

UNIVERSIDAD NACIONAL DE SAN ANTONIO ABAD DEL CUSCO

**FACULTAD DE INGENIERÍA ELÉCTRICA, ELECTRÓNICA,
INFORMÁTICA Y MECÁNICA**

ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA



TESIS

**DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN MODULO DE PRUEBAS
PARA EVALUAR LA HERMETICIDAD DE CILINDROS
OLEOHIDRÁULICOS HASTA UNA CAPACIDAD DE 3800 PSI**

PRESENTADO POR:

Br. GALY SERGIO MIRANO MAMANI

Br. HENDRICK RODOLFO DELGADO

OCHOA

**PARA OPTAR AL TÍTULO PROFESIONAL
DE INGENIERO MECÁNICO**

ASESOR:

Ing. ROOSBEL DENNIS MAMANI CASTILLO

CUSCO – PERÚ

2026



Universidad Nacional de San Antonio Abad del Cusco

INFORME DE SIMILITUD

(Aprobado por Resolución Nro.CU-321-2025-UNSAAC)

El que suscribe, el Asesor ING. ROOSEBEL DENNIS MAMANI CASTILLO.....
..... quien aplica el software de detección de similitud al
trabajo de investigación/tesis titulada: DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN.....
MODULO DE PRUEBAS PARA EVALUAR LA HERMETICIDAD.....
DE CILINDROS OLEOHIDRÁULICOS HASTA UNA CAPACIDAD.....
DE 3800 PSI.....

Presentado por: GALY SERGIO MIRANO MAMANI..... DNI N° 70331134.....;
presentado por: HENRIK RODOLFO DELGADO OLIVERA..... DNI N° 71433805.....
Para optar el título Profesional/Grado Académico de INGENIERO MECÁNICO.....

Informo que el trabajo de investigación ha sido sometido a revisión por 2..... veces, mediante el
Software de Similitud, conforme al Art. 6° del **Reglamento para Uso del Sistema Detección de
Similitud en la UNSAAC** y de la evaluación de originalidad se tiene un porcentaje de 6.....%.

Evaluación y acciones del reporte de coincidencia para trabajos de investigación conducentes a grado académico o título profesional, tesis

Porcentaje	Evaluación y Acciones	Marque con una (X)
Del 1 al 10%	No sobrepasa el porcentaje aceptado de similitud.	☒
Del 11 al 30 %	Devolver al usuario para las subsanaciones.	☐
Mayor a 31%	El responsable de la revisión del documento emite un informe al inmediato jerárquico, conforme al reglamento, quien a su vez eleva el informe al Vicerrectorado de Investigación para que tome las acciones correspondientes; Sin perjuicio de las sanciones administrativas que correspondan de acuerdo a Ley.	☐

Por tanto, en mi condición de Asesor, firmo el presente informe en señal de conformidad y adjunto las primeras páginas del reporte del Sistema de Detección de Similitud.

Cusco, 08 de JULIO..... de 2026.....

.....
Firma

Post firma ING. ROOSEBEL DENNIS MAMANI CASTILLO

Nro. de DNI 24002331.....

ORCID del Asesor 0000-0002-8998-184X.....

Se adjunta:

1. Reporte generado por el Sistema Antiplagio.
2. Enlace del Reporte Generado por el Sistema de Detección de Similitud: oid: 27259:605703025.....

UNIVERSIDAD NACIONAL DE SAN ANTONIO ABAD DEL CUSCO FACULTAD DE INGENIERÍA ELÉCTRICA IMPRIMIR.p...

 Universidad Nacional San Antonio Abad del Cusco

Detalles del documento

Identificador de la entrega

trn:old:::27259:605703025

250 páginas

Fecha de entrega

8 jul 2026, 8:58 a.m. GMT-5

36.172 palabras

205.785 caracteres

Fecha de descarga

8 jul 2026, 9:07 a.m. GMT-5

Nombre del archivo

UNIVERSIDAD NACIONAL DE SAN ANTONIO ABAD DEL CUSCO FACULTAD DE INGENIERÍA ELÉCTRI....pdf

Tamaño del archivo

10.8 MB

6% Similitud general

El total combinado de todas las coincidencias, incluidas las fuentes superpuestas, para ca...

Filtrado desde el informe

- Bibliografía
- Texto citado
- Texto mencionado
- Coincidencias menores (menos de 14 palabras)

Exclusiones

- N.º de coincidencias excluidas

Fuentes principales

- 6%  Fuentes de Internet
- 1%  Publicaciones
- 3%  Trabajos entregados (trabajos del estudiante)

Marcas de integridad

N.º de alerta de integridad para revisión



Caracteres reemplazados

26 caracteres sospechosos en N.º de páginas

Las letras son intercambiadas por caracteres similares de otro alfabeto.

Los algoritmos de nuestro sistema analizan un documento en profundidad para buscar inconsistencias que permitirían distinguirlo de una entrega normal. Si advertimos algo extraño, lo marcamos como una alerta para que pueda revisarlo.

Una marca de alerta no es necesariamente un indicador de problemas. Sin embargo, recomendamos que preste atención y la revise.

DEDICATORIA

Dedico este trabajo de tesis, en primer lugar, a Dios, por permitirme llegar hasta este punto de mi vida académica, por brindarme salud, fortaleza y claridad en los momentos más difíciles y mayor incertidumbre.

Con profundo amor a mi madre, quien siempre me apoyo en cada etapa de mi vida, acompañándome con paciencia y sacrificio, aun en medio de las circunstancias mas adversas, y siendo siempre mi mayor motivación para seguir adelante.

A mis abuelos, por brindarme todo su apoyo a lo largo de mi vida, por sus consejos, por su cariño incondicional y, sobre todo, por enseñarme, con su ejemplo diario, los valores y principios que hoy guían mi camino personal y profesional.

A mis tíos que siempre estuvieron presentes, animándome, tendiéndome la mano cuando fue necesario y convirtiéndose en un ejemplo de esfuerzo y superación que me inspira a seguir progresando.

A mis familiares, enamorada y amigos que, con sus palabras de aliento, me impulsaron a culminar este objetivo tan importante. A cada uno de ellos, gracias por creer en mí y ser parte fundamental de este logro

Galy Sergio Mirano Mamani

Dedico este trabajo de tesis, en primer lugar, a Dios, por brindarme la fortaleza, la salud y la perseverancia necesarias para culminar esta importante etapa de mi vida.

Con todo mi amor y gratitud, dedico esta tesis a mis padres y a mi otra mamita, quienes con su cariño, esfuerzo y apoyo incondicional me enseñaron a nunca rendirme y a luchar por mis sueños. Gracias por creer en mí incluso en los momentos más difíciles y por ser el pilar fundamental de mi vida.

A mi hermana mayor, por ser mi ejemplo de fortaleza, perseverancia y dedicación. Gracias por acompañarme en este camino, por tus consejos, tu apoyo constante y por motivarme a seguir adelante cuando más lo necesitaba.

A mis familiares, enamorada y amigos, por su amor, comprensión y apoyo constante durante esta etapa tan importante. Gracias por estar a mi lado en los momentos de alegría y dificultad, quienes estuvieron presentes durante esta etapa, brindándome su confianza, palabras de aliento y ayuda. Cada gesto de apoyo fue una motivación para continuar y alcanzar esta meta.

Este logro no es solo mío, sino también de todas las personas que me acompañaron, guiaron y creyeron en mí. Con profundo cariño, respeto y eterna gratitud, les dedico este trabajo.

Hendrick Rodolfo Delgado Ochoa

AGRADECIMIENTO

Expresamos nuestro más sincero agradecimiento a la Universidad Nacional de San Antonio Abad del Cusco y la facultad de Ingeniería Mecánica de manera especial, expresamos nuestra profunda gratitud a nuestros docentes, quienes con su dedicación, experiencia y compromiso con la enseñanza compartieron sus conocimientos y contribuyeron significativamente a nuestra formación académica y profesional agradecemos también al personal administrativo, que contribuyeron a nuestra formación durante esta importante etapa de nuestras vidas. Sus enseñanzas fueron fundamentales para el desarrollo de las competencias que hicieron posible la realización de este trabajo de investigación.

Asimismo, extendemos nuestro agradecimiento a nuestro asesor de tesis Ing. Roosbel Dennis Mamani Castillo, por su orientación, apoyo constante, observaciones y valiosas recomendaciones durante cada etapa del desarrollo de esta investigación. Su guía académica fue esencial para culminar satisfactoriamente el presente trabajo.

También expresamos nuestro reconocimiento y gratitud a nuestros familiares y amigos que nos brindaron su apoyo incondicional, motivación y confianza durante todo el proceso de elaboración de la tesis. De manera especial, agradecemos a aquellos amigos que colaboraron directamente en el desarrollo del banco de pruebas, aportando su tiempo, esfuerzo y conocimientos técnicos, contribuyendo significativamente a la materialización de este proyecto.

Finalmente, agradecemos a todas las personas que, de forma directa o indirecta, hicieron posible la realización de esta tesis. Su apoyo, colaboración y confianza fueron fundamentales para alcanzar esta importante meta académica y profesional.

*Hendrick Rodolfo Delgado Ochoa
Galy Sergio Mirano Mamani*

RESUMEN

La presente tesis desarrolla el diseño y construcción de un módulo de pruebas para evaluar la hermeticidad de cilindros oleo hidráulicos hasta una capacidad de 3800 psi, orientado a cubrir la carencia de infraestructura de ensayo especializado en la ciudad del Cusco.

Partiendo de un diagnóstico del problema, se plantea la necesidad de un equipo que permita verificar las fugas, asegurar la confiabilidad de los actuadores hidráulicos y mejorar la seguridad y eficiencia de la maquinaria industrial local.

Se establece un marco teórico exhaustivo oleo hidráulica, fluidos, componentes y normativas aplicables, que sirve de base para el dimensionamiento hidráulico y mecánico del sistema.

El proceso de diseño sigue de manera sistemática el criterio de diseño de la norma VDI 2221, desde la definición de exigencias y análisis de soluciones conceptuales hasta la selección del proyecto definitivo, integrando criterios técnicos y económico – financieros.

Posteriormente se realiza el cálculo detallado del dimensionamiento del sistema hidráulico (bomba, motor, tanque, mangueras, válvulas y pérdidas de carga), el diseño estructural y del tanque, según normas de resistencia y soldadura, la simulación de comportamiento mediante software.

Se generan los planos para la construcción del módulo de pruebas y finalmente la evaluación económica del módulo, demostrando su viabilidad técnica y su potencial servicio en la región.

Palabras clave:

Módulo, Hermeticidad, Fugas, Confiabilidad, Dimensionamiento.

ABSTRACT

This thesis presents the design and construction of a test module for evaluating the hermeticity of hydraulic cylinders up to a capacity of 3,800 psi, aimed at covering the lack of specialized testing infrastructure in the city of Cusco. Beginning with a diagnosis of the problem, the need is identified for equipment capable of verifying leaks, ensuring the reliability of hydraulic actuators, and improving the safety and efficiency of local industrial machinery. An exhaustive theoretical framework is established, covering hydraulics, fluids, components, and applicable standards, which serves as the basis for the hydraulic and mechanical sizing of the system. The design process follows the VDI 2221 methodology in a systematic way, from the definition of requirements and analysis of conceptual solutions to the selection of the final project, integrating technical and economic-financial criteria. Subsequently, a detailed calculation of the hydraulic system sizing (pump, motor, tank, hoses, valves, and pressure losses) is carried out, along with the structural and tank design according to strength and welding standards, and the simulation of the system behavior using specialized software. Finally, the construction drawings of the test module are generated and an economic evaluation is performed, demonstrating its technical viability and its potential service in the region.

Keywords:

Module, Hermeticity, Leaks, Reliability, Sizing

INTRODUCCION

La presente tesis tiene como finalidad diseñar un módulo de pruebas para evaluar la hermeticidad de cilindros oleohidráulicos hasta una capacidad de 3800 psi, destinado a cubrir la ausencia de equipos especializados de ensayo en la región del Cusco.

En la actualidad gran parte de la maquinaria que opera con actuadores hidráulicos se repara o mantiene sin contar con un banco de pruebas que permita verificar, bajo condiciones controladas de presión.

La ausencia de fugas internas y externas en los cilindros, lo que incrementa el riesgo de fallas prematuras, pérdidas económicas y problemas de seguridad para los operarios, frente a esta problemática se plantea como objetivo general desarrollar un módulo de pruebas técnicamente sólido.

Estructuralmente seguro y económicamente viable, capaz de someter a los cilindros oleohidráulicos a ensayos de presión y de hermeticidad, utilizando principios de la oleohidráulica y normas vigentes aplicables a sistemas hidráulicos, la estructura del trabajo se organiza en capítulos que responden a esta lógica de desarrollo.

El capítulo 1: Presenta el planteamiento del problema, los objetivos, la justificación y la metodología de la investigación.

El capítulo 2: Reúne los antecedentes y el marco teórico de la oleohidráulica y de los bancos de prueba.

El capítulo 3: Se describe la aplicación del criterio de diseño de la norma VDI 2221 el diseño del módulo de pruebas. Se describen sus fases: comprensión de la solicitud, concepción y elaboración del proyecto mediante la normativa VDI 2225

El capítulo 4: Aborda el dimensionamiento del sistema hidráulico del módulo. A partir de los datos de entrada y de las propiedades del aceite hidráulico, se determina el caudal

requerido y se selecciona la bomba, el motor y acoplamiento, se dimensiona el tanque, se definen diámetros y tipos de mangueras según criterios de velocidad y el número de Reynolds, se eligen válvulas y racores, se cuantifican las pérdidas de carga para validar el funcionamiento a 3800 psi.

El capítulo 5: Trata del diseño mecánico del tanque y de la estructura, se aplican normas de diseño estructural para calcular la presión hidrostática, el espesor de las placas del tanque, las soldaduras y la resistencia de la estructura, completando con simulaciones de esfuerzos, deformaciones, factores de seguridad, tanto del tanque como del bastidor.

El capítulo 6: Presenta la simulación del módulo de prueba, principalmente mediante fluidSIM para el cilindro oleohidráulico.

El capítulo 7: Se desarrolla construcción y montaje del módulo, desde la construcción del tanque hasta la instalación de todo el sistema hidráulico.

El capítulo 8: Se realiza la evaluación económica del proyecto, se detallan las cantidades de insumos, costos directos e indirectos, se elabora el presupuesto total del módulo y se calculan indicadores financieros (flujo de caja, VAN, TIR y periodo de recuperación) con el fin de determinar la rentabilidad del proyecto.

ÍNDICE

CAPITULO 1.	ASPECTOS GENERALES	15
1.1.	Tema de investigación.....	15
1.2.	Planteamiento del problema.....	15
1.2.1.	Ámbito Geográfico.....	16
1.3.	Formulación del problema	17
1.3.1.	Problema general.....	17
1.3.2.	Problemas específicos	17
1.4.	Objetivos de la investigación.....	18
1.4.1.	Objetivo general	18
1.4.2.	Objetivos específicos.....	18
1.5.	Justificación e importancia	19
1.5.1.	Justificación.....	19
1.5.2.	Importancia.....	20
1.6.	Hipótesis	20
1.6.1.	Hipótesis general	20
1.7.	Alcances y limitaciones	20
1.7.1.	Alcances	20
1.7.2.	Limitaciones	21
1.8.	Variables de diseño	21
1.8.1.	Variable independiente de diseño.....	22
1.8.2.	Variable dependiente de diseño	22
1.9.	Metodología de estudio.....	23
1.9.1.	Tipo de investigación	23
1.9.2.	Enfoque de la investigación	23
1.9.3.	Nivel de investigación.....	24
1.9.4.	Diseño de la investigación.....	24
1.9.5.	Unidad metodológica de la investigación	26
1.9.6.	Población y Muestra.....	26
1.9.7.	Procesamiento y análisis de prueba de hermeticidad	26
CAPITULO 2.	REFERENCIAS TEÓRICAS	28

2.1.	Antecedentes de la investigación	28
2.1.1.	Antecedentes nacionales	28
2.1.2.	Antecedentes internacionales	29
2.2.	Fundamento de la oleohidráulica	32
2.2.1.	Ventajas:	32
2.2.2.	Desventajas.....	33
2.3.	Aplicaciones generales de la oleohidráulica	33
2.3.1.	Maquinaria Pesada y Equipos de Construcción	34
2.3.2.	Automotriz	34
2.3.3.	Industrias de Fabricación y Procesamiento	34
2.3.4.	Sistemas de Elevación y Transporte.....	34
2.3.5.	Equipos de Agricultura y Maquinaria Agrícola.....	34
2.4.	Clasificación según el Nivel de Presión.....	34
2.5.	Dependiendo de la magnitud de la presión utilizada en el sistema.....	35
2.5.1.	Baja Presión (Hasta 10 bar).....	35
2.5.2.	Presión Media (10 bar a 100 bar).....	35
2.5.3.	Alta Presión (100 bar a 700 bar)	35
2.6.	Clasificación según la Función del Sistema.....	35
2.6.1.	Presión estática.....	35
2.6.2.	Presión dinámica	36
2.7.	Clasificación según las Condiciones Operativas	36
2.7.1.	Presión de Trabajo (Presión Nominal)	36
2.7.2.	Presión de Pico (o Presión Máxima).....	36
2.8.	Clasificación según el Tipo de Control de la Presión	36
2.8.1.	Presión constante.....	36
2.8.2.	Presión variable	36
2.9.	Clasificación según la Dirección de la Presión.....	37
2.9.1.	Presión unidireccional	37
2.9.2.	Presión bidireccional	37
2.10.	Principios de la oleohidráulica.....	37
2.10.1.	Principios hidrostáticos	37

2.10.2.	Principio hidrodinámico	40
2.10.2.1.	Flujo laminar y turbulento	40
2.10.2.2.	Número de Reynolds	41
2.10.2.3.	Caída de presión	42
2.10.2.4.	Velocidad del fluido en un sistema oleohidráulico	44
2.10.2.5.	Velocidad crítica de un fluido	46
2.11.	Fluido hidráulico	47
2.12.	Accesorios	47
2.12.1.	Racores	47
2.12.1.1.	Tipos de Racores	48
2.12.2.	Mangueras hidráulicas	48
2.12.2.1.	Clasificación de Mangueras hidráulicas:	48
2.12.2.2.	Factor de seguridad en mangueras hidráulicas flexibles	50
2.13.	Componentes de un banco de prueba	51
2.13.1.	Sistemas de generación de potencia hidráulica	52
2.13.1.1.	Depósito de aceite	52
2.13.1.2.	Bomba hidráulica	55
2.13.1.2.1.	Clasificación de las bombas hidráulicas	55
2.13.1.2.2.	Bomba de engranajes externos	56
2.13.1.2.3.	Bomba de engranajes internos	56
2.13.1.2.4.	Bomba de pistones axiales	57
2.13.1.2.5.	bomba de pistón radial	58
2.13.1.3.	Motor eléctrico	59
2.13.2.	Sistemas de control hidráulico	60
2.13.2.1.	válvula reguladora de caudal	60
2.13.2.2.	Válvula reguladora de presión	61
2.13.2.3.	válvulas de control direccional	61
2.13.2.4.	válvula antirretorno	62
2.13.3.	Tipos de Control del sistema	63
2.13.4.	Elementos Actuadores	64
2.13.4.1.	<i>Cilindros hidráulicos.</i>	64

2.13.4.1.1.	Normativas Relacionadas	64
2.13.4.2.	Tipos de Cilindros Hidráulicos	64
2.13.4.2.1.	Cilindros de Simple Efecto:	64
2.13.4.2.2.	Cilindros de Doble Efecto:	65
2.13.4.3.	Estanqueidad en cilindros hidráulicos	66
2.13.5.	Otros elementos del sistema	66
2.13.5.1.	Manómetro	66
CAPITULO 3.	DISEÑO CONCEPTUAL	67
3.1.	Introducción	67
3.1.1.	Justificación del criterio de diseño de la Norma VDI 2221	67
3.2.	Estructura del proceso de diseño según VDI 2221	67
3.3.	Fase I: Comprensión de la solicitud	68
3.3.1.	Identificación del Problema	68
3.3.2.	Revisión de sistemas existentes	68
3.3.3.	Normativas aplicables	68
3.3.4.	Análisis de la situación del problema	69
3.3.5.	Comprobación de posibilidades de realización (Feasibility)	69
3.3.6.	Lista de exigencias	70
3.3.7.	Plan de trabajo	72
3.4.	Fase II: concepción de solución	72
3.4.1.	Estructura de funciones	72
3.4.2.	Caja negra (black box)	72
3.4.3.	Función total y funciones parciales	73
3.4.4.	Diagrama de estructura de funciones	75
3.4.4.1.	Optimización de la estructura de funciones	76
3.4.5.	Determinación del concepto de solución	77
3.4.5.1.	Matriz morfológica (método de Zwicky)	77
3.4.5.2.	Combinación de portadores de funciones	79
3.5.	Fase III - Elaboración del proyecto	80
3.5.1.	Evaluación técnico – económica de los proyectos preliminares	85
3.5.1.1.	Evaluacion tecnica	86

3.5.2.	Evaluación económica:	87
3.5.3.	Diagrama de evaluación según VDI 2225.....	88
3.5.4.	Definición del proyecto definitivo	89
CAPITULO 4.	DISEÑO DEL SISTEMA HIDRÁULICO	90
4.1.	Generalidades para el diseño del sistema hidráulico	90
4.2.	Parámetros de diseño	90
4.2.1.	Datos de entrada del sistema	90
4.3.	Propiedades del fluido hidráulico	91
4.3.1.	Aceite Móvil SAE-10W	91
4.4.	Cálculos preliminares del cilindro de prueba.....	91
	Área del pistón (A_p):	91
4.5.	Calculo y selección de la bomba hidráulica.....	92
4.5.1.	Determinación del caudal requerido	92
4.5.2.	Cálculo del desplazamiento volumétrico	92
4.5.3.	Selección del tipo de bomba.....	93
4.5.4.	Especificaciones de la bomba seleccionada	93
4.6.	Cálculo, dimensionamiento y selección del motor eléctrico	94
4.6.1.	Potencia hidráulica requerida o potencia de la bomba	94
4.6.2.	Potencia del motor eléctrico	94
4.6.3.	Especificaciones del Motor seleccionado	95
4.7.	Calculo, dimensionamiento y selección del acoplamiento	96
4.7.1.	Verificación del par motor.....	96
4.7.2.	Dimensionamiento del acople	97
4.7.3.	Acoplamiento seleccionado.....	97
4.8.	Calculo y dimensionamiento del tanque hidráulico.....	98
4.8.1.	Criterios de dimensionamiento.....	98
4.8.2.	Cálculo del Volumen del tanque según criterios de diseño (V_t):	98
4.8.3.	Especificaciones del Tanque seleccionado.....	99
4.9.	Calculo, dimensionamiento y selección de mangueras hidráulicas	99
4.9.1.	Criterios fundamentales para la selección.....	100
4.10.	Calculo detallado de diámetros de mangueras:.....	101

4.10.1.	Cálculos para la línea de presión.....	101
4.10.2.	Cálculos para la línea de retorno	102
4.10.3.	Calculo para línea de succión.....	102
4.11.	Especificaciones de mangueras hidráulicas	102
4.11.1.	Estructura básica según normas SAE/DIN.....	102
4.11.2.	Clasificación por presión y construcción	103
4.12.	Análisis detallado del tipo de flujo en todo el sistema.....	103
4.12.1.	Criterio de Reynolds.....	103
4.12.2.	Criterios de clasificación.....	104
4.12.3.	Puntos de análisis del sistema	104
4.13.	Especificaciones detalladas de mangueras seleccionadas.....	105
4.13.1.	Manguera de presión SAE 100R12 / DIN EN856 4SP	105
4.13.2.	Manguera de retorno SAE 100R2AT / DIN EN857 2SC	105
4.14.	Cantidades y longitudes requeridas de mangueras hidraulicas.....	105
4.15.	Calculo, dimensionamiento y selección de válvulas.....	106
4.15.1.	Dimensionamiento detallado de válvulas hidráulicas	106
4.15.2.	Válvula direccional	107
4.15.2.1.	Dimensionamiento del orificio.....	107
4.15.3.	Especificaciones de la válvula direccional seleccionada	108
4.16.	Dimensionamiento de racores y conexiones.....	109
4.17.	Cálculo de pérdidas en cada punto de conexión	110
4.17.1.	Pérdidas locales en componentes	110
4.17.2.	Pérdidas por fricción en mangueras hidráulicas.....	112
4.17.3.	Resumen de pérdidas totales	113
4.17.4.	Validacion final del sistema.....	113
4.17.4.1.	FACTOR DE SEGURIDAD DEL SISTEMA.....	114
CAPITULO 5.	DISEÑO MECÁNICO.....	117
5.1.	Introducción	117
5.2.	Normas y estándares que se aplicaran para el cálculo estructural	117
5.3.	Análisis del tanque hidráulico.....	118
5.3.1.	Análisis de la presión hidrostática dentro del tanque hidráulico.....	118

5.3.2.	Presión en el fondo del tanque	119
5.3.3.	Cálculo del espesor de pared del tanque	119
5.3.4.	Análisis de soldadura	121
5.3.5.	Simulación del tanque hidráulico	124
5.4.	Análisis estructural de la estructura del módulo de pruebas	127
5.4.1.	Aceite hidraulico Mobil SAE-10W:.....	127
5.4.2.	Tanque hidraulico	127
5.4.3.	Motor eléctrico:	128
5.4.4.	Campana de acople:	128
5.4.5.	Resumen de cargas que debe soportar la estructura	128
5.4.6.	Simulación estructural del módulo.....	129
5.4.7.	Análisis de soldadura de la viga A-B	133
5.4.7.1.	Simulación de soldadura viga A-B:	137
CAPITULO 6.	SIMULACIÓN COMPUTACIONAL	140
6.1.	Introducción	140
6.2.	Configuración del modelo de simulación	140
6.2.1.	Entorno de trabajo en fluidSIM.....	140
6.2.2.	Datos de entrada del sistema	141
6.2.3.	Cálculos previos realizados.....	142
6.3.	Desarrollo de la simulación	142
6.3.1.	Estado inicial	142
6.3.2.	Fase de avance.....	143
6.3.3.	Fase de avance y velocidad prácticamente constante.....	145
6.3.4.	Fase de desplazamiento total del vástago y prueba de hermeticidad	147
6.3.5.	Fase de retroceso del cilindro.....	149
CAPITULO 7.	ESPECIFICACIONES TÉCNICAS DEL MÓDULO DE PRUEBA.....	152
7.1.	Desarrollo constructivo	152
7.2.	Especificaciones técnicas materiales	153
7.3.	Especificaciones técnicas de equipos.....	154
7.4.	Especificaciones técnicas de construcción.....	155
7.4.1.	Tanque hidráulico	156

7.4.1.1.	Panel fotográfico de la fabricación del tanque hidráulico.....	158
7.4.2.	Estructura del módulo de prueba.....	159
7.4.2.1.	Panel fotográfico del proceso de construcción de la estructura	
	160	
7.4.3.	Generación de energía hidráulica.....	160
7.4.3.1.	Panel fotográfico de la instalación del sistema	162
7.4.4.	Control de presión y dirección de fluido hidráulico del módulo.....	163
7.4.4.1.	Panel fotográfico del montaje de Control de presión y dirección	
	de fluido hidráulico del módulo.....	164
CAPITULO 8.	ANALISIS ECONOMICO	165
8.1.	Introduccion	165
8.2.	Costos directos	165
8.3.	Costos indirectos	167
8.4.	Presupuesto del proyecto	168
8.5.	Análisis de presión unitarios	170
8.6.	Flujo de caja.....	174
8.6.1.1.	Estructura para flujo de caja.....	174
8.6.2.	Análisis de rentabilidad.....	174
8.6.2.1.	Valor actual neto (VAN).....	175
8.6.2.2.	Tasa interna de rentabilidad (TIR)	175
8.6.2.3.	Plazo de recuperación de la inversión	176
8.7.	Análisis económico del banco de pruebas oleohidráulico	177
8.7.1.	Ingresos operativos.....	177
8.7.2.	Costos y gastos operativos	178
8.7.3.	Flujo de caja	179
8.8.	Indicadores de rentabilidad	179
8.8.1.	Valor actual neto (VAN).....	179
8.8.2.	Tasa interna de rentabilidad (TIR)	180
8.8.3.	Plazo de recuperación de la inversión o PAY-BACK (PR)	181
CONCLUSIONES		182
RECOMENDACIONES.....		185

BIBLIOGRAFÍA	187
ANEXOS.....	191
PLANOS.....	226

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1 Dirección: APV Versailles Manzana A, Lot 6 (13°32'37.3"S 71°53'56.7"W).....	17
Figura 2 Diagrama de procesamiento de datos	25
Figura 3 Principio de pascal.....	38
Figura 4 Equilibrio hidráulico.....	39
Figura 5 Tipos de flujo.....	42
Figura 6 valores de K coeficiente de perdida	44
Figura 7 Circuito oleohidráulico	45
Figura 8 Velocidad de fluido en diferentes tramos del sistema	46
Figura 9 Conectores hidráulicos y Adaptadores hidráulicos	48
Figura 10 Manguera hidráulica flexible.....	50
Figura 11 Factor de seguridad en mangueras hidráulicas	50
Figura 12 Tabla de selección del diámetro interior de una tubería	51
Figura 13 Circuito hidráulico básico	52
Figura 14 Deposito de aceite hidraulico	53
Figura 15 Filtro hidraulico de succion.....	54
Figura 16 Filtro hidraulico de retorno.....	55
Figura 17 Bomba de engranajes externos	56
Figura 18 Bomba de engranajes internos.....	57
Figura 19 Bomba de pistones de plano inclinado	58
Figura 20 Bombas de pistones radiales.....	59
Figura 21 Motor eléctrico	59
Figura 22 Símbolo de una válvula reguladora de caudal.....	60

Figura 23 Símbolo de una válvula reguladora de presión	61
Figura 24 Símbolo de una válvula de control direccional	62
Figura 25 símbolo de una válvula antirretorno	63
Figura 26 Cilindro hidráulico y sus componentes	64
Figura 27 Cilindro hidraulico de simple efecto	65
Figura 28 Cilindro hidraulico de doble efecto	65
Figura 29 Cilindro hidráulico	66
Figura 30 Lista de exigencias	71
Figura 31 Obtención de la caja negra	73
Figura 32 Obtención de la estructura de funciones.....	76
Figura 33 Matriz morfológica.....	78
Figura 34 Concepto de solución 1	80
Figura 35 Concepto de solución 2	81
Figura 36 Concepto de solución 3	83
Figura 37 Concepto de solución 4	84
Figura 38 Rango de valores técnico económico	85
Figura 39 Evaluación técnica del proyecto.....	86
Figura 40 Evaluación económica del proyecto.....	87
Figura 41 Diagrama de evaluación según VDI 2225.....	88
Figura 42 Cilindro hidráulico a prueba.....	91
Figura 43 Bomba de pistones de la serie PV	94
Figura 44 Motor eléctrico	96
Figura 45 Acoplamiento JAW.....	97

Figura 46 Depósito de aceite	99
Figura 47 Válvula de control direccional monobloque.....	109
Figura 48 Resultados obtenidos.....	116
Figura 49 Propiedades mecánicas.....	118
Figura 50 Factores para placas rectangulares empotradas.....	119
Figura 51 Placa analizada	122
Figura 52 Propiedades del cordón de soldadura	122
Figura 53 Esfuerzo permisible del código AISC para metal de aporte.....	124
Figura 54 Propiedades mínimas del metal de aporte	124
Figura 55 Simulación del tanque hidráulico	125
Figura 56 Simulación del tanque hidráulico	126
Figura 57 Análisis de soldadura.....	126
Figura 58 Ficha técnica Mobil SAE-10W	127
Figura 59 Cargas que soporta la estructura.....	129
Figura 60 Diagrama de cuerpo libre de la estructura.....	130
Figura 61 Geometría de la estructura.....	131
Figura 62 Diagrama de desplazamiento de la estructura del módulo	132
Figura 63 Diagrama de esfuerzos de la estructura.....	132
Figura 64 Diagrama de factor de seguridad de la estructura del módulo	133
Figura 65 Esquema de la soldadura tipo filete aplicada al perfil angular.....	134
Figura 66 Propiedades del tipo de geometría de la viga A-B	134
Figura 67 Esfuerzo cortante directo	136
Figura 68 Esfuerzo cortante por flexión	136

Figura 69 Esfuerzo permisible del código AISC para metal de aporte.....	137
Figura 70 propiedades mínimas del metal de aporte	137
Figura 71 Análisis del cordón de soldadura en el perfil angular	138
Figura 72 Diagrama de desplazamiento del perfil angular viga A-B	138
Figura 73 Diagrama de esfuerzos de la viga A-B	139
Figura 74 Diagrama de factor de seguridad viga A-B.....	139
Figura 75 Diagrama del módulo de prueba	141
Figura 76 Estado inicial del sistema	143
Figura 77 Diagrama de avance del sistema.....	144
Figura 78 Diagrama de fase del sistema hidráulico	145
Figura 79 Diagrama de avance del sistema – velocidad constante.....	146
Figura 80 Diagrama de fase del sistema hidráulico – fase de avance.....	147
Figura 81 Diagrama de desplazamiento total del vástago y prueba de hermeticidad.....	148
Figura 82 Diagrama de fase del sistema – fase final y prueba de hermeticidad.....	149
Figura 83 Diagrama de retroceso del vástago.....	150
Figura 84 Diagrama de fase del sistema – fase de retroceso del vástago	151
Figura 85 Acero estructural.....	153
Figura 86 Componentes del módulo de pruebas.....	154
Figura 87 Componentes del módulo de pruebas.....	155
Figura 88 componentes principales del módulo de prueba.....	156
Figura 89 Fabricación del tanque hidráulico	158
Figura 90 Construcción de la estructura del módulo	160
Figura 91 Montaje del sistema de generación de energía hidráulica	162

Figura 92 Montaje de componentes de control de presión y dirección del fluido hidráulico.... 164

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1 Velocidad critica de fluido según su presión	47
Tabla 2 Plan de trabajo estructurado según VDI 2221	72
Tabla 3 Resultado del rango de valor técnico y7 económico	88
Tabla 4 Propiedades aceite hidráulico Móbil SAE-10W	91
Tabla 5 Especificaciones técnicas de la bomba hidráulica.....	93
Tabla 6 Especificaciones técnicas del motor eléctrico	96
Tabla 7 Especificaciones técnicas del acople.....	97
Tabla 8 Depósito de aceite	99
Tabla 9 Parámetros base del sistema.....	100
Tabla 10 Velocidad por tipo de línea.....	100
Tabla 11 Clasificación de mangueras hidráulicas	103
Tabla 12 Obtención del número de Reynolds en cada punto del sistema	104
Tabla 13 Mangueras hidráulicas requeridas	105
Tabla 14 Coeficiente de descarga por tipo de válvula.....	107
Tabla 15 Válvula de control direccional monobloque	108
Tabla 16 Racores: conectores y adaptadores.....	109
Tabla 17 Coeficiente por componente.....	110
Tabla 18 Pérdidas locales en cada componente	111
Tabla 19 Pérdidas por fricción en mangueras hidráulicas.....	112
Tabla 20 Normas aplicables	117
Tabla 21 Cargas principales	128
Tabla 22 Datos de entrada	141

Tabla 23 Cálculos previos obtenidos.....	142
Tabla 24 Lista de insumos.....	166
Tabla 25 Costos indirectos o gastos generales	167
Tabla 26 Hoja de presupuesto del proyecto	169
Tabla 27 Análisis de precios unitarios de las partidas del proyecto	170
Tabla 28 Precios referenciales de prueba hermeticidad	177
Tabla 29 Periodo de trabajo del módulo de prueba de acuerdo al anexo 20 encuestas realizadas	177
Tabla 30 Ingresos en un año de operación del módulo	178
Tabla 31 Costos de inversión y operativos del módulo de prueba	178
Tabla 32 Costos de inversión y operativos del módulo de prueba	179
Tabla 33 Flujo de caja neto y acumulado	181

LISTA DE SÍMBOLOS

DISEÑO DEL SISTEMA HIDRÁULICO

P :	presión
F :	Fuerza
A_p :	Área del pistón
D_p :	Diámetro del pistón
A_v :	Área del vástago
A_{ef} :	Área anular del vástago o Área efectiva del lado del vástago
V_p :	Volumen máximo en la cámara del pistón
V_v :	Volumen máximo en la cámara del vástago
L :	Carrera del vástago
Q_t :	Caudal teórico
t :	Tiempo de prueba
Q_{bomba} :	Caudal de la bomba considerando factor de servicio
V_c :	Cilindrada de la bomba
η_v :	Eficiencia volumétrica
n :	Velocidad nominal RPM
$P_{hidraulica}$:	Potencia hidráulica
P_m :	Potencia mecánica requerida
P_{motor} :	Potencia del motor considerando factor de servicio
η_t :	Rendimiento total de la bomba
T_n :	Torque requerido en el eje de la bomba
T_s :	Torque requerido considerando factor de servicio
V_{exp} :	Volumen de expansión térmica
V_s :	Volumen del sistema
β_T :	Coeficiente de expansión volumétrica del fluido
ΔT :	Variación de temperatura
V_t :	Volumen total del tanque
$A_{manguera}$:	Área de la manguera hidráulica

v :	Velocidad del fluido
d_{manguera} :	Diámetro interno de la manguera hidráulica
Re :	Número de Reynolds
ρ :	Densidad del fluido
μ :	Viscosidad dinámica
ν :	Viscosidad cinemática
C_d :	Coefficiente de descarga
A_{asiento} :	Área del asiento de válvula
Δp :	Caída de presión
K :	Coefficiente de pérdida local
f :	Factor de fricción
L_{manguera} :	Longitud de manguera hidráulica

DISEÑO MECÁNICO

$P_{\text{hidrostatica}}$:	Presión hidrostática
g :	Aceleración de la gravedad
ρ :	Densidad del fluido
H :	Profundidad medida desde la superficie del fluido
P_{atm} :	Presión atmosférica
$P_{\text{fondo del tanque}}$:	Presión en el fondo del del tanque
β :	Coefficiente de Timoshenko
a :	Área de la placa
M_{borde} :	Momento en el borde largo
M_{centro} :	Momento en el centro
$\sigma_{\text{admisible}}$:	Esfuerzo admisible
σ_{fluencia} :	Esfuerzo de fluencia
e :	Espesor requerido de la plancha
σ_x :	Esfuerzo normal al borde
σ_y :	Esfuerzo paralelo al borde
σ_{VM} :	Esfuerzo de Von Mises
FS :	Factor de seguridad

L_w :	Longitud efectiva del cordón
N_x :	Distancia horizontal a su centro geométrico
N_y :	Distancia vertical a su centro geométrico
Z_{wx}, Z_{wy} :	Momento de inercia
W_{aceite} :	Peso del aceite hidráulico
W_{tanque} :	Peso del tanque hidráulico
W_{motor} :	Peso del motor eléctrico
$W_{campana}$:	Peso de la campana
V_{fluido} :	Volumen del fluido
h :	Garganta o espesor de soldadura
t' :	Esfuerzo cortante directo
t'' :	Esfuerzo axial
t''' :	Esfuerzo cortante por flexión
t :	Esfuerzo permisible de flexión
S_y :	Esfuerzo de fluencia del material

CAPITULO 1. ASPECTOS GENERALES

1.1. Tema de investigación

“Diseño y construcción de un módulo de pruebas para evaluar la hermeticidad de cilindros oleohidráulicos de maquinaria pesada hasta una capacidad de 3800 psi”

1.2. Planteamiento del problema

La ciudad del Cusco en su constante desarrollo industrial, demanda soluciones que aseguren la eficiencia y seguridad en la operación de maquinaria hidráulica fundamentalmente para diversas actividades productivas. En este contexto, los cilindros oleohidráulicos juegan un papel crucial al ser componentes esenciales en sistemas hidráulicos que operan a presiones de hasta 3800 ps.

La hermeticidad de estos cilindros es un aspecto critico que garantiza su rendimiento y seguridad. La hermeticidad se refiere a la capacidad de un cilindro oleohidráulico para contener fluido hidráulico sin fugas bajo altas presiones, lo cual es esencial para un funcionamiento eficaz y seguro de la maquinaria, a pesar de su relevancia, en la ciudad del Cusco no se dispone de un banco de pruebas especializado y debidamente calibrado para evaluar la hermeticidad de estos cilindros hasta los 3800 psi requeridos.

Esta carencia de infraestructura especializada genera un problema significativo, ya que impide la evaluación precisa de la hermeticidad de los cilindros oleohidráulicos utilizados en diversas aplicaciones industriales locales. La falta de evaluación adecuada puede conllevar a fallas operativas, reducción de la vida útil de los cilindros y en casos extremos accidentes laborales que afectan tanto a los trabajadores como al entorno industrial.

Por lo tanto, es fundamental abordar este problema diseñando y desarrollando un banco de pruebas especializado que permita evaluar la hermeticidad de los cilindros oleohidráulicos

hasta una capacidad de 3800 psi en la ciudad del Cusco. Este banco de pruebas proporcionara una solución crucial al permitir pruebas rigurosas y precisas que garantice la hermeticidad de los cilindros hidráulicos utilizados en aplicaciones industriales, asegurando así la eficiencia y seguridad en las operaciones locales.

Para abordar este desafío de manera efectiva se requerirá la colaboración interdisciplinaria en ingeniería mecánica, hidráulica, eléctrica y de control, así como la colaboración de normativas y estándares de seguridad aplicables.

El diseño y desarrollo de la tesis de este banco de pruebas de hermeticidad para cilindros oleohidraulicos son fundamentales para mejorar la calidad de estos componentes, reducir costos operativos y garantizar la seguridad en las aplicaciones que dependen de su funcionamiento adecuado de los equipos en los que se utilizan.

1.2.1. Ámbito Geográfico

La presente tesis, centrada en el diseño y desarrollo de un módulo de pruebas para medir la hermeticidad para cilindros oleohidráulicos, se desarrolló en la ciudad del Cusco, distrito de San Jerónimo, provincia y departamento de Cusco, Perú. Este trabajo busca proporcionar una solución de diseño y económica para la evaluación de la hermeticidad de cilindros, mediante la implementación de un módulo que permita realizar pruebas a una presión alta, seguros y conformes con normas técnicas aplicables.

Ubicación geográfica del Taller de Servicios Hidráulicos Fernando

Departamento: Cusco

Provincia: Cusco

Distrito: San Jerónimo

Figura 1

Dirección: APV Versailles Manzana A, Lot 6 (13°32'37.3"S 71°53'56.7"W)



Nota: (MAPS, s.f.)

1.3. Formulación del problema

1.3.1. Problema general

¿Cómo garantizar la reparación y mantenimiento de cilindros oleohidráulicos ya que en los talleres de maquina pesada no se realizan pruebas de hermeticidad?

1.3.2. Problemas específicos

- ¿De qué manera se puede desarrollar un criterio de diseño que asegure la selección adecuada de componentes y la configuración necesaria para un módulo de pruebas para evaluar la hermeticidad de manera controlada y segura?
- ¿Qué parámetros y datos específicos se deben tener en cuenta al realizar el cálculo hidráulico de un banco de pruebas para asegurar una evaluación precisa a diferentes capacidades de presión y el cumplimiento de las normas respectivas para los cilindros?

- ¿Cuáles son los factores críticos a considerar al realizar el cálculo de la estructura y el cálculo mecánico para garantizar un funcionamiento seguro, preciso y confiable durante las pruebas de hermeticidad, conforme a las normas y especificaciones técnicas?
- ¿De qué manera se puede simular el comportamiento del sistema hidráulico del módulo de pruebas?
- ¿Cómo determinar los costos de fabricación de un banco de pruebas?

1.4. Objetivos de la investigación

1.4.1. *Objetivo general*

Diseñar y construir un módulo de pruebas para evaluar la hermeticidad en cilindros oleohidráulicos con una capacidad de hasta 3800 psi.

1.4.2. *Objetivos específicos*

a) Desarrollar la metodología de diseño de un banco de pruebas que incluya la selección de componentes adecuados y la configuración del equipo necesario para generar y mantener una presión de 3800 psi de manera controlada y segura.

b) Realizar el diseño hidráulico del módulo de prueba para la evaluación precisa a diferentes capacidades de presión asegurando que los cilindros cumplan con los estándares requeridos con sus respectivas normas.

c) Realizar el diseño mecánico para garantizar el funcionamiento seguro, preciso y confiable durante las pruebas de hermeticidad de acuerdo a normas y especificaciones técnicas.

d) Modelar y desarrollar un modelo del comportamiento del sistema hidráulico mediante el software utilizando FluidSIM.

e) Desarrollar un análisis económico de la fabricación de un módulo de pruebas para cilindros hidráulicos.

1.5. Justificación e importancia

1.5.1. Justificación

Los cilindros oleohidráulicos son componentes críticos en aplicaciones industriales y de maquinaria pesada. La hermeticidad es esencial para su rendimiento eficiente y seguro. Un sistema de pruebas confiable garantiza que los cilindros cumplan con los estándares técnicos necesarios.

La falta de hermeticidad en cilindros oleohidráulicos puede resultar en fugas de fluido hidráulico lo que pone en riesgo la seguridad de los operadores y puede causar situaciones peligrosas en el lugar de trabajo. La implementación de este módulo de pruebas reduce estos riesgos.

Los cilindros oleohidráulicos defectuosos o que no son herméticos generan costos significativos de mantenimiento y reparación. Un módulo de pruebas efectivo permite identificar problemas antes de su instalación, reduciendo costos operativos a largo plazo.

En muchas industrias, existe la obligación de cumplir con la normativas y estándares de seguridad y calidad. Un módulo de pruebas ayuda a cumplir con estos requisitos y evitar posibles sanciones o problemas legales.

La capacidad de verificar la hermeticidad a 3800 psi (262 Bar) es especialmente importante en aplicaciones industriales que requiere altas presiones, como la minería, la construcción y la maquinaria pesada en general.

En la actualidad, la ciudad del Cusco no cuenta con un banco de pruebas adecuado para evaluar la hermeticidad de cilindros oleohidráulicos. Por esta razón, se ha decidido desarrollar un módulo de pruebas específico para realizar estas evaluaciones, garantizando así la calidad y seguridad de los cilindros utilizados en diversas aplicaciones industriales.

1.5.2. Importancia

El módulo de pruebas asegura que los cilindros oleohidráulicos cumplan con los requerimientos técnicos del equipo. Esto es esencial para garantizar que estos componentes funcionen de manera confiable y eficiente en aplicaciones críticas, como la maquinaria pesada y equipos industriales.

La importancia del análisis y diseño de un módulo de cilindros oleohidráulicos para medir la hermeticidad a 3800 psi radica en su impacto directo en la calidad, seguridad, eficiencia y rentabilidad en diversas aplicaciones industriales, así como en la protección del medio ambiente y la seguridad laboral.

1.6. Hipótesis

1.6.1. Hipótesis general

La implementación de un módulo de pruebas especializado en la ciudad del Cusco para evaluar la hermeticidad de los cilindros oleohidráulicos hasta una capacidad de 3800 psi contribuirá a mejorar la eficiencia operativa y la seguridad en la industria local.

1.7. Alcances y limitaciones

1.7.1. Alcances

El presente proyecto de tesis incluye el diseño y construcción del módulo de pruebas, incluyendo la selección de componentes, la configuración del equipo y la creación de un prototipo funcional.

Realizarán pruebas y calibraciones exhaustivas del módulo para asegurar su capacidad de generar y mantener la presión requerida de 3800 psi con precisión y seguridad.

Se desarrollará un sistema de detección de fugas altamente preciso que permitirá identificar incluso las fugas más pequeñas de fluido hidráulico.

Se establecerán procedimientos de prueba estandarizados que garanticen la consistencia de la hermeticidad de los cilindros oleohidráulicos.

Se establecerá un programa de mantenimiento preventivo y de calibración regular para garantizar el funcionamiento confiable del sistema a lo largo del tiempo.

Se asegurará que el sistema de pruebas cumpla con todas las normativas y estándares aplicables relacionados con la seguridad, medio ambiente y calidad.

1.7.2. Limitaciones

La hermeticidad se evaluará hasta una presión máxima de 3800 psi y no garantiza la precisión fuera de este rango.

El diseño se basará en estándares de seguridad aceptados, pero no se certificará para cumplir con todas las normativas específicas de seguridad de diferentes regiones.

Las pruebas se llevarán a cabo en condiciones ambientales controladas y los resultados pueden variar en condiciones ambientales extremas.

Las limitaciones presupuestarias y de recursos influirá ya que no se podrá realizar la elaboración física del banco de prueba si no solamente un módulo de pruebas y se analizara la presión y la hermeticidad, ya que no se contarán con instrumentos de medición homologados.

No se realizarán los cálculos específicos de selección de pernos, sistemas eléctricos ni electrónicos ya que nos centraremos en evaluar la hermeticidad.

1.8. Variables de diseño

Definición operacional

Se define operacionalmente el diseño, configuración y características técnicas específicas del banco de pruebas utilizado para evaluar la hermeticidad de cilindros oleohidráulicos hasta una capacidad de 3800 psi.

1.8.1. Variable independiente de diseño

- Presión de prueba.
- Temperatura.
- Tipo de fluidos y aceites hidráulicos.
- Dimensiones del cilindro de prueba cilindrada.
- Control de la presión y tasa de flujo.

Indicadores

- Presión aplicada P (psi, bar ó Pa N/m²)
- Temperatura T (°C)
- Viscosidad ν (Pa * seg , Kg/m * seg)
- Cilindrada Vc (cm³)
- Caudal Q (L/seg , m³/seg)

Escala

Se considerará escala numérica.

1.8.2. Variable dependiente de diseño

Hermeticidad de cilindros oleohidráulicos

Definición operacional

Se define operacionalmente la capacidad de un cilindro oleohidráulicos para mantener su integridad y evitar fugas de fluido bajo una presión de hasta 3800 psi durante las pruebas en el banco de prueba.

Dimensiones

- Diseño del Módulo de prueba.
- Resultado de las pruebas.
- Capacidad.
- Potencia.

Indicadores

- Dimensionamiento.
- Fugas de fluido.
- Integridad de los sellos.
- Potencia (Hp, Kw).
- Porcentaje de caída de presión durante el ensayo.

Escala

Se considerará la escala numérica en el S.I.

1.9. Metodología de estudio

1.9.1. Tipo de investigación

El tipo de investigación para el análisis y construcción del módulo pruebas de cilindros oleohidráulicos para medir la hermeticidad con una capacidad de 3800 psi, es de investigación aplicada.

1.9.2. Enfoque de la investigación

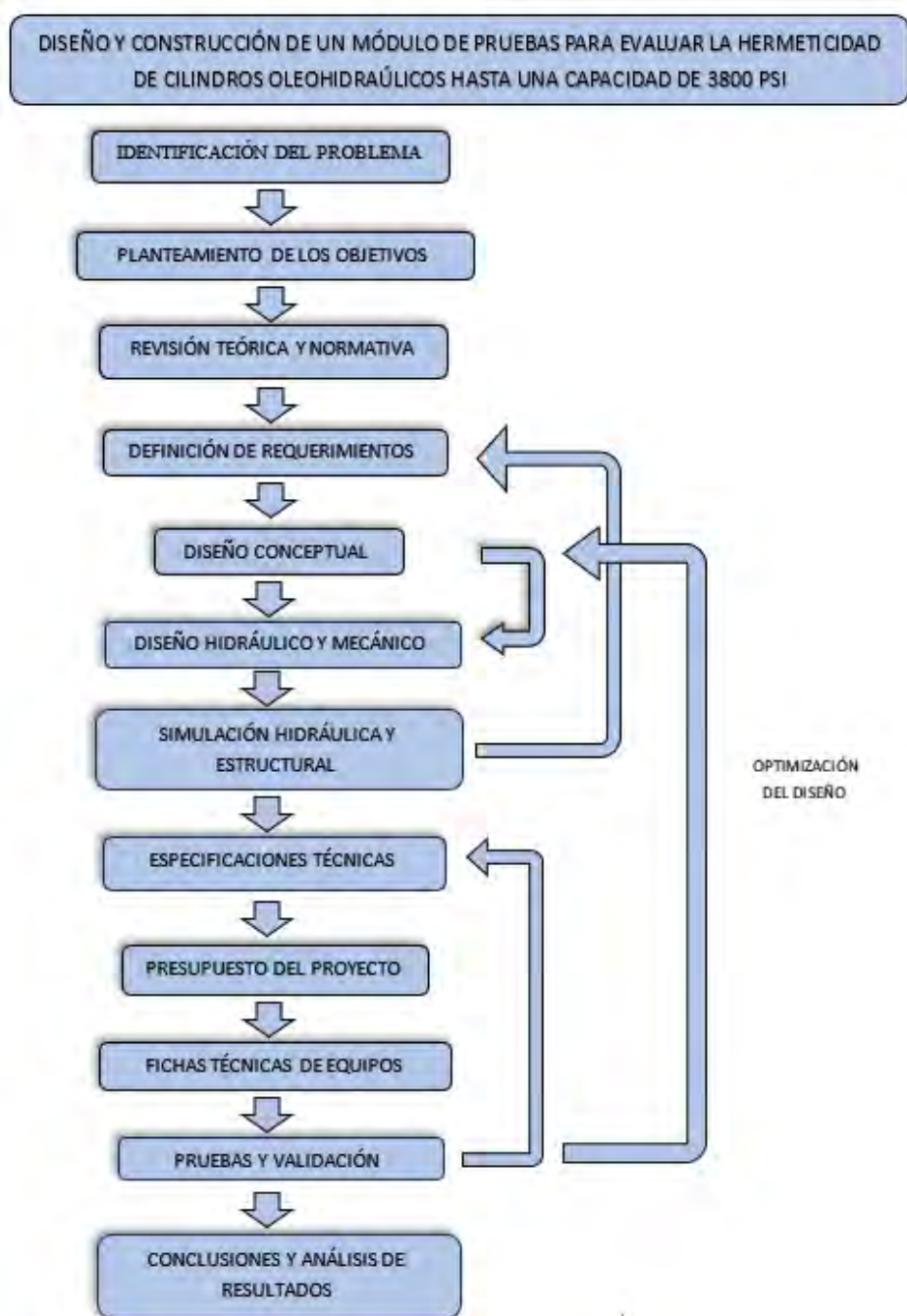
El enfoque cuantitativo implica el uso de métodos y técnicas que generan datos numéricos, que posterior mente se analizaran los resultados objetivos y medibles. Esto es fundamental para evaluar la eficacia del sistema de pruebas y garantizar que cumple con los estándares de hermeticidad establecidos.

1.9.3. Nivel de investigación

Esta investigación se centra en los cilindros oleohidráulicos, lo que implica la recopilación de datos numéricos y cuantificables, como la presión de prueba en psi, la tasa de flujo de fluido, la precisión de los sensores de presión, las dimensiones del cilindro de prueba y otros parámetros relacionados por todo esto será de tipo Explicativa, descriptiva y aplicativa.

1.9.4. Diseño de la investigación

El análisis y diseño de la presente investigación será de tipo **no experimental** porque no habrá una manipulación intensional de las variables, sino que estas se observaran y analizaran tal como se presentan en las condiciones reales que se presentan.

Figura 2*Diagrama de procesamiento de datos*

Nota: Elaboracion propia.

1.9.5. Unidad metodológica de la investigación

La unidad metodológica de la investigación se refiere a las etapas o fases secuenciales que componen el proceso de la investigación y diseño. Estas etapas siguen un orden lógico y progresivo a medida que avanza desde la concepción del proyecto hasta su implementación. Para realizar el análisis del diseño se va a utilizar los principios dados por la recomendación VDI 2221.

1.9.6. Población y Muestra

La población de estudio está constituida por los cilindros hidráulicos de doble efecto que requieren pruebas de funcionamiento y verificación técnica en talleres, empresas y servicios de mantenimiento hidráulico ubicados en la ciudad del Cusco en el distrito de San Jerónimo como Multiservicios Armando Reparación de Cilindros Hidráulicos y Torno y Servicios Hidráulicos CMISME S.A.C. La muestra estará conformada por un conjunto de cilindros seleccionados, en función de su accesibilidad, representatividad y compatibilidad con las condiciones operativas del módulo de pruebas diseñado, de modo que los resultados obtenidos puedan reflejar las condiciones reales de operación de estos equipos en el contexto industrial de Cusco.

1.9.7. Procesamiento y análisis de prueba de hermeticidad

El procesamiento y análisis de datos en el análisis y construcción de un módulo de pruebas de cilindro oleohidráulicos para medir la hermeticidad con una capacidad de 3800 psi son cruciales para evaluar la eficacia del sistema de pruebas y tomar decisiones informadas sobre su construcción y rendimiento.

Normas

Las normas ISO 6020/2 y ISO 6022 establecen requisitos para la resistencia estructural y la durabilidad de los cilindros hidráulicos utilizados en aplicaciones industriales.

Las normas ISO 5597 y ISO 16031-1 establecen directrices para los sellos hidráulicos, asegurando su rendimiento en condiciones extremas y su capacidad para resistir la entrada de contaminantes.

ISO 10100. Estas pruebas aseguran que los cilindros puedan soportar cargas estáticas y dinámicas sin comprometer su funcionalidad.

EN ISO 4413 Transmisiones hidráulicas. Reglas generales y requisitos de seguridad para los sistemas y sus componentes.

ASME B30.1 y ASME B30.2 Estas normas de la Sociedad Americana de Ingenieros Mecánicos (ASME) establecen los requisitos de seguridad para el uso de equipos de elevación y manejo de materiales, que incluyen cilindros hidráulicos.

DIN 51524 y DIN 51525. Si se utilizan otras marcas de fluido hidráulico se debe consultar al fabricante solo se deben utilizar como fluido de trabajo marcas propietarias probadas con base de aceite mineral.

CAPITULO 2. REFERENCIAS TEÓRICAS

2.1. Antecedentes de la investigación

2.1.1. *Antecedentes nacionales*

Autor: Castillo Bancallan Kevin Gustavo.

Año: 2019

Tesis: Diseño de un banco de pruebas para cilindros oleohidráulicos con presiones de 600 – 2500 psi.

Conclusiones:

- El objetivo de la presente tesis fue diseñar un banco de pruebas para cilindros oleohidráulicos con un rango de presión de 600 hasta 2500 psi para la industria hidráulica en la región de Lambayeque. Este estudio se basa en fundamentos de ingeniería y de diseño electromecánico.
- Se efectuó una metodología de diseño conceptual, funcional y de detalle de los componentes de la maquina: bomba, motor, variador de velocidad, sistema de soporte estructural, tanque hidráulico tuberías, filtros, sistema de medición de datos del ensayo.
- Se modelo y analizo la estructura soporte, en el software autodesk intentor versión 2018, mediante carga estática.
- Se determino la factibilidad económica del banco de pruebas mediante una evaluación técnico-económica concluyendo así que el retorno de la inversión es de dos años.

(Castillo Bancallan, 2020)

Autor: Llatas Castro Édison Brai

Año: 2021

Título: Diseño de un banco semiautomatizado para la reparación de cilindros hidráulicos con capacidad de seis pulgadas de diámetro y ochenta pulgadas de longitud.

Conclusiones:

- El control eléctrico de los componentes hidráulicos conocido como electrohidráulica, hace que este proyecto deje de ser convencional y pase a ser una maquina semiautomatizada.
- El diseño final fue seleccionado de entre otras dos alternativas que tenían en común el mismo objetivo final. Con la técnica de comparar, conocer y evaluar las ventajas y desventajas de un concepto frente a las demás, logrando así elegir la mejor opción de acuerdo a una serie de evaluaciones.
- El dimensionamiento y la selección de elementos mecánicos, eléctricos e hidráulicos se determinó mediante la aplicación de la matemática y la física, usada para resolver los principios fundamentales que rigen cada rama de la ingeniería.
- Fue indispensable y fundamental determinar las necesidades e inconvenientes presentes en la reparación de cilindros hidráulicos mediante las entrevistas y la observación directa. A partir de esas necesidades encontradas se empezaron a buscar diferentes métodos de solución que lograron afianzar las bases del diseño y de toda la investigación en conjunto; obteniendo como producto final el dimensionamiento adecuado del diseño. (Llatas Castro, 2021)

2.1.2. Antecedentes internacionales

Autores: Daniel Alejandro Bobadilla Romero y Cesar Danilo Manning Gonzales

Año: 2022

Título: Diseño de un banco de pruebas para cilindros Hidráulicos, motores hidráulicos y bloques de válvulas para la empresa HIDRÁULICA INDUSTRIAL JC SAS

Conclusiones:

- El diseño presentado es una opción relativamente sencilla de operar, con poco riesgo al operador y con un presupuesto de fabricación de bajo costo a comparación de si se compran distintos bancos de pruebas que puedan cumplir con las necesidades de la empresa por lo que a futuro, la fabricación de este diseño refleja un costo-beneficio a largo plazo que para la empresa podría representar no solo una mayor rentabilidad con el tema de garantías sino que además se implementa una forma de encontrar los inconvenientes en cada actuador de manera rápida y eficiente optimizando el proceso de mantenimiento y garantizando a los clientes que el actuador que se les está entregando tiene un punto de operación adecuado e ideal.
- Realizando una investigación minuciosa con relación a las posibles pruebas que se pueden realizar para los cilindros hidráulicos, motores hidráulicos y bloque de válvulas para ascensor, se puede evidenciar que hay infinitas formas para realizar las pruebas con el fin de analizar el estado actual en el que se encuentra el actuador o válvula al que se le realiza la prueba. Se podría crear un banco de prueba con una tecnología de punta más sin embargo eso se reflejaba en altos costos no solo para su fabricación u obtención, sino también en el personal encargado de manipularlo ya que se requieren de estudios especializados.
- Hidráulica industrial JC SAS, es una empresa que cuenta con un gran recorrido en el mercado en el mundo de equipos hidráulicos por lo que en este momento requiere optimizar los procesos de mantenimiento y reducir la manifestación de garantías por lo

que necesitan realizar pruebas a sus equipos antes de ser entregados a los clientes y garantizar su correcto funcionamiento. La opción más viable para dar solución a este problema es que la empresa tenga un banco de prueba dentro de sus instalaciones que cumpla con todos los requerimientos y necesidades que se tienen en el momento.

