

**PROTOTIPO DE CELDA DE CARGA TIPO PERNO PARA  
SISTEMA DE IZAJE DE UN EQUIPO DE PULLING**



**RIFFO, Gastón Alejandro**

**PROYECTO INTEGRADOR PROFESIONAL**

Presentado a la Facultad de Ingeniería de la Universidad Nacional del

Comahue como requisito para la obtención del grado de

**INGENIERO MECÁNICO**

Neuquén - Argentina

2024

**PROTOTIPO DE CELDA DE CARGA TIPO PERNO PARA  
SISTEMA DE IZAJE DE UN EQUIPO DE PULLING**

**RIFFO, Gastón Alejandro**

Director: Ing. **CAMPOS, Damián**

Presentado a la Facultad de Ingeniería de la Universidad Nacional del  
Comahue como requisito para la obtención del grado de  
**INGENIERO MECÁNICO**

Neuquén - Argentina

2024

# **PROTOTIPO DE CELDA DE CARGA TIPO PERNO PARA SISTEMA DE IZAJE DE UN EQUIPO DE PULLING**

**RIFFO, Gastón Alejandro**

Aprobado en fecha 10 de Mayo de 2024.

Tribunal evaluador:

- Ing. MANZIONE, Pablo.
- Ing. MAZZONI, José Luis.
- Ing. GARRIDO, Rocío.

## AGRADECIMIENTOS

Agradezco a mis padres, hermana y compañera Juli por el apoyo incondicional brindado a lo largo de este arduo proceso académico.

A mis amigos de toda la vida y al grupo de la Facultad *Apasionadx*s por su compañerismo y aliento constante. En particular, a Nicolás Raffo con quien compartí la experiencia del estudio universitario; por su inestimable apoyo y horas de estudio compartidas.

Agradezco a la educación pública en todos sus niveles por dejarme crecer intelectualmente y permitirme elegir un camino en la vida.

A mi director Damián Campos y a los miembros del Área Diseño Mecánico, quienes me brindaron su valiosa orientación y apoyo durante el desarrollo de este Proyecto Integrador Profesional. Asimismo, agradezco a los profesores que, con pasión, compartieron sus conocimientos conmigo.

# **PROTOTIPO DE CELDA DE CARGA TIPO PERNO PARA SISTEMA DE IZAJE DE UN EQUIPO DE PULLING**

Autor: RIFFO, Gastón Alejandro.

Director: Ing. CAMPOS, Damián.

## **Resumen**

El proyecto proporciona una metodología completa para diseñar, fabricar e implementar celdas de carga tipo perno en equipos de *pulling*, asegurando la conformidad con las normativas correspondientes. Se fabricó un prototipo con el propósito de validar el diseño mediante la creación de modelos de elementos finitos, sometiénolo a pruebas y evaluaciones de esfuerzo mediante técnicas extensométricas. El diseño paramétrico, que se fundamentó en el modelado de elementos finitos, garantizó un comportamiento estructural apropiado, respaldado por las pruebas de validación. Los resultados corroboran la viabilidad del diseño propuesto, cumpliendo con los requisitos y criterios establecidos en la fase de Diseño Conceptual. En resumen, el nivel de detalle alcanzado constituye una base sólida para las siguientes fases del proyecto, que incluyen la instalación de la celda de carga en equipos de *pulling* para pruebas y certificaciones finales.

*Palabras clave: Celda de carga, diseño mecánico, método de elementos finitos (MEF), extensometría, Guía FKM.*

# PROTOTYPE OF A PIN LOAD CELL FOR A PULLING EQUIPMENT LIFTING SYSTEM

Author: RIFFO, Gastón Alejandro.

Advisor: Ing. CAMPOS, Damián.

## Summary

The project provides a complete methodology for designing, manufacturing, and implementing pin load cells in pulling equipment, ensuring compliance with the relevant regulations. A prototype was fabricated to validate the design by creating finite element models, testing, and stress evaluation using strain gauge techniques. Based on finite element modeling, the parametric design ensured appropriate structural behavior supported by the validation tests. The results corroborate the feasibility of the proposed design, meeting the requirements and criteria established in the Conceptual Design phase. In summary, the level of detail achieved provides a solid basis for the project's subsequent phases, which include installing the load cell on pulling equipment for final testing and certification.

*Keywords: load cell, mechanical design, finite elements method (FEM), strain gauges, FKM Guide.*

---

## Índice

<b>1. INTRODUCCIÓN</b>	<b>1</b>
<b>2. FUNDAMENTACIÓN</b>	<b>4</b>
<b>3. OBJETIVOS</b>	<b>6</b>
3.1. Objetivo general . . . . .	6
3.2. Objetivos específicos . . . . .	6
<b>4. MARCO TEÓRICO</b>	<b>7</b>
4.1. Operaciones de <i>pulling</i> . . . . .	7
4.1.1. Generalidades . . . . .	7
4.1.2. Sistema de Izaje . . . . .	11
4.1.3. Normativa de Aplicación . . . . .	15
4.1.4. Análisis de esfuerzos . . . . .	18
4.2. Celdas de Carga . . . . .	22
4.3. Metodología de Proyecto . . . . .	27
4.3.1. Declaración de Misión . . . . .	27
4.3.2. Diseño Conceptual . . . . .	28
4.3.3. Ingeniería Básica . . . . .	29
4.3.4. Ingeniería de Detalle . . . . .	32
4.3.5. Pruebas y Refinamiento . . . . .	32
<b>5. DESARROLLO</b>	<b>38</b>
5.1. Declaración de Misión . . . . .	38
5.2. Diseño Conceptual . . . . .	39
5.2.1. Identificación de necesidades . . . . .	39
5.2.2. Análisis de Cargas . . . . .	43
5.2.3. <i>Benchmarking</i> . . . . .	45
5.2.4. Especificaciones Técnicas Objetivo . . . . .	48
5.2.5. Generación de Conceptos Solución . . . . .	49

---

---

5.2.6. Análisis Estructural . . . . .	52
5.2.7. Selección del Concepto Solución . . . . .	57
5.3. Ingeniería Básica . . . . .	59
5.3.1. Consideraciones de Diseño del Prototipo . . . . .	59
5.3.2. Verificación del Prototipo . . . . .	62
5.3.3. Fabricación del Prototipo . . . . .	67
5.3.4. Validación del Modelo . . . . .	69
5.4. Ingeniería de Detalle . . . . .	75
<b>6. ANÁLISIS DE LOS RESULTADOS</b>	<b>79</b>
<b>7. CONCLUSIONES</b>	<b>80</b>
<b>8. REFERENCIAS</b>	<b>81</b>
<b>A. Anexo I: <i>Benchmarking</i></b>	<b>84</b>

---

## Índice de Figuras

1.	Esquema general de un equipo de <i>pulling</i> . . . . .	2
2.	Sistema de coronas de un equipo de <i>pulling</i> . . . . .	3
3.	Sistema de medición de carga en la línea muerta de un equipo de <i>pulling</i> . . . . .	4
4.	Detalle de instalación del sistema de medición de cargas en la línea muerta. . . . .	5
5.	Equipo de <i>pulling</i> en operación. . . . .	7
6.	Elementos principales de un pozo de producción de petróleo con sistema AIB. . . . .	8
7.	Análisis de fuerzas del bloque corona y del sistema viajero. . . . .	12
8.	Normativa de aplicación para el diseño y fabricación de los componentes principales del sistema de izaje. . . . .	15
9.	Esfuerzos sobre un elemento diferencial. . . . .	18
10.	Estado plano de tensiones. . . . .	20
11.	Rotación de ejes para un estado plano de tensiones. . . . .	20
12.	Puente de Wheatstone con circuito de balanceo. . . . .	23
13.	Esquema roseta genérica. . . . .	24
14.	Esquema roseta tipo rectangular. . . . .	25
15.	Esquema roseta tipo delta. . . . .	26
16.	Metodología de diseño adaptada de Ulrich y Eppinger (2015). . . . .	27
17.	Subetapas en la fase de Diseño Conceptual (Ulrich y Eppinger, 2015). . . . .	28
18.	Método de Generación de Conceptos (Ulrich y Eppinger, 2015). . . . .	29
19.	Tipos de prototipos (Ulrich y Eppinger, 2015). . . . .	33
20.	Riesgo Técnico frente a Costo de Prototipos (Ulrich y Eppinger, 2015). . . . .	34
21.	Evaluación de la resistencia del componente según tensiones locales (Guía FKM, 2012). . . . .	35
22.	Equipo de <i>pulling</i> XJ400. . . . .	40
23.	Placa equipo de <i>pulling</i> XJ400. . . . .	40
24.	Bloque de coronas equipo de <i>pulling</i> XJ400. . . . .	42
25.	Vista en corte bloque de coronas equipo de <i>pulling</i> XJ400. . . . .	42
26.	Componentes de la línea rápida equipo de <i>pulling</i> XJ400. . . . .	43

---

27.	Dimensiones generales del equipo XJ400. . . . .	44
28.	Dimensiones geométricas características. . . . .	46
29.	Dispersión entre las Métricas de las Celdas de Carga analizadas. . . . .	46
30.	Matriz de Correlación entre las Métricas de las Celdas de Carga analizadas. . . . .	47
31.	Concepto Solución 1. . . . .	49
32.	Concepto Solución 2. . . . .	50
33.	Concepto Solución 3. . . . .	51
34.	Concepto Solución 4. . . . .	52
35.	Análisis Estructural Concepto Solución 1. . . . .	54
36.	Análisis Estructural Concepto Solución 2. . . . .	55
37.	Análisis Estructural Concepto Solución 3. . . . .	56
38.	Dimensiones generales y detalle del montaje del arreglo experimental. . .	60
39.	Geometría del prototipo de la celda de carga. . . . .	61
40.	Resultados MEF para el Caso 1 (Prototipo). . . . .	62
41.	Resultados MEF para el Caso 2 (Prototipo). . . . .	63
42.	Grado de utilización (Prototipo). . . . .	67
43.	Detalle del prototipo en condición de ensayo. . . . .	68
44.	Detalle de la instrumentación del prototipo. . . . .	68
45.	Esquema de instrumentación. . . . .	69
46.	Esquema del sistema de adquisición y procesamiento de datos. . . . .	70
47.	Curva de calibración de la fuerza aplicada vs. el voltaje medido. . . . .	70
48.	Resultados numéricos (M1 a M5) vs. datos experimentales (E1). . . . .	72
49.	Resultados numéricos (M1 a M6) vs. datos experimentales (E1). . . . .	73
50.	Dirección de la tensión principal. . . . .	73
51.	Resultados numéricos (M6) vs. datos experimentales (E1 y E2). . . . .	74
52.	Detalle de la celda de carga. . . . .	75
53.	Detalle de instalación de la celda de carga. . . . .	76
54.	Resultados MEF para el Caso 1 (diseño final). . . . .	77
55.	Resultados MEF para el Caso 2 (diseño final). . . . .	78
56.	Grado de utilización (diseño final). . . . .	78

---

57. Celdas de carga incluidas en el <i>bechmarking</i> . . . . .	84
58. Celdas de carga incluidas en el <i>bechmarking</i> (cont.). . . . .	85

**Índice de Tablas**

1.	Factores de eficiencia para bloques de corona (Bourgoyne, 1986). . . . .	14
2.	Parámetros analizados en el <i>benchamarking</i> . . . . .	45
3.	Especificaciones técnicas objetivo. . . . .	48
4.	Matriz de Selección de Conceptos. . . . .	58
5.	Nomenclatura según Guía FKM (2012). . . . .	64
6.	Características del material según Tabla 5.1.4 de la Guía FKM (2012). . .	65
7.	Restricciones adoptadas en los modelos numéricos. . . . .	71
8.	Detalle componentes ensamble celda de carga. . . . .	76

---

## 1. INTRODUCCIÓN

Durante su vida útil, los pozos productores de petróleo enfrentan diversos desafíos y fallas causadas por el desgaste, movimientos relativos entre sus componentes, cargas cíclicas, roturas, entre otros. Estas problemáticas pueden resultar en una disminución significativa de los niveles de producción o incluso en la detención completa de la actividad del pozo. Cuando se requiere intervenir el pozo para restaurar los niveles de producción, se recurre a equipos especializados conocidos como equipos de *pulling* y *workover*.

Específicamente, los equipos de *pulling* son herramientas de respuesta rápida diseñadas para intervenir en la tubería de producción (*tubing*), varillas, bombas y sistemas de anclaje. Estos equipos llevan a cabo diversas operaciones, como ser la pesca de varillas, pesca de *tubing*, cambios y liberación de bombas atascadas, entre otras. Este tipo de intervenciones es crucial, especialmente en pozos que no cuentan con presión positiva en la boca del pozo. La efectividad de los equipos de *pulling* es fundamental para mantener la productividad y prolongar la vida útil de los pozos petroleros (PAE, 2002).

Las diversas herramientas utilizadas en las operaciones de los equipos de *pulling* se conectan al sistema de izaje del mismo para conferirles movimiento vertical y capacidad de tracción. En la Figura 1, se presenta un esquema general en el que se indican los componentes principales de un equipo de *pulling*. Asimismo, esta figura proporciona un croquis descriptivo del sistema de izaje, destacando los vínculos entre sus componentes para representar el principio de funcionamiento. A través de un sistema de poleas y líneas activas, se logra una ventaja mecánica entre el tambor impulsor y la herramienta.

El control preciso de la carga máxima de izaje y del desplazamiento del sistema viajero es ejecutado por el operario mediante el accionamiento del tambor principal (impulsor), manipulando la longitud de la línea del sistema de izaje. En el extremo opuesto, dicha línea se encuentra anclada a la estructura del equipo (línea muerta). La Figura 2 ilustra un bloque de coronas típico en un equipo de *pulling*. Este sistema integral de izaje se constituye en un componente esencial para asegurar la eficaz operación de estos equipos en diversas intervenciones en pozos petroleros.

---

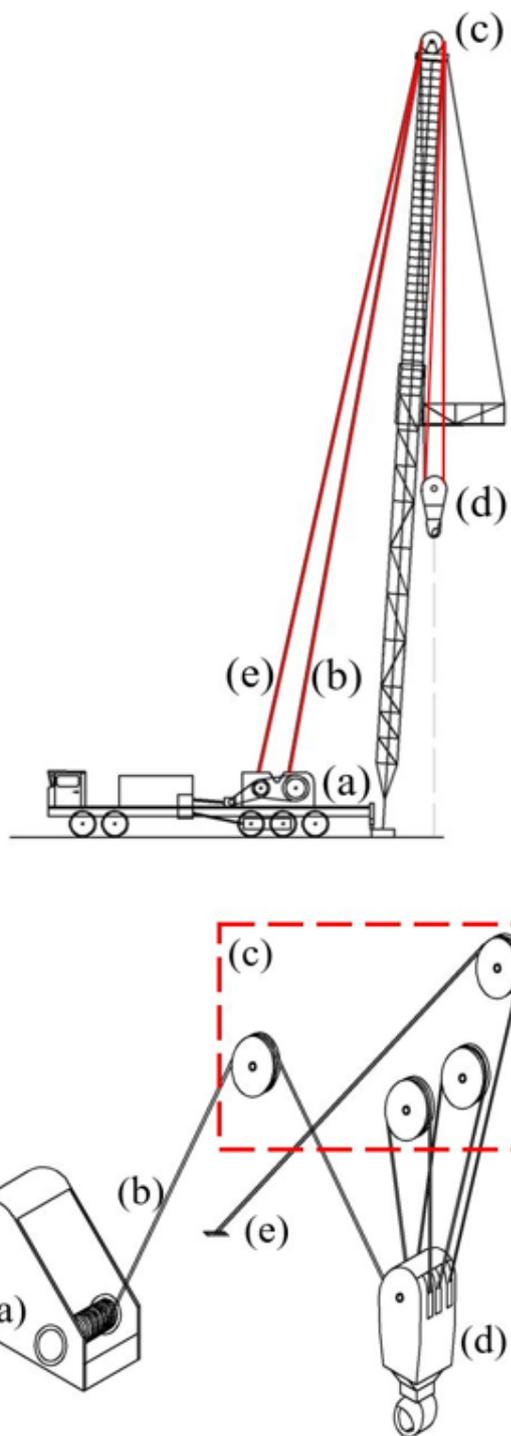


Figura 1. Esquema general de un equipo de *pulling*.

Referencias: (a) tambor principal (impulsor), (b) línea rápida, (c) bloque de coronas, (d) sistema viajero, y (e) línea muerta.



Figura 2. Sistema de coronas de un equipo de *pulling*.

Las operaciones ejecutadas con equipos de *pulling* tienen como parámetro fundamental el control preciso de la carga aplicada sobre la herramienta. Este control no solo asegura la integridad estructural del equipo, sino que también evita posibles fallos en los distintos elementos que componen el sistema del pozo. Estos fallos podrían surgir como consecuencia de una carga mal controlada, afectando los tiempos de puesta en servicio del sistema o incluso generando una potencial falla que requeriría una nueva intervención en el pozo. Por lo tanto, es esencial que el operario del equipo pueda visualizar en tiempo real y con una precisión adecuada la carga aplicada sobre el sistema de izaje durante las diversas operaciones de *pulling*.

En muchos de los equipos que operan en la Cuenca Neuquina, la medición de carga se realiza comúnmente en la línea muerta o sobre su anclaje. Esto se logra mediante un sensor hidráulico que genera una señal de presión, transformada posteriormente en el valor de carga actuante sobre el sistema de izaje. Este valor es visualizado por el operador en el panel de control. La Figura 3 muestra el anclaje de la línea muerta, el sensor y el reloj encargado de transformar los valores de presión en su equivalente de carga según una configuración típica (Eni, 2006).

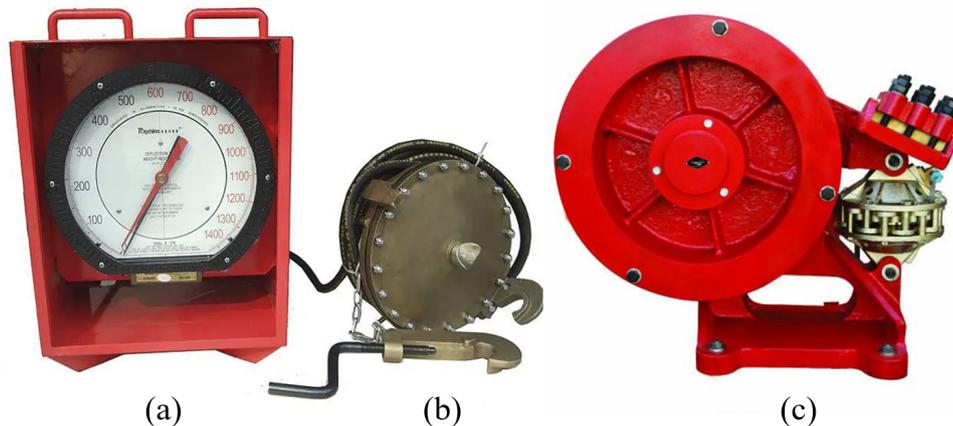


Figura 3. Sistema de medición de carga en la línea muerta de un equipo de *pulling*.

Referencias: (a) indicador de carga para celdas hidráulicas, (b) celda de carga hidráulica por desviación en línea muerta, y (c) sistema de anclaje de línea muerta con celda de carga hidráulica.

## 2. FUNDAMENTACIÓN

Este proyecto se origina en una Empresa regional especializada en el desarrollo de equipos de adquisición de datos para la industria petrolera. La iniciativa surge a raíz de un análisis de las necesidades de sus clientes, identificando como una línea de trabajo prioritaria el diseño y fabricación de un prototipo de celda de carga tipo perno destinada a ser empleada en equipos de *pulling*. A continuación, se presentan los lineamientos, necesidades y justificaciones expresadas por la Empresa que busca el desarrollo de la celda de carga tipo perno:

- El diseño de la celda de carga debe contemplar la posibilidad de ser adaptado a los distintos equipos de *pulling* de los clientes, sin requerir intervenciones mayores a los mismos. De esta forma se intenta convertir un componente mecánico específico del equipo (en este caso el perno de una polea) en un “sensor” (Hopkins, 2020).
- Evitar la instrumentación en la línea muerta donde hay movimiento de elementos pesados que suelen dañar los sistemas de medición, razón por la cual ciertos prototipos desarrollados por la Empresa no han dado resultados satisfactorios. En la Figura 4 se presenta el sistema hidráulico (original de un equipo) que se intenta reemplazar, y un prototipo del sistema de medición desarrollado por la Empresa, con el cual no se obtuvieron resultados satisfactorios al momento de medir la carga

por razones de variación del ángulo del cable en función de las condiciones en las cuales las mordazas son ajustadas.



Figura 4. Detalle de instalación del sistema de medición de cargas en la línea muerta.

Referencias: (a) sistema hidráulico original y (b) prototipo desarrollado *ad hoc*.

- Obtener una medición en la línea rápida del sistema de elevación (primer polea que toma contacto con el cable proveniente del tambor impulsor) evitando así los errores que forman parte de la lectura actual en la línea muerta, como son la fricción en el sistema de coronas y sistema viajero (muy dependientes de la carga y estado del equipo).
- El diseño debe ser compatible con la instrumentación electrónica disponible a fin de obtener una señal digital de la carga, lo que facilitará la implementación de una base de datos del estado de carga en las operaciones del pozo y del equipo, como así también la posibilidad de interconectar con distintos sistemas electrónicos, alarmas, limitantes de carga, pantallas con tendencias gráficas, entre otros.

### **3. OBJETIVOS**

#### **3.1. Objetivo general**

Este proyecto tiene como objetivo principal el diseño y construcción de un prototipo de celda de carga, tipo perno, destinado a instrumentar el sistema de izaje utilizado en equipos de *pulling*. La validación de este prototipo se llevará a cabo mediante la aplicación de métodos de elementos finitos y técnicas de extensometría.

#### **3.2. Objetivos específicos**

- Analizar el sistema de izaje de los equipos.
  - Generar alternativas de diseño y seleccionar un concepto solución de la celda de carga.
  - Evaluar el concepto solución a partir de un prototipo analítico (empleando modelos de elementos finitos) y físico (empleando técnicas extensométricas).
  - Evaluar los resultados obtenidos a partir de los lineamientos normativos específicos.
-

---

## 4. MARCO TEÓRICO

A continuación, se desarrollan los considerandos teóricos necesarios para comprender el funcionamiento del equipo bajo estudio, el marco normativo de aplicación y la metodología empleada para el desarrollo de este trabajo.

### 4.1. Operaciones de *pulling*

#### 4.1.1. Generalidades

Durante la vida productiva de los pozos, tanto productores de petróleo como de inyección de agua para recuperación secundaria, las instalaciones de pozo requieren su restauración de las condiciones operativas ante la ocurrencia de una falla o el propio desgaste del equipo. A su vez, puede requerir una adecuación a una nueva condición operativa, debido a cambios en el pozo o reservorio. Para realizar estas tareas se utilizan equipos autotransportables como los equipos de *pulling* (ver Figura 5).



Figura 5. Equipo de *pulling* en operación.

---

Los equipos de *pulling* suelen intervenir en pozos de producción convencional donde no hay presión en boca de pozo, es decir, que no son surgentes. En este tipo de operaciones el método de extracción del hidrocarburo consiste en elevar el fluido, compuesto principalmente por petróleo y agua, desde un cierto nivel hasta la superficie, en el lugar donde será recolectado, por medio de una bomba anclada en el fondo.

En el caso de las bombas mecánicas, estas se accionan por el movimiento vertical repetitivo de una columna de varillas que vincula la bomba en el fondo del pozo con la unidad motriz que se encuentra en la superficie. Cabe aclarar que, dependiendo de los niveles de producción y características del pozo, pueden haber distintos sistemas de bombas (electrosumergibles, hidráulicas, entre otras). En la Figura 6 se presentan las partes principales de un pozo convencional con bombeo mecánico AIB (Aparato Individual de Bombeo).

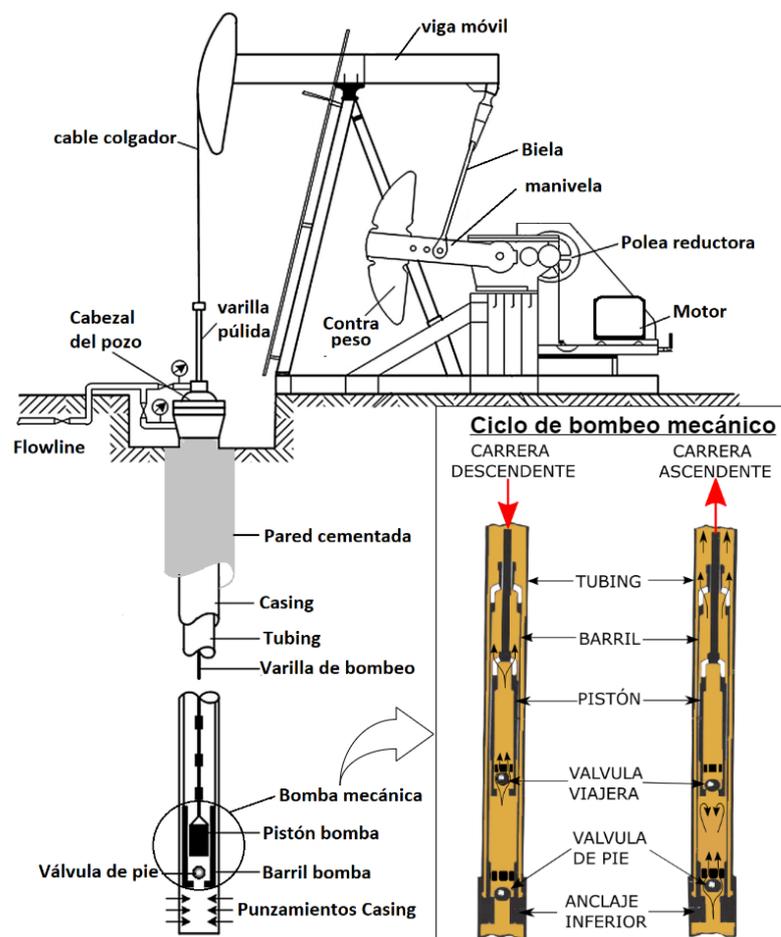


Figura 6. Elementos principales de un pozo de producción de petróleo con sistema AIB.

A continuación, se proporciona una breve descripción de las partes principales que componen un pozo y se describen sus funciones principales.

- Pared cementada y *casing*: cumplen la función de aislar el pozo de las distintas napas de agua y brindar estabilidad para evitar el colapso del mismo. Estos se punzan a profundidades previamente determinadas para permitir la filtración del hidrocarburo hacia el interior del tubo y del sistema de bombeo.
- *Tubing*: cañería por la cual circulará el fluido hacia la superficie. En su extremo inferior se ancla la bomba, y en su interior, para el caso de los sistemas AIB, se ubican las varillas de bombeo mecánico. El *tubing* es anclado en su extremo inferior al *casing* y luego pretensado.
- Varillas de bombeo: son las encargadas de transmitir el movimiento y la carga entre la unidad motriz en la superficie y la bomba anclada en el fondo del pozo. Trabajan bajo cargas cíclicas de tracción durante la carrera ascendente, elevando la columna de fluido, liberando luego esta carga en la carrera descendente transfiriendo así el peso del fluido al *tubing*.
- Bomba mecánica: la bomba ubicada en el fondo del pozo se encuentra anclada al *tubing* por su cuerpo externo (barril) y vinculada a la varilla de bombeo con su parte móvil (pistón). La bomba posee dos válvulas, la válvula de pie que asienta en el cuerpo del barril y la válvula viajera que asienta en el pistón. Durante la carrera ascendente del pistón, la válvula viajera se cierra impidiendo el paso del fluido que se encuentra por encima del pistón lo que genera tensión en las varillas de bombeo por el peso del fluido que es elevado dentro del *tubing*, mientras que la válvula de pie admite fluido al interior del barril. En la carrera descendente del pistón ocurre el proceso inverso entre las válvulas, permitiendo el paso de fluido a través del pistón y liberando de tensión a las varillas de bombeo mientras que la válvula de pie retiene el fluido dentro del *tubing* y el barril.

