambores flotantes de aproximadamente 12 m de diámetro y se remolcaban mediante embarcaciones especializadas para el tendido de cables. Aunque este proyecto no tenía aplicación petrolera, sentó las bases conceptuales de la tubería continua enrollable [3].

La primera aplicación funcional del CT en la industria petrolera tuvo lugar en 1964, cuando las compañías California Oil y Bowen Tools desarrollaron la primera unidad operativa y la emplearon en operaciones de limpieza de arena en pozos de la costa del Golfo de México. Esta unidad contaba con un carretel de 2.7 m de diámetro que almacenaba aproximadamente 1370 m de CT de 34.925 mm (1.375") de diámetro. A partir de ese hito, la tecnología evolucionó de manera sostenida: los diámetros disponibles se fueron incrementando progresivamente desde las primeras sartas de 19.05 mm (0.75") y 25.4 mm (1") en la década de 1960 hasta los 101.6 mm (4") fabricados como tubería continua sin soldaduras intermedias a partir de 1997. En la actualidad, empresas como Tenaris y NOV-Quality Tubing comercializan CT capaces de soportar tensiones de hasta 965.3 MPa (140 kPSI) [3, 4]. En el año 2020 se contabilizaron más de 1700 unidades activas en todo el mundo, con Latinoamérica aportando aproximadamente 128 de ellas [5].

La característica que distingue al CT de la tubería convencional es su capacidad de ser enrollado y desenrollado de manera continua, lo que elimina la necesidad de realizar conexiones tramo a tramo durante las operaciones en pozo. Esta condición le otorga ventajas operativas significativas: permite una movilización rápida, reduce los tiempos de intervención, habilita el bombeo continuo de fluidos independientemente de la posición de la herramienta y posibilita trabajar en pozos activos sin necesidad de detener la producción [6]. Como resultado, el CT se ha convertido en una herramienta esencial para operaciones

de intervención en pozos de petróleo y gas. Entre ellas se destacan la estimulación ácida, la limpieza de arena, la inducción con nitrógeno, la perforación con motor de fondo, el registro de datos y la terminación de pozos [7].

En la región patagónica argentina, particularmente en las cuencas del Golfo San Jorge y Neuquina, el CT tiene un uso intensivo en operaciones de intervención y mantenimiento de pozos, lo que lo convierte en un componente estratégico de la actividad hidrocarburífera regional. El crecimiento sostenido de la actividad en estas cuencas durante los últimos años, impulsado en parte por el desarrollo de yacimientos no convencionales, trajo aparejado un incremento en la demanda de servicios de CT. Con ello también, una mayor necesidad de comprender y predecir con precisión el comportamiento mecánico de estas cañerías bajo las condiciones particulares de los pozos de la región.

1.2. PROBLEMÁTICA: FATIGA DE BAJO CICLO EN COILED TUBING

Durante cada operación en pozo, el CT es sometido a un estado de tensiones multiaxial que resulta de la combinación de esfuerzos de flexión, tracción, torsión y presión interna. Los esfuerzos de flexión son los más significativos desde el punto de vista de la integridad estructural, ya que se generan de forma retitiva al enrollar y desenrollar la cañería en el carretel y al conducirla a través del cuello de ganso de la unidad inyectora tal como puede apreciarse en la Figura 1.1. Dado que los radios de curvatura involucrados en estas maniobras son significativamente menores que el radio mínimo de flexión elástica del material, cada ciclo operativo induce deformaciones plásticas en la cañería [8, 9]. Este mecanismo constituye el fenómeno conocido como fatiga de bajo ciclo, que se distingue de la fatiga de alto ciclo en que las tensiones involucradas superan el límite de fluencia del material y el daño acumulado se manifiesta en un número relativamente reducido de ciclos [10].

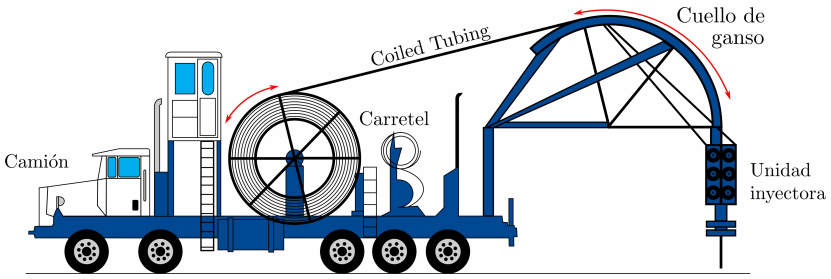


Figura 1.1: Unidad simplificada de CT.

En la mayoría de los casos, la presión interna amplifica este daño al generar tensiones circunferenciales y axiales adicionales que aceleran la propagación de fisuras y promueven tanto el crecimiento diametral como el adelgazamiento de las paredes [11]. Este estado combinado de tensiones deriva en fenómenos característicos del CT en servicio como el estiramiento longitudinal y el abalonamiento (*balloning*) de la cañería [12]. A su vez, la acción del peso propio de la cañería genera tensiones axiales que son soportadas por la unidad de inyección por encima del pozo. Estas tensiones son proporcionales a la longitud de la cañería introducida y no superan el límite elástico del material, por lo que no representan un daño significativo en la fatiga de bajo ciclo.

Particularmente, el CT puede experimentar pandeo dentro del pozo, producto de cargas de compresión debidas al bloqueo de la cañería. Este fenómeno se manifiesta en dos formas progresivas: el pandeo sinusoidal, que ocurre cuando la fuerza de compresión supera una carga crítica y la cañería adopta una forma ondulatoria en el plano; y el pandeo helicoidal,

que se desarrolla cuando la fuerza de compresión continúa aumentando y el CT forma una hélice dentro del pozo. El pandeo helicoidal introduce tensiones de flexión adicionales sobre la cañería que deben sumarse a las tensiones axiales en el análisis de integridad [6, 13].

La torsión en el CT se origina principalmente por dos mecanismos. El primero es la fricción del tubo con las paredes del pozo, especialmente pronunciada en pozos desviados u horizontales, donde el contacto lateral de la cañería con el revestimiento genera un par torsor que se transmite a lo largo de la sarta. El segundo mecanismo es la acción del motor hidráulico de fondo, cuya reacción de torque se transmite directamente a la cañería [6].

La torsión genera esfuerzos de corte en la pared del tubo que se superponen al estado tensional multiaxial ya descripto. Si bien en condiciones normales de operación la torsión es la solicitación de menor magnitud relativa comparada con la flexión y la presión interna, su contribución no es despreciable en pozos de geometría compleja o cuando se emplean motores de fondo de alta potencia.

Adicionalmente, se ha documentado que el CT experimenta rotación sobre su propio eje longitudinal durante las operaciones en pozo, lo que genera un estado de fatiga multiaxial de mayor complejidad que el producido por la flexión cíclica pura. Este fenómeno fue identificado como un factor contribuyente en fallas prematuras observadas en CT empleados en operaciones de perforación del tapón de fractura (*frac plug milling*) en pozos horizontales de largo alcance [14, 15].

La vida útil de un CT es finita y su predicción resulta compleja, dado que depende de múltiples factores interrelacionados: el número y la magnitud de los ciclos de flexión, la presión interna aplicada, la geometría del tubo, las propiedades mecánicas del material, y la presencia de fenómenos degradantes [9, 11]. Esta complejidad impulsó el desarrollo de modelos de predicción de vida a la fatiga, entre los cuales el software CoilLIFE®, desarrollado por Tipton y Brown, es uno de los más difundidos en la industria [16]. Sin embargo, la validación experimental de estos modelos depende de datos obtenidos mediante ensayos de laboratorio controlados. La disponibilidad de estos datos es limitada, especialmente en lo que respecta a las nuevas generaciones de materiales empleados en la fabricación de CT.

Una rotura inesperada de la cañería durante una operación en pozo tiene consecuencias económicas, de seguridad y ambientales de considerable magnitud. Los costos asociados a la recuperación del tramo fallado, la detención de la operación y los eventuales daños sobre el pozo hacen que la predicción confiable de la vida remanente del CT sea una necesidad concreta para las empresas operadoras [6].

1.3. MOTIVACIÓN Y OBJETIVOS DEL TRABAJO

Frente a la necesidad descripta, el Laboratorio de Ensayos Industriales (LEI) de la Universidad Nacional de la Patagonia San Juan Bosco (UNPSJB) inició el diseño y la construcción de una Máquina de Fatiga de Bajo Ciclo (MFBC) específicamente orientada a la caracterización experimental del comportamiento de CT bajo condiciones representativas de las operaciones de campo. La iniciativa, encabezada por la Dra. Ing. Jessica Wainstein y el Ing. Jorge Palavecino, responde a la demanda concreta de las empresas operadoras de las cuencas chubutense y neuquina, que requieren herramientas de evaluación adaptadas a las nuevas tecnologías introducidas por los fabricantes y a las condiciones particulares de los pozos de la región [12].

El presente Proyecto Final de Carrera se enmarcó en dicha iniciativa y tuvo por objeto el diseño y la construcción de la MFBC, con énfasis en un sistema de flexión cíclica para una

muestra dada de cañería. En estudios previos desarrollados por el grupo de investigación, Se estableció que los esfuerzos de flexión combinados con los debidos a la presión interna son los que producen las mayores deformaciones durante las operaciones en campo, superando el umbral de fluencia del material. Sobre esta base, el trabajo se focalizó en el diseño de un sistema capaz de reproducir de manera controlada y repetitiva los ciclos de flexión a los que se ve sometida la cañería, con la posibilidad de combinar dicha solicitación con la aplicación simultánea de presión interna. Otro parámetro que amplifica el esfuerzo axial sobre la cañería cuando está presente.

Los objetivos principales del trabajo son los siguientes:

- Realizar la búsqueda bibliográfica sobre el estado del arte en máquinas de ensayo de fatiga para CT.
- Establecer los requerimientos de diseño a partir del análisis de las condiciones de operación en campo y de las propiedades mecánicas de los materiales a ensayar.
- Desarrollar el diseño estructural, hidráulico y de control de la MFBC utilizando métodos analíticos y simulación numérica mediante el uso del Método de Elementos Finitos (MEF).
- Construir la máquina y verificar el correcto funcionamiento de sus sistemas principales.

1.4. ANTECEDENTES

1.4.1. Precursores en el estudio del comportamiento mecánico del Coiled Tubing

El estudio sistemático del comportamiento mecánico del CT y de su vida a la fatiga comenzó a desarrollarse en la década de los 90', impulsado por el crecimiento de la industria y la necesidad de predecir con mayor precisión el momento de retiro de servicio de las sartas. Los trabajos pioneros en esta área fueron realizados por **Tipton y Newburn** [10, 14], quienes llevaron a cabo los primeros análisis de fatiga de bajo ciclo en CT utilizando datos recopilados durante ensayos a escala completa como base para teorías de predicción de vida útil basadas en deformaciones locales. Sus predicciones resultaron razonablemente precisas cuando se incorporó la tensión media en el análisis, mientras que su omisión introdujo discrepancias significativas respecto de los datos experimentales.

Posteriormente, **Tipton y Brown** [16] desarrollaron el modelo predictivo implementado en el software CoilLIFE®, que constituye el modelo de predicción de vida a la fatiga de CT más utilizado en la industria. El modelo determina la vida útil de la cañería en el punto de máxima deformación acumulada, tomando como variables de entrada las propiedades geométricas del CT, los radios de curvatura del carretel y el cuello de ganso, la presión interna aplicada en cada ciclo y el historial operativo de la sarta. Este modelo no incorpora explícitamente el efecto de la tensión media en su formulación original, aunque presenta una buena correlación con los datos de campo y laboratorio disponibles. Más tarde, **Tipton, Carlson y Sorem** [17] extendieron el análisis al caso del CT sometido a rotación sobre su eje longitudinal, condición frecuente en operaciones con motor de fondo, desarrollando el algoritmo Achilles 4.0.

En paralelo, **Avakov, Foster y Smith** [2] desarrollaron modelos de predicción de vida orientados a la gestión operativa de las sartas de CT, sentando las bases del enfoque de daño acumulado que se utiliza hasta la actualidad. Por su parte, **Newman et al.** [8] estudiaron el efecto de la rotación de la cañería sobre su vida útil, identificando mecanismos de daño adicionales a los producidos por la flexión cíclica pura.

En años más recientes, **Shaohu et al.** [18, 19] desarrollaron modelos teóricos y experimentales que incorporan de manera explícita el efecto de la presión interna sobre la capacidad portante y la vida a la fatiga del CT, validados para distintos grados de material. Asimismo, **Bi y Xian** [15] propusieron un modelo de predicción de vida a la FBC basado en la acumulación de daño por fatiga, que extiende los criterios clásicos al caso de carga variable. Estos trabajos consolidaron el enfoque multiaxial como el marco teórico más adecuado para el análisis de fatiga del CT y pusieron de manifiesto la necesidad de contar con datos experimentales representativos de las nuevas generaciones de materiales empleados en su fabricación.

En el ámbito local, el grupo de investigación del **Laboratorio de Ensayos Industriales de la UNPSJB**, liderado por la Dra. Ing. Jessica Wainstein, lleva varios años trabajando en la caracterización del comportamiento mecánico del CT bajo condiciones representativas de las cuencas patagónicas. En ese marco, el grupo de trabajo desarrolló un modelo de predicción de vida a la fatiga de bajo ciclo que incorpora la tensión media como variable explícita mediante la combinación del criterio de Manson-Halford con la regla de Palmgren-Miner y el criterio de Von Mises [12]. Este modelo demostró ser más conservador que el de Manson-Coffin en todos los casos analizados y constituye el antecedente teórico directo del presente trabajo.

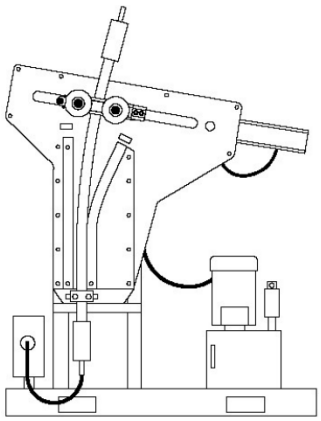
1.4.2. Estado del arte en máquinas de ensayos de fatiga para Coiled Tubing

Los datos experimentales sobre la vida a la fatiga de bajo ciclo del CT provienen históricamente de dos tipos de ensayos: pruebas de campo en condiciones reales de operación y pruebas de laboratorio con máquinas especialmente diseñadas [11]. Las pruebas de campo son más representativas de las condiciones reales pero requieren disponer de una unidad completa dedicada exclusivamente al ensayo, lo que implica costos operativos muy elevados. Las pruebas de laboratorio, en cambio, son más rápidas, económicas y permiten controlar con precisión las variables del ensayo, aunque requieren máquinas capaces de reproducir de manera representativa los ciclos de flexión y presión interna a los que está sometida la cañería en servicio [20]. El relevamiento bibliográfico realizado como parte del presente trabajo permitió identificar que la cantidad de dispositivos capaces de realizar este tipo de ensayos es escasa a nivel mundial, y que los existentes se encuentran concentrados principalmente en Estados Unidos y China, con los centros de mayor actividad radicados en Houston y Tulsa [20].

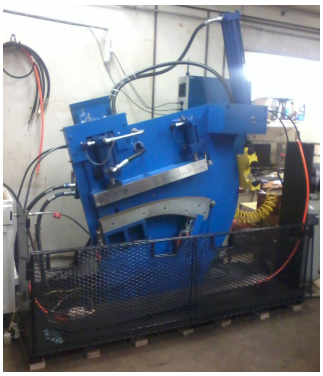
Newman y Brown [21] desarrollaron uno de los primeros equipos de ensayo de fatiga para CT, cuyo diseño representado en la Figura 1.2a, buscó facilitar el montaje de la cañería y permitió aplicar ciclos de flexión con presión interna sobre tubos de distintos diámetros. Este equipo sentó las bases del diseño de las máquinas de fatiga que se desarrollaron posteriormente.

El **Coiled Tubing Mechanics Research Consortium** (CTMRC) de la Universidad de Tulsa desarrolló equipos de ensayo más modernos (Figura 1.2b), capaces de realizar ensayos de flexión bajo presión interna con la particularidad adicional de poder evaluar el comportamiento del CT frente a defectos superficiales y en presencia de ambientes corrosivos como el ácido sulfúrico [22]. Como parte del desarrollo del presente trabajo, se estableció contacto con el CTMRC con el objetivo de conocer las especificaciones técnicas de sus equipos y utilizarlas como criterios de referencia para el diseño de la MFBC.

Perozo et al. [22] realizaron una revisión de los distintos diseños de máquinas de ensayo existentes, tanto conceptuales como construidos, e identificaron los requerimientos mínimos que debe cumplir un equipo de este tipo para generar datos experimentales comparables con



(a) Newman and Brown [21].



(b) CTMRC [22] .

Figura 1.2: Ejemplo de MFBC ya existentes.

los obtenidos en condiciones de campo. Este trabajo constituyó una referencia fundamental para el proceso de diseño desarrollado en el presente trabajo.

A pesar de los avances descriptos, persisten faltantes significativos en el conocimiento experimental del comportamiento de los CT. En primer lugar, los datos disponibles en la literatura corresponden mayoritariamente a los grados de material y geometrías de tubería utilizados en décadas anteriores. Por lo tanto, no contemplan las nuevas generaciones de CT de alta resistencia introducidas recientemente por los fabricantes. En segundo lugar, la casi totalidad de los ensayos reportados se realizaron sobre CT sin uso en campo, por lo que el comportamiento de sartas con historial de uso previo, que es precisamente el caso más relevante para las empresas operadoras, está escasamente documentado. En tercer lugar, no existen en la región patagónica argentina dispositivos de ensayo de este tipo, lo que obliga a las empresas locales a depender exclusivamente de modelos de predicción no validados experimentalmente para las condiciones particulares de sus operaciones.

1.4.3. Contribución del presente trabajo

El presente Proyecto Final de Carrera buscó dar respuesta a los faltantes identificados mediante el diseño y la construcción de la primera Máquina de Fatiga de Bajo Ciclo (MFBC) desarrollada en la región patagónica argentina. La máquina fue concebida para ensayar CT de diámetros entre 25.4 mm (1") y 66.675 mm (2.625"), bajo ciclos controlados de flexión y presión interna, tanto nuevos como con historial de uso, simulando las condiciones características de operación en las cuencas del Golfo San Jorge y Neuquina.

El aporte específico del presente trabajo al estado del conocimiento en el área es triple. En primer lugar, se generará un equipo de ensayo propio, de diseño nacional, adaptado a los diámetros y grados de material de mayor uso en la región y con capacidad de evaluar tanto tubos nuevos como usados. En segundo lugar, la disponibilidad de esta máquina permitirá obtener en el futuro datos experimentales de vida a la fatiga para los nuevos grados de CT de alta resistencia, datos que actualmente no están disponibles en la literatura y que son necesarios para validar los modelos de predicción desarrollados por el grupo de investigación del LEI-UNPSJB. En tercer lugar, la máquina está concebida para evaluar casos particulares de degradación, como el efecto de la corrosión en ambientes agresivos, condición frecuente en pozos de la región que opera con fluidos ácidos.

Por otro lado, en el año 2024, los avances de este proyecto fueron presentados en el

Intervention & Coiled Tubing Association (ICOTA 2024) en el auditorio del Hotel Del Comahue de la ciudad de Neuquén. El trabajo titulado, "**Comportamiento Mecánico del Coiled Tubing en Comodoro Rivadavia**" presentó las actividades realizadas por el Laboratorio de Ensayos Industriales de nuestra facultad y el estado de avance de la construcción de la máquina en dicho momento.

En el año 2025, este desarrollo fue presentado en el **IX Congreso Argentino de Ingeniería Mecánica** (CAIM 2025) realizado en la Facultad de Ingeniería del Ejército de la Ciudad Autónoma de Buenos Aires. Este trabajo titulado "**Diseño de una máquina para ensayos de fatiga de bajo ciclo en Coiled Tubing**" fue **distinguido** como trabajo destacado del Área Temática: Diseño y Proyecto de Componentes y Máquinas.

1.5. ESTRUCTURA DEL INFORME

El presente informe se organizó en cinco capítulos. En el Capítulo 2 se presenta el marco teórico que sustenta el trabajo, abarcando la descripción del CT, los esfuerzos a los que está sometido durante el servicio y los fundamentos de la fatiga de bajo ciclo. El Capítulo 3 desarrolla en detalle el proceso de diseño de la MFBC, incluyendo los criterios adoptados, los cálculos estructurales realizados y la selección de los sistemas hidráulico y de control. El Capítulo 4 presenta el estado de avance de la construcción. Finalmente, el Capítulo 5 expone las conclusiones del trabajo y las líneas de investigación futuras.

CAPÍTULO 2
Marco Teórico

2.1. DESCRIPCIÓN Y CARACTERÍSTICAS DEL COILED TUBING

El Coiled Tubing (CT) es una tubería de acero fabricada de manera continua, en longitudes que requieren que sea enrollada en un carretel (Figura 2.1) durante su proceso de fabricación y almacenamiento. A diferencia de la tubería convencional, que se ensambla en el pozo mediante uniones roscadas tramo a tramo, el CT constituye una sarta ininterrumpida (Figura 1.1) que se introduce y retira del pozo de forma continua, lo que le confiere ventajas operativas considerables en términos de velocidad, seguridad y versatilidad [1].



Figura 2.1: Bobina de CT preparada para el servicio.

2.1.1. Geometría y materiales

Los diámetros externos del CT varían entre los 25.4 mm (1") y los 114.3 mm (4.5"), con espesores de pared comprendidos entre 2 mm (0.078") y 7 mm (0.275"). Las longitudes comerciales superan los 5 km y se almacenan enrollados en carretes de acero con diámetros de núcleo que oscilan entre 1.21 m (48") y 2.34 m (92"), dependiendo del diámetro del CT utilizado [1, 2]. La Tabla 2.1 resume para los diámetros de CT (D_{CT}), los radios de curvatura mínimos de fluencia (R_Y), los radios típicos de núcleo de carretel (R_{REEL}) y los radios típicos de cuello de ganso (R_{TGA}), según lo establecido por el API RP 5C7 [3].