(Bobadilla Romero D. A., 2022)

Autor: José Roberto Coloma Caza y Eduardo Xavier Rivadeneira Burbano

Año: 2006

Título: Diseño y construcción de un banco de pruebas para sellos de cilindros hidráulicos de pistón de doble efecto de hasta una longitud de 1,5 metros de carrera y 0,25 metros de diámetro de pistón con capacidad de hasta 20 MPa para la empresa Gercasa S.C.

Conclusiones:

- El presente documento está basado en satisfacer la necesidad de la empresa Gercasa S.C. quienes como responsables de la fabricación de sellos para cilindros hidráulicos pretenden garantizar su trabajo frente al cliente apoyándose en un banco de pruebas para sellos de cilindros hidráulicos de doble efecto.
- Con el presente proyecto se está garantizando que la empresa Gercasa cuente con un equipo capaz de comprobar sus sellos instalados en los cilindros hidráulicos que repara, evitando la presencia de errores previa la entrega del cilindro al cliente.
- El banco de pruebas para cilindros genera de manera aceptable las condiciones principales de trabajo, como son la presión y la temperatura. Además, tanto el sensor de presión como el de temperatura permiten apreciar en tiempo real el desarrollo de la prueba, así como también posibles fallos pudiendo ser caídas de presión o aumentos bruscos de la temperatura. (Burbano, 2006)

2.2. Fundamento de la oleohidráulica

La oleohidráulica es una disciplina dentro de la ingeniería que estudia el uso de fluidos, aceites principalmente (por eso el prefijo *oleo-*) y otros líquidos, para transmitir y controlar energía en sistemas mecánicos. Se basa en la utilización de principios de la hidráulica (que estudia los fluidos en movimiento) y de la neumática, pero en este caso específicamente se enfoca en los fluidos hidráulicos, que suelen ser aceites especiales diseñados para resistir altas presiones y temperaturas, ofreciendo además propiedades lubricantes y antidesgaste.

2.2.1. Ventajas:

- **Alta potencia:** Los sistemas oleohidráulicos tienen una gran capacidad para generar grandes fuerzas en espacios compactos.
- **Precisión y control:** Los sistemas oleohidráulicos permiten un control preciso de la velocidad y la fuerza.
- **Capacidad para generar fuerzas elevadas:** Debido a que se utiliza un fluido incompresible, los sistemas hidráulicos pueden generar fuerzas mucho mayores que otros sistemas mecánicos del mismo tamaño.
- **Versatilidad:** La oleohidráulica se puede adaptar a una variedad de aplicaciones lo que permite un uso flexible en muchos sectores industriales y de transporte.
- **Respuesta dinámica rápida:** Sistemas hidráulicos responden rápidamente a los cambios en la demanda de energía, lo que es útil en aplicaciones que requieren ajustes dinámicos rápidos.
- **Capacidad de almacenamiento de energía:** Los acumuladores hidráulicos permiten almacenar energía en el sistema para ser liberado cuando sea necesario.

2.2.2. Desventajas

- **Pérdidas de energía por fricción:** Siempre existen pérdidas de energía debido a la fricción dentro de las tuberías, bombas, válvulas y otros componentes. Estas pérdidas se traducen en calor, lo que puede afectar la eficiencia del sistema.
- **Requiere mantenimiento regular:** Los sistemas oleohidráulicos requieren un mantenimiento constante para garantizar su buen funcionamiento
- **Contaminación del fluido:** Los fluidos hidráulicos pueden contaminarse con agua, partículas o aire, lo que reduce la eficiencia del sistema y puede causar fallas en los componentes
- **Costos iniciales elevados:** los costos iniciales de instalación pueden ser elevados debido a los componentes especializados necesarios
- **Riesgo de fugas:** ya que pueden causar pérdida de fluido, reducción de la eficiencia y daños en el entorno de trabajo, además de implicar costos adicionales para el reemplazo del fluido y reparación de componentes.
- **Limitación en la velocidad de movimiento:** Aunque los sistemas oleohidráulicos son muy rápidos, no tienen la misma velocidad que los sistemas neumáticos en algunos casos.

2.3. Aplicaciones generales de la oleohidráulica

La oleohidráulica tiene una amplia variedad de aplicaciones en diferentes sectores industriales debido a su capacidad para transmitir grandes cantidades de energía, su control preciso y su alta eficiencia. A continuación, se detallan algunas de las aplicaciones generales más comunes de los sistemas oleohidráulicos:

2.3.1. *Maquinaria Pesada y Equipos de Construcción*

Los sistemas oleohidráulicos son fundamentales en la maquinaria pesada utilizada en la construcción, minería y agricultura. Algunos ejemplos Excavadoras, Grúas Hidráulicas, Retroexcavadoras, Cargadores Frontales, Compactadoras y Manipuladoras de Materiales etc.

2.3.2. *Automotriz*

En la industria automotriz, los sistemas oleohidráulicos tienen una gran variedad de aplicaciones, que incluyen Dirección Asistida, Frenos Hidráulicos, Suspensión Hidráulica.

2.3.3. *Industrias de Fabricación y Procesamiento*

En las fábricas y plantas de procesamiento, los sistemas oleohidráulicos son esenciales para el funcionamiento de diversas máquinas y equipos como: Prensas Hidráulicas, Máquinas de inyección de plástico, corte y doblado de metales.

2.3.4. *Sistemas de Elevación y Transporte*

En aplicaciones industriales y logísticas, los sistemas oleohidráulicos son clave para el manejo de materiales y el movimiento de cargas pesadas: Elevadores hidráulicos, sistemas de carga y descarga.

2.3.5. *Equipos de Agricultura y Maquinaria Agrícola*

En la agricultura moderna, los sistemas oleohidráulicos son ampliamente utilizados para mejorar la productividad y eficiencia de los equipos agrícolas: tractores hidráulicos, sistemas de riego hidráulicos, cosechadoras y pulverizadores, etc.

2.4. Clasificación según el Nivel de Presión

En los sistemas oleohidráulicos, la presión es uno de los factores más importantes, ya que determina el rendimiento del sistema y afecta la seguridad, la eficiencia y la confiabilidad de los

componentes, se describen las principales clasificaciones de la presión en sistemas oleohidráulicos:

2.5. Dependiendo de la magnitud de la presión utilizada en el sistema

2.5.1. *Baja Presión (Hasta 10 bar)*

- Se utilizan en sistemas donde no es necesario generar grandes fuerzas. Estos sistemas son utilizados en aplicaciones como la dirección asistida de vehículos y algunos sistemas de control de movimiento ligero.

2.5.2. *Presión Media (10 bar a 100 bar)*

- Se utiliza en aplicaciones donde se necesita una potencia mayor que la proporcionada por los sistemas de baja presión como prensas de tamaño medio, sistemas de control de máquinas, manipuladores industriales.

2.5.3. *Alta Presión (100 bar a 700 bar)*

- Los sistemas hidráulicos de alta presión se utilizan para generar fuerzas grandes en áreas más compactas. Se emplea en maquinaria pesada y equipos industriales que requieren una gran potencia en un espacio limitado aplicaciones comunes: Maquinaria de construcción pesada (excavadoras, grúas), equipos de prensado y compactación, maquinaria de inyección de plástico.

2.6. Clasificación según la Función del Sistema

2.6.1. *Presión estática*

- La presión estática se refiere a la presión que existe cuando el fluido está en reposo o no está en movimiento. Esta presión se mantiene constante en sistemas ejemplo: La presión que se mantiene en el sistema de frenos hidráulicos cuando el pedal de freno no está siendo presionado.

2.6.2. *Presión dinámica*

- La presión dinámica es la presión ejercida por el fluido cuando está en movimiento. Se desarrolla debido a la velocidad del fluido y su interacción con las paredes de las tuberías o los componentes del sistema ejemplo la presión que se genera en una bomba hidráulica o en el sistema de control de un actuador en movimiento.

2.7. Clasificación según las Condiciones Operativas

2.7.1. *Presión de Trabajo (Presión Nominal)*

- Es la presión a la cual el sistema está diseñado para operar de manera continua sin que sus componentes sufran daños.

2.7.2. *Presión de Pico (o Presión Máxima)*

- Es la presión más alta que puede alcanzar el sistema durante operaciones transitorias, como cuando hay picos o golpes de presión debido a variaciones rápidas en el flujo del fluido (por ejemplo, cuando una válvula se cierra bruscamente).

2.8. Clasificación según el Tipo de Control de la Presión

2.8.1. *Presión constante*

- En sistemas de presión constante, la presión en el sistema no varía durante el funcionamiento. como sistemas hidráulicos en prensas donde se necesita una presión constante para realizar el trabajo de forma uniforme.

2.8.2. *Presión variable*

- En sistemas de presión variable, la presión puede ajustarse según las necesidades de la operación. Estos sistemas permiten un control más flexible.

2.9. Clasificación según la Dirección de la Presión

2.9.1. Presión unidireccional

- La presión unidireccional es la que se aplica en un solo sentido del fluido. Este tipo de presión se utiliza en sistemas donde el fluido se mueve en una sola dirección para realizar un trabajo específico, como en actuadores o pistones hidráulicos.

2.9.2. Presión bidireccional

- La presión bidireccional se aplica en sistemas donde el fluido puede moverse en ambas direcciones, permitiendo el control de movimientos en dos sentidos. Es común en aplicaciones como los actuadores hidráulicos de doble efecto.

2.10. Principios de la oleohidráulica

Los dos principios básicos son:

- a) Hidrostática
- b) Hidrodinámica

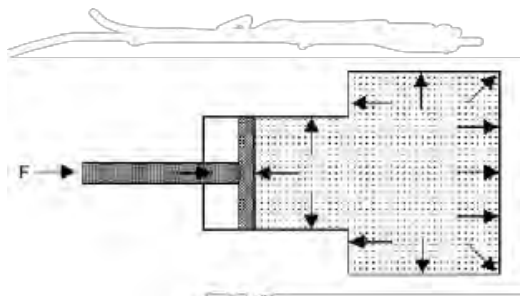
2.10.1. Principios hidrostáticos

El principio hidrostático es fundamental en la oleohidráulica y se basa en las leyes de la hidrostática, que se refiere al comportamiento de los fluidos en reposo. En el contexto de la oleohidráulica, el principio hidrostático se utiliza para comprender como los fluidos transmiten la presión y la fuerza en un sistema cerrado. Aquí están los aspectos clave del principio hidrostático en la oleohidráulica: (Bobadilla Romero & Manning González, 2022)

Establece que cualquier cambio en la presión aplicada a un fluido incompresible se transmite de manera uniforme en todas las direcciones. En el contexto de la oleohidráulica, esto significa que, si se aplica presión en un punto del fluido, esa presión se transmite a través de todo el sistema, lo que permite aplicar la fuerza. (Mott Untener, 2015)

Figura 3

Principio de pascal



Nota: Cilindro lleno de líquido incompresible, Córdoba – argentina mayo 2005

La presión que se conseguirá en todas las direcciones despreciando lo que es el rozamiento es: (Mott Untener, 2015).

$$P = \frac{F}{A}$$

Donde:

P: presión en pascales (Pa).

F: fuerza en Newton (N)

A: Área (m^2)

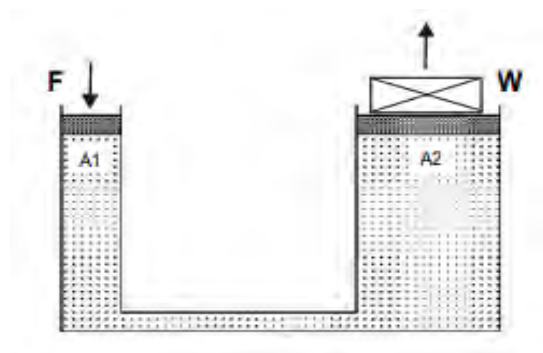
En este sentido se destacan dos puntos esenciales. El primero, resalta la propiedad de los líquidos de no ser compresibles, a diferencia de los gases, lo que significa que conservan su volumen bajo presión. Además, introduce el concepto de presión, siendo la fuerza ejercida por unidad de superficie en un fluido. (Mott Untener, 2015)

El principio de Pascal influye en la creación de la prensa hidráulica, esta invención aprovecha la transmisión de presión a través de un líquido para generar fuerza. Al aplicar fuerza en un cilindro pequeño, esa presión se transmite a otro cilindro más grande a través del líquido, generando una fuerza mayor al final. Esta aplicación de la fuerza se logra debido a que la presión inicial se distribuye en un área más grande en el segundo cilindro. (Mott Untener, 2015)

Todo esto se destaca a la propiedad no compresible de los líquidos, la definición de presión y su relación con la fuerza, así como la aplicación práctica del principio de pascal en la prensa hidráulica, que aprovecha la transmisión de presión a través de un fluido para generar una fuerza amplificada. (Domingo, 2011)

Figura 4

Equilibrio hidráulico



Nota: Córdoba – argentina mayo 2005

Las presiones en ambos émbolos son las mismas de donde se deduce:

$$P_1 = P_2$$

$$\frac{F_1}{A_1} = \frac{F_2}{A_2}$$

La ecuación indica que la fuerza en el cilindro más grande es proporcional al área de ese cilindro en comparación con el área del cilindro más pequeño. En esencia, la prensa hidráulica amplifica la fuerza aplicada (Mott Untener, 2015)

Además, se aborda el desplazamiento de los cilindros. Cuando el cilindro más pequeño desciende, desplaza un volumen de fluido que es igual al volumen desplazado por el pistón más grande al ascender. Si los dos pistones tienen áreas de diferentes tamaños (A_1 Y A_2), el desplazamiento del pistón más grande será proporcional a la relación entre las áreas de los pistones, se explica que el área del cilindro más pequeño es mucho menor que la del cilindro

grande, el pistón grande se moverá menos distancia que el pistón pequeño. Esta relación permite levantar grandes cargas, pero sacrificar la distancia que se puede desplazar. En esencia, la prensa hidráulica ofrece una ventaja en fuerza a expensas de la distancia de desplazamiento.

(Manobanda & Paredes, 2012)

$$V = S_1 \times A_1 = S_2 \times A_2$$

2.10.2. Principio hidrodinámico

El principio hidrodinámico en oleohidráulica estudia el comportamiento del fluido en movimiento dentro del circuito hidráulico. Su análisis es fundamental para evaluar la eficiencia del sistema y detectar posibles fugas en cilindros oleohidráulicos. Los aspectos clave incluyen el tipo de flujo (laminar o turbulento), el número de Reynolds, la caída de presión y la velocidad del fluido.

2.10.2.1. Flujo laminar y turbulento

El flujo del fluido en un sistema oleohidráulico puede clasificarse en laminar o turbulento, dependiendo de su velocidad, viscosidad y las características del conducto.

- a) Flujo laminar: Se caracteriza porque las partículas del fluido se mueven en capas paralelas sin mezclarse entre sí. Ocurre a bajas velocidades y con fluidos de alta viscosidad.

- Propiedades:

Movimiento ordenado y estable.

Baja resistencia al flujo.

Menores pérdidas de presión.

- b) Flujo turbulento: Se produce cuando el fluido tiene velocidades elevadas y genera remolinos e irregularidades en su movimiento.

- Propiedades:

Movimiento caótico e irregular.

Mayor resistencia y pérdidas de presión.

Aumenta el desgaste de los componentes hidráulicos.

2.10.2.2. Número de Reynolds

El Número de Reynolds es un parámetro adimensional que permite determinar si el flujo en un circuito oleohidráulico es laminar, turbulento o de transición. Se calcula con la ecuación:

$$R_e = \frac{\rho \times V_e \times d}{\mu \times g}$$

Donde:

g: Aceleración de la gravedad m/s^2

d: Diámetro interior de la tubería en m

V_e : Velocidad media en el conducto en m/s

ρ : Densidad del líquido en kg/m^3

μ : Viscosidad absoluta o dinámica en kg/m.s.

también se puede calcular el número de Reynolds con la siguiente ecuación: (Mott Untener, 2015)

$$R_e = \frac{V \times d}{\nu}$$

donde:

V: Velocidad media en el conducto en m/s

d: Diámetro interior de la tubería en m.

ν : Viscosidad cinemática en m^2/s

Los valores típicos de Re permiten clasificar el régimen del flujo en un sistema oleohidráulico:

Flujo laminar ($Re < 2000$): El fluido se mueve en capas paralelas, con mínima mezcla entre ellas.

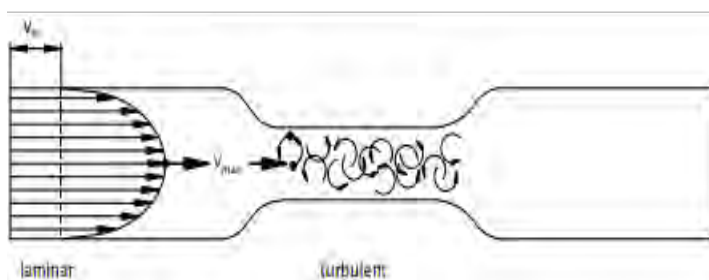
Es deseable en sistemas de medición de fugas por su estabilidad y baja turbulencia.

Flujo transitorio ($2000 < Re < 4000$): El fluido puede presentar inestabilidad, oscilando entre laminar y turbulento.

Flujo turbulento ($Re > 4000$): Aparece una mezcla caótica en el fluido, aumentando las pérdidas de presión y afectando la precisión en la detección de fugas.

Figura 5

Tipos de flujo



Nota: Festo

2.10.2.3. Caída de presión

La caída de presión o pérdida de presión, se refiere a la disminución de la presión de un fluido a medida que fluye a través de un sistema, como tuberías, válvulas, accesorios o cualquier componente que presente resistencia al flujo. Esta pérdida de presión puede deberse a varios factores como: (Manobanda & Paredes, 2012)

- Rugosidad superficial del interior de la tubería
- Longitud de tubería
- Viscosidad del aceite
- Velocidad media de circulación del fluido

En relación con las condiciones de la tubería y del aceite, el diseñador se encuentra limitado, ya que los valores asociados a estos elementos son establecidos de manera predefinida por el fabricante, considerándose como constantes. (Manobanda & Paredes, 2012)

Las pérdidas de presión que se producen en los distintos segmentos pueden ser evaluados mediante la aplicación de la expresión: (Manobanda & Paredes, 2012)

Caída de presión en mangueras hidráulicas (Darcy – Weisbach):

$$\Delta P = f \times \frac{L}{D} \times \frac{\rho \times v^2}{2}$$

Donde:

f = Factor de fricción (adimensional)

L = Longitud de la manguera (m)

D = Diámetro interno (m)

ρ = Densidad del fluido (kg/m³)

V = Velocidad media (m/s)

Para régimen laminar:

$$f = \frac{64}{Re}$$

Para Régimen turbulento:

$$f = \frac{0.3164}{\sqrt[4]{Re}}$$

Caída de presión por componente donde K es el coeficiente de pérdida local específico para cada componente:

$$\Delta P = K \times \frac{\rho \times v^2}{2}$$

Figura 6

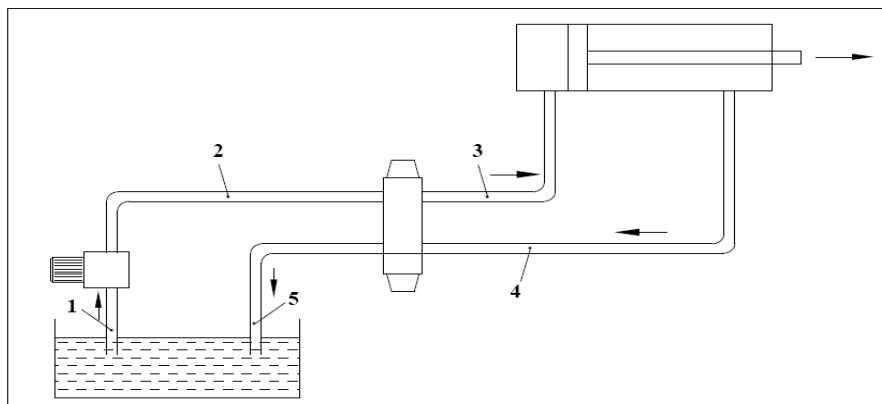
valores de K coeficiente de perdida

Válvulas (abiertas)	Coef. de pérdida, K
De bola	$K = 0,1$
Compuerta	$K = 0,1 - 0,3$
Anti-retorno	$K = 1,0$
De asiento estándar. Asiento de fundición	$K = 4,0 - 10,0$
De asiento estándar. Asiento de forja (pequeña)	$K = 5,0 - 13,0$
De asiento a 45°. Asiento de fundición	$K = 1,0 - 3,0$
De asiento en ángulo. Asiento de fundición	$K = 2,0 - 5,0$
De asiento en ángulo. Asiento de forja (pequeña)	$K = 1,5 - 3,0$
Mariposa	$K = 0,2 - 1,5$
Diafragma	$K = 2,0 - 3,5$
De macho o tapón. Rectangular	$K = 0,3 - 0,5$
De macho o tapón. Circular	$K = 0,2 - 0,3$
Otros elementos	Coef. de pérdida, K
Codos a 90°	$K = 0,2$
Derivación	$K = 0,3$

Nota: Sistemas Hidráulicos de Transmisión de Potencia

2.10.2.4. Velocidad del fluido en un sistema oleohidráulico

En la Figura: se pueden observar los cuatro tipos principales de tuberías que forman parte de cualquier circuito oleohidráulico. Estas incluyen las tuberías de presión, encargadas de transportar el fluido a alta presión desde la bomba hasta los actuadores; las tuberías de retorno, que conducen el fluido de regreso al tanque después de haber realizado su trabajo; las tuberías de succión, utilizadas para alimentar la bomba con fluido desde el depósito; y las tuberías de drenaje, cuya función es evacuar pequeñas fugas internas o exceso de presión dentro del sistema.

Figura 7*Circuido oleohidráulico*

Nota: Tipos de tuberías, Serrano 2002

- **Tubería de succión o aspiración (1):** Transportan el fluido desde el tanque hacia la bomba. Trabajan a baja presión, pero deben evitar la cavitación (entrada de aire en la bomba).
- **Tubería de Presión (2):** Transportan el fluido desde la bomba hacia los actuadores (cilindros o motores hidráulicos). Deben soportar altas presiones.
- **Tuberías de Retorno (5):** Devuelven el fluido desde los actuadores hacia el tanque. Funcionan a baja presión. Pueden ser mangueras de goma reforzadas o tuberías metálicas de menor espesor.
- **Tubería de distribución hacia los actuadores (3 y 4)** Desempeñan un papel dual en el sistema oleohidráulico, actuando tanto como tuberías de presión como de retorno, según la dirección del movimiento del actuador.

La Tabla 1.2 presenta los valores de velocidad del fluido hidráulico en los distintos circuitos del sistema.

Tabla:

Figura 8

Velocidad de fluido en diferentes tramos del sistema

Figura 15.3.1. Velocidades recomendadas del fluido

VELOCIDADES DEL FLUIDO EN TUBERÍAS			
Conductos	Velocidades del fluido en m/s		
	Presiones de trabajo en bar		
	de 0 a 25	de 25 a 100	de 100 a 300
De presión	de 3,0 a 3,5	de 3,5 a 4,5	de 4,5 a 6,0
De alimentación	de 0,5 a 1,0		
De retorno	de 1,5 a 2,0		

Nota: Neumática e hidráulica, Antonio creus sole

2.10.2.5. Velocidad crítica de un fluido

La velocidad crítica de un fluido se refiere a la velocidad en la que el flujo pasa de ser laminar a turbulento. Para prevenir que el flujo turbulento genere pérdidas significativas debido a la fricción, en los sistemas hidráulicos se debe evitar que el número de Reynolds supere el valor crítico, que es $Re_{crit.} = 2300$.

$$V_{crit} = \frac{Re_{crit} * v}{d}$$

Donde:

V_{crit} : velocidad critica en m/s.

Re_{crit} : 2300.

v : viscosidad cinemática en m^2/s .

d : diámetro interior de la tubería en m.

tabla:

Tabla 1*Velocidad crítica de fluido según su presión*

Presión (bar)	Presión (psi)	Velocidad máxima de trabajo (m/s)
50	725	4
100	1450	4.5
150	2175	5
200	2900	5.5
300	4350	6

Nota: Festo hydraulics

2.11. Fluido hidráulico

Para que un fluido hidráulico sea empleado en sistema hidráulico deberá cumplir con las siguientes propiedades:

- Ser un fluido incompresible para rangos amplio de presiones
- Ofrecer una buena capacidad de lubricación
- Buena viscosidad con amplia variedad de temperatura -70 °C – 80°C
- No ser inflamable
- Ser químicamente inerte y no corrosivo
- Ser un buen disipador de calor

2.12. Accesorios**2.12.1. Racores**

Un racor hidráulico es una pieza de conexión diseñada para permitir el acoplamiento entre diferentes partes del sistema hidráulico, asegurando un flujo adecuado de fluido sin comprometer la integridad de los componentes. Los racores se utilizan principalmente para unir mangueras, tubos, válvulas y otros elementos dentro del sistema.

2.12.1.1. Tipos de Racores

Existen diversos tipos de racores dependiendo de su aplicación y la manera en que se conectan las partes del sistema estos con conectores y adaptadores.

Figura 9

Conectores hidráulicos y Adaptadores hidráulicos



Nota: (TIPOS DE CONECTORES HIDRAULICOS , s.f.)

2.12.2. Mangueras hidráulicas

Las mangueras hidráulicas permiten el transporte de fluido hidráulico entre los distintos componentes del sistema y deben ser capaces de soportar presiones elevadas sin perder eficiencia.

Existen normativas internacionales, como las ISO 1436 y SAE J517, que establecen los estándares de diseño y fabricación para garantizar que las mangueras sean seguras y eficaces bajo diversas condiciones de presión y temperatura.

La designación de cada manguera sigue el formato SAE 100R seguido de un número que identifica su tipo de construcción y capacidad de presión.

2.12.2.1. Clasificación de Mangueras hidráulicas:

SAE 100R1AT:

- Manguera con un refuerzo de acero trenzado.

- Presión de trabajo de hasta (2250 psi o 155 bar), dependiendo del diámetro.
- Uso en sistemas hidráulicos de presión moderada.

SAE 100R2AT:

- Manguera con dos refuerzos de acero trenzado.
- Mayor capacidad de presión que la R1 (hasta 5800 psi o 400 bar).
- Aplicaciones en sistemas de alta presión.

SAE 100R6:

- Manguera de baja presión con un refuerzo textil.
- Presión de trabajo de 500 psi (35 bar) o menos.
- Uso en líneas de retorno y drenaje.

SAE 100R12:

- Manguera con cuatro refuerzos de acero en espiral.
- Alta resistencia, soporta hasta 4000 psi (280 bar).
- Se utiliza en aplicaciones de alta presión, como maquinaria pesada.

SAE 100R13 y R15:

- Mangueras con seis capas de refuerzo en espiral.
- Diseñadas para presión ultra alta (hasta 6000 psi o 420 bar).
- Aplicaciones en equipos de pruebas hidráulicas y maquinaria de alto rendimiento.

Figura 10*Manguera hidráulica flexible*

Nota: (Galbarro, Sistemas Hidráulicos de Transmisión de Potencia, s.f.)

2.12.2.2. Factor de seguridad en mangueras hidráulicas flexibles

Según norma SAE, DIN, EN:

Figura 11*Factor de seguridad en mangueras hidráulicas*

Factor de Seguridad en mangueras flexibles, F_s	
Presión de servicio, en bares	F_s
De 0-70	8
De 70-175	6
> 175	4

Nota: (Galbarro, Sistemas Hidráulicos de Transmisión de Potencia, s.f.)

$$F_S = \frac{P_R}{P_F}$$

Donde:

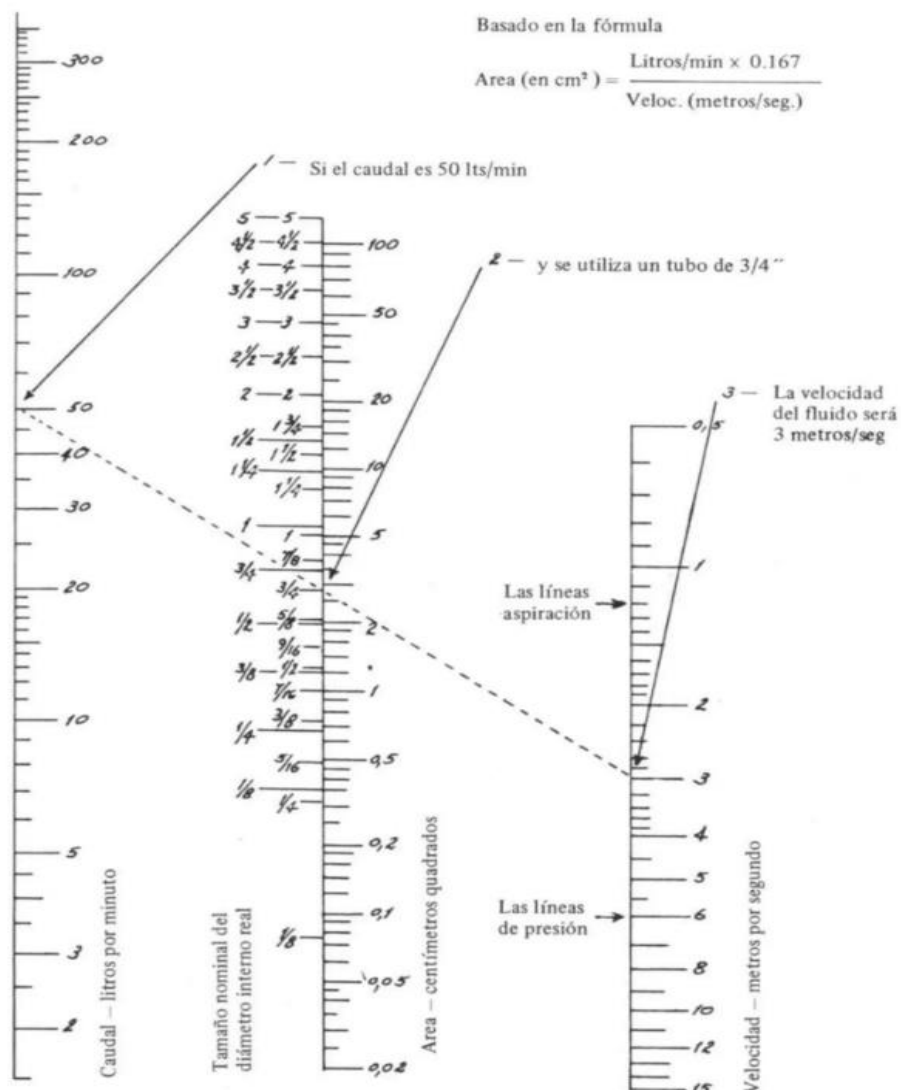
F_S : Factor de seguridad

P_R : Presión de ruptura

P_F : Presión de funcionamiento

Figura 12

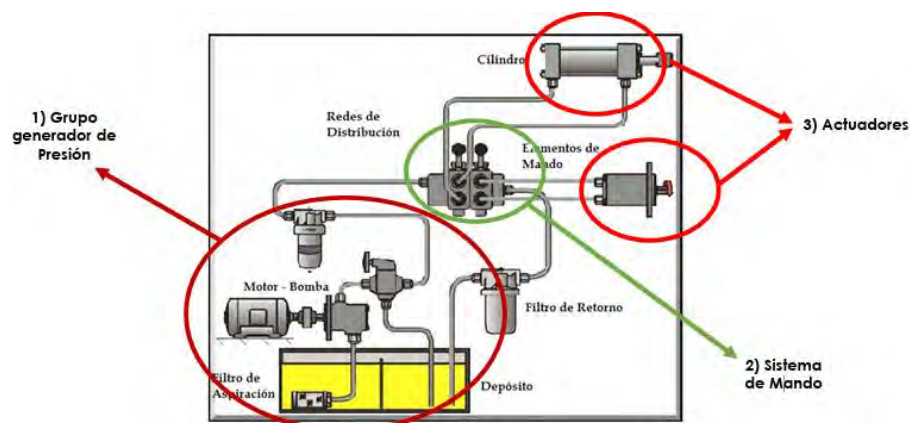
Tabla de selección del diámetro interior de una tubería



Nota: Oleohidráulica, Vickers

2.13. Componentes de un banco de prueba

Los componentes de un sistema son todos los elementos que se integran para asegurar su adecuado funcionamiento, mantenimiento y control. Esta sección se divide en cuatro grupos dentro de la unidad hidráulica, que son:

Figura 13*Circuito hidráulico básico*

Nota: manual de oleohidraulica industrial

2.13.1. Sistemas de generación de potencia hidráulica

- a) Depósito de aceite
- b) Motor eléctrico
- c) Bomba hidráulica

2.13.1.1. Depósito de aceite

El depósito de aceite, también conocido como reservorio o tanque, es un componente esencial en los sistemas oleohidráulicos. Su función principal es almacenar el fluido hidráulico necesario para la operación del sistema, garantizar la circulación continua del fluido y mantener el nivel adecuado de aceite diseñado debe ser capaz de disipar el calor del aceite, separar el aire del fluido y eliminar los contaminantes presentes en él para asegurar un rendimiento eficiente de los componentes hidráulicos.

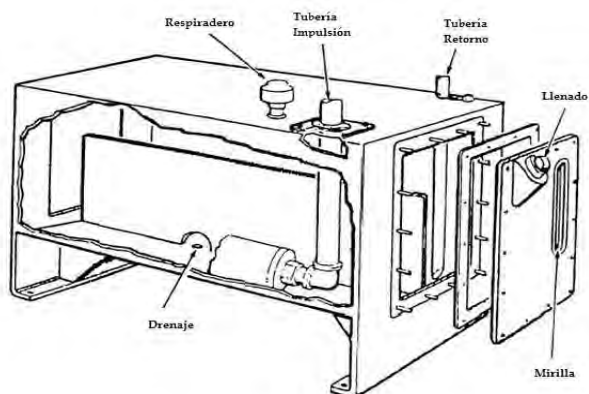
Los depósitos pueden variar en tamaño, desde pequeños tanques de acero estampado hasta grandes unidades de hierro fundido. Según recomendaciones basadas en la experiencia, se sugiere que el depósito de reserva debe tener " una capacidad de 2 a 3 veces el caudal de salida de la bomba en litros por minuto".

$$\text{tamano del deposito} = \text{galones de la bomba (gpm)} * (2 \text{ o } 3 \text{ veces gpm})$$

La temperatura del aceite en un circuito oleohidráulico fluctúa entre 38°C y 65°C, siendo ideal un rango de 50°C a 55°C. Si la temperatura del aceite supera los 70°C, pueden surgir problemas, y los fallos graves comienzan a ocurrir a partir de los 90°C.

Figura 14

Deposito de aceite hidraulico



Nota: Manual de oleohidráulica industrial

Filtro de aceite:

El filtro de aceite en un sistema hidráulico es un componente su principal función es eliminar las partículas contaminantes del aceite hidráulico, que, si no se filtran, pueden causar daños a las bombas, válvulas, cilindros y otros componentes del sistema hidráulico. La eficiencia del filtro de aceite es crucial para garantizar la longevidad del sistema, la mejora de la eficiencia energética y la reducción de los costos de mantenimiento.

Normativas aplicables:

- **ISO 11171:** Establece las especificaciones de filtración de fluido hidráulico en sistemas de presión, aplicables a filtros de aspiración.

ISO 4406: Relacionado con la limpieza de fluidos hidráulicos. Clasificación de la limpieza de aceite basada en el contenido de partículas

- **ISO 16889:** Relacionada con la eficiencia de los filtros de retorno, en función de la retención de partículas en fluidos hidráulicos.

Filtro de succión

Los filtros de succión se encuentran en la línea de entrada del sistema, donde el aceite es aspirado desde el depósito hacia la bomba. Estos filtros se encargan de eliminar partículas grandes y contaminantes antes de que el fluido entre en la bomba hidráulica, protegiendo así las bombas de posibles daños por contaminantes.

Figura 15

Filtro hidraulico de succion



Nota: (Metálicas, s.f.)

Filtro de retorno

Los filtros de retorno están ubicados en la línea de retorno del sistema, donde el aceite regresa al depósito después de haber circulado por los componentes del sistema. Este tipo de filtro captura las partículas contaminantes que podrían haberse liberado durante la operación del sistema, evitando que las impurezas se acumulen en el depósito y asegurando que el fluido esté limpio cuando regrese al sistema.

Figura 16*Filtro hidraulico de retorno*

Nota: (HIDRAULICA, s.f.)

2.13.1.2. Bomba hidráulica

Las bombas hidráulicas son componentes fundamentales en los sistemas oleohidráulicos, ya que su función principal es convertir la energía mecánica en energía hidráulica al generar un flujo de fluido bajo presión. Esta acción es esencial para mover el fluido a través de los componentes del sistema, como válvulas, cilindros y motores hidráulicos, permitiendo así la transmisión de potencia en el sistema.

2.13.1.2.1. Clasificación de las bombas hidráulicas

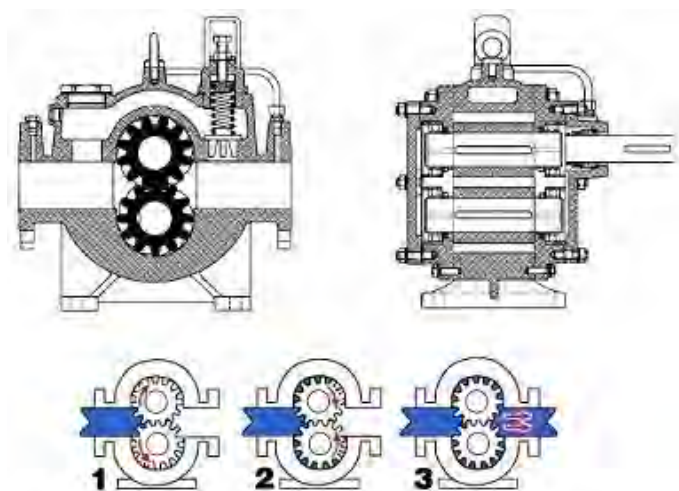
- a) Engranajes:
 - dientes externos
 - dientes internos
- b) Paletas:
 - Desequilibradas
 - equilibradas
- c) Pistones:
 - Axiales
 - radiales

2.13.1.2.2. Bomba de engranajes externos

Las bombas hidráulicas de engranajes externos transforman la energía mecánica proporcionada por el motor eléctrico en energía de presión hidráulica. Este proceso de conversión ocurre en dos etapas: aspiración y descarga.

Figura 17

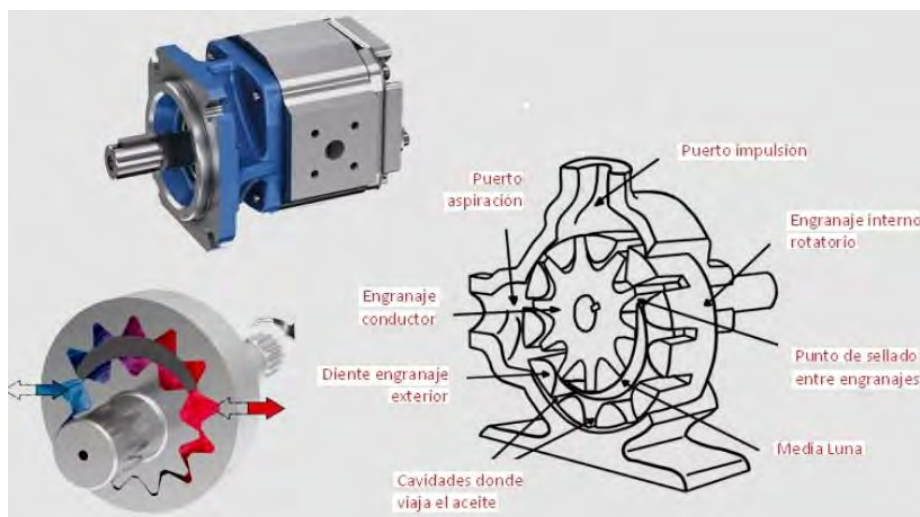
Bomba de engranajes externos



Nota: Sistemas Hidráulicos de Transmisión de Potencia

2.13.1.2.3. Bomba de engranajes internos

Esta bomba está formada por componentes como engranajes con dientes externos (motriz), engranajes con dientes internos (conducidos) y una placa en forma de media luna. En una de sus zonas, los dientes engranan completamente, lo que impide que el aceite se aloje entre ellos.

Figura 18*Bomba de engranajes internos*

Nota: Nota: Sistemas Hidráulicos de Transmisión de Potencia

2.13.1.2.4. Bomba de pistones axiales

Una bomba de pistón axial es un tipo de bomba hidráulica de desplazamiento positivo, en la que el flujo del fluido se genera mediante el movimiento de pistones dispuestos en un bloque que gira alrededor de un eje. A diferencia de otros tipos de bombas, los pistones de una bomba axial están dispuestos en una disposición axial, es decir, en una línea paralela al eje de rotación de la bomba.

Estas bombas son ampliamente utilizadas en sistemas hidráulicos de alta presión debido a su capacidad para ofrecer un flujo constante y controlado, así como la posibilidad de ajustar el caudal dependiendo de la inclinación del bloque de pistones.

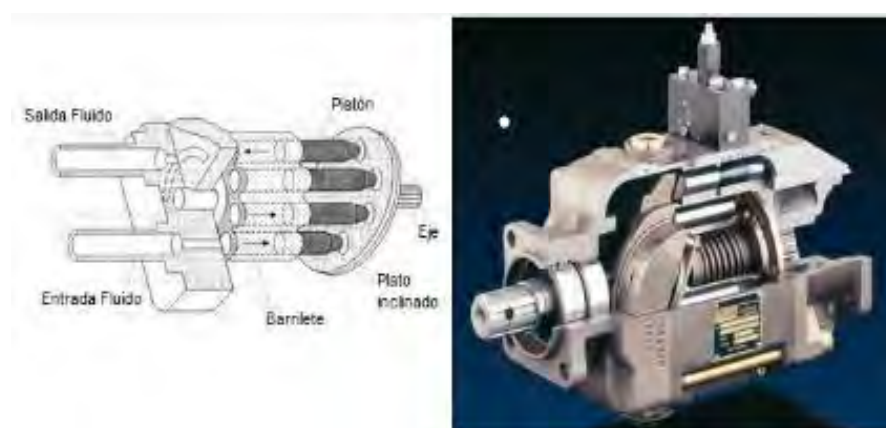
El funcionamiento de la bomba de pistón axial se basa en un principio de desplazamiento positivo, lo que significa que la bomba entrega una cantidad fija de fluido por cada revolución completa del rotor, independientemente de la presión del sistema.

Succión: A medida que el rotor gira, los pistones se desplazan hacia afuera, creando un vacío que permite la entrada de fluido desde el sistema de succión hacia los cilindros de la bomba.

Compresión: Cuando los pistones giran hacia adentro, empujan el fluido hacia el conducto de salida a través de las válvulas de descarga.

Figura 19

Bomba de pistones de plano inclinado



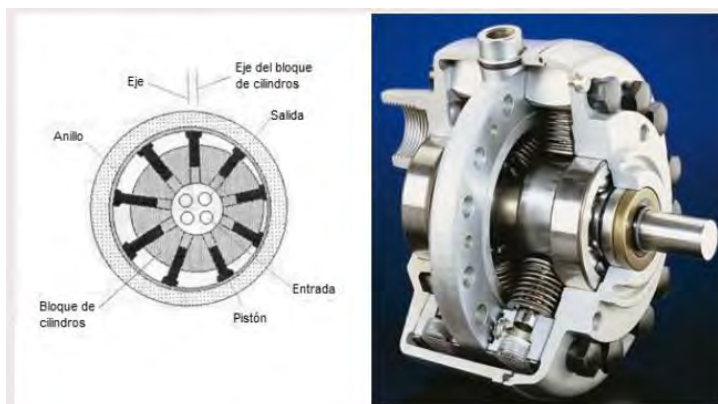
Nota: Sistemas Hidráulicos de Transmisión de Potencia

2.13.1.2.5. bomba de pistón radial

En las bombas de pistón radial, los pistones están dispuestos de forma radial alrededor de un eje central. Los pistones se mueven en trayectorias radiales, es decir, de forma perpendicular al eje de la bomba, lo que les permite estar dispuestos en un círculo alrededor del eje central de la bomba. Los pistones se mueven hacia afuera y hacia adentro a medida que el eje gira.

Las bombas de pistón radial se utilizan comúnmente cuando el caudal de fluido es más importante que la presión, ya que el diseño permite un flujo más alto.

En la siguiente imagen se muestra los distintos rangos de trabajo de las bombas hidráulicas más empleadas:

Figura 20*Bombas de pistones radiales.*

Nota: (Galbarro, Sistemas Hidráulicos de Transmisión de Potencia, s.f.)

2.13.1.3. Motor eléctrico

Un motor eléctrico trifásico es una máquina eléctrica rotativa que transforma energía eléctrica de corriente alterna trifásica en energía mecánica (movimiento rotacional) estos motores son ampliamente utilizados en la industria por su eficiencia, robustez y bajo mantenimiento. en el contexto de un sistema hidráulico, el motor trifásico tiene como función principal accionar la bomba hidráulica, permitiendo así la generación de presión y caudal necesarios para el funcionamiento del sistema.

Figura 21*Motor eléctrico*

Nota: Sistemas Hidráulicos de Transmisión de Potencia

2.13.2. *Sistemas de control hidráulico*

El sistema de control hidráulico básicamente se basa en válvulas hidráulicas son dispositivos mecánicos, eléctricos o neumáticos que controlan el flujo, presión y dirección del aceite en un sistema oleohidráulico

Regulan parámetros críticos del fluido hidráulico (caudal, presión, trayectoria) para accionar cilindros, motores o mantener condiciones:

2.13.2.1. **válvula reguladora de caudal**

Las válvulas reguladoras de caudal controlan el flujo de fluido a lo largo de un circuito hidráulico. Estas válvulas mantienen un caudal constante independientemente de las variaciones de presión, permitiendo un control preciso del movimiento de los actuadores, como los cilindros hidráulicos.

Características Técnicas:

- **Tipos:**
 - **Válvulas de caudal unidireccional:** Regulan el caudal en una sola dirección.
 - **Válvulas de caudal bidireccional:** Regulan el caudal en ambas direcciones.
- **Presión máxima:** Varía según el tipo de válvula, generalmente hasta 300 bar.

Figura 22

Símbolo de una válvula reguladora de caudal



Nota: oleohidráulica, Rafael Pérez Pupo

2.13.2.2. Válvula reguladora de presión

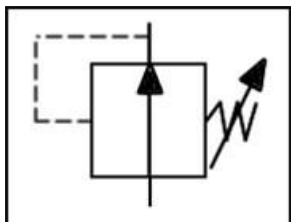
Las válvulas reguladoras de presión controlan y mantienen la presión dentro de un límite específico, evitando sobrepresiones que puedan dañar componentes del sistema. Estas válvulas son esenciales en sistemas de alta presión como el de pruebas hidráulicas.

Características Técnicas:

- **Tipos:**
 - **Válvulas de alivio:** Permiten la liberación de presión si esta excede el límite seguro.
 - **Válvulas de compensación:** Regulan la presión de manera constante.
- **Presión máxima:** Generalmente de 100 a 350 bar, dependiendo del sistema.
- **Rango de ajuste:** 50 a 350 bar (ajustable según la necesidad del sistema).

Figura 23

Símbolo de una válvula reguladora de presión



Nota: oleohidráulica, Rafael Pérez Pupo

2.13.2.3. válvulas de control direccional

Las válvulas direccionales controlan la dirección del flujo de fluido en un sistema hidráulico. Son fundamentales para dirigir el fluido hacia los actuadores adecuados, permitiendo el control de los movimientos del cilindro o motor hidráulico.

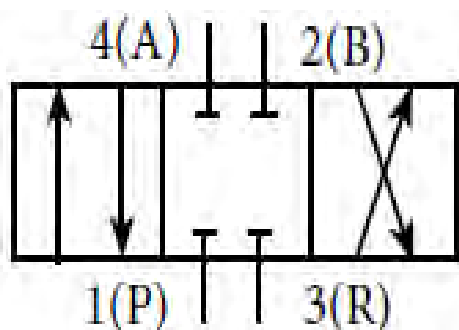
Características Técnicas:

- **Tipos:**

- **Válvulas de 2, 3, 4, 6 vías / 1, 2, 3 posiciones:** Regulan el flujo en una o más direcciones.
- **Válvulas manuales, automáticas y electrohidráulicas.**
- **Presión máxima:** Hasta 350 bar (dependiendo del tipo de válvula).
- **Accionamiento:** Manual, neumático, eléctrico (electroválvulas).

Figura 24

Símbolo de una válvula de control direccional



Nota: oleohidráulica, Rafael Pérez Pupo

2.13.2.4. válvula antirretorno

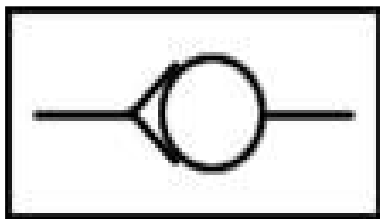
La válvula antirretorno impide que el fluido fluya en dirección opuesta a la deseada, garantizando que el fluido solo fluya en una única dirección. Son esenciales para evitar el retorno del fluido que podría afectar la presión o el rendimiento de los actuadores.

Características Técnicas:

- **Tipos:**
 - **Válvulas de bola o de asiento:** Frecuentes en aplicaciones hidráulicas de baja presión.
 - **Válvulas pilotadas:** Utilizadas en aplicaciones de alta presión.
- **Presión máxima:** Generalmente hasta 350 bar.

Figura 25

símbolo de una válvula antirretorno



Nota: oleohidráulica, Rafael Pérez Pupo

2.13.3. Tipos de Control del sistema

Para el módulo de pruebas de hermeticidad de cilindros oleohidraulicos, los tipos de control se clasifican en:

- Control electrónico: Un semiautomático en sistemas hidráulicos es un sistema de control intermedio que combina operación manual del operador (pulsadores, selectores)
- Control Automatizado PLC: Un control PLC (Controlador Lógico Programable) es un sistema de automatización industrial que utiliza un PLC para programar secuencias lógicas precisas que controlan componentes hidráulicos (bombas, válvulas, cilindros) mediante sensores y actuadores eléctricos.
- Control Manual: Un control manual en sistemas hidráulicos es el método más básico donde el operador humano acciona directamente las válvulas mecánicas mediante palanca para controlar flujo, presión y dirección del aceite sin elementos electrónicos ni programación.

2.13.4. Elementos Actuadores

2.13.4.1. Cilindros hidráulicos.

Los cilindros hidráulicos transforman la presión y el desplazamiento del fluido hidráulico en fuerza y movimiento mecánico lineal. Cuando el fluido ingresa al interior del cilindro, impulsa el pistón, y es la presión ejercida por el fluido la que genera la fuerza necesaria.

2.13.4.1.1. Normativas Relacionadas

- **ISO 6020-1:** Especificaciones para cilindros hidráulicos de uso general.
- **ISO 10100:** Requisitos generales de diseño de cilindros hidráulicos.
- **DIN 24 551:** Estándar de construcción de cilindros hidráulicos.

Figura 26

Cilindro hidráulico y sus componentes



Nota: Sistemas Hidráulicos de Transmisión de Potencia

2.13.4.2. Tipos de Cilindros Hidráulicos

Existen varios tipos de cilindros hidráulicos, cada uno con características específicas que se adaptan a diferentes aplicaciones. Los más comunes son:

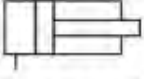
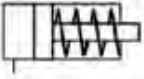
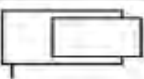
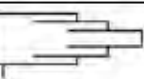
2.13.4.2.1. Cilindros de Simple Efecto:

Estos cilindros solo ejercen fuerza en una dirección (generalmente hacia adelante), mientras que el retorno del vástago se realiza por gravedad o con un resorte.

Aplicaciones: Usados en sistemas donde se necesita movimiento en una sola dirección, como en el caso de ciertas máquinas de prensa.

Figura 27

Cilindro hidraulico de simple efecto

	Sin especificar un método de retorno
	Retorno por muelle
	De émbolo
	Telescópico

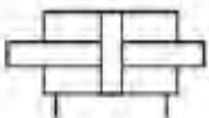
Nota: oleohidráulica, Rafael Pérez Pupo

2.13.4.2.2. Cilindros de Doble Efecto:

Tienen dos cámaras, una para presionar el vástago hacia fuera y otra para retraerlo. Esto permite que el cilindro genere movimiento en ambas direcciones, maquinaria pesada como excavadora, cargador frontal.

Figura 28

Cilindro hidraulico de doble efecto

	Con vástago unilateral
	Con vástago bilateral

Nota: oleohidráulica, Rafael Pérez Pupo

CAPITULO 3. DISEÑO CONCEPTUAL

3.1. Introducción

El diseño conceptual constituye una fase crítica en el desarrollo de productos de ingeniería, donde se transforman las necesidades del cliente en soluciones técnicas viables. En este capítulo se aplica el criterio de diseño establecida en la norma alemana VDI 2221 para el desarrollo del módulo de pruebas de hermeticidad de cilindros oleohidráulicos.

3.1.1. Justificación del criterio de diseño de la Norma VDI 2221

La norma VDI fue seleccionada como marco metodológico para este proyecto debido a sus características distintivas:

- **Enfoque sistemático:** Proporciona un proceso estructurado y transparente para el diseño de sistemas.
- **Independencia sectorial:** Es aplicable a diferentes ramas de ingeniería.
- **Iteratividad:** Permite la retroalimentación y mejora continua entre fases.
- **Orientación de resultados:** Cada fase genera documentación específica verificable.
- **Enfoque holístico:** Considera aspectos técnicos, económicos y funcionales.

3.2. Estructura del proceso de diseño según VDI 2221

El proceso de diseño según la VDI 2221 se estructura en 7 etapas principales organizadas en cuatro fases:

Fase I: Comprensión de la solicitud

- Etapa 1: Aclarar y definir el problema

Fase II: concepción de la solución

- Etapa 2: Determinar las funciones y su estructura
- Etapa 3: Búsqueda de principios de solución y sus combinaciones
- Etapa 4: Dividir en módulos realizables

Fase III: Elaboración del proyecto

- Etapa 5: Desarrollar el diseño de módulos clave (proyecto preliminar)
- Etapa6: Completar el diseño general (proyecto definitivo)

Fase IV: Elaboración de detalle

- Etapa 7: Preparar la documentación de fabricación y operación

3.3. Fase I: Comprensión de la solicitud

3.3.1. Identificación del Problema

La necesidad de desarrollar un módulo de pruebas especializado para evaluar la hermeticidad de cilindros oleohidraulicos utilizados en maquinaria pesada; equipos de construcción y sistemas industriales.

3.3.2. Revisión de sistemas existentes

Se busco una búsqueda exhaustiva del estado del arte en sistemas de prueba de hermeticidad para cilindros hidráulicos

Métodos de prueba convencionales:

- Pruebas visuales: inspección externa del cilindro bajo presión para detectar fugas visibles
- Pruebas de presión estática: aplicación de presión constante y monitoreo de caída de presión.
- Pruebas de presión dinámica: simulación de ciclos de trabajo con medición de fugas
- Pruebas neumáticas: uso de aire comprimido para detección de fugas (menor precisión)

3.3.3. Normativas aplicables

- ISO 4413: 2010: transmisiones hidráulicas – reglas generales y requisitos de seguridad
- ISO 3320: cilindros hidráulicos – método de determinacion de fugas

- ISO 10100: cilindros hidráulicos – dimensionamiento de cilindros de 16 500 bar
- ASTM D445: viscosidad cinemática de fluidos transparentes y opacos

3.3.4. *Análisis de la situación del problema*

Se realizó un análisis detallado considerando:

Aspectos técnicos:

- Rango de presión requerido: hasta 3800 psi (262 bar)
- Tipos de cilindros a probar: diversos diámetros y carreras
- Precisión de medición: $\pm 0.5\%$ de la presión de prueba
- Tiempo de prueba: 180 segundos

Aspectos económicos:

- Presupuesto disponible: limitado a recursos universitarios
- Costo – beneficio: debe justificar la inversión frente a servicios externos
- Mantenimiento: debe ser simple y económico
- Consumible: aceite hidráulico disponible localmente

Aspectos de operación:

- Operación: personal técnico capacitado
- Seguridad: cumplimiento de normas de seguridad industrial
- Portabilidad: deseable para servicio externo
- Ergonomía: interfaz usuario – máquina

3.3.5. *Comprobación de posibilidades de realización (Feasibility)*

Viabilidad técnica:

- ✓ Tecnología disponible: componentes hidráulicos estándar disponibles en el mercado local
- ✓ Conocimiento técnico: personal capacitado en hidráulica y diseño mecánico
- ✓ Infraestructura: talleres de manufactura disponible
- ✓ Materiales: acero estructural, componentes hidráulicos comerciales

Viabilidad económica:

- ✓ Inversión estimada: \$4500 USD (dentro del presupuesto factible)
- ✓ Costo de operación: bajo (aceite hidráulico y mantenimiento básico)
- ✓ Retorno de inversión: servicios a terceros

Viabilidad operativa:

- ✓ Tiempo de desarrollo: 6 – 8 meses
- ✓ Recursos humanos: tesista + asesor
- ✓ Seguridad: implementable con normas industriales estándar

Conclusión: el proyecto es viable desde todos los aspectos evaluados.

3.3.6. Lista de exigencias

La lista de exigencias constituye el documento contractual entre el diseñador y el solicitante, estableciendo de manera clara y cuantificada los requisitos de debe cumplir el módulo de pruebas.

Se clasifica las exigencias en dos categorías:

- E (exigencia): requisitos obligatorios que deben cumplirse.
- D (deseo): aspiraciones que mejoran el diseño, pero no son imprescindibles.

Figura 30

Lista de exigencias

PROYECTO:	Diseño y construcción de un módulo de pruebas para evaluar la hermeticidad de cilindros oleohidráulicos hasta una capacidad de 3800 PSI	Fecha: 10/08/2024
		Revisado: R.D.C.M
CLIENTE:	Taller de mantenimiento y reparación de cilindros hidráulico	Elaborado:
Deseo o Exigencia	Característica	Descripción
E	función principal	Evaluar la hermeticidad de cilindros oleohidraulicos mediante aplicación de presión hidráulica controlada
E	Presión máxima	3800 PSI = 262 bar
E	Tiempo de prueba	Mínimo 180 segundos
E	Geometría	1 x 0.5 x 1.1 m (largo x ancho x alto)
E	Rango de cilindros	Ø piston 100 – 200 mm; Ø vástago 50 – 120 mm; carrera 0.5 – 2 m
E	Fluido hidráulico	Aceite SAE 10 Mobil u equivalente
E	Seguridad	Cumplir con las normas de seguridad ISO 4413, protección contra sobrepresión
E	instrumentación	Manómetros 0 – 400 bar
E	Sistemas de energía	Motor eléctrico trifásico 380 – 400 v; 50 Hz
E	Control de presión	Válvula limitadora de presión regulable 0 – 262 bar
E	Conexiones	Conectores y adaptadores
E	Materiales	Acero al carbono ASTM A36
E	Fabricación	Fabricación de acuerdo a normas y manuales
E	Costo	Los costos deben ser adecuados a la necesidad
E	Mantenimiento	Fácil acceso a componentes para lubricación y mantenimiento
D	Automatización	Control automático PLC
D	Estética	Acabado industrial, pintura epoxica

Nota: Elaboración propia

3.3.7. Plan de trabajo

Se elabora un plan de trabajo estructurado según VDI 2221:

Tabla 2

Plan de trabajo estructurado según VDI 2221

Fase	Actividad	Duración	Responsable
Fase I	Comprensión de la solicitud y lista de exigencias	3 semanas	Tesista + asesor
Fase II	Estructura de funciones	2 semana	Tesista
Fase II	Matriz morfológica y concepto de solución	4 semanas	Tesista
Fase II	Evaluación y selección del concepto	2 semanas	Tesista + asesor
Fase III	Proyecto preliminar (dimensionamiento)	6 semanas	Tesista
Fase III	Cálculos de componentes	6 semanas	Tesista
Fase III	Selección de equipos	3 semanas	Tesista
Fase IV	Planos de fabricación	6 semanas	Tesista
Fase IV	Documentación técnica	3 semanas	Tesista
	Fabricación y montaje	8 semanas	Taller + tesista
	Pruebas y ajustes	4 semanas	Tesista
TOTAL		47 semanas	

Nota: Elaboración propia

3.4. Fase II: concepción de solución

3.4.1. Estructura de funciones

La estructura de funciones es la representación esquemática de como el sistema transforma las entradas (inputs) en salidas (outputs) a través de funciones parciales

3.4.2. Caja negra (black box)

El primer paso es definir el sistema como una caja negra identificando:

Entradas:

- Energía: Energía eléctrica

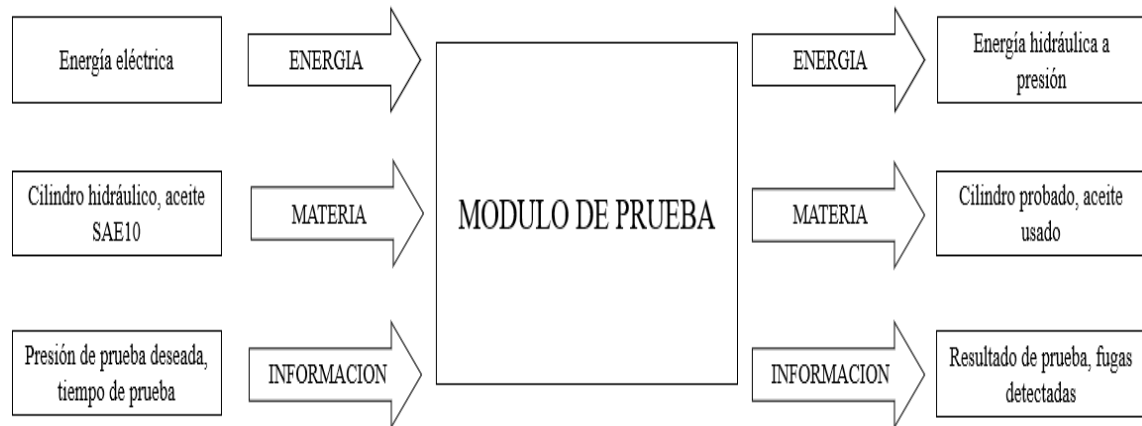
- Materia: Cilindro hidraulico a probar, aceite hidraulico
- Información: Presión de prueba deseada, tiempo de prueba, datos del cilindro

Salidas:

- Energia: Energia hidráulica a presion
- Materia: Cilindro probado, aceite usado
- Información: Resultado de la prueba (pasa/falla), curvas de presión vs tiempo, fugas detectadas

Figura 31

Obtención de la caja negra



Nota: Elaboración propia

3.4.3. ***Función total y funciones parciales***

Función total

Evaluar la hermeticidad de cilindros oleohidráulicos mediante aplicación de presión hidráulica controlada y monitoreo de fugas.