Durante el ciclo de vida del pozo, el fluido suele transportar sedimentos y partículas sólidas que llevan al desgaste de las piezas o inconvenientes en la operación de bombeo, generando la necesidad de intervenir el pozo con los equipos de *pulling* para restablecer los niveles de producción. En este sentido, se debe mencionar que:

---

- Las válvulas sufren desgaste cuando las partículas de arena quedan atrapadas entre la parte móvil y su asiento, dañando las superficies de contacto e impidiendo la hermeticidad en el cierre, y al mismo tiempo permitirá el paso de fluido con partículas a gran velocidad produciendo un desgaste abrasivo en las superficies de contacto.
- La acumulación de arena entre el barril de la bomba y el *tubing* pueden generar atascamientos de la bomba y en algunas situaciones la necesidad de sacar el *tubing* a superficie cuando no se consigue su liberación.
- El desgaste abrasivo entre el pistón y el barril de la bomba modifica las holguras y perjudica el rendimiento del pozo e incluso, a veces, el atascamiento del pistón.
- Las incrustaciones en el sistema de bombeo generan daños similares a la presencia de arena y sedimentos en el fluido.
- Las varillas de bombeo pueden fallar de forma estática y por fatiga. La falla en condición estática ocurre por una carga que supera la tensión de fluencia del material, produciendo la reducción de la sección transversal y su consecuente rotura. Este es un tipo poco común de falla y suele ocurrir cuando en una intervención del pozo se tracciona la sarta con una fuerza excesiva (por ejemplo, para desclavar una bomba). La gran mayoría de las fallas en varillas de bombeo comienzan por un proceso de fatiga debido a las cargas cíclicas que estas reciben durante el funcionamiento.
- La cañería de producción (*tubing*) se encuentra bajo esfuerzos de tracción, presión interna y externa, desgaste por contacto con varillas de bombeo, corrosión por bacterias, entre otros, los cuales pueden requerir la intervención del *tubing* durante su vida en servicio.

En particular, los equipos de *pulling* son equipos de respuesta rápida que intervienen sobre la tubería de producción (*tubing*), varillas, bombas y sistemas de anclaje, realizando operaciones de: pesca de varillas, pesca y reparación de *tubing*, cambios y liberación de bombas atascadas, mejoramiento de la capacidad extractiva, control, liberación y colocación de anclajes, constatación del fondo de pozo, entre otras. Todas estas operaciones requieren controlar la carga de tiro en el sistema viajero como se explicitó previamente.

---

Es por esto, que la atención se centra en el estudio del sistema de izaje del equipo para entender su funcionamiento y la ubicación del componente a reemplazar por la celda de carga.

#### 4.1.2. Sistema de Izaje

El sistema de izaje es un componente vital del equipo de *pulling*. Proporciona un medio para el movimiento vertical de los dispositivos y herramientas durante el mantenimiento de un pozo de producción. Los elementos principales del sistema de izaje, tal como fueron presentados en la Figura 1, son:

- Tambor principal (impulsor).
- Bloque de coronas.
- Sistema viajero (elevadores, ganchos y eslabones).
- Línea muerta anclada a la estructura.

Específicamente, el bloque de coronas tiene como función principal proporcionar una ventaja mecánica, lo que permite un manejo más fácil de mayores cargas en relación a lo que podría soportar una línea simple y/o el tambor impulsor (Mitchell y Miska, 2011). La ventaja mecánica ( $MA_{bt}$ ) de un bloque y polea es simplemente la carga soportada por el sistema viajero ( $F_{tb}$ ) dividida por la tensión en la línea rápida ( $F_{fl}$ ) generada por el tambor impulsor:

$$MA_{bt} = \frac{F_{tb}}{F_{fl}} \quad (1)$$

La ventaja mecánica ideal asume la ausencia de fricción en las poleas y se puede determinar a partir de un análisis de fuerzas del bloque corona y del sistema viajero. A partir del esquema de la Figura 7, si no se considera la fricción en las poleas, la tensión en la línea es constante en todo momento, por lo que se tiene un equilibrio de fuerzas en la dirección vertical.

La Ecuación 2 indica que la ventaja mecánica ideal del sistema de poleas ( $MA_{bt}$ ) es igual al número de líneas tendidas ( $N_{tb}$ ) entre las poleas de la corona y el bloque

viajero. El empleo de 6, 8, 10 o 12 líneas es comúnmente utilizado en los equipos de izaje, dependiendo de la condición de carga.

$$N_{tb} \cdot F_{fl} = F_{tb} \quad (2)$$

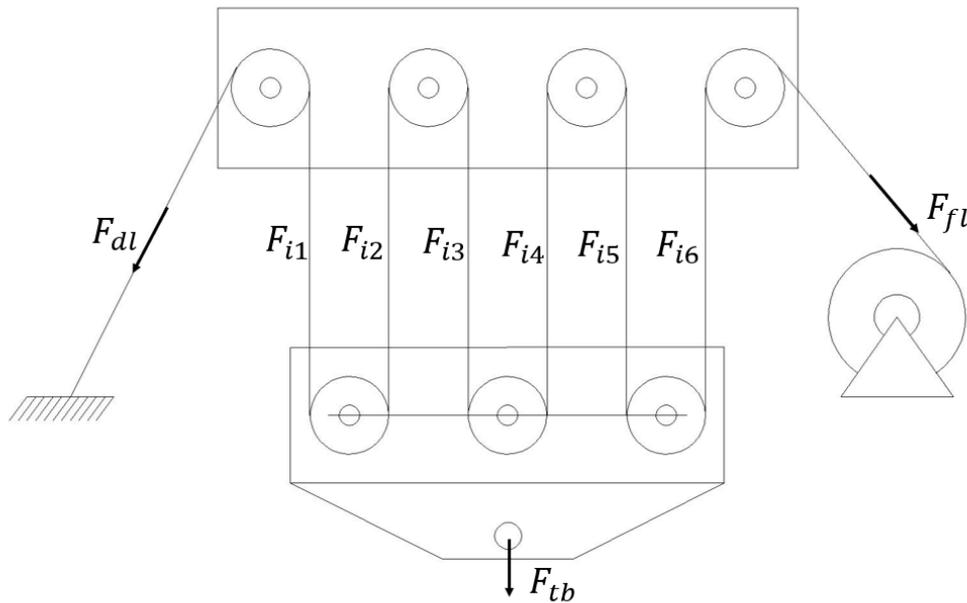


Figura 7. Análisis de fuerzas del bloque corona y del sistema viajero.

La potencia de entrada ( $P_{bt}$ ) del sistema de poleas es igual a la carga de la línea rápida ( $F_{fl}$ ) multiplicada por la velocidad de la línea rápida ( $v_{fl}$ ):

$$P_{bt} = F_{fl} \cdot v_{fl} \quad (3)$$

La potencia de salida, o potencia del gancho ( $P_h$ ), es igual a la carga del bloque viajero ( $F_{tb}$ ) multiplicada por la velocidad del mismo ( $v_{tb}$ ):

$$P_h = F_{tb} \cdot v_{tb} \quad (4)$$

Además, considerando un sistema de poleas sin fricción, dado que el movimiento de la línea rápida por una distancia unitaria tiende a acortar cada una de las líneas tendidas entre la polea de la corona y el bloque viajero solo en  $1/N_{tb}$  veces la distancia unitaria,

entonces  $v_{tb} = v_{fl}/N_{tb}$ . Por lo tanto, un sistema sin fricción implica que la relación de potencia entre la entrada y salida es igual a 1.

Por supuesto, en un sistema real siempre hay una pérdida de potencia debido a la fricción. Los valores de eficiencia del sistema de poleas variarán y dependerán de diversas condiciones, incluido el número de líneas tendidas a través del bloque de desplazamiento. La práctica recomendada [API RP 9B \(2015\)](#) define la siguiente relación para calcular la eficiencia del sistema:

$$\eta_{bt} = \frac{(K^{N_L} - 1)}{K^{N_{Sh}} \cdot N_L \cdot (K - 1)} \quad (5)$$

Donde:

- $\eta_{bt}$  : eficiencia del bloque de coronas.
- $K$  : factor de fricción (aproximadamente 1.04).
- $N_L$  : número de líneas.
- $N_{Sh}$  : número de rodamientos de las poleas (comúnmente,  $N_{Sh} = N_L$ ).

Conociendo la eficiencia del sistema se puede calcular la tensión real en la línea rápida para una carga dada. Dado que la eficiencia en función de la potencia viene dada por:

$$\eta_{bt} = \frac{P_h}{P_{bt}} = \frac{F_{tb}v_{tb}}{F_{fl}v_{fl}} = \frac{F_{tb}v_{fl}/N_{tb}}{F_{fl}v_{fl}} = \frac{F_{tb}}{F_{fl}N_{tb}} \quad (6)$$

Se obtiene, que la tensión en la línea rápida viene dada por la siguiente expresión:

$$F_{fl} = \frac{F_{tb}}{\eta_{bt}N_{tb}} \quad (7)$$

La ecuación anterior puede emplearse para seleccionar el tamaño de la línea del equipo de *pulling*. Sin embargo, debe contemplarse un factor de seguridad para tener en cuenta el desgaste de la línea y las eventuales condiciones de carga dinámica.

La disposición de las líneas utilizadas en el aparejo hace que la carga transmitida por el bloque de coronas a la estructura del equipo sea mayor que la carga del gancho. Es decir, la carga aplicada a la estructura ( $F_d$ ) es la suma de la carga en el gancho ( $F_{tb}$ ), la tensión

en la línea muerta ( $F_{dl}$ ) y la tensión en la línea rápida ( $F_{fl}$ ):

$$F_d = F_{tb} + F_{dl} + F_{fl} \quad (8)$$

Si la carga ( $F_{tb}$ ) se eleva tirando de la línea rápida, la fricción en las poleas se resiste al movimiento de la línea rápida y la tensión en el sistema viajero aumenta de  $F_{tb}/N_{tb}$  en la línea muerta, a  $F_{tb}/(\eta_{bt} \cdot N_{tb})$  en la línea rápida. Sustituyendo estos valores, para  $F_{dl}$  y  $F_{fl}$  respectivamente en la Ecuación 8, se obtiene:

$$F_d = F_{tb} + \frac{F_{tb}}{N_{tb}} + \frac{F_{tb}}{\eta_{bt} N_{tb}} = \left( \frac{1 + \eta_{bt} + \eta_{bt} N_{tb}}{\eta_{bt} N_{tb}} \right) F_{tb} \quad (9)$$

En la Tabla 1, se presentan los factores de eficiencia para bloques de corona proporcionados por la bibliografía de referencia (Bourgoyne, 1986).

Tabla 1. Factores de eficiencia para bloques de corona (Bourgoyne, 1986).

$N_L$	$\eta_{bt}$
4	0.908
6	0.874
8	0.842
10	0.811
12	0.782
14	0.755

### 4.1.3. Normativa de Aplicación

En la Figura 8 se presentan los componentes principales involucrados en el análisis de este trabajo y, a su vez, se referencia el marco normativo de aplicación asociado a su diseño y fabricación.



Figura 8. Normativa de aplicación para el diseño y fabricación de los componentes principales del sistema de izaje.

La Norma [API 4F \(2008\)](#) establece en su ámbito de aplicación recomendaciones y requisitos apropiados para estructuras empleadas en operaciones de perforación y mantenimiento en la industria petrolera. Establece que la estructura debe ser proyectada y evaluada de acuerdo con las combinaciones de carga definidas en su apartado 8.1.1.

Respecto a la estructura de acero, indica que debe diseñarse y evaluarse de acuerdo con los requisitos establecidos por la Norma [AISC 335 \(1989\)](#), la cual refiere al método de cálculo de tensiones admisibles (ASD, por sus siglas en inglés), normalmente denominado cálculo elástico. El uso del método de diseño plástico no es recomendado para analizar este tipo de estructuras.

Las cargas de funcionamiento deben contemplar al menos cargas simples o combinadas como se describe a continuación:

1. Carga estática máxima sobre el gancho, combinada con las cargas sobre la línea muerta y la línea rápida, para cada condición de elevación.

2. Peso propio de la estructura montada.
3. Cargas de viento sobre la estructura.
4. Cargas adicionales de accesorios y/o depósitos de fluidos.

El método ASD se fundamenta en el principio de que la máxima tensión experimentada por un componente no debe exceder una tensión admisible específica bajo condiciones normales de operación. Los efectos de las cargas se evalúan mediante un análisis elástico de la estructura, mientras que la tensión admisible se obtiene al dividir la tensión límite por un factor de seguridad.

La magnitud del factor de seguridad, y la consecuente tensión admisible, está vinculada a un estado límite determinado, frente al cual el diseño debe proporcionar un margen de seguridad. El cálculo conforme al método ASD se considera satisfactorio cuando la resistencia admisible de cada componente estructural es igual o superior a la resistencia requerida, determinada a partir de las cargas combinadas para el método ASD. En esencia, este enfoque busca garantizar que la capacidad de carga de la estructura sea adecuada para resistir las fuerzas y las condiciones de carga previstas.

$$R_a \leq R_n/\Omega \quad (10)$$

Donde:

- $R_a$  : Resistencia requerida usando las combinaciones de carga para el método ASD.
- $R_n$  : Resistencia nominal, especificada en los capítulos B a K de la Norma [AISC 360-10 \(2010\)](#).
- $\Omega$  : Factor de Seguridad, especificado en los capítulos B a K de la Norma [AISC 360-10 \(2010\)](#).
- $R_n/\Omega$  : Resistencia admisible.

La Norma [API 8A \(1998\)](#) proporciona las bases de diseño para los principales componentes de los equipos de izaje, como ser:

---

- Bloque de coronas, poleas y rodamientos.
- Bloque viajero.
- Adaptadores del bloque al gancho.
- Ganchos de izaje
- Ganchos para *tubing* y varillas de bombeo.
- Conexiones del elevador.
- Elevadores de tuberías de perforación, *casing* y *tubing*.
- Elevadores de varillas de bombeo.
- Sujeción de la línea muerta.
- Compensadores de oscilación de carga.

Esta normativa, proporciona los siguientes lineamientos de diseño:

- Capacidad de carga máxima, incluye todas las cargas estáticas que se pueden encontrar en la operación del equipo. A su vez, contempla las eventuales cargas dinámicas que pueden presentarse en servicio.
  - El límite de fatiga del material de los componentes y el efecto de los concentradores de tensiones se reconocen como factores importantes en el diseño.
  - El material estructural utilizado en la fabricación de los principales componentes portadores de carga de los equipos se ajustarán a las especificaciones aplicables dadas por las Normas ASTM o API. No se utilizarán formas de acero estructural con un límite elástico mínimo especificado inferior a 33 ksi (227 MPa), ni tubos de acero con un límite elástico mínimo especificado inferior a 35 ksi (240 MPa).
  - Cuando se realice algún cambio en el diseño o en la fabricación, se llevarán a cabo pruebas de verificación de diseño apoyándose en la conformidad de la Práctica Recomendada [API RP 8B \(2014\)](#). El fabricante deberá evaluar todos los cambios en el diseño o en la fabricación para determinar si las capacidades de carga calculadas se ven afectadas. Esta evaluación debe ser documentada.
-

#### 4.1.4. Análisis de esfuerzos

Cuando una fuerza o momento actúa sobre una pieza sólida, su material se deforma y, como consecuencia de su cohesión, desarrolla fuerzas internas en respuesta, las cuales establecen una nueva condición de equilibrio en el sistema. El esfuerzo se define como la resultante de estas fuerzas internas en el material, divididas por el área donde se encuentran. Los esfuerzos sobre el plano en el cual se analizan las fuerzas internas pueden clasificarse en dos grupos:

- Esfuerzo normal ( $\sigma$ ): se refiere a las fuerzas internas en el material que actúan perpendicularmente al área bajo análisis.
- Esfuerzo cortante ( $\tau$ ): se refiere a las fuerzas internas en el material que actúan en dirección paralela al área bajo análisis.

En un cuerpo sometido a esfuerzos, es posible representar un estado de esfuerzos para cualquier punto del mismo. Si se discretiza dicho punto con un elemento cúbico siguiendo las direcciones cartesianas (como se muestra en la Figura 9), se pueden representar los esfuerzos normales y cortantes correspondientes sobre cada una de sus caras. Estos esfuerzos actúan en el elemento y deben satisfacer la condición de equilibrio del mismo.

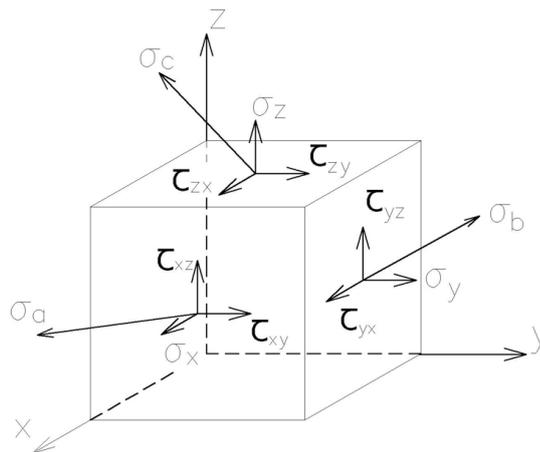


Figura 9. Esfuerzos sobre un elemento diferencial.

El estado de esfuerzo para un punto es único, sin importar la orientación del elemento (razón por la cual los esfuerzos son tensores y no vectores), sin embargo para distintas

direcciones del elemento los esfuerzos sobre cada cara irán variando (no así el estado de esfuerzo). Los esfuerzos sobre un elemento con direcciones  $x$ ,  $y$  y  $z$  se representan con la siguiente expresión matricial:

$$\begin{bmatrix} \sigma_a \\ \sigma_b \\ \sigma_c \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \sigma_x & \tau_{xy} & \tau_{xz} \\ \tau_{yx} & \sigma_y & \tau_{yz} \\ \tau_{zx} & \tau_{zy} & \sigma_z \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \Gamma_a \\ \Gamma_b \\ \Gamma_c \end{bmatrix} \quad (11)$$

En la Ecuación 11, la primera matriz representa los esfuerzos sobre el cubo elemental en análisis, cuyo valor depende de la multiplicación del tensor de tensiones del elemento por las direcciones del mismo. Al plantear la condición de equilibrio para el elemento junto con sus propiedades mecánicas, se emplea la ley de Hooke ( $\sigma = \epsilon E$ ) para relacionar la deformación ( $\epsilon$ ) con la tensión ( $\sigma$ ), donde  $E$  es el módulo de elasticidad del material.

Este planteamiento conduce a la formulación de un sistema de ecuaciones que describe la relación entre la deformación del elemento y la tensión aplicada sobre él. Estas ecuaciones, donde  $G$  es el módulo de corte y  $\nu$  es el coeficiente de Poisson, son fundamentales para comprender y predecir el comportamiento mecánico del material en respuesta a cargas externas.

$$\begin{bmatrix} \epsilon_x \\ \epsilon_y \\ \epsilon_z \\ \epsilon_{xy} \\ \epsilon_{xz} \\ \epsilon_{yz} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1/E_x & -\nu_{xy}/E_y & -\nu_{xz}/E_z & 0 & 0 & 0 \\ -\nu_{xy}/E_y & 1/E_y & -\nu_{yz}/E_z & 0 & 0 & 0 \\ -\nu_{xz}/E_z & -\nu_{yz}/E_z & -\nu_{xz}/E_z & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1/(2G_{xy}) & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1/(2G_{xz}) & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1/(2G_{yz}) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \sigma_x \\ \sigma_y \\ \sigma_z \\ \sigma_{xy} \\ \sigma_{xz} \\ \sigma_{yz} \end{bmatrix} \quad (12)$$

El estado plano de tensiones es un caso particular del estado de tensión en un punto de la pieza en el cual los esfuerzos se distribuyen solo en dos dimensiones. Como se puede observar en la Figura 10 el estado plano de tensiones se encuentra definido por  $\sigma_x$ ,  $\sigma_y$  y  $\tau_{xy}$  que dan el estado de equilibrio al elemento.

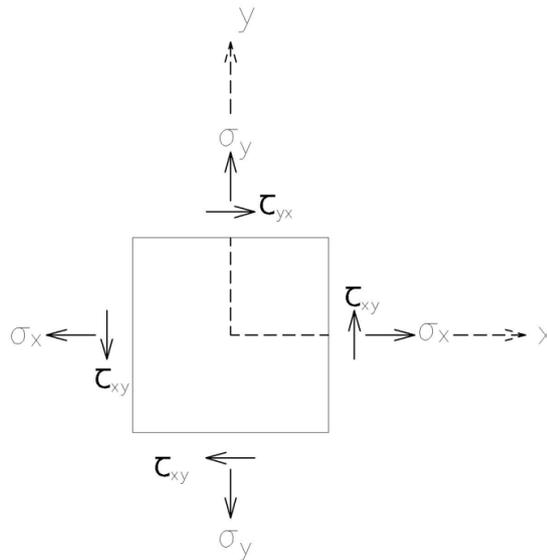


Figura 10. Estado plano de tensiones.

Como se explicó anteriormente, el estado de esfuerzo es intrínseco al punto de estudio, por lo que resulta de interés determinar los esfuerzos normales y tangenciales que se generan sobre un elemento cuyos ejes están rotados un ángulo  $\theta$  respecto al elemento original del cual se conocen los esfuerzos actuantes. Como se puede observar en la Figura 11, la rotación de los ejes un ángulo  $\theta$  al nuevo sistema de referencia  $x_1$  e  $y_1$  arrojará valores  $\sigma_{x_1}$ ,  $\sigma_{y_1}$  y  $\tau_{x_1y_1}$ , cuya relación con los valores conocidos de  $\sigma_x$ ,  $\sigma_y$  y  $\tau_{xy}$  se obtienen de las Ecuaciones 13, 14 y 15, siendo necesario que se satisfaga la condición dada en la Ecuación 16.

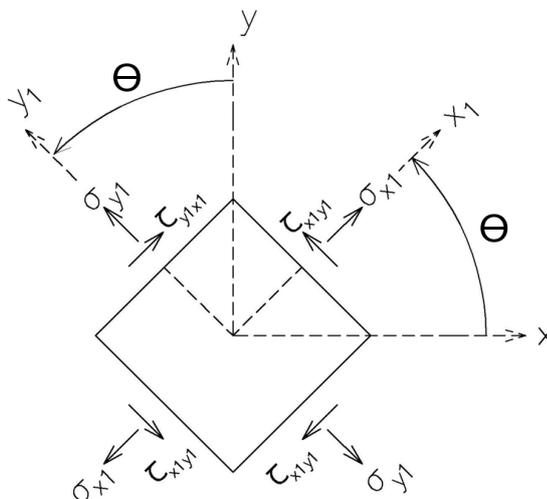


Figura 11. Rotación de ejes para un estado plano de tensiones.

$$\sigma_{x_1} = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} + \frac{\sigma_x - \sigma_y}{2} \cos(2\theta) + \tau_{xy} \sin(2\theta) \quad (13)$$

$$\sigma_{y_1} = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} - \frac{\sigma_x - \sigma_y}{2} \cos(2\theta) - \tau_{xy} \sin(2\theta) \quad (14)$$

$$\tau_{x_1 y_1} = -\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2} \sin(2\theta) + \tau_{xy} \cos(2\theta) \quad (15)$$

$$\sigma_x + \sigma_y = \sigma_{x_1} + \sigma_{y_1} \quad (16)$$

Resulta de interés, cuando se conoce un estado de tensión, identificar los valores máximos y mínimos de los esfuerzos presentes en el punto de estudio. Estos valores, conocidos como esfuerzos principales, se denotan como  $\sigma_1$  y  $\sigma_2$  respectivamente. Para determinar estos valores a partir de los esfuerzos conocidos sobre un elemento, se aplica la Ecuación 17.

$$\sigma_{1,2} = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2} \quad (17)$$

Una vez que se han definido las tensiones principales, es necesario determinar los ángulos de rotación asociados con los ejes donde se localizan estas tensiones. El ángulo principal, llamado  $\theta_1$ , puede variar en el rango de 0 a  $2\pi$  y representa la rotación (en sentido contrario a las agujas del reloj) entre el eje  $x_1$ , donde se encuentra  $\sigma_1$ , y el eje  $x$  del cual se tienen los datos de los esfuerzos. El valor de  $\theta_1$  se calcula como el ángulo que satisface las condiciones establecidas en las Ecuaciones 18 y 19.

$$\cos(2\theta_1) = \frac{\sigma_x - \sigma_y}{2\sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2}} \quad (18)$$

$$\sin(2\theta_1) = \frac{\tau_{xy}}{\sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2}} \quad (19)$$

Es importante destacar que, para cualquier estado de tensión en un punto, los esfuerzos principales  $\sigma_1$  y  $\sigma_2$  se encuentran en direcciones perpendiculares entre sí. Es decir, el ángulo  $\theta_2$  que define la dirección de  $\sigma_2$  está relacionado con  $\theta_1$  mediante la expresión  $\theta_2 = \theta_1 + 90^\circ$ . En otras palabras, si  $x_1$  corresponde a  $\sigma_1$ , entonces la dirección de  $\sigma_2$  corresponde a  $y_1$ . Además, cabe señalar que los ejes principales en los cuales se encuentran  $\sigma_1$  y  $\sigma_2$

tienen un esfuerzo de corte nulo ( $\tau_{xy} = 0$ ).

Asimismo, al igual que se determinan la dirección y los valores de los esfuerzos máximos sobre un elemento, es posible encontrar la dirección y el valor en los cuales se alcanza el esfuerzo de corte máximo al anular los esfuerzos normales. El valor del esfuerzo máximo de corte  $\tau_{max}$  se calcula mediante la Ecuación 20, y el ángulo  $\theta_s$  correspondiente a los ejes del elemento en el cual se desarrolla se obtiene como  $\theta_{s1} = \theta_1 - 45^\circ$ .

$$\tau_{max} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2} \quad (20)$$

## 4.2. Celdas de Carga

Las celdas de carga son dispositivos de medición de fuerza que cada vez encuentran una mayor aplicación en diversos sectores de la industria. Estos sensores de carga son, en esencia, transductores que convierten la energía mecánica en señales eléctricas.

El término *celda* se utiliza de manera conveniente para describir un transductor compacto. Estos dispositivos electrónicos miden la fuerza (carga), aplicando el principio de la Ley de Hooke. En este contexto, el término *celda de carga* hace referencia a un transductor compacto que aprovecha las propiedades elásticas de un material, como el acero. Utilizando galgas extensométricas (*strain gauges*), se mide la deformación unitaria del elemento elástico y se relaciona con el valor de la fuerza aplicada sobre él.

Una galga extensométrica es un dispositivo transductor universal que se utiliza para la medición eléctrica de diversas magnitudes mecánicas, como pueden ser: presión, carga, torque, deformación, posición, entre otros. El principio de funcionamiento esta basado en la relación deformación/resistencia de los conductores eléctricos, cuya variación se debe en parte a la deformación del conductor y en parte a la variación de la resistividad  $\rho$  del material a causa de cambios microestructurales (Hoffman, 1989).

A partir de la instalación de galgas extensométricas sobre la piezas, se mide la deformación en ciertos puntos de interés, valores que se pueden traducir en tensiones, para luego compararlos con los resultados de los modelos adoptados durante la etapa de diseño mecánico.

Al medir una deformación con galgas extensométricas, se asume que la deformación

se transmite prácticamente sin pérdidas desde el objeto bajo estudio a la banda extensométrica. Esto último requiere que se garantice una adecuada unión entre ambos, la cual se realiza por medio de un adhesivo.

La unidad de medida para la deformación es el strain [ $\epsilon$ ], una medida adimensional equivalente a la relación entre el cambio en longitud y la longitud inicial. En la práctica, la magnitud de medida de una galga es muy pequeña, por lo que usualmente se expresa como microstrain [ $\mu\epsilon$  o  $\mu\text{m}/\text{m}$ ].

La variación en resistencia de estos transductores produce una señal muy pequeña, por lo cual se debe utilizar un circuito que la amplifique, la filtre y la procese para luego mostrar los resultados a través de una adecuada interfaz (Yapur et al., 2005).

Las galgas extensométricas se utilizan en combinación con un Puente de Wheatstone (ver Figura 12), el cual está formado por dos ramas de resistencias equilibradas ( $R$ ,  $R_1$ ,  $R_2$  y  $R_3$ ), de forma tal que por medio de la medición del voltaje de salida ( $V_o$ ) y el voltaje de entrada ( $V_i$ ) se pueden medir cambios en la resistencia eléctrica ( $\Delta R$ ) de la galga ( $R$ ). Cuando se coloca una sola galga se adopta una configuración denominada cuarto de puente.

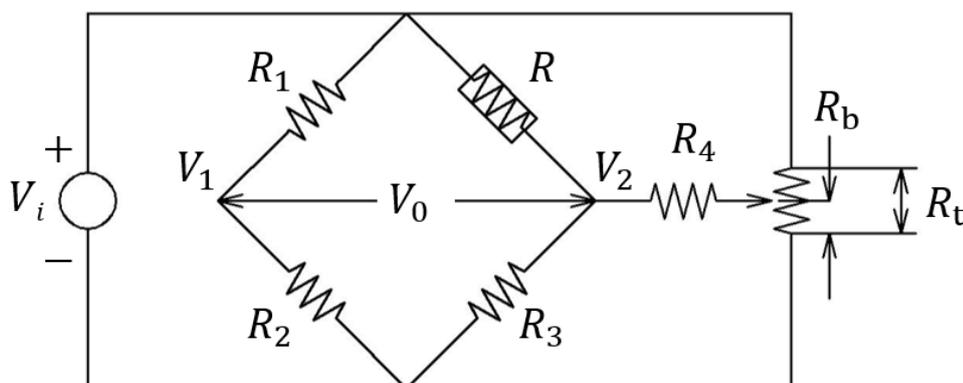


Figura 12. Puente de Wheatstone con circuito de balanceo.