El material base utilizado en la fabricación del CT es acero de alta resistencia y baja aleación (*High Strenght Low Alloy - HSLA*). En la Tabla 2.2 se resumen las propiedades mecánicas de los grados de CT más comunes en la industria. En la actualidad, empresas como Tenaris y NOV-Quality Tubing comercializan CT capaces de soportar tensiones de hasta 965 MPa (140 kPSI) [4]. Además, se dispone de aleaciones resistentes a la corrosión,

Tabla 2.1: Comparativa diámetros (D_{CT}) respecto de la curvatura de radio de doblado (R_Y), el núcleo del carrete de envío (R_S), los radios del núcleo del carrete de la tubería (R_{REEL}) y de los radios típicos de cuello de ganso (R_{TGA}).

D_{CT}		R_Y		R_S		R_{REEL}		R_{TGA}	
[mm]	[in]	[m]	[in]	[m]	[in]	[m]	[in]	[m]	[in]
19.05	0.75	4.09	161	0.61	24	0.61	24	1.22	48
25.4	1	5.44	214	0.61	24	0.51–0.76	20–30	1.2–1.4	48–54
31.75	1.25	6.81	268	0.76	30	0.64–091	25–36	12–18	48–72
38.1	1.5	8.15	321	0.91	36	0.76–1.01	30–40	1.2–1.8	48–72
29.85	1.175	9.53	375	0.91	36	8.9–1.2	35–48	1.8–2.4	72–96
50.8	2	10.9	429	1.02	40	1.01–1.22	40–48	1.8–2.4	72–96
60.33	2.375	12.93	509	1.22	48	1.22–1.37	48–54	2.3–3.1	90–120
73.03	2.875	15.65	616	1.37	54	1.37–1.47	54–58	2.3–3.1	90–120
88.9	3.5	19.05	750	1.65	65	1.65–1.78	65–70	2.4–3.1	96–120

como las que incorporan 16 % de cromo, cuya vida a la fatiga puede triplicar la del acero convencional en ambientes agresivos [5].

Tabla 2.2: Propiedades mecánicas de los CT más utilizados.

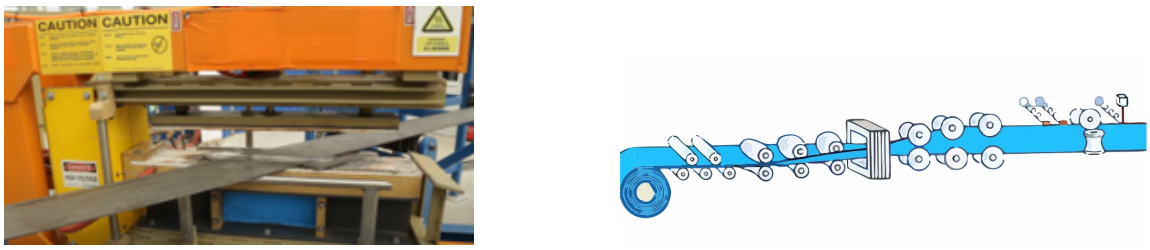
Grado	Tensión de Fluencia [MPa]	Tensión de Rotura [MPa]
HS-90	620	669
HS-100	689	758
HS-110	758	793
HT-95	655	724
HT-110	758	814
HT-125	862	910

El proceso de fabricación comienza con flejes planos de acero que son soldados entre sí (Figura 2.2a) mediante soldaduras oblicuas o *bias*, para luego ser conformados y soldados longitudinalmente, dando origen a un tubo continuo (Figura 2.2b). La posición y el tipo de soldadura tienen una influencia directa sobre la vida a la fatiga de la cañería: las soldaduras oblicuas conservan entre un 80 % y un 90 % de la vida útil del tubo base, mientras que las soldaduras a tope tradicionales retienen apenas entre un 20 % y un 40 % [5]. Esto se debe a que al cortar y soldar los flejes un ángulo de 45° respecto al borde del mismo, la línea de soldadura resultante en el tubo conformado adopta una forma helicoidal parcial, extendiéndose a lo largo de una sección longitudinal del tubo en lugar de concentrarse en un solo plano transversal. Cuando el tubo pasa por el cuello de ganso, no toda la soldadura soporta la tensión máxima simultáneamente, minimizando así la posibilidad de rotura del CT.

2.1.2. Tipos de Coiled Tubing según su construcción

Según la distribución del espesor de pared a lo largo de su longitud, los CT se clasifican en tres tipos principales:

- Los CT no telescópicos son los de diseño más simple y presentan un espesor de pared uniforme en toda su longitud. Su distribución de peso los limita a aplicaciones en pozos de baja profundidad.



(a) (b)

Figura 2.2: a) Proceso de soldadura oblicua. b) Proceso de curvado y soldadura longitudinal.

- Los CT telescópicos, también denominados de espesor variable, contienen múltiples secciones de distintos espesores de pared unidas mediante soldaduras. El diámetro externo permanece constante a lo largo de toda la sarta, mientras que el diámetro interno varía según la posición. Esta distribución optimizada del material reduce el peso total de la sarta e incrementa el punto de cedencia a nivel de superficie, lo que permite operar en pozos de mayor profundidad.
- Los CT True-Taper™, o telescópicos verdaderos, representan el desarrollo más reciente en diseño de CT. A diferencia de los telescópicos convencionales, el espesor de pared varía de manera gradual y continua a lo largo del fleje plano de acero, eliminando las concentraciones de tensión asociadas a los cambios abruptos de sección. Esta tecnología optimiza la relación resistencia-peso y maximiza el alcance horizontal en pozos con perfiles extendidos [4].

2.2. UNIDAD DE SERVICIO DE COILED TUBING

La unidad de servicio de CT es el conjunto de equipos necesarios para llevar a cabo las operaciones de intervención en pozo con la tubería flexible continua. Está compuesta por seis subsistemas principales: la unidad de potencia, el carretel de tubería, la cabina de control, la cabeza inyectora, el equipo de control del pozo y el equipo auxiliar. En la Figura 2.3 se muestra un esquema representativo de la disposición típica de estos componentes en una locación de trabajo. A continuación, se comentan las diferentes partes del equipo siguiendo las descripciones comentadas en *Coiled Tubing Client School Manual* [6].

2.2.1. Unidad de potencia

La unidad de potencia consiste en un motor de combustión interna diésel de aproximadamente 335 kW (450 HP) acoplado a un conjunto de bombas hidráulicas que suministran la energía necesaria para operar los distintos subsistemas del equipo. Incorpora válvulas de control de presión, filtros, intercambiadores de calor y acumuladores de emergencia para mantener la presión en todos los circuitos ante una eventual falla del motor. Adicionalmente, la unidad de potencia alimenta un generador de corriente alterna para los sistemas eléctricos y un compresor neumático para los sistemas de aire de la unidad.

2.2.2. Carretel de tubería

El carretel (Figura 2.4), también denominado *reel*, cumple la función de almacenar el CT durante el transporte y de actuar como dispositivo de enrollado y desenrollado durante las operaciones. Está fabricado en acero y cuenta con un tambor central cuyo diámetro de núcleo varía entre 1.21 m (48") y 2.34 m (92") según el diámetro de la cañería a almacenar tal como se mencionó en la Tabla 2.1. El extremo interno de la tubería se conecta, a través



Figura 2.3: Unidad de Coiled Tubing y sus componentes[23].

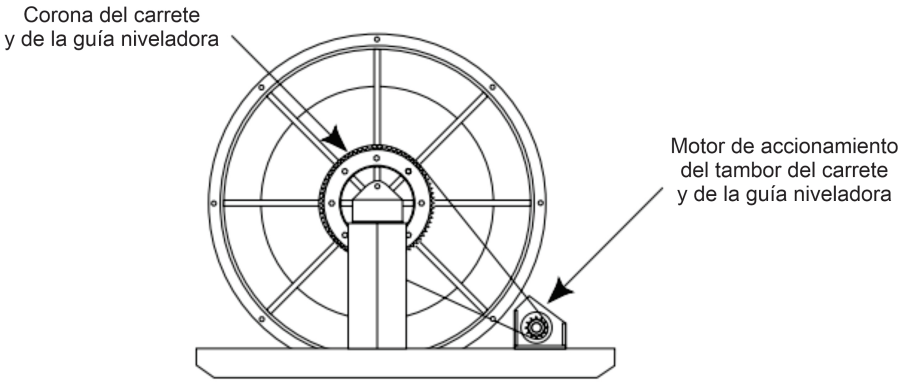


Figura 2.4: Típica configuración de accionamiento del carretel [6].

del segmento hueco del núcleo, a una articulación giratoria de alta presión que permite el bombeo continuo de fluidos mientras el carretel gira.

La rotación del carretel es controlada por un motor hidráulico que mantiene una tensión constante sobre la cañería entre la bobina y la cabeza inyectora, denominada contratensión del carretel. Durante la inyección de la tubería, esta contratensión se regula para permitir que la cabeza inyectora tire de la cañería y la desenrolle de manera controlada. Durante la extracción, la presión del motor se incrementa para bobinar la tubería a la misma velocidad con que es recuperada por el inyector.

Un mecanismo denominado guía niveladora o *levelwind* alinea la cañería apropiadamente a medida que se enrolla o se desenrolla del tambor, distribuyendo las capas de tubería de manera uniforme. Generalmente, este conjunto incorpora también un contador de profundidad mecánico que registra la cantidad de CT introducida o retirada del pozo.

2.2.3. Cabina de control

La cabina de control contiene todos los instrumentos y controles necesarios para operar y monitorear los distintos subsistemas del equipo de CT durante las operaciones en pozo. Desde la consola principal, el operador controla las velocidades de introducción y extracción de la tubería, la presión del *stripper*, las válvulas de los preventores de explosiones (*Blow-Out Preventer* - BOP), la contratensión del carretel y la presión hidráulica del sistema inyector, entre otras variables.

El sistema de adquisición de datos (*Data Acquisition System* - DAS) registra en tiempo real parámetros operativos fundamentales, tales como la presión interna de la tubería, el caudal de circulación, el peso y la tensión de la cañería, la velocidad de corrida y la profundidad de operación. Este registro continuo constituye la base del historial operativo de la sarta, que es utilizado posteriormente por los modelos de predicción de vida a la fatiga para estimar la vida remanente del CT [5].

2.2.4. Cabeza inyectora y cuello de ganso

La cabeza inyectora es el sistema mecánico que proporciona la fuerza necesaria para introducir y recuperar el CT del pozo. Está diseñada para cumplir tres funciones básicas: suministrar la fuerza de empuje para introducir la cañería en contra de la presión del pozo o venciendo la fricción con las paredes, controlar la velocidad de introducción y extracción, así como también, soportar el peso de la tubería suspendida.

El mecanismo de tracción se basa en dos cadenas opuestas con bloques de agarre que abrazan la cañería por fricción y la desplazan axialmente mediante motores hidráulicos de contra-rotación. La fuerza de agarre es regulada hidráulicamente y debe ser suficiente para vencer las cargas axiales sobre la tubería sin exceder la presión de colapso de esta [6].

El cuello de ganso, también denominado arco guía o *gooseneck*, está ubicado directamente sobre la cabeza inyectora y guía la cañería a lo largo de un radio de curvatura controlado desde el carretel hasta las cadenas del inyector. Este componente es de particular relevancia para la vida útil del CT, dado que la cañería se flexiona en él con cada ciclo operativo. Los radios típicos del cuello de ganso varían entre 1.21 m (48") y 3.05 m (120") según el diámetro del CT utilizado [3, 6], y su magnitud tiene una influencia directa sobre la deformación plástica inducida en cada ciclo, como se analiza en detalle en la Sección 2.4.

2.2.5. Equipo de control del pozo

El equipo de control del pozo (Figura 2.5) está ubicado por debajo de la cabeza inyectora y tiene como función mantener el control de la presión del pozo durante las operaciones normales y ante situaciones de contingencia. Se compone de dos elementos principales: el *stripper* o estopero y el conjunto de preventores de explosiones (BOP).

El *stripper* es el dispositivo de control de presión primario. Provee un sello hermético alrededor de la cañería mediante elementos elastoméricos presurizados hidráulicamente, permitiendo el movimiento de la tubería mientras mantiene el control de la presión del pozo. La presión de trabajo máxima estándar del conjunto stripper es de 69 MPa (10 kPSI), aunque existen modelos diseñados para presiones de hasta 103.4 MPa (15 kPSI).

El conjunto de preventores BOP se ubica por debajo del stripper y constituye la barrera de seguridad secundaria. Está equipado con distintos tipos de arietes: ciegos, de corte, de cuñas y anulares, cada uno diseñado para actuar en escenarios específicos de control de

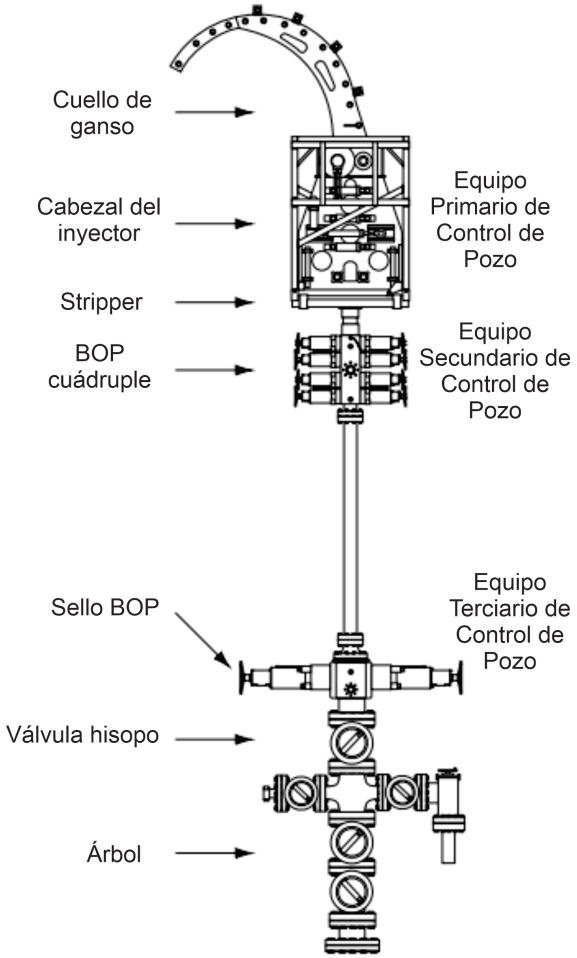


Figura 2.5: Equipo de control de pozo [6].

pozo. Su operación es hidráulica y puede realizarse desde la cabina de control o mediante acumuladores de emergencia.

2.2.6. Equipo auxiliar

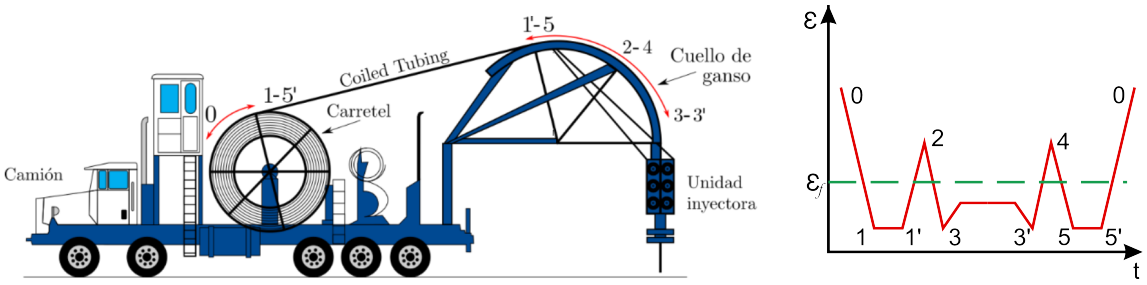
El equipo auxiliar comprende todos los sistemas complementarios necesarios para la ejecución segura de las operaciones. Entre los más relevantes se encuentran la grúa de maniobras, la unidad de bombeo de fluidos y el *choke manifold*, que es el conjunto de válvulas de alta presión utilizado para controlar el flujo de fluidos de tratamiento. En operaciones que requieren la inyección de gas, se incorpora además una unidad de nitrógeno, responsable del almacenamiento, presurización y gasificación del nitrógeno líquido [6].

2.3. OPERACIÓN EN CAMPO: CICLOS DE CARGA

Durante una operación típica de CT, la cañería almacenada en el carretel de servicio es desenrollada, conducida a través del cuello de ganso e introducida en el pozo hasta la profundidad de trabajo requerida. Una vez completada la tarea, el CT es recuperado del pozo y rebobinado en el carretel para su transporte a la siguiente locación. Este ciclo operativo, aparentemente simple, somete a la cañería a una secuencia repetitiva de flexiones y enderezamientos que constituyen el principal mecanismo de daño por fatiga [8, 9].

2.3.1. Secuencia de flexiones en una operación

En una operación estándar de CT, cada punto de la cañería experimenta seis curvaturas distintas por cada ciclo completo de introducción y extracción. En la Figura 2.6 se ilustra esta serie de curvaturas y enderezamientos, junto con el diagrama de deformación en función del tiempo que caracteriza el comportamiento del CT durante el servicio [3, 9].



(a) (b)

Figura 2.6: a) Esquema de una unidad de CT. b) Ciclos de deformación del CT.

Durante la introducción de la tubería al pozo, el CT experimenta las siguientes tres curvaturas. En primer lugar, se produce el desenrollado del carretel: el motor hidráulico opone una contratensión mientras la cabeza inyectora tira de la cañería, lo que genera el primer ciclo de flexión al desdoblar la tubería desde su forma enrollada, tal como se muestra en la Figura 2.6a (Puntos 0-1). A continuación, la cañería llega al cuello de ganso (Punto 2), donde experimenta la segunda curvatura al doblarse sobre el arco guía con un radio comprendido típicamente entre 1.21 m (48") y 3.05 m (120") según el diámetro del CT. Finalmente, la tubería se endereza al atravesar las cadenas de la cabeza inyectora (Punto 3) e iniciar su descenso vertical al interior del pozo, completando la tercera curvatura.

Durante la extracción del pozo, la secuencia se invierte: la cañería se flexiona nuevamente al ingresar al cuello de ganso (Punto 3') desde el pozo, se dobla sobre el arco guía por segunda vez (Punto 4) y finalmente se enrolla en el carretel (Puntos 5'-0). Estas tres curvaturas adicionales completan el ciclo de seis flexiones.

En la Figura 2.6b se observa cómo la deformación supera el umbral de fluencia del material (ε_f) durante el paso por el cuello de ganso y el carretel, lo que justifica el enfoque de fatiga de bajo ciclo adoptado en el presente trabajo.

2.3.2. Influencia del radio de curvatura sobre la deformación plástica

La magnitud de la deformación plástica inducida en cada ciclo de flexión depende directamente del radio de curvatura al que es sometida la cañería, de las dimensiones geométricas del CT y del límite elástico del material. El radio mínimo de flexión elástica R_y, es decir, el radio mínimo al que puede someterse la cañería permaneciendo en régimen elástico, puede calcularse mediante la Ecuación (2.1):

$$R_y = \frac{E\,D}{2\sigma_y} \tag{2.1}$$

donde E es el módulo de elasticidad del acero (generalmente 210 GPa), D es el diámetro exterior del tubo y σ_y es la tensión de fluencia del material.

Dado que los radios típicos de los carretes de servicio (R_{REEL}) y de los cuellos de ganso (R_{TGA}) son significativamente menores que R_y para todos los diámetros y grados de CT

empleados en la industria, la cañería inevitablemente supera su tensión de fluencia en cada ciclo operativo. Como se mostró previamente, la Tabla 2.1 tomada del *API RP 5C7* [3], permite comparar estos valores para distintos diámetros de CT e ilustra con claridad por qué las deformaciones plásticas son inherentes a la operación de este tipo de tubería.

A partir de estudios experimentales documentados en la literatura, se establecieron las siguientes tendencias respecto de la influencia de los parámetros geométricos sobre la vida a la fatiga del CT [5, 9]:

Un **mayor radio de curvatura** en el cuello de ganso reduce la deformación plástica por ciclo y extiende significativamente la vida útil de la cañería. Datos reportados por la SPE (*Society of Petroleum Engineers*) indican que aumentar el radio del cuello de ganso de 1.27 m (50") a 1.83 m (72") incrementó la vida útil entre un 54 % y un 64 %, dependiendo del diámetro del CT y la presión interna aplicada [5].

Un **mayor espesor de pared** aumenta la rigidez a la flexión de la cañería y extiende su vida útil, especialmente en condiciones de alta presión interna.

Un **menor diámetro exterior**, manteniendo constante la relación diámetro-espesor, produce una menor deformación plástica por ciclo y resulta en una vida útil significativamente mayor.

2.3.3. Efecto de la presión interna sobre los ciclos de carga

En la mayoría de las operaciones de intervención en pozo, el CT trabaja simultáneamente bajo flexión cíclica y presión interna. La presencia de presión interna durante los ciclos de flexión amplifica el daño por fatiga de manera no lineal y acelera la propagación de fisuras [9, 11].

Estudios experimentales demostraron que existe una presión interna para la cual la estabilidad radial de la sección transversal se ve favorecida durante la deformación plástica. Este efecto se debe a que la presión interna actúa como un soporte hidrostático que contrarresta la tendencia a la ovalización de la sección durante los ciclos de flexión, manteniendo una distribución de tensiones más uniforme en la pared del tubo. Por debajo de este umbral, la ausencia de soporte interno permite que la ovalización progrese libremente, reduciendo la vida útil respecto del caso con presión mínima. Por encima de él, la vida útil decrece de manera sostenida a medida que la presión interna aumenta, dado que las tensiones circunferenciales y axiales generadas por la presión se superponen a las tensiones de flexión, incrementando la tensión media del ciclo y acelerando el daño por fatiga [5, 9, 12].