Descomposición de funciones parciales:

La función total se subdivide en funciones principales y subfunciones:

FP1 Generar energía hidráulica

- **FP1.1:** Convertir la energía eléctrica en energía mecánica (motor eléctrico)

- **FP1.2:** Convertir energía mecánica en energía hidráulica (bomba hidráulica)
- **FP1.3:** Almacenar fluido hidráulico (tanque)

FP2 Control y dirección de flujo

- **FP2.1:** Regular presión de salida (válvula reguladora de caudal)
- **FP2.2:** Controlar dirección de flujo (válvula direccional)

FP3 Geometría de la unidad hidráulica y conectar cilindro bajo prueba

- **FP3.1:** Fijar el cilindro en posición de prueba
- **FP3.2:** Conectar manguera hidráulica puerto del pistón
- **FP3.3:** Conectar manguera hidráulica puerto vástago

FP4 aplicar y mantener presión

- **FP4.1:** Presurizar cámara de pistón
- **FP4.2:** Presurizar cámara de vástago
- **FP4.3:** Mantener presión durante tiempo de prueba
- **FP4.4:** Compensar fugas menores

FP5 Medir y registrar parámetros

- **FP5.1:** Medir presión en tiempo real (manómetro de presión)
- **FP5.2:** Medir tiempo de prueba
- **FP5.3:** Detectar caídas de presión
- **FP5.4:** Registrar datos

FP6 Controlar proceso

- **FP6.1:** Iniciar ciclo de prueba
- **FP6.2:** Monitorear presión y tiempo
- **FP6.3:** Finalizar prueba
- **FP6.4:** Despresurizar sistema de forma segura

FP7 Filtrar y acondicionar aceite

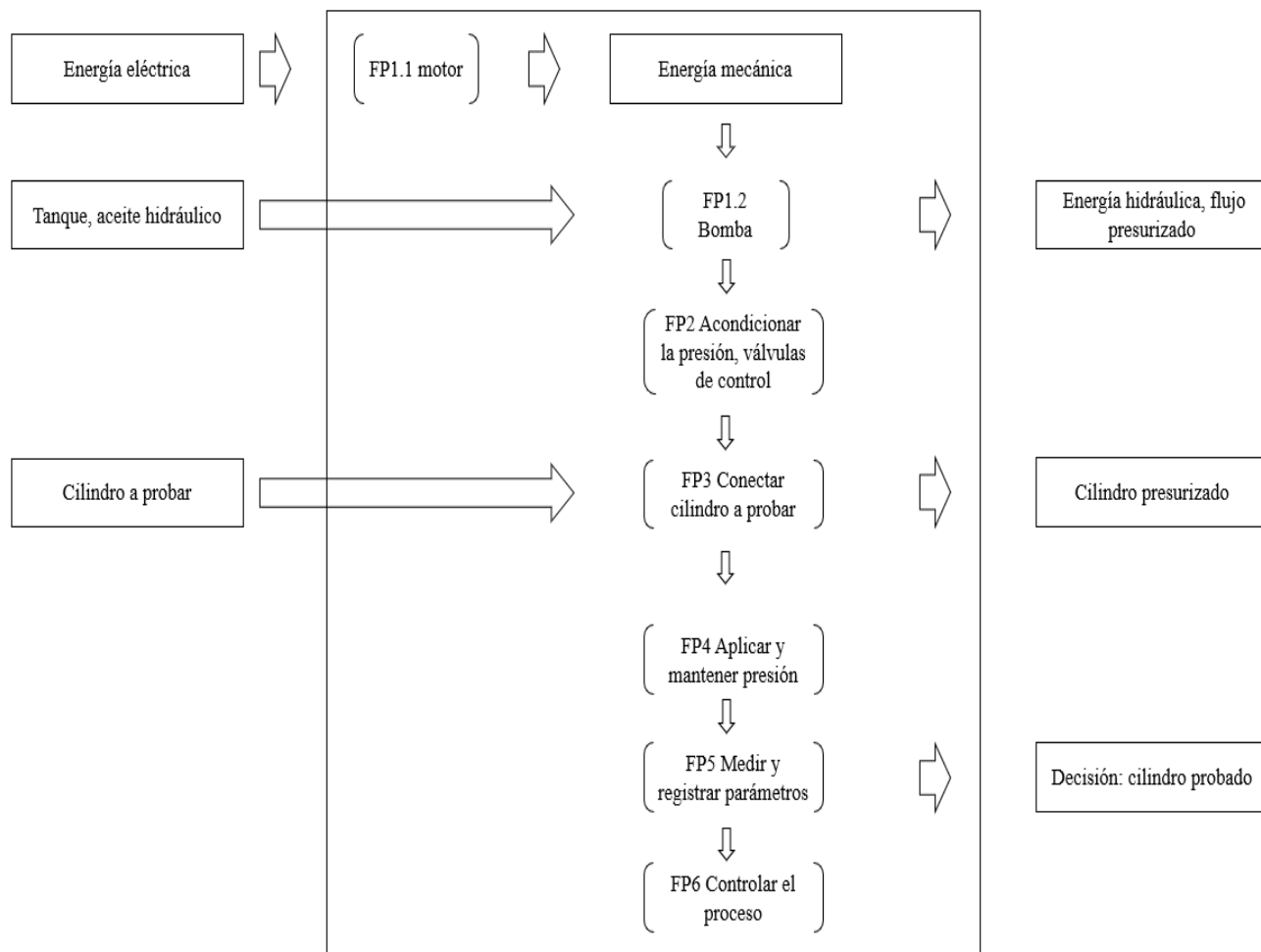
- **FP7.1:** Filtrar aceite de ingreso
- **FP7.2:** Filtrar aceite de retorno

FP8 Garantizar seguridad

- **FP8.1:** Proteger contra sobrepresión (válvula de seguridad)
- **FP8.2:** Contener derrames (bandeja)
- **FP8.3:** Parada de emergencia

3.4.4. *Diagrama de estructura de funciones*

El diagrama de estructura de funciones muestra el flujo de energía, materia e información:

Figura 32*Obtención de la estructura de funciones*

Nota: Elaboración propia

3.4.4.1. Optimización de la estructura de funciones

La estructura de funciones propuesta se evalúa según criterios:

- ✓ Completitud: todas las funciones necesarias están incluidas
- ✓ Claridad: cada función está bien definida y es comprensible
- ✓ Independencia: las funciones pueden realizarse de forma independiente
- ✓ Verificabilidad: cada función puede ser verificada objetivamente

Estructura de funciones optima aprobada

3.4.5. *Determinación del concepto de solución*

3.4.5.1. Matriz morfológica (método de Zwicky)

La matriz morfológica es una herramienta sistemática que permite visualizar todas las posibles soluciones para cada función parcial.

Para cada función parcial se identifican entre 3 y 5 alternativas técnicas viables:

Figura 33

Matriz morfológica

Función parcial	Portadores de funciones		
	Características o principios de solución		
	Alternativa 1	Alternativa 2	Alternativa 3
FP1.1: Generar energía mecánica	Motor eléctrico trifásico 	Motor eléctrico monofásico 	Motor a combustión 
FP1.2: Generar presión hidráulica	Bomba de engranajes 	Bomba de pistones 	Bomba de paletas 
FP1.3: Almacenar aceite	Tanque rectangular 	Tanque cilíndrico 	Tanque cuadrado 
FP2.1: Regular caudal	Valvula reductora directa 	Valvula reductora pilotada 	
FP2.2: controlar dirección de flujo	Valvula de control direccional monobloque 	Válvula de control direccional de solenoide (electroválvulas) 	Control con manifold 
FP3.1: Geometría de la unidad hidráulica	bomba sumergida 	bomba exterior 	
FP4.1-4.4: Aplicar presión	Llenado directo bomba 	Sistema acumulador 	
FP5.1: Medir presión	manometro 	Sensor 	Transmisores y sensores de presión 
FP6: Control del sistema	Control manual 	Control semiautomático 	Control con PLC 
FP7: Filtrar	Filtro estándar 	Filtro de alta eficiencia 	Filtro + secador de aire 
FP8.1: Seguridad presión	electrovalvula de seguridad 	Valvula limitadora de presión regulable 	

Leyenda:

Solución 1	
Solución 2	
Solución 3	
Solución 4	

Nota: Elaboración propia

3.4.5.2. Combinación de portadores de funciones

De la matriz morfológica se generan múltiples combinaciones. Se seleccionan las combinaciones compatibles y técnicamente viables, en la cual se identificaron las funciones principales del sistema y las distintas opciones de solución disponibles. A partir de esta comparación se evaluaron las alternativas con el fin de elegir el diseño más adecuado para nuestro módulo de pruebas.

Se obtiene 4 alternativas de solución:

Concepto de solución 1:

Motor eléctrico monofásico + bomba de engranajes + tanque rectangular + válvula reductora directa + válvula direccional 4/3 centro abierto+ soporte con mordazas + racores roscados + llenado directo a la bomba + manómetro + cronometro digital + control semiautomático + filtro estándar + válvula limitadora de presión regulable.

Concepto de solución 2:

Motor eléctrico + bomba de pistones + tanque rectangular + válvula reductora directa + válvula direccional 4/3 centro abierto + soporte con mordazas + racores + llenado directo a la bomba + manómetro + cronometro digital + control manual + filtro estándar + válvula de seguridad.

Concepto de solución 3:

Motor eléctrico monofásico + bomba de engranajes + tanque cilíndrico + válvula reductora directa + válvula de control direccional monobloque + soporte con mordazas + racores + sistema de acumulador + manómetro + cronometro digital + control semiautomático + filtro estándar + válvula limitadora de presión regulable.

Concepto de solución 4:

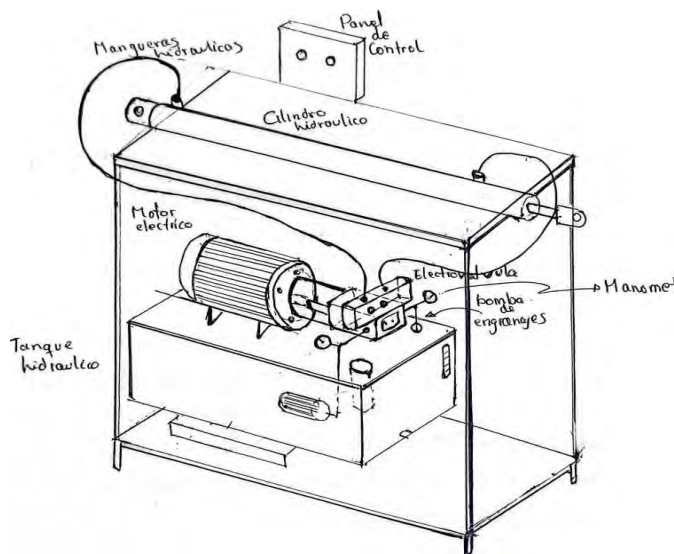
Motor a combustión + bomba de pistones + tanque rectangular + válvula reductora directa + válvula direccional 4/3 centro abierto+ soporte con abrazadera + racores + llenado directo a la bomba + sensor +manómetro + cronometro digital + control semiautomático + filtro estándar + válvula limitadora de presión regulable.

3.5. Fase III - Elaboración del proyecto

A partir de las alternativas consideradas en la matriz morfológica, se desarrollaron cuatro conceptos de solución para nuestra unidad hidráulica. Estos conceptos serán evaluados posteriormente desde el punto de vista técnico y económico, lo que permitirá seleccionar el proyecto preliminar más conveniente, el cual servirá como base para el desarrollo del diseño final de la unidad hidráulica.

Figura 34

Concepto de solución 1



Nota: Elaboración propia

El motor eléctrico monofásico empieza a funcionar transformando la energía mecánica en energía hidráulica accionando la bomba de engranajes la cual impulsa el fluido a presión a través del sistema pasando por la válvula de control que regula el caudal y la presión permitiendo

accionar un actuador en este caso un cilindro hidráulico, al terminar su proceso, el fluido retorna a tanque como se ve en la figura.

Ventajas:

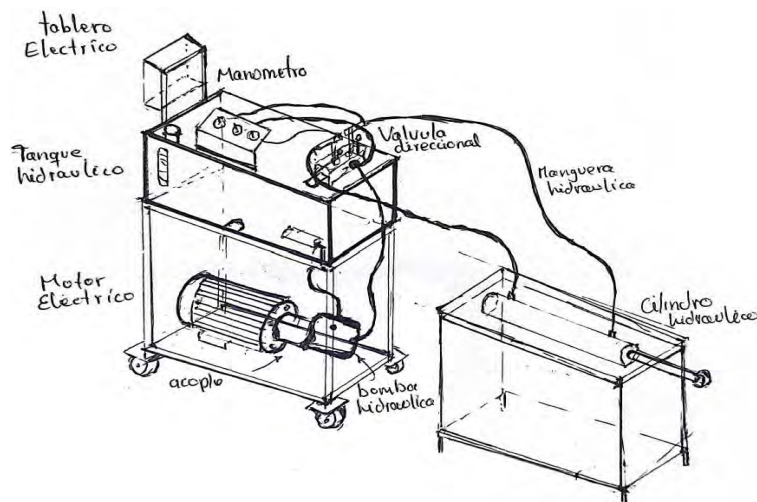
- Fácil portabilidad, maleabilidad
- Mantenimiento fácil, los componentes son sencillos de reemplazar
- Bajo costo de accesorios
- Los componentes son fáciles de encontrar en el mercado

Desventajas:

- La bomba de engranajes genera bajas presiones, ruido, menor eficiencia
- Limitación del motor eléctrico por de arranque bajo y bajo rendimiento, baja potencia
- Tiene limitación de presión de 50 a 200 bar
- Capacidad del depósito limitada

Figura 35

Concepto de solución 2



Nota: Elaboración propia

El motor trifásico acciona la bomba de pistones, la cual aspira el fluido hidráulico desde el depósito y lo presuriza hacia el circuito. La presión generada se regula mediante válvula

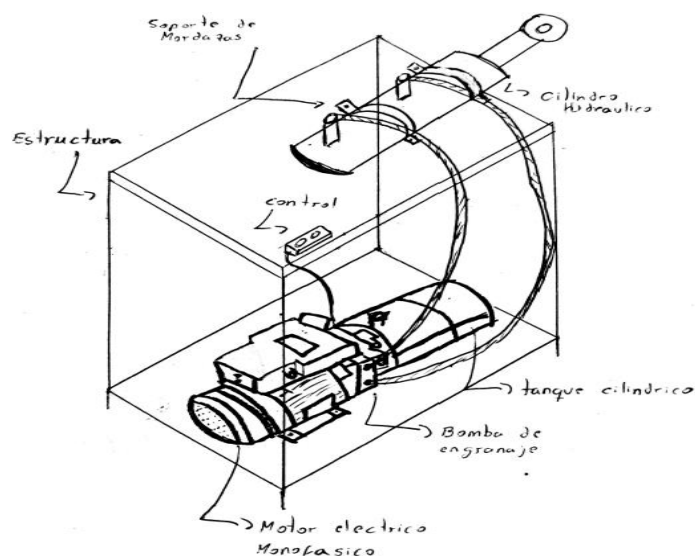
reguladora de caudal, válvula reguladora de presión y válvula direccional, asegurando un suministro estable y seguro a los actuadores. El fluido retorna al depósito tras realizar el trabajo, cerrando el ciclo hidráulico, como se aprecia en la figura.

Ventaja

- Alta capacidad de presión, la bomba de pistones permite trabajar a altas presiones ideal para aplicaciones industriales
- Alta eficiencia volumétrica y energética, mejor aprovechamiento de la energía y menor generación de calor
- Mayor vida útil
- Operaciones continuas y confiables, proporciona un funcionamiento estable, par constante y alta confiabilidad para trabajos continuos.

Desventajas

- Mayor costo de componentes
- Sensibilidad a la contaminación del fluido
- Requiere de una instalación eléctrica industrial
- Mantenimiento técnico realizado por personal capacitado

Figura 36*Concepto de solución 3*

Nota: Elaboración propia

El motor monofásico acciona una bomba de engranajes que toma aceite del tanque cilíndrico, pasa por una válvula reductora directa y un acumulador que estabiliza la presión, y luego la válvula direccional dirige el caudal hacia el cilindro sujeto en el soporte o lo devuelve al tanque, se controla la presión con los manómetros y un control semiautomático da el arranque, presurización y descarga, mientras el filtro y la válvula direccional protegen el sistema, como se muestra en la figura.

Ventajas:

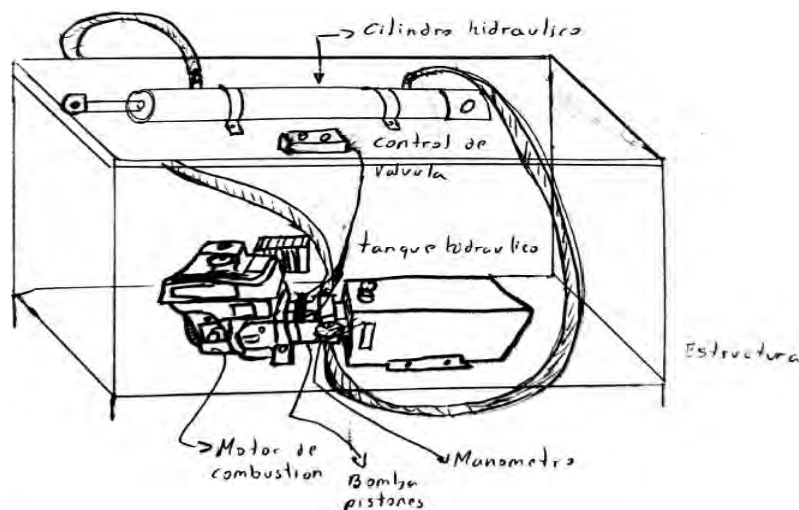
- Costo bajo de los diferentes componentes
- Fácil mantenimiento, no requiere de personal altamente especializado
- Permite que todos los elementos en un solo soporte, ideal para espacios reducidos y fácil transporte
- Control básico y seguro
- Protección y monitoreo, el acumulador estabiliza la presión

Desventajas:

- Limitada capacidad de presión y fuerza
- Motor monofásico limitado eficiencia y par
- Aplicaciones industriales limitadas

Figura 37

Concepto de solución 4



Nota: Elaboración propia

La unidad de potencia hidráulica está diseñada para aplicaciones móviles o donde no se dispone de energía eléctrica, funcionando mediante un motor a combustión acoplado a una bomba hidráulica de pistones que genera alto caudal y presión. El sistema incluye un tanque rectangular, como se ve en la imagen.

Ventajas:

- Autonomía, funciona con combustible sin la necesidad de conexión eléctrica
- Alta presión y eficiencia, la bomba de pistones permite generar fuerzas elevadas y control del caudal
- Portabilidad, adecuado para equipos móviles y entornos remotos
- Resistencia y durabilidad soportan operaciones continuas en exteriores o zonas industriales

Desventajas:

- Mantenimiento y combustible, requieren suministro de combustible y mantenimiento de motor
- Ruido y emisiones, generan ruido y gases
- Peso y tamaño, pueden ser más pesados y voluminosos
- Costo y operación, mayor inversión

3.5.1. *Evaluación técnico – económica de los proyectos preliminares*

A partir de las cuatro alternativas preliminares propuestas, se lleva a cabo un análisis técnico y económico. En este proceso, la relevancia de cada criterio de evaluación define el peso ponderado asignado dentro de la valoración del proyecto.

Figura

Rango de valores técnico económico

Figura 38

Rango de valores técnico económico

Valor técnico X_i	Valor económico Y_i	calificación
0.8	0.8	Muy buena solución
0.7	0.7	Buena solución
0.6 o menos	0.6 o menos	Solución deficiente

Nota: (BARRIGA GAMARRA, 2013)

3.5.1.1. Evaluacion tecnica

Figura 39

Evaluación técnica del proyecto

DISEÑO MECANICO - EVALUACION DE PROYECTOS											UNSAAC	
VALOR TECNICO (Xi)												
DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN MODULO DE PRUEBAS PARA EVALUAR LA HERMETICIDAD DE CILINDROS OLEOHIDRAÚLICOS HASTA UNA CAPACIDAD DE 3800 PSI												
p: Puntaje de 0 a 4 (escala de valores según VDI 2225)												
0=No satisface, 1=Aceptable a las justas, 2=Suficiente, 3=Bien, 4=Muy bien												
g: Peso ponderado y se da en función a la importancia de los criterios de evaluación												
Criterios de evaluación para diseños en la fase de conceptos o proyectos												
Variantes de Concepto/Proyecto		Solución			Solución		Solución		Solución		Solución	
		N°1			N°2		N°3		N°4		N°5	
Criterios de Evaluación	g	p	gp	p	gp	p	gp	p	gp	p	gp	
1 FUNCION PRINCIPAL	4	2	8	4	16	2	8	4	16	4	16	
2 CAPACIDAD	4	2	8	4	16	1	4	4	16	4	16	
3 INSTRUMENTACION	2	2	4	3	6	3	6	4	8	4	8	
4 FORMA	2	3	6	3	6	2	4	2	4	4	8	
5 TOLERANCIA	3	4	12	2	6	4	12	2	6	4	12	
6 DISEÑO	3	3	9	3	9	2	6	3	9	4	12	
7 SEGURIDAD	2	2	4	3	6	2	4	3	6	4	8	
8 ERGONOMIA	3	2	6	3	9	1	3	2	6	4	12	
9 FABRICACION	3	1	3	3	9	1	3	1	3	4	12	
10 MONTAJE	4	3	12	2	8	4	16	2	8	4	16	
11 USO	3	4	12	3	9	4	12	3	9	4	12	
12 MANTENIMIENTO	4	3	12	2	8	4	16	2	8	4	16	
13 DISPONIBILIDAD MERCADO	2	4	8	2	4	3	6	1	2	4	8	
14 RUIDO OPERATIVO	3	2	6	2	6	2	6	3	9	4	12	
15 APLICACIÓN	2	3	6	3	6	3	6	2	4	4	8	
16 ENERGIA	2	3	6	3	6	3	6	3	6	4	8	
PUNTAJE MAXIMO $\sum gp$	46		122		130		118		120		184	
VALOR TECNICO Xi			0.66		0.71		0.64		0.65		1.00	

Nota: Elaboración propia

En la figura damos a conocer las diferentes las ponderaciones de cada solución, de las cuales el valor técnico que se aproxima nos da una buena solución ideal es 0.7 los cuales se calcularon con la siguiente formula:

$$Xi = \frac{g_1p_1 + g_2p_2 + g_3p_3 + g_4p_4 + g_5p_5}{(g_1 + g_2 + g_3 + g_4 + g_5)p_{max}} \leq 1$$

3.5.2. Evaluación económica:

Figura 40

Evaluación económica del proyecto

DISEÑO MECANICO - EVALUACION DE PROYECTOS										UNSAAC			
VALOR ECONOMICO (Yi)													
DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN MODULO DE PRUEBAS PARA EVALUAR LA HERMETICIDAD DE CILINDROS OLEOHIDRAÚLICOS HASTA UNA CAPACIDAD DE 3800 PSI													
p: Puntaje de 0 a 4 (escala de valores según VDI 2225)													
0=No satisface, 1=Aceptable a las justas, 2=Suficiente, 3=Bien, 4=Muy bien													
g: Peso ponderado y se da en función a la importancia de los criterios de evaluación													
Criterios de evaluación para diseños en fase de conceptos o proyectos													
Variantes de Concepto/Proyecto			Solución		Solución		Solución		Solución		Solución		
			N°1		N°2		N°3		N°4		N°5		
Criterios de Evaluación			g	p	gp	p	gp	p	gp	p	gp	p	gp
1	COSTOS DE COMPONENTES		4	2	8	3	12	2	8	4	16	4	16
2	COSTOS ENERGETICOS		2	2	4	2	4	2	4	3	6	4	8
3	COSTOS DE ACEITES HIDRAULICOS		3	2	6	3	9	2	6	2	6	4	12
4	COSTOS DE MANTENIMIENTO		3	2	6	3	9	1	3	2	6	4	12
5	VIDA UTIL Y DEPRESION		4	2	8	3	12	2	8	2	8	4	16
6	COSTOS DE DISPONIBILIDAD Y REFACCIONES		3	4	12	2	6	4	12	2	6	4	12
7	COSTOS DE FABRICACION Y MONTAJE		3	2	6	3	9	2	6	3	9	4	12
8	CANTIDAD DE COMPONENTES		3	2	6	4	12	3	9	4	12	4	12
PUNTAJE MAXIMO $\sum gp$			25		56		73		56		69		100
VALOR TECNICO Yi				0.56		0.73		0.56		0.69		1.00	

Nota: Elaboración propia

En la figura se analizan las ponderaciones asignadas a cada alternativa, donde el valor económico que más se aproxima a la solución ideal es 0.73. Dichos valores se obtuvieron mediante la aplicación de la siguiente fórmula:

$$Y_i = \frac{g_1 p_1 + g_2 p_2 + g_3 p_3 + g_4 p_4 + g_5 p_5}{(g_1 + g_2 + g_3 + g_4 + g_5) p_{max}} \leq 1$$

3.5.3. Diagrama de evaluación según VDI 2225

La evaluación se realizará con los criterios obtenidos de la lista de exigencias con los valores técnicos y valores económicos obtenidos con los resultados:

Tabla 3

Resultado del rango de valor técnico y7 económico

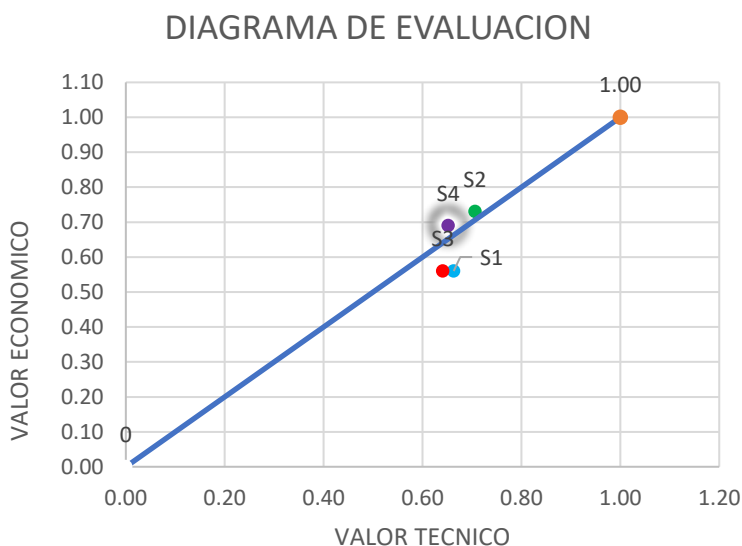
Valores técnicos y económicos	S1	S2	S3	S4	S(ideal)
Valor técnico Xi	0.66	0.71	0.64	0.65	1.00
Valor económico Yi	0.56	0.73	0.56	0.69	1.00

Nota: Elaboración propia

Se elabora una gráfica en el plano cartesiano, como se presenta en la Figura, donde se representan los cuatro proyectos preliminares a partir de sus coordenadas correspondientes a las evaluaciones técnicas y económicas.

Figura 41

Diagrama de evaluación según VDI 2225



Nota: Elaboración propia

3.5.4. Definición del proyecto definitivo

El proyecto que cumple con los criterios técnicos y económicos establecidos es el proyecto preliminar 2, correspondiente al diseño de un banco de pruebas con los componentes Motor eléctrico, bomba de pistones, tanque rectangular etc. Ya que es el que presenta mayor proximidad a la línea de solución óptima.

CAPITULO 4. DISEÑO DEL SISTEMA HIDRÁULICO

4.1. Generalidades para el diseño del sistema hidráulico

El presente capítulo desarrolla de manera integral el diseño del sistema hidráulico para un módulo de pruebas destinado a evaluar la hermeticidad de cilindros oleohidráulicos hasta una capacidad de 3800 psi. El diseño se fundamenta en principios teóricos sólidos, cálculos rigurosos y la selección de componentes comerciales de cumplan los estándares solicitados.

El diseño del sistema hidráulico para el módulo de pruebas de cilindros oleohidráulicos requiere de un análisis detallado de los parámetros operativos y la selección adecuada de componentes que garanticen un funcionamiento confiable hasta 3800 psi (262 bar). El sistema debe ser capaz de generar y mantener la presión requerida durante el tiempo de prueba establecido, permitiendo la evaluación precisa de la hermeticidad de los cilindros bajo prueba.

Se dimensionará todos los componentes mediante cálculos fundamentados. Se seleccionará equipos comerciales con fichas técnicas que garanticen la operación segura.

4.2. Parámetros de diseño

4.2.1. Datos de entrada del sistema

Los parámetros fundamentales para el diseño del sistema hidráulico son:

- Tiempo de prueba de hermeticidad: 180 segundos.
- Presión máxima de prueba: 3800 psi (262 bar)
- Fluido hidráulico: SAE-10W Móvil
- Para nuestros cálculos hidráulicos se consideró un cilindro hidráulico de mayor tamaño proporcionado de una Maquinaria CAT 336:
- Diámetro del pistón: 0.16 m
- Diámetro del vástago: 0.11 m
- Carrera del cilindro: 1.5 m

Figura 42*Cilindro hidráulico a prueba*

Nota: Elaboración propia

4.3. Propiedades del fluido hidráulico

4.3.1. Aceite Móvil SAE-10W

Las propiedades del aceite hidráulico son fundamentales para el diseño del sistema. Para el aceite SAE-10W Mobil se han establecido las siguientes características según el fabricante:

Tabla 4*Propiedades aceite hidráulico Móvil SAE-10W*

Densidad (ρ)	Viscosidad cinemática (ν):	Viscosidad dinámica (μ):	Módulo de compresibilidad (E):	Temperatura de operación:
850 kg/m ³	10.0 cSt / 1.00×10 ⁻⁵ m ² /s	0.0085 Pa·s	1.70 GPa	-20°C a +100°C

Nota: Catalogo Mobil SAE-10W

Estas propiedades se utilizan en todos los cálculos posteriores del sistema hidráulico.

4.4. Cálculos preliminares del cilindro de prueba

Área del pistón (A_p):

$$A_p = \frac{\pi \times D_p^2}{4} = \frac{\pi \times (0.16)^2}{4} = 0.020106 \text{ m}^2$$

Área del vástago (A_v):

$$A_v = \frac{\pi \times D_v^2}{4} = \frac{\pi \times (0.11)^2}{4} = 0.009503 \text{ m}^2$$

Área anular del vástago o Área efectiva del lado del vástago (A_{ef}):

$$A_{ef} = A_p - A_v = 0.0201 - 0.0095 = 0.010603 \text{ m}^2$$

Volumen máximo en la cámara del pistón:

$$V_p = A_p \times L = 0.020106 \times 1.5 = 0.030159 \text{ m}^3 = 30.16 \text{ litros}$$

Volumen máximo de la cámara del vástago:

$$V_v = A_{ef} \times L = 0.010603 \times 1.5 = 0.015904 \text{ m}^3 = 15.90 \text{ litros}$$

4.5. Cálculo y selección de la bomba hidráulica

4.5.1. Determinación del caudal requerido

Para determinar el caudal de la bomba, consideremos el tiempo de llenado de la cámara mayor del cilindro.

Caudal teórico necesario:

Según la ecuación de continuidad y considerando el tiempo de avance.

$$Q_t = \frac{V_p}{t} = \frac{30.16 \text{ L}}{180 \text{ s}} = 0.1675 \text{ L/s} = 10.05 \text{ L/min}$$

Caudal de la bomba considerando factor de servicio:

Aplicando un factor de servicio de 1.5 (según UNE-EN ISO: 4413: 2010) para garantizar el funcionamiento adecuado

$$Q_{\text{bomba}} = Q_t \times 1.5 = 10.05 \times 1.5 = 15.08 \text{ L/min}$$

4.5.2. Cálculo del desplazamiento volumétrico

Cilindrada de la bomba (V_c):

$$V_c = (Q_{\text{bomba}} \times 1000) / (n \times \eta_v)$$

$$V_c = (15.08 \times 1000) / (1500 \times 0.95) = 10.58 \text{ cm}^3/\text{rev}$$

Seleccionamos una bomba comercial con cilindrada: $V_c = 8 \text{ cm}^3/\text{rev}$ o $V_c = 10 \text{ cm}^3/\text{rev}$

4.5.3. Selección del tipo de bomba

Para la aplicación de altas presiones como la requerida (262 bar), se recomienda una bomba de pistones axiales debido a sus características:

- Alta eficiencia a presiones elevadas
- Alta eficiencia volumétrica ($\eta_v = 0.95 - 0.98$) - (Antonio Serrano Nicolas)
- Eficiencia mecánica aproximada: 90% - (Antonio Serrano Nicolas)
- Capacidad de trabajar a altas presiones
- Buen control de caudal
- Larga vida útil

4.5.4. Especificaciones de la bomba seleccionada

Se selecciona una boba de pistones axiales de caudal variable HYSTAR

Tabla 5

Especificaciones técnicas de la bomba hidráulica

Modelo	Desplazamiento volumétrico (cc/rev)	Presión máxima (bar)	Entrega de caudal por revolucion (l/m)		Velocidad de accionamiento (rpm)	
			1000 rpm	1800 rpm	Min	Max
PV8-A4RS2080	8	262	8	14.4	500	2000

Nota: HYSTAR catalogo

Figura 43*Bomba de pistones de la serie PV*

Nota: HYSTAR, catalogo

4.6. Cálculo, dimensionamiento y selección del motor eléctrico**4.6.1. Potencia hidráulica requerida o potencia de la bomba****Potencia hidráulica útil ($P_{hidraulica}$):**

$$P_{hidraulica} = \frac{P \times Q}{600} = \frac{262 \times 10.5}{600} = 4.3885 \text{ KW}$$

$$P_{hidraulica} = 4.39 \text{ KW}$$

Donde:

P: Presión (bar)

Q: Caudal (l/m)

4.6.2. Potencia del motor eléctrico

Para el cálculo de la potencia del motor eléctrico usaremos la siguiente formula

$$PE = \frac{P_M}{n_{me}} = \frac{P_H}{n_B * n_{me}}$$

Donde:

 P_E = Potencia del motor electrico P_H = Potencia hidraulica o potencia de la bomba P_M = Potencia mecanica

$n_{me} = \text{Eficiencia de un motor electrico}$

$n_B = \text{Eficiencia de la bomba}$

Potencia mecánica requerida (Pm):

Considerando la eficiencia total de la bomba $\eta_t = 0.85$ (Bosch Rexroth)

$$P_m = \frac{P_{hidraulica}}{\eta_t} = \frac{4.39}{0.85} = 5.1647 \text{ KW}$$

$$P_{motor} = 5.16 \text{ KW}$$

Potencia mecánica con factor de seguridad

Aplicando un factor de servicio $f_s = 1.25$ (según UNE-EN ISO: 4413: 2010) sistemas hidráulicos: normas generales y requisitos de seguridad para sistemas y sus componentes.

$$P_{mecanica} = P_m \times f_s = 5.16 \times 1.25 = 6.4536 \text{ Kw}$$

$$P_{mecanica} = 6.45 \text{ KW}$$

Potencia del motor eléctrico

Considerando la eficiencia total para motores eléctricos de $\eta_t = 0.9$

$$PE = \frac{P_M}{n_{me}} = \frac{6.45}{0.9}$$

$$PE = 7.172 \text{ KW}$$

$$PE = 9.619 \text{ Hp}$$

4.6.3. Especificaciones del Motor seleccionado

Se selecciona un motor trifásico que se asemeje a los cálculos obtenidos, en este caso seleccionamos un motor eléctrico de marca: Delcrosa

Tabla 6*Especificaciones técnicas del motor eléctrico*

Potencia nominal (hp) / KW	Velocidad nominal (rpm)	Clase de eficiencia	Grado de protección	Factor de potencia	Corriente (A)	Tensión (V)	Peso (Kg)
10 / 7.5	1800	IE1	IP55	0.86	26.2/15.4/13.3	220/380/440	69.5

Nota: Delcrosa, catalogo

Figura 44*Motor eléctrico*

Nota: Delcrosa, catalogo

4.7. Cálculo, dimensionamiento y selección del acoplamiento

4.7.1. Verificación del par motor

Par nominal requerido (Tn):

El torque requerido en el eje de la bomba se calcula mediante:

$$T_n = \frac{P_{\text{motor}} \times 60}{2\pi \times n} = \frac{7.5 \times 10^3 \times 60}{2\pi \times 1800} = 39.79 \text{ Nm}$$

$$T_n = 39.79 \text{ Nm}$$

Donde:

P_{motor} : Potencia del motor seleccionado = 7.5 KW

n : Velocidad nominal del eje en RPM

4.7.2. Dimensionamiento del acople

Par de servicio (T_s):

Considerando factor de servicio $f_s = 1.5$ (según UNE-EN ISO: 4413: 2010); para aplicaciones hidráulicas

$$T_s = T_n \times f_s = 39.79 \times 1.5 = 59.69 \text{ Nm}$$

4.7.3. Acoplamiento seleccionado

Se selecciona un acoplamiento de acuerdo a los cálculos realizados, acoplamiento JAW

Tabla 7

Especificaciones técnicas del acople

Tipo	Material	Par nominal capacidad del torque	Velocidad máxima	Desalineación angular	Desalineación radial permitida
Acoplamiento tipo JAW	Acero con elemento de elástico de poliuretano	70 Nm	3000 rpm	+/- 1°	+/- 25 mm

Nota: JAW LOVEJOY

Figura 45

Acoplamiento JAW



Nota: JAW LOVEJOY

4.8. Cálculo y dimensionamiento del tanque hidráulico

4.8.1. Criterios de dimensionamiento

- Volumen de aceite en circulación
- Variación de volumen por dilatación térmica
- Volumen de reserva para fugas y reposición
- Espacio libre para aire 10% mínimo

Volumen del sistema hidráulico (V_s):

Estimación de volúmenes:

- Volumen del cilindro: 30.2 L
- Volumen del sistema: 30.2 L

Volumen de expansión térmica (V_{exp}):

$$V_{exp} = V_s \times \beta_T \times \Delta T = 30.2 \times 0.0008 \times 40 = 0.9664 \text{ L}$$

Donde:

V_s : Volumen del sistema

β_T : Coeficiente de expansión volumétrica del fluido = 0.0008 (para aceites hidráulicos).

ΔT : Variación de temperatura

Volumen total del tanque:

$$V_{total} = V_s + V_{exp} + V_{reserva} = 30.2 + 0.9664 + 0 = 31.4864 \text{ L}$$

4.8.2. Cálculo del Volumen del tanque según criterios de diseño (V_t):

Según criterios de diseño, el tanque estacionario debe ser 3 – 5 veces el caudal por minuto.

Utilizando un factor de 3:

$$V_{\text{tanque}} = V_{\text{total}} \times \text{factor} = 31.4864 \times 3 = 94.4592 \text{ L}$$

4.8.3. Especificaciones del Tanque seleccionado

Una vez realizado los cálculos y saber el volumen del depósito de aceite de 100.282 litros, con una margen del 10% de acuerdo a la norma API 650 – NIVELES Y CAPACIDAD DE TANQUES DE ALMACENAMIENTO.

especificaciones del depósito de aceite:

Tabla 8

Depósito de aceite

Tipo	Material	Dimensiones	Accesorios
Rectangular	ASTM A572 – G50	1000 x 500 x 300 mm	Filtro, indicador de nivel, tapa de llenado, tapón de drenaje

Nota: Elaboración propia

Figura 46

Depósito de aceite



Nota: Elaboración propia

4.9. Calculo, dimensionamiento y selección de mangueras hidráulicas

Parámetros base del sistema:

Tabla 9*Parámetros base del sistema*

Caudal de la bomba (L/min) (m³/s)	Presión máxima del sistema (psi) (bar)	Aceite hidráulico Mobil SAE-10W			
		Densidad del aceite (kg/m³)	Viscosidad dinámica (Pa·s)	Viscosidad cinemática (m²/s)	Temperatura de operativa (°C)
15.08 / 0.00025133	3800/262	850	0.0085	1.00×10 ⁻⁵	-39 °C /228 °C

Nota: Elaboración propia

Estos parámetros constituyen la base para todos los cálculos posteriores de dimensionamiento y análisis de flujo.

4.9.1. Criterios fundamentales para la selección

La selección de mangueras hidráulicas se basa en criterios técnicos establecidos por las normas SAE J517 e ISO 18752.

Velocidad recomendada por tipo de línea:

Las velocidades recomendadas equilibran la eficiencia energética, el ruido, la cavitación, y el costo de las tuberías, y estas están referidas mediante la norma DIN 24312 que regula el balance, eficiencia y pérdidas; la norma ISO 4413:2010 evita la cavitación de la bomba, estas velocidades se muestran en la siguiente tabla:

Tabla 10*Velocidad por tipo de línea*

Tipo de línea	Velocidad Min. (m/s)	Velocidad Max. (m/s)	Velocidad Recom. (m/s)
Línea de succión	0.6	1.5	1.0
Línea de presión (< 21 MPa)	3.0	5.0	4.0
Línea de presión (>21 MPa)	2.5	4.5	3.5

Línea de retorno	1.5	2.5	2.0
------------------	-----	-----	-----

Nota: Antonio Creus Sole; Neumatica e Hidraulica

4.10. Cálculo detallado de diámetros de mangueras:

La determinación del diámetro óptimo se basa en la ecuación de continuidad

$$Q = A_{manguera} \times v = \frac{\pi \times d^2}{4} \times v$$

$$d_{manguera} = \sqrt{\frac{4 \times Q}{\pi \times v}}$$

Donde:

Q: caudal del fluido (15.08 L/min = 0.00025133 m³/s)

$A_{manguera}$: Área de la manguera (mm o m)

v: Velocidad recomendada (m/s)

4.10.1. Cálculos para la línea de presión

Para la línea de presión la velocidad recomendada es de 3.5 m/s

cálculo del diámetro:

$$d = \sqrt{\frac{4 \times 0.00025133}{\pi \times 3.5}} = 0.009556 \text{ m} = 9.56 \text{ mm}$$

diámetro comercial más cercano es de 3/8 o 1/2"

verificación de la velocidad:

$$A_{\text{real}} = \frac{\pi \times (0.01)^2}{4} = 0.00007854 \text{ m}^2$$

$$v_{\text{real}} = \frac{Q}{A} = \frac{0.00025133}{0.00007854} = 3.2 \text{ m/s}$$

Resultado: La velocidad está dentro del rango para sistemas de alta presión.

4.10.2. Cálculos para la línea de retorno

Para líneas de retorno la velocidad recomendada es de 2.0 m/s para minimizar pérdidas de carga y turbulencias.

$$d = \sqrt{\frac{4 \times 0.00025133}{\pi \times 2.0}} = 0.012649 \text{ m} = 12.649 \text{ mm}$$

Diámetro comercial 12.7 mm (1/2")

Verificación de la velocidad:

$$A_{\text{real}} = \frac{\pi \times (0.012649)^2}{4} = 0.00012566 \text{ m}^2$$

$$v_{\text{real}} = \frac{Q}{A} = \frac{0.00025133}{0.00012566} = 2.00008 \text{ m/s} = 2 \text{ m/s}$$

Velocidad dentro del rango recomendado

4.10.3. Calculo para línea de succión

Para líneas de succión velocidad recomendada es 1 m/s

$$d = \sqrt{\frac{4 \times 0.00025133}{\pi \times 1.0}} = 0.0178886 \text{ m} = 17.8886 \text{ mm}$$

Diámetro comercial 3/4"

$$A_{\text{real}} = \frac{\pi \times (0.0178886)^2}{4} = 0.00025133 \text{ m}^2$$

$$v_{\text{real}} = \frac{Q}{A} = \frac{0.00025133}{0.00025133} = 1.0 \text{ m/s}$$

La velocidad está dentro del rango recomendado

4.11. Especificaciones de mangueras hidráulicas

4.11.1. Estructura básica según normas SAE/DIN

Una manguera hidráulica consta de 3 elementos principales

- Tubo interior: caucho sintético NBR (nitrilo – butadieno) resistente al aceite
- Refuerzo: capas de alambre de acero o textil según la presión requerida
- Cubierta exterior: caucho sintético resistente al aceite, ozono y condiciones climáticas.

4.11.2. Clasificación por presión y construcción

Tabla 11

Clasificación de mangueras hidráulicas

Norma SAE	Norma DIN	Refuerzo	P. trabajo (bar)	Aplicación
100R1AT	EN857 1SC	1 malla de alambre	40 – 160	Baja presión
100R2AT	EN857 2SC	2 malla de alambre	160 – 400	Media presión
100R9AT	EN857 1SN	1 malla textil	40 – 100	Baja presión
100R12	EN856 4SP	4 espiral alambre	350 – 420	Alta presión
100R13	EN856 4SH	4 espiral alambre	350 – 420	Alta presión
100R15	EN856 R15	6 espiral alambre	400 - 630	Muy alta presión

Nota: Elaboración propia

4.12. Análisis detallado del tipo de flujo en todo el sistema

4.12.1. Criterio de Reynolds

El número de Reynolds es un parámetro adimensional que determina el tipo de flujo

$$Re = \frac{\rho \times v \times d}{\mu} = \frac{v \times d}{\nu}$$

Donde:

- Re = Número de Reynolds (adimensional)
- ρ = Densidad del fluido (850 kg/m³)

- v = Velocidad del fluido (m/s)
- d = Diámetro característico (m)
- μ = Viscosidad dinámica (0.0085 Pa·s)
- ν = Viscosidad cinemática (1.0×10^{-5} m²/s)

4.12.2. Criterios de clasificación

- $Re < 2300$: FLUJO LAMINAR
- $2300 \leq Re \leq 4000$: FLUJO TRANSICIONAL
- $Re > 4000$: FLUJO TURBULENTO

4.12.3. Puntos de análisis del sistema

El sistema se divide en 12 secciones principales para el análisis detallado

Tabla 12

Obtención del número de Reynolds en cada punto del sistema

Punto del sistema	$\varnothing$ (mm)	V (m/s)	ν (m ² /s)	$Re = \frac{V \times d}{\nu}$	Régimen
Tanque – filtro de succión	19.05 (3/4)	1	1.0×10^{-5}	1905	LAMINAR
Filtro de succión – bomba	19.05 (3/4)	1	1.0×10^{-5}	1905	LAMINAR
Bomba - Manguera de presión	9.525 (3/8)	5.0	1.0×10^{-5}	4762.5	TURBULENTO
Manguera de presión – Val. de control direccional	9.525 (3/8)	5.0	1.0×10^{-5}	4762.5	TURBULENTO
Val. de control direccional – Val. limit. De presión	9.525 (3/8)	5.0	1.0×10^{-5}	4762.5	TURBULENTO
Val. limit. De presión – Mang. de presión	9.525 (3/8)	5.0	1.0×10^{-5}	4762.5	TURBULENTO
Manguera de presión	9.525 (3/8)	5.0	1.0×10^{-5}	4762.5	TURBULENTO
Conexión manómetro de presión	9.525 (3/8)	5.0	1.0×10^{-5}	4762.5	TURBULENTO
Manguera de presión – Cilindro de prueba	9.525 (3/8)	5.0	1.0×10^{-5}	4762.5	TURBULENTO
Cilindro de prueba – Manguera de retorno	12.7 (1/2)	2.5	1.0×10^{-5}	3175	TRANSITORIO
Manguera de retorno	12.7 (1/2)	2.5	1.0×10^{-5}	3175	TRANSITORIO

Manguera de retorno - tanque	12.7 (1/2)	2.5	1.0×10^{-5}	3175	TRANSITORIO
------------------------------	------------	-----	----------------------	------	-------------

Nota: Elaboración propia

4.13. Especificaciones detalladas de mangueras seleccionadas

4.13.1. Manguera de presión SAE 100R12 / DIN EN856 4SP

Especificaciones técnicas

- Tubo interior: NBR (caucho nitrilo – butadieno)
- Refuerzo: 4 capas espiral alambre acero alto carbono
- Diámetro interior nominal: 10 mm (3/8")
- Radio de curvatura mínimo: 60 mm
- Presión de trabajo: 350 bar a 20°C
- Presión de rotura: 1400 bar (factor 4:1)
- Temperatura de trabajo: -40°C a +100°C
- Temperatura pico: +120°C (máximo 15 minutos)

4.13.2. Manguera de retorno SAE 100R2AT / DIN EN857 2SC

Especificaciones técnicas

- Tubo interior: NBR
- Refuerzo: 2 mallas trenzadas de alambre de acero
- Diámetro interior nominal: 13 mm (1/2")
- Presión de trabajo: 160 bar a 20°C
- Presión de rotura: 640 bar
- Temperatura de trabajo: -40°C a +100°C

4.14. Cantidades y longitudes requeridas de mangueras hidraulicas

Tabla 13

Mangueras hidráulicas requeridas

Punto del sistema	Tipo de manguera	Cantidad	Longitud total (m)
Tanque – filtro de succión	Succión SAE 100R2	1	0.5

Filtro de succión – bomba	Succión SAE 100R2	1	0.5
Bomba – Válvula de control direccional	Presión SAE 100R12	1	0.5
Válvula de control direccional – Cilindro de prueba	Presión SAE 100R12	1	2.5
Cilindro de prueba – Válvula de control direccional	Presión SAE 100R12	1	2.5
Válvula de control Direccional – Tanque	Retorno SAE 100R2AT	1	0.5

Nota: Elaboracion propia

4.15. Calculo, dimensionamiento y selección de válvulas

4.15.1. Dimensionamiento detallado de válvulas hidráulicas

Coefficiente de descarga para válvulas hidráulicas:

El coeficiente de descarga (C_d) representa la relación entre el caudal real y el teórico en un orificio.

$$Q_{diseño} = C_d \times A_{asiento} \times \sqrt{\frac{2 \times \Delta p}{\rho}}$$

$$A_{asiento} = \frac{Q_{diseño}}{C_d \times \sqrt{\frac{2 \times \Delta p}{\rho}}}$$

Donde:

- $Q_{diseño}$: caudal con factor de servicio
- C_d : coeficiente de descarga
- $A_{asiento}$: área del asiento de válvula
- Δp : caída de presión
- ρ : densidad del aceite

Coefficientes de descarga por tipo de válvula

Los coeficientes de descarga según el tipo de válvula que se detallan en la siguiente tabla se toman de acuerdo a la norma ISO 4401 que especifica las dimensiones y requisitos de las superficies de montaje para válvulas de control direccional hidráulicas.

Tabla 14

Coeficiente de descarga por tipo de válvula

Componente	Coeficiente Cd	Justificación técnica
Válvula de seguridad	0.65 – 0.75	Flujo critico
Válvula direccional	0.60 – 0.70	Turbulencia moderada
Válvula reguladora	0.65 – 0.80	Compensación de presión

Nota: Oleohidráulica – Pérez Pupo y Navarro

4.15.2. Válvula direccional

4.15.2.1. Dimensionamiento del orificio

Diámetro del orificio principal

La caída de presión lo consideramos $\Delta p = 0.5$ MPa; de acuerdo a la norma ISO 4126-1:2016 (especifica los requisitos generales de diseño, rendimiento y pruebas para válvulas) y un coeficiente de descarga de $C_d = 0.7$; para realizar los cálculos:

- $Q_{diseño}$: Caudal con factor de servicio = 15.08 l/min = 0.00025133 m³/s
- C_d : Coeficiente de descarga
- $A_{asiento}$: Área del asiento
- Δp : caída de presión = 0.5 Mpa
- ρ : densidad del aceite = 850 kg/m³

$$A_{asiento} = \frac{Q_{diseño}}{C_d \times \sqrt{\frac{2 \times \Delta p}{\rho}}} = \frac{0.00025133}{0.7 \times \sqrt{\frac{2 \times 500000}{850}}} = 10.47 \text{ mm}^2$$

$$d_{\text{asiento}} = \sqrt{\frac{4 \times A}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \times 16.91}{\pi}} = 3.65 \text{ mm}$$

Análisis del flujo en el orificio

$$v_{\text{asiento}} = \frac{Q_{\text{diseño}}}{A_{\text{asiento}}} = \frac{0.000377}{16.91 \times 10^{-6}} = 24.0047 \text{ m/s}$$

Según estándares de diseño y recomendaciones técnicas de la NFPA/T3 (National Fluid Power Asociación – Asociación nacional de energía fluida) la velocidad en el asiento de válvula se encuentra dentro de los parámetros establecidos para el diseño de válvulas que están entre 15 m/s a 25 m/s.

$$Re = \frac{\rho \times v \times d}{\mu} = \frac{V \times d}{\nu} = \frac{24.0047 \times 3.65 \times 10^{-3}}{1 \times 10^{-5}} = 8761.72$$

El flujo es turbulento, justificando el uso de Cd

4.15.3. Especificaciones de la válvula direccional seleccionada

Para la elección del tipo de válvula direccional para el módulo de pruebas debemos tomar en cuenta los diámetros de las mangueras hidráulicas y considerar también la presión que 3800 psi, en este caso vamos a seleccionar una válvula de control direccional monobloque en línea que incluye una válvula check antirretorno y válvula limitadora de presión regulable:

Tabla 15

Válvula de control direccional monobloque

Modelo	Vía/posición	Caudal (l/m)		Presión (bar)		Protección	Conexiones	Retorno
		Nom.	Max	Nom.	Max			
P40-OT	4/3	40	50	200	315	Válvula check antirretorno Válvula limitadora de presión regulable	A y B 3/8" P y T 1/2"	Por resorte

Nota: DIFFER, catalogo

Figura 47

Válvula de control direccional monobloque



Nota: DIFFER, catalogo

4.16. Dimensionamiento de racores y conexiones

Para el sistema de 3800 psi se seleccionan racores tipo JIC 37° (SAE J514) por soportar altas presiones:

- Conexiones principales: JIC con rosca - UNF
- Material: acero al carbono con tratamiento zinc – cromado
- Presión de trabajo: 4000 psi (27.6 MPa)
- Factor de seguridad: 4:1
- Temperatura de trabajo: -50 °C a 204 °C

LISTA DE RACORES REQUERIDOS

Tabla 16

Racores: conectores y adaptadores

ITEM	DESCRIPCION	Cantidad	Medida	ESPECIFICACION
1	Adaptador tipo niple reductor recto	6	1/2" – 1/4"	Para mangueras de presión 1/4"
2	Conector Codo 90°	3	1/2"	Manguera de retorno

3	Conector Codos 90°	2	¾"	Manguera de succión
4	Conector codo 90° largo	1	½"	Conexión a válvula direccional
5	Adaptador tipo T para instrumentación	3	½"	Conexión de manómetros y actuadores
6	Conectores rápidos	2	¼"	Para mangueras hidráulicas a presión

Nota: Elaboración propia

4.17. Cálculo de pérdidas en cada punto de conexión

4.17.1. Pérdidas locales en componentes

Las pérdidas locales se calculan mediante la ecuación:

$$\Delta P = K \times \frac{\rho \times v^2}{2}$$

Donde K es el coeficiente de pérdida local específico para cada componente.