La tarea que ejecutan la resistencia  $R_4$  y el potenciómetro  $R_t$  es balancear o anular el circuito. Es decir, permite ajustar el voltaje de salida a cero cuando no existe un cambio en la resistencia eléctrica de la galga ( $\Delta R=0$ ). El voltaje de salida generalmente no es cero cuando no hay deformación en la galga dado que las resistencias del puente no siempre

son idénticas.

El análisis del estado de deformaciones en un punto de una estructura solicitada de manera combinada requiere la verificación de las deformaciones lineales y angulares, conocidas como  $\varepsilon_x$ ,  $\varepsilon_y$  y  $\gamma_{xy}$ . Los *strain gauges* detectan únicamente deformaciones lineales, en la dirección de la longitud predominante de la grilla. En los casos de estructuras con geometría compleja o ante la superposición de distintos tipos de carga (normales, flexión y/o torsión), resulta de gran complejidad realizar una predicción de las direcciones donde actúan las tensiones principales en un estado combinado de tensiones.

Para los casos mencionados, es necesario medir deformaciones en tres direcciones. Como se muestra en la Figura 13, estas tres deformaciones se podrían medir en cualquier dirección, no obstante, en la práctica se destacan dos sistemas para los cuales se realiza la evaluación. Estos se denominan comercialmente como “rosetas”, las cuales utilizan comúnmente tres grillas o *strain gauges* dispuestos a  $45^\circ$  (roseta rectangular) o a  $60^\circ$  (roseta delta).

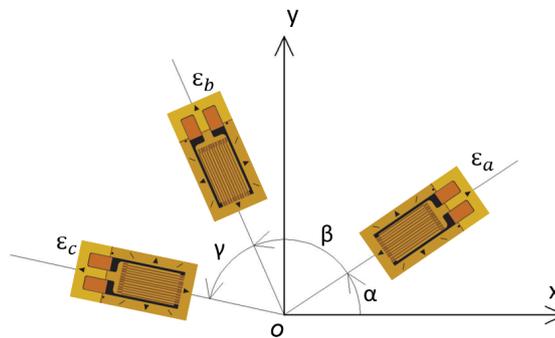


Figura 13. Esquema roseta genérica.

Tomando como referencia el esquema mostrado en la figura anterior, a partir de la configuración adoptada de los ángulos ( $\alpha$ ,  $\beta$  y  $\gamma$ ) y la medición de las deformaciones ( $\varepsilon_a$ ,  $\varepsilon_b$  y  $\varepsilon_c$ ) se pueden determinar  $\varepsilon_x$ ,  $\varepsilon_y$  y  $\gamma_{xy}$ , a través de las siguientes ecuaciones:

$$\varepsilon_a = \varepsilon_x \cos^2(\alpha) + \varepsilon_y \sin^2(\alpha) + \frac{\gamma_{xy}}{2} \sin(2\alpha) \quad (21)$$

$$\varepsilon_b = \varepsilon_x \cos^2(\beta) + \varepsilon_y \sin^2(\beta) + \frac{\gamma_{xy}}{2} \sin(2\beta) \quad (22)$$

$$\varepsilon_c = \varepsilon_x \cos^2(\gamma) + \varepsilon_y \sin^2(\gamma) + \frac{\gamma_{xy}}{2} \sin(2\gamma) \quad (23)$$

A partir del sistema de ecuaciones anterior (Ecuaciones 21 a 23), se pueden determinar  $\epsilon_x$ ,  $\epsilon_y$  y  $\gamma_{xy}$ . Al combinar estos valores de deformación con la ley de Hooke, se obtienen las tensiones correspondientes  $\sigma_x$ ,  $\sigma_y$  y  $\tau_{xy}$  (Ecuaciones 13 a 15). Finalmente, se pueden obtener la magnitud y dirección de las tensiones principales, según las Ecuaciones 17 a 19.

En forma análoga, reemplazando los ángulos adoptados para cada configuración y desarrollando las ecuaciones precedentes, se pueden determinar las tensiones principales empleando rosetas tipo rectangular y delta, tal cómo se presenta a continuación.

1. Roseta Rectangular: en la Figura 14 se puede observar la configuración propuesta, en la cual los ángulos adoptados son  $\alpha = 0^\circ$ ,  $\beta = 45^\circ$  y  $\gamma = 90^\circ$ . A partir de esta configuración, se tiene:

$$\sigma_{1,2} = \frac{E}{1-\nu} \cdot \frac{\epsilon_a + \epsilon_i}{2} \pm \frac{E}{\sqrt{2}(1+\nu)} \cdot \sqrt{(\epsilon_a - \epsilon_b)^2 + (\epsilon_c - \epsilon_b)^2} \quad (24)$$

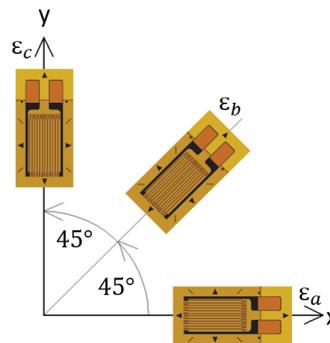


Figura 14. Esquema roseta tipo rectangular.

2. Roseta Delta: en la Figura 15 se presenta el arreglo experimental, en el cual los ángulos adoptados son  $\alpha = 0^\circ$ ,  $\beta = 120^\circ$  y  $\gamma = 240^\circ$ . Por lo tanto, a partir de esta configuración se tiene:

$$\sigma_{1,2} = \frac{E}{1-\nu} \cdot \frac{\epsilon_a + \epsilon_b + \epsilon_c}{3} \pm \frac{E}{1+\nu} \cdot \sqrt{\left(\frac{2\epsilon_a - \epsilon_b - \epsilon_c}{3}\right)^2 + \frac{1}{3}(\epsilon_b - \epsilon_c)^2} \quad (25)$$

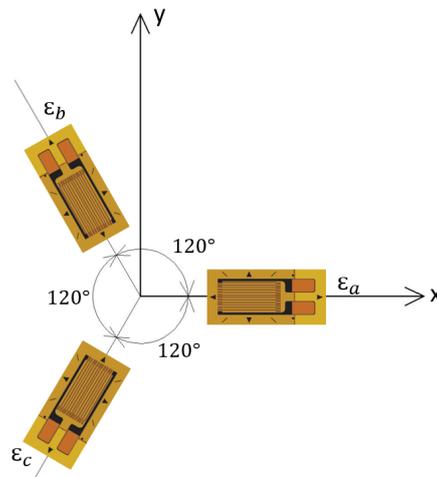


Figura 15. Esquema roseta tipo delta.

En situaciones que involucran tensiones combinadas, resulta necesario definir una tensión equivalente que sea capaz de representar de manera efectiva este complejo estado de tensiones. La teoría de la energía de distorsión, conocida como la teoría de von Mises, se presenta como una buena opción especialmente en el caso de materiales dúctiles. En este enfoque, se utiliza la energía de distorsión para determinar la tensión equivalente.

La teoría de von Mises establece que la fluencia se producirá siempre que la energía de distorsión en una unidad de volumen sea igual a la energía de distorsión en el mismo volumen, cuando se lo somete a un esfuerzo uniaxial hasta alcanzar el valor de resistencia a la fluencia  $\sigma_{fl}$  (Budynas y Nisbett, 2012). Matemáticamente, la tensión equivalente de von Mises ( $\sigma_{VM}$ ) puede representarse, a partir de las tensiones principales, según la siguiente ecuación:

$$\sigma_{VM} = \left[ \frac{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2}{2} \right]^{1/2} \quad (26)$$

En el caso de tensión plana ( $\sigma_3 = 0$ ), la tensión equivalente de von Mises queda definida por:

$$\sigma_{VM} = [\sigma_1^2 + \sigma_2^2 - \sigma_1\sigma_2]^{1/2} \quad (27)$$

Considerando el límite elástico obtenido en el ensayo de tracción ( $\sigma_{fl}$ ), se debe verificar que  $\sigma_{VM} < \sigma_{fl}$  para que el estado tensional se ubique dentro del rango elástico.

### 4.3. Metodología de Proyecto

El desarrollo de un producto es una secuencia de pasos y actividades que un grupo de trabajo, organización o Empresa utiliza para concebir, diseñar y comercializar un producto o servicio. En este sentido, establecer un proceso de desarrollo bien definido es útil para tener en cuenta los recursos disponibles y las restricciones, al momento de planificarlo.

En el presente trabajo se sigue la metodología propuesta por los reconocidos autores [Ulrich y Eppinger \(2015\)](#). Si bien no es posible establecer con claridad dónde empieza y termina cada una de las etapas, la división facilita la ejecución y control del proceso de diseño (ver Figura 16).



Figura 16. Metodología de diseño adaptada de [Ulrich y Eppinger \(2015\)](#).

Es importante destacar que las actividades propuestas se enmarcan en un proceso iterativo, en el cual en cualquier etapa de las antes mencionadas, se puede volver a una anterior con el objetivo de encontrar la mejor solución.

#### 4.3.1. Declaración de Misión

A la actividad de planificación se la suele denominar “Fase Cero”, porque precede a la aprobación del proyecto y lanzamiento del proceso real de desarrollo del producto. Esta fase comienza con la identificación de las oportunidades guiada por la estrategia corporativa, contemplando la evaluación de los avances tecnológicos y los objetivos de mercado.

Se pretende en esta fase poder definir la Declaración de Misión, donde se va a especificar cuál es el objetivo del producto tanto a nivel económico como de necesidades a satisfacer, también se pretende plantear las suposiciones y restricciones a las que estará sujeto el mismo.

### 4.3.2. Diseño Conceptual

En la fase de Diseño Conceptual se identifican las necesidades de los usuarios, se definen las especificaciones técnicas, se generan y evalúan conceptos alternativos, centrando la mirada en el funcionamiento y aspectos estructurales y tecnológicos básicos. Con el objetivo de facilitar su ejecución, Ulrich y Eppinger (2015) han propuesto una secuencia de tareas conforme a lo expuesto en la Figura 17.

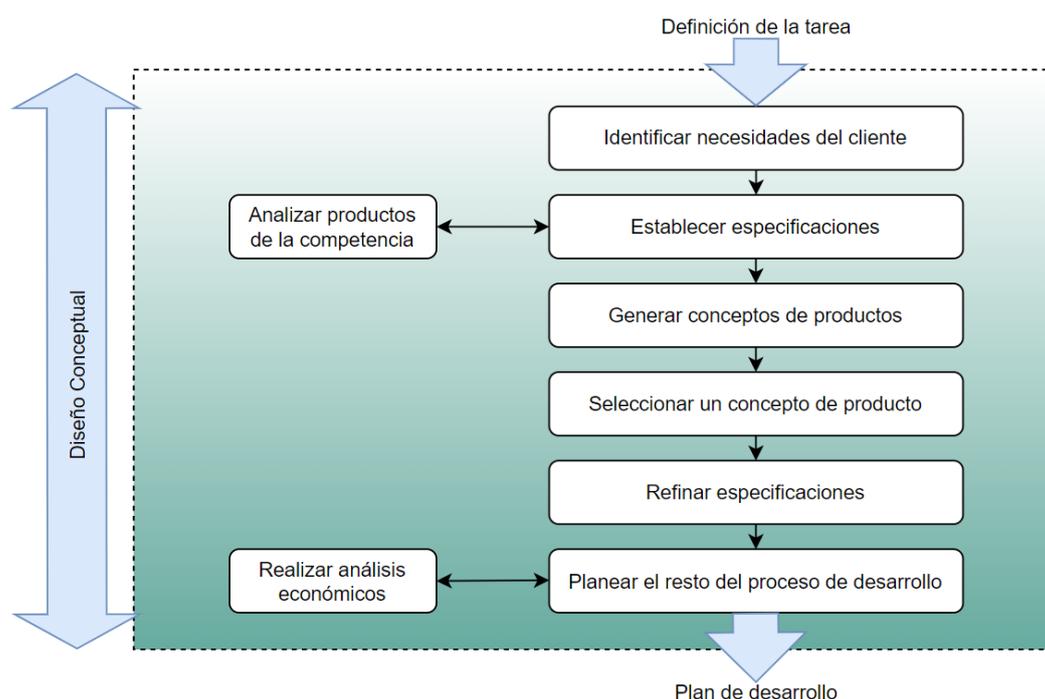


Figura 17. Subetapas en la fase de Diseño Conceptual (Ulrich y Eppinger, 2015).

Reconocidos autores en la temática como ser Ulrich y Eppinger (2015), Pahl y Beitz (2007) y Ullman (2010), coinciden en que los mayores esfuerzos del proceso de diseño deben concentrarse en esta etapa, dado que en la misma quedan definidas las bases de la performance y los costos asociados. A partir de allí, el proyecto adquiere una “rigidez” tal que, cualquier modificación necesaria en el mismo en las etapas de Ingeniería Básica y de Detalle, implican un significativo costo adicional.

Específicamente en la fase de Generación de Conceptos, dada su criticidad, Ulrich y Eppinger (2015) proponen una metodología detallada para su desarrollo tal como se presenta en la Figura 18. Luego, aplicando metodologías aptas para el propósito (que incluyen dado el caso, simulaciones simples y ensayos focalizados), se selecciona el concepto

solución. El mismo se representa habitualmente por medio de esquemas gráficos a nivel de croquis acompañados de una memoria descriptiva.

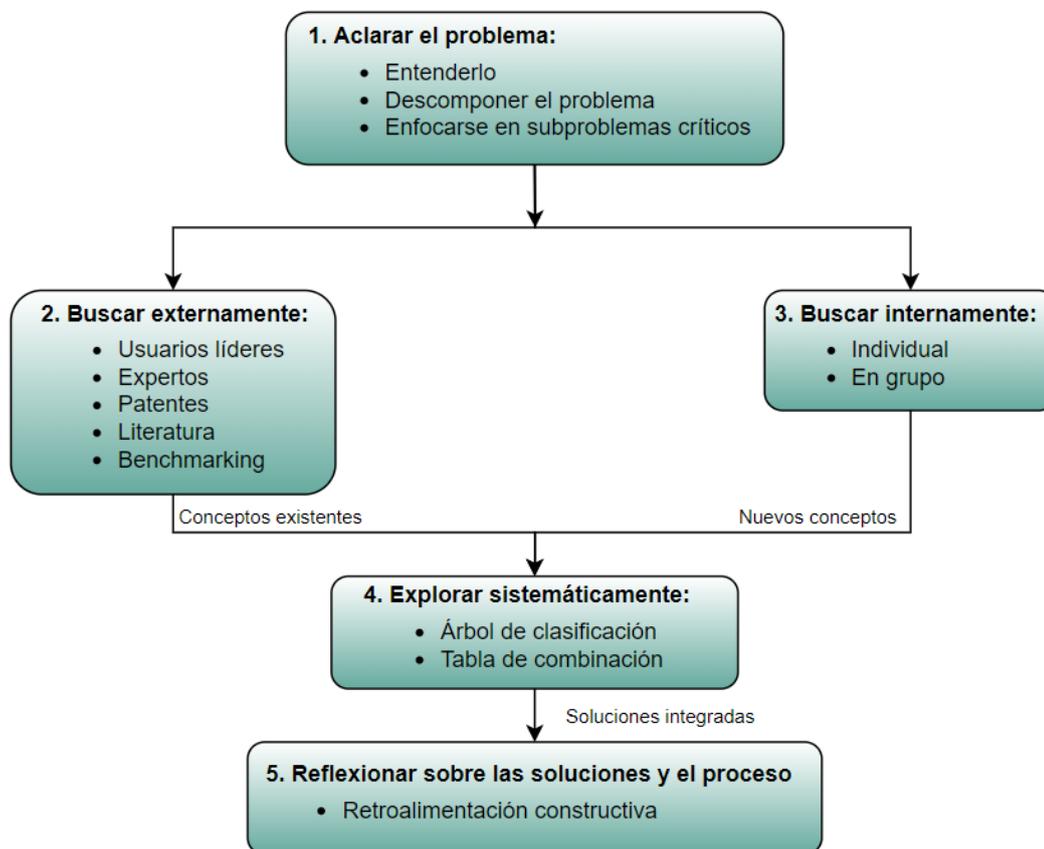


Figura 18. Método de Generación de Conceptos (Ulrich y Eppinger, 2015).

#### 4.3.3. Ingeniería Básica

Una vez seleccionado el concepto solución, se determina la configuración de diseño global y definitiva del producto que permite obtener una visión general de los materiales, las formas y dimensiones, y del proceso de fabricación. Estos tres elementos condicionan las decisiones de diseño de esta etapa y están estrechamente relacionados entre sí, dado que un diseño concreto puede requerir formas complejas para ser funcional o para reducir el número de piezas, pero su fabricación puede ser más costosa y compleja así como los materiales necesarios para su conformación.

Los trabajos en esta etapa son los que más se acercan a las actividades tradicionales de los departamentos de diseño. En ellas, profesionales que dominan las técnicas de mode-

lización y simulación (CAD/CAE,) así como las de prototipado y ensayo, desarrollan las piezas, elementos y conjuntos que compondrán el producto. Estas actividades son típicamente iterativas y se dirigen hacia la optimización (en función de los recursos humanos, materiales y de tiempo disponibles). En las fases de simulación y evaluación de las soluciones, conviene desarrollar prototipos funcionales y realizar una evaluación mediante ensayos (fiabilidad, durabilidad, entre otros).

Las metodologías clásicas dan recomendaciones y reglas básicas sobre cómo obtener en esta etapa soluciones correctas en ingeniería mecánica. Debe tenerse en cuenta, dada la complejidad creciente de los componentes de máquinas, la necesidad de obtener índices de confiabilidad adecuados con consideraciones particulares sobre las denominadas técnicas "Diseño para..." (*DfX*, por siglas en inglés) que se proponen con el fin de centrar el objetivo del diseño en algún factor X que la Empresa considere relevante. En general, este concepto suele estar relacionado con estrategias de la Ingeniería Concurrente (Riba, 2010).

Se suele hablar de diseño para: la fabricación, el ensamblaje, el mantenimiento, la fiabilidad, la seguridad, el medio ambiente, la reutilización, el reciclaje, entre otras. Con ello se enfatiza en el enfoque que la Organización quiera darles a sus productos como elemento diferenciador de la competencia y de valor añadido, además de reducción de costos y aumento de flexibilidad en los procesos de producción.

Una de las metodologías de diseño utilizadas en la Ingeniería Concurrente, particularmente las relacionadas con la productividad, es Diseño para Fabricación (*DfM*, por sus siglas en inglés), que se puede definir como una colección de programas, técnicas, métricas, herramientas y métodos para mejorar la fabricación de partes o simplificar el ensamble de productos, analizando valores, tolerancias, movimiento, complejidad y conveniencia para el ensamble manual, automático o flexible (robótico) para que se adapte de manera óptima, a un sistema de fabricación particular, en cuanto a costo y calidad.

Mediante esta metodología se pretende que además del diseñador, personas del equipo de producción, e inclusive los proveedores, participen en el proceso de diseño, a fin de garantizar la fabricación. Sin embargo, no solo se utiliza como se mencionó anteriormente, sino que es una herramienta de *benchmarking* que permite estudiar los productos de la competencia y cuantificar las dificultades de fabricación y ensamble.

---

El diseño para fabricación utiliza información de muchos tipos, como ser: planos, especificaciones del producto y alternativas de diseño, un entendimiento detallado de los procesos de producción y ensamble, y una estimación de costos y volúmenes de producción, para lograr su objetivo último, que es obtener un artículo de alta calidad con el mayor aprovechamiento de los recursos. Por lo tanto, es necesaria la colaboración de miembros del equipo de desarrollo, así como de expertos externos a él (Ulrich y Eppinger, 2015).

Para la aplicación de (*DfM*) en general, es decir, sin especificaciones para un proceso, se pueden tener en cuenta los siguientes elementos:

1. Estimar el costo de fabricación.
2. Reducir el costo de componentes.
3. Reducir el costo de los ensambles.
4. Reducir el costo de producción.
5. Considerar el impacto de las decisiones de *DfM* sobre otros factores.

Antes de llevar a cabo la selección del proceso, es necesario hacer algunas consideraciones en cuanto a los factores que afectan la selección del mismo, como ser:

1. Materiales: específicamente las propiedades mecánicas y físicas.
2. Geométricos: entre los que se encuentran la forma, el tamaño, el peso de la pieza, y las tolerancias y acabados superficiales de la misma.
3. Producción: entre los que se consideran el tiempo de mercadeo, y la cantidad y la tasa de producción.

Finalmente, el resultado de la Ingeniería Básica se da en forma de planos de conjunto o esquema de configuración, lista preliminar de piezas y, convenientemente, una memoria con los aspectos más relevantes del proceso de esta etapa (soluciones descartadas y motivos, resultados de las simulaciones y ensayos, prototipos, entre otros).

---

#### 4.3.4. Ingeniería de Detalle

De acuerdo a la metodología propuesta, se considera a la Ingeniería de Detalle como la última etapa del proceso de diseño. Esta se desarrolla a partir de la definición proporcionada por la Ingeniería Básica en cuanto a los planos de conjunto y la memoria técnica, y tiene como objetivo la elaboración de toda la documentación necesaria para la fabricación del producto. Como resultado del diseño de detalle se tienen los planos de las piezas y conjuntos específicos, la documentación de los componentes de mercado incorporados, y la relación de piezas y conjuntos (o módulos), todos ellos con su denominación, número de referencia, número de piezas, material y otras especificaciones técnicas (sobre acabados, procesos, ensayos de recepción) o de gestión (normas de aplicación, proveedores, contratistas) (Riba, 2010).

Si bien la realización de prototipos funcionales en la etapa de ingeniería básica obliga a que se realicen planos de detalle para su eventual construcción, en la Ingeniería de Detalle habrá que incorporar en el diseño definitivo los cambios y modificaciones derivados de los ensayos.

El diseño de detalle no debe limitarse al desarrollo de las tareas definidas al finalizar la Ingeniería Básica, sino que además tiene funciones propias como la comprobación de las funciones y la depuración de las soluciones para simplificar, eliminar o unificar elementos (diseño *DfM* de última hora). A menudo, las buenas soluciones se originan en etapas anteriores, pero su articulación efectiva suele tener lugar durante esta etapa.

Normalmente, se producen muchas interacciones entre las etapas de Ingeniería Básica y de Detalle. Si bien es cierto que la partición del diseño en estas dos etapas es más de orden conceptual que práctico, hay que señalar que es improductivo realizar tareas de diseño de detalle antes de validar un producto con los ensayos correspondientes.

#### 4.3.5. Pruebas y Refinamiento

La fase de pruebas y refinamiento comprende la construcción y evaluación de versiones múltiples de preproducción del producto (prototipos).

Ulrich y Eppinger (2015) definen a un prototipo como una aproximación al producto en una o más dimensiones de interés. Con base en esta definición, cualquier entidad que

---

exhiba al menos un aspecto del producto que es de interés para el equipo de desarrollo, puede considerarse como un prototipo.

Según estos autores, los prototipos se pueden clasificar en dos dimensiones (ver Figura 19). La primera dimensión contiene dos grados, los *físicos* que son objetos tangibles y parecidos en aspecto al producto y los *analíticos* que representan el producto de manera matemática o visual con el objetivo de analizar uno o varios aspectos de interés. En la segunda dimensión, se encuentran los prototipos *integrales*, que son versiones a escala del producto, que ejecutan la mayor parte de los atributos, y los prototipos *enfocados* que realizan uno, o pocos, de los atributos de un producto con la finalidad de responder preguntas antes de pasar a uno del tipo integrado.

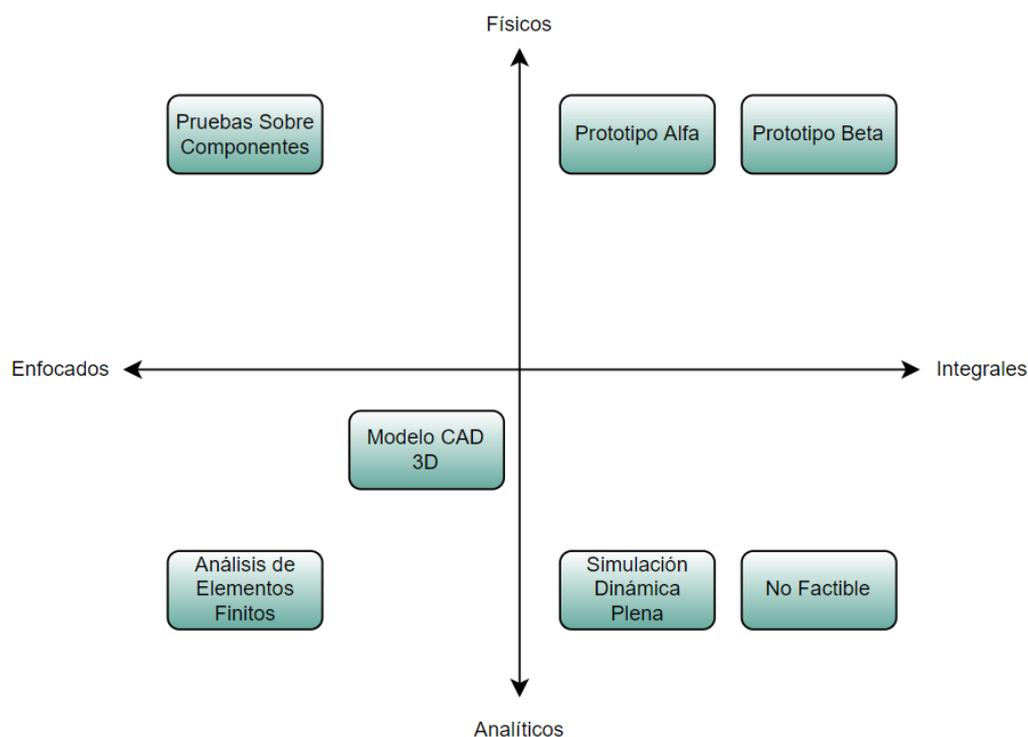


Figura 19. Tipos de prototipos (Ulrich y Eppinger, 2015).

Un prototipo físico a veces exhibe fenómenos imprevistos que no están relacionados por completo con el objetivo original del mismo. Una razón para estas eventuales sorpresas es que todas las leyes de la física están operando en el equipo. En estos casos, pueden servir como herramienta para detectar fenómenos perjudiciales inadvertidos que pueden aparecer en el producto final.

Por el contrario, los prototipos analíticos, en la mayoría de los casos, son más fáciles de modificar y permiten cambios más grandes pero nunca revelan fenómenos que no son parte del modelo fundamental en el que se basa. Estos se usan para reducir el intervalo de parámetros factibles, mientras que los físicos se emplean para afinar o confirmar el diseño. Por esta razón, casi siempre se construye, al menos, un prototipo físico en un trabajo de desarrollo de un producto.

Las ventajas anticipadas de un prototipo al reducir el riesgo, deben ponderarse respecto al tiempo y dinero necesarios para construir y evaluar el mismo. Esto es particularmente importante para prototipos integrales. Los productos de alto riesgo o con incertidumbre por los altos costos de falla, nueva tecnología o la naturaleza revolucionaria del producto, se beneficiarán de estos prototipos. Por el contrario, los productos en que los costos de falla sean bajos y la tecnología sea bien conocida no tienen grandes ventajas por reducción de riesgo si se construyen prototipos. La Figura 20 muestra el riesgo de producir o no un prototipo físico integral versus el costo asociado a la construcción del mismo.