Adicionalmente, la combinación de flexión cíclica y presión interna promueve el crecimiento diametral de la cañería, fenómeno por el cual el diámetro exterior del tubo aumenta de manera permanente a lo largo de los ciclos de servicio. Este efecto, conocido coloquialmente como abalonamiento (*ballooning*), trae consecuencias operativas concretas: cuando el crecimiento diametral supera los 1.27 mm (0.05") respecto del diámetro nominal, la cañería ya no puede atravesar los bujes del stripper y debe ser retirada de servicio, incluso si su vida a la fatiga no se ha agotado completamente [5].

Como consecuencia directa del crecimiento diametral, el CT experimenta también un adelgazamiento de sus paredes. Asumiendo que el área de la sección transversal del tubo se mantiene aproximadamente constante, el aumento del diámetro exterior implica una redistribución del material que reduce el espesor de pared, disminuyendo la resistencia a la presión interna y al colapso de la cañería [5].

Finalmente, los ciclos de flexión también producen un incremento progresivo de la **ovalización** de la sección transversal del CT. La ovalización se define como:

$$\text{Ovalidad} = \frac{D_{MAX} - D_{MIN}}{D_{NOMINAL}} \times 100 \tag{2.2}$$

donde D_{MAX} y D_{MIN} son el diámetro exterior máximo y mínimo medidos para una sección dada así como, $D_{NOMINAL}$ es el diámetro exterior especificado. A medida que la ovalidad aumenta, la resistencia al colapso de la cañería disminuye drásticamente, lo que constituye un criterio adicional de retiro de servicio [3, 5].

2.4. ESFUERZOS PRESENTES EN EL COILED TUBING DURANTE EL SERVICIO

Durante una operación en pozo, el CT se encuentra sometido simultáneamente a distintos tipos de solicitaciones mecánicas. Comprender la naturaleza y la magnitud de cada uno de estos esfuerzos resulta fundamental para caracterizar el estado tensional de la cañería y, en consecuencia, para diseñar ensayos de laboratorio que reproduzcan de manera representativa las condiciones de campo. En las subsecciones siguientes se describen los cuatro esfuerzos principales: flexión, presión interna, tracción-compresión axial y torsión.

2.4.1. Tensión producida por efecto de la flexión

Cuando el CT se dobla al pasar por el cuello de ganso o al enrollarse en el carretel, la fibra exterior del tubo experimenta la máxima deformación de flexión. Para una sección tubular sometida a flexión pura, la deformación en la fibra exterior puede expresarse como:

$$\Delta\varepsilon_b = \frac{D}{2R} \tag{2.3}$$

donde D es el diámetro exterior del tubo y R es el radio de curvatura al que está sometida la cañería. Esta expresión representa la amplitud de deformación de flexión experimentada por la fibra más alejada del eje neutro. Sin embargo, dado que el CT posee un espesor de pared finito, resulta más representativo calcular la deformación media en la pared del tubo, que es la que gobierna el comportamiento estructural de la sección [18]. Esta deformación se expresa como:

$$\Delta\varepsilon_b = \frac{D_e - t}{2R} \tag{2.4}$$

donde D_e es el diámetro exterior y t es el espesor de pared. Esta deformación supera ampliamente el límite de fluencia del material en los radios de curvatura típicos del carretel y del cuello de ganso, lo que confirma que cada ciclo operativo induce deformación plástica en la cañería [12].

Para describir el comportamiento del material en el régimen elastoplástico, se utiliza la ecuación de **Ramberg-Osgood**, que relaciona la deformación total con la tensión aplicada mediante:

$$\varepsilon = \left(\frac{\sigma}{K'}\right)^{\frac{1}{n'}} \tag{2.5}$$

donde E es el módulo de elasticidad, K' es el coeficiente de resistencia cíclica y n' es el exponente de endurecimiento cíclico. Los valores de estos parámetros para diferentes grados de CT se presentan en la Tabla 2.3.

La tensión axial producto de la flexión de la cañería $\sigma_{a,b}$ sobre una curvatura de radio R, se calcula entonces como:

$$\sigma_{a,b} = K'(\Delta\varepsilon_b)^{n'} \tag{2.6}$$

Tabla 2.3: Propiedades de los CT.

CT	σ_y	E	K'	n'	σ'_f	ε'_f	b	c
	[MPa]	[GPa]	[MPa]	[-]	[MPa]	[-]	[-]	[-]
HS110	758	167	898.31	0.07496	1319.5	0.57065	-0.1205	-0.74995
QT800	552	155	765.45	0.09537	985.1	0.90567	-0.1064	-0.7549
QT700	483	158	527.93	0.06734	1060	1.30490	-0.1430	-0.7566

A lo largo del ciclo operativo del CT es posible identificar cuatro puntos críticos (Figura 2.7) donde la combinación de esfuerzos resulta más severa [12]:

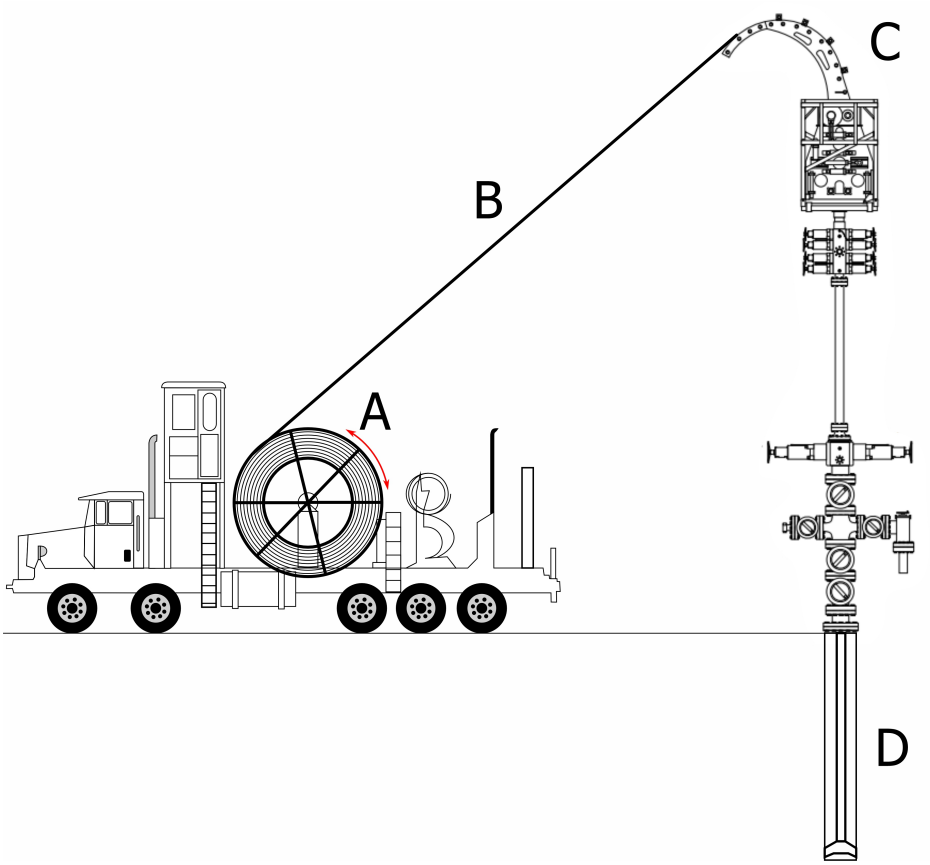


Figura 2.7: Unidad de CT en servicio.

El **punto A** corresponde al sector de la cañería en contacto con el núcleo del carretel, donde se produce la mayor curvatura y, en consecuencia, la mayor deformación plástica por flexión. Este punto es el de mayor daño por fatiga en condiciones normales de operación.

El **punto B** corresponde a la zona de enderezamiento de la cañería al salir del carretel y antes de ingresar al cuello de ganso, donde la cañería pasa de una curvatura pronunciada a la posición recta.

El **punto C** corresponde al sector de la cañería en contacto con el cuello de ganso, donde se produce el segundo evento de flexión significativo del ciclo.

El **punto D** corresponde al tramo de la cañería dentro del pozo, donde los esfuerzos son predominantemente elásticos y su contribución al daño por fatiga de bajo ciclo puede despreciarse en una primera aproximación.

2.4.2. Tensiones por presión interna

Durante la mayoría de las operaciones de intervención, el CT transporta fluidos en su interior a presión elevada. Esta condición genera un estado de tensiones en la pared del tubo que se superpone a los esfuerzos de flexión y complica significativamente el análisis de fatiga.

Para un tubo de pared delgada sometido a presión interna p_i, las tensiones en las tres direcciones principales pueden calcularse mediante las siguientes expresiones [12]:

La **tensión circunferencial** es la componente dominante generada por la presión interna y actúa en la dirección perpendicular al eje del tubo:

$$\sigma_{\theta,p} = \frac{p_i\, r_i}{t} \tag{2.7}$$

donde r_i es el radio interior del tubo y t es el espesor de pared.

La **tensión axial** generada por la presión interna actúa en la dirección longitudinal del tubo como consecuencia del efecto de tapón en los extremos de la sarta:

$$\sigma_{a,p} = \frac{p_i\, r_i}{2t} \tag{2.8}$$

La **tensión radial** actúa en la dirección del espesor de pared. Para tubos de pared delgada, su valor medio puede aproximarse como:

$$\sigma_{r,p} = -p_i \tag{2.9}$$

Estas tres componentes de tensión debidas al efecto de la presión interna se combinan con las tensiones producidas por la flexión para conformar el estado de tensiones multiaxial característico del CT en servicio, cuyo análisis mediante el criterio de Von Mises se presenta en la Sección 2.4.4.

2.4.3. Cargas axiales

El esfuerzo axial por presión interna ya fue presentado en la sección anterior como una de las componentes del estado tensional multiaxial generado por la presión interna.

Otra fuente de esfuerzos axiales es el peso propio, que se origina por el peso de la columna de CT suspendida dentro del pozo. En pozos verticales, esta componente es directamente proporcional a la longitud de tubería introducida y a su peso lineal. En pozos desviados u horizontales, el cálculo debe incorporar los efectos de flotación, fricción con las paredes del pozo y la trayectoria del mismo [6, 13].

El esfuerzo axial de la unidad inyectora se genera por la fuerza que las cadenas de esta ejercen sobre la cañería para introducirla o recuperarla del pozo en contra de la presión del cabezal o del peso de la columna [6].

2.4.4. Estado tensional multiaxial: criterio de Von Mises

La combinación de los esfuerzos descriptos en las secciones anteriores genera en la pared del CT un estado de tensión multiaxial que no puede caracterizarse mediante un único esfuerzo uniaxial. Para evaluar si este estado tensional supera el límite de fluencia del material, se utiliza el **criterio de fluencia de Von Mises**, ampliamente aceptado para aceros sometidos a estados combinados de tensión [24, 20].

Esta tensión equivalente al estado combinado de tensiones se calcula a partir de las tres tensiones principales σ_a, σ_θ y σ_r mediante la siguiente expresión [24]:

$$\sigma_{VM} = \sigma_{eq} = \frac{1}{\sqrt{2}}\sqrt{(\sigma_a - \sigma_\theta)^2 + (\sigma_\theta - \sigma_r)^2 + (\sigma_r - \sigma_a)^2} \tag{2.10}$$

Para el caso del CT, las tres tensiones principales se corresponden con la tensión circunferencial $\sigma_{\theta,p}$, la tensión radial $\sigma_{r,p}$ y la tensión axial total σ_a. Esta última incluye las contribuciones de la flexión $\sigma_{a,b}$, la presión interna $\sigma_{a,p}$ y el peso propio $\sigma_{a,w}$, tal como se expresa en la Ecuación (2.11).

$$\sigma_a = \sigma_{a,b} + \sigma_{a,p} + \sigma_{a,w} \tag{2.11}$$

El criterio de fluencia de Von Mises establece que el material comienza a deformarse plásticamente cuando la tensión equivalente supera el límite de fluencia uniaxial del material:

$$\sigma_{VM} \geq \sigma_y \tag{2.12}$$

La representación gráfica de la curva límite de fluencia de Von Mises que indica la región de trabajo para diferentes valores de presión interna y de carga axial (Figura 2.8) constituye una herramienta de uso habitual en la industria del CT para evaluar la integridad de la cañería durante el diseño de las operaciones. Esta curva delimita la región de operación segura: los estados tensionales que se encuentran dentro de la elipse corresponden a condiciones en las que el material permanece en régimen elástico, mientras que los que la superan implican fluencia plástica [13].

En la práctica, a esta curva teórica se le aplica un coeficiente de seguridad para obtener la denominada curva de límite de trabajo (*working limit curve*), que incorpora un margen de seguridad adicional frente a la ovalidad del tubo y otras imperfecciones geométricas que el criterio de Von Mises no contempla directamente.

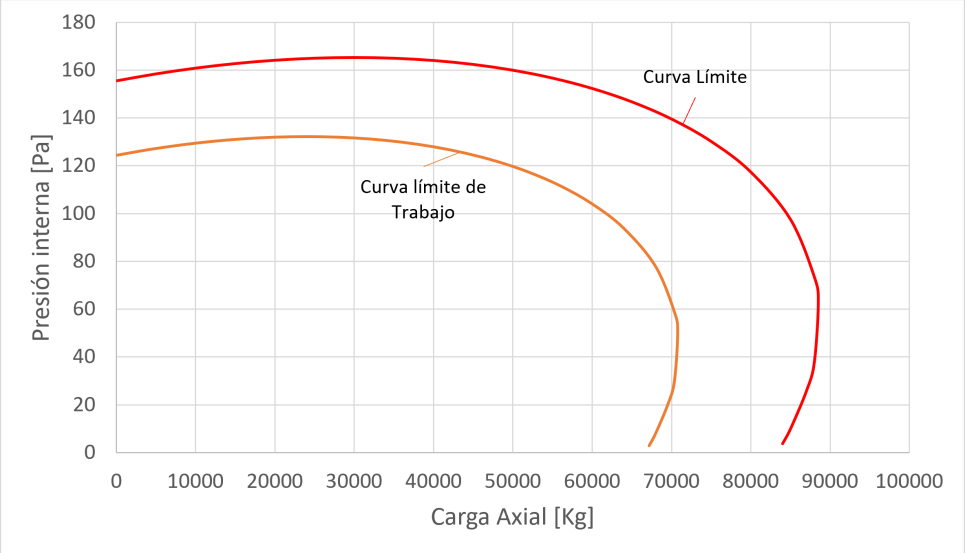


Figura 2.8: Diagrama de Von Mises para la operación de CT. Diámetro exterior de 60.325 mm y espesor de 6.35 mm.

2.5. FATIGA DE BAJO CICLO: DEFINICIÓN, MODELOS Y CRITERIOS

La fatiga es el proceso de daño progresivo e irreversible que experimenta un material sometido a cargas cíclicas, y que eventualmente conduce a la nucleación y propagación de fisuras hasta la fractura del componente. Este fenómeno se distingue de la falla estática en que las tensiones involucradas son inferiores a la resistencia última del material y, en muchos casos, incluso inferiores a su límite de fluencia [10, 25].

En función del nivel de tensiones y del número de ciclos hasta la falla, la fatiga se clasifica convencionalmente en dos regímenes. La **fatiga de alto ciclo** (FAC) corresponde a situaciones en las que las tensiones se mantienen dentro del régimen elástico del material y la falla ocurre tras un número elevado de ciclos, generalmente superior a 10^4. La **fatiga de bajo ciclo** (FBC), en cambio, se caracteriza porque las tensiones aplicadas superan el límite de fluencia del material en cada ciclo, de modo que la deformación plástica es el mecanismo dominante de daño y la falla se produce tras un número relativamente reducido de ciclos, típicamente inferior a 10^4 [10, 12].

El CT opera en el régimen de fatiga de bajo ciclo de manera inherente, dado que las deformaciones plásticas inducidas durante el paso por el cuello de ganso y el enrollado en el carretel son del orden del 2 % al 3 % en cada ciclo operativo, superando ampliamente el límite de fluencia de los aceros HSLA utilizados [12]. Esta condición hace que el número de ciclos que puede realizar una sarta de CT antes de fallar sea limitado y fuertemente dependiente de las condiciones operativas.

En las siguientes subsecciones se comentan los modelos de estimación de vida a la fatiga de bajo ciclos más utilizados en la literatura de refencia.

2.5.1. Modelo de Manson-Coffin

El modelo de **Manson-Coffin** (MC) es el criterio de predicción de vida a la fatiga de bajo ciclo más ampliamente utilizado en ingeniería. Establece una relación entre la amplitud de deformación plástica por ciclo ε_a y el número de ciclos hasta la falla N_f mediante la siguiente ecuación [10, 12]:

$$\varepsilon_a = \varepsilon'_f \, (2N_f)^c \tag{2.13}$$

donde además, ε'_f es el coeficiente de ductilidad a la fatiga y c es el exponente de ductilidad a la fatiga. Los valores de estos parámetros para los materiales de CT más comunes se presentan en la Tabla 2.3.

Este modelo fue originalmente desarrollado para condiciones de carga completamente reversible, es decir, con tensión media nula. En el caso del CT, sin embargo, la presión interna y la carga axial generan una tensión media no nula que desplaza el ciclo tensión-deformación hacia valores más altos, modificando la vida a la fatiga predicha. Esta limitación del modelo de Manson-Coffin motivó el desarrollo de modelos más completos que incorporan el efecto de la tensión media, como el que se describe en la subsección siguiente.

Para el caso multiaxial, la amplitud de deformación plástica equivalente utilizada en el modelo de Manson-Coffin se calcula a partir de la teoría de flujo de Prandtl [18] como:

$$\varepsilon_{a,eq} = \frac{2}{3}\varepsilon \tag{2.14}$$

donde ε es la deformación plástica uniaxial equivalente obtenida a partir de la ecuación de Ramberg-Osgood con la tensión equivalente de Von Mises como tensión de referencia, tal como se muestra en la Ecuación (2.15).

$$\varepsilon = \left(\frac{\sigma_{VM}}{K'}\right)^{\frac{1}{n'}} \tag{2.15}$$

2.5.2. Modelo de Manson-Halford

El modelo de **Manson-Halford** (MH) extiende el criterio de Manson-Coffin para incorporar el efecto de la tensión media sobre la vida a la fatiga. La expresión del modelo es la siguiente [12]:

$$\varepsilon_p = \varepsilon'_f \left(\frac{\sigma'_f - \sigma_m}{\sigma'_f}\right)^{\frac{c}{b}} N_f^c \tag{2.16}$$

donde σ_m es la tensión media del ciclo, σ'_f es el coeficiente de resistencia a la fatiga, b es el exponente de resistencia a la fatiga y el resto de los parámetros conservan las definiciones del modelo de Manson-Coffin.

El término $\left(\frac{\sigma'_f - \sigma_m}{\sigma'_f}\right)^{\frac{c}{b}}$ actúa como un factor corrector que reduce la vida a la fatiga predicha cuando la tensión media es positiva (tensión media de tracción), y la aumenta cuando es negativa (tensión media de compresión). En el caso del CT, la presión interna genera tensiones medias de tracción tanto en la dirección circunferencial como en la axial, por lo que su efecto es siempre reductor de la vida útil.

Estudios comparativos entre los modelos MC y MH para los materiales QT-700, QT-800 y HS-110 demostraron que el modelo de Manson-Halford es consistentemente más conservador que el de Manson-Coffin, es decir, predice una vida a la fatiga menor para las mismas condiciones de carga. En términos prácticos, el modelo MH proporciona una cota inferior de la vida a la fatiga del CT, lo que lo convierte en la herramienta más adecuada para el diseño conservador de operaciones [12].

2.5.3. Modelo de Smith-Watson-Topper

El modelo de **Smith-Watson-Topper** (SWT) es uno de los criterios de predicción de vida a la fatiga más utilizados en la ingeniería moderna, especialmente en situaciones donde la tensión media tiene una influencia significativa sobre el comportamiento a fatiga del material. Fue propuesto originalmente por Smith, Watson y Topper en 1970 como una extensión del criterio de Manson-Coffin que incorpora el efecto de la tensión media de manera implícita a través del producto de la tensión máxima del ciclo y la amplitud de deformación [25].

El parámetro de daño del modelo SWT se define como:

$$P_{SWT} = \sigma_{max}.\varepsilon_a = \frac{(\sigma'_f)^2}{E}.(2N_f)^{2b} + \sigma'_f.\varepsilon'_f.(2N_f)^{b+c} \tag{2.17}$$

donde σ_{max} es la tensión máxima del ciclo, ε_a es la amplitud de deformación total, σ'_f es el coeficiente de resistencia a la fatiga, ε'_f es el coeficiente de ductilidad a la fatiga, b es el exponente de resistencia a la fatiga, c es el exponente de ductilidad a la fatiga, E es el módulo de elasticidad y N_f es el número de ciclos hasta la falla.

La principal ventaja del modelo SWT respecto del modelo de Manson-Coffin es que incorpora naturalmente el efecto perjudicial de la tensión media de tracción: cuando la tensión media es positiva, la tensión máxima del ciclo σ_{max} aumenta respecto del caso con tensión media nula, incrementando el parámetro P_{SWT} y reduciendo en consecuencia la vida a la fatiga predicha. Por el contrario, cuando la tensión media es de compresión, σ_{max} disminuye y el modelo predice una vida mayor.

En su aplicación al CT, el modelo SWT resulta particularmente apropiado dado que la presión interna genera tensiones medias de tracción tanto en la dirección circunferencial como en la axial, desplazando el ciclo tensión-deformación hacia valores más altos de tensión máxima. La extensión del modelo SWT al caso multiaxial se realiza mediante la sustitución de las tensiones y deformaciones uniaxiales por sus equivalentes de Von Mises, de manera análoga a lo descripto para los modelos MC y MH en las secciones anteriores [25, 12].

2.5.4. Regla de Palmgren-Miner

Dado que el CT experimenta diferentes niveles de deformación plástica en distintos puntos de su ciclo operativo (fundamentalmente en el carretel y en el cuello de ganso), el daño por fatiga acumulado debe calcularse considerando la contribución de cada evento de flexión por separado. Para ello se utiliza la **regla de daño acumulado de Palmgren-Miner**, que establece que la fracción de vida consumida en cada nivel de carga es proporcional al número de ciclos aplicados a ese nivel respecto del número de ciclos hasta la falla bajo esa condición [12, 14]:

$$D_m = \sum_{i=1}^{k} \frac{n_i}{N_{f,i}} \tag{2.18}$$

donde D_m es el daño acumulado total, n_i es el número de ciclos aplicados bajo la condición i, $N_{f,i}$ es el número de ciclos hasta la falla bajo la condición i y k es el número de niveles de carga distintos considerados. La falla se predice cuando el daño acumulado es igual a 1.