Los coeficientes K están basados en ensayos experimentales normalizados según ISO 6403; los valores se muestran en la siguiente tabla

Tabla 17

Coeficiente por componente

Componente	Coeficiente K	Descripción del fenómeno
Válvula de control direccional	3.0	Paso con turbulencia
Válvula limitadora de presión regulable	2.0	Flujo a través del asiento
Codo 90° radio corto	0.9	flujo en curvatura
Codo 90° radio largo	0.6	Curvatura suave
Racor JIC recto	0.1	Flujo recto, mínima turbulencia
Racor JIC codo 90°	0.9	Cambio de dirección con turbulencia

Filtro de succión 100 μm	5.0	Elemento metálico, poros grandes
Filtro de retorno 25 μm	8.0	Papel microfibra, poros finos

Nota: Oleohidráulica 1

Coefficientes locales y resultados de pérdidas locales:

Tabla 18

Pérdidas locales en cada componente

Componente	Coef. K	Velocidad (m/s)	Densidad aceite kg/m³	Perdida (bar)	Cant.	Pérdida total (bar)	Descripción
Válvula de control direccional	3	5	850	0.31875	1	0.31875	Válvula 6/3
Válvula limitadora de presión	2	5	850	0.2125	1	0.2125	Válvula de seguridad
Adaptador recto	0.1	5	850	0.01063	4	0.04252	Racor recto sin cambio de dirección
Adaptador recto	0.1	5	850	0.01063	4	0.04252	Racor recto sin cambio de dirección
Codos 90°	0.9	5	850	0.09563	2	0.19126	Codo 90°, radio corto
Codos 90° largo	0.9	5	850	0.09563	2	0.19126	Codo 90°, radio corto
Adaptador tipo niple	0.15	5	850	0.01594	4	0.06379	Conexión con válvulas
Adaptador tipo T	1.2	5	850	0.1275	1	0.1275	Conexión de sensores
Entrada tanque	0.5	2.5	850	0.01328	1	0.01328	Estrada brusca al tanque
Salida tanque	1	1.5	850	0.00956	1	0.00956	Salida del tanque con colador

Filtro succión	5	1.5	850	0.04781	1	0.04781	Filtro de succión 100 μm
Total de pérdidas locales: 1.26077 bar							

Nota: Elaboracion propia

4.17.2. Pérdidas por fricción en mangueras hidráulicas

La ecuación fundamental para pérdidas por fricción en conductos está dada por Darcy-Weisbach:

$$\Delta P = f \times \frac{L_{manguera}}{D} \times \frac{\rho \times v^2}{2}$$

Donde:

f = Factor de fricción (adimensional)

$L_{manguera}$ = Longitud de la manguera (m)

D = Diámetro interno (m)

ρ = Densidad del fluido (kg/m^3)

v = Velocidad media (m/s)

Factor de fricción:

Laminar: $f = \frac{64}{\text{Re}}$

Turbulento: $f = \frac{0.3164}{\text{Re}^{0.25}}$

Tabla 19

Pérdidas por fricción en mangueras hidráulicas

Tramo	Re	F	L(m)	D(mm)	$\rho(\text{k}/\text{m}^3)$	V(m/s)	$\Delta P(\text{bar})$
Tanq-filtro	1905	0.03359	0.5	19.05	850	1.5	0.008431

Filtro-	1905	0.03359	0.5	19.05	850	1.5	0.008431
bomba							
Bomba-	4762.5	0.03808	0.5	9.525	850	5	0.21239
valv.							
Valv-cilind.	4762.5	0.03808	3	9.525	850	5	1.2743
Cilind-valv	4762.5	0.03808	3	9.525	850	5	1.2743
Valv-	3175	0.04215	0.5	12.7	850	2.5	0.04408
tanque							

Total, de perdida en mangueras hidráulicas: 2.820932 bar

Nota: Elaboración propia

4.17.3. Resumen de pérdidas totales

$\Delta P_{\text{total}} = \text{Pérdidas locales en cada componente} + \text{Pérdidas en mangueras hidraulicas} =$
 $1.260077 \text{ bar} + 2.821932 \text{ bar} = 4.0827 \text{ bar}$

$$\Delta P_{\text{total}} = 4.0827 \text{ bar}$$

Presión requerida en la bomba:

$$P_{\text{bomba}} = P_{\text{cilindro}} + \Delta P_{\text{total}} = 262 + 4.0827 = 266.0827 \text{ bar}$$

Presión de la bomba seleccionada: 270 bar como maximo

4.17.4. Validacion final del sistema

Datos que usaremos:

Presión de la bomba: $P = 3800 \text{ psi}$ o $P = 260 \text{ bar}$

Diámetro del cilindro: $D=160$

Diámetro del vástago: $d=110$

Esesor de camisa del cilindro hidráulico:

$$D_c = d_v + 2e$$

$$e = \frac{Dc - dv}{2} = \frac{160 - 110}{2}$$

$$e = 25 \text{ mm}$$

4.17.4.1. FACTOR DE SEGURIDAD DEL SISTEMA

Para calcular el factor de seguridad de todo el sistema hay que considerar los factores de seguridad del cilindro, vástago y mangueras cada uno tiene su propio factor de seguridad considerar el mínimo de todos los factores de seguridad

$$Fs = \min (Fs_{cilindro}, Fs_{vastago}, Fs_{mangueras})$$

Factor de seguridad del cilindro

Calculamos el esfuerzo máximo de la camisa usando la formula:

$$\sigma_t = \frac{P * dv}{2e}$$

$$\sigma_t = \frac{26.2 * 160}{2 * 25} = 83.84 \text{ MPa}$$

Elegimos un esfuerzo de fluencia del material del ASTM A36 de $\sigma_t = 250 \text{ MPa}$

Entonces el factor de seguridad del cilindro seria:

$$Fs = \frac{250}{83.84} = 3$$

$$Fs = 3$$

Factor de seguridad del vástago

Calculamos el esfuerzo axial

$$\sigma_t = \frac{F}{A_{vastago}}; \quad F = P * Ap$$

Datos:

$$Ap = 0.020106 \text{ m}^2$$

$$Av = 0.009503 \text{ m}^2$$

$$P=3800 \text{ psi} = 26.2 \text{ MPa}$$

Entonces:

$$F = 26.2 \text{ MPa} * 0.020106 \text{ m}^2 = 527 \text{ KN}$$

Calculamos el esfuerzo axial del vástago

$$\sigma_t = \frac{527}{9503} \quad \sigma_t = 55.4 \text{ MPa}$$

El factor de seguridad del vástago:

Elegimos un esfuerzo de fluencia del Material del vástago (acero SAE 1045, tensado) de $\sigma_t = 400 \text{ MPa}$

$$Fs = \frac{400}{55.4} = 7.22$$

$$Fs = 7.22$$

Factor de seguridad de las mangueras:

Ahora verificaremos la manguera hidráulica de la bomba el sistema hidráulico

Datos:

Manguera SAE 100 R2AT

PRESION DE RUPTURA: $P_{ruptura} = 1100 \text{ bar}$

PRESION DE TRABAJO: $P_{trabajo} = 262 \text{ bar}$

$$Fs = \frac{P_{ruptura}}{P_{trabajo}} = \frac{1100}{262} = 4.198$$

$$Fs = 44.198$$

Entonces el factor de seguridad del sistema hidráulico

$$Fs = \min (Fs_{cilindro}, Fs_{vastago}, Fs_{mangueras})$$

Figura 48*Resultados obtenidos*

Elemento	Esfuerzo / presión actuante	Esfuerzo / presión admisible	Factor de seguridad Fs
Camisa del cilindro	83.84 Mpa	250 MPa	3
Vástago del cilindro	55.4 MPa	400 MPa	7.2
Manguera hidráulica	262 bar	110 bar	4.2
Sistema hidráulico completo			3

Nota: Elaboración propia

El sistema trabaja con el factor de seguridad mínimo que es de FS=3

Este margen es adecuado para compensar:

- Desgaste de componentes durante la vida útil
- Sistemas Hidráulicos de Transmisión de Potencia, factor de seguridad de mangueras para trabajan de ≥ 175 bar es igual a 4 nosotros cumplimos según la la norma ISO 4413:2010.
- Futuros cambios en los requerimientos del sistema

CAPITULO 5. DISEÑO MECÁNICO

5.1. Introducción

En el presente capítulo se desarrollará en cálculo estructural del módulo de pruebas y selección del perfil, la estructura debe ser capaz de soportar la carga del aceite hidráulico Móvil SAE-10W, una cantidad de 30 galones, peso del tanque hidráulico, peso del motor eléctrico, y demás componentes del módulo de pruebas, manteniendo márgenes de seguridad adecuados.

5.2. Normas y estándares que se aplicaran para el cálculo estructural

Tabla 20

Normas aplicables

Norma	Aplicación
AWS D2.0-69	Especificaciones de soldadura y esfuerzos permisibles
AWS A5.1-69	Clasificación y propiedades de electrodos
ASTM A36/A36M-21	Propiedades del acero estructural
ASME BPV código sección VIII – 1	Recipientes a presión
AISC MANUAL	Diseño de conexiones soldadas

Nota: Elaboración propia

El acero ASTM A572 – G50 es un acero al carbono, ampliamente utilizado en estructuras sus propiedades se presenta en la siguiente figura:

Figura 49*Propiedades mecánicas*

Propiedades mecánicas		Valor típico	Unidad
Límite elástico mínimo	Fy	345	MPa
Resistencia última a la tracción	Fu	450 – 620	MPa
Módulo de elasticidad	E	200 000	MPa
Módulo de corte	G	77 000	MPa
Coeficiente de Poisson	v	0.29 – 0.30	-
Elongación mínima (longitud de referencia de 200 mm)	ε	18	%
Elongación mínima (longitud de referencia de 50 mm)	ε	21	%
Dureza aproximada	HB	135 – 187	Brinell (HB)
Densidad	ρ	7850	kg/m³
Factor de seguridad	Fs	1.5 - 2	-

Nota: Elaboración propia

5.3. Análisis del tanque hidráulico

5.3.1. Análisis de la presión hidrostática dentro del tanque hidráulico

Ecuación fundamental de presión hidrostática:

La presión en cualquier punto dentro de un fluido en reposo (o en movimiento uniforme)

es:

$$P_{hidrostatica} = \rho \times g \times H$$

Donde:

ρ : Densidad del fluido

g : Aceleración de la gravedad

H: Profundidad medida desde la superficie del fluido

5.3.2. Presión en el fondo del tanque

Presión hidrostática por columna de fluido:

$$P_{\text{hidrostatica}} = \rho * g * h = 877 \text{ Kg/m}^3 * 9.81 \text{ m/s}^2 * 0.294 \text{ m} = 2529.39 \text{ Pa}$$

En el Cusco la presión atmosférica:

$$P_{\text{atm}} = 68.85 \text{ kPa}$$

$$P_{\text{fondo del tanque}} = P_{\text{atm}} + P_{\text{hidrostatica}} = 2580.13 + 68850 = 71430.13 \text{ Pa} \approx 10 \text{ psi}$$

5.3.3. Cálculo del espesor de pared del tanque

Para el diseño del tanque se realizará con un acero ASTM A572 – G50

Cálculo de los momentos flectores:

El momento máximo ocurre en el centro de la placa más grande de (1000 x 500 mm), para una relación de $b/a = 2$, los coeficientes tabulados de Timoshenko son:

Figura 50

Factores para placas rectangulares empotradas

TABLE 35. DEFLECTIONS AND BENDING MOMENTS IN A UNIFORMLY LOADED RECTANGULAR PLATE WITH BUILT-IN EDGES (FIG. 91)
 $\nu = 0.3$

b/a	$(w)_{x=0, y=0}$	$(M_x)_{x=0, y=0}$	$(M_y)_{x=0, y=0}$	$(M_x)_{x=a, y=0}$	$(M_y)_{x=a, y=0}$
1.0	0.00126 qa^4/D	-0.0513 qa^2	-0.0513 qa^2	0.0231 qa^2	0.0231 qa^2
1.1	0.00150 qa^4/D	-0.0581 qa^2	-0.0538 qa^2	0.0264 qa^2	0.0231 qa^2
1.2	0.00172 qa^4/D	-0.0639 qa^2	-0.0554 qa^2	0.0299 qa^2	0.0228 qa^2
1.3	0.00191 qa^4/D	-0.0687 qa^2	-0.0563 qa^2	0.0327 qa^2	0.0222 qa^2
1.4	0.00207 qa^4/D	-0.0726 qa^2	-0.0568 qa^2	0.0349 qa^2	0.0212 qa^2
1.5	0.00220 qa^4/D	-0.0757 qa^2	-0.0570 qa^2	0.0368 qa^2	0.0203 qa^2
1.6	0.00230 qa^4/D	-0.0780 qa^2	-0.0571 qa^2	0.0381 qa^2	0.0193 qa^2
1.7	0.00238 qa^4/D	-0.0799 qa^2	-0.0571 qa^2	0.0392 qa^2	0.0182 qa^2
1.8	0.00245 qa^4/D	-0.0812 qa^2	-0.0571 qa^2	0.0401 qa^2	0.0174 qa^2
1.9	0.00249 qa^4/D	-0.0822 qa^2	-0.0571 qa^2	0.0407 qa^2	0.0165 qa^2
2.0	0.00254 qa^4/D	-0.0829 qa^2	-0.0571 qa^2	0.0412 qa^2	0.0158 qa^2
∞	0.00260 qa^4/D	-0.0833 qa^2	-0.0571 qa^2	0.0417 qa^2	0.0125 qa^2

Nota: Timoshenko

Los coeficientes tabulados son: $\beta_1 = 0.0829$ (borde) y $\beta_2 = 0.0412$ (centro)

Momento en el borde largo (M_{borde}):

$$M_x = \beta_1 \times q \times a^2$$

Donde:

β_1 : Coeficiente tabulado de Timoshenko

q: Carga que soporta la placa

a: Área de la placa

$$M_{borde} = 0.0829 \times 0.06895 \text{ N/mm}^2 \times (500 \text{ mm})^2$$

Momento en el centro (M_{centro}):

$$M_{centro} = 0.0417 \times 0.06895 \text{ N/mm}^2 \times (500 \text{ mm})^2$$

$$M_{centro} = 718.8 \text{ N.mm}$$

Entonces el momento máximo será:

$$M_{max} = 1428.98 \text{ N.mm}$$

donde:

Del acero ASTM A572 – G50 consideramos un Fs de 1.5

$$\sigma_{admisible} = \frac{\sigma_{fluencia}}{FS} = \frac{345}{1.5} = 230 \text{ MPa}$$

Cálculo del espesor requerido:

El fallo ocurrirá primero en la soldadura del borde debido al momento máximo.

Despejamos el espesor de la fórmula de esfuerzo de flexión:

$$\sigma = \frac{6 * M}{e^2}$$

$$\sigma_{admisible} = \sigma_{borde}$$

$$\sigma_{admisible} = \frac{6 * M_{borde}}{e^2}$$

$$e = \sqrt{\frac{6 \times M_{max}}{\sigma_{admisible}}} = \sqrt{\frac{6 \times 1428.98 \text{ N.mm/mm}}{230 \text{ MPa}}}$$

$$e = 6.1 \text{ mm}$$

El espesor comercial mínimo es 1/4", para un tanque de estas dimensiones sometido a 10 psi, utilizaremos un espesor comercial de 6.35 mm y también asegurar una buena penetración de soldadura.

Esfuerzo y Von Mises:

Esfuerzo normal al borde:

$$\sigma_x = \frac{6 * M_{borde}}{e^2} = \frac{6 \times 1428.98}{6^2} = 238.163 \text{ MPa}$$

Esfuerzo paralelo al borde:

$$\sigma_y = \nu \times \sigma_x = 0.3 \times 238.163 = 71.449 \text{ MPa}$$

ν : Módulo de poisson

Esfuerzo de Von Mises:

$$\sigma_{VM} = \sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_y^2 - \sigma_x \times \sigma_y} = \sqrt{238.163^2 + 71.449^2 - 238.163 \times 71.449} = 211.684 \text{ MPa}$$

Factor de seguridad:

$$FS = \frac{345 \text{ MPa}}{211.684 \text{ MPa}} = 1.63$$

El diseño cumple con los requerimientos de seguridad

5.3.4. Análisis de soldadura

Despejando la fórmula de presión obtendremos las fuerzas actuantes para nuestro cálculo de soldadura con sus correspondientes áreas perpendiculares a la presión.

$$A1 = A * L = 500 * 1000 = 0.5 \text{ m}^2$$

$$A2 = A * H = 500 * 300 = 0.15 \text{ m}^2$$

$$A3 = H * L = 300 * 1000 = 0.3 \text{ m}^2$$

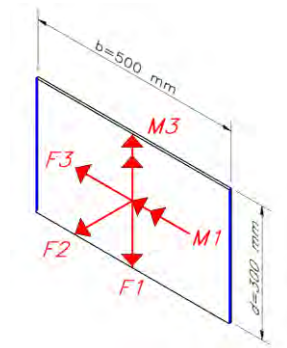
$$F1 = A1 * P = (0.5 \text{ m}^2) * (10 \text{ psi}) = 34473.786 \text{ N (Cortante)}$$

$$F2 = A2 * P = (0.15 \text{ m}^2) * (10 \text{ psi}) = 10342.136 \text{ N (Axial)}$$

$$F3 = A3 * P = (0.3 \text{ m}^2) * (10 \text{ psi}) = 20684.272 \text{ N (Cortante)}$$

Figura 51

Placa analizada



Nota: Elaboración propia

$$M1 = F1 * c$$

$$M3 = F3 * c$$

Propiedades del tipo de geometría con un tamaño inicial del cordón de 4 mm.

Figura 52

Propiedades del cordón de soldadura

TABLA 3
PROPIEDADES DEL CORDON DE SOLDADURA TRATADO COMO LINEA

SECCION	N_x, N_y	FLEXION Z_w respecto x-x	TORSION J_w
	$N_x = \frac{d}{2}$	$\frac{d^2}{6}$	$\frac{d^3}{12}$
	$N_x = \frac{d}{2}$	$\frac{d^2}{3}$	$\frac{d(3b^2 + d^2)}{6}$
	$N_x = \frac{d}{2}$	bd	$\frac{b(3d^2 + b^2)}{6}$
	$N_y = \frac{b^2}{2(b+d)}$ $N_x = \frac{d^2}{2(b+d)}$	$\frac{4bd + d^2}{6}$ (sup.) $\frac{d^2(4b+d)}{6(2b+d)}$ (inf)	$\frac{(b+d)^4 - 6b^2d^2}{12(b+d)}$

Nota: Diseño de Elementos de Maquina; Fortunato Alva Dávila

Longitud efectiva del cordón:

$$L_w = 2 * b = 2 * 300 = 600 \text{ mm}$$

Distancia horizontal a su centro geométrico:

$$N_x = \frac{d}{2} = \frac{300}{2} = 150 \text{ mm}$$

Momento de inercia:

$$Z_{wx} = \frac{d^2}{3} = \frac{300^2}{3} = 30000 \text{ mm}^2$$

$$Z_{wy} = d * b = 500 * 300 = 150000 \text{ mm}^2$$

Esfuerzo cortante directo para F1:

$$t'1 = \frac{F1}{0.707 * h * L_w} = \frac{34473.786 \text{ N}}{0.707 * (4 \text{ mm}) * (600 \text{ mm})} = 20.317 \text{ MPa}$$

Esfuerzo axial para F2:

$$t''2 = \frac{F2}{0.707 * h * L_w} = \frac{10342.136 \text{ N}}{0.707 * (4 \text{ mm}) * (600 \text{ mm})} = 6.095 \text{ MPa}$$

Esfuerzo cortante directo para F3:

$$t'3 = \frac{F3}{0.707 * h * L_w} = \frac{20684.272 \text{ N}}{0.707 * (4 \text{ mm}) * (600 \text{ mm})} = 12.19 \text{ MPa}$$

Esfuerzo cortante por flexión M1:

$$t'''1 = \frac{F1 * c}{0.707 * h * Z_{wx}} = \frac{(34473.786 \text{ N}) * (500 \text{ mm})}{0.707 * (4 \text{ mm}) * (30000 \text{ mm}^2)} = 203.169 \text{ MPa}$$

Esfuerzo cortante por flexión M3:

$$t'''3 = \frac{F3 * c}{0.707 * h * Z_{wy}} = \frac{(20684.272 \text{ N}) * (500 \text{ mm})}{0.707 * (4 \text{ mm}) * (30000 \text{ mm}^2)} = 24.38 \text{ MPa}$$

Resultante:

$$t = \sqrt{(t'3 + t'''1)^2 + (t'1 - t'''3)^2 + t''2^2}$$

$$t = \sqrt{(12.19 + 203.169)^2 + (20.317 - 24.38)^2 + 6.095^2} = 215.484 \text{ MPa}$$

Selección del tipo de electrodo a usar:

Figura 53

Esfuerzo permisible del código AISC para metal de aporte

Tipo de carga	Tipo de soldadura	Esfuerzo permisible	n*
Tensión	A tope	$0.60S_y$	1.67
Aplastamiento	A tope	$0.90S_y$	1.11
Flexión	A tope	$0.60-0.66S_y$	1.52-1.67
Compresión simple	A tope	$0.60S_y$	1.67
Cortante	A tope o de filete	$0.30S_u$	

Nota: Shigley 8 Edición (Budynas, 2008)

$$S_y = \frac{t}{0.6} = \frac{215.484 \text{ MPa}}{0.6} = 359.14 \text{ MPa}$$

t: Esfuerzo permisible de flexión

S_y : Esfuerzo de fluencia del material

Según la tabla:

Figura 54

Propiedades mínimas del metal de aporte

Número de electrodo AWS*	Resistencia a la tensión, kpsi (MPa)	Resistencia a la fluencia, kpsi (MPa)	Elongación porcentual
E60xx	62 (427)	50 (345)	17-25
E70xx	70 (482)	57 (393)	22
E80xx	80 (551)	67 (462)	19
E90xx	90 (620)	77 (531)	14-17
E100xx	100 (689)	87 (600)	13-16
E120xx	120 (827)	107 (737)	14

Nota: Shigley 8 Edición (Budynas, 2008)

Conclusión: Usar un electrodo E7018 de 1/8" de diámetro, con un tamaño de cordón de 4 mm.

5.3.5. Simulación del tanque hidráulico

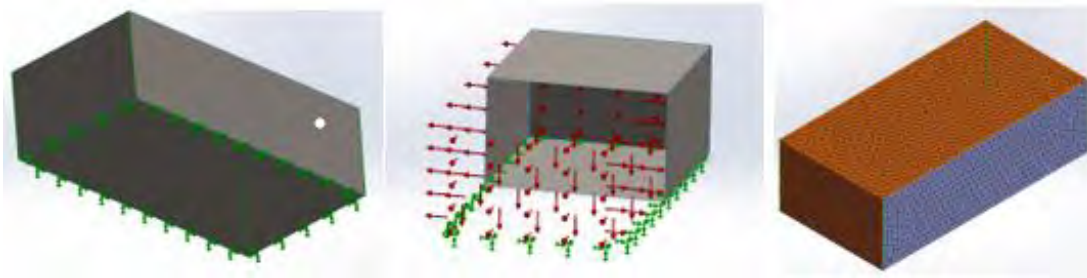
Simulación para la corroboración de los resultados obtenidos manualmente de la soldadura mediante el software SOLIDWORKS 2025.

Condiciones de contorno, los apoyos fijos son las cuatro aristas exteriores del tanque que se apoyaran a los perfiles L de la estructura. La presión de 10 psi actúa sobre las caras internas del tanque.

mallado del tanque:

Figura 55

Simulación del tanque hidráulico



Nota: Elaboración propia

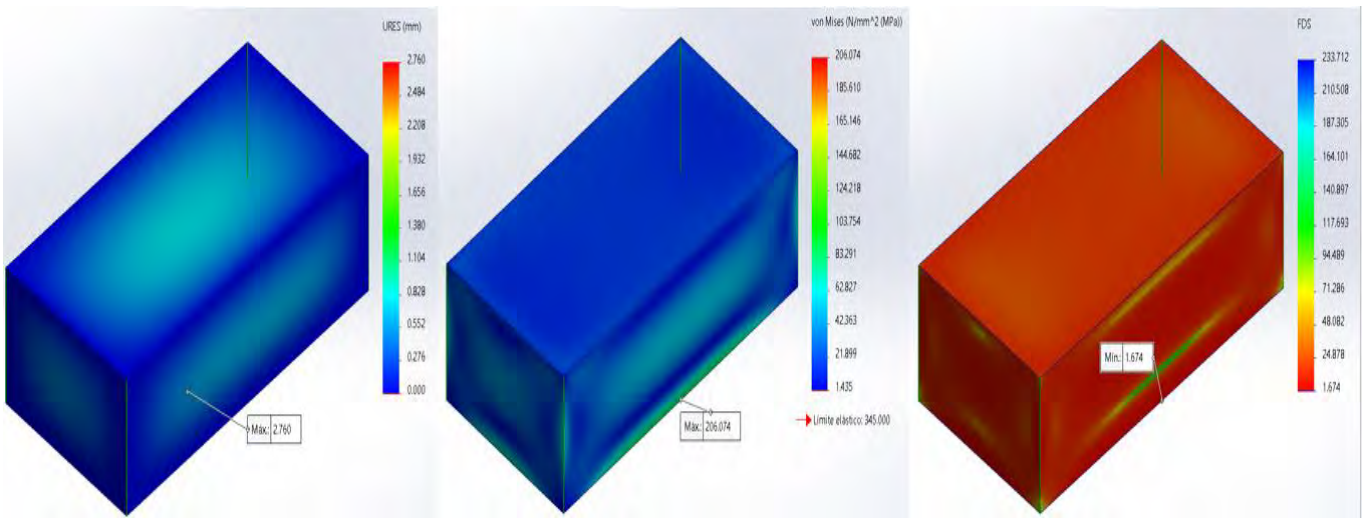
El tanque será plegado por esta razón el análisis y dimensionamiento se hará en las aristas del tanque.

Resultados del análisis de elementos finitos muestra un esfuerzo de Von Mises máximo de 206.07 MPa, el cual se localiza principalmente en las zonas de unión inferiores del tanque, mientras que el esfuerzo de fluencia del material acero ASTM A572 – G50 es 345 MPa. Debido a que el esfuerzo máximo es menor al esfuerzo de fluencia, se concluye que el diseño es seguro, El factor de seguridad (FDS) es de 1.67, lo que confirma que el diseño es resistente para su uso actual y El análisis de desplazamiento total (URES) muestra que la deflexión máxima de la estructura es de 2.7 mm. Este valor máximo se localiza en la parte central inferior de la base. Dado que el desplazamiento es pequeño en relación con las dimensiones globales del tanque y el material se mantiene por debajo del esfuerzo de fluencia de 345 MPa, se concluye que la rigidez

del diseño es adecuada para soportar las condiciones de operación sin comprometer su integridad funcional con un espesor de 6 mm con un acero ASTM – A572 – G50.

Figura 56

Simulación del tanque hidráulico



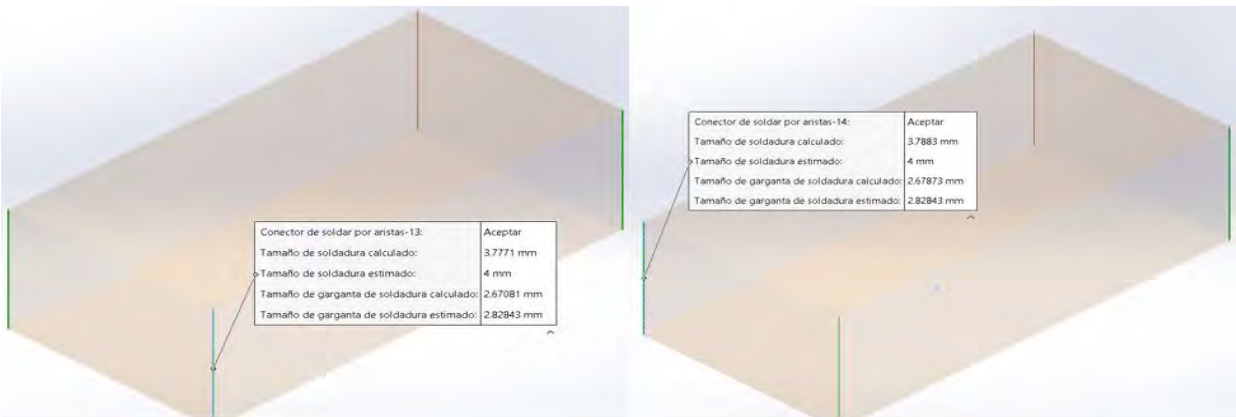
Nota: Elaboración propia

En los resultados para la soldadura de las cuatro aristas se aprecia que el tipo de electrodo y el tamaño de cordón son suficientes para la presión de 10 psi.

Primera arista y segunda arista:

Figura 57

Análisis de soldadura



Nota: Elaboracion propia

En conclusión, se valida los cálculos analíticos de soldadura, se aprecia el color verde del cordón que representa un análisis correcto del tipo de electrodo E70 y el tamaño del cordón de 6 mm son adecuados para la presión designada y se concluye usar un electrodo E7018 para la construcción del tanque.

5.4. Análisis estructural de la estructura del módulo de pruebas

5.4.1. Aceite hidraulico Mobil SAE-10W:

Figura 58

Ficha técnica Mobil SAE-10W

Mobil Hydraulic 10W	
Grado SAE	10W
Viscosidad, ASTM D 445	
cSt @ 40°C	37.7
cSt @ 100°C	6.1
Índice de viscosidad, ASTM D 2270	107
Cenizas sulfatadas, % peso, ASTM D 874	0.5
TBN, mg KOH/g, ASTM D 2896	4.0
Punto de fluidez, °C, ASTM D 97	-30
Punto de inflamación, °C, ASTM D 92	232
Densidad @ 15°C kg/l, ASTM D 4052	0.877

Nota: Mobil SAE-10W

El tanque hidráulico tiene una capacidad de 30 galones o 113.562 litros, la densidad se detalla en la figura y el peso del aceite se calcula con la formula:

$$W_{aceite} = \rho * V_{fluido} = 0.877 * 113.562 = 99.59 \text{ kg}$$

$$W_{aceite} = w_{aceite} * g = 99.59 * 9.81 = 976.98 \text{ N}$$

5.4.2. Tanque hidraulico

El peso del tanque hidráulico se extrae del software SolidWorks

$$w_{tanque} = 92 \text{ kg}$$

$$W_{tanque} = w_{tanque} * g = 92 * 9.81 = 902.212 \text{ N}$$

5.4.3. *Motor eléctrico:*

Para el peso del motor eléctrico se considera según catálogo de fabricación Delcrosa de 10 hp.

$$W_{motor} = 69.5 \text{ kg}$$

5.4.4. *Campana de acople:*

El peso de la campana de acople de se toma del software SolidWorks

$$W_{campana} = 8 \text{ kg}$$

Entonces el peso del motor más la campana:

$$W = (W_{campana} * W_{motor}) * g = 760.28 \text{ N}$$

5.4.5. *Resumen de cargas que debe soportar la estructura*

Tabla 21

Cargas principales

Componente	Carga (N)
Aceite hidráulico	976.98
Motor eléctrico	681.8
Tanque hidráulico	902.212
Campana de acople	78.48
Accesorios diversos (válvula, mangueras, Manómetros, tablero de control, etc)	245.25
Total	2884.722 N

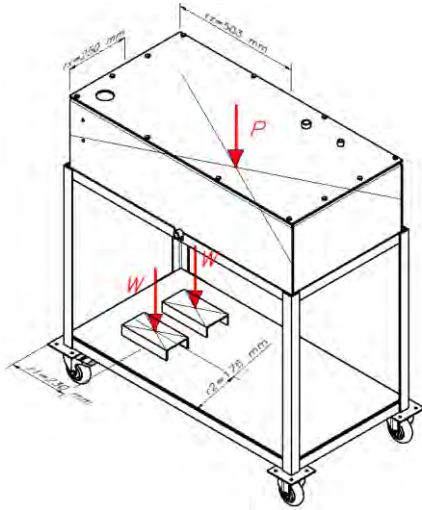
Nota: Elaboración propia

5.4.6. Simulación estructural del módulo

Para la simulación primero se realiza el diagrama de cuerpo libre donde se indica las cargas que debe soportar la estructura.

Figura 59

Cargas que soporta la estructura

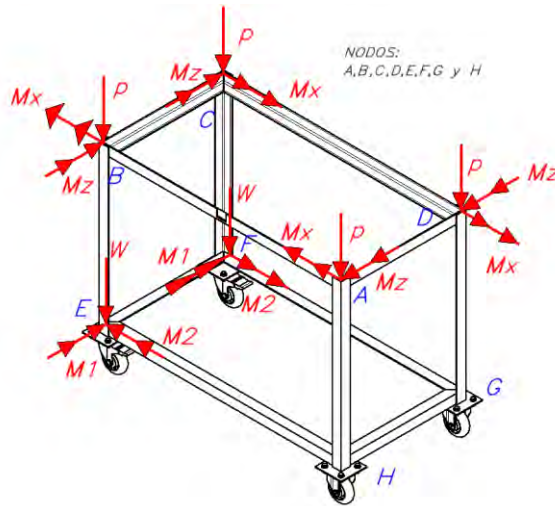


Nota: Elaboración propia

La carga P , representa el peso del tanque y peso del aceite hidráulico, la carga W representa el peso del motor eléctrico y bomba hidráulica, para un mejor análisis se traslada las cargas a los nodos de la estructura como se aprecia el diagrama de cuerpo libre en la figura.

Figura 60

Diagrama de cuerpo libre de la estructura



Nota: Elaboración propia

Vigas a analizar:

Viga A-B, viga B-C, viga C-D, viga D-A y viga E-F

Para hallar la carga W se suma las cargas por la gravedad, la cual se divide entre 2 para una mejor distribución.

$$W = \frac{(W_{motor} + W_{campana}) * g}{2} = \frac{(69.5 + 8) * 9.81}{2} = 380.008 \text{ N}$$

El momento producido por las cargas se debe a la traslación hacia los nodos, el brazo r1 es 230 mm y el brazo r2 es 175 mm, se obvia el momento en el eje y por ser mínimo.

$$M1 = W * r1 = 380.008 * 0.230 = 87.402 \text{ Nm}$$

$$M2 = W * r2 = 380.008 * 0.175 = 66.501 \text{ Nm}$$

Para el peso del aceite SAE-10W con un volumen de 30 galones o 113.562 litros cuya densidad es:

$$\rho = 0.877 \frac{\text{gm}}{\text{mL}}$$

$$w_{aceite} = \rho * V = 0.877 * 113.562 = 99.594 \text{ kg}$$

$$W_{aceite} = w_{aceite} * g = 99.594 * 9.81 = 976.685 \text{ N}$$

$$P = W_{tanque} + W_{aceite} = 902.212 + 976.685 = 1878.897 \text{ N}$$

Esta carga P lo dividimos entre cuatro para cada nodo:

$$P = \frac{P}{4} = \frac{1878.897}{4} = 469.724 \text{ N}$$

El momento producido por las cargas, el brazo rx es 500 mm y el brazo rz es 250 mm, se obvia el momento en el eje y por ser mínimo.

$$Mx = P * rx = 469.724 * 0.250 = 117.431 \text{ Nm}$$

$$Mz = P * rz = 469.724 * 0.500 = 234.862 \text{ Nm}$$

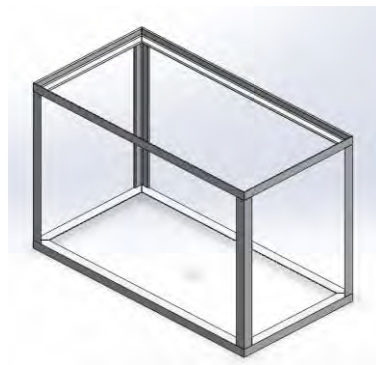
La simulación estructural se realizó en el software de SOLIDWORKS 2025, se analiza mediante líneas y nodos tipo armadura para determinar la deformación del perfil angular asumido en principio.

Calibración del material ASTM A36 ($\sigma_F = 250 \text{ MPa}$) de los perfiles angular.

Geometría simplifica de la estructura con perfiles angular tipo L de 1.5x1.5x3/16 in.

Figura 61

Geometría de la estructura

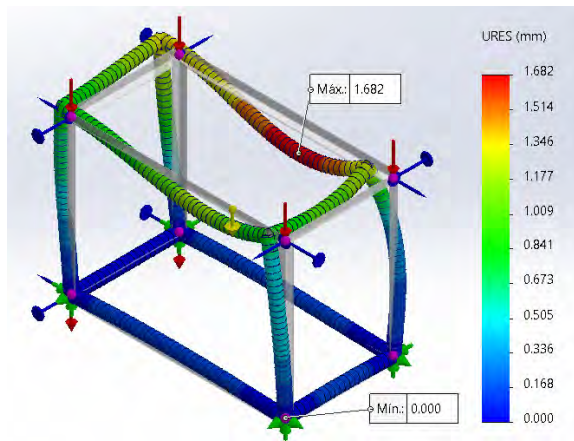


Nota: Elaboración propia

Ahora teniendo todos datos obtenidos insertamos en el software SolidWorks y ejecutamos el mallado de la estructura:

Figura 62

Diagrama de desplazamiento de la estructura del módulo

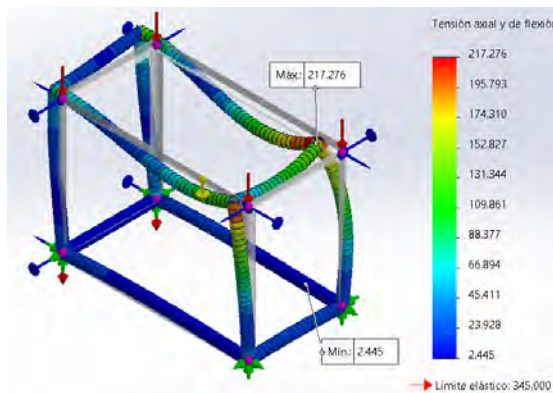


Nota: Elaboración propia

En la simulación por MEF la figura 62 muestra el desplazamiento total 1.682 mm de la estructura la cual se considera mínima y está en los rangos permitidos, además se muestra que el desplazamiento crítico se da en las vigas superiores A-B y C-D

Figura 63

Diagrama de esfuerzos de la estructura

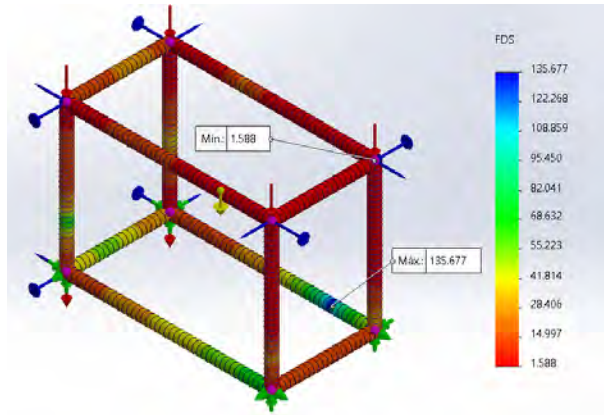


Nota: Elaboración propia

Se observa en la figura 63 la tensión axial y de flexión la cual es ocasionada por las fuerzas y momentos. Concluimos a simple inspección que nuestra estructura no falla por que se encuentra debajo del esfuerzo de fluencia del material ASTM A36 ($\sigma_F = 250 \text{ MPa}$).

Figura 64

Diagrama de factor de seguridad de la estructura del módulo



Nota: Elaboración propia

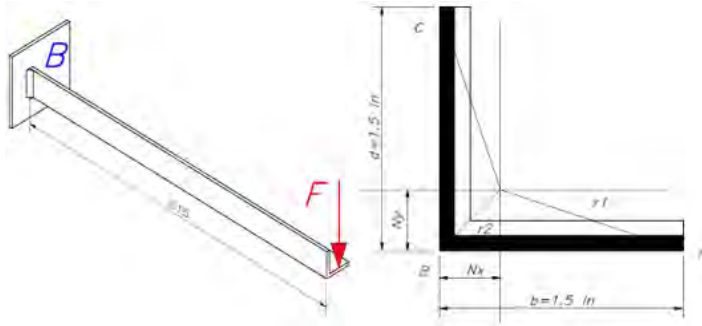
En la figura 64 se observa un factor de seguridad de 1.588 que es mayor a la unidad, con perfil angular tipo L 1.5x1.5x3/16 in ASTM A36, entonces podemos concluir que la elección de este perfil angular es el adecuado para soportar las cargas establecidas para el módulo de prueba.

5.4.7. Análisis de soldadura de la viga A-B

En la viga A-B existe soldadura de los perfiles la se analizará en el punto B, para fines de cálculo se tomará como empotrado en el punto B y se le añade una fuerza a la mitad de la vida.

Figura 65

Esquema de la soldadura tipo filete aplicada al perfil angular



Nota: Elaboración propia

La fuerza que soporta será de 469.724 N o 105.598 lb, se considera un tamaño de cordón de 8 mm y un brazo de momento de 515 mm o 20.276 in, la geometría del cordón de soldadura de un perfil angular de 1.5x1.5x3/16 in, ASTM A36 ($\sigma_F = 250 \text{ MPa}$).

Figura 66

Propiedades del tipo de geometría de la viga A-B

TABLA 3
PROPIEDADES DEL CORDON DE SOLDADURA TRATADO COMO
LÍNEA

SECCION	N_x, N_y	FLEXION Z_w respecto x-x	TORSION J_w
	$N_x = \frac{d}{2}$	$\frac{d^2}{6}$	$\frac{d^3}{12}$
	$N_x = \frac{d}{2}$	$\frac{d^2}{3}$	$\frac{d(3b^2 + d^2)}{6}$
	$N_x = \frac{d}{2}$	$b d$	$\frac{b(3d^2 + b^2)}{6}$
	$N_y = \frac{b^2}{2(b+d)}$ $N_x = \frac{d^2}{2(b+d)}$	$\frac{4bd + d^2}{6} \text{ (sup.)}$ $\frac{d^2(4b+d)}{6(2b+d)} \text{ (inf.)}$	$\frac{(b+d)^4 - 6b^2d^2}{12(b+d)}$

Nota: Diseño de Elementos de Maquina; Fortunato Alva Dávila

Longitud efectiva del cordón:

$$L_w = b + d = 1.5 + 1.5 = 3 \text{ in}$$

Distancia horizontal a su centro geométrico:

$$Nx = \frac{b^2}{2 * (b + d)} = \frac{1.5^2}{2 * (1.5 + 1.5)} = 0.375 \text{ in}$$

Distancia vertical a su centro geométrico:

$$Ny = \frac{d^2}{2 * (b + d)} = \frac{1.5^2}{2 * (1.5 + 1.5)} = 0.375 \text{ in}$$

Distancia más alejada del perfil:

$$r1 = \sqrt{(b - Nx)^2 + (d - Ny)^2} = \sqrt{(1.5 - 0.375)^2 + (1.5 - 0.375)^2} = 1.591 \text{ in}$$

Distancia cerca del perfil:

$$r2 = \sqrt{Nx^2 + Ny^2} = \sqrt{0.375^2 + 0.375^2} = 0.53 \text{ in}$$

Momento de inercia superior:

$$Zu = \frac{4 * b * d + d^2}{6} = \frac{4 * 1.5 * 1.5 + 1.5^2}{6} = 1.875 \text{ in}^3$$

Momento de inercia inferior:

$$Zi = \frac{d^2 * (4 * b + d)}{6 * (2 * b + d)} = \frac{1.5^2 * (4 * 1.5 + 1.5)}{6 * (2 * 1.5 + 1.5)} = 0.625 \text{ in}^3$$

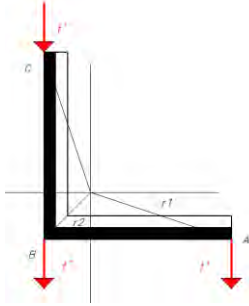
Esfuerzo cortante directo:

$$t' = \frac{F}{0.707 * h * Lw} = \frac{105.598 \text{ lb}}{0.707 * (8 \text{ mm}) * (3 \text{ in})} = 158.074 \text{ psi}$$

Donde:

h: garganta o espesor de soldadura

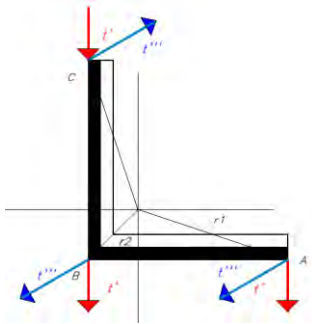
Lw: longitud de soldadura

Figura 67*Esfuerzo cortante directo*

Nota: Elaboración propia

Esfuerzo cortante por flexión:

$$t''' = \frac{F * c}{0.707 * h * Zi} = \frac{(105.598 \text{ lb}) * (20.276 \text{ in})}{0.707 * (8 \text{ mm}) * (0.625 \text{ in}^2)} = 15438.173 \text{ psi}$$

Figura 68*Esfuerzo cortante por flexión*

Nota: Elaboración propia

Resultante de esfuerzos:

$$t = \sqrt{t'^2 + t'''^2} = \sqrt{158.074^2 + 15438.173^2} = 15384.985 \text{ psi}$$

Selección del tipo de electrodo:

Figura 69

Esfuerzo permisible del código AISC para metal de aporte

Tipo de carga	Tipo de soldadura	Esfuerzo permisible	n*
Tensión	A tope	$0.60S_y$	1.67
Aplastamiento	A tope	$0.90S_y$	1.11
Flexión	A tope	$0.60-0.66S_y$	1.52-1.67
Compresión simple	A tope	$0.60S_y$	1.67
Cortante	A tope o de filete	$0.30S_y$	

Nota: Shigley 8 Edición (Budynas, 2008)

$$t = 0.3 \times S_y$$

Donde:

t: Esfuerzo permisible de corte

S_y : Esfuerzo de fluencia del material

$$S_y = \frac{t}{n} = \frac{15384.985 \text{ psi}}{0.3} = 51.283 \text{ kpsi}$$

Figura 70

propiedades mínimas del metal de aporte

Número de electrodo AWS*	Resistencia a la tensión, kpsi (MPa)	Resistencia a la fluencia, kpsi (MPa)	Elongación porcentual
E60xx	62 (427)	50 (345)	17-25
E70xx	70 (482)	57 (393)	22
E80xx	80 (551)	67 (462)	19
E90xx	90 (620)	77 (531)	14-17
E100xx	100 (689)	87 (600)	13-16
E120xx	120 (827)	107 (737)	14

Nota: Shigley 8 Edición (Budynas, 2008)

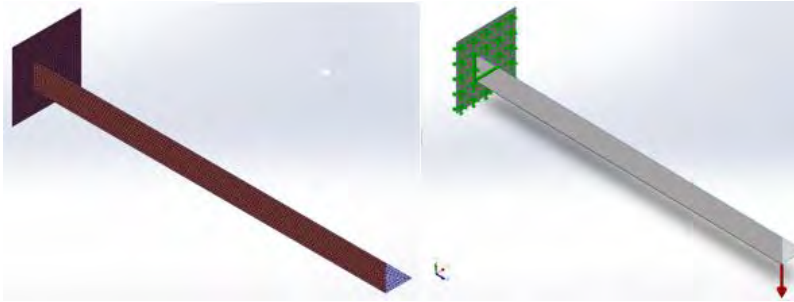
En conclusión, se usará un electrodo E7018 de 1/8" de diámetro con una garganta de 8mm.

5.4.7.1. Simulación de soldadura viga A-B:

Mallado fino del perfil angular para mejores resultados y condiciones de contorno, fuerza de 469.724 N y soldadura tipo filete.

Figura 71

Análisis del cordón de soldadura en el perfil angular

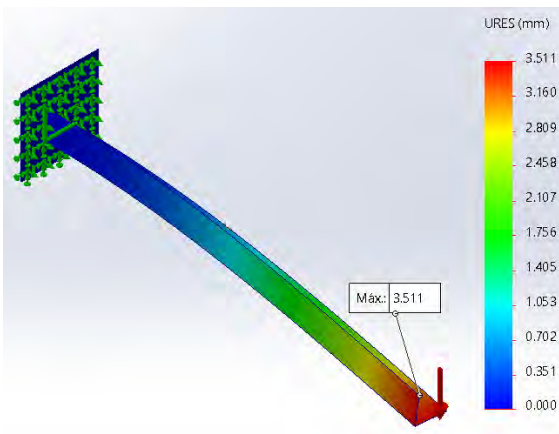


Nota: Elaboración propia

El desplazamiento total de la viga es de 3.51 mm es mínimo y solo se desplaza donde se aplica la fuerza

Figura 72

Diagrama de desplazamiento del perfil angular viga A-B

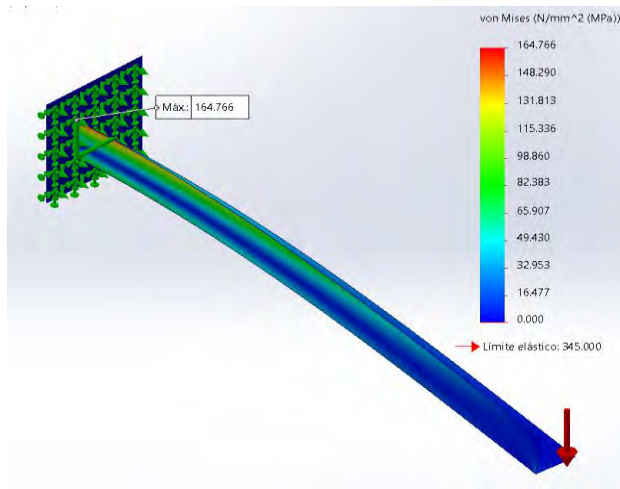


Nota: Elaboración propia

El esfuerzo equivalente de Von Mises es 164.76 MPa como se observa en la figura 73, mediante la simulación se muestra que nuestro esfuerzo equivalente está por debajo de nuestro límite de fluencia del material por ende la soldadura propuesta no falla

Figura 73

Diagrama de esfuerzos de la viga A-B

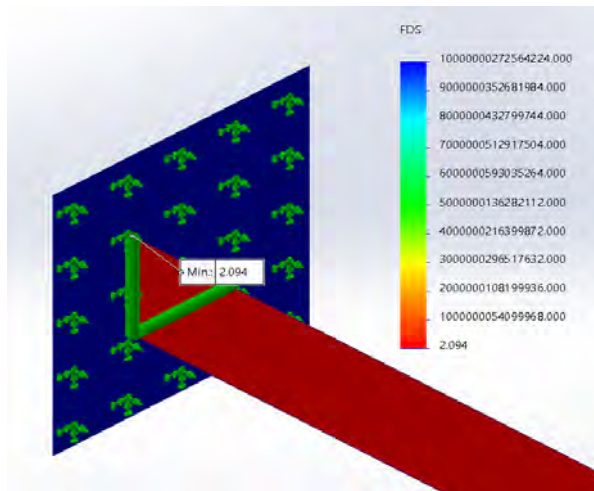


Nota: Elaboración propia

En la figura se observa un factor de seguridad de 2.094, lo cual nos indica que la soldadura es adecuada.

Figura 74

Diagrama de factor se seguridad viga A-B



Nota: Elaboración propia

En conclusión, se valida los cálculos analíticos de soldadura, se aprecia un análisis correcto del tipo de electrodo E70 y el tamaño del cordón de 6 mm son adecuados para la fuerza que va soportar y se concluye usar un electrodo E7018 para la construcción de la estructura.

CAPITULO 6. SIMULACIÓN COMPUTACIONAL

6.1. Introducción

En el presente capítulo el objetivo principal de esta simulación es analizar el comportamiento dinámico del módulo de pruebas oleohidráulico mediante un modelo virtual construido en el software fluidSIM, evaluando la evolución del desplazamiento, velocidad, aceleración y fuerza de un cilindro de doble efecto cuando se somete a ciclos de avance y retroceso y a una prueba de hermeticidad.

Mediante esta simulación se busca:

- Estimar los tiempos de maniobra y el nivel de fuerza disponible en cada fase del ciclo.
- Entender cómo influye el ajuste de la válvula de seguridad durante la prueba de hermeticidad
- Generar curvas que servirán de referencia para la posterior validación experimental del módulo de prueba real

6.2. Configuración del modelo de simulación

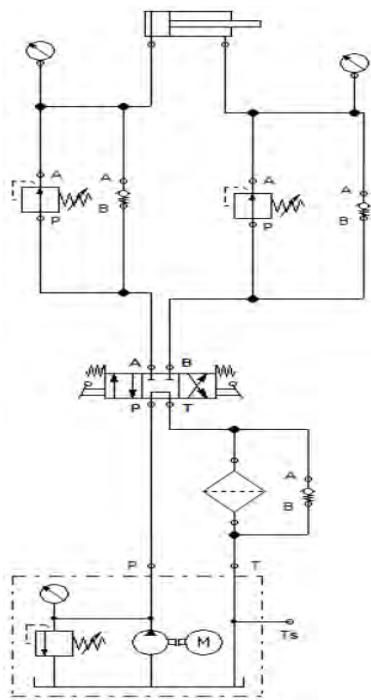
6.2.1. Entorno de trabajo en fluidSIM

fluidSIM es un software especializado para la simulación de circuitos neumáticos e hidráulicos, ampliamente utilizado en análisis preliminares de sistemas de transmisión de potencia por fluido.

En la ventana principal se ha construido un diagrama que reproduce el circuito básico del módulo de pruebas.

Figura 75

Diagrama del módulo de prueba



Nota: Elaboración propia

6.2.2. Datos de entrada del sistema

Los datos de diseño que se han introducido en los parámetros de los componentes son:

Tabla 22

Datos de entrada

Caudal de la bomba (l/m)	Presión máxima del sistema (psi, bar)	Cilindro hidraulico (m)		
		D. piston (m)	D. vástago (m)	Carrera útil (m)
14	3800/262/26.2	0.16	0.11	1.5

Nota: Elaboracion propia

La válvula direccional utilizada es una 4/3 con retorno por muelle, cuyo centro permite dejar el actuador en reposo y descarga a la bomba (centro tanden), el accionamiento se realiza de manera que se obtiene un ciclo de 3 avance + prueba de hermeticidad + retroceso.

6.2.3. Cálculos previos realizados

Tabla 23

Cálculos previos obtenidos

Áreas efectivas del cilindro (m ²)		Fuerzas máximas (N)		Velocidades y tiempos de carrera (m/s)	
Lado pistón	Lado vástago	Avance	Retroceso	Avance	Retroceso
0.0201	0.0106	5.27×10^5	2.78×10^5	0.0116	0.022

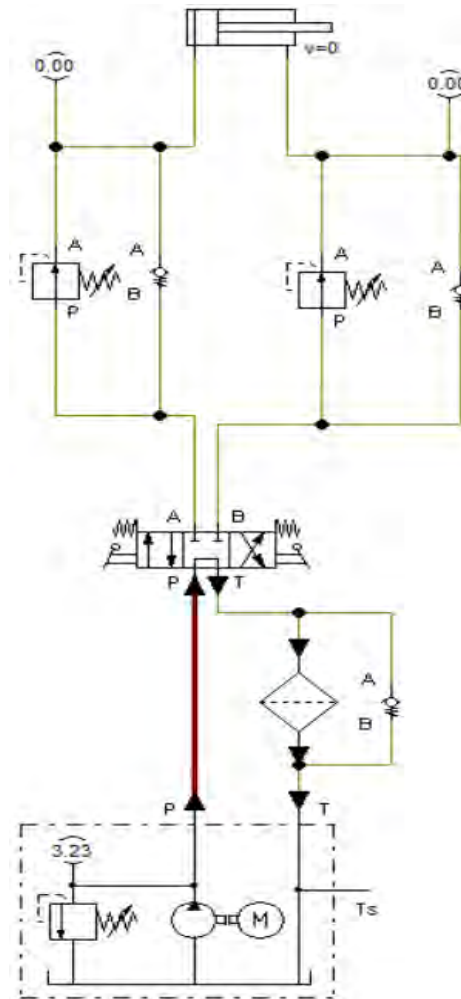
Nota Elaboración propia

6.3. Desarrollo de la simulación

6.3.1. Estado inicial

En la figura 76 se muestra la simulación detenida, el cilindro se encuentra totalmente retraído (desplazamiento = 0 m). la bomba esta encendida pero la válvula 4/3 permanece en la posición central de reposo.

El centro es a tanque, el caudal se desvía al depósito y el sistema está prácticamente recargado.

Figura 76*Estado inicial del sistema*

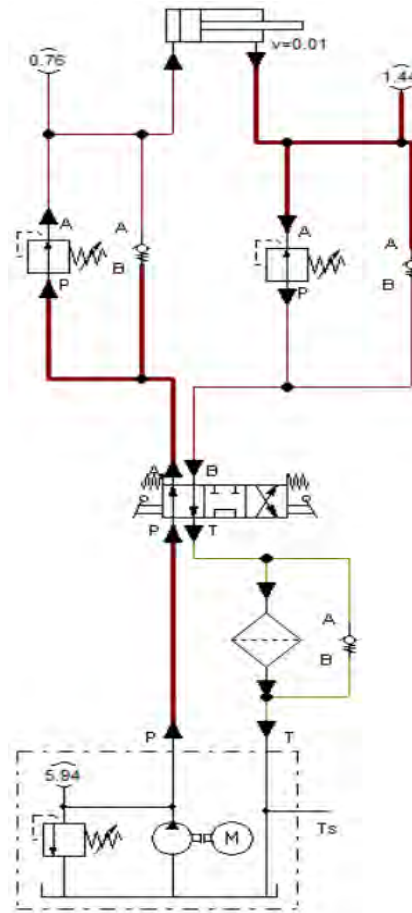
Nota: Elaboración propia software fluidSIM

6.3.2. Fase de avance

En la figura 77 se ve que al iniciar la simulación y accionar el elemento de mando la válvula 4/3 conmuta a la posición de avance ($P \rightarrow A$, $B \rightarrow T$)

Hidráulicamente:

- El caudal de 14 l/m se dirige a la macara A
- La presión aumenta hasta mover la carga
- La cámara B se vacía hacia tanque

Figura 77*Diagrama de avance del sistema*

Nota: Elaboración propia software fluidSIM

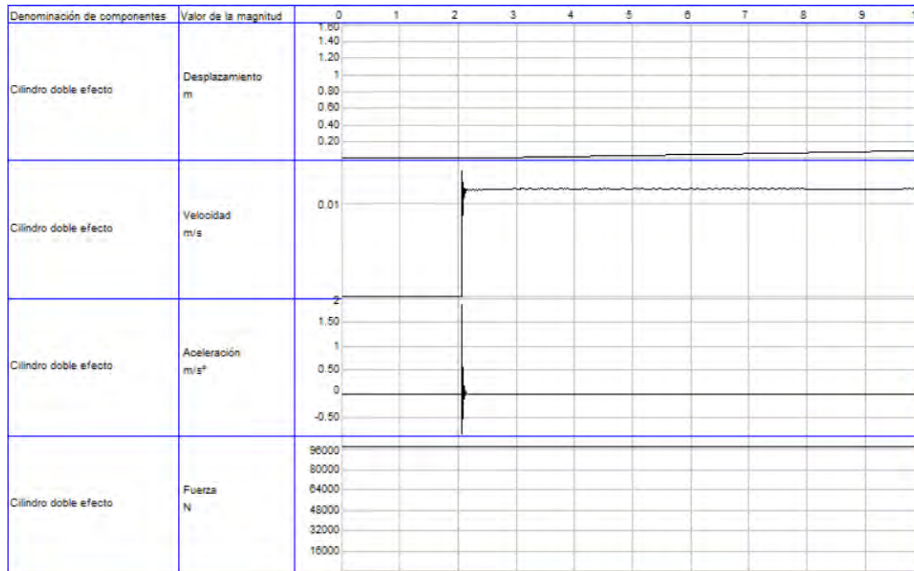
En las curvas de fluidSIM:

La figura 78 nos muestra el diagrama de fase del módulo de prueba

- El desplazamiento comienza a incrementar desde 0 m con una ligera curvatura inicial conforme avanza la prueba del cilindro hidráulico.
- La velocidad pasa de 0 m/s a un valor casi constante alrededor de 0.01 m/s – 0.012 m/s
- La aceleración muestra un pico positivo breve, corresponde a que pasa por la válvula direccional y la puesta en marcha del cilindro hidráulico.
- La fuerza se eleva desde 0 N hasta un valor régimen que depende de la carga aplicada y permanece constante

Figura 78

Diagrama de fase del sistema hidráulico



Nota: Elaboración propia software fluidSIM

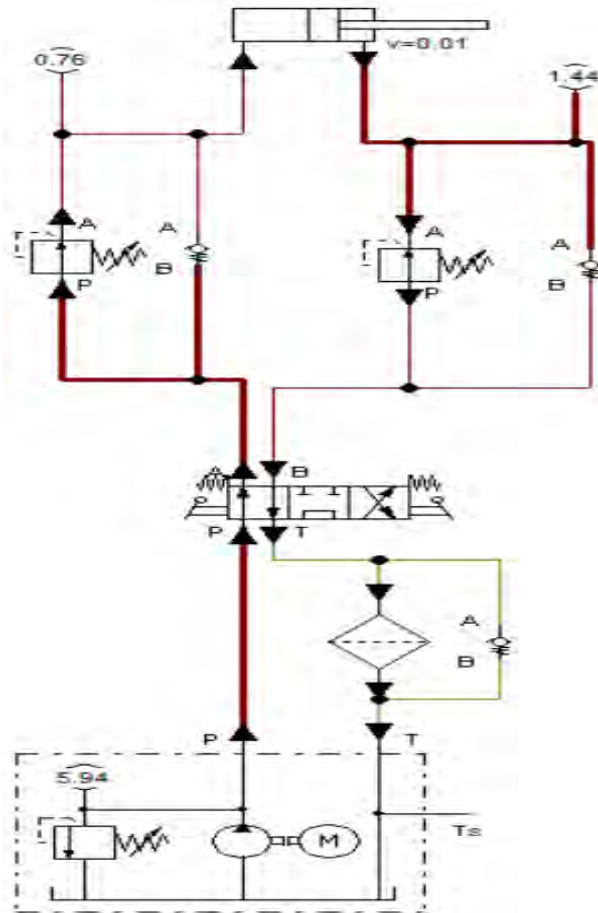
6.3.3. Fase de avance y velocidad prácticamente constante

Una vez superada la fase de aceleración, el cilindro entra en un régimen casi estacionario:

- El caudal es constante
- La carga externa se considera aproximadamente constante en la simulación

Figura 79

Diagrama de avance del sistema – velocidad constante



Nota: Elaboración propia software fluidSIM

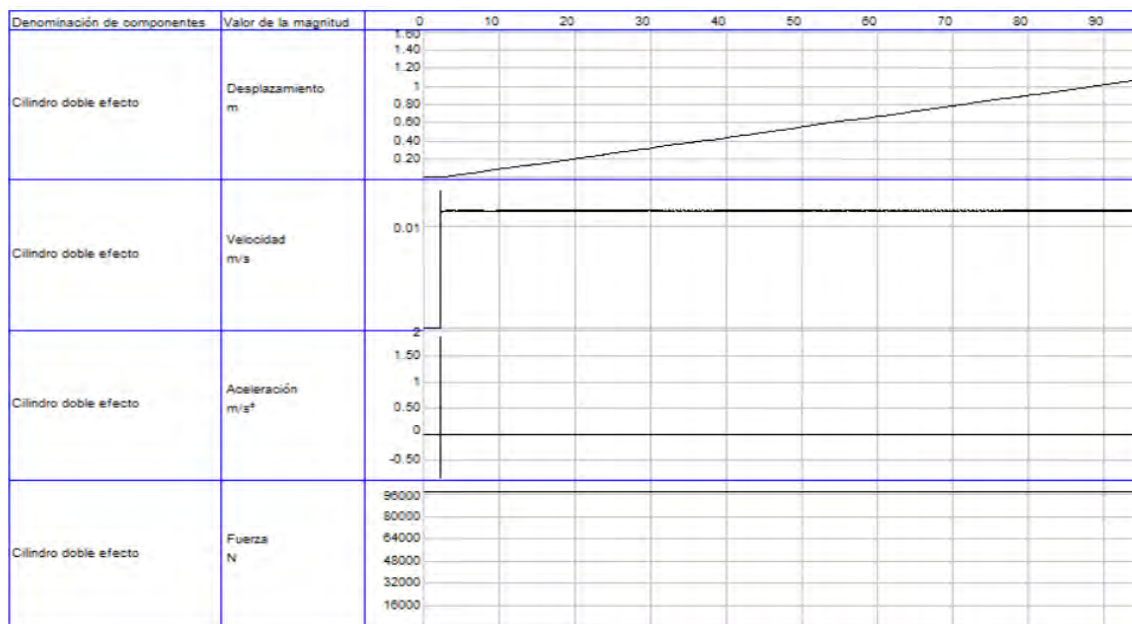
En las curvas de fluidSIM:

En la figura 80

- El desplazamiento se considera en la gráfica mediante un tramo rectilíneo, de pendiente constante, hasta aproximarse a 1.5 m.
- La velocidad se estabiliza permaneciendo constante en torno al valor teórico
- La aceleración se aproxima a 0, lo que confirma un movimiento uniforme
- La fuerza mantiene un valor constante, algo inferior a la fuerza calculada, al no alcanzar todavía la presión máxima de la válvula de seguridad.