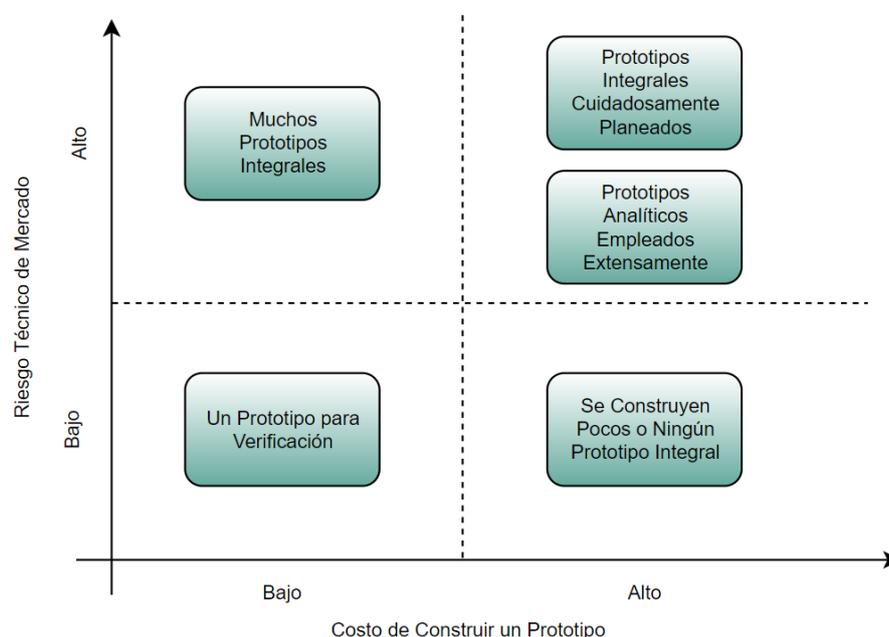


Figura 20. Riesgo Técnico frente a Costo de Prototipos (Ulrich y Eppinger, 2015).

Otro de los objetivos para realizar un prototipo es la integración, es decir, asegurar que los componentes y subsistemas funcionen como se espera. En tal sentido se usan prototipos físico integrales. Los nombres usados para estos prototipos son alfa y beta. Los

prototipos alfa se conforman con piezas cuya construcción no está asociada al proceso tecnológico definitivo, y se ensayan para determinar si el producto satisface requisitos específicos. Los prototipos beta, se construyen con las piezas definitivas del producto y son evaluados exhaustivamente en forma interna, y también en el ambiente de uso por los clientes, con el objetivo de obtener información sobre operación, confiabilidad y obtener mejoras para las especificaciones del producto final.

En este trabajo, para el análisis de los prototipos analíticos, se propone la aplicación de la metodología dada por la guía FKM de cálculo, denominada: *Analytical Strength Assessment of Components* (Guía FKM, 2012).

Esta guía proporciona un algoritmo de cálculo para la verificación de componentes mecánicos. Permite realizar una evaluación tanto de las tensiones nominales como de las tensiones locales, las cuales se pueden determinar a partir de la teoría de la elasticidad lineal, por medio de soluciones analíticas, análisis de elementos finitos o a través de mediciones experimentales (por ejemplo, extensometría). En la Figura 21, se presenta el algoritmo de cálculo utilizado para la evaluación de resistencia estática de un componente empleando tensiones locales.

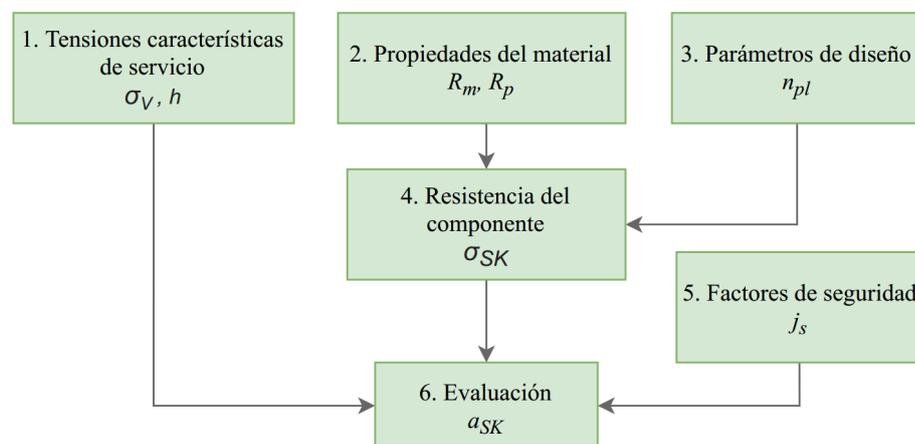


Figura 21. Evaluación de la resistencia del componente según tensiones locales (Guía FKM, 2012).

A continuación, se da una breve descripción de cada paso del algoritmo descrito:

### 1. Tensiones características de servicio:

Con la implementación de un modelo de elementos finitos, se obtienen las tensiones principales ( $\sigma_1$ ,  $\sigma_2$  y  $\sigma_3$ ). En función del tipo de comportamiento que tenga el ma-

terial, con el que se fabrica el componente, se define el criterio de falla a partir del cual se obtiene la tensión equivalente ( $\sigma_V$ ). Por ejemplo, para el caso de materiales dúctiles, se adopta el criterio de Von Mises.

Adicionalmente, se debe calcular el grado de multiaxialidad  $h$ , término que expresa la relación entre la tensión equivalente y la tensión hidrostática ( $\sigma_H$ ).

## 2. Propiedades del material:

En este paso, se determinan la resistencia a la tracción ( $R_m$ ) y a la fluencia ( $R_p$ ) del material a partir de sus propiedades estándar. Dado que estas propiedades se obtienen a partir de ensayos de laboratorio, la resistencia real del material en servicio puede diferir.

Los factores que hacen disminuir la resistencia del material respecto de la estándar son el tamaño del material en bruto y su anisotropía. A medida que el material utilizado tiene mayor tamaño, respecto de la probeta de tracción, la resistencia es menor.

## 3. Parámetros de diseño:

Estos parámetros están relacionados con la geometría del componente, específicamente con los concentradores de tensión. El parámetro de diseño a calcular es el factor de sección ( $n_{pl}$ ), que determina cuánto se puede exceder el límite de carga elástico permitiendo un cierto grado de plastificación local. Se define como el valor mínimo entre el factor de entalla plástico ( $K_p$ ) y la deformación crítica ( $\epsilon_{etr}$ ).

El factor de entalla plástico está dado por la relación entre la carga límite plástica y la elástica. La primera se alcanza cuando, en un modelo elasto-plástico, una sección completa del componente alcanza la plastificación completa. Mientras que la carga límite elástica se alcanza cuando la tensión local en el punto de referencia alcanza la tensión de fluencia. Este factor está directamente relacionado con la geometría del componente.

$$K_p = \frac{\text{Carga límite plástica}}{\text{Carga límite elástica}} \quad (28)$$

La deformación crítica depende de la elongación a la rotura ( $A$ ) del material y del grado de multiaxialidad ( $h$ ) del estado de tensiones en el punto de referencia.

En caso de analizarse una pequeña zona plástica rodeada de una gran zona elástica, se obtiene una carga límite plástica muy alta y, por lo tanto, un elevado factor de entalla. Entonces, en este caso especial, el factor de sección se relaciona solo con la deformación crítica.

#### 4. Resistencia del componente:

Es la tensión equivalente crítica en el punto de referencia, y está dada por el producto entre la resistencia a la fluencia  $R_p$  y el factor de sección  $n_{pl}$ .

#### 5. Factores de seguridad:

El factor de seguridad total  $j_{ges}$  se obtiene a partir de una serie de factores de seguridad que dependen del conocimiento del estado de carga en servicio, de las condiciones de seguridad que debe cumplir el equipo y de la temperatura. Este factor total se corresponde con una probabilidad de supervivencia del 97.5 %.

#### 6. Evaluación

La evaluación se realiza calculando el grado de utilización ( $a_{SK}$ ) a partir de la tensión equivalente, la resistencia del componente y el factor de seguridad total. Posteriormente, debe ser comparado con un valor de referencia que, para el caso de materiales dúctiles, es igual a 1. El grado de utilización indica el margen entre la tensión actual y la máxima tensión admisible en el punto de referencia.

Finalmente, con el objetivo de validar el diseño se propone realizar ensayos en laboratorio empleando técnicas de extensometría para evaluar la concordancia de los resultados obtenidos en la verificación estructural realizada a partir de los modelos de elementos finitos. A su vez, este tipo de instrumentación permite validar la función de la celda proyectada y asegurar la instalación de las galgas requeridas para la adquisición de los datos de carga durante la operación del equipo.

---

## 5. DESARROLLO

En esta sección, se desarrollan cada uno de los pasos incluidos en la metodología de proyecto definida en la Sección 4.3.

### 5.1. Declaración de Misión

En base a los requisitos expuestos previamente en la sección 2, a continuación, se establece la Declaración de Misión del proyecto cuyos considerandos guiarán la ejecución del proceso de diseño de la celda de carga:

#### **Título del Proyecto:**

- Celda de carga tipo perno para sistema de izaje de un equipo de *pulling*.

#### **Descripción del Proyecto:**

- Diseño de celda de carga tipo perno para instrumentar la línea rápida del sistema de izaje de un equipo de *pulling*. Se pretende que las pautas de diseño permitan adaptar la configuración geométrica de la celda a equipos de similares características disponibles en el mercado.

#### **Propuesta de Valor del Proyecto:**

- Convertir un elemento estructural del equipo en un sensor.
- Diseño parametrizado. Esto permitirá ofrecer soluciones que se adecúen con precisión a las necesidades cambiantes de los eventuales clientes, permitiendo ajustar dinámicamente las características y dimensiones geométricas de la celda.
- Minimizar los errores en la adquisición de datos.
- Mejorar la confiabilidad del sistema.

#### **Demandante:**

- Empresas de servicios de operaciones de *workover* y *pulling*.
-

**Suposiciones y Restricciones:**

- Celda de carga tipo perno instrumentada mediante *strain gauges*.
- Materiales y componentes estándar disponibles en el mercado nacional.
- Fabricación de componentes *ad-hoc* en Empresas metalmecánicas de la zona.
- Configuración geométrica adaptable a distintos equipos disponibles en el mercado.

**Involucrados:**

Se identifican los siguientes actores involucrados en el proyecto:

- Docentes investigadores.
- Estudiantes de la carrera de ingeniería.
- Empresas de instrumentación que prestan servicios al sector hidrocarburífero.

**5.2. Diseño Conceptual****5.2.1. Identificación de necesidades**

Con el objetivo de llevar a cabo el relevamiento de un equipo de *pulling*, se realizó una visita a una Empresa de servicios de la zona. Durante dicha visita, se observaron actividades de mantenimiento en curso en un equipo específico. El modelo inspeccionado fue un equipo SJ Petroleum XJ400 (<http://sjpetro.sofe.sinopec.com/>). En la Figura 22 se presenta una vista del equipo al momento de la inspección, y en la Figura 23 se muestra un detalle de la placa de identificación. Al finalizar las inspecciones necesarias, y luego del análisis del manual de operación y mantenimiento provisto por el fabricante, se logró identificar *in situ* los distintos componentes, y relevar los de mayor importancia. Finalmente, se recopiló la información que se detalla a continuación.

---



Figura 22. Equipo de *pulling* XJ400.

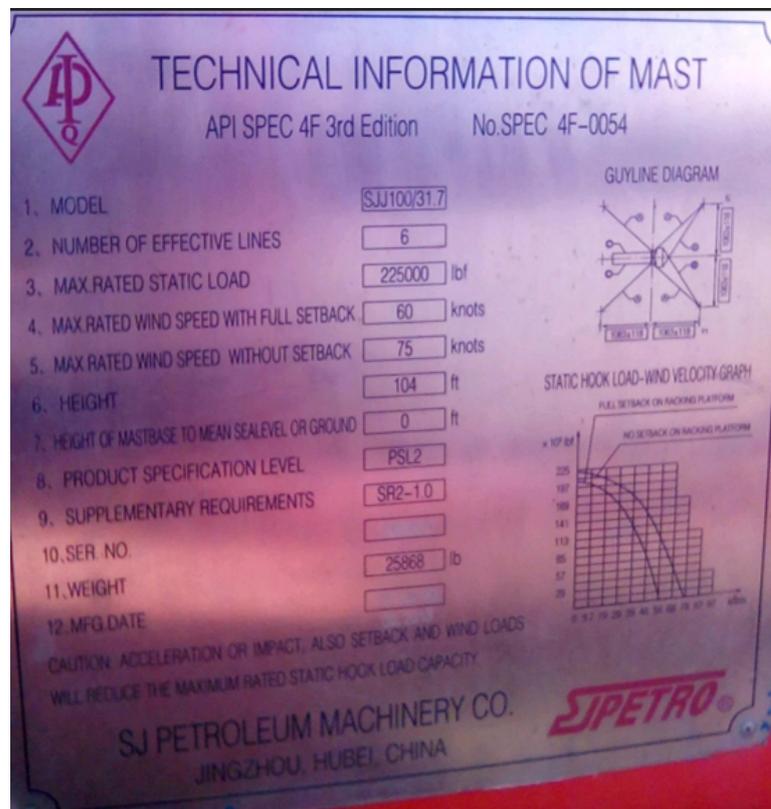


Figura 23. Placa equipo de *pulling* XJ400.

### Especificaciones técnicas del equipo de *pulling*

- Modelo equipo de *pulling*: XJ400
  
  - Mástil:
    - Modelo: JJ9031.
    - Máxima carga: 900 kN.
    - Altura: 31,7 m.
    - Capacidad de viento: 110 km/h (todos los anclajes y sin carga).
  
  - Sistema viajero:
    - Cantidad de líneas efectivas:  $N_{tb} = 6$ .
    - Diámetro del cable de elevación:  $\phi = 26$  mm.
    - Velocidad del gancho: 0,2 ~ 1,5 m/s (poleas 4x3).
  
  - Bloque viajero:
    - Modelo: YG110.
    - Carga máxima: 1100 kN.
    - Número de poleas: 3.
  
  - Tambor principal:
    - Modelo: JC18/11B
    - Fuerza de tracción línea rápida: 180 kN.
    - Velocidad máxima: 450 r/min.
    - Embrague y velocidad del motor controlados por válvula de aire.
  
  - Bloque de coronas (ver Figuras 24 y 25):
    - Modelo del bloque de coronas: TC900.
    - Número de poleas: 4.
-

- Polea de línea rápida y polea de línea muerta, poseen ejes individuales, mientras que las poleas intermedias tienen un eje en común.
- Carga máxima: 900 kN.

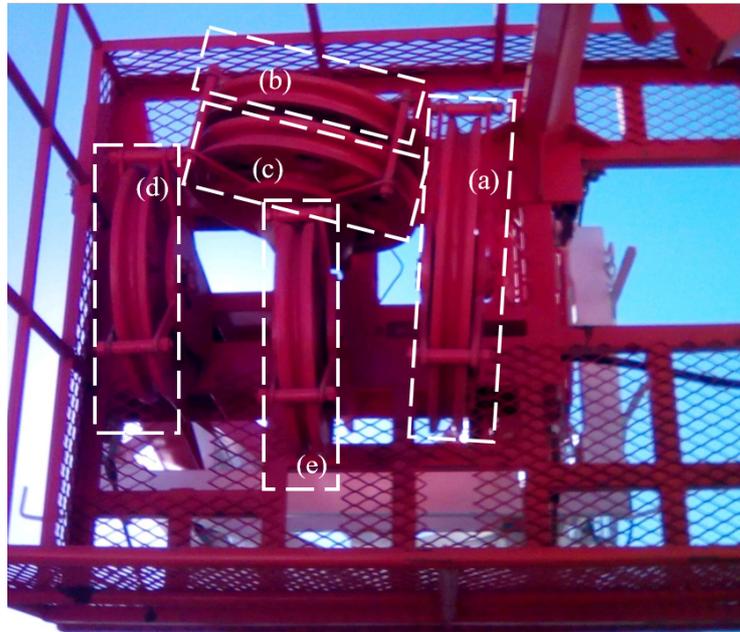


Figura 24. Bloque de coronas equipo de *pulling* XJ400.

Referencias: (a) línea rápida, (b) intermedia 1, (c) intermedia 2, (d) línea muerta y (e) sistema secundario.

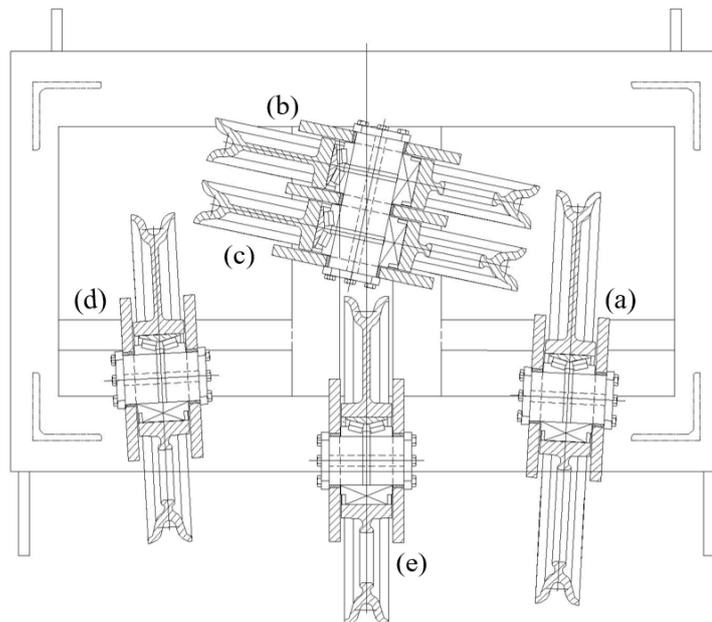


Figura 25. Vista en corte bloque de coronas equipo de *pulling* XJ400.

Referencias: (a) línea rápida, (b) intermedia 1, (c) intermedia 2, (d) línea muerta y (e) sistema secundario.

- El equipo cuenta con un malacate secundario (fuerza de tracción 110 kN) que opera con un cable ( $\phi = 14$  mm) y una polea independiente al sistema de izaje principal, que se utiliza para operaciones de constatación del nivel del pozo, pistoneo, entre otras.

En la Figura 26 se presentan la polea de la línea rápida y su eje, el cual es el elemento que debe ser reemplazado por la celda de carga que se pretende implementar.



(a) Polea

(b) Eje

Figura 26. Componentes de la línea rápida equipo de *pulling* XJ400.

### 5.2.2. Análisis de Cargas

En base a las dimensiones dadas en la Figura 27 y las especificaciones técnicas del equipo, se realizó el análisis de cargas según lo definido en la sección 4.1.2, con el objetivo de determinar las fuerzas y direcciones de carga sobre el perno de la polea rápida. Para este análisis, se asumió despreciable la fricción en los rodamientos de las poleas, es decir, eficiencia  $\eta_{bt} = 1$ .

La fuerza que soporta cada tramo de la línea del sistema de izaje resulta:

$$F_{dl} = F_{i1} = F_{i2} = F_{i3} = F_{i4} = F_{i5} = F_{i6} = F_{fl} \quad (29)$$

Reemplazando en la Ecuación 7, se obtiene que  $F_{fl} = 15$  t. A continuación, teniendo como

referencia las dimensiones del equipo cuando éste se encuentra completamente desplegado (ver Figura 24), se obtuvieron las componentes de la fuerza sobre el perno ( $\vec{F}_P$ ) de la polea rápida.

$$F_{P,x} = -F_{fl} * \text{sen}(12^\circ) \rightarrow F_{P,x} = -0,2F_{fl} \quad (30)$$

$$F_{P,y} = -F_{fl} * (\text{cos}(12^\circ) + 1) \rightarrow F_{P,y} = -1,98F_{fl} \quad (31)$$

$$|\vec{F}_P| \approx 2F_{fl} \quad (32)$$

De este análisis se puede concluir entonces que la fuerza máxima que actuará sobre el perno de la polea de la línea rápida será  $F_p = 30 \text{ t}$ .

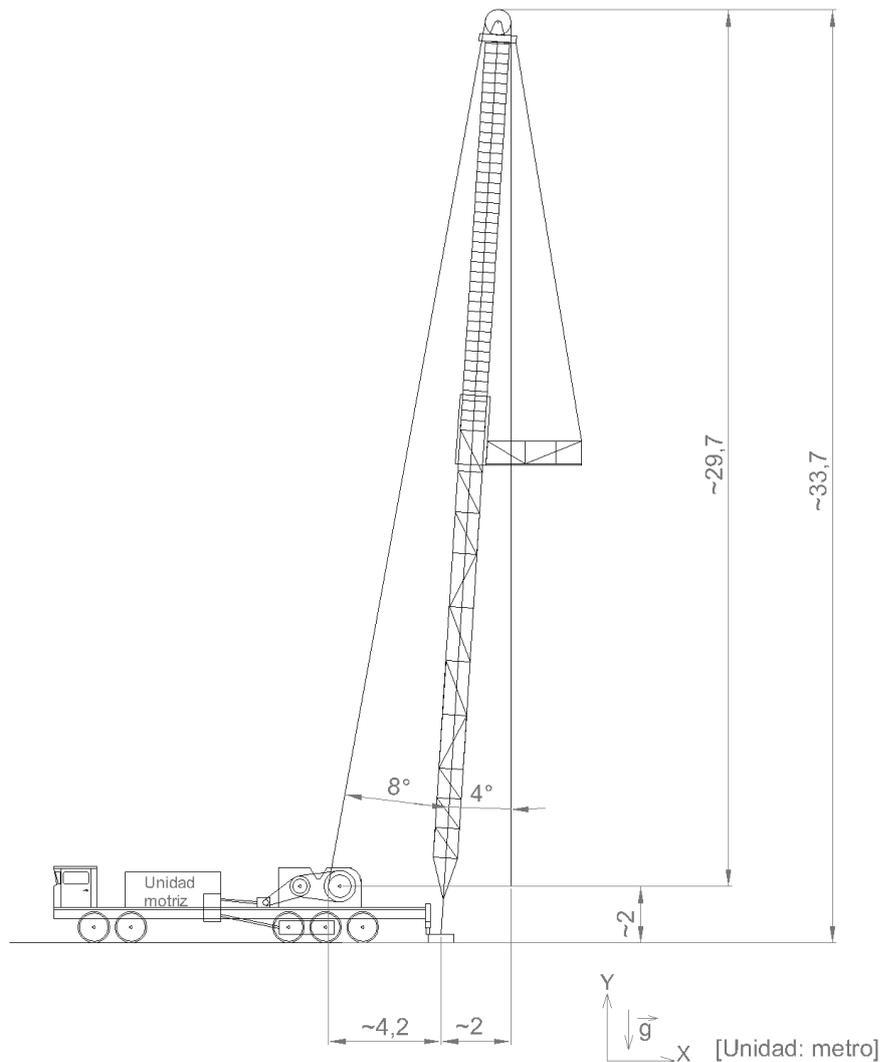


Figura 27. Dimensiones generales del equipo XJ400.

### 5.2.3. Benchmarking

En el contexto de generación de un concepto, una práctica común en la industria es el estudio de productos existentes con funcionalidad similar a la del producto en desarrollo o a los subproblemas en los que está concentrado el equipo de diseño. El *benchmarking* puede revelar conceptos existentes que se han puesto en práctica para resolver un problema particular, así como información sobre puntos fuertes y débiles de la competencia. Esta búsqueda externa se constituye en un importante método para identificar conceptos solución (Spendolini, 1994).

En este caso particular, se analizaron diversos productos disponibles en el mercado internacional (ver Anexo I: *Benchmarking*). Para realizar el estudio, en primer término se identificaron las métricas de interés en las especificaciones técnicas de las celdas analizadas. En la Tabla 2 se presentan las métricas contempladas en el análisis y sus unidades asociadas, mientras que en la Figura 28 se indican las referencias de las dimensiones geométricas características.

Tabla 2. Parámetros analizados en el *benchamarking*.

ID	Métrica	Unidad
M1	Carga (F)	t
M2	Sobrecarga permitida	t
M3	Carga a rotura	t
M4	Deflexión máxima	mm
M5	Longitud zona central ( $L_2$ )	mm
M6	Longitud apoyos ( $L_1$ y $L_3$ )	mm
M7	Diámetro (D)	mm
M8	Aislación eléctrica	$M\Omega$
M9	Impedancia (entrada)	$\Omega$
M10	Impedancia (salida)	$\Omega$
M11	Voltaje de alimentación	V

En base a los datos de las métricas relevadas, se realizó un análisis de dispersión y correlación entre los diferentes parámetros contemplados, con el objetivo de establecer como se relacionan entre entre sí y su incidencia en la geometría final de la celda. Los resultados obtenidos se presentan a través de las matrices de dispersión y correlación presentadas en las Figuras 29 y 30, respectivamente.

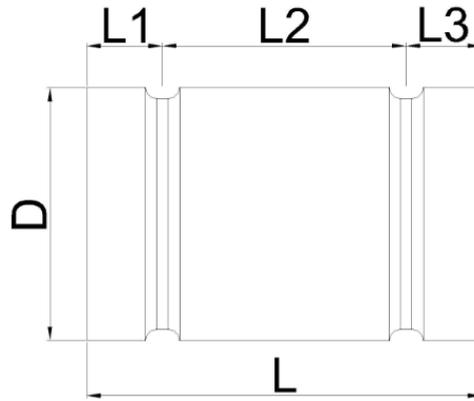


Figura 28. Dimensiones geométricas características.

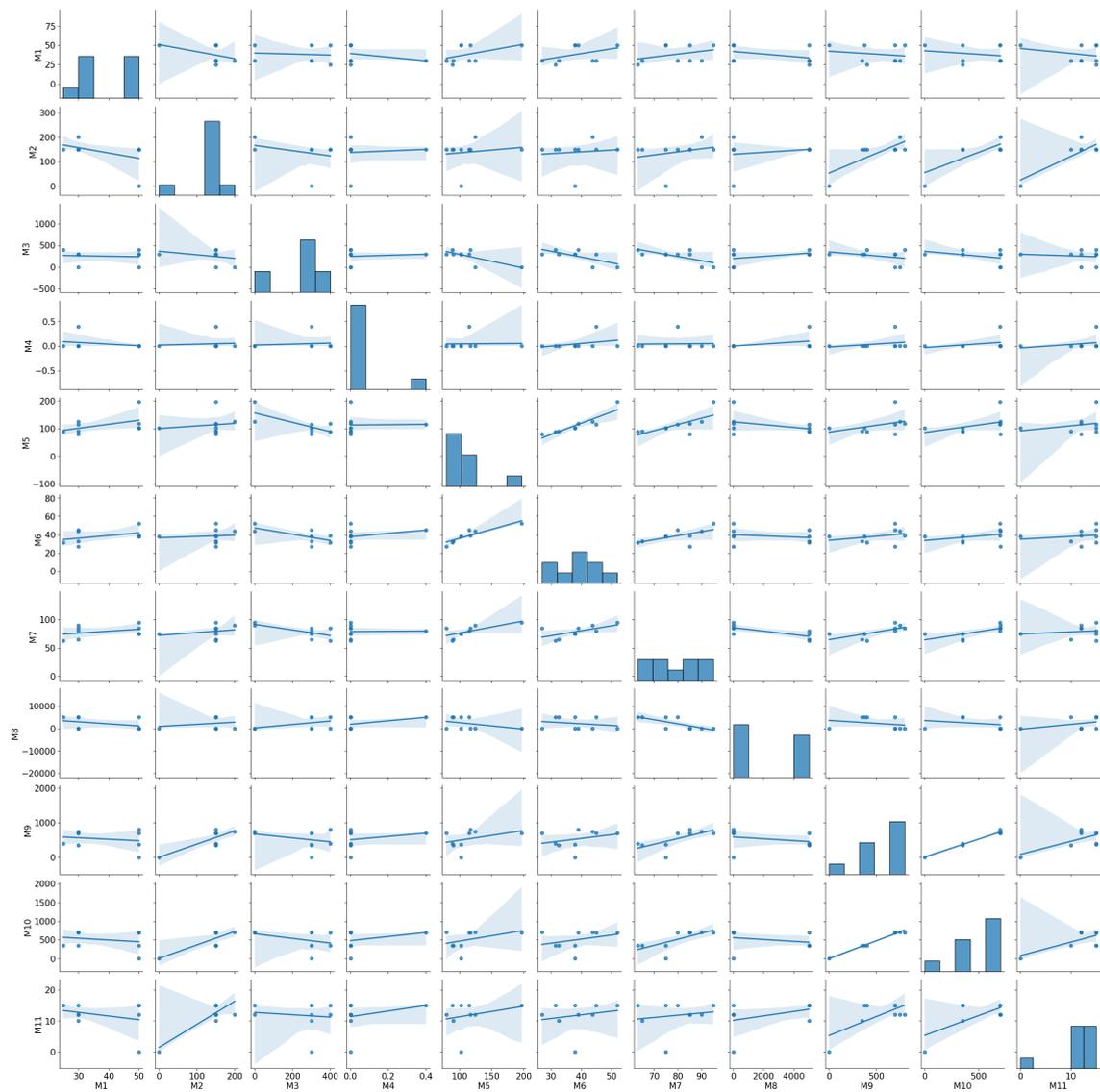


Figura 29. Dispersión entre las Métricas de las Celdas de Carga analizadas.