En su aplicación al CT, los niveles de carga relevantes corresponden a los puntos críticos del ciclo operativo identificados en la Sección 2.4.1: el sector en contacto con el núcleo del carretel (punto A) y el sector en contacto con el cuello de ganso (punto C). El daño acumulado en el carretel es el más severo de los dos, dado que involucra la mayor curvatura. Sin embargo, la contribución combinada de ambos puntos reduce la vida útil predicha de manera considerable respecto de la que resultaría de considerar únicamente el daño del carretel [12].

2.5.5. Predicción de vida a la fatiga: implementación computacional

A partir de los modelos de Manson-Coffin, Manson-Halford y Smith-Watson-Topper desarrollados en las secciones anteriores, y con el objetivo de contar con una herramienta de predicción práctica y verificable, el grupo de investigación del LEI-UNPSJB desarrolló un software de cálculo implementado en la plataforma GNU Octave. Este desarrollo fue presentado en el marco del trabajo "Vida a la fatiga de Coiled Tubing. Influencia de la tensión media y la tensión en el carretel"[12].

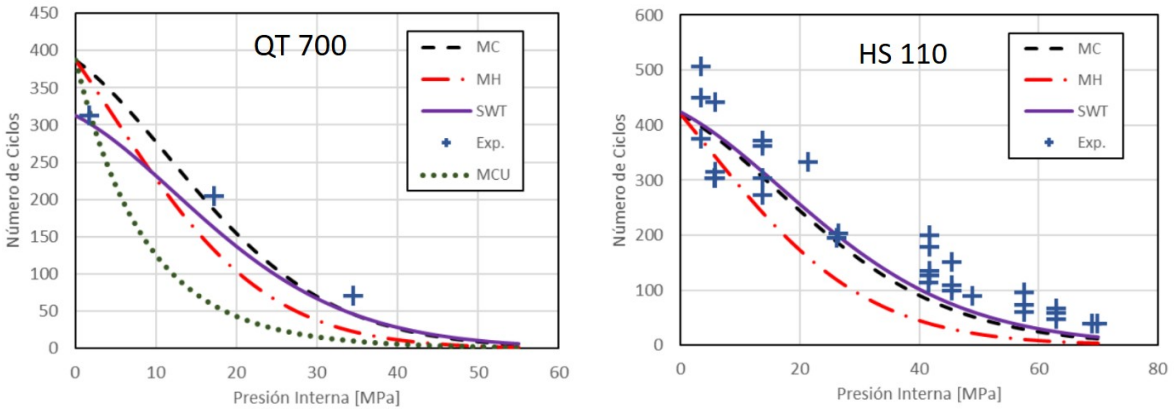
El software desarrollado permite calcular la vida a la fatiga de bajo ciclo de un CT a partir de los siguientes parámetros de entrada:

- Diámetro exterior (D_e) y Diámetro interior (D_i) del tubo.
- Radio del cuello de ganso (R_{TGA}).

- Radio del carretel (R_{REEL}).
- Presión interna máxima de trabajo (p_i).

A partir de estos datos, el programa implementa las ecuaciones de los distintos modelos de fatiga junto con la regla de Palmgren-Miner para calcular el daño acumulado en cada punto crítico del ciclo operativo, y entrega como resultado una curva de número de ciclos hasta la falla en función de la presión interna para cada modelo. Adicionalmente, el software incorpora el modelo Manson-Coffin Uniaxial (MCU), que constituye la versión simplificada del criterio de Manson-Coffin aplicada directamente sobre la deformación de flexión uniaxial, sin la corrección multiaxial introducida por la teoría de flujo de Prandtl. Este modelo fue incluido con fines comparativos para evaluar el impacto de la simplificación uniaxial sobre la vida predicha respecto de los modelos multiaxiales [12].

Los resultados obtenidos fueron contrastados con datos experimentales disponibles en la literatura [26, 21] para diferentes grados de CT, permitiendo validar los modelos propuestos. En las Figuras 2.9a y 2.9b se presentan las curvas de vida a la fatiga obtenidas para ambos materiales donde se comparan las predicciones de los modelos de MC, MH, SWT y MCU con los puntos experimentales relevados.



(a) **(b)**

Figura 2.9: Diagramas de resultados obtenidos a partir del software desarrollado en GNU Octave.

Del análisis de estas figuras se desprenden las siguientes observaciones. Para el grado QT-700 (Figura 2.9a), los modelos MC, MH y SWT presentan una buena correlación con los datos experimentales a presiones intermedias, mientras que a presiones bajas los modelos tienden a subestimar levemente la vida útil observada. El modelo MH resulta consistentemente más conservador que el MC, prediciendo una vida útil menor para todas las condiciones de presión analizadas. El modelo MCU, al no incorporar la corrección multiaxial, arroja predicciones notablemente más conservadoras que los demás modelos, lo que evidencia la importancia de considerar el estado tensional multiaxial en el análisis de fatiga del CT.

Para el grado HS-110 (Figura 2.9b), los modelos MC, MH y SWT muestran una muy buena concordancia entre sí y con los datos experimentales en el rango de presiones intermedias y altas. A presiones bajas se observa una mayor dispersión en los puntos experimentales, lo que sugiere una mayor variabilidad en el comportamiento del material bajo estas condiciones. En este caso el modelo MH sigue siendo el más conservador, aunque la diferencia respecto del MC es menos pronunciada que para el grado QT-700.

Estas curvas ponen de manifiesto que la presión interna es una variable de diseño crítica en la operación del CT, ya que un incremento moderado en la presión de trabajo puede reducir

la vida útil de la cañería en un porcentaje significativo. Al mismo tiempo, la disponibilidad de un software de predicción calibrado con datos experimentales constituye una herramienta de alto valor para las empresas operadoras de la región, ya que permite estimar la vida remanente de una sarta de CT en función de sus condiciones reales de operación.

La importancia de este desarrollo en el contexto del presente trabajo radica en que, una vez finalizada la construcción de la MFBC, será posible obtener datos experimentales propios para los grados de CT de uso habitual en las cuencas patagonicas y contrastarlos directamente con las predicciones del software. Este proceso de validación experimental constituye la etapa siguiente del proyecto de investigación del LEI-UNPSJB y representa el vínculo directo entre el diseño de la máquina presentado en este desarrollo y la generación de conocimiento aplicado para la industria regional [12, 20].

2.5.6. Limitaciones de los modelos y necesidad de datos experimentales

A pesar de los avances descriptos, la precisión de cualquier modelo de predicción de vida a la fatiga depende críticamente de la calidad y representatividad de los datos experimentales utilizados para su calibración y validación. En el caso del CT, estos datos provienen históricamente de dos fuentes: ensayos de campo en condiciones reales de operación y ensayos de laboratorio con máquinas especialmente diseñadas para reproducir los ciclos de flexión y presión interna [11, 20].

Los ensayos de campo proporcionan resultados altamente representativos de las condiciones reales, pero presentan limitaciones importantes: requieren disponer de una unidad completa de CT dedicada exclusivamente al ensayo, implican costos operativos elevados e introducen solicitaciones adicionales no contempladas en los modelos, como variaciones en la temperatura, la corrosión y las cargas dinámicas generadas por el flujo interno [11].

Los ensayos de laboratorio, en cambio, permiten controlar con precisión las variables de ensayo, reproducir condiciones específicas de manera repetitiva y obtener resultados en tiempos y con costos significativamente menores. Su principal limitación radica en la dificultad de reproducir fielmente la complejidad del estado tensional real al que está sometido el CT en campo [20].

La escasa disponibilidad de datos experimentales de laboratorio para los nuevos grados de CT introducidos por los fabricantes en los últimos años, particularmente para las condiciones operativas características de las cuencas patagónicas, constituye la principal motivación para el desarrollo de la MFBC objeto del presente trabajo [12, 20].

CAPÍTULO 3

Diseño de la Máquina de Fatiga de Bajo Ciclo

3.1. REQUERIMIENTOS DE DISEÑO Y CRITERIOS ADOPTADOS

El punto de partida del proceso de diseño fue la definición de los requerimientos mínimos que debía satisfacer la MFBC para generar datos experimentales representativos de las condiciones de operación del CT en campo. Estos requerimientos se establecieron sobre la base de tres fuentes complementarias: el relevamiento bibliográfico del estado del arte en máquinas de ensayo existentes, descripto en la Sección 1.4.2, las entrevistas mantenidas con referentes de empresas proveedoras y usuarias de CT en la región patagónica, y la consulta técnica realizada al Coiled Tubing Mechanics Research Consortium (CTMRC) de la Universidad de Tulsa, con el objetivo de conocer las especificaciones técnicas de sus equipos y utilizarlas como criterios de referencia [20].

A partir de este relevamiento, se identificó como requerimiento fundamental que la máquina debía ser capaz de aplicar **ciclos de flexión controlados** sobre el tramo de CT ensayado, reproduciendo las curvaturas típicas del cuello de ganso para los distintos diámetros de cañería de uso habitual en la región. Según lo establecido por el API RP 5C7 [3] y resumido en la Tabla 3.1, los radios de curvatura relevantes para los diámetros comprendidos entre 25.4 mm (1") y 66.675 mm (2,625") varían entre 1.22 m (48") y 3.05 m (120") [3]. El diseño debió contemplar la posibilidad de modificar el radio de curvatura de la cama de flexión para ensayar distintos diámetros de CT sin necesidad de rediseñar la máquina completa.

El equipo también debía permitir la aplicación simultánea de presión interna sobre el tramo de CT durante los ciclos de flexión, dado que esta condición es la más representativa de las operaciones reales en pozo y su combinación con la flexión cíclica produce el estado tensional más severo sobre la cañería [12, 20]. La presión interna máxima de diseño se fijó en 50 MPa (7.3 kPSI), valor representativo de las presiones de trabajo habituales en las operaciones de intervención en las cuencas patagónicas.

Por otro lado tenía que ser capaz de ensayar **CT de distintos diámetros y grados de material**, tanto nuevos como con historial de uso previo, con el objetivo de caracterizar el comportamiento de sartas en distintos estados de degradación. Los diámetros contemplados en el diseño abarcan el rango comprendido entre 17.75 mm (0.75") y 66.675 mm (2,625"), que cubre la totalidad de los diámetros de uso habitual en las operaciones de la región.

Finalmente, el diseño requería ser **técnica y económicamente viable** dentro de los recursos disponibles en el LEI-UNPSJB, lo que implicó priorizar soluciones constructivas basadas en perfiles estructurales y componentes comerciales de disponibilidad local, minimizando

la necesidad de piezas especiales o importadas.

Sobre la base de estos requerimientos, se tomaron las siguientes **decisiones de diseño fundamentales**. En primer lugar, se definió una **longitud de probeta de 1 m** entre el punto de aplicación de la carga y el empotramiento. Este valor fue consensuado con el grupo de trabajo tras varias reuniones con empresas locales dado que permite simular condiciones reales sin comprometer la viabilidad del montaje y la operación [20]. En segundo lugar, se estableció como **diámetro de referencia para el dimensionamiento** el valor de 66.675 mm (2.625"), que corresponde al mayor diámetro contemplado en el diseño y que, combinado con los grados de material de mayor resistencia disponibles (HT-125, con límite de fluencia de 862 MPa), define las condiciones de carga más exigentes que debe soportar la estructura. En tercer lugar, se adoptó una carga máxima de diseño de 8000 kg, que incorpora un margen de seguridad adecuado sobre la carga estimada de 6000 kg necesaria para inducir la flexión en el tubo de mayor resistencia contemplado [20]. La Tabla 2.2 resume las propiedades mecánicas de los materiales de CT considerados en el dimensionamiento.

Finalmente, sobre la base de lo analizado se decidió que el presente trabajo se focalizaría en el **diseño estructural y del sistema de flexión cíclica** para obtener datos experimentales que sean de utilidad en una etapa posterior del trabajo de investigación llevado a cabo en el LEI-UNPSJB. El dispositivo capaz de generar la presión interna se lleva a cabo en un proyecto desarrollado de forma paralela.

3.2. ANÁLISIS DE ANTEPROYECTOS Y SELECCIÓN DEL MODELO

Una vez definidos los requerimientos de diseño, el grupo de trabajo desarrolló una serie de propuestas conceptuales que fueron evaluadas en función de su representatividad mecánica, su viabilidad constructiva y su costo estimado de fabricación.

3.2.1. Propuestas iniciales

Las primeras propuestas exploraron la posibilidad de incorporar al diseño, además de la flexión y la presión interna, la **aplicación de esfuerzos de tracción** para simular el peso de la cañería dentro del pozo. La Figura 3.1 presenta el diseño propuesto. En ella se observan partes como: cama de flexión, un pistón hidráulico para ejercer la flexión y otro para ejercer la tracción, además del resto de la estructura necesaria para unificar todos los componentes.

Paralelamente, se evaluó la posibilidad de incorporar **esfuerzos de torsión** sobre la probeta, con el objetivo de reproducir el estado tensional generado por la rotación del CT sobre su eje longitudinal durante las operaciones con motor de fondo, logrando así una propuesta de diseño como la que se observa en la Figura 3.2. El diseño consta de una cama de flexión equipada con un actuador hidráulico encargado de inducir los esfuerzos flectores en la tubería. En la sección central del conjunto, se ubica un mecanismo de palanca diseñado para someter al CT a solicitaciones torsionales. Finalmente, en el extremo derecho de la figura, se dispone de un segundo cilindro hidráulico dimensionado para aplicar la carga de tracción axial requerida.

Si bien este aspecto representa un área de conocimiento poco explorada y de alto valor científico, su implementación requería soluciones mecánicas de considerable complejidad que excedían el alcance del presente trabajo, por lo cual se decidió quedarse con la opción de flexión y tracción en dicho momento. Esto requirió de algunas conversaciones con docentes de la carrera de Ingeniería Mecánica de nuestra Universidad, como el Dr. Ing. Daniel Barilá,

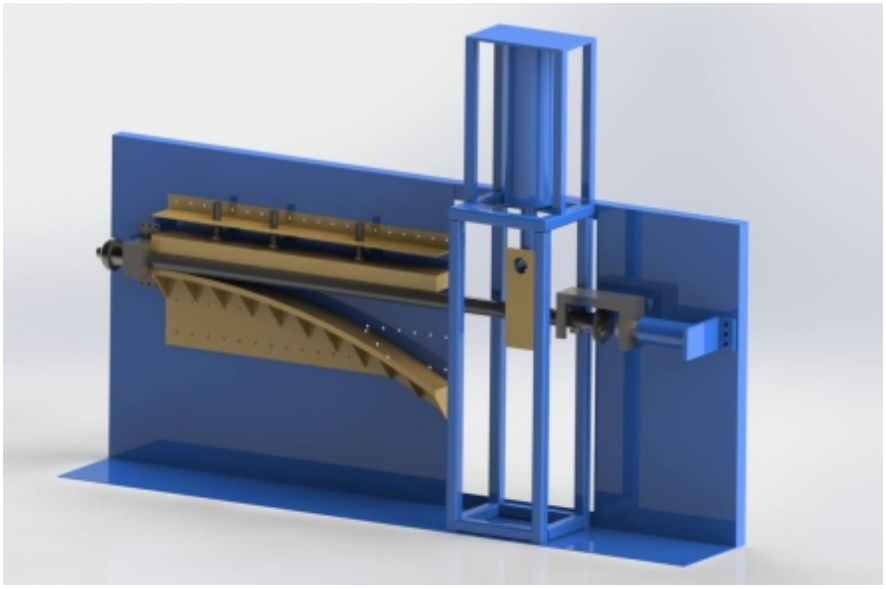


Figura 3.1: Primer diseño evaluado para llevar a cabo esfuerzos de flexión y tracción.

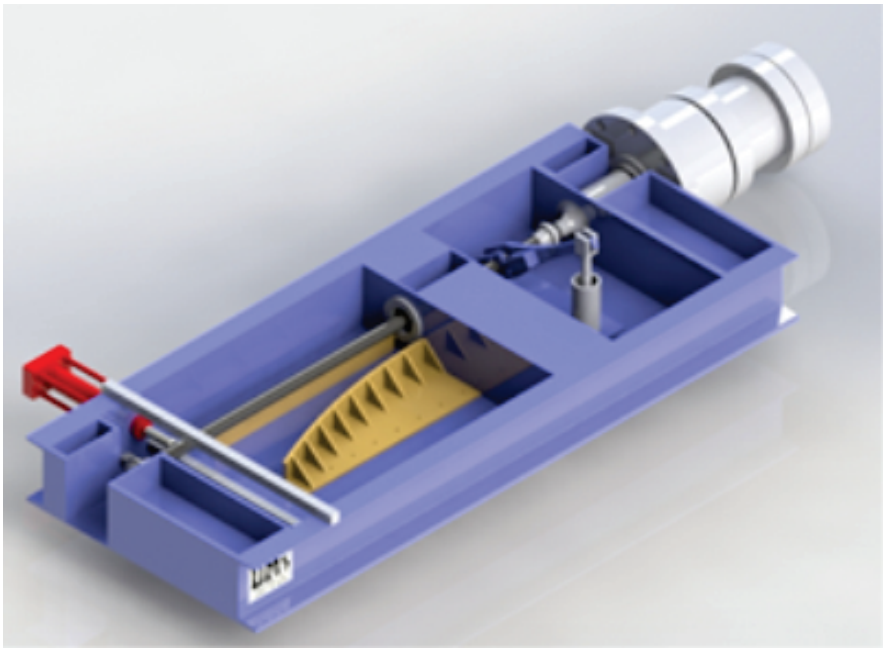


Figura 3.2: Segundo diseño evaluado para llevar a cabo esfuerzos de flexión, tracción y torsión.

quien sugirió algunas recomendaciones, llegando así a un diseño como el que se puede observar en la Figura 3.3.

Seguidamente, y luego de varios análisis sobre los esfuerzos presentes, se decidió optar por una propuesta más conservadora, pero que sea representativa de los esfuerzos que son más influyentes en el servicio de una unidad de CT, como se muestra a continuación.

3.2.2. Criterios de selección del modelo final

Tras evaluar las distintas propuestas desde el punto de vista técnico y económico, el grupo de trabajo decidió focalizar el diseño en un modelo más acotado pero técnicamente representativo de las condiciones de operación más frecuentes. Esta decisión se fundamentó en dos criterios principales.

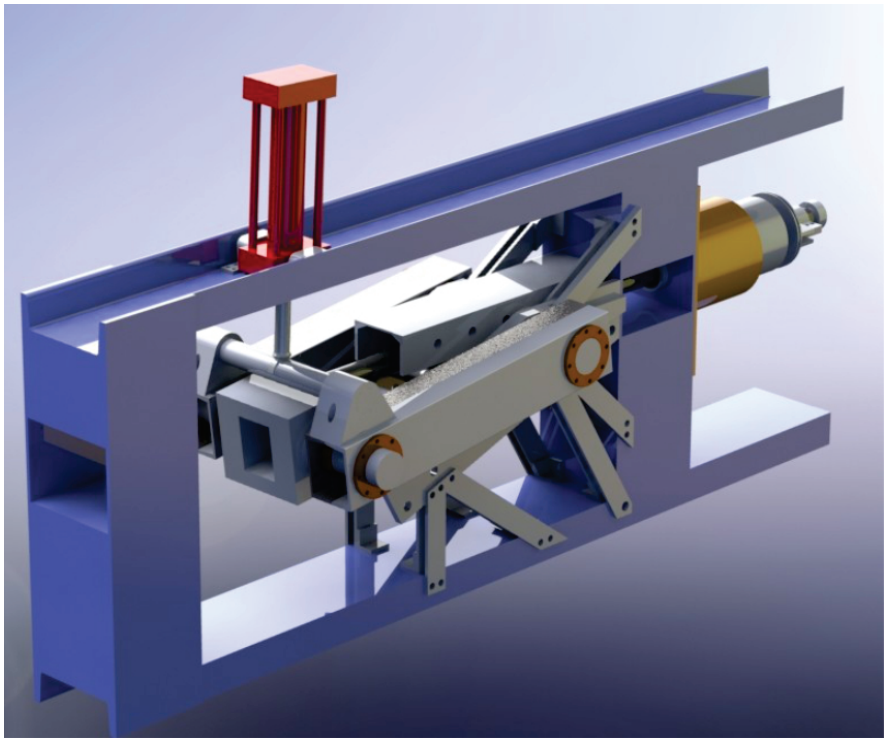


Figura 3.3: Tercer diseño evaluado para llevar a cabo esfuerzos de flexión y tracción.

El primero fue el criterio de caracterización mecánica: como se estableció en la Sección 2.3, los esfuerzos de flexión sumados a los de la presión interna son los que producen las mayores deformaciones plásticas sobre el CT durante el servicio superando el umbral de fluencia del material. Los esfuerzos de tracción y torsión, si bien están presentes en condiciones reales, se mantienen en régimen elástico y su contribución al daño por fatiga es secundaria respecto de la flexión cíclica [12, 20]. Por lo tanto, la reproducción controlada de la flexión cíclica con presión interna simultánea constituye una aproximación suficientemente representativa para los objetivos del presente trabajo.

El segundo fue el criterio de factibilidad: la inclusión de tracción y torsión habría incrementado sustancialmente las dimensiones de la máquina, los requerimientos de potencia del sistema motriz y los costos de fabricación, sin una mejora proporcional en la representatividad de los ensayos para los fenómenos de fatiga que se busca caracterizar.

Sobre esta base, se seleccionó una configuración en la que el CT es empotrado en uno de sus extremos y sometido a ciclos de flexión mediante un pistón hidráulico que actúa en dirección perpendicular al eje del tubo, sobre una cama de flexión de radio de curvatura intercambiable. Esta configuración, cuyo modelo final se presenta en la Figura 3.4, reproduce fielmente las condiciones de flexión inducidas por el paso de la cañería por el cuello de ganso y permite la aplicación simultánea de presión interna a través del sistema auxiliar desarrollado en paralelo [20]. El diseño quedó además concebido de manera abierta, dejando prevista la posibilidad de incorporar los esfuerzos de tracción y torsión en etapas futuras del proyecto.