Figura 80

Diagrama de fase el sistema hidráulico – fase de avance



Nota: Elaboración propia software fluidSIM

6.3.4. Fase de desplazamiento total del vástago y prueba de hermeticidad

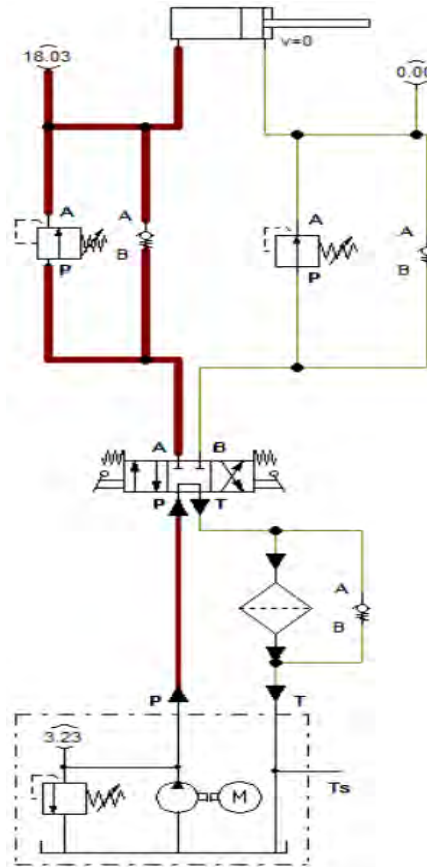
En la figura 81 al acercarse el vástago al final de su carrera $s = 1.5\text{m}$

- El caudal de la bomba sigue llegando a la cama A, por lo que la presión se incrementa rápidamente.
- La válvula permanece en posición de avance, manteniendo la conexión $P \rightarrow A$.
- El cilindro está a tope, sin movimiento
- El sistema se presuriza hasta alcanzar el valor de referencia, controlado por la válvula de seguridad.
- La presión de la cámara A se eleva hasta un valor regulado con la válvula de presión regulable.
- La válvula de seguridad entra en funcionamiento, derivando al depósito el excedente de caudal para limitar la presión

- El sistema es hermético, la presión permanece constante durante el tiempo establecido para la prueba, en caso hubiera fugas internas la presión baja durante el tiempo establecido en la prueba.

Figura 81

Diagrama de desplazamiento total del vástago y prueba de hermeticidad



Nota: Elaboración propia software fluidSIM

En las curvas de fluidSIM:

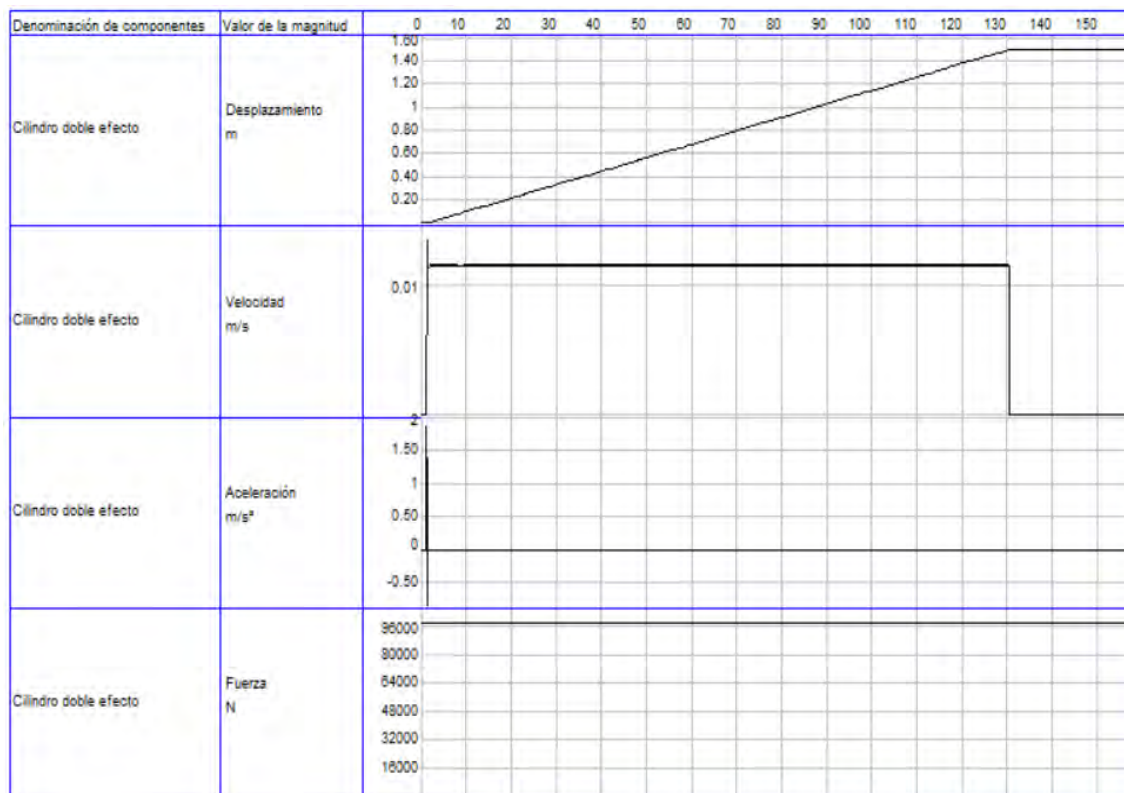
En la figura 82

- El desplazamiento permanece fijo en 1.5 m (línea horizontal)
- La velocidad y aceleración se mantienen en cero
- La fuerza se mantiene en un valor alto y constante, que corresponde a la presión de prueba multiplicada por el área A1

- Esta fase es fundamental en el módulo de prueba, pues permite evaluar la estanqueidad de los componentes y detectar posibles fugas en el circuito real, en este caso el cilindro hidráulico.

Figura 82

Diagrama de fase del sistema – fase final y prueba de hermeticidad

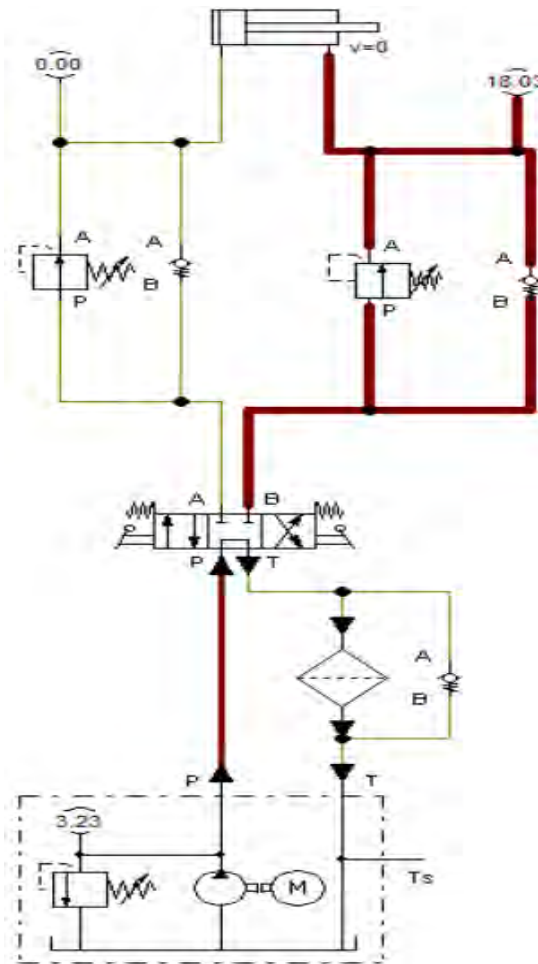


Nota: Elaboración propia software fluidSIM

6.3.5. Fase de retroceso del cilindro

Transcurrido el tiempo de prueba, se acciona nuevamente la válvula 4/3 hacia la posición de retroceso ($P \rightarrow B$, $A \rightarrow T$):

- La bomba envía el caudal de 14 l/m a la cámara B
- La cámara A se conecta a T y su volumen de fluido regresa al deposito
- Debido a que $A_2 < A_1$, la velocidad de retroceso es mayor

Figura 83*Diagrama de retroceso del vástago*

Nota: Elaboración propia software fluidSIM

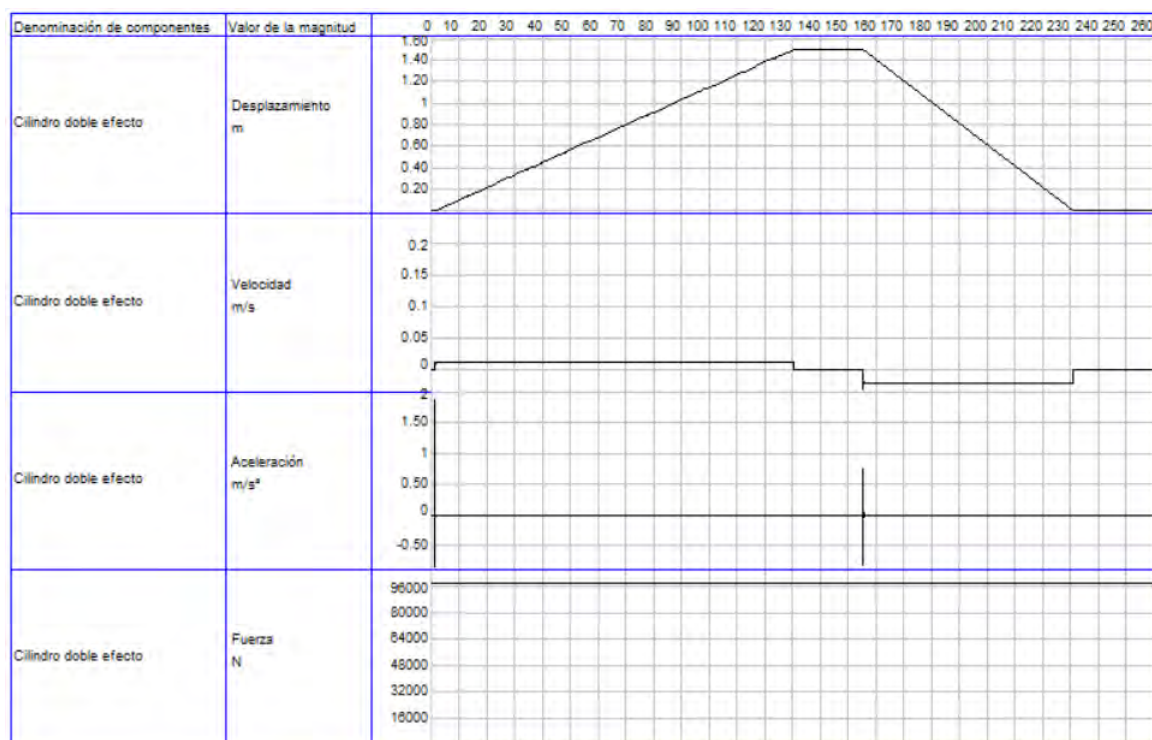
En las curvas de fluidSIM:

En la figura 84

- El desplazamiento decrece desde 1.5 m a 0 m con una pendiente mas pronunciada que el avance.
- La velocidad adopta un valor constante de magnitud aproximadamente doble a la de avance
- Línea horizontal en 0 m
- La velocidad y aceleración nulas cuando se retrae por completo el vástago

Figura 84

Diagrama de fase del sistema – fase de retroceso del vástago



Nota: Elaboración propia software fluidSIM

Con esto se completa un ciclo completo del módulo de pruebas: avance lento, ensayo de hermeticidad y retroceso más rápido.

CAPITULO 7. ESPECIFICACIONES TÉCNICAS DEL MÓDULO DE PRUEBA

El capítulo mostraremos todo el desarrollo de la construcción del módulo de prueba para los cilindros hidráulicos con sus respectivas especificaciones Técnicas, Materiales y Equipos, describiremos los componentes clave del banco de pruebas para el sistema hidráulico, el cual se desarrollará en base a los planos generados en esta tesis asegurando su cumplimiento normativo.

7.1. Desarrollo constructivo

Se detallan los componentes clave del banco de pruebas hidráulico, construido en un taller equipado conforme a los planos generados en esta tesis para luego realizar las respectivas pruebas de hermeticidad en los cilindros hidráulicos, garantizando cumplimiento de normas. Este enfoque asegura reproducibilidad, seguridad operativa y validación precisa de parámetros como presión (hasta 262 bar), caudal y en condiciones reales.

7.2. Especificaciones técnicas materiales

Figura 85

Acero estructural

COMPONENTE	MATERIAL	DESCRIPCION	IMAGEN
PLANCHA DE ACERO A572, 6 mm	ASTM A542 – 50 ASTM A 36	Plancha de acero al carbono laminada en caliente obtenido a partir de acero estructural de alta resistencia mecánica industrial "como laminado".	
PERFIL DE CANAL U 4"X1.58"X4.67"	C(U) ASTM A36	Producto laminado en caliente con sección en forma de "U" (con alas paralelas), de calidad estructural y calidad estructural de alta resistencia	
PERFIL DE CANAL U 3"X1.41"X4.32"	C(U) ASTM A36	Producto laminado en caliente con sección en forma de "U" (con alas paralelas), de calidad estructural y calidad estructural de alta resistencia	
PERFIL L 2"X2"X3/16", ESTRUCTURAL	ASTM A36	Producto de acero laminado en caliente cuya sección transversal está formada por dos alas de igual longitud, en ángulo recto	
PERFIL L 1.5"X1.5"X3/16", ESTRUCTURAL	ASTM A36	Producto de acero laminado en caliente cuya sección transversal está formada por dos alas de igual longitud, en ángulo recto	

Nota: Elaboración propia

7.3. Especificaciones técnicas de equipos

Figura 86

Componentes del módulo de pruebas

EQUIPO	MODELO	DESCRIPCION	IMAGEN
MOTOR ELECTRICO DELCROSA 10HP	YD 132S4	motor eléctrico de inducción trifásica; YD son motores de propósito general para ofrecer su máximo rendimiento en la industria en general	
TANQUE	ASTM A36	se trata de un tanque rectangular sobre un marco como base de medidas 110x31x50 cm	
BOMBA DE PISTONES	PV8-A4RS2080	bomba de pistones caudal variable máxima presión 3800 psi	
CAMPANA DE MOTOR	PS 300/3/2	La Campana bomba es una solución robusta y eficiente, ideal para una amplia gama de aplicaciones industriales que requieren una combinación de potencia y fiabilidad.	
VISOR DE NIVEL DE ACEITE		Un nivel aceite con termómetro es un instrumento de medición que permite visualizar de forma precisa la cantidad de aceite presente en un depósito.	
VALVULA CHEACK PILOTADA HYSTER	P40-OT	La P40-OT es una válvula monobloque de control manual de una sección con un caudal nominal de 40 L/min y una presión máxima de 250 bar.	
MANOMETRO	WINTERS	Manómetro de alta calidad, de grado comercial a un precio económico. Precisión $\pm 1\%$	
FILTRO DE SUCCION DE 160 LTS/MIN HYDROLINE	HLSC3-040	los filtros de succión, marca Hydrolin e están diseñados para ser montados en la succión de las bombas dentro de los depósitos. Caudal de 8 a 600 Lts/min. Filtración standard 149 μm Puede ser utilizado con aceites minerales, sintéticos y líquidos refrigerantes.	

Nota: Elaboración propia

Figura 87*Componentes del módulo de pruebas*

TAPA DE LLENADO	FT-5	Las tapas de llenado FT-5 son ideales para la aireación y ventilación de estanques hidráulicos, evitando el ingreso de partículas contaminantes. Disponibles en dos modelos con diferentes conexiones y flujos.	
MANGUERA HIDRAULICA 1/2"	F6000-08	Manguera hidráulica de muy alta presión con 4 espirales de acero. Ideal para maquinaria pesada, tractores y aplicaciones industriales severas. Resistencia de hasta 420 bar y cumplimiento SAE 100R15 e ISO 18752.	
MANGUERA HIDRAULICA 3/4"	MS351108	La manguera hidráulica SAE 100 R2 AT, también llamada manguera hidráulica DIN EN 853 2SN, es adecuada para maquinaria de ingeniería y equipos hidráulicos de trabajo continuo. Y tiene una excelente resistencia al aceite caliente y a los impulsos	
MANGUERA HIDRAULICA 1/4"	245840, D	Las mangueras calentadas por agua están diseñadas para su uso con equipos para aplicaciones de alta presión	
ACOPLE RAPIDO DE 1/2"	QC ISO A 1/2	Acoplamientos rápidos con válvula con una presión máxima de 5075 psi	
Acople Motor - Bomba	R-38	Acoplamientos Hidráulicos para motores eléctricos desde 1 a 150 HP, con versiones de acero y aluminio con elementos flexibles italianos de 98 shore de dureza	

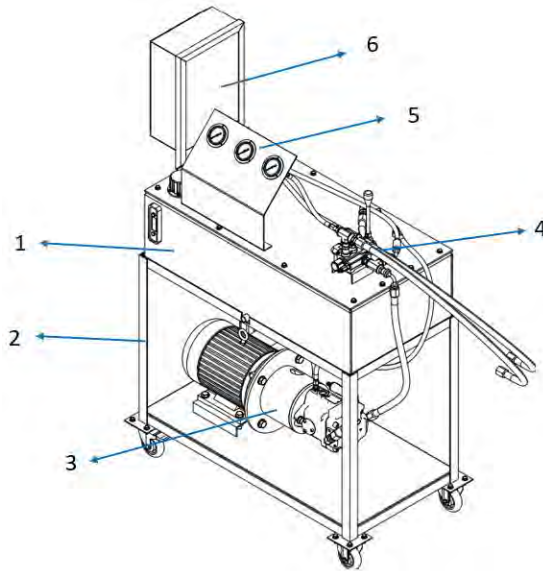
Nota: Elaboración propia

7.4. Especificaciones técnicas de construcción

La Figura presenta un esquema detallado de los componentes principales del sistema hidráulico, identificando elementos clave como la bomba, válvulas, cilindros para una comprensión clara de su integración y funcionamiento.

Figura 88

componentes principales del módulo de prueba



Nota: Elaboración propia

Componentes:

1. Tanque hidráulico
2. Estructura del módulo de prueba
3. Generación de energía hidráulica
4. Sistema de control del fluido hidráulico
5. Control de presión y dirección de fluido hidráulico del módulo
6. Sistema eléctrico

7.4.1. Tanque hidráulico

Deposito diseñado para almacenar el aceite hidráulico y mantener suministro estable a la bomba, permite la sedimentación de impurezas, este tiene una medida de 1000 x 500 x 300 mm (L x A x H) y un espesor de 1/4 mm

Materiales:

- Plancha de acero ASTM A572-G50, medida: 1000 x 500 x 300 mm (L x A x H) y un espesor de 1/4 (6.35 mm).

- Buje o bocina de diámetros: 20, 25, 30, 45 mm y longitud de 50 mm.
- Electrodo E7018.
- Tinte penetrante.

Proceso constructivo:

- Plegado del tanque hidráulico de acuerdo a medidas del plano.
- Se realiza el proceso de soldadura de los vértices del tanque.
- Se mecaniza en torno 4 bujes o bocinas para el tanque hidráulico.
- Agujereado del tanque hidráulico para instalar las bocinas uno para desfogue a aceite y uno para suministro hacia el sistema
- Agujereado en la tapa del tanque hidráulico, realizamos 12 perforaciones de sujeción con el tanque en todo el contorno y así poder sellarlo, 1 agujero para depósito de aceite, 1 para válvula de alivio del sistema hidráulico
- Soldamos las otras 2 bocinas en los agujeros de la tapa del tanque.
- Se hace inspección visual con tintes penetrantes de todas las uniones soldadas

7.4.1.1. Panel fotográfico de la fabricación del tanque hidráulico

Figura 89

Fabricación del tanque hidráulico



Nota: Elaboracion propia

7.4.2. Estructura del módulo de prueba

La estructura debe soportar todo el peso de los componentes del módulo de prueba y garantizar el funcionamiento adecuado del módulo.

Componentes principales del módulo de prueba:

- Motor eléctrico
- Tanque hidráulico
- Aceite hidráulico
- Bomba hidráulica

Materiales:

- Angulares perfil L 1.5" x 1.5" x 3/16"
- Angular canal U 3" x 1.41" x 4.32"
- Plancha de acero ASTM A572-G50 de 6 mm
- Electrodo 7018
- Tinte penetrante

Proceso constructivo:

- Preparamos los angulares según medidas del plano
- Preparamos la plancha de acero para soporte de motor según las medidas del plano
- Soldamos los angulares formando ángulos rectos con los contornos del tanque para darle un soporte, para luego soldar la plancha de acero con medidas de 110x50x6 cm, en la parte inferior de la estructura dándole un soporte inferior.
- Con una parte de la plancha realizamos pequeños cortes cuadrados y taladramos para la parte de las patas de la estructura para colocar las garruchas.
- Encima de la plancha metálica inferior colocamos dos angulares de canal U con una longitud de 19cm, soldados como soporte para el motor eléctrico con sus respectivos agujeros para los pernos.
- Se hace inspección visual con tintes penetrantes

7.4.2.1. Panel fotográfico del proceso de construcción de la estructura

Figura 90

Construcción de la estructura del módulo



Nota: Elaboración propia

7.4.3. *Generación de energía hidráulica*

Para generar la energía hidráulica adecuada para el funcionamiento del módulo de prueba se debe hacer un correcto montaje del motor eléctrico y alineamiento a la bomba hidráulica, ambos ejes serán unidos mediante un acoplamiento de alta flexible Jaw.

Materiales y componentes:

- Motor eléctrico
- Acoplamiento flexible
- Campana
- Bomba hidráulica
- Manguera hidráulica
- Filtro de succión
- Nivel de aceite

Ensamblaje del sistema:

- Montamos el motor eléctrico
- Mecanizamos en torno el acoplamiento flexible de acuerdo a la medida del eje de motor y bomba
- Empezamos armando la bomba, el acople de unión entre el motor eléctrico y la bomba; la campana es la encargada de unir ambos elementos la bomba y el motor eléctrico.
- Realizamos la instalación del motor con la bomba en la parte inferior de la estructura empernándolo.
- En la parte del tanque colocamos el medidor de aceite en la parte superior izquierda.
- Dentro del tanque instalamos el filtro para evitar que ingresen impurezas a la bomba de pistones.
- Conectamos la bomba y el tanque con la manguera 3/4".

7.4.3.1. Panel fotográfico de la instalación del sistema

Figura 91

Montaje del sistema de generación de energía hidráulica



Nota: Elaboración propia

7.4.4. Control de presión y dirección de fluido hidráulico del módulo

Para el controlar la dirección del fluido hidráulico hacia los actuadores en fundamental instalar una válvula direccional de accionamiento directo y también instalar manómetros de presión para un control adecuado de la presión del sistema en cada línea, también se instala una válvula de alivio regulable de acuerdo a la presión de trabajo.

Materiales y componentes:

- Válvula cheack pilotada hyster (válvula direccional)
- Plancha de acero en U
- Estructura del tablero
- Válvula reguladora de presión
- Manómetros
- Niples de unión hidráulicos (acople rápido de 1/2")
- Tapa de depósito de aceite.
- Manguera hidráulica de presión y retorno

Montaje:

- Armamos la válvula direccional manual, válvula reguladora de presión y los niples de conexión con la bomba y los manómetros de medida.
- Colocamos los manómetros en la pequeña plancha y lo empernamos.
- Colocamos sobre angular la válvula direccional.
- Colocamos las mangueras de 1/4" con ayuda niples de conexión a los manómetros de presión.
- Empezamos colocando la tapa con mucho cuidado sobre el tanque para luego empernarlo con sus pernos de unión M8.
- Realizar las conexiones de la bomba de pistones con la válvula direccional.
- Realizar la conexión de la manguera de seguridad de la bomba con el tanque.
- Instalamos la estructura del tablero eléctrico con ayuda del electricista.

7.4.4.1. Panel fotográfico del montaje de Control de presión y dirección de fluido hidráulico del módulo

Figura 92

Montaje de componentes de control de presión y dirección del fluido hidráulico



Nota: Elaboración propia

CAPITULO 8. ANALISIS ECONOMICO

8.1. Introduccion

El presente capítulo tiene como objetivo determinar y analizar los costos asociados al diseño y construcción del módulo de pruebas para cilindros oleohidráulicos, se describe los costos directos (materiales, mano de obra, equipos, herramientas y componentes hidráulicos) y los costos indirectos (gastos generales) asociados a la fabricación del módulo en el programa DELPHIN EXPRESS, así como el metrado de materiales estructurales y accesorios. Asimismo, se presenta el análisis de precios unitarios y la lista de insumos correspondientes a cada partida del presupuesto. Finalmente, se desarrolla los indicadores de rentabilidad que son el análisis del Valor Actual Neto (VAN) y la Tasa Interna de Retorno (TIR) y el periodo de recuperación de la inversión con el objetivo de evaluar la viabilidad económica del proyecto y sustentar la toma de decisiones respecto a su ejecución.

8.2. Costos directos

Son aquellos gastos que se pueden identificar, medir y cuantificar, aplicados fácilmente a un producto o servicio como la mano de obra directa, los materiales, equipos, maquinaria y herramientas utilizadas en la construcción del módulo de pruebas hidráulico que son asignados de forma directa.

Es esta tabla 24 mostramos la lista de insumos o los costos directos como, mano de obra, materiales, equipos y todos los requerimientos que necesitamos para la construcción del módulo de prueba con un costo que asciende a trece mil novecientos cincuenta y nueve soles con veintinueve centavos (S/. 13959.29).

Tabla 24

Lista de insumos

LISTA DE INSUMOS DEL PROYECTO

PROYECTO : DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN MODULO DE PRUEBAS PARA EVALUAR LA HERMETICIDAD DE CILINDROS OLEOHIDRAÚLICOS HASTA UNA CAPACIDAD DE 3800 PSI

PROPIETARIO : UNSAAC

UBICACION : DPTO:CUSCO PROV:CUSCO DIST:CUSCO

FECHA PROYECTO : 19/03/2026

Código	Descripción	Unid.	Cantidad	Costo	Total
MANO DE OBRA					533.12
470010038	MAESTRO SOLDADOR	hh	5.0000	24.80	124.00
471060045	AYUDANTE EN SOLDADURA	und	6.0000	18.50	111.00
471060005	OPERARIO	hh	1.0000	13.12	13.12
471060046	OPERADORA MECÁNICO	hh	5.0000	24.50	122.50
471060047	AYUDANTE MECÁNICO	hh	5.0000	20.50	102.50
471060048	OPERADOR ELÉCTRICO	und	1.0000	35.00	35.00
471060049	AYUDANTE ELÉCTRICO	und	1.0000	25.00	25.00
MATERIALES					12,949.96
301060190	Plancha de acero ASTM A36, 6 mm.	m²	2.6100	590.00	1,539.90
301060191	Broca M8	und	4.0000	10.00	40.00
301060192	Soldadura E6011	kg	4.0000	15.60	62.40
301060193	Soldadura E7018	kg	3.0000	17.00	51.00
511060013	Perfil de fierro "L" 1.5x1.5x3/16	m	7.2398	23.27	168.47
511060014	Perfil de fierro canal "U" 3"x1.41"x4.32"	m	0.6000	20.50	12.30
301060194	Disco de corte B inox 3M	und	10.0000	7.90	79.00
301060195	Plancha de acero 1/8"	m²	0.1690	118.50	20.03
511060009	Perfil L 1" x 1" x 1/8"	m	1.5300	20.00	30.60
301060198	Perfil L 2"x2"x3/16"	m	10.7500	19.00	204.25
491060194	Bomba de pistones de 3800 PSI	und	1.0000	4,750.00	4,750.00
481060073	Motor eléctrico 10 HP	und	1.0000	2,200.00	2,200.00
481060074	Campana	und	1.0000	150.00	150.00
301060196	Filtro de aceite	und	1.0000	160.00	160.00
481060075	Acople Motor-Bomba	und	1.0000	90.00	90.00
011060003	Medidor de aceite	und	1.0000	80.00	80.00
011060004	Garrucha giratorio frente	und	4.0000	24.57	98.28
011060005	Manguera 3/4"	m	0.7500	315.00	236.25
011060006	Manguera 1/2"	m	1.6000	280.00	448.00
011060007	Manguera 1/4"	m	2.8800	220.00	633.60
721060143	Codo de 90° 3/4"	und	2.0000	15.00	30.00
721060201	Niple reductor de 3/4" a 1/4"	und	1.0000	35.00	35.00
721060221	Codo de 90° 1/2"	und	3.0000	15.00	45.00
721060222	Pernos M10x40	und	24.0000	2.50	60.00
721060223	Perno allen M8x10	und	2.0000	3.00	6.00
771060044	Válvula Direccional Monobloque P40	und	1.0000	223.70	223.70
301060197	Manómetro	und	3.0000	110.00	330.00
501060008	Tapa del depósito de aceite	und	1.0000	80.00	80.00
721060224	Niple de conexion T	und	3.0000	35.00	105.00
011060006	Manguera 1/2"	m	1.2000	3.00	3.60
721060225	Reductor de 1/2" a 1/4"	und	6.0000	10.00	60.00
721060226	Codo de 90° 1/4"	und	1.0000	13.00	13.00
721060227	Niple de union 1/2" M	und	6.0000	8.00	48.00
721060228	Niple de union 1/2" H	und	3.0000	8.00	24.00
721060229	Niple de acople rápido de 1/2"	und	3.0000	9.00	27.00
721060230	Pernos M8x30	und	12.0000	1.00	12.00
071060003	Cable TW 10 mm2	m	15.0000	5.12	76.80
121060095	Tablero de arranque manual-automático trifasico 10HP 380 Watt.	und	1.0000	590.00	590.00
541060029	Disolvente Thiner	gln	3.0000	17.22	51.66
541060007	Pintura anticorrosiva	m²	3.0000	25.04	75.12

EQUIPO					316.21
481060069	Maquina soldadora electrica-Monof. alterna 225 Amp.	hm	6.0000	12.00	72.00
481060070	Amoladora	hm	3.0000	5.00	15.00
481060071	Plegadora	hm	9.0000	15.00	135.00
491060063	Taladro eléctrico	hm	4.0000	3.08	12.32
481090244	Soldadora Electrica	hm	1.5000	15.00	22.50
481060076	Compresora para pintar	hm	3.0000	12.00	36.00
370010001	Herramientas	%mo	3.8247	533.12	20.39
371100009	HERRAMIENTAS MANUALES	%mo	0.5627	533.12	3.00
SUB-CONTRATOS					160.00
481060072	Tornero	gbl	4.0000	40.00	160.00
TOTAL:					13,959.29

Nota: Elaboración propia software Delphin Express

8.3. Costos indirectos

Son aquellos gastos operativos o generales que no se vinculan directamente a un producto o servicio específico por lo tanto no tienen una partida asignada, los costos indirectos son aquellos que se distribuyen para la fabricación y puesto en funcionamiento de todo el módulo de prueba hidráulico.

Tabla 25

Costos indirectos o gastos generales

COSTOS	UNID	CANTID	PRECIO S/.	PARCIAL S/.
SERVICIOS (ELECTRICIDAD)	Hm	30	5.33	159.9
MANTENIMIENTO	Hm	30	4	120
DISEÑO	Hh	50	50	2500
GASTOS ADMINISTRATIVOS	Hh	10	60	600
DEPRECIACION DE EQUIPOS	Unid	10	12.5	125
TOTAL				S/ 3,504.90

Nota: Elaboración propia

En la tabla 25 damos a conocer los costos indirectos presentes en el proceso de diseño y construcción del módulo de prueba para cilindros hidráulicos llegando a un gasto de S/ 3504.90 que equivale al 25% de gastos generales.

8.4. Presupuesto del proyecto

En esta parte consideraremos todos los gastos que se generaron como costos directos (mano de obra, materiales, equipamiento y herramientas), costos indirectos que son los costos administrativos o generales detallados anteriormente y considerados convenientemente para la construcción del módulo de pruebas para evaluar la hermeticidad en cilindros hidráulicos hasta 3800psi.

Tabla 26

*Hoja de presupuesto del proyecto***PRESUPUESTO DE OBRA**

PROYECTO : DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN MODULO DE PRUEBAS PARA EVALUAR LA HERMETICIDAD DE CILINDROS OLEOHIDRAÚLICOS HASTA UNA CAPACIDAD DE 3800 PSI

PROPIETARIO : UNSAAC

UBICACION : DPTO:CUSCO PROV:CUSCO DIST:CUSCO

FECHA PROYECTO : 19/03/2026

Item	Descripción	Unid.	Cant.	Precio	Parcial	Sub Total
1.0	ESTRUCTURA HIDRAULICA.					2,885.30
1.1	TANQUE HIDRAULICO 110x31x50 cm.					1,179.67
1.1.1	Fabricacion del tanque hidráulico	und	1.00	1,179.67	1,179.67	
1.2	ESTRUCTURA DEL TANQUE					771.03
1.2.1	Fabricacion del soporte del tanque hidráulico	und	1.00	771.03	771.03	
1.3	TAPA DEL TANQUE HIDRAULICO					518.36
1.3.1	Fabricacion de la tapa del tanque hidráulico	und	1.00	518.36	518.36	
1.4	SOPORTE DE MANÓMETROS					88.81
1.4.1	Fabricacion de Manómetros	und	1.00	88.81	88.81	
1.5	ESTRUCTURA DEL TABLERO					74.64
1.5.1	Fabricacion del tanlero electrico	und	1.00	74.64	74.64	
1.6	ESTRUCTURA SOPORTE CILINDRO HIDRAULICO					252.79
1.6.1	Fabricación de la estructura de soporte cilindrico hidráulico	und	1.00	252.79	252.79	
2.0	EQUIPAMIENTO DE LA ESTRUCTURA					8,889.31
2.1	INSTALACIÓN DEL TANQUE HIDRAULICO					8,889.31
2.1.1	Instalación del tanque hidráulico	und	1.00	8,889.31	8,889.31	
3.0	EQUIPAMIENTO DE LA TAPA DEL TANQUE HIDRAULICO					1,222.40
3.1	INSTALACIÓN DE LA TAPA DEL TANQUE HIDRAULICO					1,222.40
3.1.1	Instalacion de la tapa del tanque hidráulico	und	1.00	1,222.40	1,222.40	
4.0	TABLERO SEMI AUTOMÁTICO					729.80
4.1	INSTALACIÓN DEL TABLERO SEMI AUTOMÁTICO					729.80
4.1.1	Instalacion del tablero de control	und	1.00	729.80	729.80	
5.0	PINTURA					235.76
5.1	PINTADO DE LA ESTRUCTURA HIDRAULICA					235.76
5.1.1	Pintado anticorrosivo	und	1.00	235.76	235.76	

Costo Directo		13,962.57
Gastos Generales	25.10%	3,504.61
Parcial		17,467.18
I.G.V.	18.00%	3,144.09
TOTAL :		20,611.27

Nota: Elaboración propia software Delphin Express

En la tabla 26 se aprecia el precio final que es la suma de los costos directos e indirectos del módulo de pruebas para evaluar la hermeticidad los cilindros hidráulicos hasta capacidad de 3800 psi; adjudicando un precio de construcción de S/ 20611.27 soles

8.5. Análisis de presión unitarios

Este análisis consiste en detallar, desglosar en partidas todo el proceso de construcción incluyendo los costos variables como los fijos, es decir el análisis de precios unitarios es el costo por unidad individual de medida de cada concepto o partida que contienen mano de obra, materiales, equipos y herramientas.

En esta tabla 27 mostraremos las partidas y analizaremos sus precios unitarios.

Tabla 27

Análisis de precios unitarios de las partidas del proyecto

Análisis de Costos Unitarios						
PROYECTO	: DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN MODULO DE PRUEBAS PARA EVALUAR LA HERMETICIDAD DE CILINDROS OLEOHIDRAÚLICOS HASTA UNA CAPACIDAD DE 3800 PSI					
ETAPA 1.0	: ESTRUCTURA HIDRAULICA.					
PROPIETARIO	: UNSAAC					
UBICACION	: DPTO:CUSCO PROV:CUSCO DIST:CUSCO					
FECHA PROYECTO	: 19/03/2026					
Partida: 1.1.1 Fabricacion del tanque hidráulico				Rendimiento: und		
				Costo unitario por und		1,179.67
Codigo	Descripción	Unid.	Recursos	Cantidad	Precio	Parcial
MANO DE OBRA						61.80
470010038	MAESTRO SOLDADOR	hh	0.0000	1.0000	24.80	24.80
471060045	AYUDANTE EN SOLDADURA	und	0.0000	2.0000	18.50	37.00
MATERIALES						919.46
301060190	Plancha de acero ASTM A36, 6 mm.	m²	-	1.4140	590.00	834.26
301060191	Broca M8	und	-	2.0000	10.00	20.00
301060192	Soldadura E6011	kg	-	2.0000	15.60	31.20
301060193	Soldadura E7018	kg	-	2.0000	17.00	34.00
EQUIPO						158.41
370010001	Herramientas	%mo	-	5.0000	61.80	3.09
481060069	Maquina soldadora electrica-Monof. alterna 225 Amp.	hm	0.0000	1.5000	12.00	18.00
481060070	Amoladora	hm	0.0000	1.0000	5.00	5.00
481060071	Plegadora	hm	0.0000	8.0000	15.00	120.00
491060063	Taladro eléctrico	hm	0.0000	4.0000	3.08	12.32
SUB-CONTRATOS						40.00
481060072	Tornero	gbl	-	1.0000	40.00	40.00

Partida: 1.2.1 Fabricacion del soporte del tanque hidráulico

Rendimiento: und

Costo unitario por und 771.03

Código	Descripción	Unid.	Recursos	Cantidad	Precio	Parcial
MANO DE OBRA						61.80
470010038	MAESTRO SOLDADOR	hh	0.0000	1.0000	24.80	24.80
471060045	AYUDANTE EN SOLDADURA	und	0.0000	2.0000	18.50	37.00
MATERIALES						643.14
511060013	Perfil de fierro "L" 1.5x1.5x3/16	m	-	7.2400	23.27	168.47
301060192	Soldadura E6011	kg	-	1.0000	15.60	15.60
301060193	Soldadura E7018	kg	-	1.0000	17.00	17.00
511060014	Perfil de fierro canal "U" 3"x1.41"x4.32"	m	-	0.5000	20.50	10.25
301060194	Disco de corte B inox 3M	und	-	10.0000	7.90	79.00
301060190	Plancha de acero ASTM A36, 6 mm.	m²	-	0.5980	590.00	352.82
EQUIPO						26.09
370010001	Herramientas	%mo	-	5.0000	61.80	3.09
481060069	Maquina soldadora electrica-Monof. alterna 225 Amp.	hm	0.0000	1.5000	12.00	18.00
481060070	Amoladora	hm	0.0000	1.0000	5.00	5.00
SUB-CONTRATOS						40.00
481060072	Tornero	gbl	-	1.0000	40.00	40.00

Partida: 1.3.1 Fabricacion de la tapa del tanque hidraulico

Rendimiento: und

Costo unitario por und 518.36

Código	Descripción	Unid.	Recursos	Cantidad	Precio	Parcial
MANO DE OBRA						61.80
470010038	MAESTRO SOLDADOR	hh	0.0000	1.0000	24.80	24.80
471060045	AYUDANTE EN SOLDADURA	und	0.0000	2.0000	18.50	37.00
MATERIALES						390.47
301060190	Plancha de acero ASTM A36, 6 mm.	m²	-	0.5980	590.00	352.82
301060192	Soldadura E6011	kg	-	1.0000	15.60	15.60
301060191	Broca M8	und	-	2.0000	10.00	20.00
511060014	Perfil de fierro canal "U" 3"x1.41"x4.32"	m	-	0.1000	20.50	2.05
EQUIPO						26.09
370010001	Herramientas	%mo	-	5.0000	61.80	3.09
481060069	Maquina soldadora electrica-Monof. alterna 225 Amp.	hm	0.0000	1.5000	12.00	18.00
481060070	Amoladora	hm	0.0000	1.0000	5.00	5.00
SUB-CONTRATOS						40.00
481060072	Tornero	gbl	-	1.0000	40.00	40.00

Partida: 1.4.1 Fabricacion de Manómetros

Rendimiento: und

Costo unitario por und 88.81

Código	Descripción	Unid.	Recursos	Cantidad	Precio	Parcial
MANO DE OBRA						13.12
471060005	OPERARIO	hh	0.0000	1.0000	13.12	13.12
MATERIALES						20.03
301060195	Plancha de acero 1/8"	m²	-	0.1690	118.50	20.03
EQUIPO						15.66
370010001	Herramientas	%mo	-	5.0000	13.12	0.66
481060071	Plegadora	hm	0.0000	1.0000	15.00	15.00
SUB-CONTRATOS						40.00
481060072	Tornero	gbl	-	1.0000	40.00	40.00

Partida: 1.5.1 Fabricación del tanlero eléctrico

Rendimiento: und

Costo unitario por und 74.64

Código	Descripción	Unid.	Recursos	Cantidad	Precio	Parcial
MANO DE OBRA						24.80
470010038	MAESTRO SOLDADOR	hh	0.0000	1.0000	24.80	24.80
MATERIALES						30.60
511060009	Perfil L 1" x 1" x 1/8"	m	-	1.5300	20.00	30.60
EQUIPO						19.24
370010001	Herramientas	%mo	-	5.0000	24.80	1.24
481060069	Maquina soldadora electrica-Monof. alterna 225 Amp.	hm	0.0000	1.5000	12.00	18.00

Partida: 1.6.1 Fabricación de la estructura de soporte cilíndrico hidráulico

Rendimiento: und

Costo unitario por und 252.79

Código	Descripción	Unid.	Recursos	Cantidad	Precio	Parcial
MANO DE OBRA						24.80
470010038	MAESTRO SOLDADOR	hh	0.0000	1.0000	24.80	24.80
MATERIALES						204.25
301060198	Perfil L 2"x2"x3/16"	m	-	10.7500	19.00	204.25
EQUIPO						23.74
370010001	Herramientas	%mo	-	5.0000	24.80	1.24
481090244	Soldadora Eléctrica	hm	0.0000	1.5000	15.00	22.50

Partida: 2.1.1 Instalación del tanque hidráulico

Rendimiento: und

Costo unitario por und 8,889.31

Código	Descripción	Unid.	Recursos	Cantidad	Precio	Parcial
MANO DE OBRA						65.50
471060046	OPERADORA MECÁNICO	hh	0.0000	1.0000	24.50	24.50
471060047	AYUDANTE MECÁNICO	hh	0.0000	2.0000	20.50	41.00
MATERIALES						8,820.53
491060194	Bomba de pistones de 3800 PSI	und	-	1.0000	4,750.00	4,750.00
481060073	Motor eléctrico 10 HP	und	-	1.0000	2,200.00	2,200.00
481060074	Campana	und	-	1.0000	150.00	150.00
301060196	Filtro de aceite	und	-	1.0000	160.00	160.00
481060075	Acople Motor-Bomba	und	-	1.0000	90.00	90.00
011060003	Medidor de aceite	und	-	1.0000	80.00	80.00
011060004	Garrucha giratorio frente	und	-	4.0000	24.57	98.28
011060005	Manguera 3/4"	m	-	0.7500	315.00	236.25
011060006	Manguera 1/2"	m	-	1.6000	280.00	448.00
011060007	Manguera 1/4"	m	-	2.1000	220.00	462.00
721060143	Codo de 90° 3/4"	und	-	2.0000	15.00	30.00
721060201	Niple reductor de 3/4" a 1/4"	und	-	1.0000	35.00	35.00
721060221	Codo de 90° 1/2"	und	-	1.0000	15.00	15.00
721060222	Pernos M10x40	und	-	24.0000	2.50	60.00
721060223	Perno allen M8x10	und	-	2.0000	3.00	6.00
EQUIPO						3.28
370010001	Herramientas	%mo	-	5.0000	65.50	3.28

Partida: 3.1.1 Instalacion de la tapa del tanque hidráulico

Rendimiento: und

Costo unitario por und 1,222.40

Código	Descripción	Unid.	Recursos	Cantidad	Precio	Parcial
MANO DE OBRA						90.00
471060046	OPERADORA MECÁNICO	hh	0.0000	2.0000	24.50	49.00
471060047	AYUDANTE MECÁNICO	hh	0.0000	2.0000	20.50	41.00
MATERIALES						1,127.90
771060044	Válvula Direccional Monobloque P40	und	-	1.0000	223.70	223.70
301060197	Manómetro	und	-	3.0000	110.00	330.00
501060008	Tapa del depósito de aceite	und	-	1.0000	80.00	80.00
721060224	Niple de conexion T	und	-	3.0000	35.00	105.00
721060221	Codo de 90° 1/2" SAP	und	-	2.0000	15.00	30.00
011060006	Manguera 1/2"	m	-	1.2000	3.00	3.60
721060225	Reductor de 1/2" a 1/4"	und	-	6.0000	10.00	60.00
011060007	Manguera 1/4"	m	-	0.7800	220.00	171.60
721060226	Codo de 90° 1/4"	und	-	1.0000	13.00	13.00
721060227	Niple de union 1/2" M	und	-	6.0000	8.00	48.00
721060228	Niple de union 1/2" H	und	-	3.0000	8.00	24.00
721060229	Niple de acople rápido de 1/2"	und	-	3.0000	9.00	27.00
721060230	Pernos M8x30	und	-	12.0000	1.00	12.00
EQUIPO						4.50
370010001	Herramientas	%mo	-	5.0000	90.00	4.50

Partida: 4.1.1 Instalacion del tablero de control

Rendimiento: und

Costo unitario por und 729.80

Código	Descripción	Unid.	Recursos	Cantidad	Precio	Parcial
MANO DE OBRA						60.00
471060048	OPERADOR ELÉCTRICO	und	0.0000	1.0000	35.00	35.00
471060049	AYUDANTE ELÉCTRICO	und	0.0000	1.0000	25.00	25.00
MATERIALES						666.80
071060003	Cable TW 10 mm2	m	-	15.0000	5.12	76.80
121060095	Tablero de arranque manual-automático trifasico 10HP 380 Watt.	und	-	1.0000	590.00	590.00
EQUIPO						3.00
371100009	HERRAMIENTAS MANUALES	%mo	-	5.0000	60.00	3.00

Partida: 5.1.1 Pintado anticorrosivo

Rendimiento: und

Costo unitario por und 235.76

Código	Descripción	Unid.	Recursos	Cantidad	Precio	Parcial
MANO DE OBRA						69.50
471060047	AYUDANTE MECÁNICO	hh	0.0000	1.0000	20.50	20.50
471060046	OPERADORA MECÁNICO	hh	0.0000	2.0000	24.50	49.00
MATERIALES						126.78
541060029	Disolvente Thiner	gln	-	3.0000	17.22	51.66
541060007	Pintura anticorrosiva	m²	-	3.0000	25.04	75.12
EQUIPO						39.48
370010001	Herramientas	%mo	-	5.0000	69.50	3.48
481060076	Compresora para pintar	hm	0.0000	3.0000	12.00	36.00

Nota: Elaboración propia software Delphin Express

8.6. Flujo de caja

El flujo de caja es un registro de todos los ingresos y egresos que se generan en un proyecto, a lo largo de su vida útil (meses o años). Sirve para saber si el proyecto genera suficiente liquidez y para evaluar su viabilidad financiera mediante indicadores como el VAN, el TIR y PR.

8.6.1.1. Estructura para flujo de caja

INVERSION INICIAL, se considera al mando inicial invertido para adquirir materiales, equipos, estudios previos u otros gastos necesarios antes de comenzar la operación.

INGRESOS OPERATIVOS, Son los ingresos generados a partir de su funcionamiento o durante la operación (por ejemplo, ventas de productos, prestación de servicios, cobros por contrato).

COSTOS Y GASTOS OPERATIVOS, son aquellos gastos que se dan durante el periodo de funcionamiento como, pagos a personal, servicios (agua, luz, internet), mantenimiento, alquileres, seguros, etc.

FLUJO DE CAJA NETO, es la diferencia entre los ingresos operativos y los costos de operación durante un periodo.

$$F_t = \text{Ingresos operativos}_t - \text{Costos y gastos operativos}_t$$

8.6.2. Análisis de rentabilidad

Indicadores de rentabilidad

- VAN (Valor Actual Neto)
- TIR (Tasa Interna de Rentabilidad)
- PR (Plazo De Recuperación de la Inversión)

8.6.2.1. Valor actual neto (VAN)

Se define como la diferencia presente de los flujos de caja netos y la inversión inicial del proyecto, es decir el VAN es el indicador financiero que mide el valor neto actual de los que se espera obtener de un proyecto descontados a una tasa de oportunidad o tasa social de descuento i .

$$VAN = -I_0 + \sum_{t=1}^n \frac{F_t}{(1+k)^t} = -I_0 + \frac{F_1}{(1+k)} + \frac{F_2}{(1+k)^2} + \dots + \frac{F_n}{(1+k)^n}$$

Donde:

F_t : Flujos de dinero en cada periodo de tiempo

I_0 : Es la inversión realizada en el momento inicial ($t=0$)

n : Número de periodos de tiempo

k : Tasa de descuento o de actualización, que representa la rentabilidad mínima exigida al proyecto.

Interpretación de VAN:

- Si $VAN > 0$, el proyecto es rentable, porque los flujos de caja futuros superan la inversión inicial.
- Si $VAN = 0$, se determina que el proyecto no dará ganancias ni pérdidas, ósea, es indiferente.
- Si $VAN < 0$, se considera el proyecto no viable

8.6.2.2. Tasa interna de rentabilidad (TIR)

Es la rentabilidad esperada de una inversión y mide en porcentaje sobre la inversión realizada. Como un interés anual que garantiza la inversión, mientras más alta TIR mayor será su rentabilidad.

$$VAN = -I_0 + \sum_{t=1}^n \frac{F_t}{(1+TIR)^t} = -I_0 + \frac{F_1}{(1+TIR)} + \frac{F_2}{(1+TIR)^2} + \dots + \frac{F_n}{(1+TIR)^n} = 0$$

Donde:

F_t : Son los flujos de dinero en cada periodo de t

I_0 : Es la inversión realizada en el momento inicial

n : Es el número de periodos de tiempo

interpretaciones del TIR:

- Si $TIR > K$, el proyecto de inversión será aceptado, en este caso, la tasa de rendimiento interno que obtenemos es superior a la tasa mínima de rentabilidad exigida a la inversión.
- Si $TIR = K$, estamos en una situación similar a la que se producía cuando en VAN era igual a cero, en esta situación, la inversión podría llevarse a cabo si mejora la posición competitiva de la empresa y no hay alternativas más favorables.
- Si $TIR < K$, el proyecto debe rechazarse. No se alcanza la rentabilidad mínima que le pedimos a la inversión.

8.6.2.3. Plazo de recuperación de la inversión

Nos indica el tiempo necesario de valor acumulado de los flujos de caja que hace falta para recuperar nuestra inversión inicial, será también un factor importante para determinar si el proyecto sea rentable; mientras más corto sea los tiempos de recuperación menor es el riesgo y genera una mayor rentabilidad.

$$PRI = a + \frac{(b - c)}{d}$$

Donde:

a: Periodo anterior hasta recuperar la inversión.

b: Inversión inicial.

c: Suma de flujos de caja hasta el periodo anterior de recuperación de la inversión.

d: Valor del flujo de caja del anterior en que se satisface la inversión.

8.7. Análisis económico del banco de pruebas oleohidráulico

Para el análisis económico del módulo de prueba oleohidráulicos para evaluar la hermeticidad de cilindros oleohidráulicos hasta una capacidad de 3800psi; tomamos en cuenta que las pruebas de hermeticidad de un costo de S/.140 soles por prueba considerando precios de las diferentes empresas dedicadas al rubro de sistemas hidráulicos.

Tabla 28

Precios referenciales de prueba hermeticidad

Proveedor	Rango Estimado (por cilindro)	Notas
Ferreyros Cusco	S/ 300-500	Certificado ISO, hasta 7500 PSI; contacta Av. de la Cultura 2925 CUSCO
Whynco Perú	S/ 150-400	Banco 15HP, SGS Nivel A; WHYNCON PUENTE PIEDRA LIMA.
Invemet/Marco	S/ 200-500	Pruebas 6500 PSI; LA VICTORIA LIMA
NOTA:LOS PRECIOS PUEDEN VARIAR DEPENDIENDO DEL TAMAÑO, COMPLEJIDAD, PRESION Y UBICACIÓN PARA PRUEBAS DE HERMETICIDAD.		

Nota: Elaboración propia

8.7.1. Ingresos operativos

Tabla 29

Periodo de trabajo del módulo de prueba de acuerdo al anexo 20 encuestas realizadas

MES	DIAS	PRUEBAS	COSTO Hm	INGRESOS
ABRIL	20	1	140	2800
MAYO	23	2	140	6440
JUNIO	22	2	140	6160
JULIO	19	1	140	2660
AGOSTO	21	2	140	5880
SETIEMBRE	20	2	140	5600
OCTUBRE	22	2	140	6160
NOVIEMBRE	20	1	140	2800
DICIEMBRE	21	2	140	5880
ENERO	20	1	140	2800
FEBRERO	20	2	140	5600
MARZO	22	2	140	6160

Nota: Elaboración propia

Mostramos en la tabla 29 los ingresos que se producirán en el periodo de trabajo del módulo de prueba de cilindros oleohidráulicos por el plazo de un año.

Tabla 30

Ingresos en un año de operación del módulo

PERIODO	ABRIL	MAYO	JUNIO	JULIO	AGOSTO	SETIEMBRE	OCTUBRE	NOVIEMBRE	DICIEMBRE	ENERO	FEBRERO	MARZO
INGRESOS SIN IGV	2372.88	5457.63	5220.34	2254.24	4983.05	4745.76	5220.34	2372.88	4983.05	2372.88	4745.76	5220.34
INGRESOS CON IGV	2800	6440	6160	2660	5880	5600	6160	2800	5880	2800	5600	6160

Nota: Elaboración propia

Damos a conocer en la tabla 30 los ingresos presentes con IGV y sin IGV

8.7.2. Costos y gastos operativos

En la tabla 31 se observa el registro de la inversión inicial y los costos de operación como mano de obra consideramos 2 operarios a S/. 30 soles por prueba, servicios, mantenimiento y gastos administrativos generados en el proyecto.

Tabla 31

Costos de inversión y operativos del módulo de prueba

MES	ABR	MAY	JUN	JUL	AGO	SET	OCT	NOV	DIC	ENE	FEB	MAR	
PERIODO	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
COSTO INVERSION	-20611.27												
COSTOS DE OPERACIÓN													
SERVICIOS	107.8	247.94	237.16	102.41	226.38	215.6	237.16	107.8	226.38	107.8	215.6	237.16	
MANTENIMIENTO	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100
MANO DE OBRA	1200	2760	2640	1140	2520	2400	2640	1200	2520	1200	2400	2640	
GASTOS ADMINISTRATIVOS	200	200	200	200	200	200	200	200	200	200	200	200	200
TOTAL DE GASTOS	-20611.27	1607.8	3307.94	3177.16	1542.41	3046.38	2915.6	3177.16	1607.8	3046.38	1607.8	2915.6	3177.16

Nota: Elaboración propia

8.7.3. Flujo de caja

En la tabla 32 observamos la diferencia de los ingresos operativos y los costos de operación durante un periodo de un año.

Tabla 32

Costos de inversión y operativos del módulo de prueba

MES		ABR	MAY	JUN	JUL	AGO	SET	OCT	NOV	DIC	ENE	FEB	MAR
PERIODO	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
INGRESOS		2800	6440	6160	2660	5880	5600	6160	2800	5880	2800	5600	6160
COSTO INVERSION	-20611.27												
COSTOS DE OPERACIÓN													
SERVICIOS		-107.8	-247.94	-237.16	-102.41	-226.38	-215.6	-237.16	-107.8	-226.38	-107.8	-215.6	-237.16
MANTENIMIENTO		-100	-100	-100	-100	-100	-100	-100	-100	-100	-100	-100	-100
MANO DE OBRA		-1200	-2760	-2640	-1140	-2520	-2400	-2640	-1200	-2520	-1200	-2400	-2640
GASTOS ADMINISTRATIVOS		-200	-200	-200	-200	-200	-200	-200	-200	-200	-200	-200	-200
FLUJO DE CAJA NETO	-20611.27	1192.2	3132.06	2982.84	1117.59	2833.62	2684.4	2982.84	1192.2	2833.62	1192.2	2684.4	2982.84

Nota: Elaboración propia

8.8. Indicadores de rentabilidad

8.8.1. Valor actual neto (VAN)

Para el cálculo del VAN tomamos algunas consideraciones:

- Tasa social de descuento anual = 12%
- Se reemplaza en la fórmula tasa de descuento mensual:

$$i_m = (1 + 0.12)^{\frac{1}{12}} - 1$$

$$i_m = 0.009489$$

$$i_m = 0.9489\%$$

$$\begin{aligned}
 VAN = & -20611.27 + \frac{1192.2}{(1 + 0.0095)^1} + \frac{3132.06}{(1 + 0.0095)^2} + \frac{2982.84}{(1 + 0.0095)^3} + \frac{1117.59}{(1 + 0.0095)^4} \\
 & + \frac{2833.62}{(1 + 0.0095)^5} + \frac{2684.4}{(1 + 0.0095)^6} + \frac{2982.84}{(1 + 0.0095)^7} + \frac{1192.2}{(1 + 0.0095)^8} \\
 & + \frac{2833.62}{(1 + 0.0095)^9} + \frac{1192.2}{(1 + 0.0095)^{10}} + \frac{2684.4}{(1 + 0.0095)^{11}} + \frac{2982.84}{(1 + 0.0095)^{12}}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 VAN = & -20611.27 + 1180.99 + 3073.45 + 2899.51 + 1076.15 + 2702.922 + 2536.516 \\
 & + 2792.021 + 1105.443 + 2602.719 + 1084.758 + 2419.52 + 2663.24
 \end{aligned}$$

$$VAN = 5526.00; \quad VAN > 0$$

El proyecto es factible para la inversión

8.8.2. Tasa interna de rentabilidad (TIR)

Para el cálculo del TIR tomamos algunas consideraciones:

- VAN=0
- K (tasa social de descuento anual) = 12%

$$\begin{aligned}
 VAN = 0 = & -20611.27 + \frac{1192.2}{(1 + TIR)^1} + \frac{3132.06}{(1 + TIR)^2} + \frac{2982.84}{(1 + TIR)^3} + \frac{1117.59}{(1 + TIR)^4} \\
 & + \frac{2833.62}{(1 + TIR)^5} + \frac{2684.4}{(1 + TIR)^6} + \frac{2982.84}{(1 + TIR)^7} + \frac{1192.2}{(1 + TIR)^8} + \frac{2833.62}{(1 + TIR)^9} \\
 & + \frac{1192.2}{(1 + TIR)^{10}} + \frac{2684.4}{(1 + TIR)^{11}} + \frac{2982.84}{(1 + TIR)^{12}}
 \end{aligned}$$

$$TIR = 5\%; \quad TIR > 1\%; \text{ MENSUAL}$$

Es recomendable realizar la inversión para el proyecto.

8.8.3. Plazo de recuperación de la inversión o PAY-BACK (PR)

Tabla 33

Flujo de caja neto y acumulado

PERIODO	MES	FLUJO DE CAJA NETO	FLUJO DE CAJA ACUMULADO
0		-20611.27	
1	ABRIL	1192.2	1192.2
2	MAYO	3132.06	4324.26
3	JUNIO	2982.84	7307.1
4	JULIO	1117.59	8424.69
5	AGOSTO	2833.62	11258.31
6	SETIEMBRE	2684.4	13942.71
7	OCTUBRE	2982.84	16925.55
8	NOVIEMBRE	1192.2	18117.75
9	DICIEMBRE	2833.62	20951.37
10	ENERO	1192.2	22143.57
11	FEBRERO	2684.4	24827.97
12	MARZO	2982.84	27810.81

Nota: Elaboración propia

a =	8	Periodo anterior hasta recuperar la inversión.
b =	-20611.27	Inversión inicial.
c =	18117.75	Suma de flujos de caja hasta el periodo anterior de recuperación de la inversión.
d =	2833.62	Valor del flujo de caja del anterior en que se satisface la inversión.

$$PRI = a + \frac{(b - c)}{d}$$

$$PR = 8.88$$

La recuperación de la inversión sería en 8 meses 23 días

CONCLUSIONES

- El diseño y la construcción del módulo de pruebas para evaluar la hermeticidad de cilindros oleohidráulicos, cumple con los requerimientos hidráulicos planteados en la fase inicial de la presente investigación ya que se logró desarrollar un módulo de pruebas conceptualmente adecuado con un diseño hidráulico, diseño mecánico, simulación y planos constructivos, que permite analizar cilindros oleohidráulicos hasta 3800 psi de forma segura y controlada.

Para las pruebas de hermeticidad debe mantener dicha presión aplicada sobre el cilindro hidráulico por un intervalo de 10 minutos; verificando la ausencia de fugas externas, de igual manera para las fugas internas y la estabilidad de presión del sistema hidráulico. Se considera aceptable una caída máxima de presión del $\leq 2\%$ aceptable respecto al valor inicial aplicado de presión garantizando así la integridad de los sellos y el estado del cilindro hidráulico.