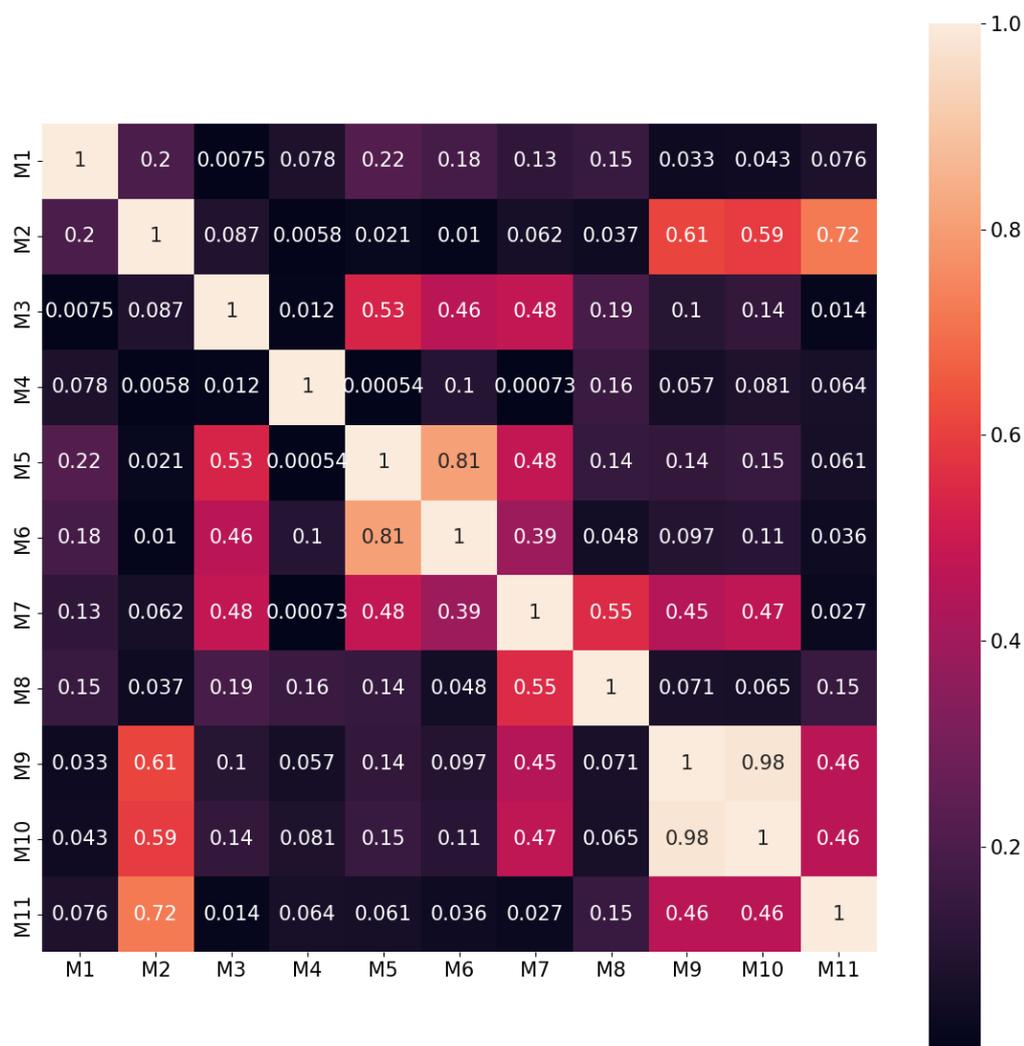


Figura 30. Matriz de Correlación entre las Métricas de las Celdas de Carga analizadas.

En particular, la matriz de correlación permite evaluar la fuerza y dirección de la relación entre dos variables. Un valor de correlación alto y positivo (en este caso, mayor a 0,5) indica que las variables están midiendo la misma característica. Por otro lado, si los elementos no muestran una correlación alta, entonces es posible que estén midiendo características diferentes o que no estén claramente definidos.

Del análisis de los resultados obtenidos (ver Figura 30) se observa una relación fuerte entre las métricas asociadas a la geometría de las celdas analizadas, específicamente en lo que respecta a las longitudes  $L_1$ ,  $L_2$  y  $L_3$  que definen las zonas donde se realiza la instrumentación. A partir de esta evidencia se infiere que las relaciones entre estas métricas se constituyen en factores de diseño importantes al momento de adoptar la geometría final de la celda.

#### 5.2.4. Especificaciones Técnicas Objetivo

Las métricas detalladas en las especificaciones técnicas objetivo fueron estimadas a partir del análisis de productos similares realizado en la sección anterior. Técnicamente, estos parámetros se clasifican como: mecánicos (dimensiones y montaje), eléctricos (señal de salida y excitación), ambientales (temperatura y humedad) y de *performance* (precisión y características térmicas).

Los factores de *performance* se detallan en las especificaciones del sensor, explicando cómo el diseño mecánico y eléctrico afecta la precisión. Las especificaciones de la celda de carga suelen definirse en relación con el error máximo de varios parámetros. Los parámetros incluidos en las especificaciones de las celdas de carga se expresan comúnmente definiendo los valores en relación al fondo de escala (%F.S., por sus siglas en inglés).

Tabla 3. Especificaciones técnicas objetivo.

Métrica	Valor
Carga nominal	30 t
Carga límite	150 % F.S.
Carga de rotura	300 % F.S.
Deflexión máxima	0,4 mm
Voltaje de alimentación	Máximo 15 V CC
Señal de salida	1 mV/V
Tolerancia en la salida	0,1 % F.S.
Tolerancia en el cero	1 % F.S.
Linealidad	0,2 % F.S.
Histéresis	0,2 % F.S.
Repetitibilidad	0,2 % F.S.
Resistencia en la entrada	350-360 $\Omega$
Resistencia en la salida	350-353 $\Omega$
Aislación	$\geq 2000 M\Omega$
Creep (30 Minutos)	0,2 % F.S.
Compensación térmica	-10 /+40°C
Temperatura de operación	-20 /+70°C
Temperatura desviación del cero	0,003 % F.S. /°C
Temperatura desviación fondo de escala	0,002 % F.S. /°C
Clase de protección	IP 67
Longitud de cable estándar	5 m - 4 $\times$ 0,25
Material	Acero

### 5.2.5. Generación de Conceptos Solución

#### Concepto Solución 1

En la Figura 31, se muestra el primer concepto derivado del diseño de un perno hueco. Este diseño incluye reducciones de diámetro en las zonas de separación entre las placas de sujeción laterales y la región central de aplicación de cargas. El propósito de estas reducciones es promover la concentración de deformaciones y asegurar una fuerza de corte constante. En dichos puntos se realizará la instrumentación con galgas extensiométricas, con el objetivo de garantizar la precisión y repetibilidad de las mediciones.

Este diseño contempla la instalación de *strain gauges* en planos perpendiculares entre sí en el interior del eje hueco. Esto permite determinar tanto la magnitud como la dirección de la fuerza de carga aplicada en cualquier dirección perpendicular al eje del perno.

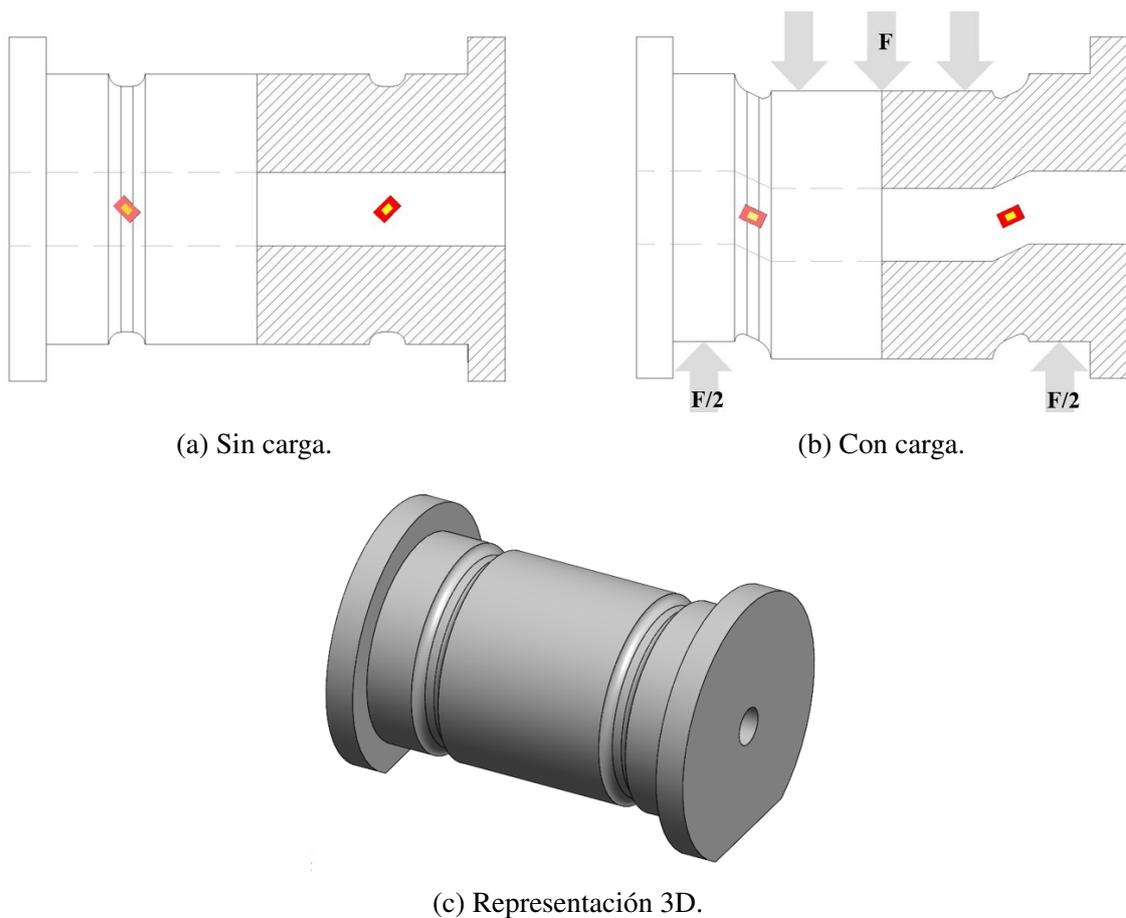


Figura 31. Concepto Solución 1.

## Concepto Solución 2

En este caso, como puede observarse en la Figura 32, el diseño propuesto parte de las mismas consideraciones contempladas en el concepto anterior, en relación a la reducción del diámetro del perno en las zonas de separación entre las placas de sujeción laterales y la zona central, en la que se aplica la carga.

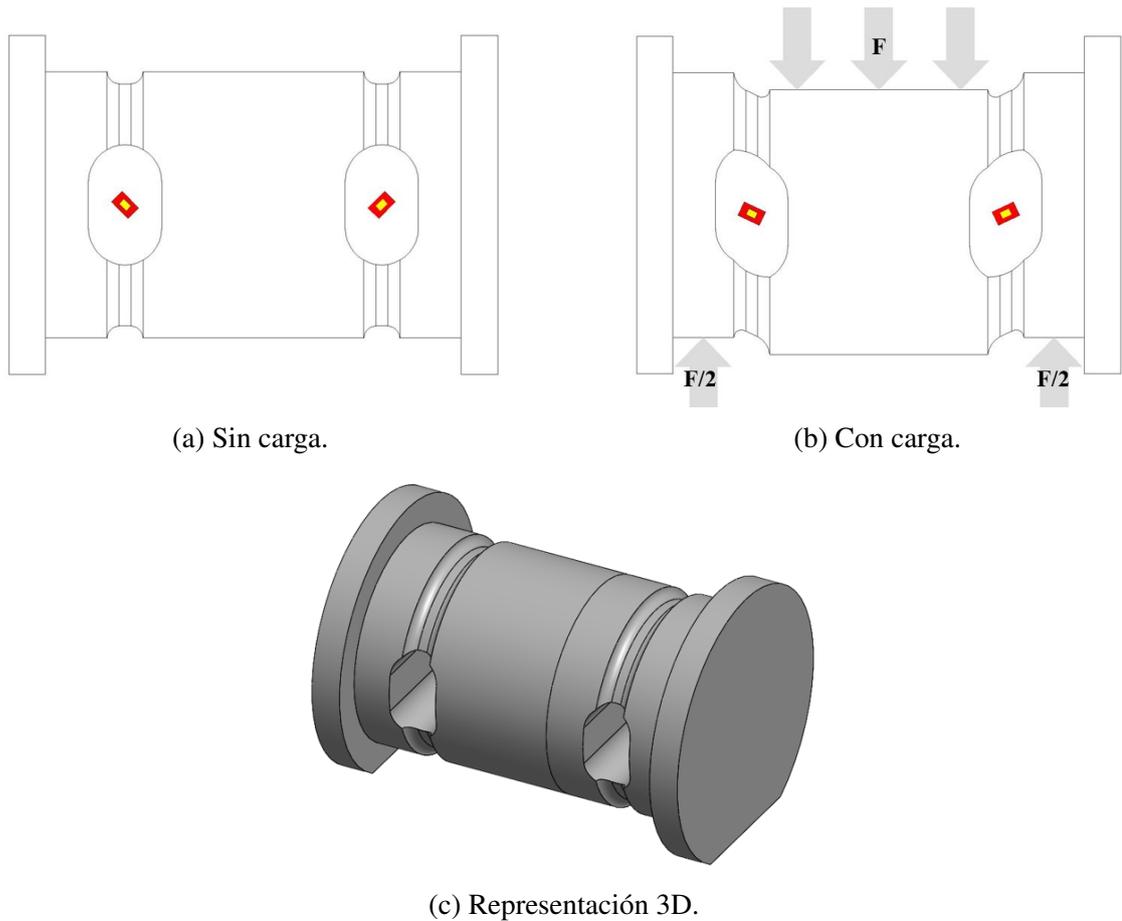


Figura 32. Concepto Solución 2.

En estas zonas, se contempla el mecanizado de ventanas sobre un plano paralelo al de la carga aplicada. Las mismas permiten disminuir la complejidad al momento de instalar los *strain gauges* sobre la superficie plana resultante.

Una ventaja adicional que tiene este tipo de instrumentación consiste en la posibilidad de ajustar la profundidad de la ventana para posicionar la galga en la proximidad del eje neutro del perno. De esta forma, se evita la eventual influencia de momentos flectores en cualquier dirección diferente a la del plano de la galga. En efecto, sobre el eje neutro del

perno se registra el esfuerzo de corte máximo, cuyo valor depende de la fuerza de corte y de la geometría de la sección transversal del perno.

Finalmente, se propone instrumentar el eje con un puente de Wheatstone para medir la doble deformación por corte. En estos casos se recomienda contemplar un puente completo para compensar las fluctuaciones por temperatura.

### Concepto Solución 3

Este diseño de forma análoga al Concepto Solución 1, se base en un orificio axial en el que instala una viga con tres puntos de contacto. Sobre la cual se instrumentan las galgas extensométricas en concordancia con el eje neutro (ver Figura 33).

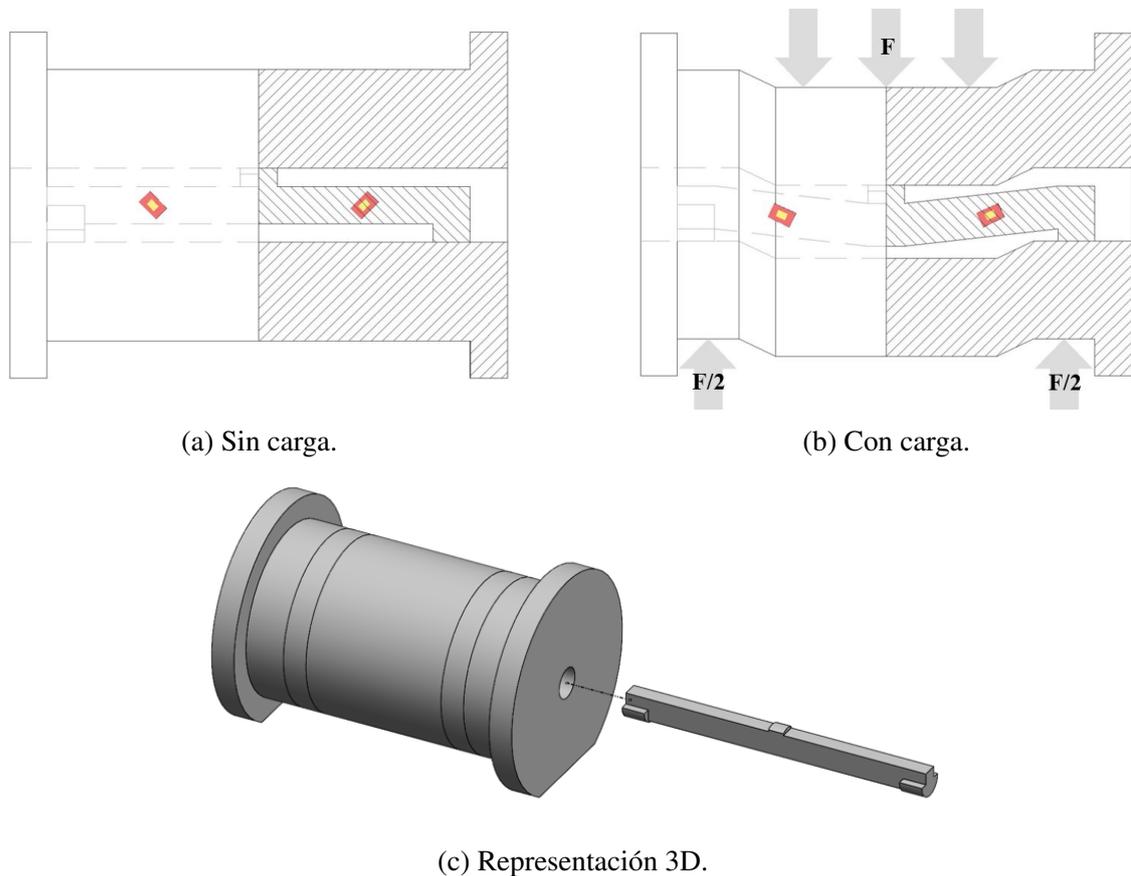


Figura 33. Concepto Solución 3.

#### Concepto Solución 4

Este concepto combina las características de los Conceptos 1 y 3, en este caso se reemplaza la viga central por dos cápsulas convenientemente instaladas en la zona de medición (ver Figura 34). El principio de funcionamiento se base en las invenciones presentadas en las patentes de [Hatamura \(1988\)](#) y [Dellac y Lafaye \(2005\)](#).

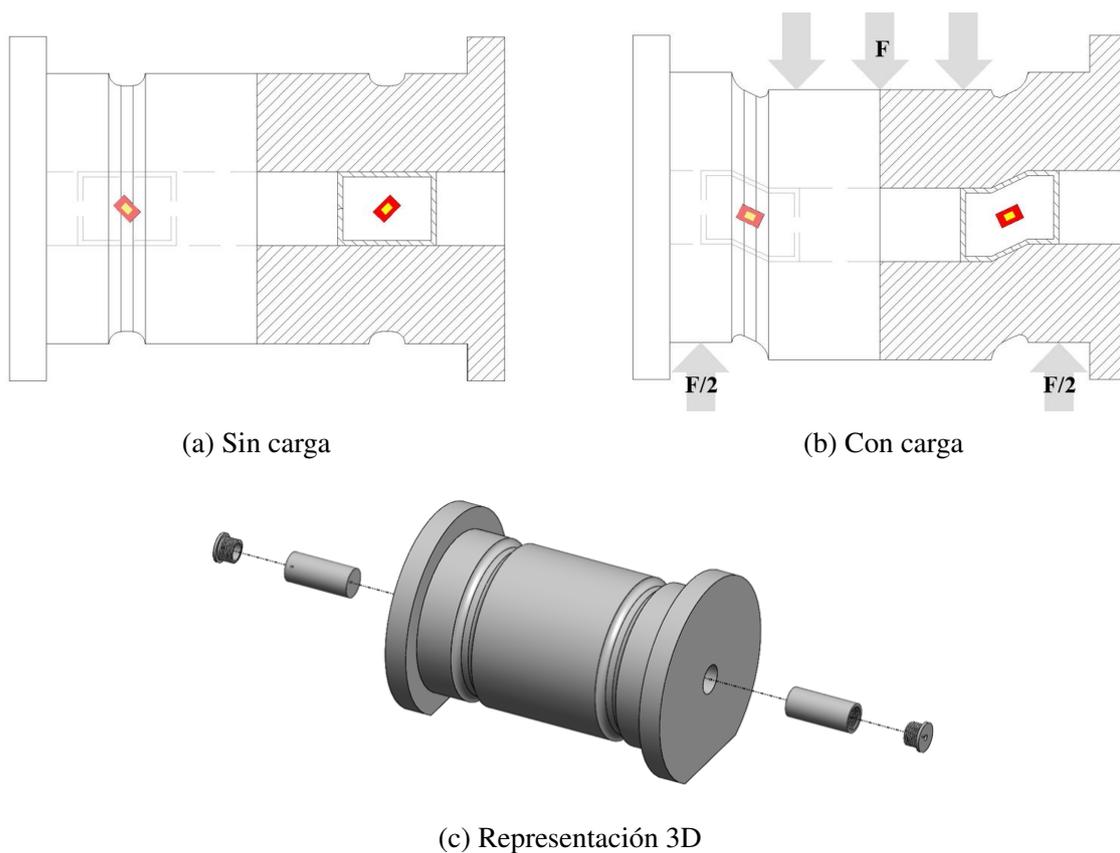


Figura 34. Concepto Solución 4.

#### 5.2.6. Análisis Estructural

En el dimensionamiento y verificación de elementos de máquinas, se tienen complejidades asociadas con la determinación de las cargas, geometría, distribución y combinación de tensiones, y la resistencia del material. Según las características de las piezas y el avance del diseño, se emplean teorías de resistencia de los materiales y/o de la elasticidad, y mecánica del continuo.

En este trabajo, dada la complejidad geométrica que revisten los conceptos solución

generados, se optó por resolver el problema de forma numérica mediante la aplicación del método de elementos finitos, a partir de un modelo parametrizado en un sistema CAD, para luego analizar los resultados obtenidos. El principal propósito de un modelo es predecir la respuesta del sistema analizado ante perturbaciones y/o ante cambios en su configuración. Sin embargo, se ha observado una correlación deficiente entre las predicciones de modelos computacionales y los resultados obtenidos a partir de estudios experimentales.

Si bien los datos experimentales poseen errores que pueden provocar una baja correlación entre estos y las predicciones, la teoría de ajuste de modelos supone que los principales causantes del desacuerdo teórico-experimental son los errores en el modelo. [Friswell y Mottershead \(1995\)](#) consideran tres tipos de error:

1. Errores en la estructura del modelo, los cuales se presentan cuando existe incertidumbre en las ecuaciones físicas gobernantes (como en el modelado de sistemas con un fuerte comportamiento no lineal).
2. Errores en los parámetros del modelo, dentro de los que se encuentra la aplicación de condiciones de frontera inapropiadas, así como suposiciones imprecisas empleadas para simplificar el modelo.
3. Errores en el orden del modelo, cuya ocurrencia se debe a la discretización de sistemas complejos, la cual puede producir modelos de orden insuficiente.

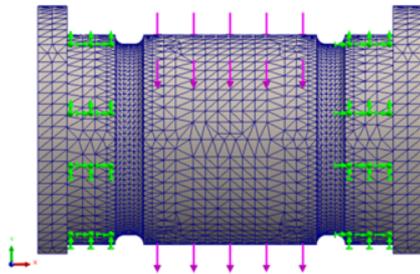
En este caso, dado el problema que se tiene que analizar, se considera que los errores asociados al modelo adoptado se relacionan con los parámetros del modelo. En función de esto, como una primera aproximación, se pretende evaluar el comportamiento estructural de los tres primeros conceptos solución (el Concepto 4 no fue analizado debido a su similitud estructural con el Concepto 1). Este análisis, tiene como objetivo cuantificar la variación de los resultados en la zona de interés para la instrumentación, al adoptar diferentes condiciones de frontera.

A tal fin, se realizaron diversas corridas numéricas contemplando las mismas dimensiones características ( $D$ ,  $L_1$ ,  $L_2$  y  $L_3$ ), y una carga máxima de 30 t, variando las sujeciones y las condiciones de aplicación de carga según lo propuesto por [Wittel et al. \(2011\)](#).

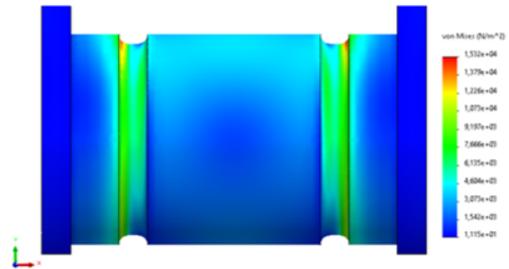
A continuación, se presentan los resultados obtenidos de la evaluación del modelo para la carga máxima. En particular, se presta atención a las tensiones principales ( $\sigma_1$  y  $\sigma_2$ ) a

---

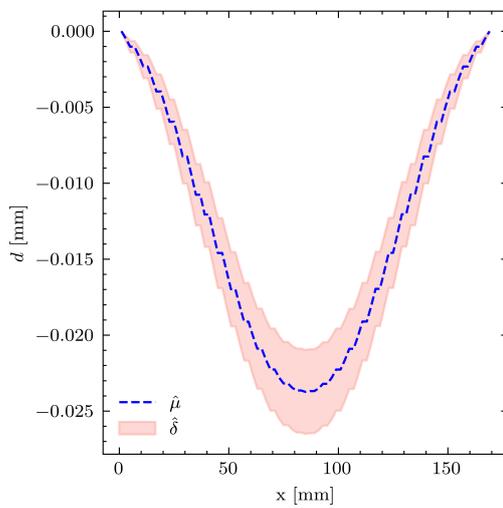
lo largo del eje neutro, que es la zona que se pretende instrumentar. Se indican tanto el valor promedio  $\mu$  como su variación  $\delta$ .



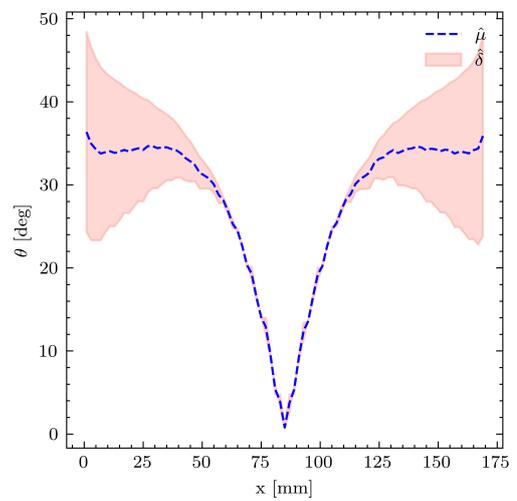
(a) Modelo MEF.



(b) Tensiones de von Mises.



(c) Deflexión.



(d) Orientación direcciones principales.

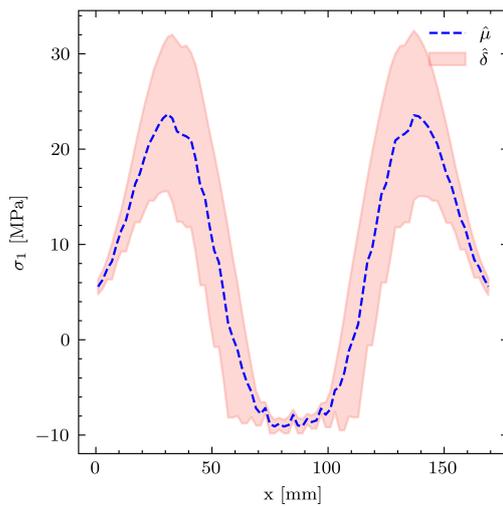
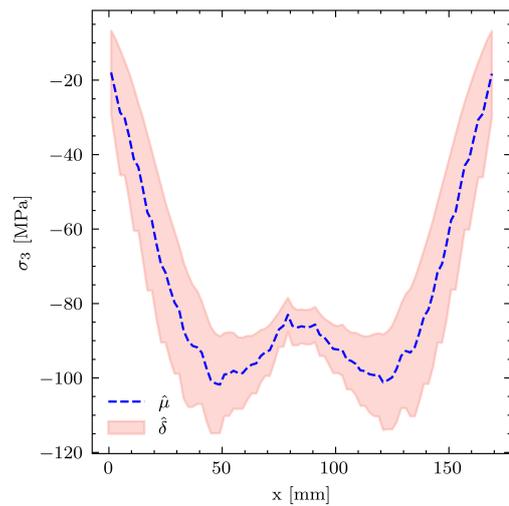
(e) Tensión principal  $\sigma_1$ .(f) Tensión principal  $\sigma_2$ .

Figura 35. Análisis Estructural Concepto Solución 1.