3.3. DESCRIPCIÓN GENERAL DE LA MFBC

La MFBC diseñada y en proceso de construcción del LEI-UNPSJB es una máquina de ensayo de flexión cíclica específicamente concebida para evaluar la vida a la fatiga de bajo ciclo de CT bajo condiciones representativas de las operaciones en pozo. En la Figura 3.5 se

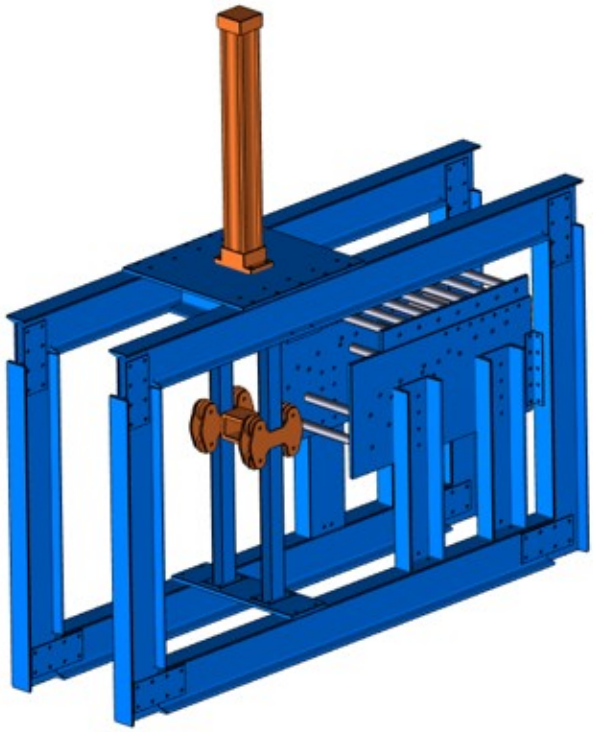


Figura 3.4: MFBC propuesta.

presenta el modelo de la máquina en su configuración final.

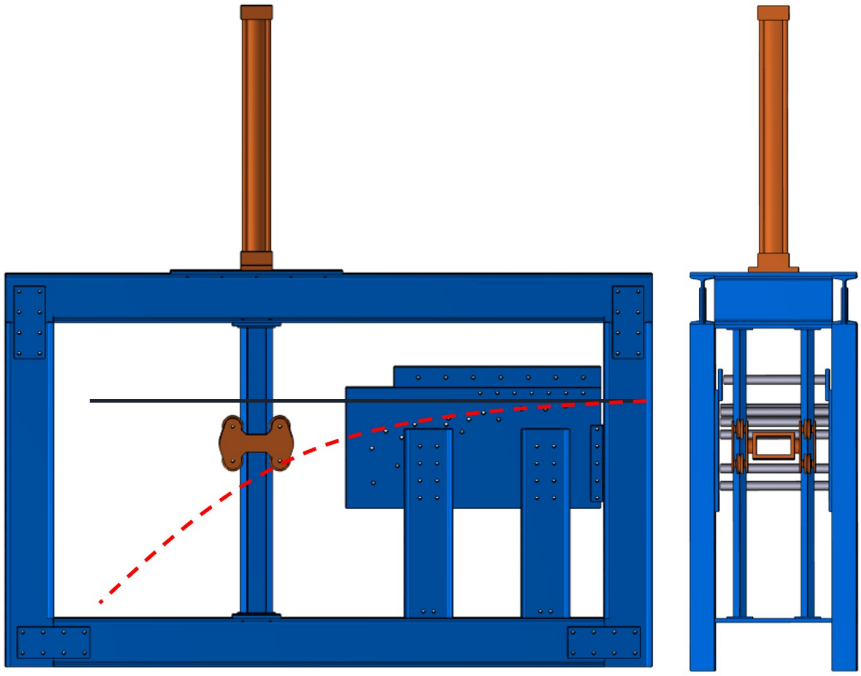


Figura 3.5: MFBC - vista lateral y frente.

La máquina está compuesta por los siguientes sistemas principales, que se describen en detalle a continuación:

- La **estructura principal** es el conjunto de elementos metálicos que soporta todas

las cargas generadas durante el ensayo. Está fabricada con perfiles estructurales de acero y planchuelas, y fue dimensionada para soportar una carga máxima de 8000 kg aplicada por el pistón hidráulico sobre la probeta de CT.

- El **sistema de flexión** está compuesto por el pistón hidráulico, las guías de desplazamiento, el sistema de empotramiento y la cama de flexión de radio de curvatura R intercambiable. Este sistema es el responsable de aplicar los ciclos de flexión sobre el CT con la amplitud y frecuencia requeridas por el ensayo. La Tabla 3.1 resume los radios de cama disponibles en el diseño para cada rango de diámetros de CT.

Tabla 3.1: Radio de cama utilizado para los diferentes diámetros de CT.

D		R	
[mm]	[in]	[m]	[in]
19.05 - 38.1	0.75 - 1.5	1.22	48
44.45 - 50.8	1.75 - 2	1.83	72
60.33 - 66.68	2.375 - 2.625	3.05	120

- El **sistema hidráulico** es el conjunto de componentes encargados de generar, controlar y distribuir la presión hidráulica necesaria para accionar el pistón. Está compuesto por una bomba de engranajes, un motor eléctrico, una válvula direccional de 4 vías y 3 posiciones, válvulas reguladoras de caudal, válvula limitadora de presión y un depósito de fluido hidráulico.
- El **sistema de control** del ciclo de flexión se basa en dos finales de carrera que detectan las posiciones límite del pistón hidráulico y envían la señal eléctrica a un sistema eléctrico compuesto por relés para conmutar la electroválvula direccional, invirtiendo el movimiento del vástago de manera automática y repetitiva. Este sistema permite ejecutar los ciclos de flexión de forma continua sin intervención del operador. La incorporación de un sistema de adquisición de datos para el registro de variables como la presión interna, el número de ciclos y la posición del pistón constituye una etapa de desarrollo pendiente, prevista como trabajo futuro.
- El **sistema de presión interna**, es el dispositivo auxiliar encargado de generar y mantener la presión interna sobre el tramo de CT durante los ciclos de flexión. Utiliza agua como fluido de presurización y es capaz de alcanzar presiones de hasta 50 MPa mediante un circuito hidráulico secundario independiente del sistema de flexión.

3.4. DISEÑO DE LA ESTRUCTURA PRINCIPAL

3.4.1. Determinación de la carga de diseño

El dimensionamiento de la estructura de la MFBC requirió, como primer paso, la determinación de la carga máxima que el sistema de flexión debe ser capaz de aplicar sobre la probeta de CT. Esta carga constituye el parámetro de diseño fundamental a partir del cual se dimensionaron todos los componentes estructurales de la máquina.

El tramo de CT sometido a ensayo fue modelado como una viga empotrada en uno de sus extremos y libre en el otro. Se consideró una carga puntual F aplicada perpendicularmente al eje del tubo en el extremo libre, a una distancia $L = 1$ m del empotramiento. Bajo esta configuración, el momento flector máximo se produce en la sección de empotramiento y vale [27]:

$$M_{max} = F.L \tag{3.1}$$

Para determinar la carga de diseño de la máquina se consideraron los grados de CT de mayor resistencia contemplados en el diseño: el HT-110 y el HT-125, ambos con un diámetro exterior de 2.375"(60.325 mm) y un espesor de pared de 0.25"(6.35 mm), lo que resulta en un diámetro interior de 1.875"(47.625 mm). Las propiedades mecánicas de ambos materiales fueron extraídas de la Tabla 2.2. El área de la sección transversal del tubo es:

$$A = \frac{\pi}{4}({D_e}^2 - {D_i}^2) \tag{3.2}$$

En una primera instancia, se calculó la fuerza necesaria para que la fibra más solicitada de la sección de empotramiento alcance el límite de fluencia del material, es decir, la fuerza correspondiente al inicio de la fluencia. Para ello se igualó el momento flector máximo con el momento de fluencia de la sección [27]:

$$M_{max} = \sigma_y \frac{I_{xx}}{c} \tag{3.3}$$

donde I_{xx} es el momento de inercia de la sección tubular hueca respecto del eje neutro:

$$I_{xx} = \frac{\pi}{32}({D_e}^4 - {D_i}^4) \tag{3.4}$$

y c es la distancia desde el eje neutro hasta la fibra más alejada, que para la sección tubular hueca corresponde a $D_i/2$. La fuerza necesaria para alcanzar el inicio de la fluencia F_e resulta entonces de resolver la siguiente ecuación:

$$F_e = \frac{\sigma_y I_{xx}}{cL} \tag{3.5}$$

Sin embargo, este criterio no resulta representativo del objetivo del ensayo. Como se estableció en el Capítulo 2, el CT opera en el régimen de fatiga de bajo ciclo de manera inherente, lo que implica que durante cada ciclo operativo la cañería es sometida a deformaciones plásticas que superan ampliamente el límite de fluencia del material. En consecuencia, la carga de diseño de la máquina no debe limitarse a inducir el inicio de la fluencia en la fibra más solicitada, sino que debe ser suficiente para producir la fluencia plástica completa de la sección transversal, condición que es la realmente representativa de lo que ocurre en el CT al pasar por el cuello de ganso durante el servicio [12, 20].

Cuando la sección transversal del CT alcanza la fluencia plástica completa, la distribución de tensiones deja de ser lineal y la totalidad del material de la sección trabaja a la tensión de fluencia σ_y. En esta condición, la mitad superior de la sección se encuentra íntegramente a tracción con tensión σ_y y la mitad inferior íntegramente a compresión con tensión σ_y, formando un par de fuerzas que constituye el momento plástico M_p de la sección. Para una sección tubular hueca, este momento puede expresarse como:

$$M_p = \sigma_y \, A \, \frac{D_e}{2} \tag{3.6}$$

donde A es el área de la sección transversal y $D_e/2$ es la distancia aproximada desde el eje neutro hasta el centroide de cada semisección. Igualando este momento con el momento flector máximo y despejando la fuerza necesaria:

$$F_p = \frac{\sigma_y \, D_e \, A}{2L} \tag{3.7}$$

La Tabla 3.2 resume los resultados obtenidos para ambos criterios y grados del material.

Tabla 3.2: Comparativa de fuerzas necesarias según criterio de cálculo.

Criterio	HT-110 [kg]	HT-125 [kg]
Elástico (inicio de fluencia)	2585	2937
Plasticidad Total	5028	5713

El caso más exigente corresponde al grado HT-125 bajo el criterio de plasticidad total. Con el objetivo de incorporar un margen de seguridad adecuado que garantice la capacidad de ensayar tubos con geometrías o grados de material más exigentes que puedan incorporarse en el futuro, se estableció como carga máxima de diseño $F_d = 8000$ kg (17777 lb). Este valor representa un factor de seguridad de aproximadamente 1.4 sobre la carga de plasticidad total del caso más exigente considerado, criterio consistente con las recomendaciones de la bibliografía [27] para estructuras sometidas a cargas dinámicas conocidas. A partir de este valor se realizaron todos los cálculos estructurales y se seleccionaron los componentes del sistema hidráulico.

3.4.2. Análisis de la Placa Superior

La Placa Superior (PS) constituye el componente estructural sobre el cual se monta el cilindro hidráulico encargado de aplicar la carga de flexión sobre la probeta de CT. Al ser el punto de transmisión de la carga de diseño de 8000 kg hacia la estructura, representa una de las zonas más críticas desde el punto de vista de la resistencia mecánica, ya que debe soportar la reacción generada por el pistón sin superar el límite de fluencia del material.

La PS y los perfiles de refuerzo fueron fabricados en acero SAE 1020 (ASTM A36), cuyas propiedades mecánicas se resumen en la Tabla 3.3. Este material es ampliamente utilizado en estructuras metálicas de uso general debido a su buena soldabilidad, su disponibilidad comercial y su adecuada relación costo-resistencia para las solicitaciones previstas.

Tabla 3.3: Propiedades mecánicas del acero SAE 1020.

Propiedad	Valor
Límite elástico (σ_y)	250 [MPa]
Resistencia a la tracción (σ_{uts})	400 [MPa]
Módulo de elsaticidad (E)	200 [GPa]
Coeficiente de Poisson (v)	0.26
Densidad (ρ)	7850 [kg/m^3]

En una primera instancia se analizó la PS en su configuración original, sin elementos de refuerzo adicionales. Este análisis se llevó a cabo mediante el uso de un software de cálculo numérico mediante el Método de Elementos Finitos (MEF). Los resultados de esa simulación demostraron que la placa por sí sola no poseía la resistencia estructural suficiente para soportar la carga de diseño, presentando tensiones de Von Mises que superaban ampliamente el límite elástico del material en la zona central de la placa. Esta situación indicó la necesidad

de incrementar el momento de inercia de la sección para reducir las tensiones de flexión a valores admisibles.

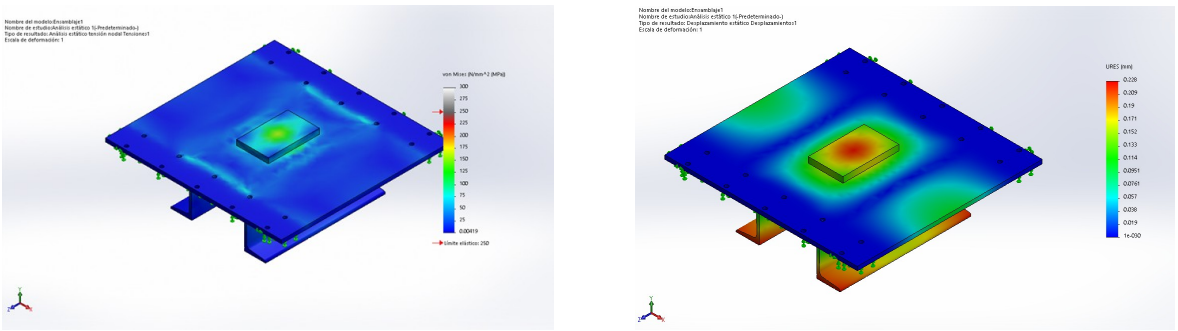
Tras evaluar distintas alternativas de refuerzo, se adoptó la solución de soldar dos perfiles UPN 140 en la parte inferior de la PS, con sus almas orientadas en la dirección de la carga. Esta configuración incrementó significativamente el momento de inercia de la sección compuesta y permitió redistribuir las tensiones de manera más uniforme sobre la placa, reduciendo los valores máximos a niveles compatibles con el límite elástico del material.

El análisis estructural de la configuración final se llevó a cabo mediante el Método de Elementos Finitos (MEF). Se realizó un análisis estático lineal con las siguientes condiciones de contorno: sujeción fija en las dos caras de apoyo de la PS sobre la estructura vertical, y aplicación de una fuerza normal de 8000 kg (78.48 kN) sobre la cara de montaje del cilindro hidráulico, en dirección perpendicular a la placa. El contacto entre la PS y los perfiles UPN 140 fue definido como unión rígida con mallado compatible entre componentes.

La malla implementada fue de tipo sólida, generada con el mallador basado en curvatura disponible en el software utilizado, con elementos cuadráticos de alto orden. Se adoptó un tamaño máximo de elemento de 32 mm y un tamaño mínimo de 6.4 mm. El criterio de falla adoptado fue la tensión equivalente de Von Mises, comparada con el límite elástico del material.

Los resultados de la simulación para la PS reforzada se presentan en la Figura 3.6 y se resumen a continuación. La tensión máxima de Von Mises obtenida fue de 241.2 MPa, valor que se encuentra por debajo del límite elástico del acero SAE 1020, lo que confirma que la sección compuesta trabaja en régimen elástico bajo la carga de diseño. El desplazamiento máximo resultante fue de 0.23 mm, valor que se considera despreciable en términos de las tolerancias geométricas requeridas para el correcto funcionamiento de la máquina.

Estos resultados validan la configuración de PS reforzada con perfiles UPN 140 como estructuralmente adecuada para soportar la carga máxima de diseño establecida, con un margen de seguridad sobre el límite elástico del material de aproximadamente 1.04. Si bien este factor de seguridad es ajustado, debe recordarse que la carga de 8000 kg representa una condición límite que en la práctica operativa de la máquina no será alcanzada en su totalidad, dado que la carga real necesaria para flexionar el CT más resistente contemplado en el diseño es de aproximadamente 5700 kg. Considerando esta carga operativa real, el factor de seguridad efectivo sobre el límite elástico de la PS resulta considerablemente mayor, lo que confirma la adecuación del diseño adoptado.



(a) **(b)**

Figura 3.6: a) Resultados del cálculo de tensiones. b) Resultados del cálculo de desplazamientos.

3.4.3. Análisis de las guías

Las guías son los elementos estructurales encargados de conducir el desplazamiento del pistón hidráulico en la dirección perpendicular al eje del CT y de transmitir la carga de flexión desde el pistón hacia la probeta. Representan uno de los componentes más críticos de la estructura, dado deben limitar el desplazamiento lateral del vástago del pistón de flexión para evitar su rotura. La carga de flexión a la que se ven sometidas es generada por la componente lateral que aparece al realizar el doblado del caño.

Este diseño fue uno de los aspectos que demandó mayor cantidad de iteraciones a lo largo del proceso de diseño de la MFBC. Se evaluaron múltiples configuraciones geométricas, algunas de las cuales fueron descartadas por presentar dificultades constructivas que excedían las capacidades del taller disponible para la fabricación, y otras por mostrar distribuciones de esfuerzos desfavorables según las recomendaciones del Dr. Ing. Daniel Barilá. Luego de varias iteraciones de diseño y simulación, se llegó a la configuración final adoptada, que consiste en dos perfiles L de alas iguales de 1"× 1"× 0.18" enfrentados y unidos entre sí mediante dos planchuelas de 4.7 mm de espesor, formando una sección compuesta cerrada de mayor rigidez que cualquiera de los perfiles individuales por separado.

Al igual que los demás componentes estructurales de la MFBC, las guías fueron fabricadas en acero SAE 1020 (ASTM A36), cuyas propiedades mecánicas fueron presentadas en la Tabla 3.3.

El análisis estructural de las guías contempló la flexión transversal provocada por la reacción del CT. Este análisis se realizó sobre una guía individual, considerando que cada una soporta la mitad de la carga total aplicada por el pistón hidráulico, dado que la máquina dispone de dos guías simétricas. El caso crítico considerado corresponde a un ángulo de flexión cuando se llega al final del recorrido para la cama con radio de curvatura de 48"dando como resultado una carga F_f = 2880 kg. Distribuyendo esta carga entre las dos guías, la fuerza de flexión por guía resultante es de 1440 kg.

El análisis a flexión también se realizó mediante MEF aplicando esta carga sobre cada guía. Los resultados obtenidos arrojaron una tensión máxima de Von Mises de 238 MPa (Figura 3.7) y un desplazamiento máximo de 0.624 mm. Estos resultados indican que la viga se encuentra trabajando en condiciones por debajo del límite de fluencia del material, lo que valida la configuración de guías adoptada como estructuralmente adecuada para soportar las solicitaciones de diseño. Cabe destacar que, al igual que en el análisis de la PS, los valores de carga considerados corresponden a la condición límite de diseño de 8000 kg, que incorpora un margen de seguridad sobre la carga operativa real de la máquina. Considerando la carga real de operación para el CT más resistente contemplado en el diseño, los factores de seguridad efectivos sobre el límite de fluencia del material resultan considerablemente mayores.

3.4.4. Análisis de las uniones atornilladas

Las uniones atornilladas son los elementos de conexión entre los distintos componentes de la estructura de la MFBC. Su correcto dimensionamiento resulta fundamental para garantizar la integridad del conjunto bajo las cargas de operación, dado que los bulones están sometidos simultáneamente a esfuerzos de corte y a cargas axiales generadas por el pretensado de apriete y por las fuerzas externas transmitidas a través de la unión.

El análisis de las uniones atornilladas se realizó sobre el sector de la estructura más solicitado, verificando los componentes principales de la zona crítica a través del cálculo por

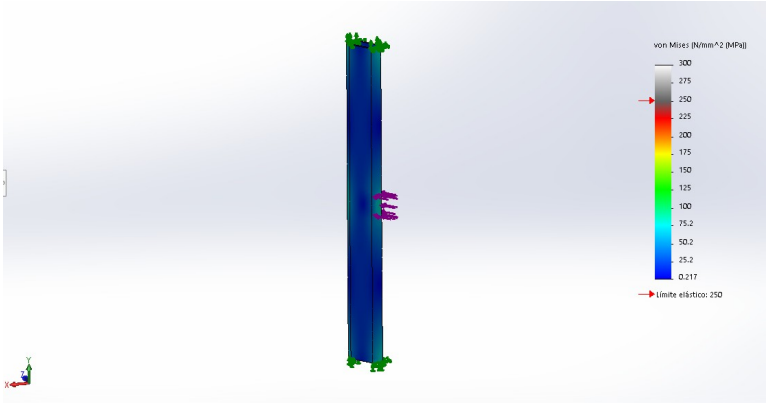
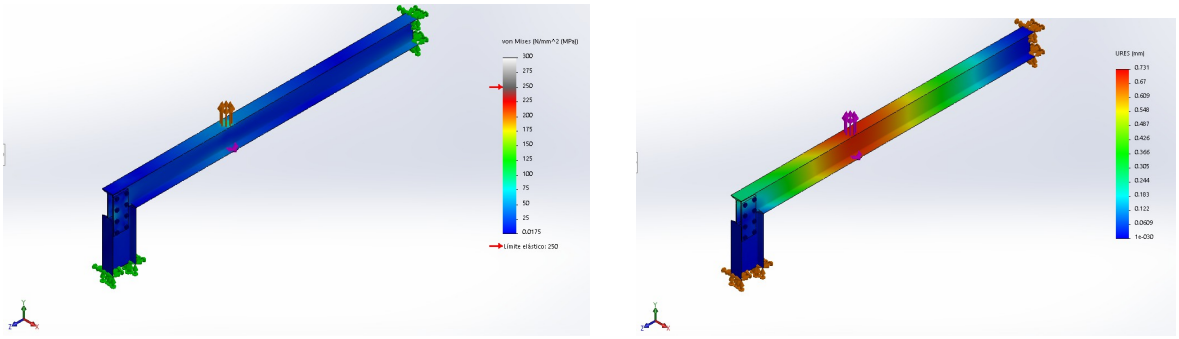


Figura 3.7: Resultados del cálculo de tensiones a flexión.