- La aplicación del criterio de diseño VDI 2221 y VDI 2225 permitió estructurar el diseño del módulo con fases claras (comprensión del problema, concepción de soluciones y elaboración del proyecto), apoyadas en una lista de exigencias, estructura de funciones, caja negra y matriz morfológica. Mediante la evaluación técnico – económica se compararon 4 posibles conceptos de solución y se eligió el concepto de solución N°2, se tomó en cuenta los aspectos técnicos – económico donde $X_i = 0.71$; $Y_i = 0.73$, este ofrece un equilibrio favorable entre capacidad de ensayo, seguridad, facilidad de fabricación, mantenimiento y constante de implementación.
- El diseño hidráulico permitió dimensionar correctamente los parámetros del módulo de prueba, el caudal requerido para la bomba hidráulica es de 14 l/m, la potencia requerida

del motor eléctrico para generar una presión de 3800 psi es de 10 hp, el tanque hidráulico tendrá una capacidad de 150 L, la manguera hidráulica de succión será de 1" de diámetro, la manguera de línea de presión será de 1/2" de diámetro y la manguera de línea de retorno será de 3/4" diámetro, para el control direccional y presión del fluido hidráulico la válvula de control direccional monobloque 4/3 viene incorporado con una válvula check antirretorno y válvula limitadora de presión regulable entre 200 – 315 bar garantizando condiciones de operación adecuadas en el sistema, la pérdida total de presión del sistema es de 4.0827 bar ,para lo cual se seleccionó una bomba de pistones que genere una presión con capacidad de 280 bar.

- Se realizó el diseño mecánico del tanque y de la estructura del módulo, apoyado en normas de diseño estructural NTE E090 /AISC 360, permitió determinar el espesor de pared del tanque de 1/4 ", plancha ASTM A572 – G50, cordón de soldadura de 6 mm electrodo E7018 para la construcción del tanque y resistir la presión hidrostática del aceite. la estructura constará de un perfil L de 1.5 x 1.5 x 3/16 in, material ASTM A36 para la soldadura se utilizará un electrodo E7018 con una garganta de 6 mm. Los cálculos estáticos del tanque muestran deformaciones y esfuerzos dentro de los límites seguros: esfuerzo de Von Mises 211.68 MPa, factor de seguridad de 1.63. Para la estructura: Esfuerzo de Von Mises 217.27 MPa, factor de seguridad de 1.6, lo que respalda la integridad mecánica del módulo durante la operación.
- La simulación en FluidSIM del circuito oleohidráulico del módulo permitió reproducir las fases de avance, ensayo de hermeticidad y retroceso del cilindro, validando que el sistema puede alcanzar y mantener la presión de 3800 psi requerida durante el tiempo de prueba 180 segundos. Las curvas de desplazamiento 1.5 m, velocidad 0.01 m/s de avance

y 0.02 m/s de retroceso, aceleración constante y fuerza máxima de 50×10^3 N del cilindro obtenidas en la simulación son coherentes con los resultados de los cálculos teóricos: velocidad de avance 0.0116 m/s y velocidad de retroceso 0.022 m/s, fuerza constante, lo que confirma la consistencia del dimensionamiento hidráulico y el correcto funcionamiento de los elementos de control.

- La evaluación económica identifica y cuantifica costos directos (materiales estructurales, equipos hidráulicos, mano de obra de fabricación) e indirectos (gastos generales) el cual requiere una inversión de S/ 20,611.27 elaborando un presupuesto detallado del módulo y sus partidas. Con estos datos se elaboró un flujo de caja y se calcularon los indicadores financieros con un VAN de S/ 5526 y un TIR de 5 % mensuales, periodo de recuperación de 9 meses, mostrando que el módulo es rentable frente y que existe potencial de ingresos a través de la prestación de servicios de ensayo de hermeticidad en la región.

RECOMENDACIONES

- Es esencial consultar el manual de operación durante el uso del banco de pruebas. Se recomienda incorporar una inspección visual diaria rápida en el módulo de ensayo, verificando sellos, conexiones y niveles de fluido. Esta práctica preventiva minimizaría riesgos operativos, extendería la vida útil del equipo y aseguraría datos confiables en pruebas hidráulicas subsiguientes.
 - Ampliar la fase de concepción y evaluación de variantes incorporando análisis multicriterio más detallado como facilidad de automatización y escalabilidad de la capacidad de presión, de modo que para futuros trabajos puedan tomar el criterio como base para bancos de prueba de otros rangos de presión y componentes.
 - Incorporar un análisis transitorio más profundo del circuito hidráulico, por ejemplo, con software de simulación de redes hidráulicas Simscape Fluids, para estudiar efectos dinámicos como picos de presión y variaciones de caudal durante el llenado y descarga, también se sugiere comparar alternativas de bombas hidráulicas.
 - Se recomienda estudiar opciones de diseño modular de la estructura como por ejemplo bastidores desmontables y sistema de desmontaje para cilindros, que facilite el transporte, adaptación del módulo a diferentes configuraciones de cilindros.
 - Se sugiere incorporar en futuros trabajos un software específico como Automation Studio para el diseño y simulación de circuitos oleohidráulicos, que permita analizar y optimizar los esquemas de control antes de su implementación física en el banco de pruebas.
- Asimismo, se recomienda incentivar a los estudiantes de la facultad de Mecánica a ampliar las aplicaciones del banco, integrando electroválvulas y controladores lógicos

programables (PLC), con el fin de desarrollar circuitos más automatizados y potenciar la formación práctica en sistemas hidráulicos industriales.

BIBLIOGRAFÍA

BARRIGA GAMARRA, B. (2013). *MÉTODOS DE DISEÑO EN INGENIERIA MECANICA*.

Obtenido de <https://es.scribd.com/document/881985163/Barriga-Benjamin-Metodos-de-Disenio-en-Ingenieria-Mecanica>

Bobadilla Romero, D. A. (2022). *Diseño de un banco de pruebas para cilindros hidráulicos, motores hidráulicos y bloques de válvulas para la empresa Hidráulica Industrial JC SAS*.

Obtenido de <https://repository.uamerica.edu.co/items/81d04bfd-5797-4bd7-891e-6546ace73a29>

Bobadilla Romero, D. A., & Manning González, C. D. (2022). *Diseño de un banco de pruebas para cilindros hidráulicos, motores hidráulicos y bloques de válvulas para la empresa Hidráulica Industrial JC SAS*. Fundación Universidad de América.

Budynas, R. G. (2008). *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley (8.ª ed.)*. Obtenido de <https://termoaplicadaunefm.wordpress.com/wp-content/uploads/2015/03/disec3b1o-en-ingenierc3ada-mecc3a1nica-de-shigley-8-edicic3b3n-budynas.pdf>

Burbano, :. J. (2006). *Diseño y construcción de un banco de pruebas para sellos de cilindros hidráulicos de pistón de doble efecto de hasta una longitud de 1,5 metros de carrera y 0,25 metros de diámetro de pistón con capacidad de hasta 20 megapascuales para la Empresa Gercasa S*. Obtenido de <https://redi.cedia.edu.ec/document/152456>

Castillo Bancallan, K. G. (2020). *Diseño de un banco de pruebas para cilindros oleohidraulicos con presiones de 600 – 2500 PSI*. Obtenido de https://alicia.concytec.gob.pe/vufind/Record/UPRG_df6895ce2d1c05b64046ebd2bfcfb00/Details

Castillo, M. (s.f.). *Componentes Oleohidraulicos*. Obtenido de

<https://castilloehijos.cl/productos/sellos-hidraulicos/>

Domingo, A. M. (2011). *Apuntes de mecánica de fluidos*. Obtenido de Universidad Politécnica

de Madrid: <https://oa.upm.es/41828/1/amd-apuntes-fluidos-v2-4.pdf>

Galbarro, H. R. (s.f.). *Sistemas Hidráulicos de Transmisión de Potencia*. Obtenido de

<https://ingemecanica.com/tutorialsemanal/tutorialn212.html>

Galbarro, H. R. (s.f.). *Sistemas Hidráulicos de Transmisión de Potencia*. Obtenido de

<https://ingemecanica.com/tutorialsemanal/tutorialn212.html>

Galbarro, H. R. (s.f.). *Sistemas Hidráulicos de Transmisión de Potencia*. Obtenido de

<https://ingemecanica.com/tutorialsemanal/tutorialn212.html>

HIDRAULICA, T. (s.f.). *Filtros de retorno*. Obtenido de <https://teconasa.com/filtros-retorno/>

Llatas Castro, E. B. (2021). *Diseño de un banco semiautomatizado para la reparación de cilindros hidráulicos con capacidad de seis pulgadas de diámetro y ochenta pulgadas de longitud*.

Manobanda & Paredes, D. A. (2012). *Diseño y construcción de un banco de pruebas para cilindros de doble efecto con presión hasta 3000 PSI*. Universidad Politécnica Salesiana.

Obtenido de <https://dspace.ups.edu.ec/handle/123456789/3793>

MAPS, G. (s.f.). Obtenido de [https://www.google.com/maps/@-13.5436062,-](https://www.google.com/maps/@-13.5436062,-71.8991212,3a,75y,133.03h,92.05t/data=!3m7!1e1!3m5!1sTdDTswZnaJJ076vbvyuW3A!2e0!6shttps:%2F%2Fstreetviewpixels-)

[71.8991212,3a,75y,133.03h,92.05t/data=!3m7!1e1!3m5!1sTdDTswZnaJJ076vbvyuW3A!](https://www.google.com/maps/@-13.5436062,-71.8991212,3a,75y,133.03h,92.05t/data=!3m7!1e1!3m5!1sTdDTswZnaJJ076vbvyuW3A!2e0!6shttps:%2F%2Fstreetviewpixels-)

[2e0!6shttps:%2F%2Fstreetviewpixels-](https://www.google.com/maps/@-13.5436062,-71.8991212,3a,75y,133.03h,92.05t/data=!3m7!1e1!3m5!1sTdDTswZnaJJ076vbvyuW3A!2e0!6shttps:%2F%2Fstreetviewpixels-)

[pa.googleapis.com%2Fv1%2Fthumbnail%3Fcb_client%3Dmaps_sv.tactile%26w%3D90](https://www.google.com/maps/@-13.5436062,-71.8991212,3a,75y,133.03h,92.05t/data=!3m7!1e1!3m5!1sTdDTswZnaJJ076vbvyuW3A!2e0!6shttps:%2F%2Fstreetviewpixels-)

[0%26h%3D600%26pitch%3D-2.0464](https://www.google.com/maps/@-13.5436062,-71.8991212,3a,75y,133.03h,92.05t/data=!3m7!1e1!3m5!1sTdDTswZnaJJ076vbvyuW3A!2e0!6shttps:%2F%2Fstreetviewpixels-)

Metálicas, M. -S. (s.f.). *FILTRO HIDRAULICO SUCCION*. Obtenido de

<https://metatestsac.com/es/shop/filt-0054-filtro-hidraulico-succion-tsa-zs4797887-3367#attr=>

Mott Untener, R. L. (2015). *Mecánica de fluidos*. 7.^a ed. Pearson Educación (o el país/ciudad que indique tu ejemplar).

TIPOS DE CONECTORES HIDRAULICOS . (s.f.). Obtenido de

https://es.scribd.com/presentation/365004847/conectores-hidraulicos?_gl=1%2A11mgpvh%2A_up%2AMQ..%2A_ga%2ANjExNzg0NzMuMTc3OTU3OTkyOQ..%2A_ga_Z4ZC50DED6%2AczE3Nzk1Nzk5MjgkbzEkZzEkdDE3Nzk1Nzk5MjgkajYwJGwwJGgw%2A_ga_8KZ8BV0P5W%2AczE3Nzk1Nzk5MjgkbzEkZzEkdDE3Nz

VZ Controles Industriales S.R.L. (s.f.). Obtenido de

<https://vzcontroles.com/producto/manometro-6-de-esfera-5000psi-1-2npt-lateral/>

De León De León, A. O. (2007). IMPLEMENTACIÓN DE UN BANCO DE PRUEBAS PARA TRANSMISIONES, BOMBAS, MOTORES, CILINDROS Y VÁLVULAS HIDRÁULICAS DE MAQUINARIA PESADA PARA LA CONSTRUCCIÓN (Trabajo de graduación). Universidad de San Carlos de Guatemala, Facultad de Ingeniería, Guatemala. https://biblioteca.usac.edu.gt/tesis/08/08_0554_M.pdf

Manobanda Manobanda, E. K., & Paredes Paredes, D. A. (2012). Diseño y construcción de un banco de pruebas para cilindros de doble efecto con presión hasta 3000 psi [Tesis de pregrado, Universidad Politécnica Salesiana, Quito]. Repositorio DSpace UPS. <https://dspace.ups.edu.ec/bitstream/123456789/3793/7/UPS%20-%20ST004734.pdf>

- Merkle, D., Schrader, B., & Thomes, M. (1989). Hidráulica: Nivel básico TP 501 (D.LB-TP501-E, Edición 09/89). Festo Didactic. ISBN 3-8127-3287-4
HIDRAULICA-FESTO-501.pdf
- American Institute of Steel Construction. (2016). Especificación para construcciones de acero (ANSI/AISC 360-16). Traducción: Carlos Aguirre; Revisión: Arnaldo Gutiérrez. Asociación Latinoamericana del Acero.
- Verein Deutscher Ingenieure (VDI). (1993). VDI 2221: Enfoque sistemático para el desarrollo y diseño de sistemas y productos técnicos (Norma VDI 2221, versión en español). Verein Deutscher Ingenieure.
Recuperado de <https://es.scribd.com/document/534725136/NORMA-VDI-2221-en-es>
scribd
- Gómez, D. (s. f.). Anexo III: Evaluación según VDI 2225. Trabajo Fin de Máster, Universidad de Oviedo. Obtenido de <https://digibuo.uniovi.es/dspace/bitstream/handle/10651/48097/TFMDavidGomezAnexoIIIRUO.pdf?sequence=7>
- Vickers. (s. f.). Manual de Hidráulica Industrial [Archivo PDF]. Scribd.
<https://es.scribd.com/document/471944241/Manual-de-Hidraulica-Industrial-Vickers-pdf>
- Megatec Training S.A.C. (2023, 11 de mayo). VALVULAS DISTRIBUIDORAS [Video]. YouTube. <https://www.youtube.com/watch?v=iEJVEVIlVFg>
- Metodos de diseño en ingeniería mecánica [Apuntes de clase]. Pontificia Universidad Católica del Perú. Studocu. <https://www.studocu.com/pe/document/pontificia-universidad-catolica-del-peru/metodologia-del-diseno-mecanico/metodos-de-diseno-en-ing-mecanica-introduccion/956879>

ANEXOS

ANEXO 2: FICHA TECNICA DE MOTOR ELECTRICO

MOTORES ELÉCTRICOS DE PROPÓSITO GENERAL SERIE-YD

Los motores de la serie YD son fabricados bajo especificaciones y diseño DELCROSA, son motores de inducción trifásicos de jaula de ardilla totalmente cerrados y enfriados por ventilador (TEFC). Cada motor YD pasa por una estricta inspección y ensayos acorde a la normativa vigente.

Son motores de propósito general diseñados para ofrecer su máximo rendimiento en la industria en general, en aplicaciones donde se requiera un motor confiable y de fácil mantenimiento para operar en condiciones de alta exigencia.

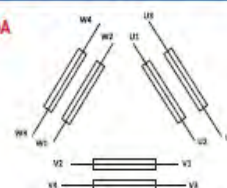
Construidos en carcasa de hierro fundido, bobinados íntegramente con alambre de cobre alta conductividad. Disponibles en eficiencias IE1 e IE2 (ver tablas de datos técnicos).

CONDICIONES DE OPERACIÓN

Temperatura ambiental	: 40° C
Altitud	: 1,000 msnm
Tensión nominal	: 220/380/440V±5%
Clase de protección	: IP55
Tipo de enfriamiento	: Ventilación exterior
Clase de aislamiento	: F (155 °C)
Frecuencia nominal	: 60 Hz
Servicio	: S1- continuo

ESQUEMAS DE CONEXIÓN

12 TERMINALES DE SALIDA
(3 tensiones)



ARRANQUE DIRECTO

TENSIÓN (V)	L1	L2	L3	UNIR
220 ΔΔ	(U1, U3, W2, W4)	(U2, U4, V1, V3)	(V2, V4, W1, W3)	(U2, U4, V2, V4, W2, W4)
380 YY	(U1, U2)	(V1, V3)	(W1, W3)	(U2, U4, V2, V4, W2, W4)
440 Δ	(U1, W4)	(V1, U4)	(V4, W1)	(U2, U3) (V2, V3) (W2, W3)

ARRANQUE ESTRELLA - TRIÁNGULO

TENSIÓN (V)	U	V	W	X	Y	Z	UNIR
220 ΔΔ	(U1, U3)	(V1, V3)	(W1, W3)	(U2, U4)	(V2, V4)	(W2, W4)	---
380 Δ	(U1)	(V1)	(W1)	(U4)	(V4)	(W4)	(U2, U3) (V2, V3) (W2, W3)

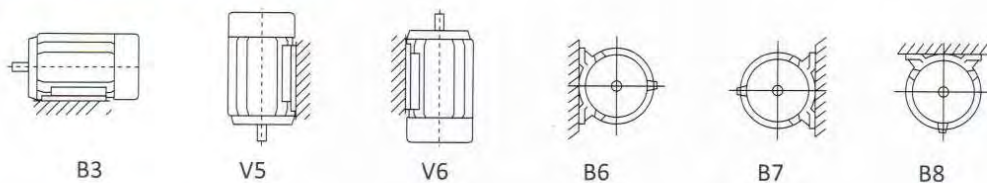
PLACA DE CARACTERÍSTICAS

Delcrosa	
MOT 3~	TIPO YD71A1-2 IE1
N°	HP 0.5 F.S. 1.15
RPM 3400	ROD. 6202 C3 / 6202 C3
V 220/380/440 Hz 60 A 1.71/0.99/0.855	
CONEX. ΔΔ/YY/Δ	ISL. F NORMA IEC
IP 55	ALTURA TRABAJO 1000 msnm
B3	TEMPERATURA AMBIENTE 40°C

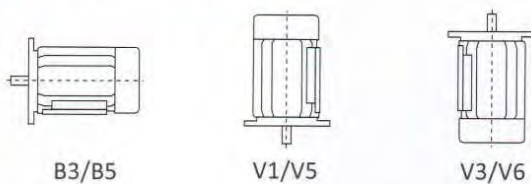
Delcrosa	
MOT 3~	TIPO 2YD-250M-2 IE2
N°	HP 100.0 F.S. 1.15
RPM 3570	ROD. 6313 C3 / 6313 C3 B3
V 220/380/440 Hz 60 A 230.9/133.7/115.5	
CONEX. ΔΔ/YY/Δ	ISL. F NORMA IEC
η%	COSφ
ALTURA TRABAJO 1000 msnm	
KG	TEMPERATURA AMBIENTE 40°C

FORMAS CONSTRUCTIVAS

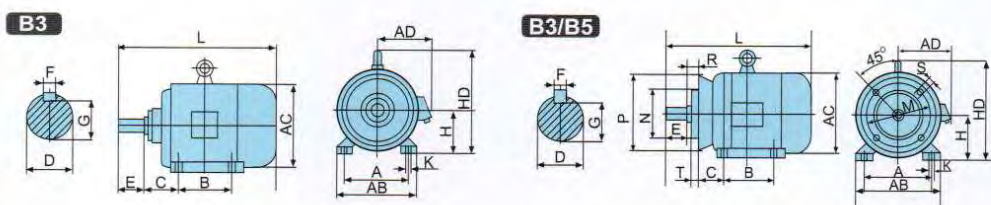
Montaje sobre patas de fijación.-



Brida B5 y Patas de fijación.-



DIMENSIONES GENERALES Y DE INSTALACIÓN DE LOS MOTORES DE LA SERIE - YD



Tamaño	Dimensiones de Montaje (mm)															Dimensiones Generales (mm)				
	A	B	C	D	E	F	G	H	K	M	N	P	R	S	T	AB	AC	AD	HD	L
YD71	112	90	45	14	30	5	11	71	7	130	110	160	0	10	3.5	140	140	120	140	255
YD80	125	100	50	19	40	6	15.5	80	10	165	130	200	0	12	3.5	165	175	150	175	290
YD90S	140	100	56	24	55	8	20	90	10	165	130	200	0	12	3.5	180	195	160	195	315
YD90L	140	125	56	24	50	8	20	90	10	165	130	200	0	12	3.5	180	195	160	195	340
YD100L	160	140	63	28	60	8	24	100	12	215	180	250	0	15	4	205	215	180	245	380
YD112M	190	140	70	28	60	8	24	112	12	215	180	250	0	15	4	245	240	190	265	400
YD132S	216	140	89	38	80	10	33	132	12	265	230	300	0	15	4	280	275	210	315	475
YD132M	216	178	89	38	80	10	38	132	12	265	230	300	0	15	4	280	275	210	315	515
YD160M	254	210	108	42	110	12	37	160	15	300	250	350	0	19	5	330	335	265	385	605
YD160L	254	254	108	42	110	12	37	160	15	300	250	350	0	19	5	330	335	265	385	650
YD180M	279	241	121	48	110	14	42.5	180	15	300	250	350	0	19	5	355	380	285	430	670
YD180L	279	279	121	48	110	14	42.5	180	15	300	250	350	0	19	5	355	380	285	430	710
YD200L	318	305	133	55	110	16	49	200	19	360	300	400	0	19	5	395	420	315	475	775
YD225S	356	286	149	60	140	18	53	225	19	400	350	450	0	19	5	435	475	345	530	820
YD225M-2	356	311	149	55	110	16	49	225	19	400	350	450	0	19	5	435	475	345	530	815
YD225M-4, 6	356	311	149	60	140	18	53	225	19	400	350	450	0	19	5	435	475	345	530	845
YD250M-2	406	349	168	60	140	18	53	250	24	500	450	550	0	19	5	490	515	385	575	930

DATOS TÉCNICOS DE MOTOR SERIE - YD

TAMAÑO	POTENCIA		TENSIÓN	CORRIENTE	VELOCIDAD	EFF.	FACTOR	T _a ARRANQUE	I _a ARRANQUE	T _a MÁXIMO
IEC	HP	KW	(V)	(A)	RPM	n%	DE POTENCIA	T _a NOMINAL	I _a NOMINAL	T _a NOMINAL
220/380/440V 60Hz Velocidad Síncrona 3600 RPM (2 polos)										
YD 71 A2	0.75	0.55	220/380/440	2.6/1.5/1.3	3360	75.0	0.84	2.2	6.5	2.3
YD 71 B2	1.0	0.75	220/380/440	3.11/1.8/1.56	3360	75.0	0.84	2.2	7.0	2.3
YD 80 A2	1.5	1.1	220/380/440	4.47/2.5/2.16	3390	77.0	0.86	2.2	7.0	2.3
YD 80 B2	2.0	1.5	220/380/440	5.88/3.4/2.94	3390	78.0	0.85	2.2	7.0	2.3
YD 90 S2	3	2.2	220/380/440	8.4/4.8/4.15	3400	80.5	0.86	2.2	7.0	2.3
YD 90 L2	4	3	220/380/440	11.1/6.4/5.54	3390	81.6	0.86	2.2	7.0	2.3
YD 100 L2	5	3.7	220/380/440	13.5/8.2/7.1	3450	82.0	0.87	2.2	7.0	2.3
YD 112 MA2	6	4.5	220/380/440	15.4/8.9/7.7	3450	85.5	0.87	2.2	7.0	2.3
YD 112 M2	7.5	5.5	220/380/440	19/11.1/9.01	3480	85.5	0.87	2.2	7.0	2.3
YD 132 S2	10	7.5	220/380/440	25.8/15.0/13	3480	86.2	0.88	2.0	7.0	2.3
YD 132 MA2	12.5	9	220/380/440	33.5/19.3/16.7	3480	87.2	0.88	2.0	7.0	2.3
YD 132 M2	15	11	220/380/440	36.9/21.8/18.9	3480	87.2	0.88	2.0	7.0	2.3
YD 160 MA2	20	15	220/380/440	49.9/29.4/25.4	3510	88.2	0.88	2.0	7.0	2.2
YD 160 M2	25	18.5	220/380/440	62.4/35.5/30.7	3510	89.0	0.89	2.0	7.0	2.2
YD 160 L2	30	22	220/380/440	74.8/42.2/36.5	3510	89.0	0.89	2.0	7.0	2.2
YD 180 L2	40	30	220/380/440	96.2/56.9/49.2	3520	89.0	0.89	2.0	7.0	2.2
YD 200 L2	50	37	220/380/440	117.6/69.8/60.4	3540	90.0	0.89	2.0	7.0	2.2
YD 225 M2	60	45	220/380/440	136.6/83.9/72.6	3545	91.5	0.89	2.0	7.0	2.2
YD 250 M2	75	55	220/380/440	173.9/103/89.1	3545	91.5	0.89	2.0	7.0	2.2

DATOS TÉCNICOS DE MOTOR SERIE - YD

TAMAÑO	POTENCIA		TENSIÓN	CORRIENTE	VELOCIDAD	EFF.	FACTOR	T _a ARRANQUE	I _a ARRANQUE	T _a MÁXIMO
IEC	HP	KW	(V)	(A)	RPM	n%	DE POTENCIA	T _a NOMINAL	I _a NOMINAL	T _a NOMINAL
220/380/440V 60Hz Velocidad Síncrona 1800 RPM (4 polos)										
YD 71 A4	0.5	0.37	220/380/440	1.94/1.12/0.97	1680	71.0	0.71	2.3	6.0	2.3
YD 71 B4	0.75	0.55	220/380/440	2.96/1.5/1.3	1680	73.0	0.76	2.3	6.0	2.3
YD 80 A4	1.0	0.75	220/380/440	3.52/2.0/1.73	1660	74.5	0.76	2.3	6.0	2.3
YD 80 B4	1.5	1.1	220/380/440	5.0/2.8/2.42	1680	78.0	0.78	2.3	6.5	2.3
YD 90 S4	2	1.5	220/380/440	6.4/3.7/3.2	1700	79.0	0.79	2.3	6.5	2.3
YD 90 L4	3	2.2	220/380/440	9.0/5.0/4.33	1700	81.0	0.82	2.2	7.0	2.3
YD 100 LA4	4	3	220/380/440	11.7/6.8/5.9	1700	82.5	0.81	2.2	7.0	2.3
YD 100 L4	5	3.7	220/380/440	14.5/8.8/7.6	1700	84.5	0.82	2.2	7.0	2.3
YD 112 MA4	6	4.5	220/380/440	16.7/9.6/8.4	1720	85.0	0.84	2.2	7.0	2.3
YD 112 M4	7.5	5.5	220/380/440	20.3/11.6/10	1720	85.5	0.84	2.2	7.0	2.3
YD 132 S4	10	7.5	220/380/440	27/15.4/13.3	1730	87.0	0.85	2.2	7.0	2.3
YD 132 MA4	12.5	9	220/380/440	35.1/20.2/17.5	1730	87.0	0.85	2.2	7.0	2.3
YD 132 M4	15	11	220/380/440	38.6/22.6/19.5	1750	88.0	0.84	2.2	7.0	2.3
YD 160 M4	20	15	220/380/440	52.2/30.3/26.2	1750	88.5	0.85	2.2	7.0	2.3
YD 160 L4	25	18.5	220/380/440	65.2/35.9/31.05	1750	91.0	0.86	2.2	7.0	2.3
YD 160 LB4	30	22	220/380/440	74.6/37.3/43.2	1760	91.0	0.86	2.2	7.0	2.3
YD 200 L4	40	30	220/380/440	99.8/56.8/49.2	1776	91.5	0.86	2.0	7.0	2.2
YD 200 L4	50	37	220/380/440	121/70.4/61	1776	92.2	0.87	2.0	7.0	2.2

ANEXO 3: Selección de plancha de acero ASTM A36

Laminados en Caliente

BOBINAS Y PLANCHAS LAC

DENOMINACIÓN:
BLAC, PDLAC, PESTRUC

DESCRIPCIÓN:
Planchas de acero laminadas en caliente, calidad comercial o estructural, sin aceitar, sin decapar, con bordes de laminación, tienen espesores menores o iguales a 5.9 mm.

USOS:
Se usa en la fabricación de tubos, perfiles plegados, asimismo luego de su corte en planchas, se emplea en la construcción de silos, carrocerías y construcción en general.

NORMAS TÉCNICAS:
- ASTM A36/A36M-19
- ASTM A568/A568M-25
- ASTM A6/A6M-24b
- JIS G 3193-2019

COMPOSICIÓN QUÍMICA (%):

CALIDAD ASTM	%C	%Mn MÁX.	%P MÁX.	%S MÁX.	SI MÁX.
A36	0.25 máx.	-	0.030	0.030	0.40

DIMENSIONES NOMINALES:

BOBINAS ASTM A36 (mm)			
Espesor	Ancho		
1.20	1100	1200	1500
1.35			
1.50			
1.75			
1.80			
1.90			
2.00			
2.20			
2.30			
2.40			
2.60			
3.00			
3.30			
4.00			
4.40			
5.00			
5.90			
6.00			
8.00			
9.00			
9.50			
12.00			

PLANCHAS ASTM A36 (mm)		
Espesor	Ancho	Largo
1.20	1200 / 1500 / 2400 / 3000	2400 / 6000 / 12000
1.50		
1.75		
1.80		
1.90		
2.00		
2.20		
2.30		
2.40		
2.60		
3.00		
3.30		
4.00		
4.40		
4.50		
5.00		
5.90		
6.00		
6.35		
6.40		
8.00		
9.00		
9.50		
12.00		
12.50		
16.00		
19.00		
22.00		
50.00		
63.00		
75.00		
100.00		

PROPIEDADES MECÁNICAS:

CALIDAD	NORMA	LÍMITE DE FLUENCIA MPa (kg/mm²)	RESISTENCIA A LA TRACCIÓN MPa (kg/mm²)	ALARGAMIENTO EN 200 mm (%)	DOBLADO A 180° (*)
Estructural	ASTM A36	250 mín. (25.50 mín.)	400 - 550 (40.80 - 56.10)	20 mín.	Sin fisura (*)

(*) El ensayo de doblado es opcional

TOLERANCIAS DIMENSIONALES:

Espesor de Planchas: JIS G3193, ASTM A6

Ancho Bobina: JIS G3193

Ancho Planchas: JIS G3193, ASTM A6

Falta de aplanado (máx. en mm) JIS G3193, ASTM A568, ASTM A6

Anexo 4: Angulares estructurales ASTM A36

Ángulo Estructural Dual

CALIDAD: ASTM A36/A572 - G50

DENOMINACIÓN:

ANG DUAL A36/A572-G50

DESCRIPCIÓN:

Producto de acero laminado en caliente cuya sección transversal está formada por dos alas de igual longitud, en ángulo recto.

USOS:

Para la fabricación de estructuras de acero en plantas industriales, almacenes, techados de grandes luces, industrial naval, carrocerías, torres de transmisión. También se pueden utilizar para la fabricación de puertas, ventanas, rejas, etc.

NORMAS TÉCNICAS:

Propiedades Mecánicas y composición química:

- ASTM A36/A36M-19 Standard Specification for Carbon Structural Steel
- ASTM A572/A572M-21e1 Standard Specification for High-Strength Low-Alloy Columbium-Vanadium Structural Steel.
- NTP 350.400:2016 Acero al carbono estructural.
- NTP 350.407:2016 Especificaciones químicas y mecánicas
- NTE INEN 2215:2012 Acero estructural de alta resistencia y baja aleación al niobio-vanadio. Especificaciones. Perfiles de acero laminados en caliente. Requisitos.

PRESENTACIÓN:

Se produce en longitudes de 6 y 12 metros. Se suministra en paquetes de 2 t

DIMENSIONES Y PESOS NOMINALES en kg/m:

DIMENSIONES	PESO NOMINAL			
puig.	lb/ple	kg/m	kg/6m	kg/12m
1 1/2 x 1 1/2 x 3/32	0.93	1.38	8.29	16.58
1 1/2 x 1 1/2 x 1/8	1.23	1.83	10.98	21.97
1 1/2 x 1 1/2 x 3/16	1.80	2.68	16.07	32.14
1 1/2 x 1 1/2 x 1/4	2.34	3.48	20.89	41.79
2 x 2 x 1/8	1.65	2.46	14.73	29.47
2 x 2 x 3/16	2.44	3.63	21.79	43.57
2 x 2 x 1/4	3.19	4.75	28.48	56.97
2 x 2 x 5/16	3.92	5.83	35.00	70.00
2 x 2 x 3/8	4.70	6.99	41.97	83.93
2 1/2 x 2 1/2 x 3/16	3.07	4.57	27.41	54.82
2 1/2 x 2 1/2 x 1/4	4.10	6.10	36.61	73.22
2 1/2 x 2 1/2 x 5/16	5	7.44	44.65	89.29
2 1/2 x 2 1/2 x 3/8	5.90	8.78	52.68	105.36
3 x 3 x 1/4	4.90	7.29	43.75	87.50
3 x 3 x 5/16	6.10	9.08	54.47	108.93
3 x 3 x 3/8	7.20	10.72	64.29	128.58
3 x 3 x 1/2	9.40	13.99	83.93	167.86
4 x 4 x 1/4	6.60	9.82	58.93	117.86
4 x 4 x 5/16	8.20	12.20	73.22	146.44
4 x 4 x 3/8	9.80	14.58	87.50	175.01
4 x 4 x 1/2	12.80	19.05	114.29	228.58

COMPOSICIÓN QUÍMICA (%):

NORMA	GRADO	%C máx	%Mn máx	%Si máx	%P máx	%S máx	%Nb Tipo 1	%V Tipo 2
ASTM A36/36M	50	0.23	1.35	0.4	0.04	0.05	0.005 - 0.050	0.01 - 0.15
ASTMA 572/A 572M								

PROPIEDADES MECÁNICAS:

- Límite de Fluencia = 345 Mpa (3,520 kg/cm²) mínimo.
- Resistencia a la Tracción = 450 - 550 Mpa (4,590 - 5,620 kg/cm²).
- Alargamiento en 200 mm:
 - 3/32", 1/8" y 3/16" = 15.0 % mínimo.
 - 1/4" = 17.5% mínimo.
 - 5/16", 3/8" y 1/2" = 20.0% mínimo.
- Soldabilidad = Buena

TOLERANCIAS DIMENSIONALES Y DE FORMA: SISTEMA INGLÉS:

NORMA TÉCNICA	DIMENS. TÉCNICA	LONG. DE ALA (L-mm)	DIFER. ENTRE ALAS (ΔL-mm) ¹	ESPESOR			DESV. MÁX. DE RECTITUD ² (F-mm/m)	LONG. (l-mm)
				e=3/16"	3/16"≤e<3/8"	e=3/8"		
ASTM A6/A6M	1 1/2" y 2"	±1.19	1.78	±0.25	±0.25	±0.30	4.16	+50 -0
	2 1/2"	±1.58	1.90	±0.30	±0.38	±0.38		
	3"	+3.17 -2.38	2.77	----- ⁽²⁾	----- ⁽²⁾	----- ⁽²⁾		
	4"							

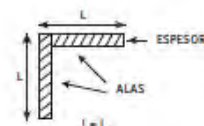
(1) La máxima diferencia entre alas 75%, 60% y 50% de la tolerancia total de longitud de alas, respectivamente según la dimensión del ángulo. Fuera de Escuadra entre Alas: máximo permitido +/-1.5".

(2) El peso métrico no deberá variar más de -2,5% / +3,0% del peso nominal.

(3) No incluye puntas dobladas.

Corte en los extremos:

Se acepta el corte con cizalla en frío.

**IDENTIFICACIÓN:**

Los ángulos son identificados con marcas estampadas que indican el fabricante, las dimensiones nominales y las Normas, según el siguiente esquema:



ANEXO 5: Plancha ASTM A572 – G50

Planchas de Alta Resistencia A572

LAMINADAS EN CALIENTE (LAC)

DENOMINACIÓN:

PHR A572.

DESCRIPCIÓN:

Plancha de acero al carbono laminada en caliente obtenido a partir de acero estructural de alta resistencia mecánica industrial.

USOS:

Construcción de edificios, grúas puente, perfiles para estantería metálica pesada, equipos mecánicos, tanques, vigas soldadas, tolvas, partes para carrocerías, etc.

NORMAS TÉCNICAS:

- Propiedades Mecánicas: según ASTM A542 - 50.
- Tolerancia Dimensional: ASTM A 6 /A 6M.

PRESENTACIÓN:

- Pueden suministrarse sueltas como enzunchadas.
- Las bobinas se suministran completas.

PROPIEDADES MECÁNICAS:

NORMA TÉCNICA DEL PRODUCTO	GRADO	LÍMITE DE FLUENCIA MPa ≥	CARGA DE ROTURA MPa ≥	ELONGACIÓN % ≥
ASTM A 572/A 572M	50	345	450	21 (2") 16 (8")

() Tamaño de probeta.

NORMAS EQUIVALENTES Ó APROXIMADAS:

ASTM A588/A588M Grado A/B, ASTM A242/A242M, ASTM A709/A709 Grado 50, JIS G 3101 SS490, DIN 17100 St52-3, EN 10025 S355J0.

DIMENSIONES ESTÁNDAR:

DIMENSIONES mm	PESO TEÓRICO EN kg/plancha			ESPESOR EQUIVALENTE Ó APROXIMADO
	2,000 x 12,000 mm	2,400 x 12,000 mm	3,000 x 12,000 mm	
6.00	1,130.40	1,356.48	1,695.60	1/4"
6.35	1,196.34	1,435.61	1,794.51	1/4"
6.40	1,205.76	1,446.91	1,808.64	1/4"
7.50	1,488.36	1,786.03	2,232.54	5/16"
8.00	1,507.20	1,808.64	2,260.80	5/16"
9.00	1,695.60	2,034.72	2,543.40	3/8"
9.50	1,789.80	2,147.76	2,684.70	3/8"
9.60	1,808.64	2,170.37	2,712.96	3/8"
12.00	2,260.80	2,712.96	3,391.20	1/2"
12.50	2,355.00	2,826.00	3,532.50	1/2"
12.70	2,392.68	2,871.22	3,589.02	1/2"
13.00	2,449.20	2,939.04	3,673.80	1/2"
15.88	2,991.79	3,590.15	4,487.69	5/8"
16.00	3,014.40	3,617.28	4,521.60	5/8"
19.00	3,579.60	4,295.52	5,369.40	3/4"
20.00	3,768.00	4,521.60	5,652.00	3/4"
25.00	4,710.00	5,652.00	7,065.00	1"
25.40	4,785.36	5,742.43	7,178.04	1"
31.80	5,991.12	7,189.34	8,986.68	1 1/4"
32.00	6,028.80	7,234.56	9,043.20	1 1/4"
38.00	7,159.20	8,591.04	10,738.80	1 1/2"
50.00	9,420.00	11,304.00	14,130.00	2"
50.80	9,570.72	11,484.86	14,356.08	2 1/2"

TOLERANCIAS:

De acuerdo al ASTM A6/A 6M.

QCQA01-F239/01/AGO 20

Previo acuerdo se comercializa en otras medidas.

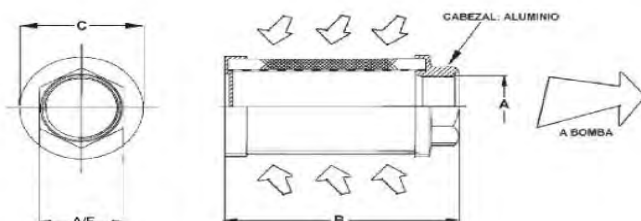
ANEXO 7: Filtro de succión 160 L/m HYDROLINE



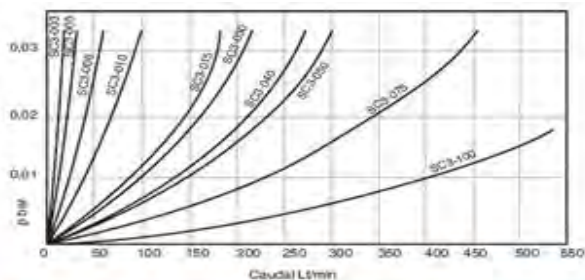
Remedios de Escalada 472 (Rafaela)
03492 432375 - 03492 434425
ventas@aycsoluciones.com.ar
www.aycsoluciones.com.ar

Filtros de succión

- Para montar en la succión de las bombas dentro de los depósitos.
- Tipo Lavable.
- Caudal de 8 a 600 Lts/min.
- Filtración standard 149 μ m.
- Rango de temperatura de -40 a +80°C
- Puede ser utilizado con aceites minerales, sintéticos y líquidos refrigerantes.
- A pedido con válvula by pass.



Caída de presión de aceite 36 St@ 40°C



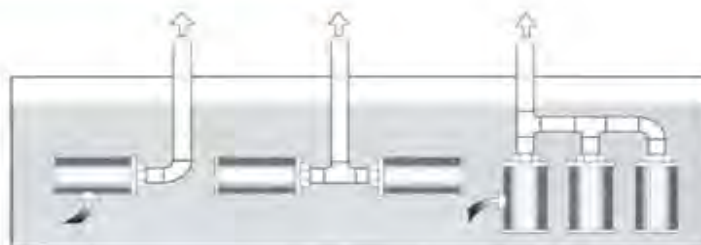
Código para ordenar

HL - - B - 125

Tipo Tamaño (ver tabla) Rosca BSP Micronaje standard 125 μ m

SC3: Malla de acero inoxidable. Cabezal aluminio.

Marca	125 μ m		A		B	C	A/F	ÁREA	PESO (Kg)
	Tamaño	Lt/min	BSP						
HL	SC3-002	8	1/4	90	46	24	187	0,10	
	SC3-003	12	3/8	90	46	24	187	0,10	
	SC3-005	20	1/2	105	46	30	226	0,10	
	SC3-007	28	3/4	109	64	35	406	0,20	
	SC3-010	40	1	139	64	46	542	0,20	
	SC3-015	60	1 1/4	139	86	51	929	0,30	
	SC3-020	80	1 1/2	168	86	60	1161	0,35	
	SC3-030	120	1 1/2	200	86	60	1393	0,40	
	SC3-040	160	2	235	100	70	1806	0,55	
	SC3-050	200	2	260	100	70	2032	0,60	
	SC3-075	300	2 1/2	211	150	90	2787	0,85	
	SC3-100	400	3	272	150	100	3677	1,00	
	SC3-150	600	3	345	150	100	4838	1,25	



www.aycsoluciones.com.ar

ANEXO 8: Tapa de llenado

Tapa de llenado de aceite no presurizada para estanques hidráulicos

Las tapas de llenado FT-5 y FT-8 son ideales para la aireación y ventilación de estanques hidráulicos, evitando el ingreso de partículas contaminantes. Disponibles en dos modelos con diferentes conexiones y flujos.



DESCRIPCION

Las tapas de llenado FT-5 y FT-8 son ideales para la aireación y ventilación de estanques hidráulicos, evitando el ingreso de partículas contaminantes. Disponibles en dos modelos con diferentes conexiones y flujos.

Modelo	Conexión	Flujo	Micrones
FT-5	27 mm	200 L/min	40
FT-8	48 mm	500 L/min	40

Descripción de aplicaciones, usos y características: Las tapas de llenado FT-5 y FT-8 se utilizan para el llenado de aceite en estanques hidráulicos. Estas tapas evitan el ingreso de partículas contaminantes y permiten la aireación y ventilación del estanque, lo que ayuda a mantener el aceite limpio y en buen estado. El modelo FT-5 cuenta con una conexión de 27 mm y un flujo de 200 L/min, mientras que el modelo FT-8 tiene una conexión de 48 mm y un flujo de 500 L/min.

ANEXO 9: Manguera hidraulica de 1/2"

Flexit F6000**Four or six wire spiral hose**

SAE 100 R15 / ISO 18752 - class 420

APPLICATIONS

High pressure hydraulic system with extreme high pressure peaks for use with hydraulic oils, both mineral and biological, polyglycol base oils, water-oil emulsions, water



hose type	ø hose			reinforcement diameter		outside diameter		working pressure		burst pressure		bend radius		weight	
	dn	inch	size	mm	in	mm	in	bar	psi	bar	psi	mm	in	kg/m	lb/ft
F6000-06	10	3/8"	06	17,7	0,70	20,2	0,80	420	6000	1680	24000	65	2,56	0,69	0,46
F6000-08	12	1/2"	08	20,6	0,81	22,9	0,90	420	6000	1680	24000	90	3,54	0,79	0,53
F6000-10	16	5/8"	10	24,2	0,95	26,5	1,04	420	6000	1680	24000	100	3,94	1,05	0,70
F6000-12**	19	3/4"	12	28,2	1,11	30,7	1,21	420	6000	1680	24000	120	4,72	1,46	0,98
F6000-16**	25	1"	16	35,4	1,39	37,5	1,48	420	6000	1680	24000	150	5,90	1,94	1,30
F6004-20	31	1.1/4"	20	43,5	1,71	47,3	1,86	420	6000	1680	24000	400	15,70	3,01	2,02
 F6000-20*	 31	 1.1/4"	 20	 46,8	 1,84	 50,1	 1,97	 420	 6000	 1680	 24000	 420	 16,54	 3,77	 2,53
F6000-24*	38	1.1/2"	24	53,4	2,10	57,3	2,26	420	6000	1680	24000	510	20,08	5,10	3,43
F6000-32*	51	2"	32	67,7	2,67	71,5	2,82	420	6000	1680	24000	600	23,62	6,90	4,64

* II series ** III series

Hydraulic oils: -40 °C to +121 °C (-40 °F to +250 °F), occasional peaks up to +125 °C (+257 °F)

ANEXO 10: Manguera de 3/4 "

Hydraulic hoses

TrAle steel braid

EN 853 2SN / SAE 100 R2AT Hose**DICSA****1/1**

Composition: -Inner tube: special synthetic rubber resistant to hydraulic oil.
 -Reinforcement: two braids of steel wire.
 -Cover: synthetic rubber resistant to oil, abrasion and weather.

Working temperature: From -40° C to +100° C.

Part n°	DN	Ø in	Ø out	Working Pressure (bar)	Working pressure (psi)	Burst pressure (bar)	Burst pressure (psi)	Vacuum (bar)	Bending radius (mm)	Weight (kg/m)
MS351103	3/16"	4,8	13,4	415	6.017,5	1.650	23.925	-0,95	90	0,28
MS351104	1/4"	6,3	14,7	400	5.800	1.600	23.200	-0,95	100	0,36
MS351105	5/16"	8,2	16,3	350	5.075	1.400	20.300	-0,95	115	0,45
MS351106	3/8"	9,8	18,7	330	4.785	1.320	19.140	-0,95	130	0,54
MS351108	1/2"	12,9	21,8	275	3.987,5	1.100	15.950	-0,95	180	0,65
MS351110	5/8"	16,2	25	250	3.625	1.000	14.500	-0,95	200	0,8
MS351112	3/4"	19,2	29,2	215	3.117,5	850	12.325	-0,8	240	0,94
MS351116	1"	25,3	36,7	165	2.392,5	650	9.425	-0,8	300	1,35
MS351120	1 1/4"	32,2	46,5	125	1.812,5	500	7.250	-0,8	420	2,15
MS351124	1 1/2"	38,2	52,8	90	1.305	360	5.220	-0,8	500	2,65
MS351132	2"	51	68,6	80	1.160	320	4.640	-0,8	630	2,97
MS351140	2 1/2"	64	78	70	1.015	280	4.061	-0,8	716	3,45
MS351148	3"	76	91	70	1.015	280	4.061	-0,8	910	3,97
MSDD351103	3/16"	4,8	13,4	415	6.017,5	1.650	23.925	-0,95	90	0,28
MSDD351104	1/4"	6,3	14,7	400	5.800	1.600	23.200	-0,95	100	0,36
MSDD351105	5/16"	8,2	16,3	350	5.075	1.400	20.300	-0,95	115	0,45
MSDD351106	3/8"	9,8	18,7	330	4.785	1.320	19.140	-0,95	130	0,54
MSDD351108	1/2"	12,9	21,8	275	3.987,5	1.100	15.950	-0,95	180	0,65
MSDD351110	5/8"	16,2	25	250	3.625	1.000	14.500	-0,95	200	0,80
MSDD351112	3/4"	19,2	29,2	215	3.117,5	850	12.325	-0,8	240	0,94
MSDD351116	1"	25,3	36,7	165	2.392,5	650	9.425	-0,8	300	1,35
MSDD351120	1 1/4"	32,2	46,5	125	1.812,5	500	7.250	-0,8	420	2,15
MSDD351124	1 1/2"	38,2	52,8	90	1.305	360	5.220	-0,8	500	2,65
MSDD351132	2"	51	68,6	80	1.160	320	4.640	-0,8	630	3,42
MSDD351140	2 1/2"	64	78	70	1.015	280	4.061	-0,8	716	3,45
MSDD351148	3"	76	91	70	1.015	280	4.061	-0,8	910	4,00

ANEXO 11: Manguera de 1/4"

Parts



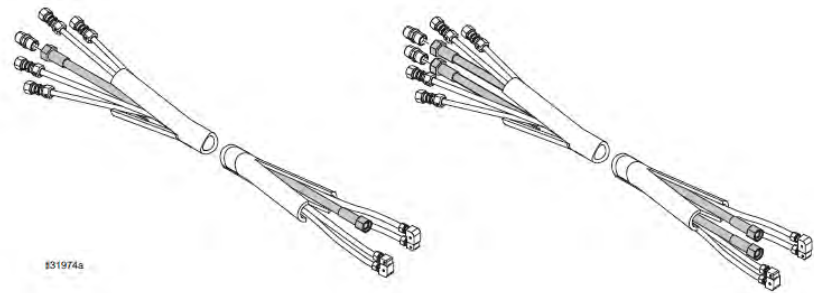
Xtreme-Wrap™ Water Heated Hose 3A5313B
EN

Xtreme-Wrap water heated hose for use with a hose circulation system. For professional use only.

For Agency approvals and model information, see pages 3-4.



Important Safety Instructions
Read all warnings and instructions in your related Proportioner manual. Save these instructions.



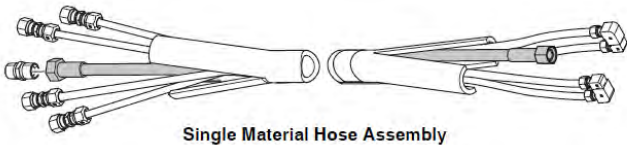
Models

Xtreme-Wrap Heated Hose Assembly

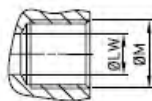
Order a heated hose assembly that meets maximum pressure and hose diameter requirements. You can connect up to six 50 ft (15.2 m) heated hose sections for a maximum total length of 300 ft (91.4 m). See your related Proportioner manual.

Single Material Hose Assemblies

Part, Series	Maximum Pressure Rating psi (MPa, bar)	Hose Diameter in. (mm)	Thread A npt(m)	Thread B npsm(f)	Approvals
245840, D	5000 (34, 345)	1/4 (6.35)	1/4	1/4	
245841, D	7250 (50, 500)	1/4 (6.35)	1/4	1/4	
245842, D	5000 (34, 345)	3/8 (9.53)	3/8	3/8	
245843, D	7250 (50, 500)	3/8 (9.53)	3/8	3/8	
245844, D	5000 (34, 345)	1/2 (12.7)	1/2	1/2	
245845, D	7250 (50, 500)	1/2 (12.7)	1/2	1/2	



ANEXO 12: Acople rapido de 1/2"



QUICK COUPLINGS ISO 7241/A (male / female) FEMALE THREAD ISO 1179-1 BSPP WITH POPPET

										CS Carbon Steel											SS Stainless Steel
TYPE	DN	PN	ØA	C	Ød	ch	ØM	WEIGHT	ITEM CODE		TYPE	DN	PN	ØA	C	Ød	ch	ØM	WEIGHT	ITEM CODE	
QC ISO A G 1/4 MALE	6.3	MPa 42	mm -	35.5	11.86	19	G1/4	kg 0.037	NC01G010000		QC ISO A G 1/4 MALE	6.3	MPa 30	mm -	34	11.8	19	G1/4	kg 0.037	NC01G010001	
		Psi 6090	inch -	1.40	0.47	0.75		lb 0.08					Psi 4350	inch -	1.34	0.46	0.75		lb 0.08		
QC ISO A G 1/4 FEMALE	6.3	MPa 42	mm 25	49.6	-	19	G1/4	kg 0.11	NC02G010000		QC ISO A G 1/4 FEMALE	6.3	MPa 30	mm 26	58.5	-	19	G1/4	kg 0.11	NC02G010001	
		Psi 6090	inch 0.98	1.95	-	0.75		lb 0.24					Psi 4350	inch 1.02	2.30	-	0.75		lb 0.24		
QC ISO A G 3/8 MALE	10	MPa 42	mm -	39.5	17.3	22	G3/8	kg 0.05	NC01G020000		QC ISO A G 3/8 MALE	10	MPa 25	mm -	40	17.3	22	G3/8	kg 0.05	NC01G025000	
		Psi 6090	inch -	1.56	0.68	0.87		lb 0.11					Psi 3625	inch -	1.57	0.68	0.87		lb 0.11		
QC ISO A G 3/8 FEMALE	10	MPa 42	mm 32	57	-	22	G3/8	kg 0.15	NC02G020000		QC ISO A G 3/8 FEMALE	10	MPa 25	mm 30	64	-	22	G3/8	kg 0.15	NC02G025000	
		Psi 6090	inch 1.26	2.24	-	0.87		lb 0.33					Psi 3625	inch 1.18	2.52	-	0.87		lb 0.33		
QC ISO A G 1/2 MALE	12.5	MPa 35	mm -	44	20.5	27	G1/2	kg 0.0924	NC01G030000		QC ISO A G 1/2 MALE	12.5	MPa 25	mm -	46	20.5	27	G1/2	kg 0.0924	NC01G030001	
		Psi 5075	inch -	1.73	0.81	1.06		lb 0.20					Psi 3625	inch -	1.81	0.81	1.06		lb 0.20		
QC ISO A G 1/2 FEMALE	12.5	MPa 35	mm 38.25	66	-	27	G1/2	kg 0.227	NC02G030000		QC ISO A G 1/2 FEMALE	12.5	MPa 25	mm 38	73	-	27	G1/2	kg 0.227	NC02G030001	
		Psi 5075	inch 1.51	2.60	-	1.06		lb 0.50					Psi 3625	inch 1.50	2.87	-	1.06		lb 0.50		
QC ISO A G 3/4 MALE	20	MPa 25	mm -	55.5	29.1	34	G3/4	kg 0.2	NC01G040000		QC ISO A G 3/4 MALE	20	MPa 25	mm -	54	29.1	36	G3/4	kg 0.2	NC01G045000	
		Psi 3625	inch -	2.19	1.15	1.34		lb 0.44					Psi 3625	inch -	2.13	1.15	1.42		lb 0.44		
QC ISO A G 3/4 FEMALE	20	MPa 25	mm 48	83	-	34	G3/4	kg 0.49	NC02G040000		QC ISO A G 3/4 FEMALE	20	MPa 25	mm 48	87.5	-	36	G3/4	kg 0.49	NC02G045000	
		Psi 3625	inch 1.89	3.27	-	1.34		lb 1.08					Psi 3625	inch 1.89	3.44	-	1.42		lb 1.08		
QC ISO A G 1 MALE	25	MPa 25	mm -	66	34.34	41	G1	kg 0.311	NC01G050000		QC ISO A G 1 MALE	25	MPa 20	mm -	63	34.3	41	G1	kg 0.311	NC01G050001	
		Psi 3625	inch -	2.60	1.35	1.61		lb 0.69					Psi 2900	inch -	2.48	1.35	1.61		lb 0.69		
QC ISO A G 1 FEMALE	25	MPa 25	mm 56	100	-	41	G1	kg 0.7825	NC02G050000		QC ISO A G 1 FEMALE	25	MPa 20	mm 54	103	-	38	G1	kg 0.7825	NC02G050001	
		Psi 3625	inch 2.20	3.94	-	1.61		lb 1.73					Psi 2900	inch 2.13	4.06	-	1.50		lb 1.73		
QC ISO A G 1 1/4 MALE	31.5	MPa 25	mm -	74.8	45	50	G1 1/4	kg 0.537	NC01G060000		QC ISO A G 1 1/4 MALE	31.5	MPa 10	mm -	69	45	50	G1 1/4	kg 0.537	NC01G065000	
		Psi 3625	inch -	2.94	1.77	1.97		lb 1.18					Psi 1450	inch -	2.72	1.77	1.97		lb 1.18		
QC ISO A G 1 1/4 FEMALE	31.5	MPa 25	mm 71	117.5	-	50	G1 1/4	kg 1.243	NC02G060000		QC ISO A G 1 1/4 FEMALE	31.5	MPa 10	mm 70	115	-	50	G1 1/4	kg 1.243	NC02G065000	
		Psi 3625	inch 2.80	4.63	-	1.97		lb 2.74					Psi 1450	inch 2.76	4.53	-	1.97		lb 2.74		
QC ISO A G 1 1/2 MALE	40	MPa 20	mm -	84	55	60	G1 1/2	kg 0.881	NC01G070000		QC ISO A G 1 1/2 MALE	40	MPa 8	mm -	73	55	60	G1 1/2	kg 0.881	NC01G075000	
		Psi 2900	inch -	3.31	2.17	2.36		lb 1.94					Psi 1160	inch -	2.87	2.17	2.36		lb 1.94		
QC ISO A G 1 1/2 FEMALE	40	MPa 20	mm 86	135	-	60	G1 1/2	kg 2.126	NC02G070000		QC ISO A G 1 1/2 FEMALE	40	MPa 8	mm 81	123	-	60	G1 1/2	kg 2.126	NC02G075000	
		Psi 2900	inch 3.39	5.31	-	2.36		lb 4.69					Psi 1160	inch 3.19	4.84	-	2.36		lb 4.69		
QC ISO A G 2 MALE	50	MPa 15	mm -	102.5	65.1	75	G2	kg 1.613	NC01G080000		QC ISO A G 2 MALE	50	MPa 6	mm -	90	65.1	70	G2	kg 1.613	NC01G085000	
		Psi 2175	inch -	4.04	2.56	2.95		lb 3.56					Psi 870	inch -	3.54	2.56	2.76		lb 3.56		
QC ISO A G 2 FEMALE	50	MPa 15	mm 103	162.5	-	75	G2	kg 3.961	NC02G080000		QC ISO A G 2 FEMALE	50	MPa 6	mm 103	147	-	70	G2	kg 3.961	NC02G085000	
		Psi 2175	inch 4.06	6.40	-	2.95		lb 8.73					Psi 870	inch 4.06	5.79	-	2.76		lb 8.73		

ANEXO 13: Acople Motor – Bomba



ACOPLAMIENTO

ACOPLAMIENTO MOTOR/BOMBA FUNCIONACIÓN MODULAR
KOMPASS



Especificaciones:

MODELO	HP	BORE (mm)
NM-50	0.5	7-19
NM-67	1	9-28
NM-82	2-3	10-32
NM-97	5-7.5	12-42
NM-112	10-15	14-48
NM-128	20	18-55
NM-148	30	22-65

ACOPLAMIENTO MOTOR/BOMBA ACERO
SATI



Especificaciones:

MODELO	HP	DUREZA
R-24	2-3	98
R-28	4.5-5	
R-38	7.5-12.5	
R-42	15-25	
R-48	30	
R-65	75-125	
R-72	150	

ACOPLAMIENTO MOTOR/BOMBA ALUMINIO
SATI



Especificaciones:

MODELO	HP	DUREZA
R-29	1-1.5	98
R-24	2-3	
R-28	4.5-5	
R-38	7.5-12.50	

Para mayor información consultar a nuestro departamento técnico.

ANEXO 14: CANALES U ASTM A36

Canales U

CALIDAD: ASTM A36

CALIDAD: ASTM A36/A572 – G50

DENOMINACIÓN:

C(U)A36.

C(U) DUAL A36/A572 – G50.

DESCRIPCIÓN:

Producto laminado en caliente con sección en forma de "U" (con alas paralelas), de calidad estructural y calidad estructural de alta resistencia porque cumple con las normas ASTM A36 y ASTM A36/A572 (DUAL) simultáneamente.

USOS:

En la fabricación de estructuras metálicas, puertas grandes, rejas y cercos de mayor tamaño, etc.

NORMAS TÉCNICAS:

Propiedades Mecánicas y composición química:

- ASTM A36/A36M-19 Standard Specification for Carbon Structural Steel.
- ASTM A572/A572M-21e1 Standard Specification for High-Strength Low-Alloy Columbium-Vanadium Structural Steel.
- NTP 350.400:2016 Acero al carbono estructural. Especificaciones químicas y mecánicas.
- NTP 350.407:2016 Acero estructural de alta resistencia y baja aleación al niobio-vanadio. Especificaciones.

PRESENTACIÓN:

Se comercializa en barras de 6 metros de longitud. Se suministra en paquetes de 2 t.