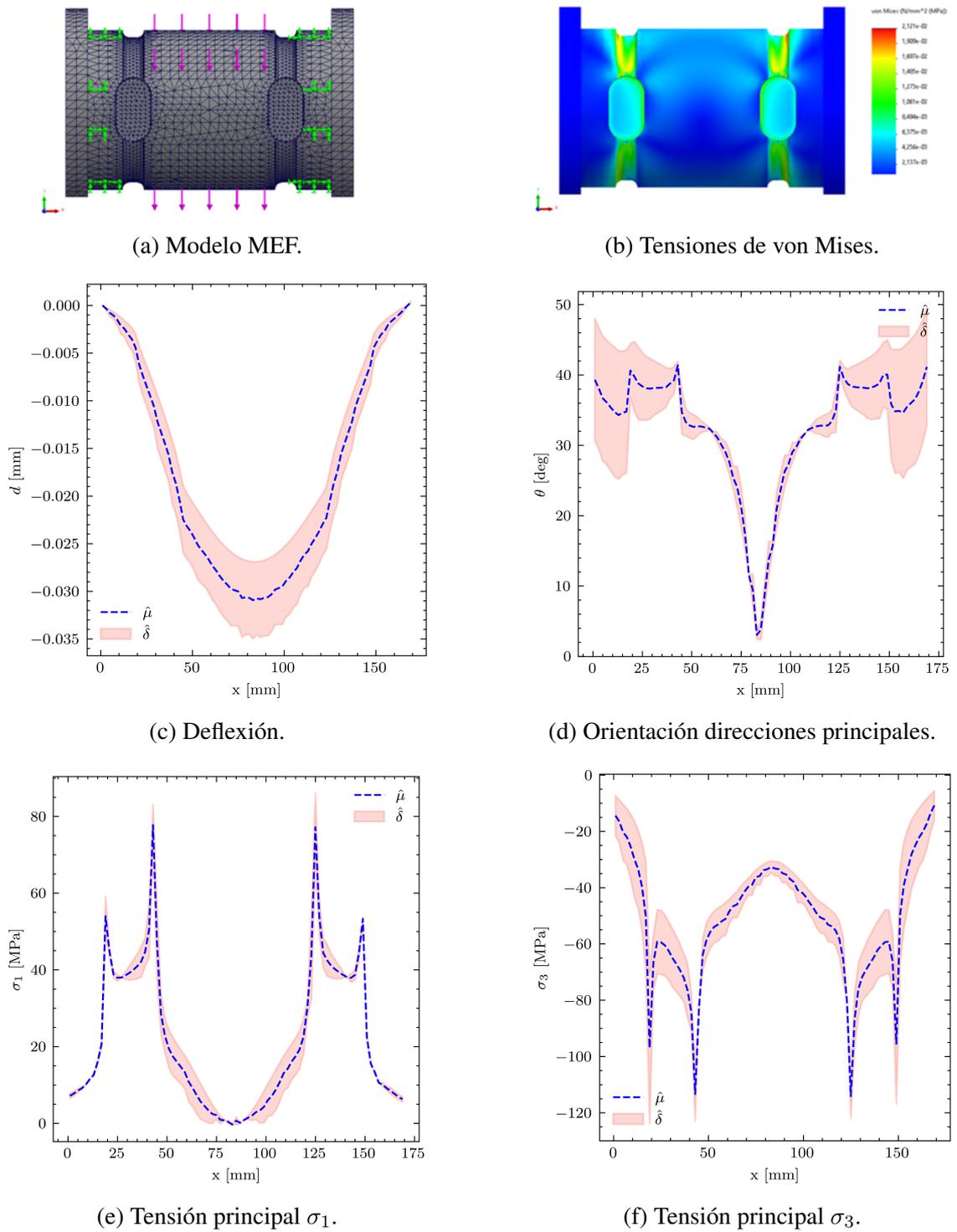


Figura 36. Análisis Estructural Concepto Solución 2.

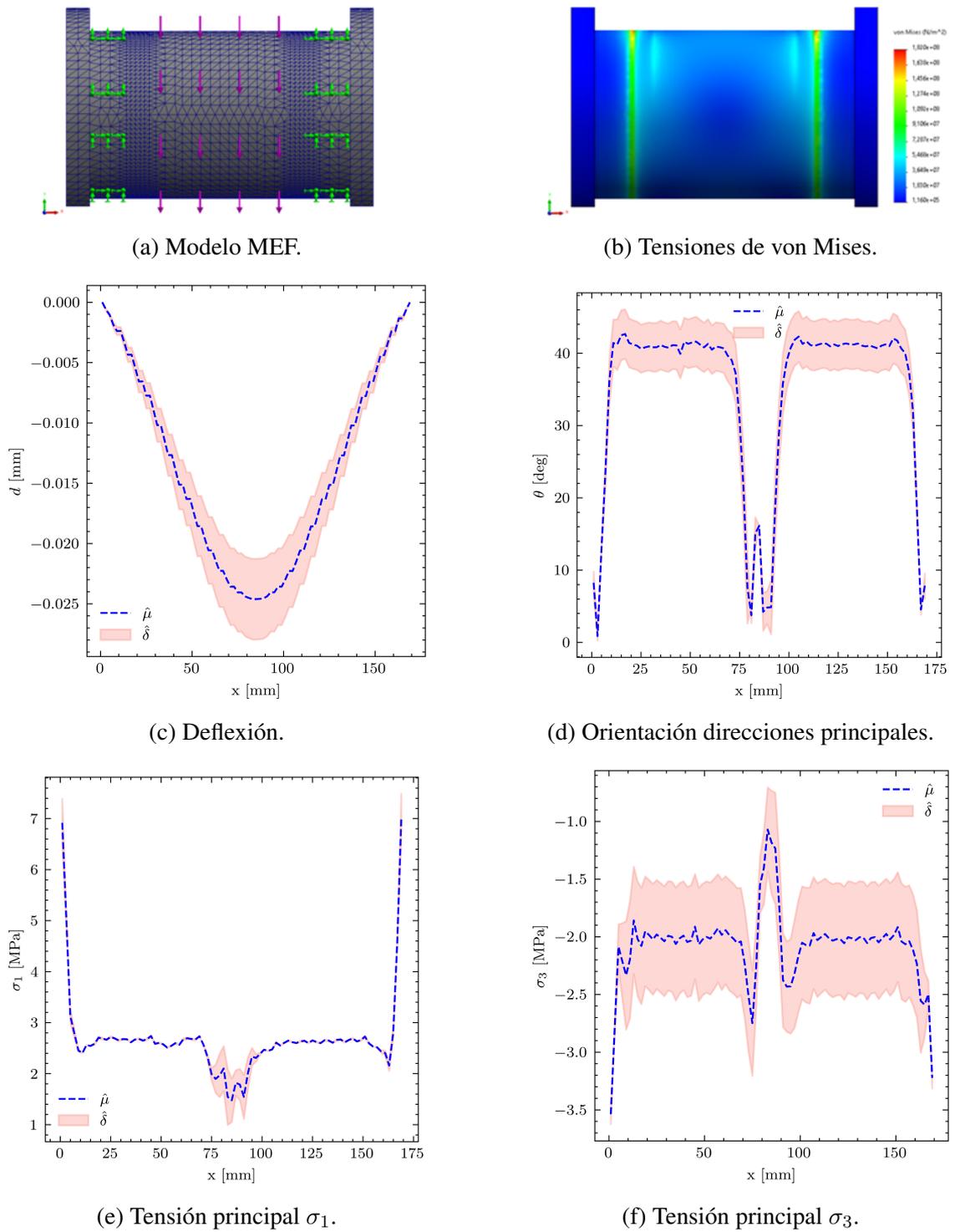


Figura 37. Análisis Estructural Concepto Solución 3.

Si nos enfocamos en la zona de instrumentación, podemos concluir que el Concepto Solución 2 muestra una menor variación en comparación con los otros conceptos analizados al determinar las tensiones principales. Sin embargo, un aspecto significativo que debe considerarse al instrumentar la celda con este concepto es su alta sensibilidad en la determinación real de la orientación de las tensiones principales. Por lo tanto, es crucial prestar especial atención a la disposición final de los *strain gauges*.

### 5.2.7. Selección del Concepto Solución

La selección del concepto solución se realiza a partir de la aplicación de las denominadas técnicas *Design for*. En este caso en particular, se focaliza la atención en el Diseño para la Fabricación y Ensamble (*DfMA*, por sus siglas en inglés), atendiendo la necesidad de desarrollar un dispositivo de medición que sea fácil de instrumentar y mantener, confiable, compatibilizando una reducción del costo asociado sin resignar la calidad del sistema. Para alcanzar los objetivos propuestos, se tuvieron en cuenta los siguientes lineamientos:

- Reducir el número total de partes.
- Emplear el menor número de *strain gauges*.
- Diseñar las piezas *ad hoc* de tal manera que sea posible su fabricación con los recursos disponibles en la zona.
- Utilizar tolerancias amplias.
- Minimizar las operaciones de montaje.
- Minimizar y simplificar las operaciones requeridas para realizar la instrumentación.
- Minimizar las operaciones que no añadan valor.

Para la selección del Concepto Solución se empleó la matriz de selección de conceptos. A tal fin, se realizó una evaluación comparativa tomando como referencia el Concepto Solución 1. Para establecer un criterio de comparación con los conceptos solución restantes, se adoptó la siguiente escala cualitativa: mejor que (+), igual a (0) o peor que (-). En la Tabla 4 se presentan los resultados y el posicionamiento de cada uno de los conceptos

---

solución considerados. Se puede observar que el Concepto Solución 2 es el que ocupa el primer lugar del *ranking*.

Cabe destacar, que esta solución proporciona una mayor facilidad al momento de realizar el montaje de los *strain gauges* dado que la instrumentación se realiza de forma externa, e involucra operaciones muy simples para realizar dicho ajuste. Sumado a esto, el diseño propuesto no requiere contemplar excesivas tolerancias mínimas en comparación de los Conceptos Solución 3 y 4, dado que estos requieren compatibilizar el montaje de los componentes internos, que en efecto se constituyen en los elementos flexibles que se ocupan de la medición, sobre el cuerpo principal de la celda. Finalmente, se considera que las operaciones tecnológicas que demanda su fabricación son mas costosas que las del concepto de referencia .

Tabla 4. Matriz de Selección de Conceptos.

Principio	C1	C2	C3	C4
Número total de piezas	0	0	-	-
Cantidad de <i>strain gauges</i>	0	0	0	0
Componentes ad hoc	0	0	-	-
Procesos de fabricación	0	-	-	-
Tolerancias mínimas requeridas	0	0	-	-
Operaciones de montaje	0	+	-	-
Complejidad en la instrumentación	0	+	+	+
$\Sigma$	0	1	-5	-5
<b><i>Ranking</i></b>	2	1	3	4

### 5.3. Ingeniería Básica

En esta fase, se ha tomado la decisión de fabricar un prototipo físico de la celda de carga basándose en las consideraciones técnicas previamente desarrolladas. La fabricación de este prototipo tiene como objetivo validar y evaluar el diseño propuesto antes de proceder con la versión definitiva que se instalará en el equipo de *pulling*. Estos prototipos juegan un papel crucial al permitir pruebas y ajustes preliminares para garantizar que la celda de carga cumpla con las expectativas de rendimiento del producto.

Los parámetros de diseño establecidos mediante un proceso iterativo, utilizando el Método de Elementos Finitos (MEF), son extremadamente importantes en esta etapa de prototipado. Estos parámetros han ayudado a anticipar el comportamiento de la celda de carga bajo diversas condiciones de carga y a optimizar su estructura para cumplir con los requisitos de resistencia y deformación permitidos.

Además, los prototipos proporcionan la oportunidad de evaluar la viabilidad de la fabricación, identificar posibles limitaciones o desafíos en el proceso de producción, y explorar alternativas de materiales y métodos de fabricación que puedan mejorar el producto o reducir los costos.

En este contexto, la necesidad de prototipos, tanto analíticos como físicos, radica en la capacidad de iterar y mejorar el diseño antes de la producción del componente definitivo. Esto contribuye a garantizar la calidad y confiabilidad del producto final.

#### 5.3.1. Consideraciones de Diseño del Prototipo

La celda de carga ha sido desarrollada con el propósito de llevar a cabo pruebas iniciales en un banco de laboratorio, siguiendo el arreglo experimental mostrado en la Figura 38. El modelo concebido durante la etapa de diseño conceptual ha sido ajustado de manera iterativa para lograr la configuración geométrica requerida, asegurando un montaje adecuado en el banco de pruebas y facilitando la instrumentación de los *strain gauges*. Se ha considerado una carga máxima de 50 toneladas para cumplir con el requisito específico de diseño relacionado con la sobrecarga máxima admisible (150 % de la carga máxima).

---

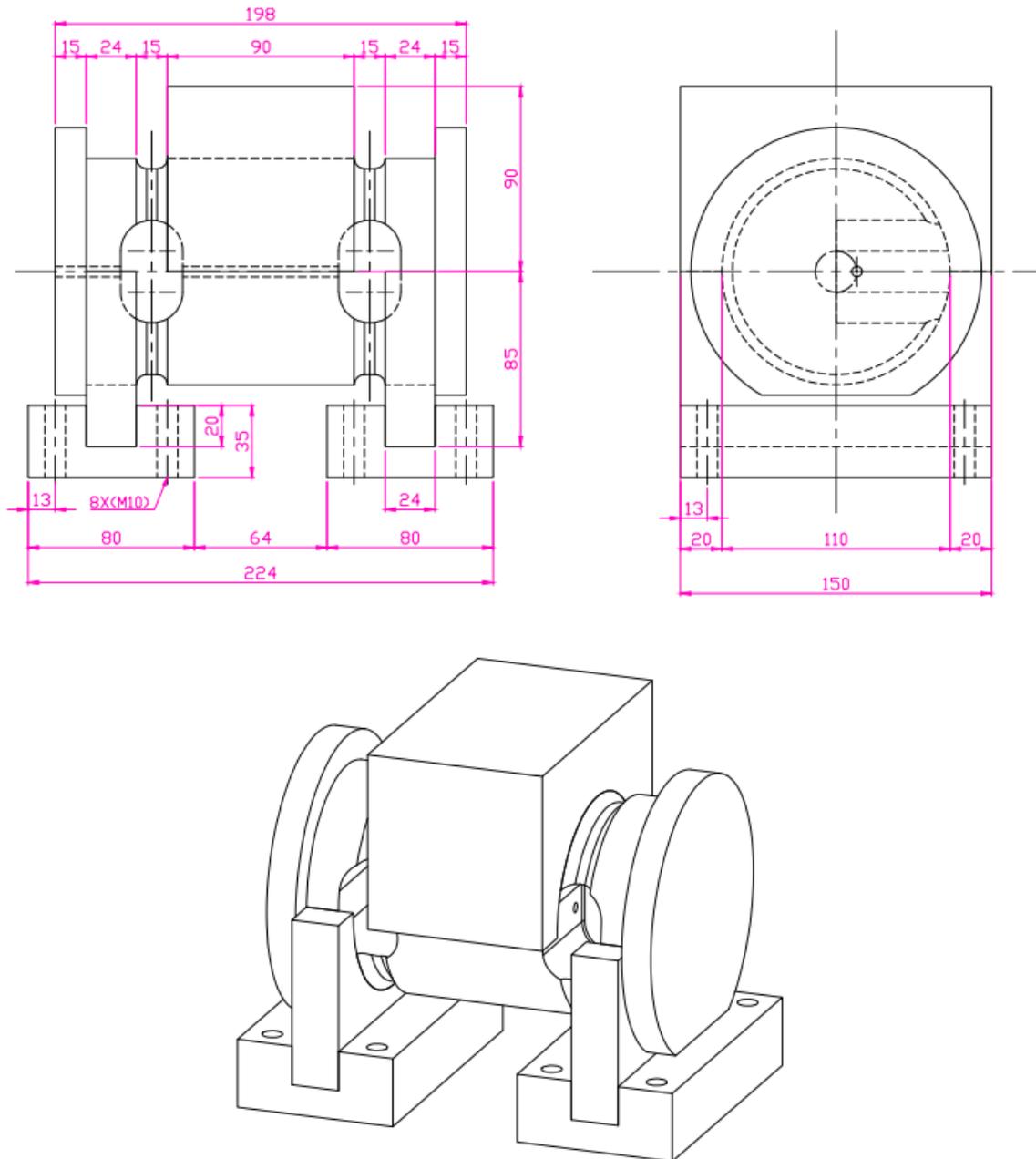


Figura 38. Dimensiones generales y detalle del montaje del arreglo experimental.

Las dimensiones finales propuestas para el prototipo de la celda de carga se presentan en detalle en la Figura 39. Se ha seleccionado el acero AISI SAE 4140 como material principal para su fabricación debido a sus excelentes propiedades mecánicas y su idoneidad para aplicaciones que requieren alta resistencia y durabilidad.

El material AISI SAE 4140 es un acero de baja aleación con contenido de cromo y molibdeno, lo que le confiere una combinación única de características. Este tipo de acero

es conocido por su alta resistencia a la tracción, lo que lo hace ideal para soportar elevadas cargas y resistir tensiones mecánicas. Además, su excelente tenacidad garantiza que la celda de carga pueda absorber impactos y vibraciones sin sufrir daños significativos.

Otra ventaja importante de este material es su buena maquinabilidad, lo que facilita su procesamiento y fabricación en formas complejas según los requerimientos de diseño de la celda de carga. Su provisión comúnmente se encuentra asegurada en el mercado y tiene un costo razonable en comparación con otras aleaciones de acero de alta resistencia, lo que lo convierte en una opción económica para esta aplicación.

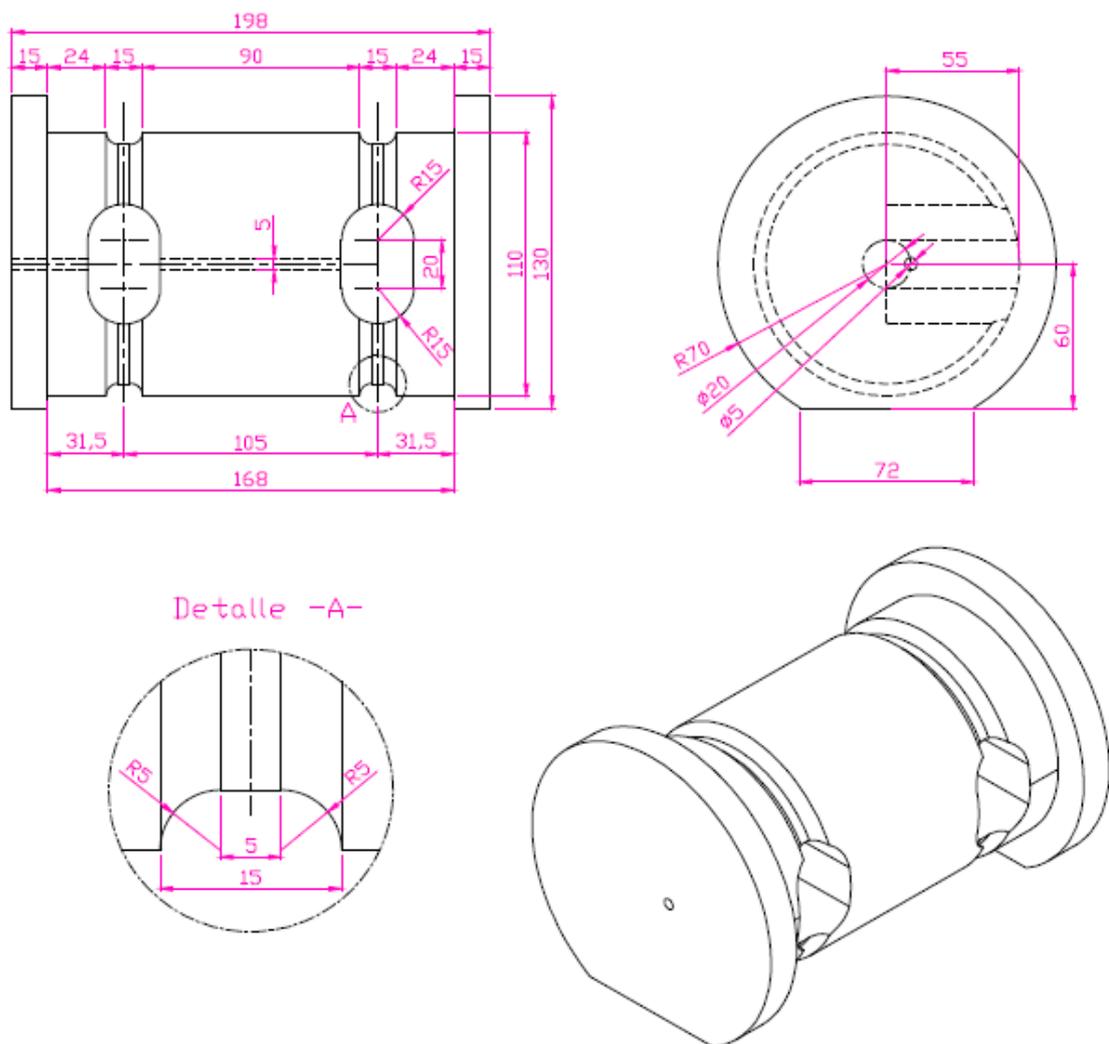


Figura 39. Geometría del prototipo de la celda de carga.

### 5.3.2. Verificación del Prototipo

El proceso de verificación en primera instancia incluyó la creación de un modelo de elementos finitos del prototipo de la celda de carga ajustado a las dimensiones presentadas en la Figura 39. Una vez creado el modelo, se aplicaron las condiciones de carga y restricciones. Se consideraron dos casos de estudio, adoptando el estado de carga equivalente para carga máxima (Caso 1) y sobrecarga máxima admisible (Caso 2). En las Figuras 40 y 41 se presentan los resultados obtenidos del análisis estático realizado.

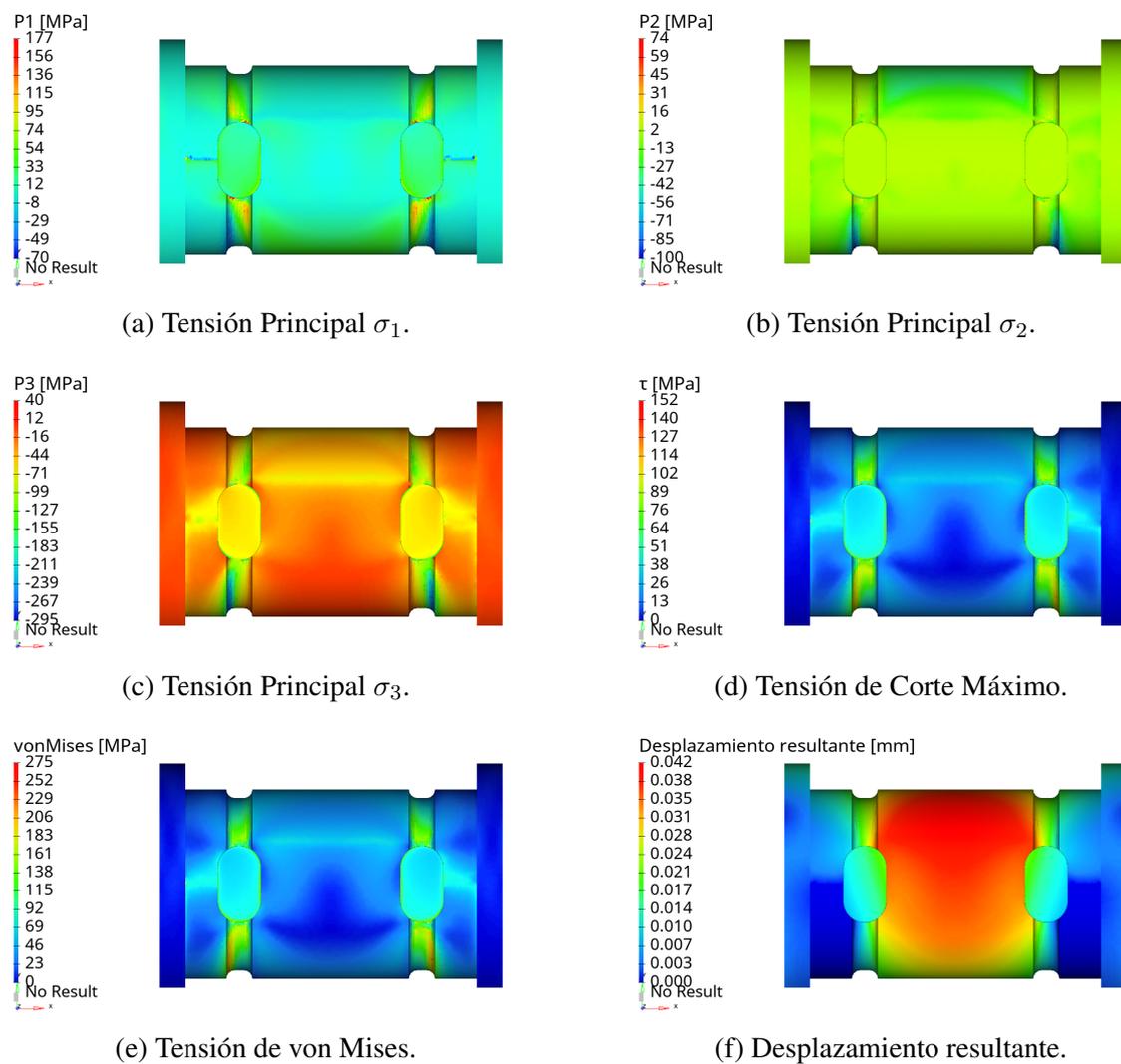


Figura 40. Resultados MEF para el Caso 1 (Prototipo).

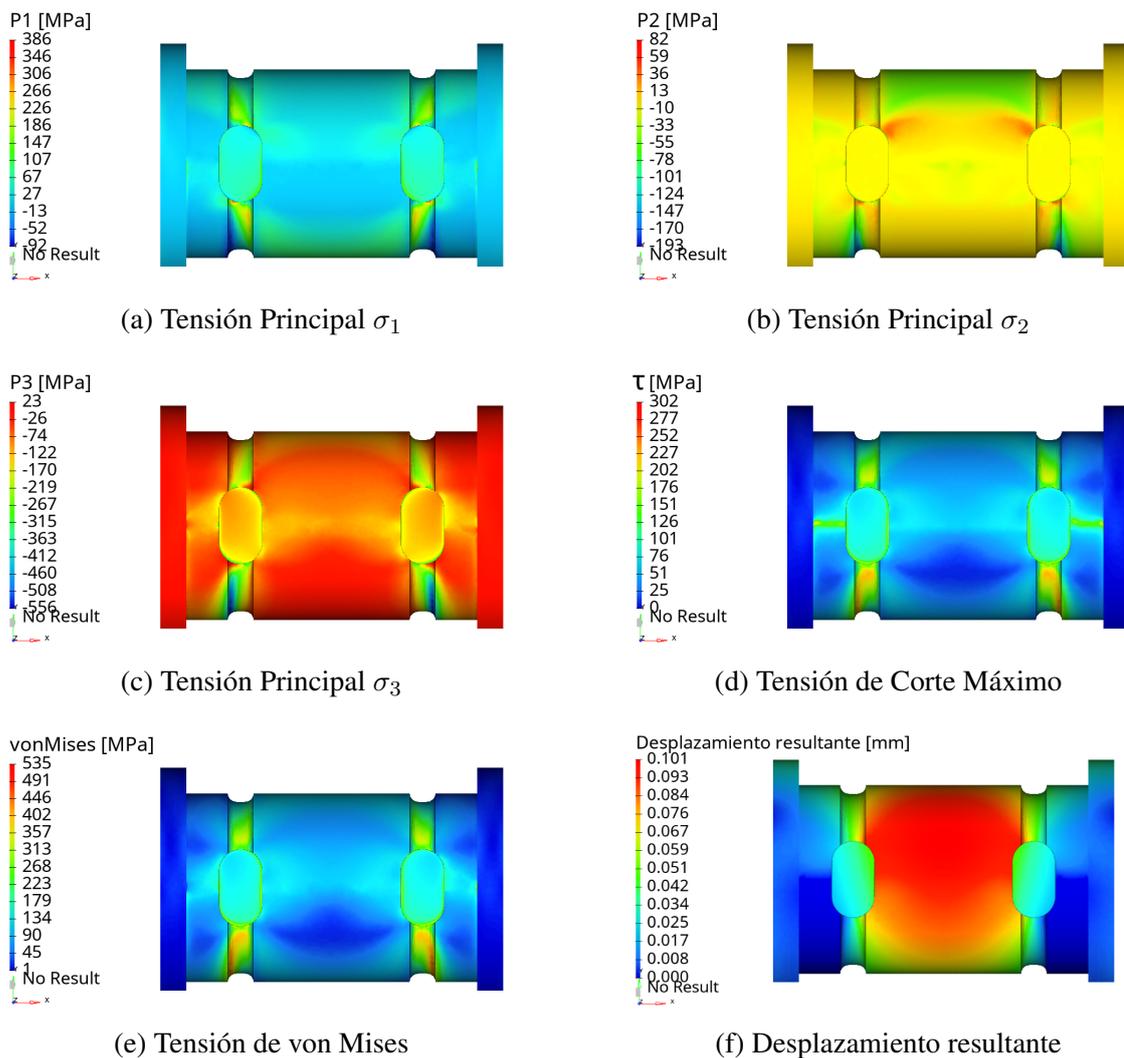


Figura 41. Resultados MEF para el Caso 2 (Prototipo).