MEF. A diferencia de los análisis anteriores, en esta simulación se utilizó la carga operativa real correspondiente al CT más resistente contemplado en el diseño, en lugar de la carga límite de diseño de 8000 kg. Esta decisión se fundamentó en que el análisis previo de los restantes componentes estructurales había demostrado factores de seguridad adecuados bajo la carga de diseño, por lo que se consideró más representativo verificar las uniones atornilladas bajo las condiciones reales de operación de la máquina.

Las cargas aplicadas (Figura 3.8) sobre el modelo fueron dos fuerzas distribuidas sobre las caras correspondientes de la estructura: una carga vertical de 1250 kg, que representa la mitad de la fuerza del pistón hidráulico necesaria para flexionar el CT HT-125, y una carga horizontal de 750 kg, que representa la mitad de la reacción transversal de las guías sobre la estructura. La división por dos en ambos casos responde a la simetría de la estructura, que distribuye estas cargas entre sus dos marcos laterales.



(a) **(b)**

Figura 3.8: a) Mapeo de tensiones. b) Mapeo de desplazamientos.

Los bulones modelados en la simulación son de tipo M10 × 1.5 y grado 8.8, con ancho de cabeza y tuerca de 17 mm. El efecto del pretensado de apriete fue incorporado en el modelo mediante el conector de pasador/perno, que permite definir una precarga axial sobre cada bulón y calcular automáticamente el factor de diseño de seguridad (FDS) resultante. Se definió como criterio de aceptación un FDS mínimo de 1.2 para todos los bulones, valor consistente con las recomendaciones de la bibliografía [27] para uniones atornilladas sometidas a cargas estáticas conocidas.

La malla utilizada fue de tipo sólida basada en curvatura, con elementos cuadráticos de alto orden. Se aplicó un control de malla local de 10.25 mm en la zona de los bulones para capturar con mayor precisión los gradientes de tensión en esa región.

El análisis contempló múltiples simulaciones con distintos valores de precarga axial sobre los bulones, con el objetivo de identificar la distribución de pretensado que garantizara el cumplimiento del criterio de FDS ≥ 1.2 en todos los bulones del conjunto. A partir de los resultados obtenidos, se estableció como criterio práctico de ajuste en campo la aplicación de un torque de apriete uniforme de 50 Nm sobre todos los bulones, con el objetivo de lograr una distribución homogénea del pretensado en la unión. La relación entre el torque de apriete y la precarga axial sobre el bulón se determinó siguiendo la metodología del Capítulo 8 del libro "Diseño en ingeniería mecánica de Shigley"[27].

La Figura 3.8 muestra los valores resultantes de la simulación. La tensión máxima de Von Mises obtenida en la estructura fue de 138.1 MPa, valor ampliamente inferior al límite elástico del acero SAE 1020 (250 MPa), con un factor de seguridad sobre el límite elástico de 1.81.

Todos los bulones del conjunto presentaron factores de seguridad superiores al valor mínimo de 1.2 establecido como criterio de aceptación, con el valor mínimo registrado de FDS = 1.22 y el máximo de FDS = 2.02. Estos resultados validan la selección de los bulones M10, grado 8.8, y el torque de apriete de 50 Nm como adecuados para garantizar la integridad de las uniones bajo las condiciones de operación de la máquina.

3.4.5. Diseño y análisis del sistema de empotramiento del CT

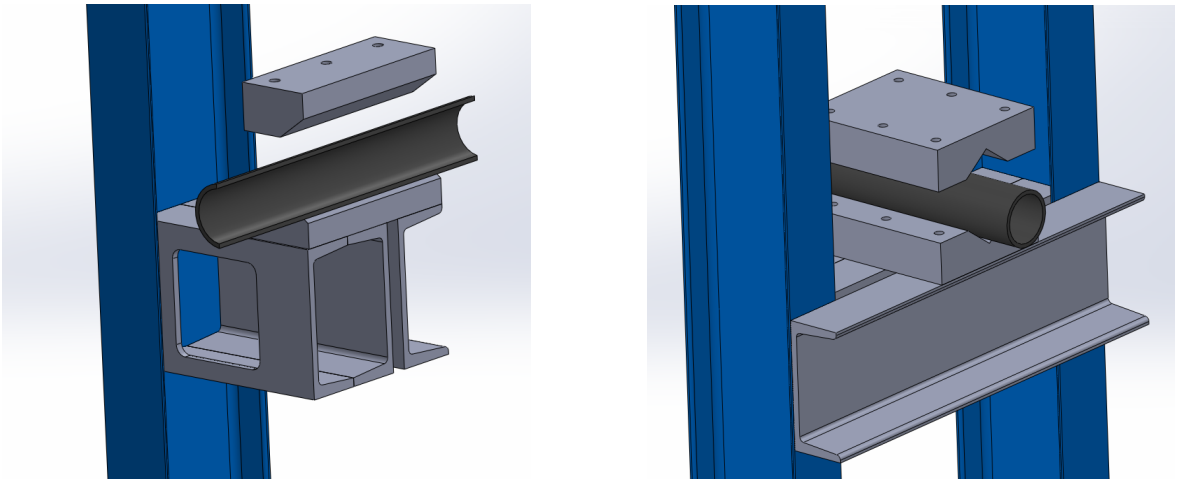
El empotramiento es la parte estructural que debe sujetar el CT a la estructura principal. Debe ser capaz de soportar la reacción transmitida por el CT durante el proceso de flexión sobre la cama. Es un elemento crítico, dado que los rodillos de la cama pueden actuar como puntos de apoyo y generar el efecto de apalancamiento, produciendo fuerzas mucho mayores a las aplicadas por el cilindro pistón.

El diseño fue pensado sobre la base de aprovechar los recortes sobrantes de los perfiles estructurales UPN 140 utilizados para la estructura principal. Estos perfiles, van atornillados al marco principal y, sostienen al elemento de empotramiento. La sujeción del caño se realiza mediante la fuerza de contacto que ejercen dos superficies con forma de cuña tipo V unidas por medio de bulones pasantes M10 $\times$ 1 grado 12.9, tal como se muestra en la Figura 3.9b. Estas superficies en cuña están pensadas para lograr adaptarse a los diferentes diámetros de CT que se buscan ensayar. A su vez, se añadieron recortes laterales (Figura 3.9a) en las secciones que menor aporte de resistencia otorgaban para poder facilitar su montaje a la hora de ser ensamblado en la máquina.

Los cálculos realizados por medios analíticos y simulación numérica permiten asegurar que el componente estructural no alcanzará la falla en ninguna de sus uniones ni en los componentes estructurales que lo conforman.

3.4.6. Diseño y análisis del sistema de aplicación de la carga

El sistema de aplicación de la carga consiste en el elemento que va sujeto al cilindro hidráulico y transmite la fuerza al CT, mientras mantiene el movimiento vertical del vástago evitando los esfuerzo de flexión sobre este. Dicho dispositivo, contiene dos carritos laterales (cada uno con 4 ruedas) que se vinculan a las guías presentadas en la Subsección 3.4.3 y un elemento de unión entre ellos que a su vez aplica la carga sobre el CT. La Figura 3.10 muestra el diseño propuesto de esta parte del equipo. La integridad estructural bajo la aplicación de las cargas de diseño fueron verificadas de forma analítica y numérica, asegurando que no ocurren deformaciones apreciables ni tensiones que puedan considerarse como falla.



(a) (b)

Figura 3.9: a) Corte transversal visto desde el interior. b) Vista en perspectiva desde el lateral del empotramiento.

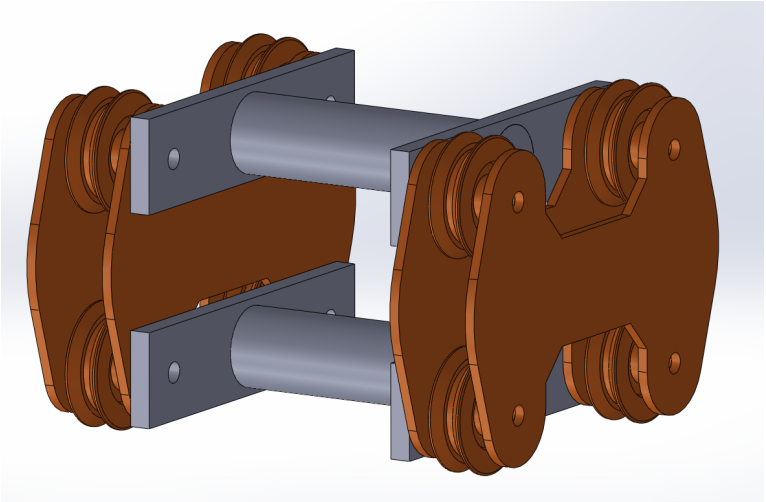


Figura 3.10: Modelo del sistema de aplicación de la carga

3.5. DISEÑO DEL SISTEMA HIDRÁULICO

El sistema hidráulico de la MFBC es el conjunto de componentes encargados de generar, controlar y distribuir la energía necesaria para accionar el cilindro hidráulico que aplica los ciclos de flexión sobre la probeta de CT. El diseño del circuito se realizó a partir del requerimiento fundamental de la estructura: una fuerza máxima de 8000 kg con una carrera útil de 600 mm. Con estos parámetros como punto de partida, se tomó contacto con la empresa PYP Hidráulica, cuyos ingenieros brindaron asesoramiento técnico para la selección de los componentes principales del sistema, incluyendo el cilindro hidráulico, la bomba, el motor eléctrico y el banco de válvulas.

El dimensionamiento del circuito se verificó mediante cálculos de pérdida de carga en las mangueras y comprobación de la resistencia al pandeo del vástago del cilindro, siguiendo la metodología presentada en la bibliografía [28]. Previo a la compra de los componentes, se realizó una simulación del funcionamiento del circuito completo utilizando un software de simulación hidráulica, que permitió verificar el correcto desempeño de todos los componentes bajo las condiciones de operación previstas y que describe a continuación.

3.5.1. Selección del cilindro hidráulico

El cilindro hidráulico es el actuador lineal que convierte la energía hidráulica en la fuerza mecánica necesaria para flexionar la probeta de CT. Se trata de un cilindro de doble efecto, lo que significa que la presión hidráulica puede aplicarse tanto para el avance del vástago (aplicación de la carga de flexión) como para su retroceso (enderezamiento de la probeta), sin necesidad de un resorte de retorno. El cilindro seleccionado tiene las características indicadas en la Tabla 3.4.

Tabla 3.4: Características del cilindro hidráulico.

Parámetro	Valor
Diámetro de camisa (D_c)	63.5 [mm]
Diámetro de vástago (D_v)	40 [mm]
Presión de trabajo (P)	250 [bar]
Fuerza máxima de avance (F_{av})	8071 [kg]
Fuerza máxima de retroceso (F_{ret})	4868 [kg]

La fuerza máxima de avance se calculó como el producto de la presión máxima de trabajo por el área de la sección del émbolo correspondiente al lado de la camisa utilizando la Ecuación (3.8):

$$F_{av} = P \, \frac{\pi D_c^2}{4} \tag{3.8}$$

La fuerza máxima de retroceso, que actúa sobre el área anular entre la camisa y el vástago, es:

$$F_{ret} = P \, \frac{\pi (D_c^2 - D_v^2)}{4} \tag{3.9}$$

La fuerza máxima de avance de 8071 kg supera la carga de diseño establecida de 8000 kg, lo que confirma que el cilindro seleccionado es capaz de aplicar la carga requerida con un margen de seguridad adecuado.

El vástago del cilindro hidráulico está sometido a compresión axial durante el avance, por lo que fue necesario verificar su resistencia al pandeo. Siguiendo el modelo de Euler para columnas con condiciones de borde de empotramiento-apoyo (coeficiente $\alpha = 2$), la carga crítica de pandeo del vástago se calculó como:

$$F_{cr} = \frac{\pi^2 \, J}{(\alpha \, L)^2} \tag{3.10}$$

donde $E = 2.1\text{x}10^6$ kg/cm^2 es el módulo de elasticidad del acero, J es el momento de inercia de la sección circular del vástago. Reemplazando valores se obtiene que la carga crítica de pandeo F_{cr} es de 18092 kg. El factor de seguridad al pandeo del vástago bajo la carga de diseño resulta de 2.26. Este valor es satisfactorio y confirma que el vástago no experimenta pandeo bajo las condiciones de operación de la máquina.

3.5.2. Selección de la bomba y el motor eléctrico

La bomba hidráulica es el componente encargado de generar la presión necesaria para accionar el cilindro. Se seleccionó una bomba de engranajes externos Grupo 2, cuyas características se resumen en la Tabla 3.5. Este tipo de bomba es el más utilizado en circuitos hidráulicos industriales de media presión por su robustez, simplicidad constructiva y bajo costo de mantenimiento.

Tabla 3.5: Características de la bomba hidráulica.

Parámetro	Valor
Denominación	BHP2A0-D-4
Desplazamiento volumétrico	4 [cm^3/rev]
Velocidad de trabajo	1450 [RPM]
Presión máxima	285 [bar]
Rendimiento volumétrico (η_{vol})	97 %
Rendimiento mecánico (η_{mec})	88 %
Rendimiento total (η_{total})	85 %
Caudal nominal	5.63 [L/min]
Potencia hidráulica requerida	3.14 [kW]

El caudal nominal de la bomba se calculó como:

$$Q = V_g \, \eta_{vol} \, n \tag{3.11}$$

La potencia hidráulica necesaria para generar el caudal a la presión de trabajo se calculó como:

$$P_{hid} = \frac{P \, Q}{600 \eta_{total}} \tag{3.12}$$

Para accionar la bomba se seleccionó un motor eléctrico marca MEC modelo MS de 4 HP (2.98 kW), acoplado mediante una unión elástica. La potencia nominal del motor es ligeramente superior a la potencia hidráulica calculada, lo que garantiza que el motor no trabaje a plena carga y extiende su vida útil.

3.5.3. Selección de válvulas y banco hidráulico

El circuito hidráulico de la MFBC incorpora tres válvulas principales que pueden observase en la Figura 3.11, todas de la marca Hoyea, montadas sobre una placa base CETOP 3. Esta configuración en bloque facilita el montaje, reduce las conexiones individuales entre válvulas y minimiza el riesgo de pérdidas de aceite.

La válvula direccional seleccionada es el modelo FW-02-3C6-A220, una válvula de 4 puertos y 3 posiciones con autocentrado y centro tándem. Su accionamiento se realiza mediante dos solenoides que excitan el carrete interno para modificar la posición de la electroválvula. La posición central de reposo con centro tándem permite que, cuando la electroválvula no está energizada, el fluido circule libremente desde la bomba hacia el tanque sin presurizar el circuito, lo que reduce el calentamiento del aceite durante las pausas del ensayo. Las dos posiciones activas permiten dirigir el fluido hacia la cámara de avance o de retroceso del cilindro, generando el movimiento de ida y vuelta del vástago que produce los ciclos de flexión sobre la probeta.

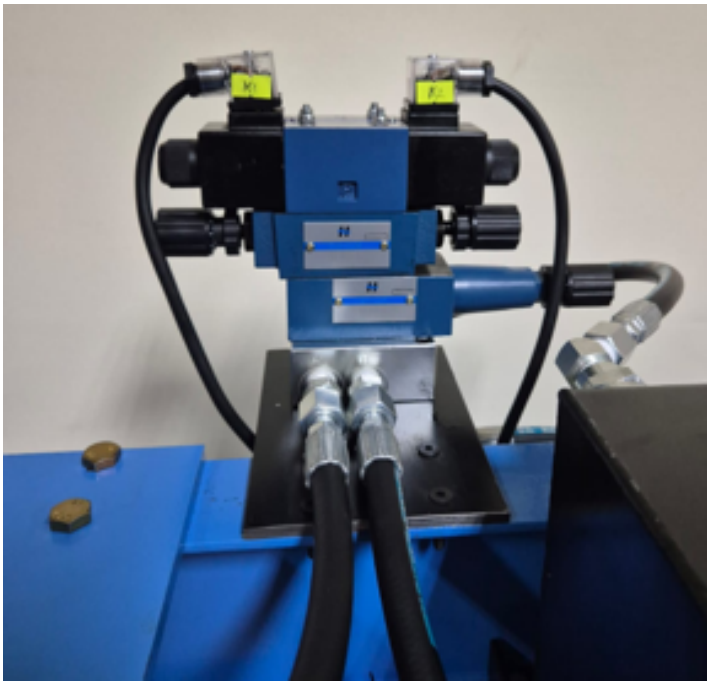


Figura 3.11: Banco de válvulas. En orden desendente se encuentra la electroválvula direccional, la reguladora de caudal, la limitarodra de presión y la placa base CETOP 3.

La válvula reguladora de caudal modelo DLA-02W está instalada en configuración *meter-in*, es decir, regulando el caudal a la entrada del cilindro. Esta disposición permite controlar de manera precisa la velocidad de aplicación de la carga sobre la probeta, lo que resulta fundamental para garantizar la reproducibilidad de los ciclos de ensayo y para evitar impactos sobre la probeta que podrían alterar los resultados.

La válvula limitadora de presión modelo DY-02P está instalada a la salida de la bomba y cumple la función de proteger al sistema contra sobrepresiones, desviando el caudal hacia el tanque cuando la presión del circuito supera el valor máximo de consigna. Esta válvula constituye el elemento de seguridad principal del circuito hidráulico.

3.5.4. Mangueras y accesorios

Las mangueras hidráulicas fueron provistas por Ingeniería Austral. Se solicitaron 5 mangueras de distintas longitudes para cubrir todas las conexiones del circuito, junto con los acoples correspondientes. Las mangueras seleccionadas son del modelo Gates Megasys 6MXT®, con diámetro interior de 9.5 mm y presión de trabajo de 33 MPa, lo que garantiza un margen de seguridad adecuado respecto de la presión máxima de operación del circuito de 25 MPa.

Se verificó que la velocidad del fluido en las mangueras bajo el caudal nominal de la bomba se mantenga dentro del rango recomendado para circuitos hidráulicos industriales. Con un caudal de 5.63 L/min y un diámetro interior de 9.5 mm, la velocidad se calcula a partir de:

$$v = \frac{Q}{A} = 1{,}32 \text{ m/s} \tag{3.13}$$

El número de Reynolds para las propiedades del aceite BP-46 a 40°C (μ = 38.28 cP, ρ = 870 kg/m^3) se calcula mediante:

$$Re = \frac{\rho\, v\, D}{\mu} = 286 \tag{3.14}$$

Este valor es significativamente inferior al valor crítico de 2000, lo que confirma que el flujo en las mangueras es laminar en todas las condiciones de operación.

Adicionalmente, se instaló una válvula globo de cierre a la salida del tanque, que permite aislar completamente el circuito hidráulico para las operaciones de mantenimiento y cambio de aceite.

3.5.5. Tanque hidráulico y fluido de trabajo

El tanque hidráulico fue diseñado y fabricado a medida por la empresa Pichaud Metalúrgica, siguiendo las recomendaciones del Ing. Nazario Clar y el Ing. Rodolfo Gómez. Su capacidad se dimensionó como 5 veces el volumen total de la instalación. Este es el criterio estándar en circuitos hidráulicos industriales para garantiza una retención suficiente del aceite y permitir su enfriamiento natural por convección. Siguiendo este criterio, el volumen del tanque adoptado fue de 25 litros. El tanque incorpora una tapa con filtro de aire, un medidor de nivel de aceite y un termómetro.

El fluido hidráulico seleccionado es el aceite mineral BP-46 de la marca YPF, recomendado por el Ing. Clar por su versatilidad y adecuado desempeño en circuitos de baja a media exigencia. Sus propiedades principales son una viscosidad cinemática de 44 cSt a 40°C y una densidad de 870 kg/m^3. El sistema de filtración incorpora un filtro de 90 micrómetros instalado en el circuito de retorno, que retiene las partículas generadas por el desgaste de los componentes y mantiene la limpieza del aceite a lo largo del tiempo de operación.

3.5.6. Esquema hidráulico del circuito

En la Figura 3.12 se presenta el esquema hidráulico completo del circuito de la MFBC, elaborado mediante un software de simulación hidráulica. El circuito es del tipo hidráulico de accionamiento lineal mediante un cilindro de doble efecto, diseñado para aplicar los ciclos de flexión y el retorno del vástago de manera automática y repetitiva. El diagrama muestra la disposición de todos los componentes descriptos en las secciones anteriores: el tanque, la bomba de engranajes accionada por el motor eléctrico, la válvula limitadora de presión, la válvula direccional 4/3, la reguladora de caudal, y el cilindro de doble efecto.

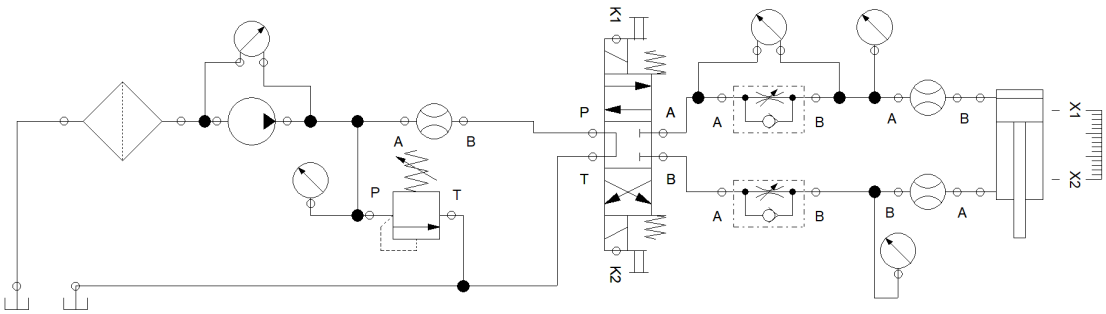


Figura 3.12: Esquema hidráulico completo.