DIMENSIONES ESTÁNDAR:

DESIGNACIÓN NOMINAL		ÁREA pulg. ²	BASE ALMA (A) pulg.	ALA (B) pulg.	ESPESOR NOMINAL (mm)	
pulg.	lb/pie				ALA (t _a)	BASE/ALMA (t _b)
2"	2.58	0.76	2.00	1.00	4.75	4.75
3"	4.10	1.21	3.00	1.41	6.93	4.32
3"	5.00	1.47	3.00	1.50	6.93	6.55
3"	6.00	1.76	3.00	1.60	6.93	9.04
4"	4.50	1.32	4.00	1.58	7.52	3.18
4"	5.40	1.59	4.00	1.58	7.52	4.67
4"	7.25	2.13	4.00	1.72	7.52	8.15
5"	6.70	1.97	5.00	1.75	8.13	4.83
5"	9.00	2.64	5.00	1.89	8.13	8.26

DESIGNACIÓN NOMINAL		ÁREA pulg. ²	BASE ALMA (A) pulg.	ALA (B) pulg.	ESPESOR NOMINAL (mm)	
pulg.	lb/pie				ALA (t _a)	BASE/ALMA (t _b)
6"	8.20	2.40	6.00	1.92	8.71	5.08
6"	10.50	3.09	6.00	2.03	8.71	7.98
6"	13.00	3.83	6.00	2.16	8.71	11.10
7"	9.80	2.87	7.00	2.09	9.30	5.33
7"	12.25	3.60	7.00	2.19	9.30	7.98
7"	14.75	4.33	7.00	2.30	9.30	10.64
8"	11.50	3.38	8.00	2.26	9.91	5.59
8"	13.75	4.04	8.00	2.34	9.91	7.70
8"	18.75	5.51	8.00	2.53	9.91	12.37
9"	13.40	3.94	9.00	2.43	10.49	5.92
9"	15.00	4.41	9.00	2.49	10.49	7.24
9"	20.00	5.88	9.00	2.65	10.49	11.38
10"	15.30	4.49	10.00	2.60	11.07	6.10
10"	20.00	5.88	10.00	2.74	11.07	9.63
10"	25.00	7.35	10.00	2.89	11.07	13.36
10"	30.00	8.82	10.00	3.03	11.07	17.09
12"	20.70	6.09	12.00	2.94	12.73	7.16
12"	25.00	7.35	12.00	3.05	12.73	9.83
12"	30.00	8.82	12.00	3.17	12.73	12.95
15"	33.90	9.96	15.00	3.40	16.51	10.16
15"	40.00	11.80	15.00	3.52	16.51	13.21
15"	50.00	14.70	15.00	3.72	16.51	18.19

(*) El peso métrico es referencial.

(1) Dimensión correspondiente a la calidad ASTM A36/A572 (DUAL)

(t_a) Los espesores reales de ala y alma varían de acuerdo a las prácticas de la planta de laminación; sin embargo, no se han establecido tolerancias para tales dimensiones.
- La tolerancia en peso es: -2.5% / +3.0% del peso nominal.

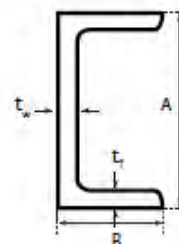
PROPIEDADES MECÁNICAS:

SEGÚN ASTM A36

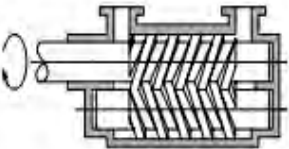
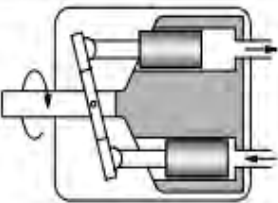
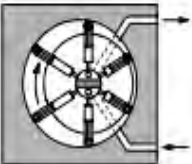
- Límite de Fluencia = 250 MPa (25.5 kg/mm²) mínimo.
- Resistencia a la Tracción = 400 - 550 MPa (40.8 - 56.2 kg/mm²).
- Alargamiento en 200 mm: = 20.0% mínimo.

SEGÚN ASTM A36/A572 (DUAL)

- Límite de Fluencia = 345 MPa (35.2 kg/mm²) mínimo.
- Resistencia a la Tracción = 450 - 550 MPa (45.9 - 56.2 kg/mm²).
- Alargamiento en 200 mm: = 20.0% mínimo.
- Soldabilidad = CE < 0.45 (Buena)



ANEXO 15: Bombas hidráulicas mas utilizadas en sistemas oleohidraulicos

	Types of design	Speed range r.p.m.	Displacement volume (cm ³)	Nominal pressure (bar)	Total efficiency
	Gear pump, externally toothed	500 – 3500	1.2 – 250	63 – 160	0.8 – 0.91
	Gear pump, internally toothed	500 – 3500	4 – 250	160 – 250	0.8 – 0.91
	Screw pump	500 – 4000	4 – 630	25 – 160	0.7 – 0.84
	Rotary vane pump	960 – 3000	5 – 160	100 – 160	0.8 – 0.93
	Axial piston pump	 – 3000	100	200	0.8 – 0.92
		750 – 3000	25 – 800	160 – 250	0.82 – 0.92
		750 – 3000	25 – 800	160 – 320	0.8 – 0.92
	Radial piston pump	960 – 3000	5 – 160	160 – 320	0.90

Nota: Festo

ANEXO 16: CAPECO

**TABLA DE PORCENTAJES DE BENEFICIOS Y LEYES SOCIALES EN EDIFICACION
APLICABLE SOBRE LA REMUNERACION BASICA, B.U.C. Y B.A.E. VIGENTE
DE 01.01.2026 AL 31.12.2026**

	CONCEPTO	Sobre jornal básico	Sobre B.U.C. y B.A.E.
1,00	PORCENTAJES ESTABLECIDOS		
1,01	Indemnización:		
	- Por tiempo de servicios	12.00	
	- Por participación de Utilidades	3.00	
1,02	Seguro Complementario de Trabajo de Riesgo:		
	- Prestaciones Asistenciales (Ley 26790 del 18.05.97)	1.30	1.30
	- Prestaciones Económicas	1.05	1.05
1,04	Régimen de prestaciones de Salud (ESSALUD)	9.00	9.00
1,05	Seguro de Vida Ley	0.90	0.90
2,00	PORCENTAJES DEDUCIDOS		
2,01	Salario Dominical	17.58	
2,02	Vacaciones record (30 días)	10.00	
2,03	Gratificación por Fiestas Patrias y Navidad	22.22	
2,04	Jornales por días feriados no laborables	4.33	
2,05	Asignación Escolar (Promedio 3 hijos)	25.00	
3,00	REGIMEN DE PRESTACIONES DE SALUD (ESSALUD)		
3,01	Sobre Salario Dominical 0% de 17,58%	1.58	
3,02	Sobre vacaciones record 0% de 10,00%	0.90	
3,03	Sobre jornales por días feriados no laborables 0% de 4,33%	0.39	
4,00	SEGURO COMPLEMENTARIO DE TRABAJO DE RIESGO		
4,01	Sobre Salario Dominical 2,35% de 17,58%	0.41	
4,02	Sobre vacaciones record 2,35% de 10,00%	0.24	
4,03	Sobre jornales por días feriados no laborables 2,35% de 4,33%	0.10	
5,00	SEGURO DE VIDA LEY		
5,01	Sobre Salario Dominical 0,90% de 17,58%	0.16	
5,02	Sobre jornales por días feriados no laborables 0,90% de 4,33%	0.04	
6,00	BONIFICACION EXTRAORDINARIA LEY 30334		
6,01	Sobre gratific. de Fiestas Patrias y Navidad 0% de 22,22%	2.00	
	PORCENTAJE TOTAL DE LEYES Y BENEFICIOS SOCIALES	112.20	12.25

COSTO HORA - HOMBRE EN EDIFICACION DEL 01.01.2026 AL 31.12.2026

CONCEPTO	OPERARIO CON B.A.E.				
	Eq. Mediano	Eq. Pesado	Electromec.	Sold. Hom.6G	Topógrafo
1 Remuneración Básica del 01/01/2026 al 31/12/2026	S/. 89.30	S/. 89.30	S/. 89.30	S/. 89.30	S/. 89.30
2 Beneficios Leyes Sociales sobre el Jornal Básico (112.20%)	S/. 100.19	S/. 100.19	S/. 100.19	S/. 100.19	S/. 100.19
3 Bonificación Unificada de Construcción (BUC)	S/. 28.58	S/. 28.58	S/. 28.58	S/. 28.58	S/. 28.58
4 Beneficios Leyes Sociales sobre el BUC (12.25%)	S/. 3.50	S/. 3.50	S/. 3.50	S/. 3.50	S/. 3.50
5 Bonificación por Alta Especialización (B.A.E.)	S/. 7.14	S/. 8.93	S/. 19.65	S/. 22.33	S/. 8.04
6 Beneficios Leyes Sociales sobre el BAE (12.25%)	S/. 0.88	S/. 1.09	S/. 2.41	S/. 2.73	S/. 0.98
7 Seguro de Vida ESSALUD + Vida (5/5.00/mes)	S/. 0.16	S/. 0.16	S/. 0.16	S/. 0.16	S/. 0.16
8 Fondo de Capacitación (Exp. N° 339-2025-MTP/2.14-NC)	S/. 0.40	S/. 0.40	S/. 0.40	S/. 0.40	S/. 0.40
9 Bonificación por Movilidad (Res. Ministerial N° 139-2024-TR)	S/. 8.60	S/. 8.60	S/. 8.60	S/. 8.60	S/. 8.60
10 Oveval (Res. Direc. N° 777-87-DI-UM de 08.07.87) (2 x 5/132.80/300)	S/. 0.89	S/. 0.89	S/. 0.89	S/. 0.89	S/. 0.89
Total por día de 8 horas	S/239.64	S/241.64	S/253.67	S/256.68	S/240.64
Costo de Hora Hombre (HH)	S/29.95	S/30.21	S/31.71	S/32.08	S/30.08

ANEXO 17:**PRUEBAS PARA EVALUAR LA HERMETICIDAD DE CILINDROS
OLEOHIDRAÚLICOS HASTA UNA CAPACIDAD DE 3800 PSI****INTRODUCCION**

El banco de pruebas hidráulicas permite realizar el correcto funcionamiento de los actuadores que son los cilindros hidráulicos garantizando condiciones adecuadas de presión temperatura y lubricación.

Su objetivo principal es comprobar el estado real del cilindro hidráulico, para luego realizar las pruebas después de su reparación y que opere correctamente antes de ser instalado nuevamente en la máquina, garantizando así un funcionamiento confiable del sistema hidráulico.

Este banco permite realizar pruebas a cilindros hidráulicos o actuadores con una presión de hasta 3800 psi con una duración de tres minutos. Además, algunos componentes pueden ser evaluados utilizando parámetros de operación previamente conocidos. El banco está diseñado para analizar principalmente la variable presión, mientras que el lubricante, volumen y la velocidad se mantienen constantes lo que facilita la verificación de su desempeño y correcto ajuste antes de su instalación.

para el correcto desempeño de los sellos hidráulicos. El banco está diseñado para analizar principalmente la variable presión, mientras que el líquido de trabajo y la velocidad se mantienen constantes.

FUNCIONAMIENTO Y OPERACIÓN

Se detallará a continuación los siguientes pasos para su correcto funcionamiento para realizar las pruebas al sistema hidráulico.

Manual de uso antes del arranque

- Compruebe que el nivel de aceite sea el correcto.
- Inspección física de mangueras, depósito de aceite, válvulas, el motor la bomba, manómetros que no se presenten fugas ni goteos en el sistema.
- Prueba de funcionamiento haga funcionar el motor para confirmar la rotación correcta y cebar la bomba para garantizar la lubricación adecuada.

Manual de uso de la unidad de potencia hidráulica móvil.

1. Ubicar el cilindro sobre la mesa de trabajo.
2. Extender acomodar las mangueras hasta la medida requerida.
3. Utilizar los niples y realizar la conexión de las mangueras del sistema hidráulico al cilindro hidráulico.
4. Buscar la placa del fabricante y verificar la presión de trabajo del cilindro hidráulico en caso de que no encontremos podemos usar las siguientes tablas de medidas de los diferentes cilindros hidráulicos.
5. Calibrar la válvula limitadora de presión a un mínimo.
6. Encender el motor motor eléctrico
7. Accionar la válvula direccional.
8. Verificar el recorrido del cilindro hasta su máxima y mínima extensión.
9. Aumentar la presión de la válvula limitadora hasta el nivel requerido.
10. Verificar posibles fugas por las juntas en el cilindro hidráulico.
11. Comprimir el cilindro durante unos 10 minutos y verificar si hay pérdida de presión hidráulica interna durante el periodo de la prueba (verificar los manómetros)

12. Una versión más precisa, utilizada en diagnósticos industriales, consiste en presurizar el cilindro al final de su carrera y medir la caída de presión. Una caída inferior al 5 % en cinco minutos indica que el cilindro está en buen estado; la desviación se encuentra en una válvula, y el diagnóstico se traslada a la válvula de retención y al control direccional. Una caída significativa confirma una derivación interna.

PRUEBAS DE DIAGNOSTICAS DE LOS CILINDROS HIDRÁULICOS

<u>FICHA TECNICA DE PRUEBAS DE HERMETICIDAD</u>							
DATOS:							
ORDEN DE TRABAJO				FECHA			
CLIENTE							
CILINDRO				SERIE			
TECNICO							
DIMENSIONES				FLUIDO			
PRESION NOMINAL				BANCO			
PRESION DE PRUEBA				TEMP			
INSPECCION PRE PRUEBA:							
COMPONENTES	ESTADO			ACCION			
CAÑERIAS							
VASTAGO							
EMBOLO							
KIT SELLOS							
CILINDRO							
CONECTORES							
PROCEDIMIENTO DE LA PRUEBA							
ETAPA	HORA	P.INICIO(BAR)	P.FINAL(BAR)	CAIDA(%)	FUGAS	TEMP(°C)	OBSERVACION
INICIAL							
MEDIA							
FINAL							
CRITERIO							
CAIDA DE PRESION:							
Caída % $\leq$ 2%							
Caída % $>$ 2%							

El análisis de las caídas de presión se consideró como referencia:

- SEIGO MACHINERY EQUIPMENT: https://seigomachinery.com/diagnose-hydraulic-cylinder-seal-leaks/?utm_source
- MCH HYDRAULICS: https://www.mchhydraulics.co.uk/spot-internal-hydraulic-cylinder-leak/?utm_source=chatgpt.com

ANEXO 18: MEDIDAS DE LOS DIFERENTES CILINDROS HIDRAULICOS PARA ANALIZAR SUS PRESIONES EN EL MÓDULO DE PRUEBA

Bosch Rexroth (Más Completo Técnicamente)

Serie Tie Rod (ISO 6020/2), hasta 250 bar, bores 40-200 mm, strokes hasta 3200 mm. Ejemplos estándar

Diámetro Pistón (mm)	Diámetro Vástago (mm)	Carrera Ej. (mm)	Presión Nominal/Máx. (bar)	Fuerza Empuje @160 bar (kN)
40	25	500	160/250	20
50	28	800	160/250	31
63	40	1000	160/250	50
80	45	1200	160/250	80
100	56	1500	160/250	125

Parker Hannifin (Serie 2H/3H)

Heavy Duty, nominal 3000 psi (207 bar), máx. 4000 psi en algunos montajes

Diámetro Pistón (in/mm)	Diámetro Vástago (in/mm)	Carrera Ej. (in/mm)	Presión Nominal/Máx. (psi)	Fuerza Empuje @3000 psi (lb)
1.50 / 38	0.625 / 16	12 / 305	3000 / 4000	5300
2.00 / 51	1.00 / 25	16 / 406	3000 / 4000	9420
2.50 / 64	1.38 / 35	20 / 508	3000 / 4000	14700
3.25 / 83	1.75 / 44	24 / 610	3000 / 4000	24800
4.00 / 102	2.00 / 51	30 / 762	3000 / 4000	37700
5.00 / 127	2.50 / 64	36 / 914	3000 / 4000	58900
6.00 / 152	3.00 / 76	40 / 1016	3000 / 4000	84800

HYDAC (Serie HMDA/HMDB)

ISO 6020, nominal 210 bar, máx. 250 bar

Diámetro Pistón (mm)	Diámetro Vástago (mm)	Carrera Máx. (mm)	Presión Nominal/Máx. (bar)	Fuerza Empuje @210 bar (kN)
25	14	2000	210/250	10
40	22	3000	210/250	26
50	28	3500	210/250	41
80	45	4000	210/250	106
125	70	4000	210/250	258
200	125	3000	210/250	662
250	160	2500	210/250	1032

Eaton / Vickers (Serie HYDROWA)

Nominal 210-250 bar, pico 290 bar (4200 psi)

Diámetro Pistón (mm)	Diámetro Vástago (mm)	Carrera Ej. (mm)	Presión Nominal/Máx. (bar)	Fuerza Empuje @250 bar (kN)
50	28	1000	250/290	49
63	35	1500	250/290	78
80	45	2000	250/290	126
100	56	2500	250/290	197
125	80	3000	250/290	307
160	100	3500	250/290	503
200	125	4000	250/290	785
250	140	4000	250/290	1228
320	180	3000	250/290	2010

Las series 2000 (STD) y compensados (equivalente 3000) de Moro Hidráulica tienen carrera fija de 203 mm, presión nominal 120 kg/cm² y límite 240 kg/cm².

Diámetro Pistón (mm)	Diámetro Vástago (mm)	Carrera (mm)	Fuerza Empuje @120 kg/cm ² (kgf)	Presión Nominal/Máx. (kg/cm ²)
50.8	32	203	2400	120/240
63.5	32	203	3800	120/240
76.2	32	203	5400	120/240
88.9	44.5	203	7400	120/240
101.6	44.5	203	9700	120/240
127	50.8	203	15200	120/240

Serie 3000 Compensados

Diámetro Pistón (mm)	Diámetro Vástago (mm)	Carrera (mm)	Fuerza Empuje @120 kg/cm ² (kgf)	Presión Nominal/Máx. (kg/cm ²)
63.5	38.1	203	3800	120/240
76.2	42	203	5400	120/240
88.9	44.5	203	7400	120/240
101.6	50.8	203	9700	120/240
114.3	50.8	203	12300	120/240
127	50.8	203	15200	120/240

Nota: Elaboración propia

ANEXO 19:

SELLOS HIDRÁULICOS**Definición:**

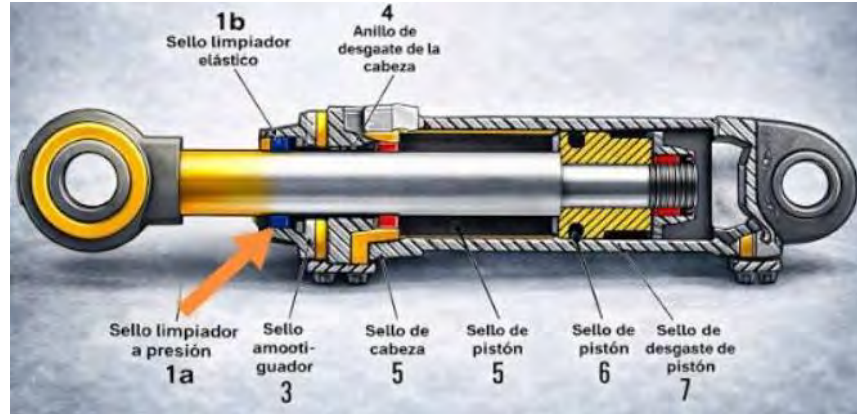
Los sellos hidráulicos son elementos de estanqueidad diseñados para impedir las fugas del fluido hidráulico entre componentes sometidos a presión, evitando además el ingreso de contaminantes externos. Su correcta selección contribuye al mantenimiento de la presión, la eficiencia y la vida útil del cilindro hidráulico.

Funciones principales:

- Evitar fugas internas y externas.
- Mantener la presión de trabajo.
- Impedir el ingreso de contaminantes.
- Reducir el desgaste.
- Incrementar la vida útil del sistema.

Abreviatura	Nombre en español	Descripción
NBR	Caucho de nitrilo-butadieno	Elastómero sintético con excelente resistencia a aceites minerales, combustibles y fluidos hidráulicos. Es uno de los materiales más utilizados en sellos hidráulicos.
HNBR	Caucho de nitrilo-butadieno hidrogenado	Versión mejorada del NBR, con mayor resistencia al calor, al envejecimiento, al ozono y a la abrasión. Se emplea en aplicaciones de alta exigencia.
PU	Poliuretano	Elastómero de alta resistencia mecánica y al desgaste. Se utiliza ampliamente en sellos dinámicos de pistón y vástago debido a su elevada resistencia a la abrasión.
PTFE	Politetrafluoroetileno	Polímero de ingeniería conocido comercialmente como Teflón®. Presenta un coeficiente de fricción muy bajo, excelente resistencia química y amplio rango de temperatura.
FKM (Viton®)	Fluoroelastómero	Elastómero sintético de alto desempeño, comercializado por Viton®. Ofrece excelente resistencia a altas temperaturas, aceites, combustibles y productos químicos agresivos.
EPDM	Caucho de etileno-propileno-dieno	Elastómero con alta resistencia al agua, vapor, ozono e intemperie. No se recomienda para aceites minerales ni fluidos hidráulicos derivados del petróleo.

Sellos utilizados en cilindros hidráulicos:



1. Retén del vástago: evita fugas externas y mantiene la presión.

Función:

- Evita que el aceite salga del cilindro por el lado del vástago.
- Mantiene la presión hidráulica durante el funcionamiento.

Materiales más comunes:

- Poliuretano (PU)
- NBR Caucho sintético (copolímero de acrilonitrilo y butadieno).
- PTFE con energizador de elastómero

Presión típica:

- Hasta 350 bar (según el diseño).

2. Retén del pistón: evita fugas entre cámaras del cilindro.

Función:

- Separa las dos cámaras del cilindro.
- Evita fugas internas entre ambos lados del pistón.

Tipos:

- U-Cup: Sello tipo U o Copa en U
- Compact Seal: Muy utilizado en cilindros modernos por su excelente desempeño.
- Glyd Ring (PTFE): Frecuente en cilindros de alta precisión, alta velocidad o alta presión.
- Chevron (V-Pack): Utilizado principalmente en cilindros industriales de gran tamaño y aplicaciones con presiones muy elevadas.

Materiales:

- PTFE
- Poliuretano
- NBR

3. Rascador: impide el ingreso de polvo y suciedad.

Función:

- Limpia el vástago cuando entra al cilindro.
- Evita el ingreso de polvo, barro, agua y otras partículas.

Materiales:

- Poliuretano
- NBR
- Metálico con inserto de goma para aplicaciones severas.

4. Anillos guía: evitan el contacto metal-metal.

Función:

- Guían el pistón y el vástago.
- Evitan el contacto metal-metal.
- Reducen el desgaste.

Materiales:

- Resina fenólica
- PTFE
- Nylon
- POM (Acetal)

5. O-Ring: sella uniones estáticas.

Función:

- Sella uniones que no tienen movimiento.

Se utiliza en:

- Tapa del cilindro.
- Fondo del cilindro.
- Adaptadores.
- Puertos hidráulicos.

6. Back-up Ring: evita la extrusión del O-Ring a alta presión.

Función:

- Evita la extrusión del O-Ring bajo alta presión.
- Incrementa la vida útil del sello.

Material:

- PTFE
- Nylon

Criterios de selección

La selección del sello debe considerar el tipo de fluido, presión de trabajo, temperatura, velocidad, tipo de movimiento, contaminación y condiciones ambientales.

Aplicación en cilindros hidráulicos

En maquinaria pesada normalmente se emplean rascador, retén de vástago, retén de pistón, anillos guía, O-Ring y Back-up Ring, seleccionados según la presión y las condiciones de servicio.

ANEXO 20:

ENCUESTAS DIRIGIDAS A TALLERES

ENCUESTA DIRIGIDA A TALLERES DE REPARACIÓN Y MANTENIMIENTO DE CILINDROS OLEOHIDRÁULICOS

Objetivo: Recopilar información sobre la recepción, reparación y pruebas realizadas a cilindros oleohidráulicos, con fines de investigación para el diseño de un módulo de pruebas de hermeticidad.

Empresa: Torno Servicios Hidraulico CMISME S.A.C.

Cargo del encuestado: Gerente.

Fecha: 30/06/26

Cel: 972592401

DNI: 45304687

Fernando Misme Collante.

I. Información general

1. ¿Cuál es la actividad principal de la empresa?

- ☒ Reparación de cilindros hidráulicos
- ☒ Fabricación de cilindros
- ☒ Mantenimiento de maquinaria pesada
- ☒ Venta de componentes hidráulicos
- ☐ Otro: _____

2. ¿Cuántos años lleva operando la empresa?

- ☐ Menos de 5 años
- ☐ Entre 5 y 10 años
- ☒ Más de 10 años

II. Recepción de cilindros

3. ¿Cuántos cilindros hidráulicos reciben aproximadamente por mes para reparación?

- ☐ Menos de 10
- ☐ 10 – 20
- ☐ 21 – 40
- ☒ 41 – 60
- ☐ Más de 60

4. ¿Qué tipo de maquinaria genera la mayor cantidad de reparaciones?

- ☒ Excavadoras
- ☒ Cargadores frontales
- ☒ Retroexcavadoras
- ☒ Camiones mineros
- ☒ Equipos agrícolas
- ☐ Otro: _____

5. ¿Cuál es el rango de presión de trabajo más frecuente de los cilindros que reciben?

- ☐ Menor de 100 bar
- ☒ 100–200 bar
- ☒ 200–300 bar
- ☐ Mayor de 300 bar
- ☐ No conoce

III. Pruebas realizadas

6. Después de reparar un cilindro, ¿realizan pruebas antes de entregarlo al cliente?

- ☒ Siempre
- ☐ Casi siempre
- ☐ Algunas veces
- ☐ Nunca

7. ¿Qué tipo de pruebas realizan? (Puede marcar más de una)

- ☐ Prueba de presión
- ☐ Prueba de hermeticidad
- ☒ Prueba funcional
- ☒ Inspección visual
- ☐ No realizan pruebas

8. ¿Qué equipo utilizan para realizar las pruebas?

- ☐ Banco de pruebas hidráulico
- ☐ Central hidráulica adaptada
- ☐ Equipo fabricado por la empresa
- ☒ No cuentan con equipo
- ☐ Otro: _____

9. ¿Qué criterio utilizan para aceptar un cilindro reparado?

- ☐ Sin fugas visibles
- ☐ Mantiene la presión durante un tiempo determinado
- ☐ Cumple especificaciones del fabricante
- ☒ Experiencia del técnico
- ☐ Otro: _____

IV. Problemas encontrados

10. ¿Cuál es la falla más frecuente en los cilindros que reciben?

- ☐ Fugas por sellos
- ☐ Desgaste del vástago
- ☐ Rayaduras del tubo
- ☐ Deformación
- ☐ Corrosión
- ☒ Todo

11. ¿Ha tenido reclamos por fugas después de entregar un cilindro reparado?

- ☐ Frecuentemente
- ☒ Ocasionalmente
- ☐ Muy pocas veces
- ☐ Nunca

V. Necesidad de un banco de pruebas

12. ¿Considera importante contar con un banco de pruebas especializado para verificar la hermeticidad?

- ☒ Muy importante
- ☐ Importante
- ☐ Poco importante
- ☐ No es necesario

13. ¿Qué beneficios considera que aportaría un banco de pruebas? (Puede marcar más de una)

- ☒ Mayor confiabilidad
- ☒ Reducción de reclamos
- ☐ Mayor seguridad
- ☐ Disminución del tiempo de diagnóstico
- ☒ Mejor calidad del servicio
- ☐ Certificación de la reparación

14. ¿Estaría dispuesto a implementar un banco de pruebas de hermeticidad en su empresa?

- ☒ Sí
- ☐ Tal vez
- ☐ No

VI. Observaciones

Dentro del Sistema Hidraulico veo q es muy importante esta implementacion de este Equipo (Banco de prueba) Para el mejoramiento del Servicio.

ENCUESTA DIRIGIDA A TALLERES DE REPARACIÓN Y MANTENIMIENTO DE CILINDROS OLEOHIDRÁULICOS

Objetivo: Recopilar información sobre la recepción, reparación y pruebas realizadas a cilindros oleohidráulicos, con fines de investigación para el diseño de un módulo de pruebas de hermeticidad.

Empresa: MULTISERVICIOS DORMANDO

Cargo del encuestado: DUENO

Fecha: 28 / 11 / 76

[Firma]
DORMANDO MISTRE PONTI 1602-
DNI 4012421D -
Tlf. 929711539.

I. Información general

1. ¿Cuál es la actividad principal de la empresa?

- ☐ Reparación de cilindros hidráulicos
- ☐ Fabricación de cilindros
- ☒ Mantenimiento de maquinaria pesada
- ☐ Venta de componentes hidráulicos
- ☐ Otro: _____

2. ¿Cuántos años lleva operando la empresa?

- ☐ Menos de 5 años
- ☐ Entre 5 y 10 años
- ☒ Más de 10 años

II. Recepción de cilindros

3. ¿Cuántos cilindros hidráulicos reciben aproximadamente por mes para reparación?

- ☐ Menos de 10
- ☒ 10 - 20
- ☐ 21 - 40
- ☐ 41 - 60
- ☐ Más de 60

4. ¿Qué tipo de maquinaria genera la mayor cantidad de reparaciones?

- ☐ Excavadoras
- ☒ Cargadores frontales
- ☐ Retroexcavadoras
- ☐ Camiones mineros
- ☐ Equipos agrícolas
- ☐ Otro: _____

5. ¿Cuál es el rango de presión de trabajo más frecuente de los cilindros que reciben?

- ☒ Menor de 100 bar
- ☐ 100–200 bar
- ☐ 200–300 bar
- ☐ Mayor de 300 bar
- ☐ No conoce

III. Pruebas realizadas

6. Después de reparar un cilindro, ¿realizan pruebas antes de entregarlo al cliente?

- ☐ Siempre
- ☐ Casi siempre
- ☒ Algunas veces
- ☐ Nunca

7. ¿Qué tipo de pruebas realizan? (Puede marcar más de una)

- ☐ Prueba de presión
- ☐ Prueba de hermeticidad
- ☒ Prueba funcional
- ☐ Inspección visual
- ☐ No realizan pruebas

8. ¿Qué equipo utilizan para realizar las pruebas?

- ☐ Banco de pruebas hidráulico
- ☐ Central hidráulica adaptada
- ☒ Equipo fabricado por la empresa
- ☐ No cuentan con equipo
- ☐ Otro: _____

9. ¿Qué criterio utilizan para aceptar un cilindro reparado?

- ☐ Sin fugas visibles
- ☒ Mantiene la presión durante un tiempo determinado
- ☐ Cumple especificaciones del fabricante
- ☐ Experiencia del técnico
- ☐ Otro: _____

IV. Problemas encontrados

10. ¿Cuál es la falla más frecuente en los cilindros que reciben?

- ☒ Fugas por sellos
- ☐ Desgaste del vástago
- ☐ Rayaduras del tubo
- ☐ Deformación
- ☐ Corrosión
- ☐ Todo

11. ¿Ha tenido reclamos por fugas después de entregar un cilindro reparado?

- ☐ Frecuentemente
- ☒ Ocasionalmente
- ☐ Muy pocas veces
- ☐ Nunca

V. Necesidad de un banco de pruebas

12. ¿Considera importante contar con un banco de pruebas especializado para verificar la hermeticidad?

- ☒ Muy importante
- ☐ Importante
- ☐ Poco importante
- ☐ No es necesario

13. ¿Qué beneficios considera que aportaría un banco de pruebas? (Puede marcar más de una)

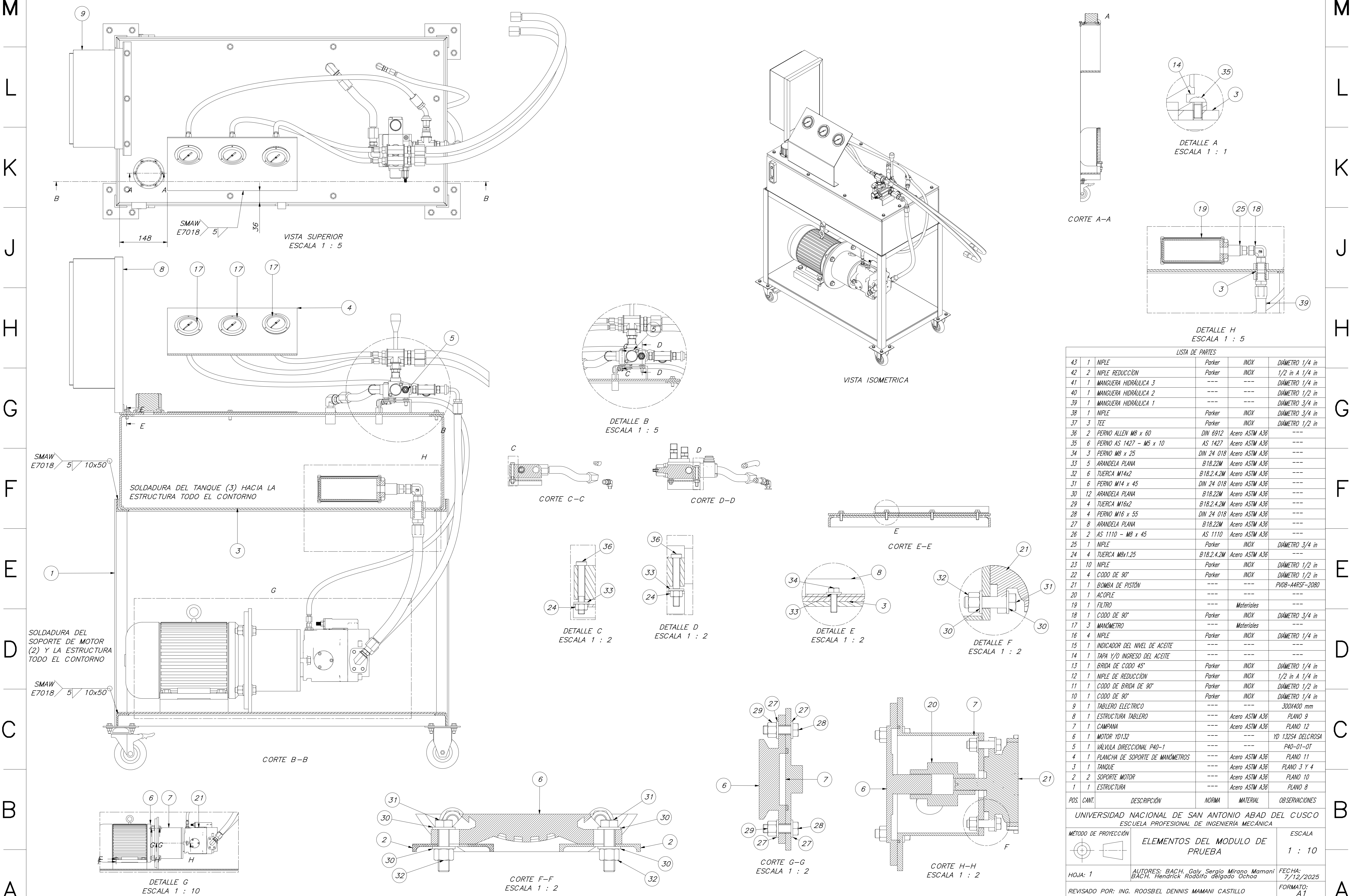
- ☒ Mayor confiabilidad
- ☐ Reducción de reclamos
- ☐ Mayor seguridad
- ☐ Disminución del tiempo de diagnóstico
- ☐ Mejor calidad del servicio
- ☐ Certificación de la reparación

14. ¿Estaría dispuesto a implementar un banco de pruebas de hermeticidad en su empresa?