El prototipo de la celda de carga se verificó según el procedimiento establecido por la [Guía FKM \(2012\)](#) para la evaluación de la resistencia estática utilizando esfuerzos locales, conforme a los lineamientos proporcionados en la sección 4.3.5.

La implementación del algoritmo de cálculo se realizó mediante el *software* específico S-Life ([www.partengineering.com/](http://www.partengineering.com/)), el cual permite el procesamiento de los resultados obtenidos de los análisis de elementos finitos, para cada caso considerado, con respecto a la resistencia estática. A tal fin, se ingresaron en el programa los datos que se detallan a continuación, según la nomenclatura dada en la Tabla 5.

Tabla 5. Nomenclatura según [Guía FKM \(2012\)](#).

<b>Magnitud</b>	<b>Símbolo</b>
Tensión Equivalente	$\sigma_V$
Elongación a la rotura	$A$
Estricción a la rotura	$Z$
Modulo de elasticidad	$E$
Componentes del esfuerzo normal	$\sigma_x, \sigma_y$ y $\sigma_z$
Componentes del esfuerzo de corte	$\tau_{xy}, \tau_{yz}$ y $\tau_{zx}$
Tensiones principales	$\sigma_1, \sigma_2$ y $\sigma_3$
Tensión hidrostática	$\sigma_H$
Grado de multiaxialidad	$h$
Diámetro efectivo nominal	$d_{eff,N}$
Constante para $K_{d,m}$	$a_{d,p}$
Constante para $K_{d,p}$	$a_{d,m}$
Diámetro efectivo	$d_{eff}$
Factor de anisotropía	$K_A$
Resistencia a la fluencia (valor estándar)	$R_{p,N}$
Resistencia a la tracción (valor estándar)	$R_{m,N}$
Resistencia a la fluencia, para $d_{eff}$	$R_p$
Resistencia a la tracción, para $d_{eff}$	$R_m$
Factor de sección	$n_{pl}$
Deformación total crítica	$\varepsilon_{ertr}$
Deformación crítica mínima a alta multiaxialidad	$\varepsilon_{ref}$
Deformación de referencia	$\varepsilon_0$
Resistencia del componente	$\sigma_{SK}$
Grado de utilización	$a_{SK}$
Factores de seguridad:	
total	$\dot{j}_{ges}$
de carga	$\dot{j}_S$
fractura a temperatura normal	$\dot{j}_m$
fluencia a temperatura normal	$\dot{j}_p$
fractura a temperatura elevada	$\dot{j}_{mt}$
fluencia a temperatura elevada	$\dot{j}_{pt}$
Factores de temperatura	$K_{T,m}, K_{T,p}$

1. Las tensiones principales se obtuvieron con el modelo de elementos finitos, a partir de los resultados presentados previamente.
2. Tensión equivalente (criterio de von Mises):

$$\sigma_V = \sqrt{\frac{1}{2} [(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2]} \quad (33)$$

3. Tensión hidrostática (lo calcula el *software*, para realizar el análisis, en cada punto considerado):

$$\sigma_H = \frac{1}{3} (\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3) \quad (34)$$

4. Grado de multiaxialidad (lo calcula el *software*, para realizar el análisis, en cada punto considerado):

$$h = \frac{\sigma_H}{\sigma_V} \quad (35)$$

5. Propiedades del material:

Tabla 6. Características del material según Tabla 5.1.4 de la [Guía FKM \(2012\)](#).

Designación	$R_{m,N}$	$R_{p,N}$	A	$a_{d,m}$	$a_{d,p}$
42CrMo4 <sup>a</sup>	1000 MPa	900 MPa	10 %	0,32	0,43

<sup>a</sup>Material No. 1.7225, tratado térmicamente según [DIN EN 10083-3 \(20007\)](#), equivalente a un AISI SAE 4140.

6. Diámetro efectivo nominal:  $d_{eff,N} = 100$  mm.
7. Factor de anisotropía:  $K_A = 0,86$ , valor obtenido a partir de Tabla 3.2.4 ([Guía FKM, 2012](#)) en función del tipo de material y la resistencia a la fluencia estándar.
8. Factor de tamaño tecnológico:  $K_{d,m} = K_{d,p} = 0,73$
9. Factores de temperatura:  $K_{T,m} = K_{T,p} = 1$  (se considera que la temperatura de operación estará comprendida en el rango de -40°C a +60°C).
10. Resistencia a la fluencia y a la tracción:

$$R_m = K_{d,m} K_A R_{m,N} \rightarrow R_m = 627 \text{ MPa} \quad (36)$$

$$R_p = K_{d,p} K_A R_{p,N} \rightarrow R_p = 565 \text{ MPa} \quad (37)$$

11. Factor de sección (lo calcula el *software*, para realizar el análisis, en cada punto considerado):

$$n_{pl} = \text{MIN} \left( \sqrt{E \varepsilon_{ertr} / R_p}; K_p \right) \quad (38)$$

$$\varepsilon_{ertr} = \begin{cases} \varepsilon_{ref} & \text{para } h \leq 1/3 \\ \varepsilon_0 + 0,3 \cdot \left( \frac{\varepsilon_{ref} - \varepsilon_0}{0,3} \right)^{3 \cdot h} & \text{para } h > 1/3 \end{cases} \quad (39)$$

$$\varepsilon_{ref} = A \quad (40)$$

$$\varepsilon_0 = 0,05$$

El primer término de la Ecuación 38 es la deformación crítica y el segundo es el factor de entalla plástico. La mínima deformación crítica a alta multiaxialidad  $\varepsilon_0$ , se obtiene a partir de la Tabla 3.3.1 (Guía FKM, 2012).

La norma indica que en el caso que el punto de referencia se trate de un punto plástico, solo la deformación crítica es relevante, por lo cuál el factor de entalla plástico  $K_p$  no fue calculado.

$$n_{pl} = 6$$

12. Resistencia del componente (lo calcula el *software*, para realizar el análisis, en cada punto considerado):

$$\sigma_{SK} = R_p n_{pl} \rightarrow \sigma_{SK} = 3390 \text{ MPa} \quad (41)$$

13. Factores de seguridad: se obtienen a partir de la Tabla 3.5.1 (Guía FKM, 2012), considerando consecuencias de la falla altas y probabilidad de ocurrencia de la carga alta.

- $j_m=2.0$
- $j_p=1.5$
- $j_{mt}=1.5$
- $j_{pt}=1.0$

14. Factor de seguridad total:

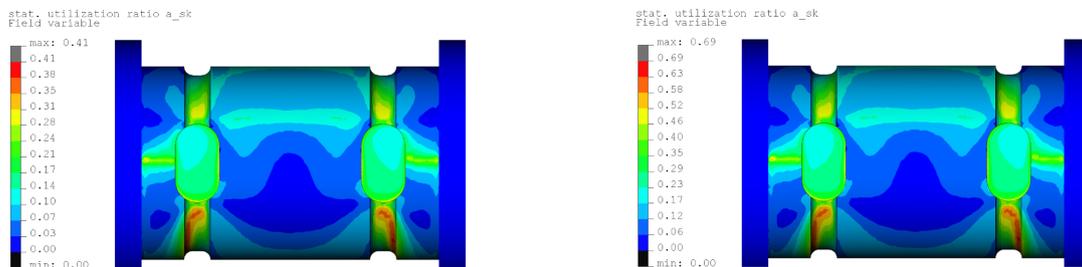
$$j_{ges} = j_s \text{ MAX} \left( \frac{j_m}{K_{T,m}} \frac{R_p}{R_m}; \frac{j_p}{K_{T,p}}; \frac{j_{mt}}{K_{Tt,m}} \frac{R_p}{R_m}; \frac{j_{pt}}{K_{Tt,p}} \right) \quad (42)$$

15. Grado de utilización: viene dado por la Ecuación 43, los resultados entregados por el *software* se basan en este factor.

$$a_{SK} = \frac{\sigma_V}{\sigma_{SK}/j_{ges}} \leq 1 \quad (43)$$

Finalmente, se obtienen los resultados de la verificación, para cada uno de los casos analizados, los cuáles se presentan en la Figura 42. Por lo tanto, se concluye que el componente verifica según lo especificado por la [Guía FKM \(2012\)](#) para las condiciones analizadas dado que:

- Caso 1:  $a_{SK} = 0,41 < 1 \rightarrow$  Verifica.
- Caso 2:  $a_{SK} = 0,69 < 1 \rightarrow$  Verifica.



(a) Caso 1

(b) Caso 2

Figura 42. Grado de utilización (Prototipo).

### 5.3.3. Fabricación del Prototipo

En base a la documentación técnica generada en las etapas previas, se inició el proceso de fabricación del prototipo de la celda de carga. Las tareas desarrolladas involucraron diversas operaciones tecnológicas, como taladrado, roscado, fresado y mecanizado en torno paralelo y máquinas de control numérico (CNC, por sus siglas en inglés), entre otras.

Estas labores fueron subcontratadas a una empresa metalmecánica local, mientras que el autor de este trabajo asumió la responsabilidad del seguimiento y control de calidad en cada etapa del proceso. El objetivo era garantizar la precisión y el nivel de acabado requerido de los componentes fabricados. Este enfoque meticuloso aseguró la conformidad del prototipo con los estándares necesarios y facilitó su montaje con los componentes diseñados para las pruebas posteriores (ver Figura 43).



Figura 43. Detalle del prototipo en condición de ensayo.

Para concluir, en el laboratorio del Área Diseño Mecánico se efectuó la instrumentación mediante *strain gauges* (ver Figura 44), conforme se describe detalladamente en la sección subsiguiente.

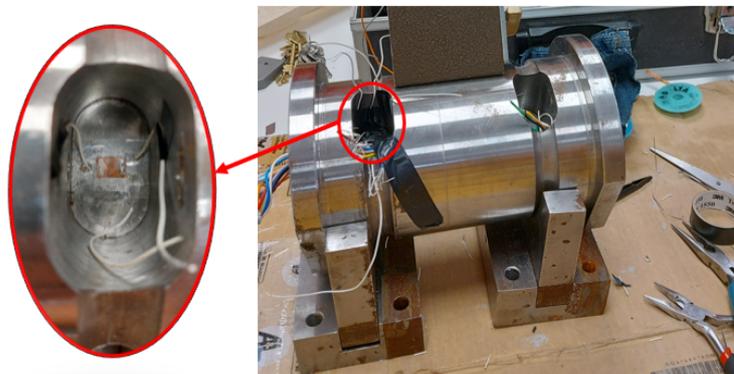


Figura 44. Detalle de la instrumentación del prototipo.

### 5.3.4. Validación del Modelo

La validación es un proceso que implica comparar los resultados obtenidos del análisis por elementos finitos con datos experimentales o resultados teóricos previamente conocidos. El objetivo es determinar si el modelo utilizado es lo suficientemente preciso y representa adecuadamente el fenómeno real que se está estudiando.

Comúnmente se realiza a través de la comparación de los resultados del Método de Elementos Finitos (MEF) con datos experimentales obtenidos en ensayos de laboratorio, pruebas de campo o mediciones realizadas en situaciones reales. A medida que uno avanza en el proceso, el modelo aumenta en complejidad. Si en algún momento los resultados de la simulación del MEF no coinciden con los resultados de las pruebas físicas, entonces el modelo se actualizará hasta que los resultados sean aceptables.

A tal fin, en primera instancia, se instrumentó el prototipo físico de la celda de carga con *strain gauges* BF-350-3HA, los cuales miden deformaciones a  $45^\circ$ . Esta elección se basó en los resultados preliminares de los modelos de elementos finitos, que ubican la dirección de la tensión principal en torno a la dirección de medición de este tipo de galga (a  $45^\circ$  respecto al eje x del perno). En la Figura 45, se indica la instrumentación propuesta como E1.

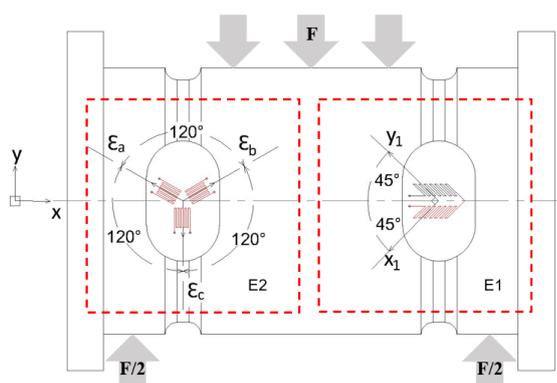


Figura 45. Esquema de instrumentación.

El sistema de adquisición de datos es un equipo de uso general (<http://www.hbm.com/>), disponible en el Área de Diseño Mecánico. En la Figura 46, se presenta el esquema de conexión del sistema, contemplando el procesamiento de los registros obtenidos a través de un *software* específico.

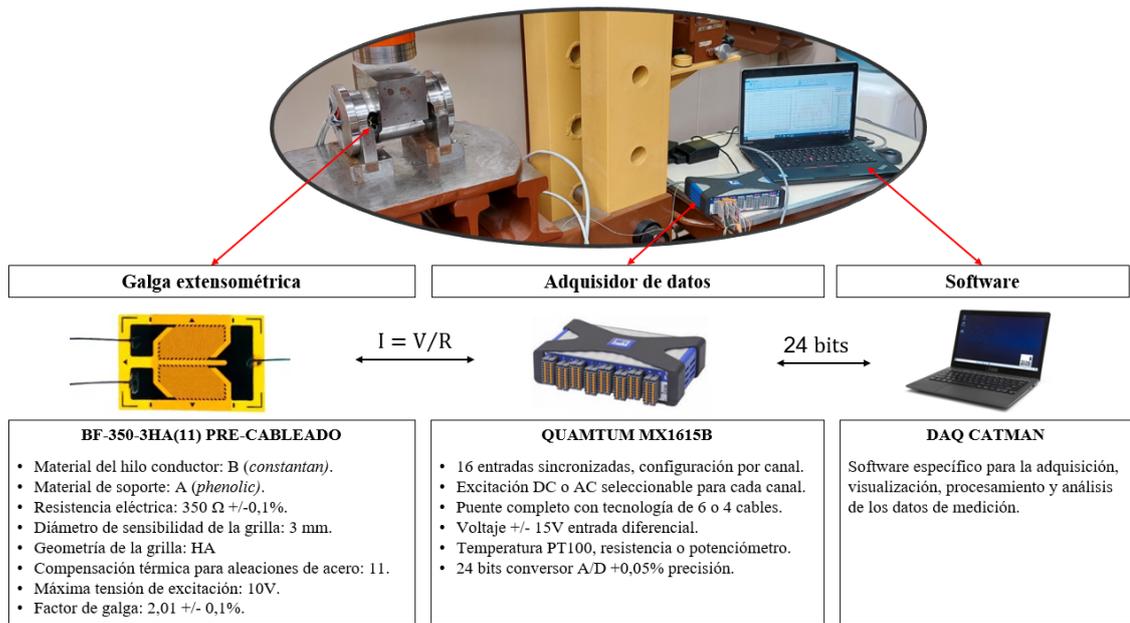


Figura 46. Esquema del sistema de adquisición y procesamiento de datos.

El primer experimento fue realizado con el objetivo de calibrar el prototipo de la celda de carga. A tal fin, se utilizó una celda de carga de 50 t calibrada previamente y los valores de carga aplicada oscilaron entre 0 y 35 t, aumentando en incrementos de 2,5 t. Cada carga aplicada se repitió para eliminar el error aleatorio y obtener mediciones precisas. La curva de calibración de los voltajes medidos  $V_m$  relacionados con la carga aplicada se muestra en la Figura 47.

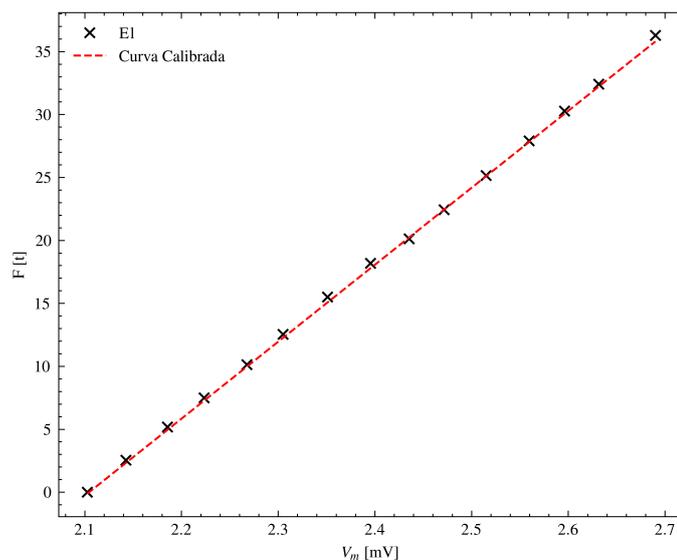


Figura 47. Curva de calibración de la fuerza aplicada vs. el voltaje medido.

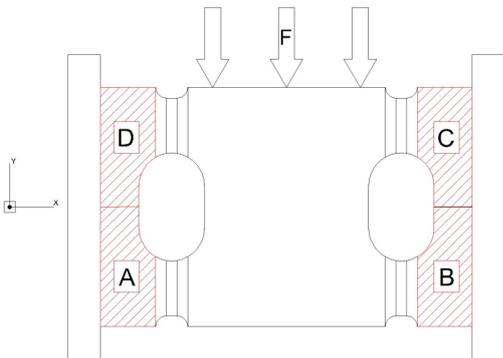
La sensibilidad de la celda de carga fue de 0,0163 mV/t, según la pendiente de la línea a través de los puntos de datos. En última instancia, se obtuvo y derivó la ecuación principal de la relación entre la carga aplicada y el voltaje de salida de acuerdo con el experimento de calibración de la celda de carga, de la siguiente manera:

$$F[t] = 61,134 * V[mV] - 128,45 \quad (44)$$

La validación se concentra en la exactitud del modelo y evalúa qué tan fielmente representa el comportamiento físico de la situación del mundo real que se desea simular. Es importante reconocer que cualquier modelo, incluso en su mejor versión, será simplemente una aproximación del sistema físico real. Dentro de este marco, la validación se enfoca en el propósito de la simulación y se cuestiona si esta cumple con los criterios necesarios para ser considerada satisfactoria.

En este caso de estudio, como se mencionó en el análisis de tensiones realizado en la etapa de concepto solución (ver sección 5.2.6), la principal dificultad que se presenta al modelar la celda de carga se tiene en aplicar adecuadamente las condiciones de borde asociadas con las restricciones adoptadas. Por lo tanto, se analizó la concordancia de los resultados numéricos con las mediciones experimentales. A tal fin, se consideraron las combinaciones de restricciones de traslación (T) y rotación (R) indicadas en la Tabla 7.

Tabla 7. Restricciones adoptadas en los modelos numéricos.



El diagrama muestra un modelo de una celda de carga con dos elementos de carga simétricos. Se indican cuatro zonas de restricción: Zona A y B en la parte inferior de los elementos, y Zona C y D en la parte superior. Se muestran tres flechas descendentes etiquetadas como 'F' que representan fuerzas aplicadas. Un sistema de coordenadas x-y está ubicado a la izquierda del modelo.

Modelo	Zona A	Zona B	Zona C	Zona D
M1	T <sub>x,y,z</sub> - R <sub>x,y,z</sub>	T <sub>y,z</sub> - R <sub>x,y,z</sub>	Sin restricción	Sin restricción
M2	T <sub>x,y,z</sub> - R <sub>x,y,z</sub>	T <sub>x,y,z</sub> - R <sub>x,y,z</sub>	Sin restricción	Sin restricción
M3	T <sub>x,y,z</sub> - R <sub>x,y,z</sub>	T <sub>y,z</sub> - R <sub>x,y,z</sub>	T <sub>x,y,z</sub> - R <sub>x,y,z</sub>	T <sub>y,z</sub> - R <sub>x,y,z</sub>
M4	T <sub>x,y,z</sub> - R <sub>x,y,z</sub>			
M5	Rodamiento <sup>a</sup>	Rodamiento	Rodamiento	Rodamiento

<sup>a</sup>La restricción empleada en este modelo es del tipo rodamiento, la cual permite el desplazamiento necesario para minimizar el efecto de flexión del perno.

En la Figura 48 se presentan los resultados obtenidos con los modelos detallados previamente. Se puede observar una buena concordancia de los resultados numéricos, cuando se los compara con los registros de los datos experimentales E1.

En base estos resultados, se puede inferir que la discrepancia entre los datos numéricos y los registros experimentales está directamente relacionada con la sensibilidad de los modelos. Esta sensibilidad, como se asumió previamente, se manifiesta en la determinación de las direcciones de las tensiones principales.

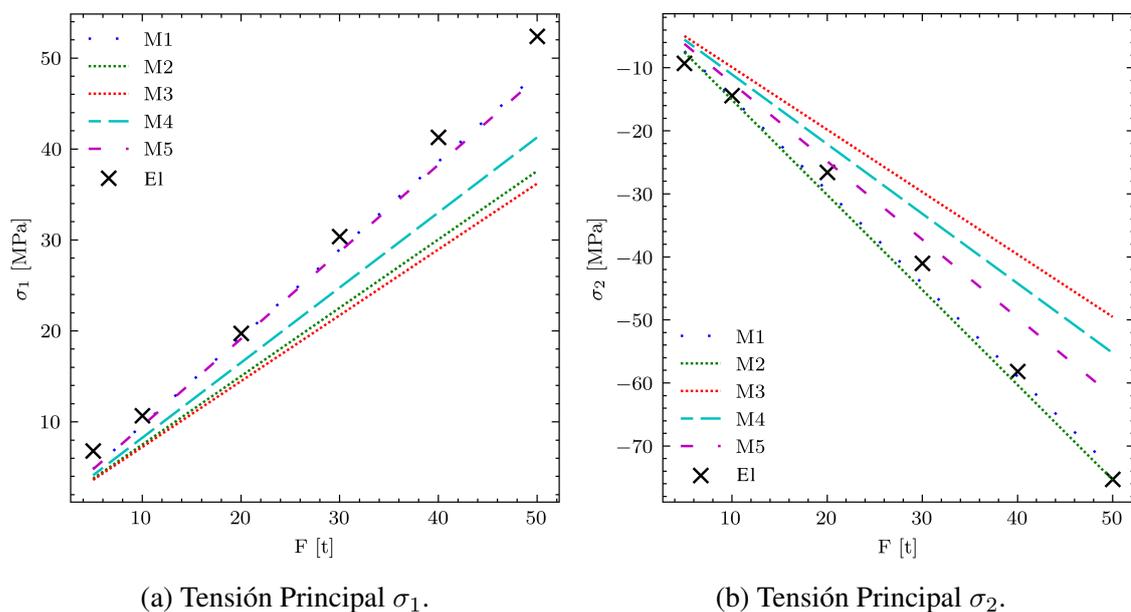


Figura 48. Resultados numéricos (M1 a M5) vs. datos experimentales (E1).

Con el objetivo de mejorar el nivel de aproximación, se llevaron a cabo nuevas iteraciones del modelo hasta alcanzar el modelo M6. Este modelo contempla un refinamiento de las restricciones empleadas en el modelo M4, considerando una superficie de contacto menor para las zonas A y B, y una variación en la rigidez de los apoyos.

A continuación, se rotaron al eje de la galga E1 (direcciones  $x_1$  e  $y_1$ ) las tensiones principales obtenidas de forma numérica con todos los modelos desarrollados. En la Figura 49, se presentan los resultados obtenidos. A partir de estos resultados, se obtiene un cierto grado de confirmación de que el ángulo y las tensiones principales reales se encuentran próximos al medido por las galgas.

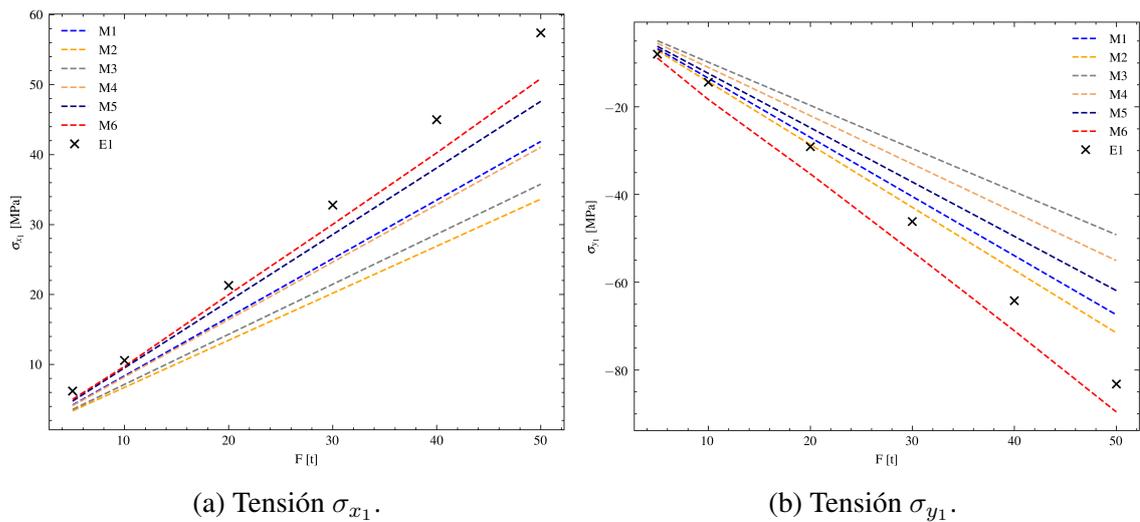


Figura 49. Resultados numéricos (M1 a M6) vs. datos experimentales (E1).

Los resultados presentados en la Figura 49 motivaron estudios experimentales adicionales. Con este propósito, se llevó a cabo una nueva instrumentación denominada E2. Esta configuración experimental contempla la instalación de una roseta tipo delta, tal como se indica en la Figura 45.

Esta ampliación del enfoque experimental se llevó a cabo con la intención de obtener una comprensión más precisa de las direcciones de las tensiones principales del sistema bajo estudio. En la Figura 50 se presentan los resultados obtenidos, en los que se puede observar las discrepancias entre el ángulo obtenido de forma experimental y los obtenidos a partir de los modelos numéricos desarrollados.

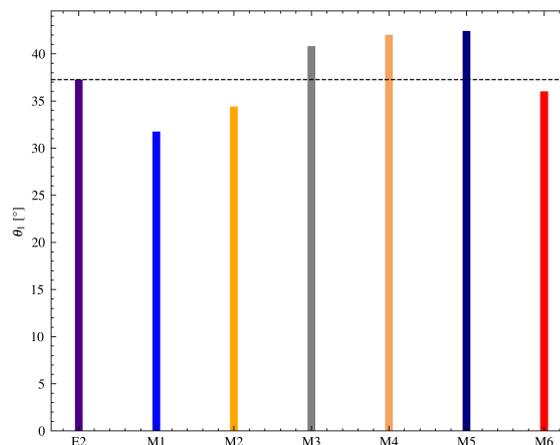


Figura 50. Dirección de la tensión principal. Experimental (E2) vs. modelos numéricos (M1 a M6).

Finalmente, dado que el último modelo desarrollado (M6) es el que mejor se ajusta a los datos experimentales, en la Figura 51 se comparan las tensiones principales obtenidas numéricamente con las dos instrumentaciones propuestas.