La secuencia de operación del circuito es la siguiente. Cuando el solenoide de avance de la electroválvula es energizado por la señal del final de carrera correspondiente, el carrete

interno de la válvula direccional se desplaza y dirige el fluido hacia la cámara posterior del cilindro, provocando el avance del vástago y la consecuente flexión de la probeta de CT. Cuando el vástago alcanza la posición límite de avance y activa el segundo final de carrera, la electroválvula conmuta a su segunda posición activa, dirigiendo el fluido hacia la cámara delantera del cilindro y provocando el retroceso del vástago, que endereza la probeta. Este ciclo se repite de manera automática y continua hasta que el operador detiene el ensayo o hasta que se produce la falla de la probeta.

3.6. DISEÑO DEL SISTEMA DE CONTROL

El sistema de control de la MFBC es el conjunto de componentes eléctricos y electromecánicos encargados de gestionar el funcionamiento automático y repetitivo del ciclo de flexión durante los ensayos. Su diseño estuvo orientado por dos criterios principales: la simplicidad constructiva, para facilitar la implementación con los recursos disponibles en el laboratorio, y la confiabilidad operativa, para garantizar que los ciclos de ensayo se ejecuten de manera continua y reproducible sin intervención permanente del operador.

El sistema adoptado se basa en un circuito electromecánico compuesto por dos finales de carrera mecánicos estándar, dos relés de maniobra, los solenoides de la electroválvula direccional FW-02-3C6-A220, un contactor marca BAW modelo CB3A1211 para el accionamiento del motor eléctrico, y un gabinete eléctrico de control que centraliza todas las conexiones y componentes del circuito. En la Figura 3.13 se presenta el diagrama eléctrico completo del sistema.

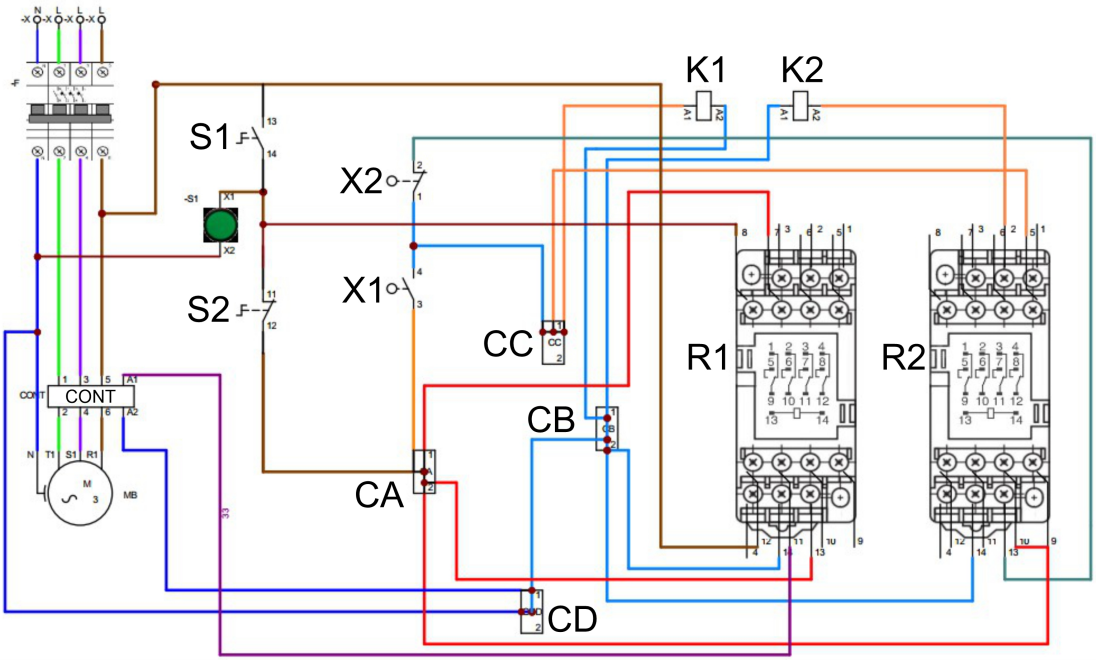


Figura 3.13: Esquema eléctrico completo. Se indican los finales de carrera (X1, X2), los relés de maniobra (R1, R2), los solenoides de la electroválvula (K1, K2), el contactor SSR, el motor eléctrico (M) y los pulsadores de arranque (S1) y paro/emergencia (S2).

3.6.1. Componentes del sistema de control

Todos los componentes de control se alojan en un gabinete eléctrico del cual emergen los cables que conectan el sistema con los elementos de campo: los finales de carrera, la

electroválvula y el motor eléctrico. Esta configuración centralizada facilita el mantenimiento del sistema, protege los componentes del ambiente del laboratorio y permite identificar con claridad las conexiones del circuito.

La alimentación del gabinete proviene de la red eléctrica trifásica, con protección mediante interruptores termomagnéticos. El circuito se divide internamente en dos ramas independientes: la **rama de potencia**, destinada al accionamiento del motor trifásico, y la **rama de control**, que gestiona la lógica de conmutación de la electroválvula.

El circuito de control incorpora dos botones de mando accesibles desde el exterior del gabinete. El botón S1 es el pulsador de arranque, cuya acción habilita el funcionamiento del circuito de control y pone en marcha la secuencia automática de ciclos. El botón S2 es el pulsador de paro y emergencia, cuya acción detiene inmediatamente el ciclo en curso y deshabilita el circuito de control, constituyendo el elemento de seguridad principal del sistema para intervenciones del operador o ante situaciones de contingencia.

Los finales de carrera X1 y X2 son del tipo mecánico estándar con contacto normalmente abierto, instalados sobre la estructura de la máquina en las posiciones correspondientes a los dos extremos del recorrido del vástago del cilindro hidráulico. X1 detecta la posición de retorno del vástago, es decir, la posición en la que la probeta de CT se encuentra enderezada al inicio de cada ciclo. X2 detecta la posición de máxima flexión, donde la probeta alcanza la curvatura máxima prevista para el ensayo. Cuando el vástago alcanza cualquiera de estas posiciones, el elemento móvil de la máquina acciona mecánicamente el final de carrera correspondiente, que cierra su contacto y envía la señal eléctrica al circuito de relés. La posición de ambos finales de carrera sobre la estructura es ajustable, lo que permite modificar la amplitud del ciclo de flexión en función del diámetro y el radio de curvatura requeridos para cada ensayo.

Los relés R1 y R2 son los elementos lógicos del circuito de control. Reciben las señales provenientes de los finales de carrera X1 y X2 respectivamente y, mediante sus contactos auxiliares, dirigen la señal de activación hacia los solenoides correspondientes de la electroválvula. Las borneras de empalme CA, CB, CC y CD facilitan las conexiones entre los distintos bloques del circuito dentro del gabinete, ordenando el cableado y simplificando las tareas de mantenimiento.

El accionamiento del motor eléctrico trifásico de 4 HP que impulsa la bomba hidráulica se realiza de manera independiente al circuito de los relés y finales de carrera, a través de un contactor. Esta separación permite encender y apagar el motor sin afectar el estado del circuito de control de la electroválvula, lo que resulta conveniente durante las operaciones de preparación del ensayo, ajuste de los finales de carrera o intervenciones sobre la probeta.

3.6.2. Principio de funcionamiento

La secuencia de operación del sistema de control es la siguiente. Una vez accionado el pulsador de arranque S1 que habilita el circuito de control, el motor es encendido mediante el contactor. A partir de ese momento, el sistema opera de manera completamente automática: Cuando el vástago se encuentra en la posición de retorno y acciona el final de carrera X1, el relé R1 se energiza y activa el solenoide K1 de la electroválvula. Esta conmuta a su posición de avance y dirige el fluido hidráulico hacia la cámara posterior del cilindro. El vástago avanza entonces flexionando progresivamente la probeta de CT hasta alcanzar la posición de máxima flexión.

Al llegar a esa posición, el vástago acciona el final de carrera X2, que energiza el relé

R2 y activa el solenoide K2 de la electroválvula, conmutando la válvula a su posición de retroceso. El fluido es dirigido hacia la cámara delantera del cilindro, que retrae el vástago y endereza la probeta hasta que vuelve a accionar el final de carrera X1, reiniciando el ciclo.

Este proceso se repite de manera continua y automática hasta que el operador acciona el pulsador de paro S2, que deshabilita el circuito de control y detiene el movimiento del cilindro. Ante la pérdida de señal eléctrica o la apertura del circuito por cualquier causa, la electroválvula retorna a su posición central de reposo por acción de los resortes de autocentrado, bloqueando el movimiento del cilindro de manera segura.

3.6.3. Limitaciones del sistema actual y trabajos a futuro

En su configuración actual, el sistema de control de la MFBC no incorpora capacidades de adquisición de datos. Las variables de proceso relevantes para la caracterización de la vida a la fatiga del CT, tales como el número de ciclos acumulados, la presión hidráulica en el cilindro, la posición del vástago y la presión interna aplicada sobre la probeta, no son registradas de manera automática durante el ensayo. El conteo de ciclos deberá realizarse mediante un contador externo instalado en el tablero, y el monitoreo de la presión hidráulica se llevará a cabo a través del manómetro instalado en el circuito hidráulico.

La incorporación de un sistema de adquisición de datos que permita registrar estas variables en tiempo real y almacenarlas para su posterior análisis constituye una mejora de alto valor para la máquina y representa una de las líneas de desarrollo futuro más importantes del proyecto. Una solución de bajo costo y elevada flexibilidad para implementar esta funcionalidad sería la utilización de una placa de desarrollo del tipo Arduino UNO o similar, conectada a sensores de presión y posición, que permita registrar y transmitir los datos a una computadora durante el ensayo. Esta implementación queda planteada como trabajo futuro en el marco del proyecto de investigación y el plan de mejora continua del LEI-UNPSJB.

CAPÍTULO 4

Construcción de la Máquina de Fatiga de Bajo Ciclo

4.1. INTRODUCCIÓN Y PROCESO GENERAL DE LA FABRICACIÓN

La construcción de la MFBC representó uno de los desafíos más significativos del presente trabajo, tanto por las dimensiones y el peso de los componentes estructurales como por la precisión requerida en algunas piezas críticas del diseño. El proceso constructivo involucró una combinación de técnicas de fabricación que incluyeron corte con sierra sin fin, corte por láser, perforación, soldadura y mecanizado en torno y fresadora. Estas actividades fueron llevadas a cabo en distintas instalaciones de la UNPSJB así como en empresas especializadas.

Un aspecto destacable del proceso fue el apoyo recibido por parte de distintos actores del entorno industrial y académico. La empresa **GEO Patagonia** realizó una contribución fundamental al proyecto mediante el aporte de los perfiles estructurales principales, en el marco de su colaboración con el área de investigación del LEI-UNPSJB. El sector de Tornería de la UNPSJB fue el espacio donde se llevaron a cabo los trabajos de soldadura y mecanizado, con la participación del Ing. Santiago Barrios en las tareas de mayor precisión. Se contrató el servicio de la empresa **Cortes de Precisión** de la ciudad de Buenos Aires quienes realizaron el corte por láser de todas las planchuelas de la estructura. Así mismo la empresa **Metalúrgica Pichaud** también fue contratada para la fabricación del tanque hidráulico. Los Ing. Nazario Clar e Ing. Rodolfo Gómez brindaron asesoramiento técnico en el diseño e instalación del circuito hidráulico. Finalmente, varios pasantes del laboratorio colaboraron activamente en las tareas de mecanizado aprendiendo conceptos claves que les significarán una evolución en su proceso de formación como ingenieros.

Esta red de colaboraciones fue determinante para la viabilidad del proyecto, permitiendo acceder a equipamiento, conocimiento técnico especializado y materiales que de otro modo habrían requerido una inversión significativamente mayor.

4.2. CONSTRUCCIÓN DE LA ESTRUCTURA PRINCIPAL

4.2.1. Obtención y corte de perfiles estructurales

La estructura principal de la MFBC está conformada por perfiles IPN 140, aportados por la empresa **GEO Patagonia** en el marco de su colaboración con el LEI-UNPSJB. Los perfiles recibidos consistieron en dos barras de 6 m de longitud cada una, a partir de las cuales se obtuvieron mediante corte todos los elementos del marco principal de la estructura. Los cortes se realizaron con una sierra sin fin perteneciente a la UNPSJB, obteniéndose las siguientes piezas: dos perfiles de 1.88 m, cuatro perfiles de 1 m y dos perfiles de 1.6 m.

La misma empresa aportó adicionalmente un perfil UPN 140 de 6 m de longitud, del cual se obtuvieron mediante corte cuatro tramos de 0.70 m destinados a soportar las planchuelas laterales que actúan de soporte de la cama de flexión. También, de este perfil se obtuvieron dos longitudes de 34 cm que sirvieron como refuerzo de la Placa Superior.

4.2.2. Fabricación de planchuelas por corte láser

En paralelo al corte de los perfiles, se encargó a la empresa **Cortes de Precisión** de la ciudad de Buenos Aires la fabricación por corte láser de todas las planchuelas que conforman los elementos de unión y apoyo de la estructura. Este proceso productivo fue seleccionado por la alta precisión dimensional que ofrece, fundamental para garantizar el correcto alineamiento de los distintos componentes durante el ensamblado. Las piezas fabricadas por este proceso incluyeron:

- Las planchuelas de unión de 4.7 mm de espesor, que conectan entre sí los perfiles IPN 140 de la estructura mediante las uniones atornilladas descriptas en la Sección 3.4.4.
- Las planchuelas de la Placa Superior de 9.5 mm de espesor, que conforman el componente estructural de montaje del cilindro hidráulico.
- Las placas laterales que alojan los rodillos de la cama de flexión y permiten modificar el radio de curvatura del ensayo.
- Las planchuelas laterales del sistema de enderezamiento del CT.
- Las planchuelas transversales sobre las cuales se montan las guías principales.

4.2.3. Perforación de perfiles

Una vez disponibles todos los perfiles cortados, se procedió a la perforación de estos para alojar los bulones M10 de las uniones atornilladas. Este proceso fue uno de los más laboriosos del proceso constructivo, dado que la estructura cuenta con múltiples perforaciones distribuidas a lo largo de todos sus componentes.

Las perforaciones (Figura 4.1) se realizaron con una agujereadora de banco manual utilizando una mecha de 11 mm de diámetro, dimensión que proporciona la holgura necesaria para el correcto montaje de los bulones M10. La manipulación de los perfiles durante esta etapa representó un desafío logístico importante debido al peso y las dimensiones de estos, requiriendo la colaboración permanente entre los integrantes del equipo de trabajo.

4.2.4. Fabricación de las guías principales

La fabricación de las guías principales fue la tarea que requirió mayor precisión y cuidado técnico dentro del proceso constructivo de la estructura. Como se describió en la Sección 3.4.3, las guías están conformadas por dos perfiles rectangulares de una pulgada enfrentados y unidos entre sí mediante dos planchuelas de 4.76 mm de espesor. Los materiales utilizados fueron un perfil L de alas iguales de 1"× 1"× 0.18" y un fleje de 50 mm de ancho por 4.76 mm de espesor, ambos adquiridos en barras de 6 m de longitud.

Los trabajos de soldadura se llevaron a cabo en el sector de Tornería de la UNPSJB, con la colaboración del Ing. Santiago Barrios, quien aportó su experiencia en el proceso de soldadura MIG. El principal desafío técnico de esta tarea fue el control de las deformaciones térmicas inducidas por el calor de soldadura, que podían comprometer la rectitud de las guías y afectar el correcto deslizamiento del sistema de aplicación de la carga. Siguiendo las recomendaciones del Ing. Barrios, el proceso se llevó a cabo en dos etapas: en primer lugar



Figura 4.1: Proceso de perforación de los componentes de la estructura.

se realizó el punteado de los componentes para fijar su posición relativa, y a continuación se ejecutaron cordones de soldadura cortos distribuidos alternadamente a lo largo de la pieza, permitiendo la disipación del calor entre pasadas sucesivas y minimizando así las tensiones residuales y las distorsiones geométricas.

El resultado de este procedimiento fue satisfactorio: las guías presentaron deformaciones inferiores al milímetro respecto de su geometría nominal, verificadas mediante su apoyo sobre la mesa rectificada de la fresadora del sector de Tornería. En la Figura 4.2 se presentan imágenes del proceso de fabricación de las guías.



(a) **(b)**

Figura 4.2: Proceso de fabricación de las guías.

4.2.5. Mecanizado de rodillos

Los rodillos que conforman la cama de flexión y el sistema de enderezamiento del CT fueron mecanizados en el torno de la UNPSJB, con la colaboración de los pasantes del laboratorio. Estos componentes requirieron mecanizado de precisión para garantizar superficies de rodadura adecuadas y el correcto ajuste sobre sus ejes de montaje. Además, se realizó la perforación en los extremos del rodillo sobre los cuales se produce el ajuste de bulones M10 × 1 a la estructura. En la Figura 4.3 se muestran imágenes del proceso de torneado de los rodillos.



(a) **(b)**

Figura 4.3: Proceso de fabricación de los rodillos.

4.2.6. Pintado y ensamblado de la estructura

Una vez finalizados todos los trabajos de corte, perforación, soldadura y mecanizado, se procedió al pintado de la estructura y de los demás componentes fabricados, con el objetivo de protegerlos contra la corrosión y mejorar su presentación. Finalmente, se llevó a cabo el ensamblado completo de la estructura mediante las uniones atornilladas, resultando en la configuración que se presenta en la Figura 4.4.

4.3. INSTALACIÓN DEL SISTEMA HIDRÁULICO

4.3.1. Fabricación del tanque hidráulico

El tanque hidráulico fue encargado a la empresa Metalúrgica Pichaud, que cuenta con equipamiento específico para el plegado y soldadura de chapas metálicas. Previo al encargo, se realizó una reunión de trabajo con el Ing. Nazario Clar y el Ing. Rodolfo Gómez para definir los detalles constructivos del tanque a partir de los requerimientos del circuito hidráulico. Como resultado de esta reunión se incorporaron al diseño del tanque una compuerta de acceso al interior, que facilita la sustitución del filtro interno sin necesidad de desmontar el conjunto, así como los puntos de montaje para los accesorios de instrumentación: la tapa con filtro de aire, el medidor de nivel de aceite y el termómetro.

El tanque fabricado cumplió con las especificaciones requeridas sin inconvenientes. Una vez recibido, se procedió a su pintado exterior para protegerlo contra la corrosión y posteriormente se instalaron todos los accesorios de instrumentación. En la Figura 4.5 se presentan imágenes del tanque fabricado.



(a)



(b)

Figura 4.4: a) Proceso de pintura. b) Proceso de rearmado



(a)



(b)

Figura 4.5: a) Proceso de fabricación del tanque. b) Proceso de pintura.

4.3.2. Soporte del banco de válvulas

Para el montaje del banco de válvulas CETOP 3 se fabricó un soporte metálico a medida, cuyo mecanizado fue realizado en la Tornería de la UNPSJB. Este soporte permite fijar el banco de válvulas a la estructura de la máquina en una posición accesible para las operaciones de ajuste y mantenimiento, así como garantizar la correcta alineación de las conexiones hidráulicas con las mangueras del circuito. En la Figura 4.6 se muestra el soporte fabricado.



Figura 4.6: Soporte del banco de válvulas.

4.3.3. Ensamblado y prueba del circuito hidráulico

Una vez disponibles todos los componentes del sistema hidráulico, se procedió al ensamblado completo del circuito. Las mangueras fueron conectadas a los distintos componentes mediante los acoples adquiridos a la empresa Ingeniería Austral, respetando las longitudes y configuraciones definidas en el diseño.

Con el circuito completamente ensamblado se realizó un ensayo de prueba de funcionamiento consistente en operar el sistema de manera continua durante aproximadamente una hora, con el objetivo de verificar la estanqueidad de las conexiones, el correcto funcionamiento de las válvulas y el comportamiento térmico del aceite. Durante este ensayo se registró un incremento de temperatura del aceite de tan solo 1°C, resultado que confirma que el volumen del tanque fue correctamente dimensionado para disipar el calor generado por el circuito bajo las condiciones de operación previstas. No se detectaron pérdidas de aceite en ninguna de las conexiones del circuito durante la prueba.

4.4. INSTALACIÓN DEL SISTEMA DE CONTROL

El tablero eléctrico de control fue ensamblado e instalado una vez completada la instalación del sistema hidráulico. El cableado del circuito siguió el diagrama eléctrico presentado en la Figura 3.13, conectando los finales de carrera X1 y X2 instalados sobre la estructura con los relés R1 y R2 del tablero, y estos últimos con los solenoides K1 y K2 de la electroválvula direccional. El motor eléctrico trifásico fue conectado al contactor del tablero mediante el cable de potencia correspondiente.

Una vez completado el cableado se verificó el funcionamiento correcto del circuito de control, comprobando la secuencia de conmutación automática de la electroválvula ante el accionamiento de cada final de carrera y la correcta respuesta del circuito ante la activación del pulsador de paro de emergencia S2.

4.5. SISTEMA DE APLICACIÓN DE LA CARGA

El sistema de aplicación de la carga es el componente de la MFBC encargado de transmitir la fuerza del pistón hidráulico hacia la probeta de CT de manera controlada, garantizando que

la carga se aplique en la dirección y posición correctas a lo largo de todo el ciclo de flexión. Al momento de la redacción del presente informe, este sistema se encuentra parcialmente construido.

Los componentes denominados “carritos” (Figura 4.7), que constituyen el elemento de transmisión de carga entre el pistón hidráulico y la probeta de CT, se encuentran completamente fabricados. Cada carrito cuenta con cuatro ruedas que hacen contacto con las guías principales y son las encargadas de transmitir la fuerza de reacción lateral del CT hacia las guías, sin transferir flexión al vástago del pistón hidráulico. Esta configuración es fundamental para proteger el cilindro de cargas laterales que podrían dañar los sellos del vástago y comprometer la vida útil del actuador.