- ☒ Sí
- ☐ Tal vez
- ☐ No

VI. Observaciones

PLANOS



16 15 14 13 12 11 10 9 8 7 6 5 4 3 2 1

M

L

K

J

H

G

F

E

D

C

B

A

M

L

K

J

H

G

F

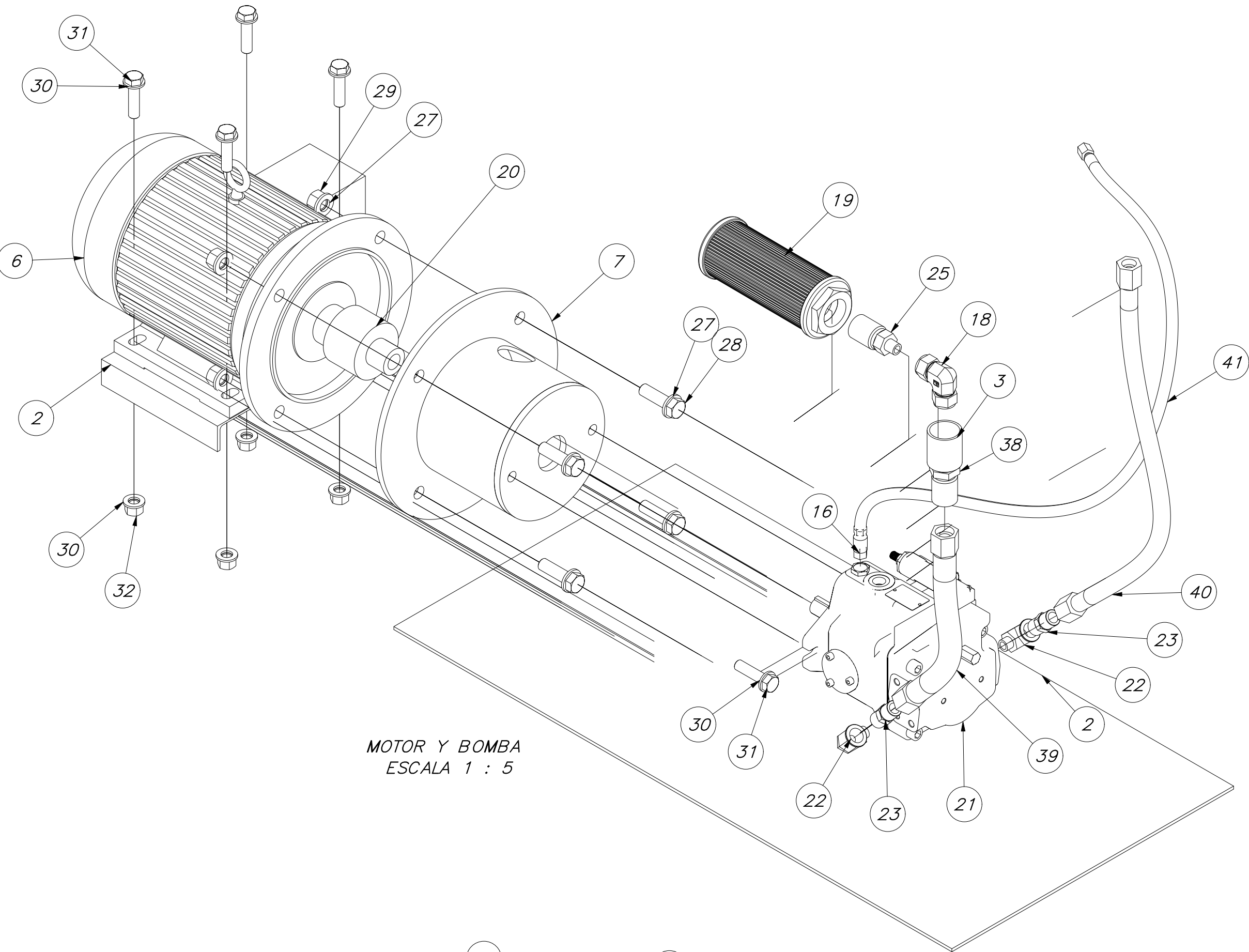
E

D

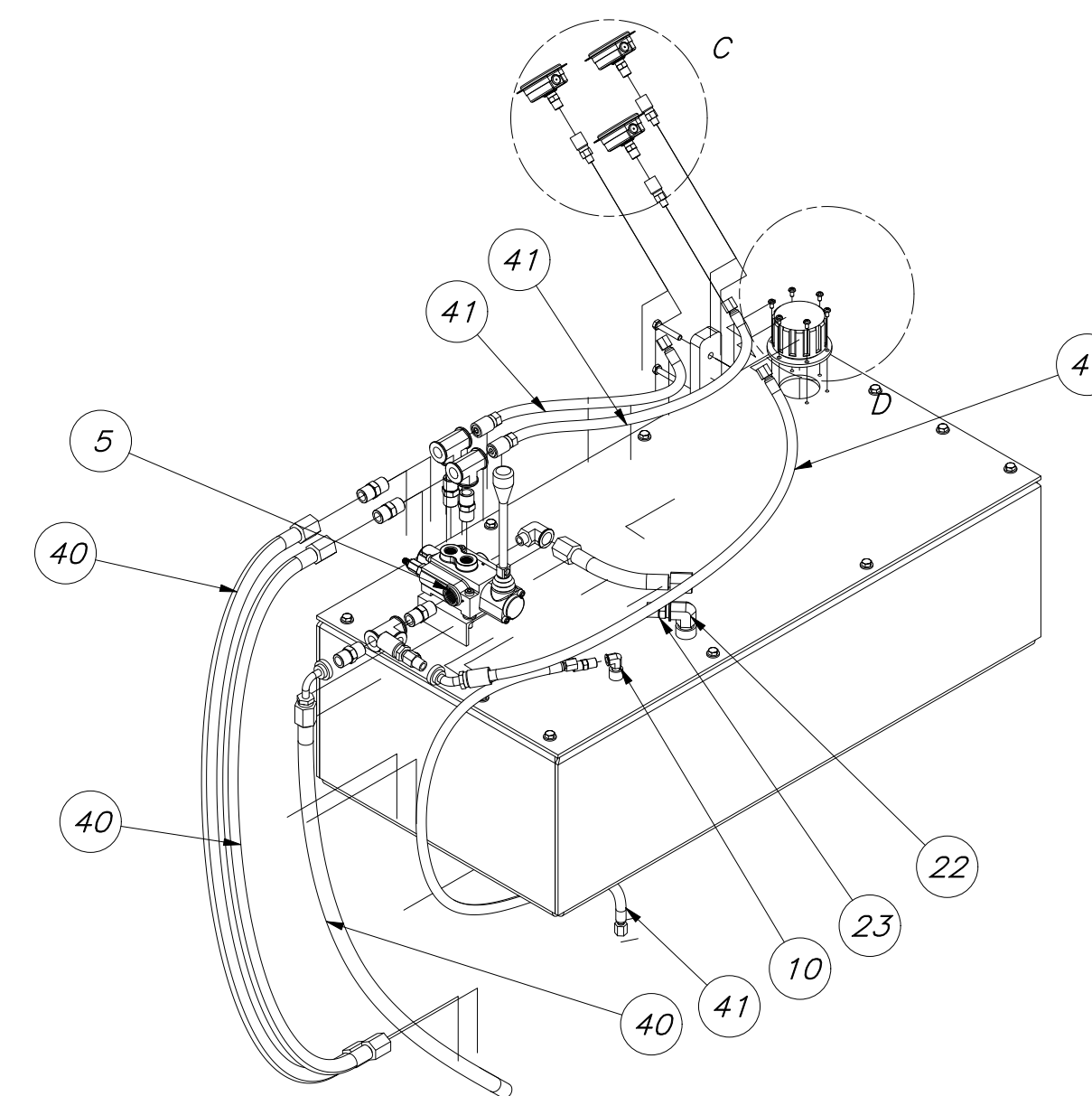
C

B

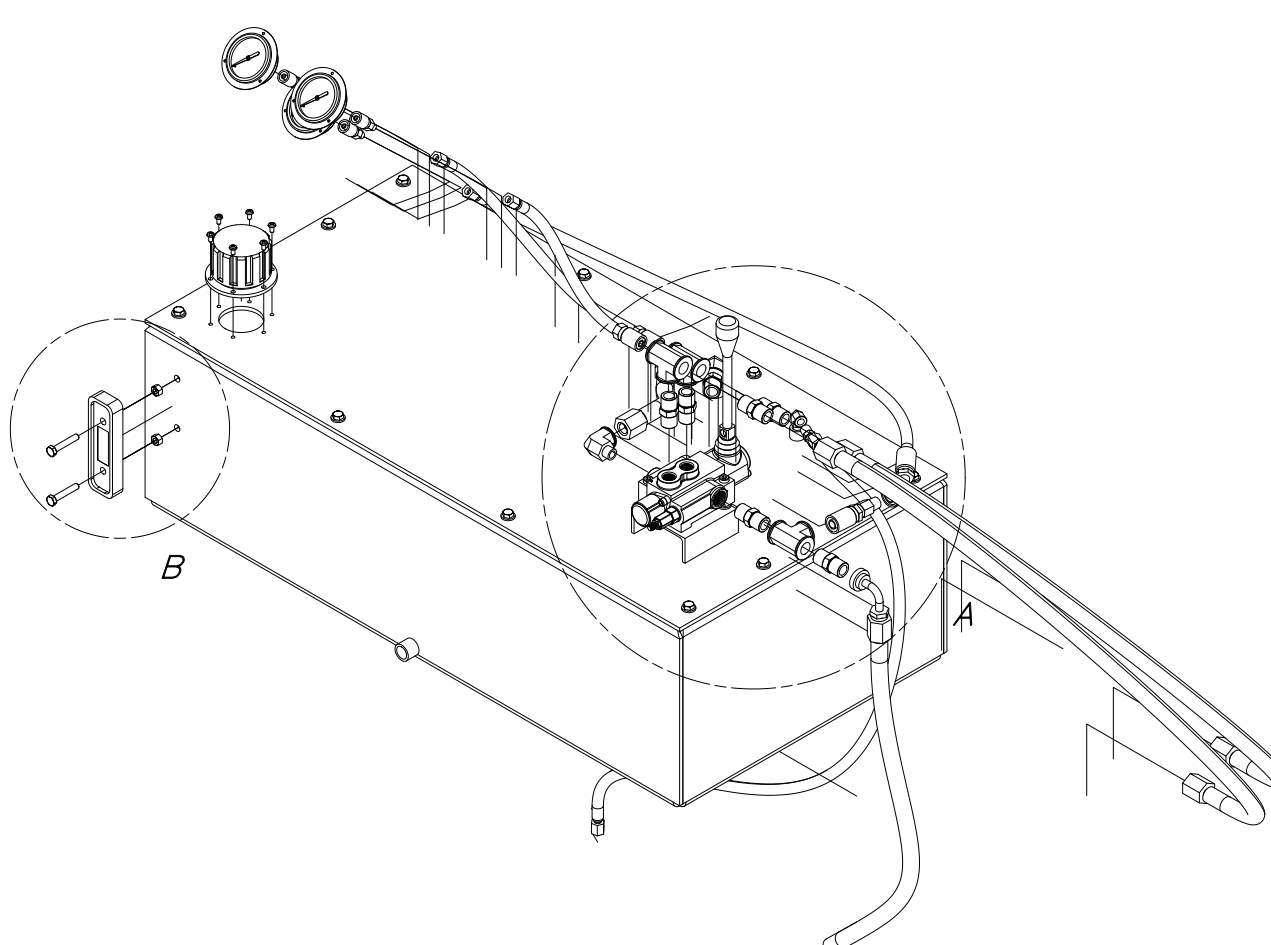
A



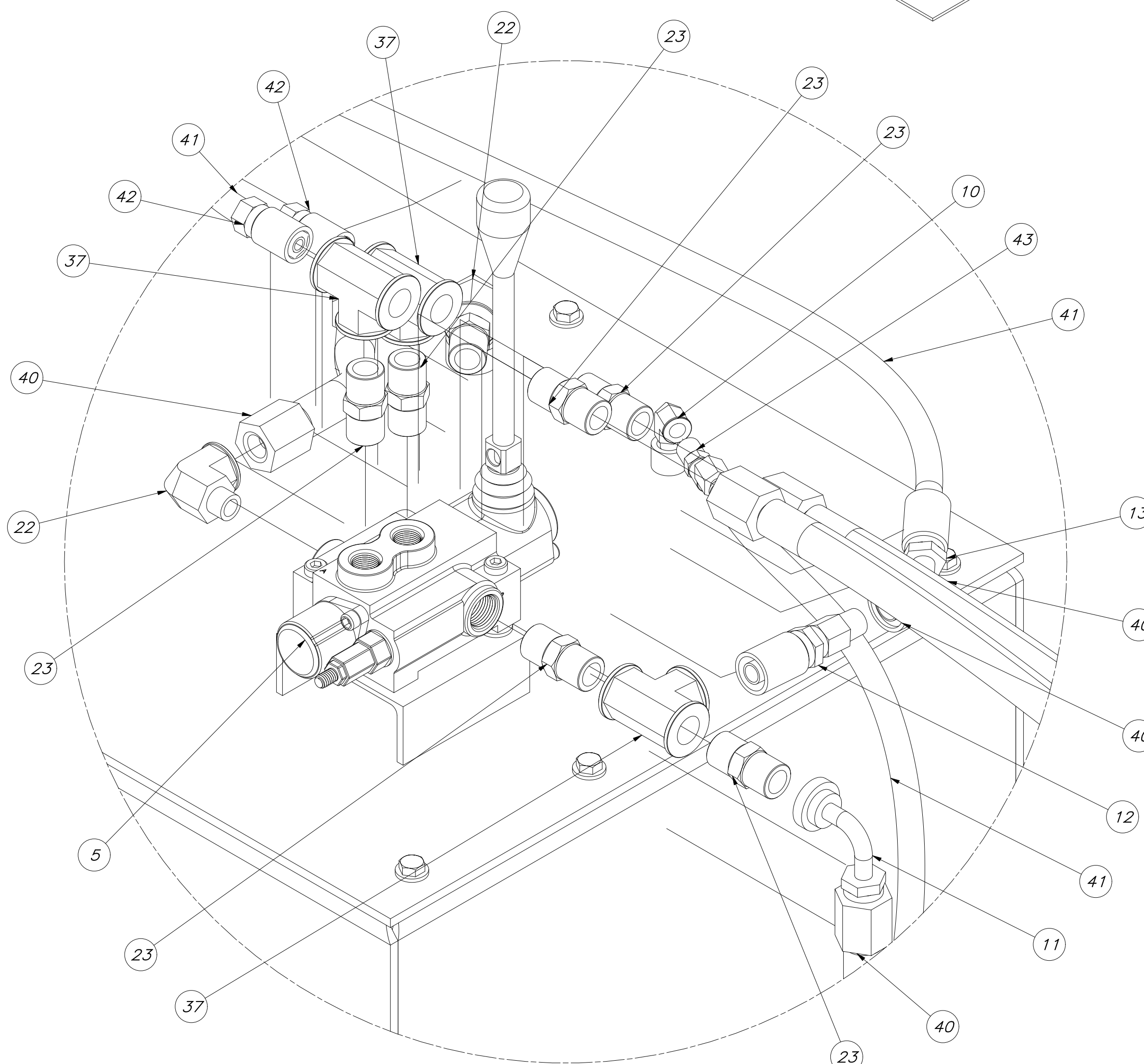
MOTOR Y BOMBA
ESCALA 1 : 5



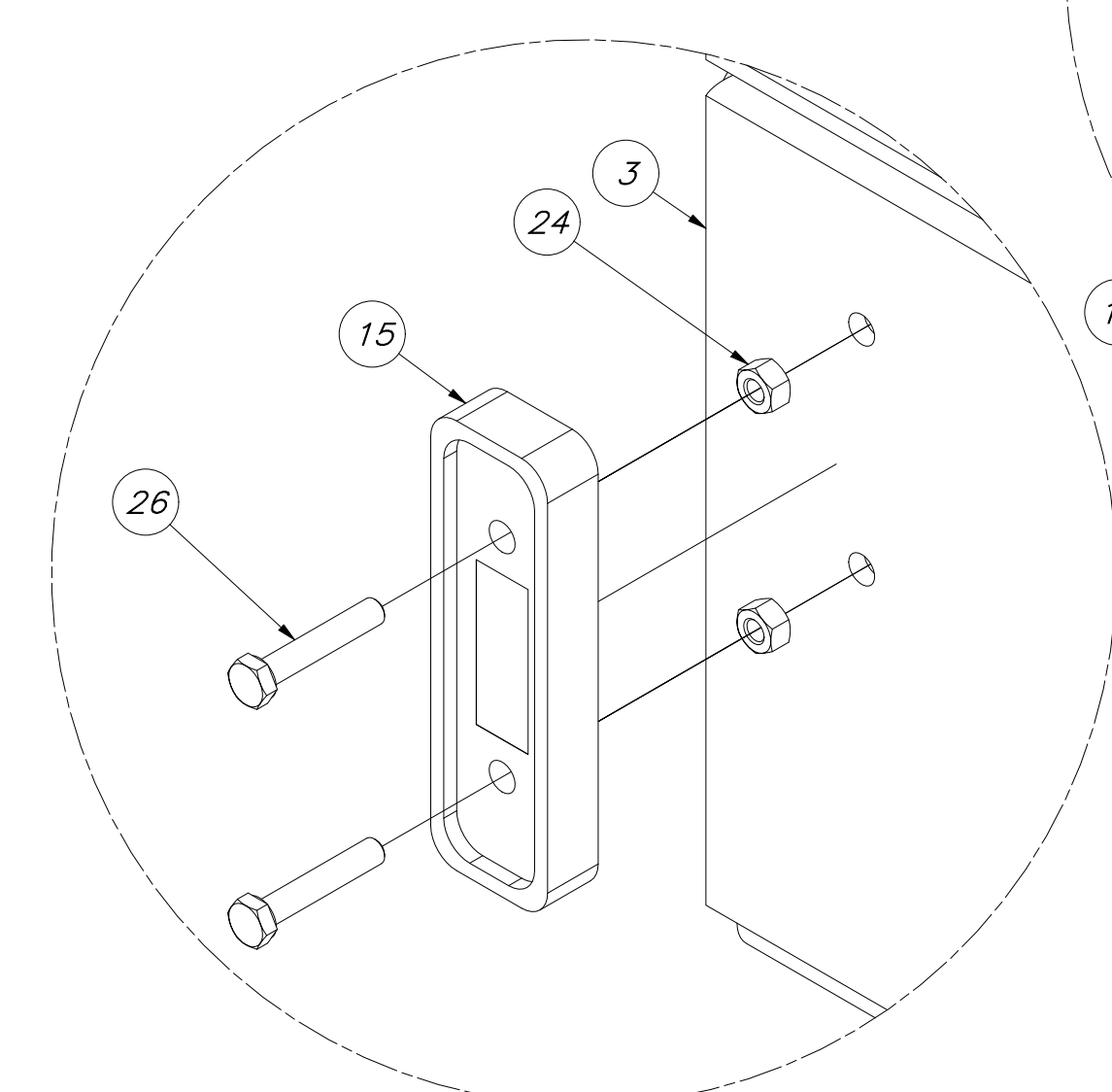
SISTEMA HIDRAULICO



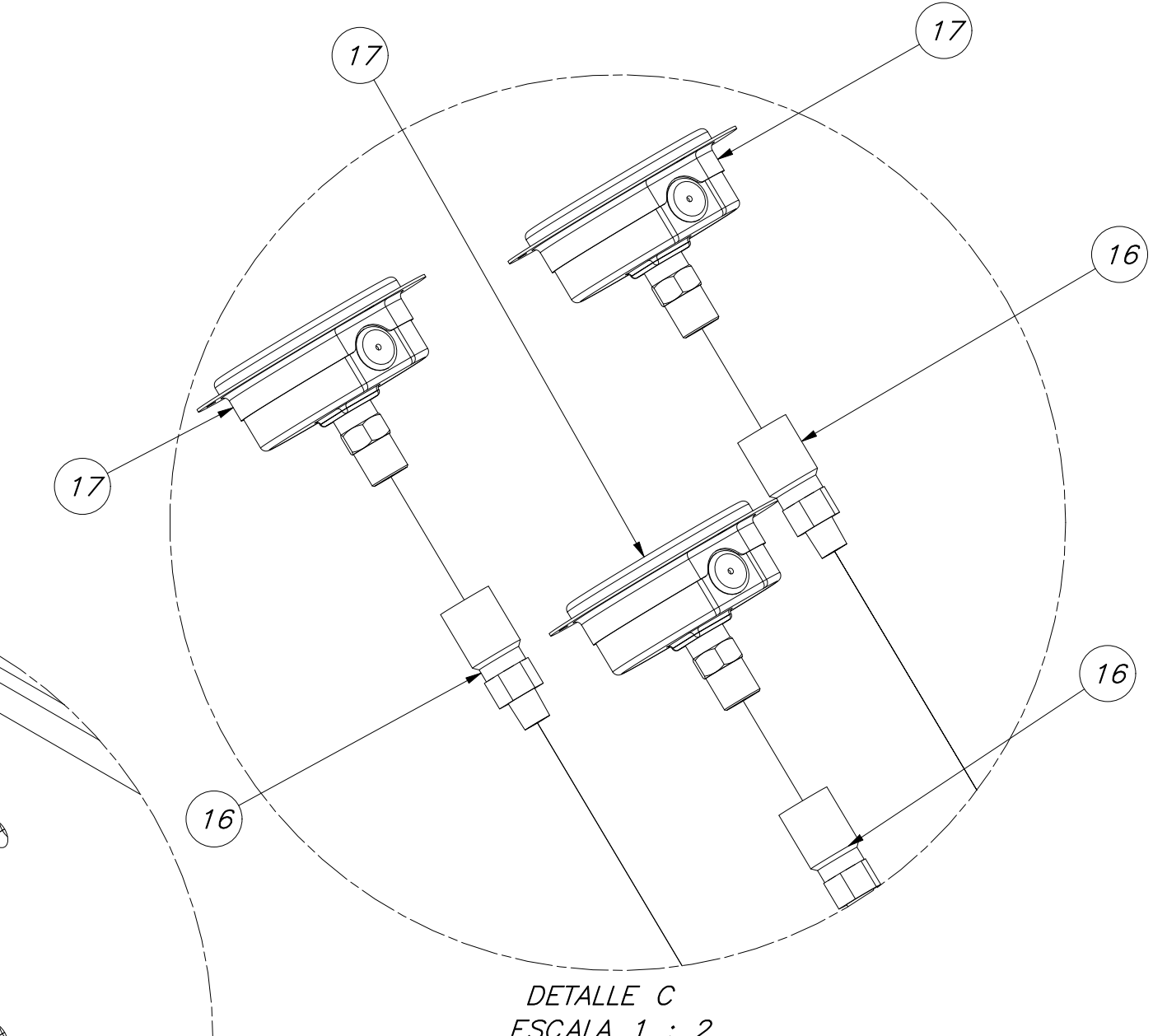
SISTEMA HIDRAULICO



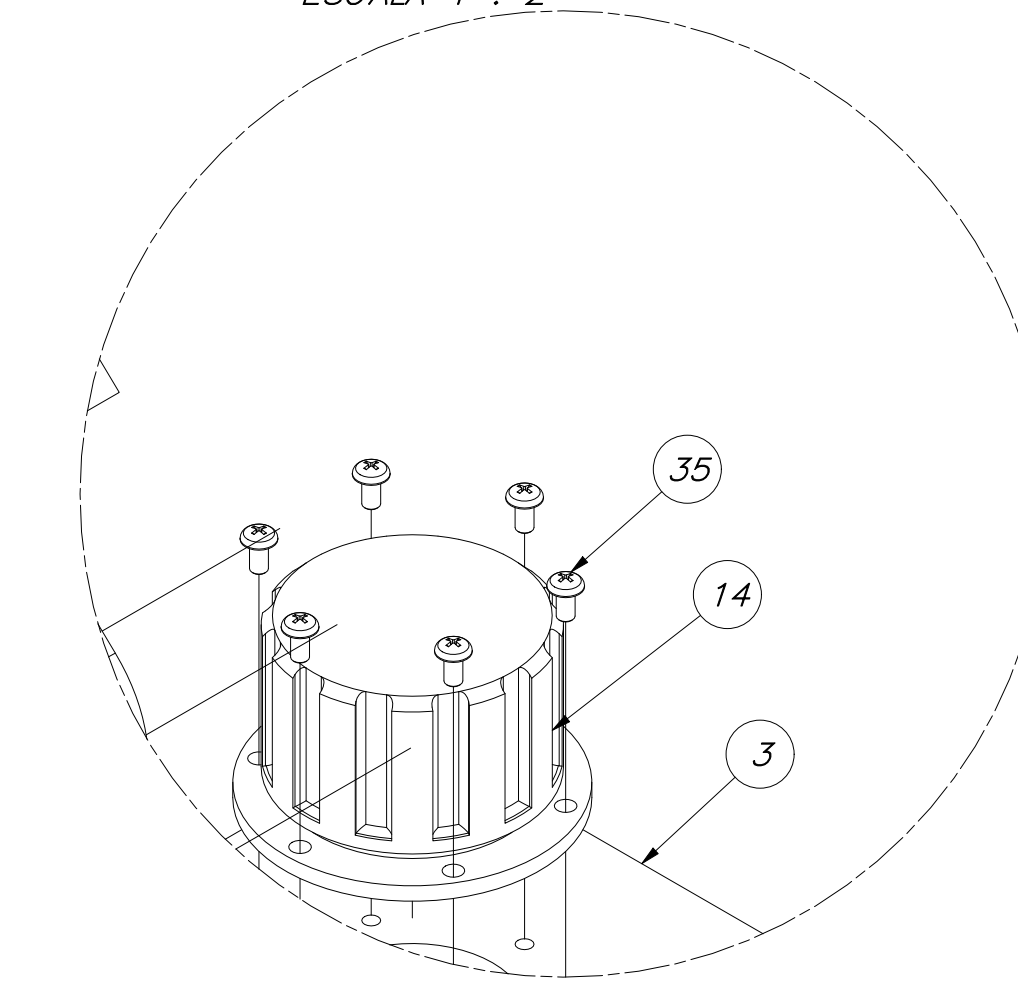
DETALLE A
ESCALA 1 : 2



DETALLE B
ESCALA 1 : 2

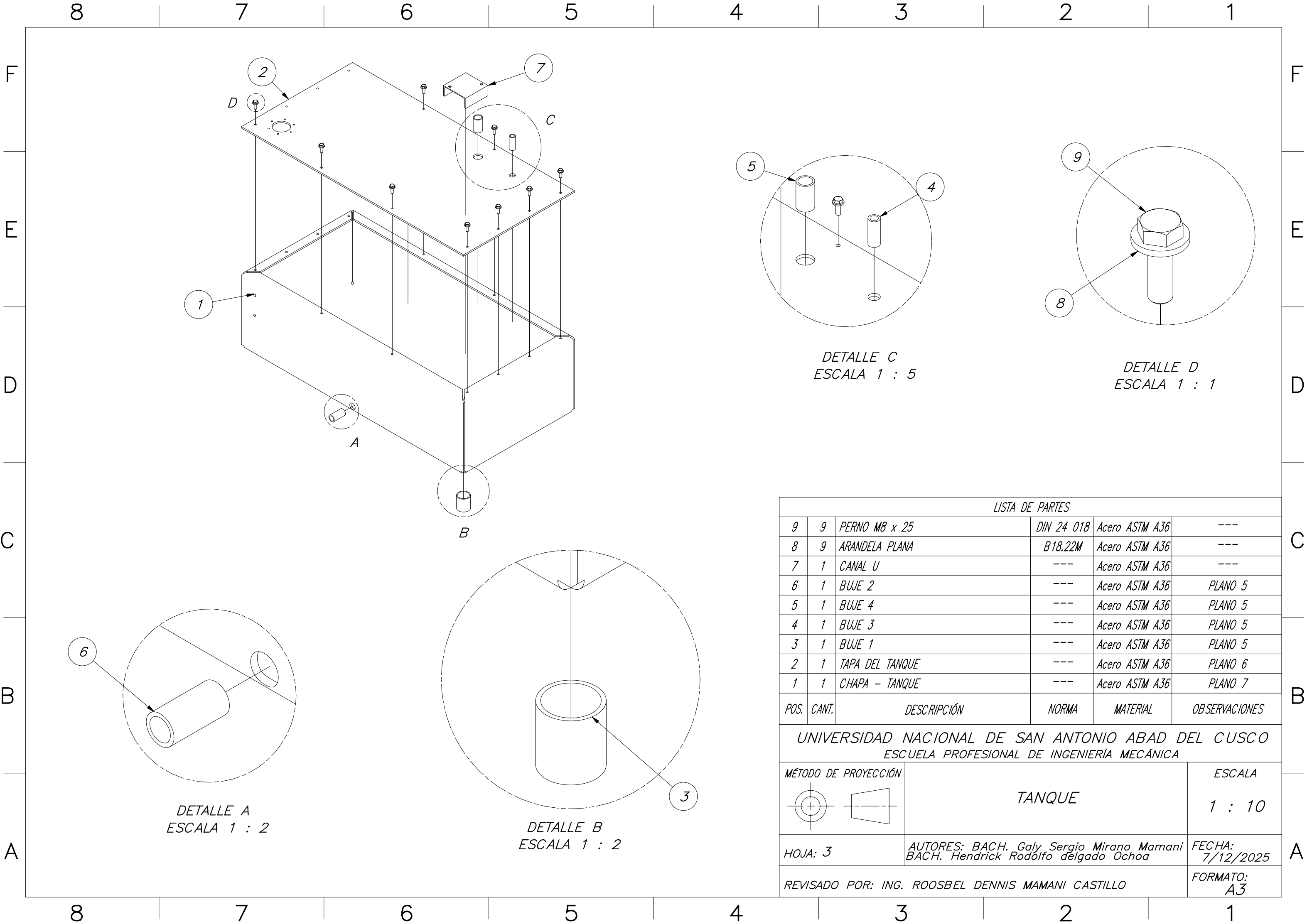


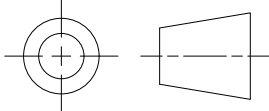
DETALLE C
ESCALA 1 : 2

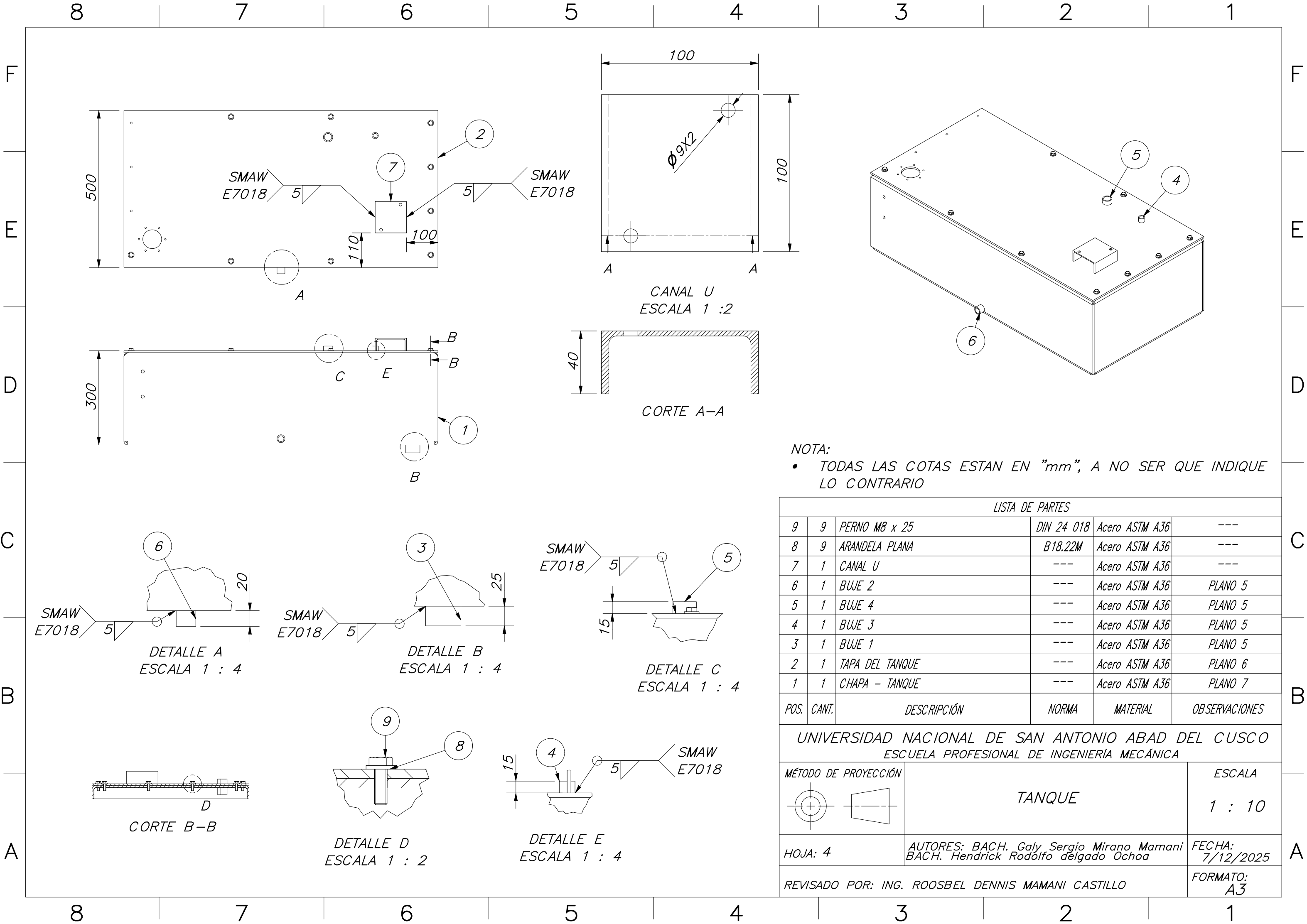


DETALLE D
ESCALA 1 : 2

LISTA DE PARTES								
43	1	NIPLE	Parker	INOX	DIÁMETRO 1/4 in			
42	2	NIPLE REDUCCION	Parker	INOX	1/2 in A 1/4 in			
41	1	MANGUERA HIDRAULICA 3	---	---	DIÁMETRO 1/4 in			
40	1	MANGUERA HIDRAULICA 2	---	---	DIÁMETRO 1/2 in			
39	1	MANGUERA HIDRAULICA 1	---	---	DIÁMETRO 3/4 in			
38	1	NIPLE	Parker	INOX	DIÁMETRO 3/4 in			
37	3	TEE	Parker	INOX	DIÁMETRO 1/2 in			
36	2	PERNO ALLEN M8 x 60	DIN 6912	Acero ASTM A36	---			
35	6	PERNO AS 1427 - M5 x 10	AS 1427	Acero ASTM A36	---			
34	3	PERNO M8 x 25	DIN 24 018	Acero ASTM A36	---			
33	5	ARANDELA PLANA	B18.22M	Acero ASTM A36	---			
32	6	TUERCA M14x2	B18.2.4.2M	Acero ASTM A36	---			
31	6	PERNO M14 x 45	DIN 24 018	Acero ASTM A36	---			
30	12	ARANDELA PLANA	B18.22M	Acero ASTM A36	---			
29	4	TUERCA M16x2	B18.2.4.2M	Acero ASTM A36	---			
28	4	PERNO M16 x 55	DIN 24 018	Acero ASTM A36	---			
27	8	ARANDELA PLANA	B18.22M	Acero ASTM A36	---			
26	2	AS 1110 - M8 x 45	AS 1110	Acero ASTM A36	---			
25	1	NIPLE	Parker	INOX	DIÁMETRO 3/4 in			
24	4	TUERCA M8x1.25	B18.2.4.2M	Acero ASTM A36	---			
23	10	NIPLE	Parker	INOX	DIÁMETRO 1/2 in			
22	4	CODO DE 90°	Parker	INOX	DIÁMETRO 1/2 in			
21	1	BOMBA DE PISTÓN	---	---	PV08-AAFSF-2080			
20	1	ACOPLE	---	---	---			
19	1	FILTRO	---	Materiales	---			
18	1	CODO DE 90°	Parker	INOX	DIÁMETRO 3/4 in			
17	3	MANÓMETRO	---	Materiales	---			
16	4	NIPLE	Parker	INOX	DIÁMETRO 1/4 in			
15	1	INDICADOR DEL NIVEL DE ACEITE	---	---	---			
14	1	TAPA Y/O INGRESO DEL ACEITE	---	---	---			
13	1	BRIDA DE CODO 45°	Parker	INOX	DIÁMETRO 1/4 in			
12	1	NIPLE DE REDUCCION	Parker	INOX	1/2 in A 1/4 in			
11	1	CODO DE BRIDA DE 90°	Parker	INOX	DIÁMETRO 1/2 in			
10	1	CODO DE 90°	Parker	INOX	DIÁMETRO 1/4 in			
9	1	TABLERO ELECTRICO	---	---	300X400 mm			
8	1	ESTRUCTURA TABLERO	---	Acero ASTM A36	PLANO 9			
7	1	CAMPANA	---	Acero ASTM A36	PLANO 12			
6	1	MOTOR YD132	---	---	YD 132SA DELCROSA			
5	1	VÁLVULA DIRECCIONAL P40-1	---	---	P40-01-0T			
4	1	PLANCHA DE SOPORTE DE MANÓMETROS	---	Acero ASTM A36	PLANO 11			
3	1	TANQUE	---	Acero ASTM A36	PLANO 3 Y 4			
2	2	SOPORTE MOTOR	---	Acero ASTM A36	PLANO 10			
1	1	ESTRUCTURA	---	Acero ASTM A36	PLANO 8			
POS.	CANT.	DESCRIPCION	NORMA	MATERIAL	OBSERVACIONES			
UNIVERSIDAD NACIONAL DE SAN ANTONIO ABAD DEL CUSCO								
ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERIA MECANICA								
MÉTODO DE PROYECCIÓN		ELEMENTOS DEL MODULO DE PRUEBA			ESCALA			
					1 : 10			
HOJA: 2					AUTORES: BACH. Galy Sergio Mirano Mamani BACH. Hendrick Rodolfo delgado Ochoa			
REVISADO POR: ING. ROOSBEL DENNIS MAMANI CASTILLO					FECHA: 7/12/2025			
					FORMATO: A1			

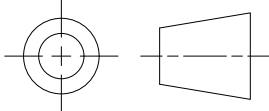


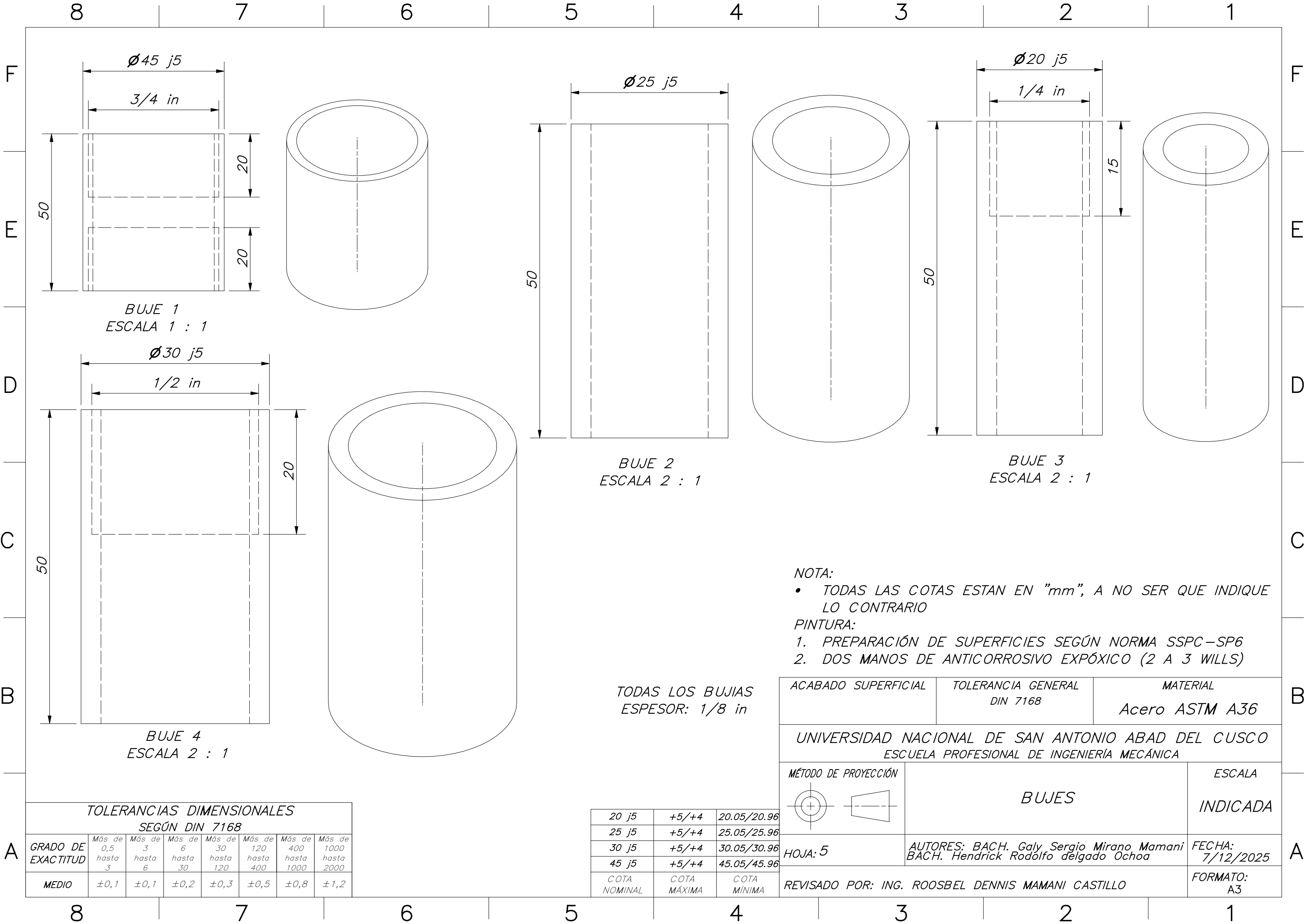
LISTA DE PARTES					
9	9	PERNO M8 x 25	DIN 24 018	Acero ASTM A36	---
8	9	ARANDELA PLANA	B18.22M	Acero ASTM A36	---
7	1	CANAL U	---	Acero ASTM A36	---
6	1	BUJE 2	---	Acero ASTM A36	PLANO 5
5	1	BUJE 4	---	Acero ASTM A36	PLANO 5
4	1	BUJE 3	---	Acero ASTM A36	PLANO 5
3	1	BUJE 1	---	Acero ASTM A36	PLANO 5
2	1	TAPA DEL TANQUE	---	Acero ASTM A36	PLANO 6
1	1	CHAPA - TANQUE	---	Acero ASTM A36	PLANO 7
POS.	CANT.	DESCRIPCIÓN	NORMA	MATERIAL	OBSERVACIONES
UNIVERSIDAD NACIONAL DE SAN ANTONIO ABAD DEL CUSCO					
ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA					
MÉTODO DE PROYECCIÓN		TANQUE			ESCALA
					1 : 10
HOJA: 3		AUTORES: BACH. Galy, Sergio Mirano Mamani BACH. Hendrick Rodolfo delgado Ochoa			FECHA: 7/12/2025
REVISADO POR: ING. ROOSBEL DENNIS MAMANI CASTILLO					FORMATO: A3



NOTA:

- TODAS LAS COTAS ESTAN EN "mm", A NO SER QUE INDIQUE LO CONTRARIO

LISTA DE PARTES					
9	9	PERNO M8 x 25	DIN 24 018	Acero ASTM A36	---
8	9	ARANDELA PLANA	B18.22M	Acero ASTM A36	---
7	1	CANAL U	---	Acero ASTM A36	---
6	1	BUJE 2	---	Acero ASTM A36	PLANO 5
5	1	BUJE 4	---	Acero ASTM A36	PLANO 5
4	1	BUJE 3	---	Acero ASTM A36	PLANO 5
3	1	BUJE 1	---	Acero ASTM A36	PLANO 5
2	1	TAPA DEL TANQUE	---	Acero ASTM A36	PLANO 6
1	1	CHAPA - TANQUE	---	Acero ASTM A36	PLANO 7
POS.	CANT.	DESCRIPCIÓN	NORMA	MATERIAL	OBSERVACIONES
UNIVERSIDAD NACIONAL DE SAN ANTONIO ABAD DEL CUSCO					
ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA					
MÉTODO DE PROYECCIÓN		TANQUE			ESCALA
					1 : 10
HOJA: 4		AUTORES: BACH. Galy Sergio Mirano Mamani BACH. Hendrick Rodolfo delgado Ochoa			FECHA: 7/12/2025
REVISADO POR: ING. ROOSBEL DENNIS MAMANI CASTILLO					FORMATO: A3



BUJE 1
ESCALA 1 : 1

BUJE 2
ESCALA 2 : 1

BUJE 3
ESCALA 2 : 1

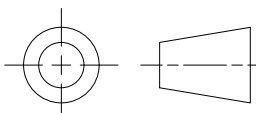
BUJE 4
ESCALA 2 : 1

NOTA:
• TODAS LAS COTAS ESTAN EN "mm", A NO SER QUE INDIQUE LO CONTRARIO
PINTURA:
1. PREPARACIÓN DE SUPERFICIES SEGÚN NORMA SSPC-SP6
2. DOS MANOS DE ANTICORROSIVO EXPÓXICO (2 A 3 WILLS)

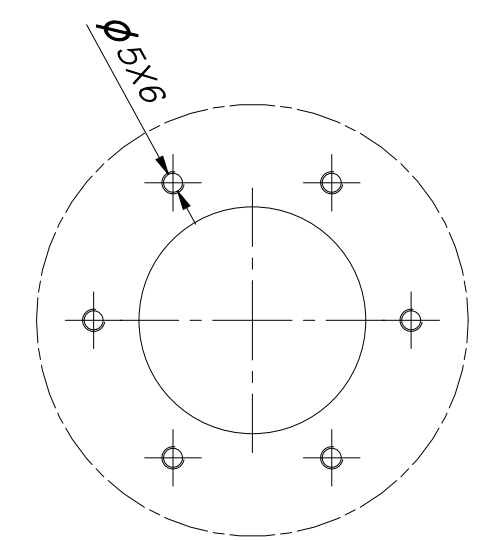
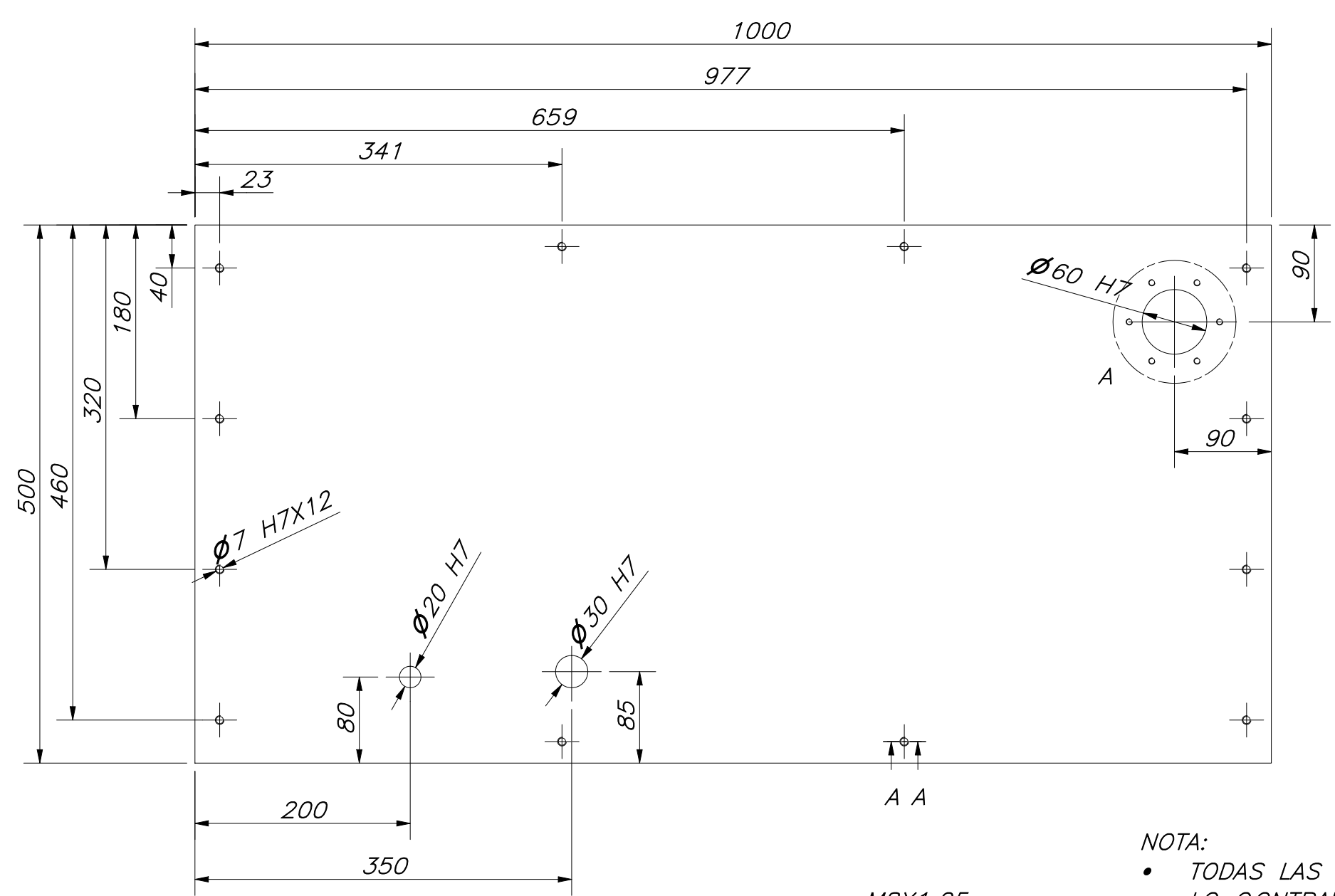
TODAS LOS BUJIAS
ESPESOR: 1/8 in

TOLERANCIAS DIMENSIONALES SEGÚN DIN 7168							
GRADO DE EXACTITUD	Más de 0,5 hasta 3	Más de 3 hasta 6	Más de 6 hasta 30	Más de 30 hasta 120	Más de 120 hasta 400	Más de 400 hasta 1000	Más de 1000 hasta 2000
MEDIO	±0,1	±0,1	±0,2	±0,3	±0,5	±0,8	±1,2

20 j5	+5/+4	20.05/20.96
25 j5	+5/+4	25.05/25.96
30 j5	+5/+4	30.05/30.96
45 j5	+5/+4	45.05/45.96
COTA NOMINAL	COTA MÁXIMA	COTA MÍNIMA

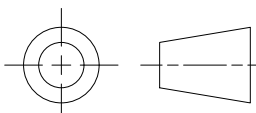
ACABADO SUPERFICIAL	TOLERANCIA GENERAL DIN 7168	MATERIAL Acero ASTM A36
UNIVERSIDAD NACIONAL DE SAN ANTONIO ABAD DEL CUSCO ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA		
MÉTODO DE PROYECCIÓN 	BUJES	ESCALA INDICADA
HOJA: 5	AUTORES: BACH. Galy Sergio Mirano Mamani BACH. Hendrick Rodolfo delgado Ochoa	FECHA: 7/12/2025
REVISADO POR: ING. ROOSBEL DENNIS MAMANI CASTILLO		FORMATO: A3

F
E
D
C
B
A



DETALLE A
ESCALA 1 : 2
ESPESOR: 6 mm

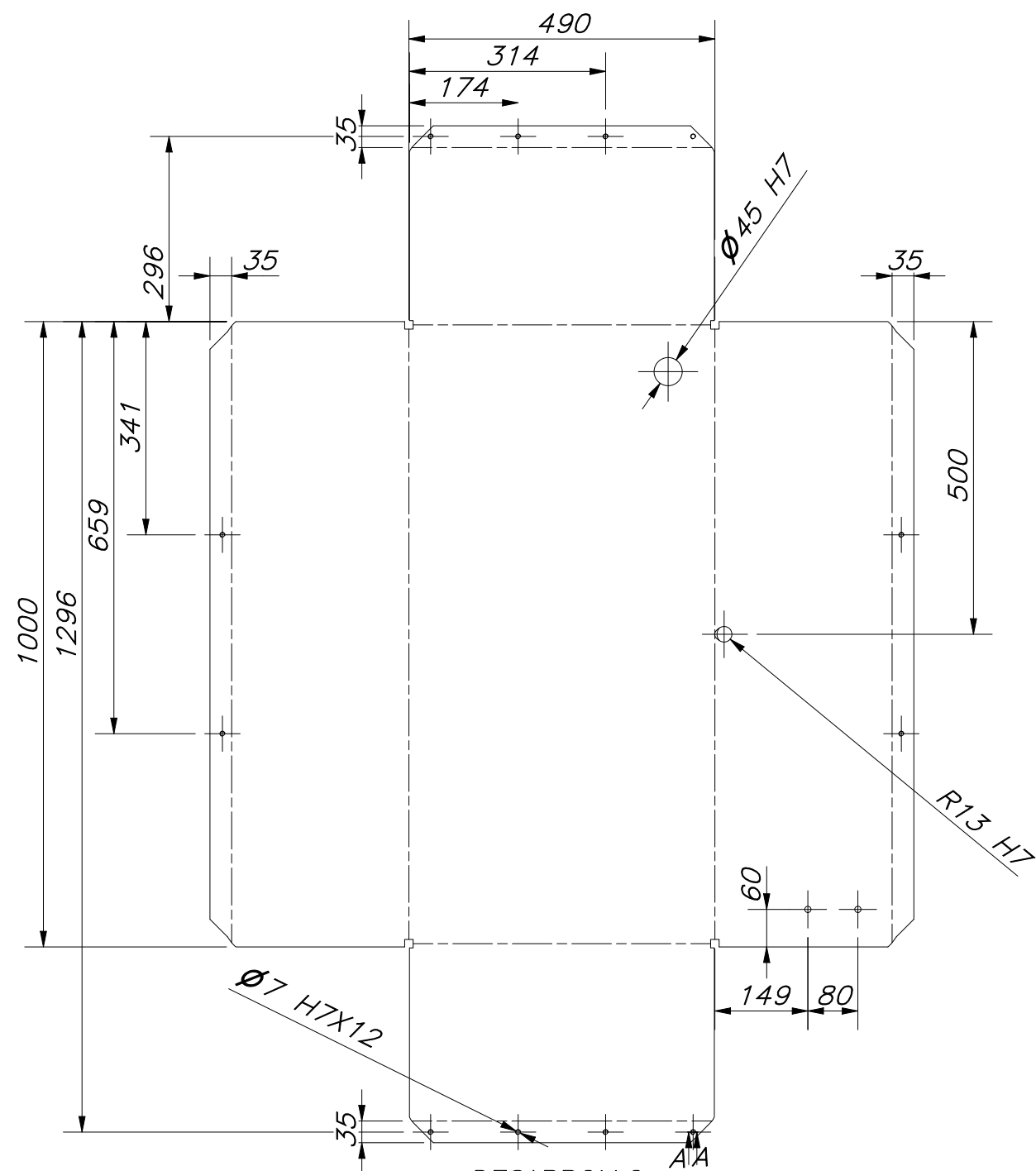
NOTA:
• TODAS LAS COTAS ESTAN EN "mm", A NO SER QUE INDIQUE LO CONTRARIO
PINTURA:
1. PREPARACIÓN DE SUPERFICIES SEGÚN NORMA SSPC-SP6
2. DOS MANOS DE ANTICORROSIVO EXPÓXICO (2 A 3 WILLS)

ACABADO SUPERFICIAL	TOLERANCIA GENERAL DIN 7168	MATERIAL Acero ASTM A36
UNIVERSIDAD NACIONAL DE SAN ANTONIO ABAD DEL CUSCO ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA		
MÉTODO DE PROYECCIÓN 	TAPA DEL TANQUE	ESCALA 1 : 5
HOJA: 6	AUTORES: BACH. Galy, Sergio Mirano Mamani BACH. Hendrick Rodólfo delgado Ochoa	FECHA: 7/12/2025
REVISADO POR: ING. ROOSBEL DENNIS MAMANI CASTILLO		FORMATO: A3

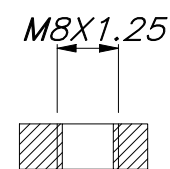
TOLERANCIAS DIMENSIONALES SEGÚN DIN 7168							
GRADO DE EXACTITUD	Más de 0,5 hasta 3	Más de 3 hasta 6	Más de 6 hasta 30	Más de 30 hasta 120	Más de 120 hasta 400	Más de 400 hasta 1000	Más de 1000 hasta 2000
MEDIO	±0,1	±0,1	±0,2	±0,3	±0,5	±0,8	±1,2

7 H7	+15/0	7.015/7
20 H7	+21/0	20.021/20
30 H7	+21/0	30.021/30
60 H7	+21/0	60.021/60
COTA NOMINAL	COTA MÁXIMA	COTA MÍNIMA

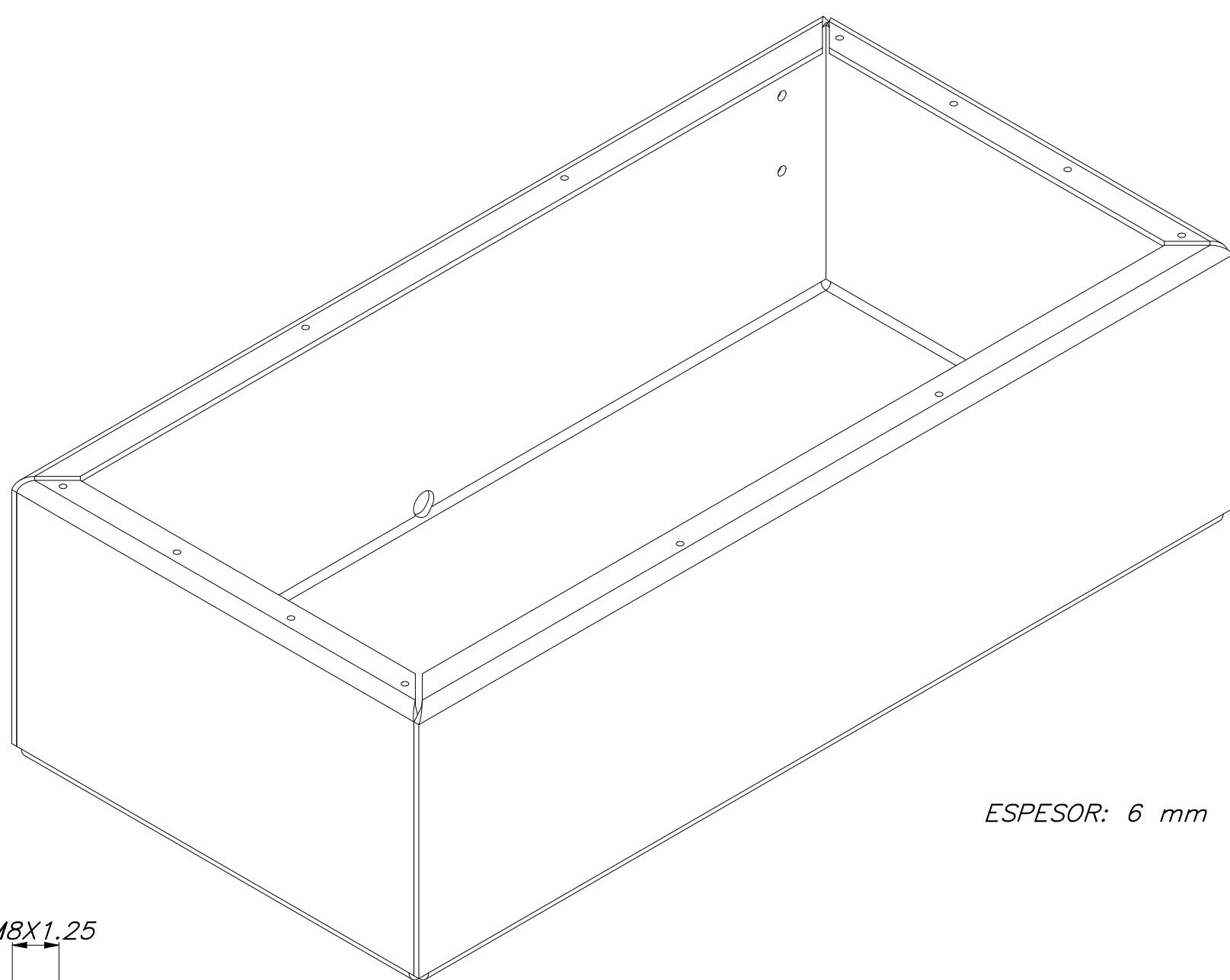
8 7 6 5 4 3 2 1



DESARROLLO
ESCALA 1 : 10



CORTE A-A
ESCALA 1 : 1



ESPESOR: 6 mm

NOTA:

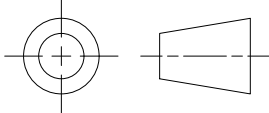
- LA UNIÓN DEL TANQUE SE DA MEDIANTE SOLDADURA (USAR E7018)
- TODAS LAS COTAS ESTAN EN "mm", A NO SER QUE INDIQUE LO CONTRARIO
- TODOS LOS DOBLECES HACIA ARRIBA A 90°

PINTURA:

1. PREPARACIÓN DE SUPERFICIES SEGÚN NORMA SSPC-SP6
2. DOS MANOS DE ANTICORROSIVO EXPÓXICO (2 A 3 WILLS)

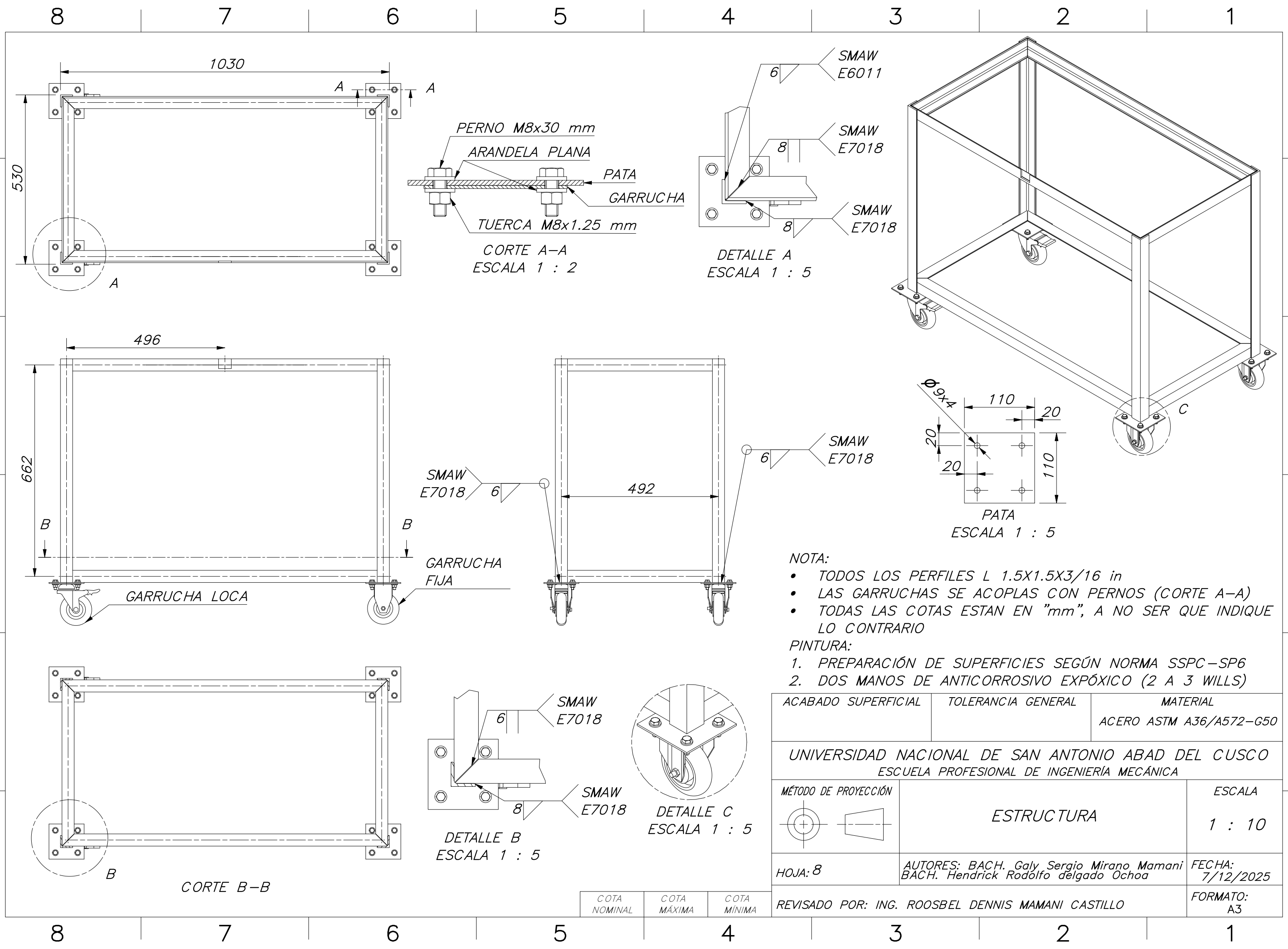
TOLERANCIAS DIMENSIONALES SEGÚN DIN 7168							
GRADO DE EXACTITUD	Más de 0,5 hasta 3	Más de 3 hasta 6	Más de 6 hasta 30	Más de 30 hasta 120	Más de 120 hasta 400	Más de 400 hasta 1000	Más de 1000 hasta 2000
MEDIO	$\pm 0,1$	$\pm 0,1$	$\pm 0,2$	$\pm 0,3$	$\pm 0,5$	$\pm 0,8$	$\pm 1,2$

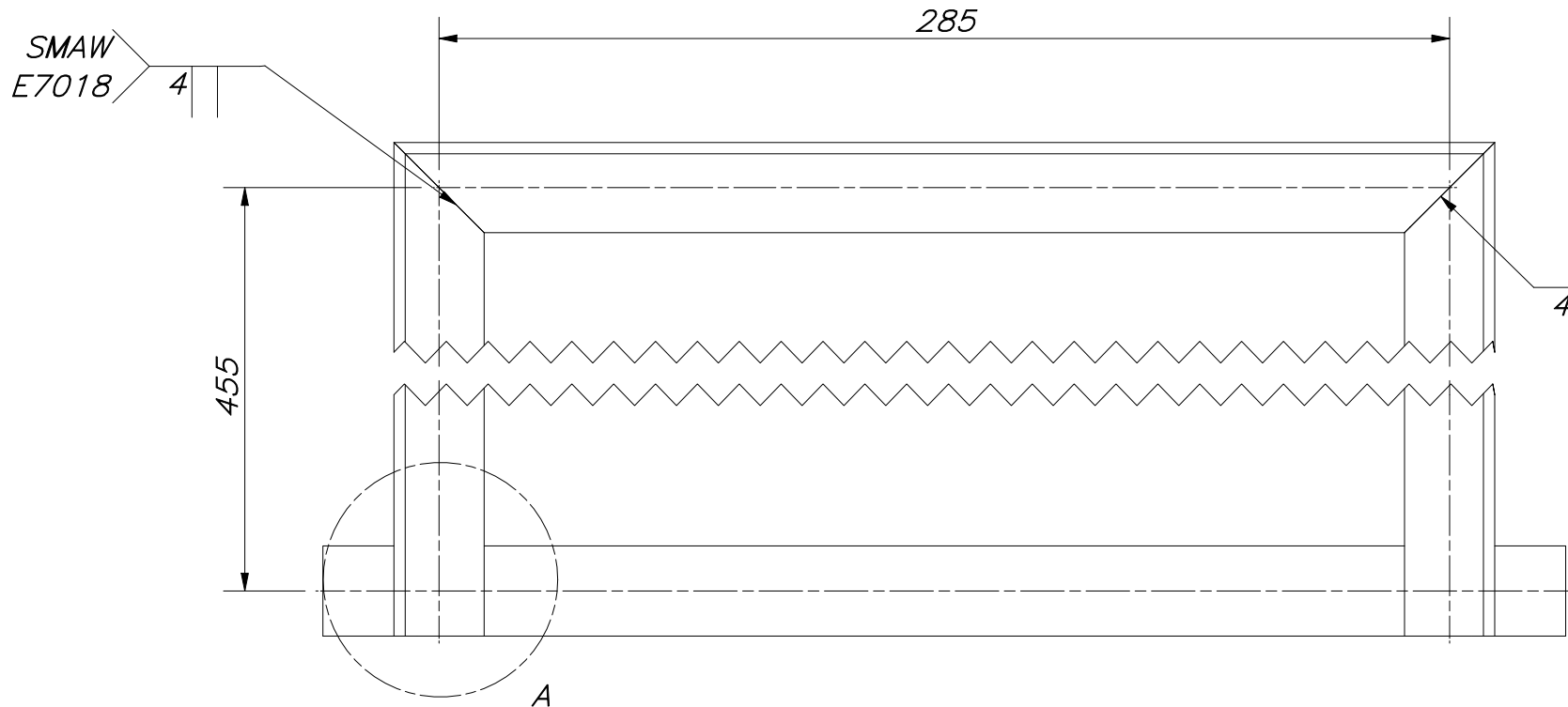
7 H7	+15/0	7.015/7
13 H7	+18/0	13.018/18
45 H7	+25/0	45.025/45
COTA NOMINAL	COTA MAXIMA	COTA MINIMA

ACABADO SUPERFICIAL	TOLERANCIA GENERAL DIN 7168	MATERIAL <i>Acero ASTM A36</i>
UNIVERSIDAD NACIONAL DE SAN ANTONIO ABAD DEL CUSCO ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA		
MÉTODO DE PROYECCIÓN 	CHAPA – TANQUE	ESCALA 1 : 5
HOJA: 7	AUTORES: BACH. Galy Sergio Mirano Mamani BACH. Hendrick Rodólfo delgado Ochoa	FECHA: 7/12/2025
REVISADO POR: ING. ROOSBEL DENNIS MAMANI CASTILLO		FORMATO: A3

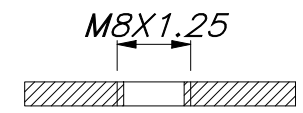
B

A

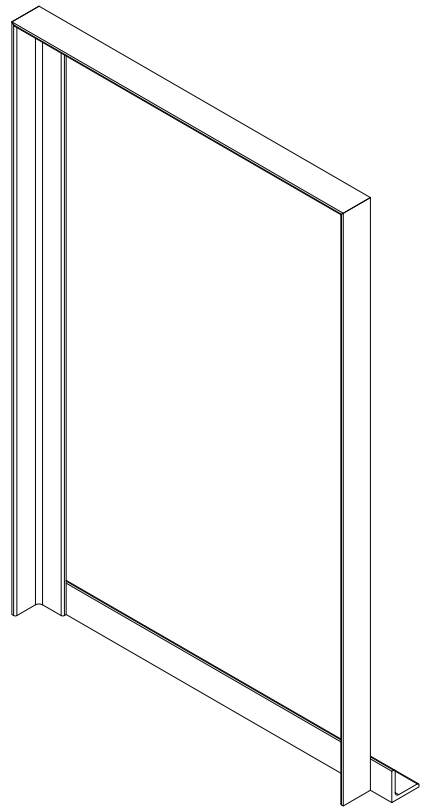




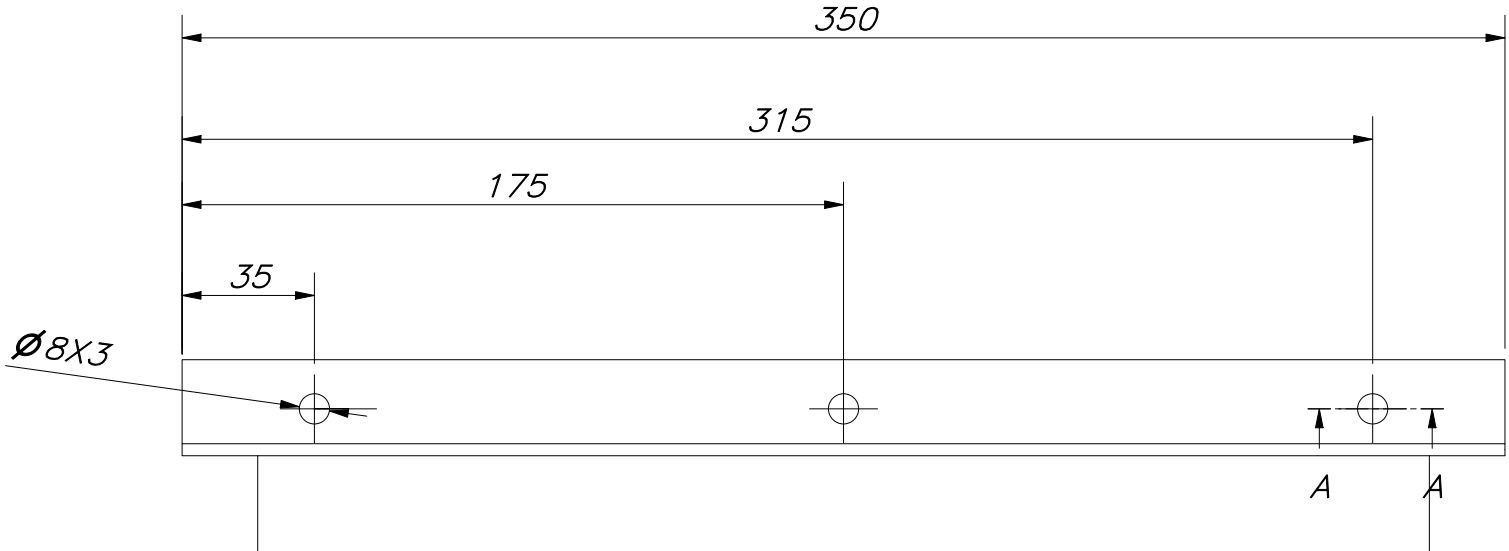
VISTA FRONTAL
ESCALA 1 : 2



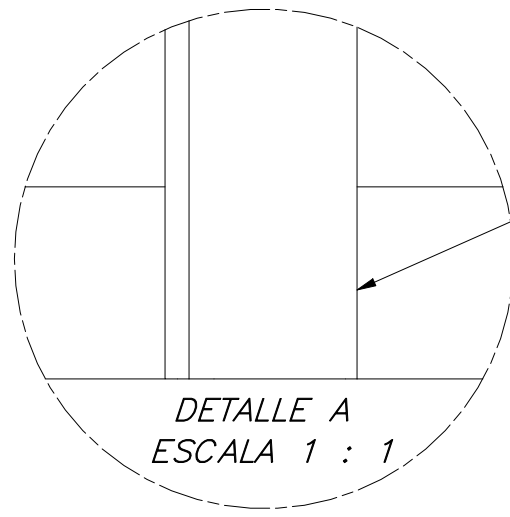
CORTE A-A
ESCALA 1 : 1



ESTRUCTURA
ESCALA 1 : 5



VISTA SUPERIOR
ESCALA 1 : 2



DETALLE A
ESCALA 1 : 1

NOTA:

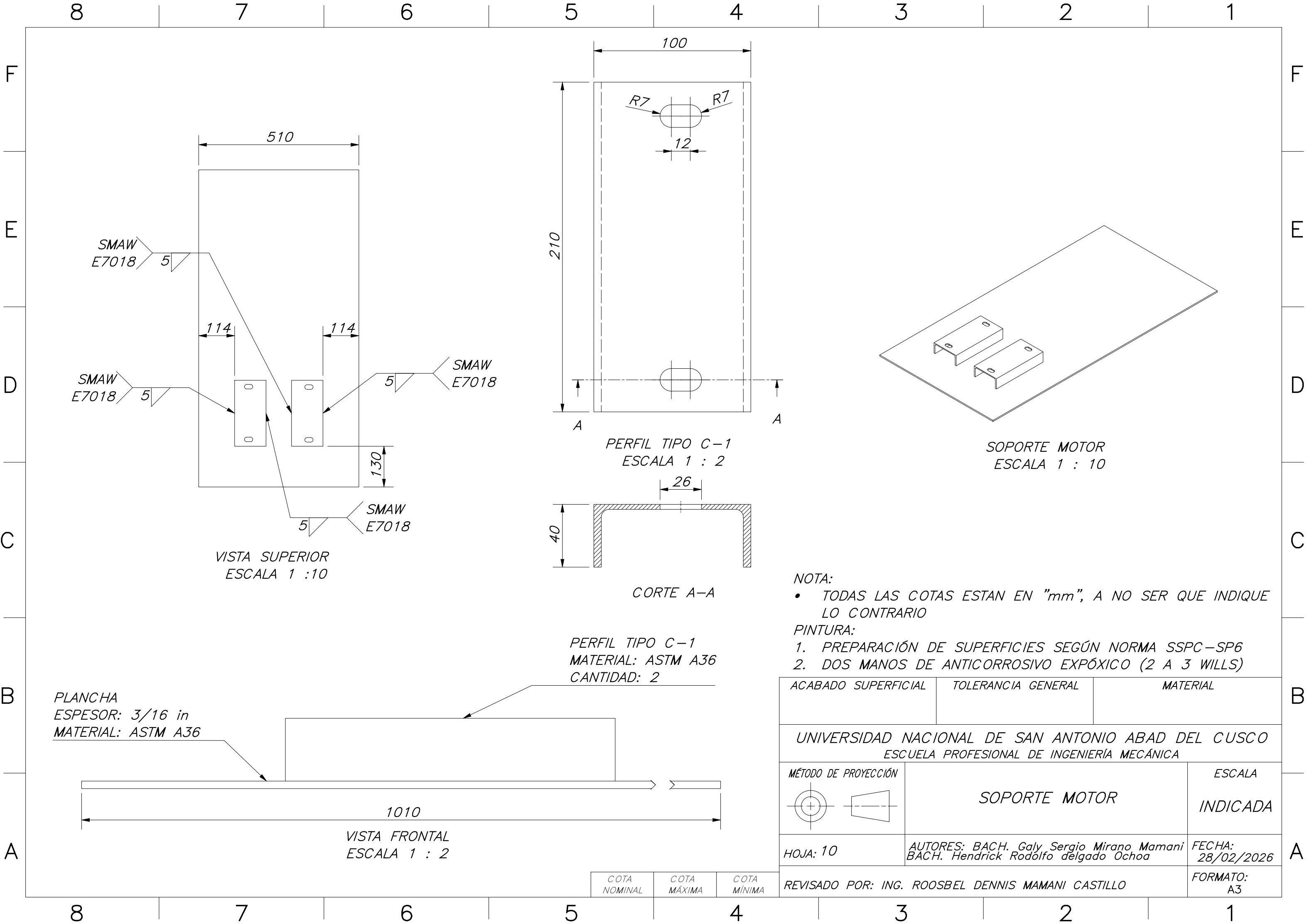
- TODOS LOS PERFILES L 1X1X1/8 in
- EL TABLERO ELÉCTRICO SE APOYA MEDIANTE TORNILLOS
- TODAS LAS COTAS ESTAN EN "mm", A NO SER QUE INDIQUE LO CONTRARIO

PINTURA:

- PREPARACIÓN DE SUPERFICIES SEGÚN NORMA SSPC-SP6
- DOS MANOS DE ANTICORROSIVO EXPÓXICO (2 A 3 WILLS)

ACABADO SUPERFICIAL	TOLERANCIA GENERAL	MATERIAL ACERO ASTM A36
UNIVERSIDAD NACIONAL DE SAN ANTONIO ABAD DEL CUSCO ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA		
MÉTODO DE PROYECCIÓN 	ESTRUCTURA TABLERO	ESCALA INDICADA
HOJA: 9	AUTORES: BACH. Galy, Sergio Mirano Mamani BACH. Hendrick Rodolfo delgado Ochoa	FECHA: 7/12/2025
REVISADO POR: ING. ROOSBEL DENNIS MAMANI CASTILLO		FORMATO: A3

COTA NOMINAL	COTA MÁXIMA	COTA MÍNIMA
-----------------	----------------	----------------



VISTA SUPERIOR
ESCALA 1 : 10

PERFIL TIPO C-1
ESCALA 1 : 2

SOPORTE MOTOR
ESCALA 1 : 10

CORTE A-A

PERFIL TIPO C-1
MATERIAL: ASTM A36
CANTIDAD: 2

VISTA FRONTAL
ESCALA 1 : 2

- NOTA:
- TODAS LAS COTAS ESTAN EN "mm", A NO SER QUE INDIQUE LO CONTRARIO
- PINTURA:
- PREPARACIÓN DE SUPERFICIES SEGÚN NORMA SSPC-SP6
 - DOS MANOS DE ANTICORROSIVO EXPÓXICO (2 A 3 WILLS)

ACABADO SUPERFICIAL	TOLERANCIA GENERAL	MATERIAL
UNIVERSIDAD NACIONAL DE SAN ANTONIO ABAD DEL CUSCO ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA		
MÉTODO DE PROYECCIÓN 	SOPORTE MOTOR	ESCALA INDICADA
HOJA: 10	AUTORES: BACH. Galy, Sergio Mirano Mamani BACH. Hendrick Rodolfo delgado Ochoa	FECHA: 28/02/2026
REVISADO POR: ING. ROOSBEL DENNIS MAMANI CASTILLO		FORMATO: A3

B

A

D

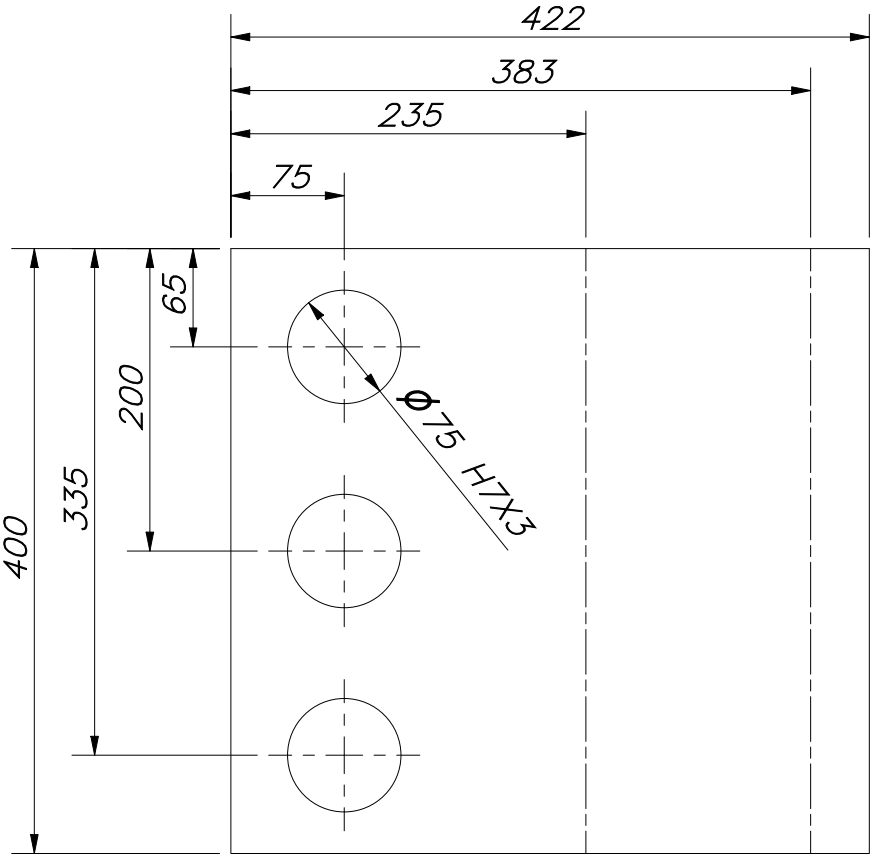
E

F

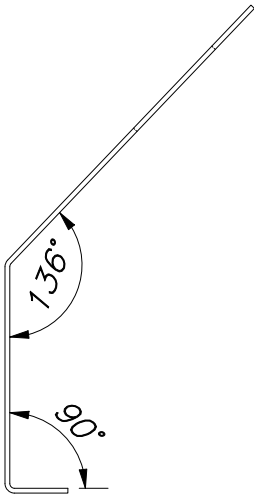
TOLERANCIAS DIMENSIONALES SEGÚN DIN 7168							
GRADO DE EXACTITUD	Más de 0,5 hasta 3	Más de 3 hasta 6	Más de 6 hasta 30	Más de 30 hasta 120	Más de 120 hasta 400	Más de 400 hasta 1000	Más de 1000 hasta 2000
MEDIO	±0,1	±0,1	±0,2	±0,3	±0,5	±0,8	±1,2

ESPESOR: 1/8 in

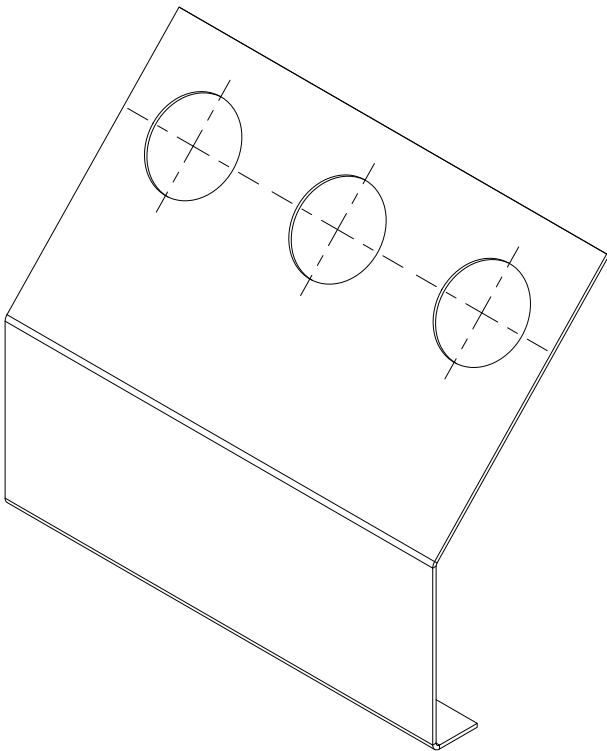
DESARROLLO



VISTA LATERAL



SOPORTE DE MANÓMETROS



NOTA:

- TODAS LAS COTAS ESTAN EN "mm", A NO SER QUE INDIQUE LO CONTRARIO

PINTURA:

- PREPARACIÓN DE SUPERFICIES SEGÚN NORMA SSPC-SP6
- DOS MANOS DE ANTICORROSIVO EXPÓXICO (2 A 3 WILLS)

ACABADO SUPERFICIAL	TOLERANCIA GENERAL DIN 7168	MATERIAL Acero ASTM A36
UNIVERSIDAD NACIONAL DE SAN ANTONIO ABAD DEL CUSCO ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA		
MÉTODO DE PROYECCIÓN 	PLANCHA DE SOPORTE DE MANÓMETROS	ESCALA 1 : 5
HOJA: 11	AUTORES: BACH. Galy, Sergio Mirano Mamani BACH. Hendrick Rodolfo delgado Ochoa	FECHA: 7/12/2025
REVISADO POR: ING. ROOSBEL DENNIS MAMANI CASTILLO		FORMATO: A3

75 H7	+30/0	75.030/75
COTA NOMINAL	COTA MÁXIMA	COTA MÍNIMA