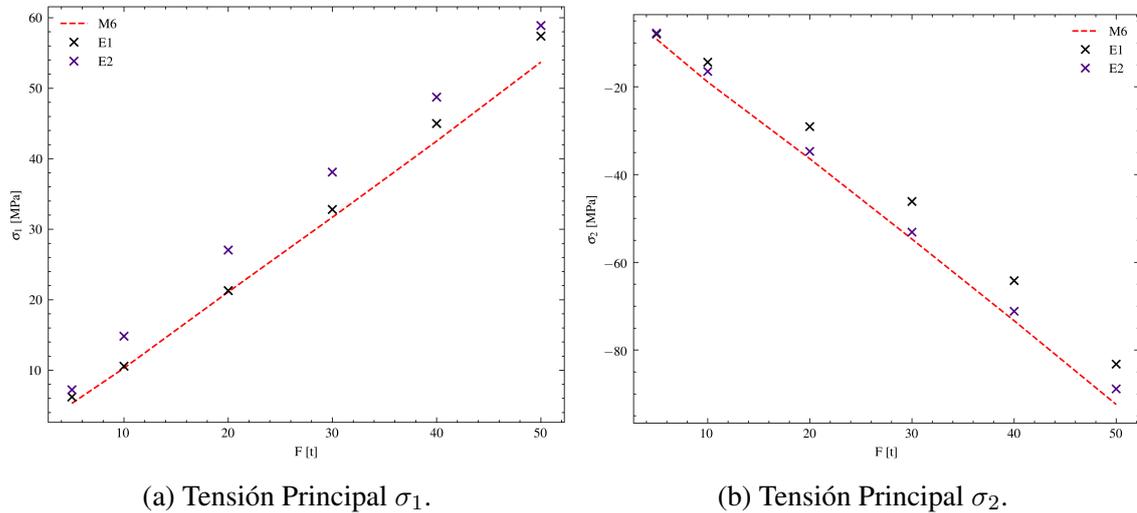


Figura 51. Resultados numéricos (M6) vs. datos experimentales (E1 y E2).

En resumen, los resultados experimentales y de simulación se respaldaron mutuamente, con un porcentaje aceptable de errores en los valores de voltaje de salida, esfuerzo y deformación. Estas discrepancias y errores pueden atribuirse a cálculos inexactos, influenciados por la incertidumbre en las propiedades del material utilizado y las condiciones ambientales durante el experimento y el proceso de mecanizado. Sin embargo, la celda de carga diseñada satisface los requisitos y consideraciones de diseño dentro de un rango específico de carga.

#### 5.4. Ingeniería de Detalle

En esta fase del proyecto, se desarrolló la documentación técnica necesaria para la fabricación de la celda de carga, así como la selección de componentes estándar y su ensamblaje en la máquina. Se elaboraron planos detallados para cada componente, abarcando aspectos como dimensiones, tolerancias, tipo de material, cantidad y ubicación en el conjunto ensamblado. Esta tarea demandó una estrecha colaboración con proveedores de componentes y el equipo técnico de una empresa metalmecánica local, responsable de llevar a cabo los mecanizados requeridos.

Se prestó especial atención para garantizar que todas las piezas pudieran fabricarse con costos mínimos y para facilitar las labores de ensamblaje. En este contexto, las técnicas de *Dfx*, aplicadas desde las primeras etapas del proyecto, resultaron ser de vital importancia.

Además, para brindar una visión detallada del diseño final de la celda de carga, se adjunta el detalle del mismo en la Figura 52. Asimismo, se presenta el ensamblaje completo en la Figura 53, según detalle dado en la Tabla 8, proporcionando una comprensión global de cómo se integran los diferentes componentes en el equipo de *pulling*.

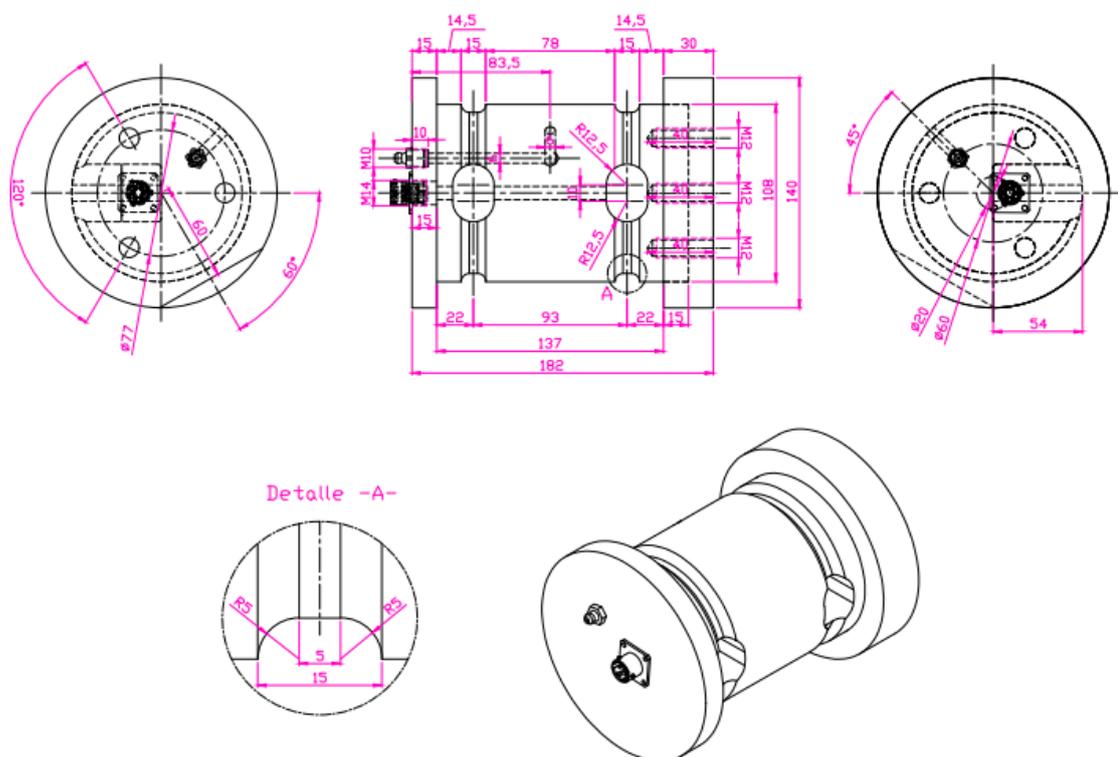


Figura 52. Detalle de la celda de carga.

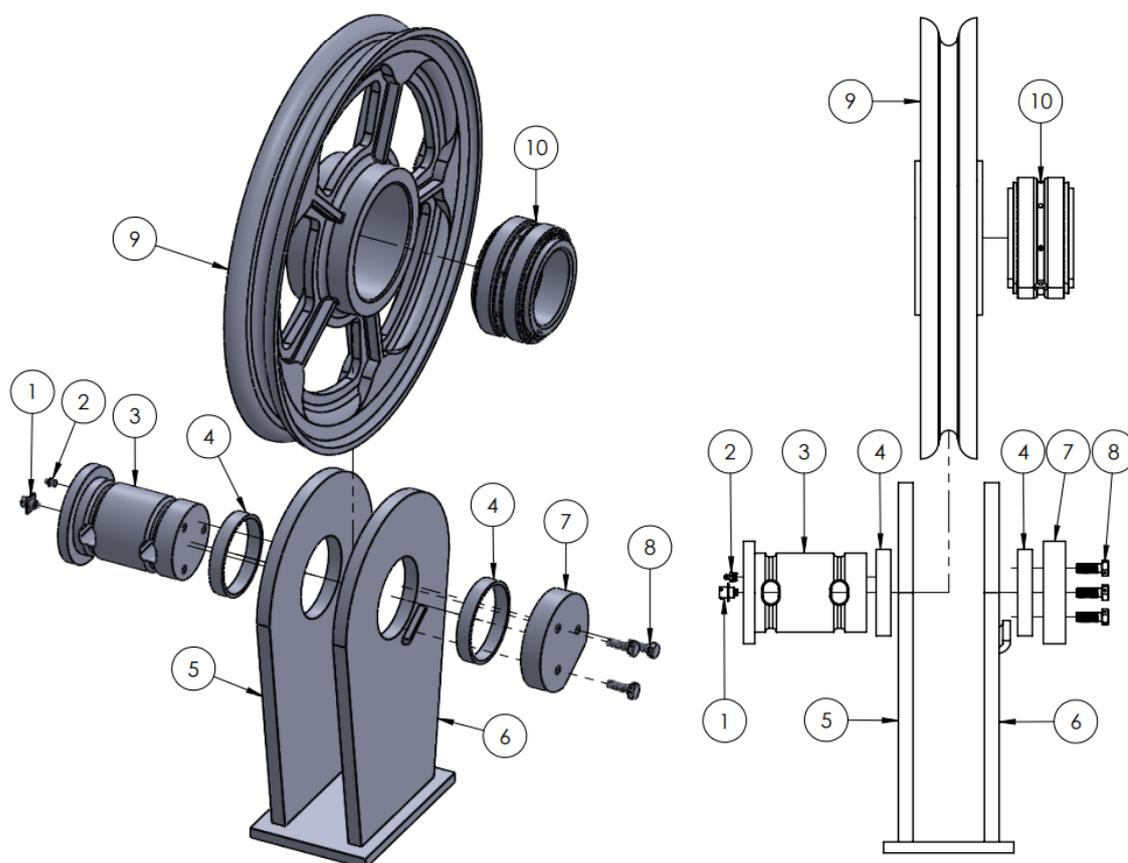


Figura 53. Detalle de instalación de la celda de carga.

Tabla 8. Detalle componentes ensamble celda de carga.

Id	Descripción	Material	Cantidad
1	Conector PIN 6 canales macho	-	1
2	Alemite M10x5.5P1	-	1
3	Celda de carga tipo perno	AISI-SAE 4140	1
4	Buje	-	2
5	Placa sujeción izquierda	-	1
6	Placa sujeción derecha	-	1
7	Tapa de celda de carga	AISI-SAE 4140	1
8	Bulón hexagonal 10.9 M12x35x1.25	-	3
9	Polea línea rápida	-	1
10	Rodamiento TIMKEN NA56425SW - 56650CD	-	1

Finalmente, se llevó a cabo un proceso de verificación similar al presentado en la sección 5.3.2 con el propósito de evaluar el diseño final de la celda de carga de acuerdo con las dimensiones mostradas en la Figura 52. Una vez que se creó el modelo, se aplicaron las condiciones de carga y restricciones, utilizando nuevamente el estado de carga equivalente para la carga máxima (Caso 1) y la sobrecarga máxima admisible (Caso 2). Los

resultados del análisis estático realizado se presentan en las Figuras 54 y 55. Finalmente, en la Figura 56 se muestra el grado de utilización obtenido para cada caso, verificando de forma satisfactoria la aplicación del algoritmo de cálculo de la [Guía FKM \(2012\)](#).

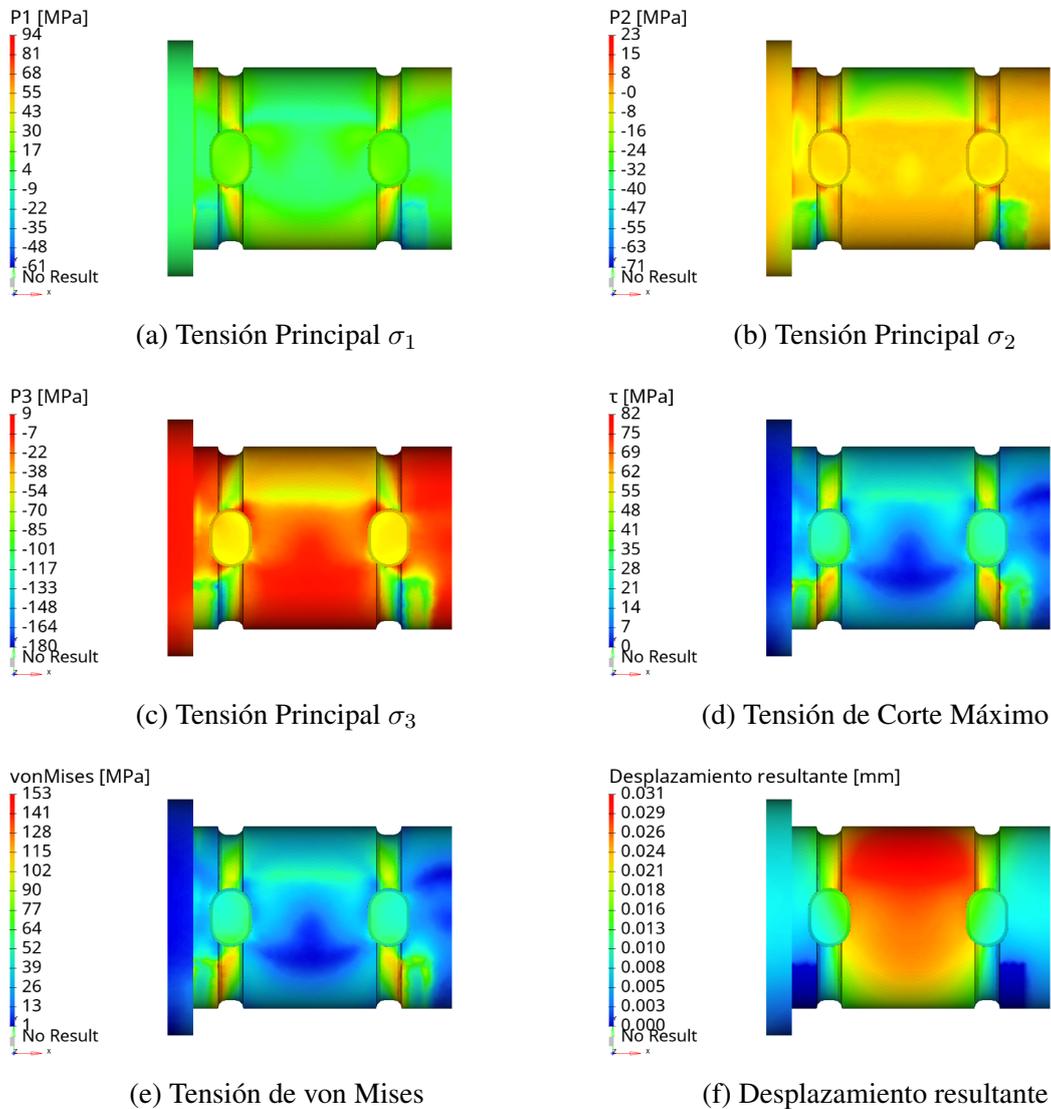


Figura 54. Resultados MEF para el Caso 1 (diseño final).

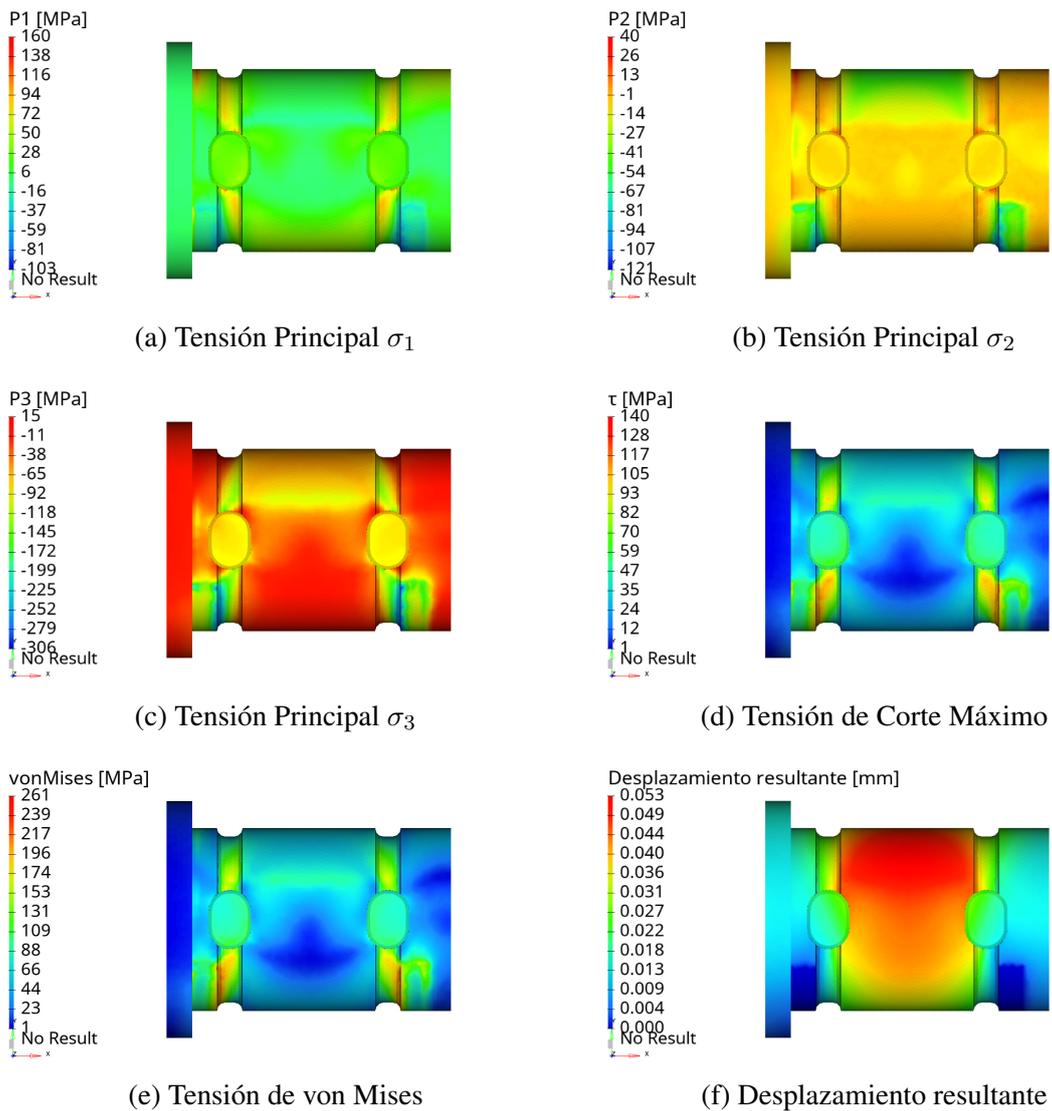


Figura 55. Resultados MEF para el Caso 2 (diseño final).

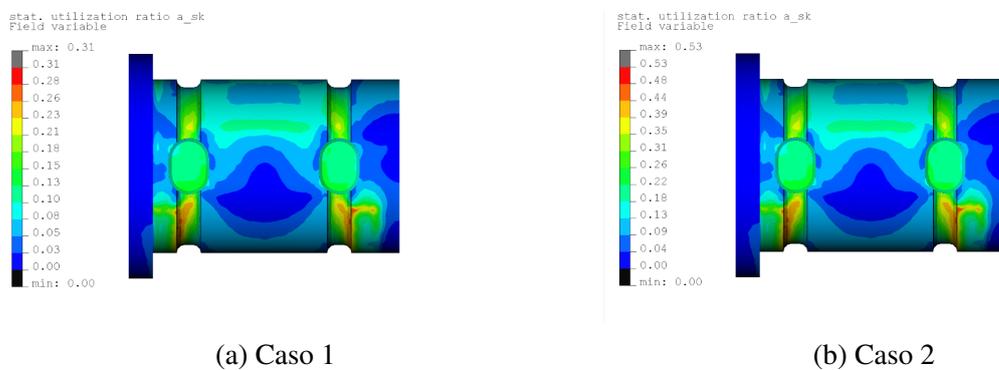


Figura 56. Grado de utilización (diseño final).

## 6. ANÁLISIS DE LOS RESULTADOS

En base a los resultados obtenidos se pudo corroborar la factibilidad de diseñar y adaptar la celda de carga tipo perno para ser instalada en un sistema de izaje de un equipo de *pulling*. Esto se logró en base a los requisitos y criterios de diseño especificados en la etapa de Ingeniería Conceptual. La celda de carga fue diseñada y validada para medir la carga especificada en el banco de ensayo del laboratorio, lo que proporciona una capacidad de carga máxima de 30 t (admitiendo una sobre carga máxima del 150 %), empleando un material de costo relativamente bajo y tamaño adecuado sin necesidad de realizar modificaciones mayores en el equipo de *pulling*.

El diseño paramétrico permitió realizar de forma iterativa un análisis de esfuerzo-deformación a partir del modelo de elementos finitos a través del cual se modificaron las características geométricas de la celda de carga para garantizar un adecuado comportamiento estructural. Los resultados obtenidos para el diseño final mostraron que el mismo verifica el nivel de tensión y deformación según lo especificado por la [Guía FKM \(2012\)](#). La aplicación de esta metodología permitió analizar de forma conveniente los resultados obtenidos de las diversas simulaciones.

En contraste con la metodología ASD ([AISC 360-10, 2010](#)), el algoritmo de cálculo empleado, presenta una serie de ventajas significativas que la convierten en una opción adecuada para el análisis estructural de componentes mecánicos. En primer lugar, la [Guía FKM \(2012\)](#) adopta un enfoque más holístico al considerar una variedad más amplia de factores que tienen un impacto en la integridad estructural. Esta guía, también aborda las concentraciones de esfuerzos y otros fenómenos críticos que pueden afectar el comportamiento real de los componentes, mientras que el método ASD se fundamenta principalmente en límites de esfuerzo permitido derivados de la resistencia última del material.

El prototipo de la celda de carga fue fabricado con una máquina CNC a partir de un acero AISI SAE 4140. Este prototipo, fue probado utilizando un circuito de puente de Wheatstone, con dos configuraciones: E1 (galga a 45° respecto al eje x del perno) y E2 (roseta tipo delta). Los resultados de las pruebas de calibración confirmaron que el cambio de voltaje de salida corresponde a la carga aplicada con una sensibilidad de 0,0163 mV/t para la configuración E1.

---

Hallazgos experimentales adicionales permitieron determinar la dirección de los esfuerzos principales. A partir de los modelos considerados, se encontró que la celda de carga satisface todos los criterios empleados y es sensible a la determinación real de las direcciones principales. Los resultados numéricos obtenidos a través del proceso de validación propuesto coinciden estrechamente con los hallazgos experimentales.

Por lo tanto, se considera que el nivel de detalle alcanzado proporciona una base sólida para avanzar en las futuras etapas del proyecto, especialmente en lo que respecta a la instalación de una celda de carga en un equipo de *pulling* para llevar a cabo las pruebas de aceptación y certificación correspondientes (según lo especificado por [API 4F \(2008\)](#)). Como paso previo, es necesario definir el tipo y cantidad de galgas, y el sistema electrónico de adquisición que se instalará en el equipo. Para este fin, se recomienda tener en cuenta los lineamientos proporcionados por [Nakka \(1998\)](#).

## 7. CONCLUSIONES

En este trabajo, la metodología propuesta ha conducido a resultados satisfactorios, alineados con los objetivos establecidos, sentando así las bases para la fabricación e instalación de celdas de carga tipo perno en equipos de *pulling* de acuerdo con las directrices establecidas por las normativas correspondientes.

Con el propósito de validar el diseño, se ha fabricado un prototipo sobre el cual se han llevado a cabo pruebas de validación y se ha evaluado el nivel de esfuerzos aplicando técnicas extensométricas.

El desarrollo logrado proporciona una celda de carga con las características necesarias, la cual representa una alternativa válida en el mercado frente a los instrumentos fabricados por reconocidas marcas extranjeras. Además, ofrece el beneficio adicional de añadir valor a las PyMEs locales.

Por último, desde un punto de vista personal, la realización del Proyecto Integrador Profesional (PIP) me ha permitido integrar los conocimientos adquiridos a lo largo de mi carrera en un caso de aplicación real. En particular, resultó enriquecedor abordar una diversidad de conceptos relacionados con la modelación y validación de componentes estructurales mediante elementos finitos. En este sentido, también fue muy valioso el contraste de los resultados a través de los ensayos de laboratorio.

---

## 8. REFERENCIAS

- AISC 335. (1989). *Specification for Structural Steel Buildings Allowable Stress Design and Plastic Design*. American Institute of Steel Construction.
- AISC 360-10. (2010). *Specification for Structural Steel Buildings*. American Institute of Steel Construction.
- Akin, J. E. (2010). *Finite element analysis concepts: via SolidWorks*. World Scientific.
- API 4F. (2008). *Specification for Drilling and Well Servicing Structures*. American Petroleum Institute.
- API 8A. (1998). *Specification for Drilling and Production Hoisting Equipment*. American Petroleum Institute.
- API RP 8B. (2014). *Recommended Practice for Procedures for Inspections, Maintenance, Repair, and Remanufacture of Hoisting Equipment*. American Petroleum Institute.
- API RP 9B. (2015). *Application, Care, and Use of Wire Rope for Oil Field Service*. American Petroleum Institute.
- ASME. (2013). *ASME Sec. VIII, Div. 2 - Rules for Construction of Pressure Vessels: Alternative Rules*. The American Society of Mechanical Engineers.
- Bolek, D. (2018). Simplification methods for reducing computational effort in mechanical analysis. *Saimaa University of Applied Sciences*.
- Bourgoyne, A. (1986). *Applied Drilling Engineering*. Society of Petroleum Engineers.
- Budynas, R., & Nisbett, J. (2012). *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley (9a. ed.)*
- Chaaban, A., & Jutras, M. (1992). Static analysis of buttress threads using the finite element method. *J. Pressure Vessel Technol.*, 114(2), 209-212.
- Dellac, S., & Lafaye, E. (2005). Force-measurement cell and a connection pin fitted with such a cell - Number: US7683274B2. *United States Patent*. <https://patents.google.com/patent/US7683274B2/en>
- DIN EN 10083-3. (20007). *Steels for quenching and tempering - Part 3: Technical delivery conditions for alloy steels*. DIN Standards.
- Eni. (2006). *Libya – Drilling Completion Engineer*.
- Friswell, M., & Mottershead, J. (1995). *Finite Element Model Updating in Structural Dynamics*. Springer Netherlands.
-

- Guía FKM. (2012). *Analytical Strength Assessment of Components* (Sexta Edición). VDMA Verlag.
- Hatamura, Y. (1988). Load detector - Number: 0 154 728. *European Patent Specification*. <https://patentimages.storage.googleapis.com/49/ce/e8/100122d07bea1c/EP0154728B1.pdf>
- Hoffman, K. (1989). *An Introduction to Measurements using Strain Gauges*. HBM GmbH.
- Hopkins, R. (2020). *How to Turn a Component into an Active Sensor*. HBK – Hottinger Brüel Kjør.
- ISO. (2015). *ISO 9000 - Sistemas de gestión de la calidad - Fundamentos y vocabulario*. International Organization for Standardization.
- Mitchell, R., & Miska, S. (2011). *Fundamentals of Drilling Engineering*. Society of Petroleum Engineers.
- More, S. T., & Bindu, R. (2015). Effect of mesh size on finite element analysis of plate structure. *Int. J. Eng. Sci. Innovative Technol*, 4(3), 181-185.
- Nakka, R. (1998). *Strain Gage Load Cell for Thrust Measurement*. <http://www.nakka-rocketry.net/strainlc.htm>
- PAE. (2002). *Manual de producción*. Pan American Energy.
- Pahl, G., & Beitz, W. (2007). *Engineering Design - A Systematic Approach*. Springer-Verlag London.
- Pugh, S. (1991). *Total Design: Integrated Methods for Successful Product Engineering*. Addison-Wesley Longman Publishing Co.
- Riba, C. (2010). *Diseño Concurrente*. Ediciones UPC.
- Spendolini, M. (1994). *Benchmarkin*. AMACOM.
- Ullman, D. (2003). *The Mechanical Design Process*. McGraw-Hill.
- Ullman, D. (2010). *The Mechanical Design Process*. McGraw-Hill.
- Ulrich, K., & Eppinger, S. (2015). *Product Design and Development*. Editorial Mc Graw-Hill.
- Wittel, H., Muhs, D., Jannasch, D., & VoBiek, J. (2011). *Roloff/Matek Maschinenelemente: Normung, Berechnung, Gestaltung - Lehrbuch und Tabellenbuch*. Vieweg+Teubner Verlag.
-

Yapur, M., García, J. I. O., & Salazar, D. H. T. (2005). Medición de esfuerzos y deformaciones en barras metálicas utilizando galgas extensométricas. *Escuela Superior Politécnica del Litoral*.

---

## A. Anexo I: *Benchmarking*

A continuación, se presentan los modelos de celda de carga analizados. Los datos técnicos del fabricante pueden ser consultados a través del enlace web que se indica en el pie de cada imagen.



(a) Modelo ZX ([www.syhopper.com](http://www.syhopper.com)).



(b) Modelo 5300 ([www.sensys.com](http://www.sensys.com)).



(c) Modelo PSPRX ([www.pavonesistemi.com](http://www.pavonesistemi.com)).



(d) Modelo LC704 ([www.saintbond.com](http://www.saintbond.com)).



(e) Modelo DBEP ([www.appsmea.co.uk](http://www.appsmea.co.uk)).



(f) Modelo LP7184 ([www.es.locosc.com/](http://www.es.locosc.com/))

Figura 57. Celdas de carga incluidas en el *bechmarking*.



(a) Modelo LAU ([www.laumas.com](http://www.laumas.com)).



(b) Modelo 9QGPO101 ([www.abb.com](http://www.abb.com)).



(c) Modelo LB200 ([www.magtrol.com](http://www.magtrol.com)).

Figura 58. Celdas de carga incluidas en el *bechmarking* (cont.).