Figura 4.7: Carritos en posición sobre las guías.

El componente que une ambos carritos entre sí y a través del cual pasa internamente la probeta de CT para la aplicación de la carga, se encuentra actualmente en etapa de fabricación.

4.6. RESULTADO FINAL

Luego de presentar todos los componentes y corroborar el correcto funcionamiento del circuito hidráulico y del sistema de control, se presenta el equipo en la Figura 4.8.

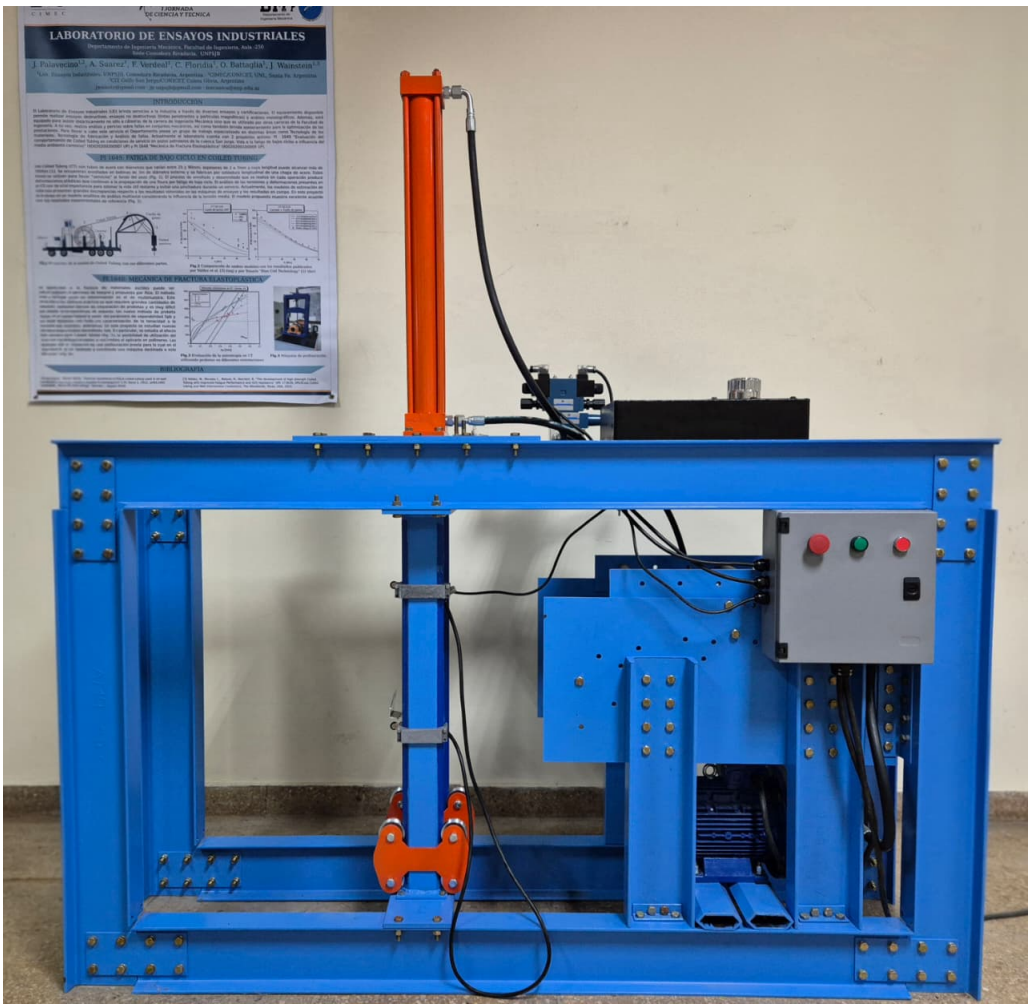


Figura 4.8: Ensamble final de la MFBC.

4.7. TRABAJOS PENDIENTES DE CONSTRUCCIÓN

Para alcanzar la puesta en marcha completa de la MFBC y poder realizar los primeros ensayos de fatiga de bajo ciclo, restan completar las siguientes tareas constructivas:

- La finalización del sistema de aplicación de la carga, que incluye la fabricación del diseño final del componente de unión de los carritos.
- La fabricación del sistema de empotramiento del CT, que fijará la probeta a la estructura en uno de sus extremos. Para este componente se prevé utilizar el material sobrante del perfil UPN 140 aportado por GEO Patagonia, cuyas dimensiones resultan adecuadas para los requerimientos de este sistema.
- La fabricación e instalación del sistema de presión interna, cuyo diseño está siendo desarrollado en paralelo en el marco del proyecto de investigación y del plan de mejora continua del LEI-UNPSJB.
- La incorporación de un sistema de adquisición de datos que permitirá registrar automáticamente las variables del ensayo y facilitar el procesamiento de los resultados experimentales.

CAPÍTULO 5
Conclusiones y trabajos a futuro

5.1. CONCLUSIONES

El presente Proyecto Final de Carrera tuvo por objeto el diseño y la construcción de una Máquina de Fatiga de Bajo Ciclo (MFBC) para ensayos de Coiled Tubing, desarrollada en el Laboratorio de Ensayos Industriales de la Universidad Nacional de la Patagonia San Juan Bosco. A lo largo del trabajo se abordaron etapas de distinta naturaleza abarcando desde la búsqueda bibliográfica, el modelado teórico, el diseño mecánico, la simulación numérica y finalmente la construcción. Las principales conclusiones que se desprenden del trabajo realizado se presentan a continuación.

Respecto del **marco teórico** y los **modelos de predicción de vida a la fatiga**, se estableció que el CT opera de manera inherente en el régimen de fatiga de bajo ciclo, dado que las deformaciones plásticas inducidas durante el paso por el cuello de ganso y el enrollado en el carretel son del orden del 2 % al 3 % por ciclo, superando ampliamente el límite de fluencia de los aceros HSLA utilizados generalmente en su fabricación. Se presentaron y compararon los modelos de Manson-Coffin, Manson-Halford y Smith-Watson-Topper para la predicción de la vida a la fatiga bajo carga multiaxial con tensión media, concluyendo que el modelo de Manson-Halford proporciona una cota inferior conservadora de la vida útil del CT en todos los casos analizados, lo que lo convierte en la herramienta más adecuada para el diseño seguro de operaciones. La implementación de estos modelos en un software desarrollado en GNU Octave permitió generar curvas de vida a la fatiga en función de la presión interna para diversos grados de CT, obteniendo una buena correlación con los datos experimentales disponibles en la literatura [2, 26].

Respecto de los **requerimientos de diseño**, se estableció una carga máxima de diseño de 8000 kg a partir del análisis de plasticidad total de la sección transversal del CT de mayor resistencia contemplado en el diseño, correspondiente al grado HT-125 con diámetro exterior de 60.325 mm (2.375") y espesor de pared de 6.35 mm (0.25"). Para esta condición, la fuerza necesaria para alcanzar la plasticidad de una sección completa resultó de aproximadamente 5700 kg. La carga de diseño adoptada incorpora un factor de seguridad de 1.4 sobre este valor, consistente con las recomendaciones encontradas en la bibliografía para estructuras sometidas a cargas dinámicas conocidas [27].

Respecto del **diseño estructural**, el análisis de la estructura mediante el uso del Método de Elementos Finitos verificó la resistencia de los componentes críticos de la estructura bajo la carga de diseño. La Placa Superior reforzada con dos perfiles UPN 140 presentó una tensión máxima de Von Mises de 241.2 MPa, inferior al límite elástico del acero SAE 1020 (250 MPa). Las guías principales en su configuración final mostraron tensiones máximas 238.0 MPa bajo carga de flexión, estando esta por debajo del límite elástico del material. El análisis

de las uniones atornilladas confirmó que los bulones M10 con un torque de apriete de 50 Nm presentan factores de seguridad superiores a 1.2 en todos los puntos del conjunto analizado. En todos los casos se verificó que, bajo las condiciones reales de operación de la máquina, los factores de seguridad efectivos son considerablemente mayores que los obtenidos bajo la carga límite de diseño.

Respecto del **sistema hidráulico**, la selección del cilindro de doble efecto $63.5 \times 40 \times 600$ mm, la bomba de engranajes de 4 cm^3/rev y el motor eléctrico trifásico de 4 HP resultó adecuada para los requerimientos de la máquina. La verificación al pandeo del vástago arrojó un factor de seguridad de 2.26 bajo la carga de diseño, confirmando la idoneidad del cilindro seleccionado. El ensayo de prueba del circuito hidráulico durante una hora de funcionamiento continuo registró un incremento de temperatura del aceite de tan solo 1°C, validando el dimensionamiento del tanque de 25 litros y la selección del aceite BP-46 como fluido de trabajo.

Respecto del **proceso constructivo**, la fabricación de la MFBC demandó la articulación de múltiples recursos técnicos y humanos, entre los que se destacan las contribuciones de la empresa **GEO Patagonia** con los perfiles estructurales, el sector de Tornería de la UNPSJB con los equipos de soldadura y mecanizado. Uno de los resultados más satisfactorios del proceso constructivo fue la fabricación de las guías principales, que presentaron deformaciones inferiores al milímetro respecto de su geometría nominal gracias al procedimiento de soldadura por punteado y cordones cortos recomendado por el Ing. Santiago Barrios.

Respecto del estado de avance, al momento de la redacción del presente informe la MFBC cuenta con su estructura principal completamente ensamblada, su sistema hidráulico instalado y probado, y su sistema de control eléctrico instalado y verificado. El sistema de aplicación de la carga se encuentra parcialmente construido, con los carritos de transmisión de carga ya fabricados. Finalmente, componente de unión de los carritos y el empotramiento del CT a la estructura se encuentran en la etapa de fabricación. Por su parte, tal como se mencionó, el dispositivo para generar la presión interna del tubo así como los tapones que permitan la presurización de su interior se encuentran en desarrollo.

En términos generales, el proyecto alcanzó sus objetivos principales dentro de lo previsto, con algunos componentes que requirieron iteraciones de diseño adicionales respecto de lo planificado inicialmente, en particular las guías y la Placa Superior. Sin embargo, en otros casos, los resultados superaron las expectativas del grupo, como el comportamiento térmico del circuito hidráulico y la precisión geométrica obtenida en la fabricación de las guías. La MFBC constituye el primer equipo de este tipo desarrollado en la región patagónica argentina, y su disponibilidad en el LEI-UNPSJB representa un aporte concreto y de alto valor para la industria hidrocarburífera regional.

5.2. APRENDIZAJES Y REFLEXIONES DEL PROCESO

El desarrollo del presente Proyecto Final de Carrera implicó transitar una experiencia de aprendizaje que excedió con creces los contenidos estrictamente técnicos de la carrera de Ingeniería Mecánica. A lo largo del proyecto surgieron desafíos de naturaleza muy diversa, organizativa, comunicacional, económica y logística, que pusieron en evidencia la distancia que existe entre el diseño de ingeniería concebido en el ámbito académico y su materialización en un entorno real con restricciones concretas de tiempo, presupuesto y disponibilidad de recursos.

Uno de los aprendizajes más significativos fue la gestión de proveedores y procesos de

compra. La selección de cada componente de la máquina no respondió únicamente a criterios técnicos, sino que implicó un proceso iterativo de búsqueda de presupuestos, comparación de alternativas comerciales disponibles en el mercado local y regional, y negociación con proveedores. En muchos casos fue necesario adaptar las especificaciones del diseño a lo que el mercado era capaz de ofrecer en términos de disponibilidad, plazos de entrega y costo. Esta experiencia enseñó que en la práctica profesional el ingeniero raramente trabaja con el componente ideal, sino con el mejor componente disponible dentro de las restricciones del proyecto, y que la capacidad de tomar decisiones técnicas fundamentadas dentro de esas restricciones es una competencia tan importante como el dominio de las herramientas de cálculo.

En estrecha relación con lo anterior, el proyecto demandó desarrollar habilidades de comunicación técnica con interlocutores de distintos perfiles. Las reuniones mantenidas con proveedores como PYP Hidráulica e Ingeniería Austral o con empresas fabricantes como Metalúrgica Pichaud y Cortes de Precisión, requirieron transmitir con claridad los requerimientos técnicos del proyecto y comprender las posibilidades y limitaciones de cada interlocutor. Esta capacidad de diálogo técnico-profesional es una habilidad que la formación universitaria introduce pero que se consolida fundamentalmente en la práctica, y el desarrollo de este proyecto constituyó un espacio privilegiado para ejercitarla.

Otro aprendizaje relevante fue el de la gestión de tiempos y recursos en un proyecto de larga duración. El desarrollo de la MFBC abarcó varios años de trabajo, durante los cuales fue necesario sostener la motivación del equipo, reorganizar prioridades ante imprevistos, y aprender a convivir con la incertidumbre inherente a un proyecto que se construye progresivamente. La experiencia de atravesar iteraciones de diseño, como las que demandaron algunos componentes de la máquina y de encontrar soluciones técnicas dentro de las limitaciones disponibles, desarrolló una capacidad de resolución de problemas que difícilmente se adquiere en el marco de un trabajo de laboratorio acotado en tiempo y recursos.

Finalmente, el proyecto puso en evidencia el valor fundamental de la colaboración interdisciplinaria y el trabajo en grupo. La MFBC no podría haberse construido sin el aporte de la empresa GEO Patagonia, del sector de Tornería de la UNPSJB, de los pasantes del laboratorio, de los profesores e ingenieros que participaron en las reuniones de asesoramiento, ni de los directores del proyecto. Esta experiencia reforzó la convicción de que los proyectos de ingeniería de envergadura son siempre el resultado de un esfuerzo colectivo, y que la capacidad de articular y aprovechar esos grupos de colaboración es una de las competencias más valiosas que un ingeniero puede desarrollar a lo largo de su carrera profesional.

5.3. TRABAJOS A FUTURO

El trabajo realizado en el presente Proyecto Final de Carrera sienta las bases para una serie de desarrollos futuros de alto impacto tanto científico como industrial. A continuación se describen las líneas de trabajo más relevantes identificadas.

Finalización de la construcción de la MFBC. La primera prioridad es completar los sistemas pendientes de construcción: el componente de unión del sistema de aplicación de la carga, el sistema de empotramiento del CT y el sistema de presión interna. Una vez completados estos sistemas, se realizará la puesta en marcha completa de la máquina y la verificación de su funcionamiento mediante ensayos de prueba.

Incorporación del sistema de adquisición de datos. El sistema de control actual no incorpora capacidades de registro automático de variables durante el ensayo. La implemen-

tación de un sistema de adquisición de datos basado en una plataforma del tipo Arduino UNO o similar, conectada a sensores de presión y posición, permitirá registrar en tiempo real el número de ciclos acumulados, la presión hidráulica en el cilindro, la amplitud de desplazamiento del vástago y la presión interna aplicada sobre la probeta. Esta mejora es indispensable para obtener datos experimentales de calidad comparable con los reportados en la literatura.

Validación experimental de los modelos de predicción de vida a la fatiga. Una vez operativa la MFBC, la línea de trabajo más importante es la realización de ensayos de fatiga de bajo ciclo sobre probetas de CT de los grados de uso habitual en las cuencas patagónicas, en particular los grados HT-110 y HT-125. Los datos experimentales obtenidos permitirán validar los modelos de Manson-Coffin, Manson-Halford y Smith-Watson-Topper implementados en el software desarrollado en GNU Octave [12], y comparar los resultados con las predicciones del software CoilLIFE® [16]. Esta validación experimental constituye el objetivo científico central del proyecto de investigación del LEI-UNPSJB en el que se enmarca el presente trabajo.

Generación de datos experimentales para nuevos grados de CT. Los datos de vida a la fatiga disponibles en la literatura corresponden en su mayoría a grados de CT de generaciones anteriores. La MFBC permitirá generar datos propios para los grados HT-110 y HT-125, cuya disponibilidad es limitada y cuya caracterización experimental es de alto valor tanto para el grupo de investigación del LEI-UNPSJB como para las empresas operadoras de la región.

Evaluación del efecto de la corrosión sobre CT con historial de uso. La MFBC fue concebida desde su diseño original para ensayar tanto CT nuevos como sartas con historial de uso previo. Una línea de trabajo de particular relevancia para la industria regional es la evaluación del efecto combinado de la fatiga de bajo ciclo y la corrosión en ambientes agresivos sobre la vida útil residual del CT. Esta capacidad de análisis experimental ampliaría significativamente la comprensión del comportamiento del CT bajo condiciones no óptimas de operación y aportaría información valiosa para la toma de decisiones sobre el retiro de servicio de sartas usadas.

Incorporación de esfuerzos de tracción y torsión. El diseño de la MFBC fue concebido de manera abierta, dejando prevista la posibilidad de incorporar esfuerzos de tracción y torsión sobre la probeta en etapas futuras del proyecto. La incorporación de la tracción permitiría simular el peso de la columna de CT dentro del pozo, mientras que la torsión permitiría reproducir el estado tensional generado por la rotación de la cañería durante las operaciones con motor de fondo, fenómeno identificado como un factor contribuyente en fallas prematuras de CT en pozos horizontales de largo alcance [29, 24].

Bibliografía

[1] J. Wainstein and J. Perez Ipiña, "Fracture toughness of hsla coiled tubing used in oil wells operations," *Journal of Pressure Vessel Technology*, vol. 134, no. 1, p. 011403, 2011.

[2] V. A. Avakov, J. C. Foster, and E. J. Smith, "Coiled tubing life prediction," in *Offshore Technology Conference*, pp. OTC–7325–MS, 1993.

[3] American Petroleum Institute, "Api rp 5c7: Recommended practice for coiled tubing operations," 1996.

[4] National Oilwell Varco, "True-taper xr enhancement," tech. rep., 1995.

[5] Halliburton, "Coiled tubing operations manual," tech. rep., 2008.

[6] Dowell Schlumberger, "Coiled tubing client school manual," tech. rep., 1996.

[7] International Coiled Tubing Association, "An introduction to coiled tubing, history, applications, and benefits," tech. rep., 2005.

[8] K. Newman, D. Stein, and M. Ackers, "Rotation of coiled tubing," in *SPE/ICoTA Well Intervention Conference and Exhibition*, pp. SPE–60737–MS, 2000.

[9] A. Sas-Jaworsky II, "Desempeño de la tubería flexible," tech. rep., 2006.

[10] D. Newburn, "Strain measurement and damage analysis in low-cycle multiaxial fatigue," *Fatigue 90*, pp. 417–422, 1990.

[11] D. C. Headrick and R. S. Rosine, "Full-scale coiled tubing fatigue tests with tubing pressures to 15,000 psi," in *SPE/ICoTA Well Intervention Conference and Exhibition*, pp. SPE–54482–MS, 1999.

[12] J. Palavecino, F. Verdeal, A. Suarez, J. C. Rodriguez, J. Perez Ipiña, and J. Wainstein, "Vida a la fatiga de coiled tubing. influencia de la tensión media y la tensión en el carretel," in *VIII Congreso Argentino de Ingeniería Mecánica*, pp. 1134–1143, 2023.

[13] A. E. Perello and M. J. Perfumo Lucero, "Coiled tubing, aplicación para el desahogo de un pozo por inyección de n2," B.S. thesis, Universidad Nacional del Comahue. Facultad de Ingeniería, 2023.

[14] N. D. Tipton S., "Plasticity and fatigue damage modeling of severely loaded tubing," *Advances in Fatigue Lifetime Predictive Techniques*, no. 1122, p. 369, 1992.

[15] Z. Y. Bi and L. Y. Xian, "Lcf life prediction model of coiled tubing based on fatigue damage accumulation," *Advanced Materials Research*, vol. 699, pp. 426–431, 2013.

[16] S. M. Tipton and P. A. Brown, "Monitoring coiled tubing fatigue life," in *Second International Conference on Coiled Tubing Operations*, pp. 29–31, 1994.

[17] L. CTES, "Achilles 4.0 ct fatigue life prediction algorithm," 2003.

[18] S. Liu, F. Guan, X. Wu, H. Xiao, Z. Wang, and T. Yang, "Fatigue life for coiled tubing under internal pressure," *Engineering Failure Analysis*, vol. 104, pp. 1133–1142, 2019.

[19] S. Liu, H. Zhou, H. Xiao, and Q. Gan, "Low cycle fatigue life model for coiled tubing under coupled load," *Engineering Failure Analysis*, vol. 124, p. 105365, 2021.

[20] F. Verdeal, A. Suarez, J. Palavecino, and J. Wainstein, "Diseño de una máquina para ensayos de fatiga de bajo ciclo en coiled tubings," in *IX Congreso Argentino de Ingeniería Mecánica y IV Congreso Argentino de Ingeniería Ferroviaria*, 2025.

[21] *Development of a Standard Coiled-Tubing Fatigue Test*, 1993.

[22] N. Perozo, C. Paz, C. Teodoriu, J. Holzmann, O. Grijalva, and J. Oppelt, "A novel testing facility for coiled tubing fatigue evaluation under deep drilling conditions," 05 2016.

[23] TECMACO, "Montaje de coiled tubing," 2024.

[24] S. M. Tipton, G. H. Carlson, and J. Sorem, "Fatigue integrity analysis of rotating coiled tubing," in *SPE/ICoTA Well Intervention Conference and Exhibition*, 2006.

[25] D. Socie, "Multiaxial fatigue damage models," *Journal of Engineering Materials and Technology*, vol. 109, no. 4, pp. 293–298, 1987.

[26] M. Valdez, C. Morales, R. Rolovic, and B. Reichert, "Development of high-strength coiled tubing with improved fatigue performance," in *SPE/ICoTA Well Intervention Conference and Exhibition*, 2015.

[27] R. G. Budynas and J. K. Nisbett, *Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley*. McGraw-Hill, 2012.

[28] F. Hidráulica, "Calculo de diametro de vastago al pandeo," 1970.

[29] B. Reichert, S. Cravero, M. Valdez, and J. Bunge, "Coiled tubing vibration and premature failure," in *SPE/ICoTA Well Intervention Conference and Exhibition*, 2021.