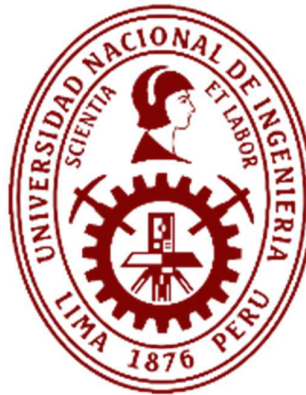


UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERÍA
FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA



TESIS

**Diseño de un Banco de Pruebas Hidrostáticas basado en la norma
ASME BPVC, para validar la presión de diseño de 500 psi en la minera
Quellaveco**

Para Obtener el Título Profesional de Ingeniero Mecánico Electricista

Elaborado por:

Juan Gabriel Armando Condor Aranda

[0009-0007-4691-6531](tel:0009-0007-4691-6531)

Asesor:

MSc. Walter Herbert Galarza Soto

[0000-0003-3014-9634](tel:0000-0003-3014-9634)

Lima – Perú

2025

Citar/How to cite	(Condor, 2025)
Referencia/Reference	Condor, J. (2025). <i>Diseño de un Banco de Pruebas Hidrostáticas basado en la norma ASME BPVC, para validar la presión de diseño de 500 psi en la minera Quellaveco</i> . [Tesis, Universidad Nacional de Ingeniería]. Repositorio institucional Cybertesis UNI.
Estilo/Style: APA (7ma ed.)	

Dedicatoria

La presente tesis la dedico con todo mi cariño y gratitud.

A mi padre Juan y a mi madre Celia, quienes con esfuerzo, sacrificio y amor incondicional me brindaron el privilegio de formarme en esta prestigiosa institución.

A mis hermanos, Liliam y Ricardo, por su compañía y apoyo, que siempre ha estado presente.

Y a Dios, por darme la fortaleza necesaria en cada paso de este camino.

Juan Condor A.

Agradecimientos

En primer lugar, agradezco a Dios, por brindarme la fortaleza, sabiduría y perseverancia necesarias para culminar esta etapa tan importante en mi formación profesional.

Agradezco a la Universidad Nacional de Ingeniería, por brindarme una educación de calidad, y a los docentes que, con dedicación y compromiso, contribuyeron significativamente a mi desarrollo académico.

A mi familia, por su apoyo incondicional, por ser siempre mi principal fuente de motivación y por acompañarme en cada paso del camino, incluso en los momentos más difíciles.

A todos aquellos profesionales e ingenieros con quienes compartí experiencias en el ámbito laboral, gracias por sus enseñanzas, ejemplos y consejos, que fortalecieron mi formación y reafirmaron mi vocación.

A mis amigos y compañeros de estudio, por su colaboración, ideas, y el respaldo brindado durante el desarrollo de este trabajo de investigación.

Resumen

La presente tesis tiene como objetivo diseñar un banco de pruebas hidrostáticas con una presión de diseño de 500 psi, conforme a la norma ASME BPVC Sección VIII, División 1. El propósito es garantizar la seguridad y confiabilidad en la evaluación de líneas de tuberías de gran diámetro, como las utilizadas en operaciones mineras, reduciendo riesgos para trabajadores, medio ambiente y equipos.

La investigación es de tipo aplicada, con enfoque cuantitativo, nivel descriptivo y diseño experimental. La hipótesis plantea que un diseño basado en la normativa ASME asegura la resistencia mecánica y la operación segura del banco. Se determinaron teóricamente los espesores mínimos de la carcasa, boquillas y refuerzos, empleando materiales como SA-106 Grado B, API 5L-X60 PSL2 y SA-537 Clase 2, mejorando la geometría según criterios de eficiencia estructural.

El diseño fue modelado en SolidWorks y validado mediante análisis por elementos finitos (FEA). Incluso bajo una sobrepresión de 600 psi, los esfuerzos no superaron los límites de fluencia de los materiales, confirmando su integridad estructural. Asimismo, se seleccionaron componentes principales como la bomba de pistón, motor, variador de frecuencia, sensores y registrador de datos, considerando condiciones de presión, temperatura y altitud.

Finalmente, se desarrolló un esquema de diseño y montaje que puede servir como referencia para futuros proyectos similares. Los resultados validan la viabilidad técnica del banco de pruebas, cumpliendo con los requisitos de la norma y garantizando su desempeño seguro en condiciones reales de operación.

Palabras Clave: Banco de Pruebas Hidrostáticas, ASME, BPVC.

Abstract

This thesis aims to design a hydrostatic test bench with a design pressure of 500 psi, in compliance with the ASME BPVC Section VIII, Division 1 standard. The purpose is to ensure safety and reliability in the evaluation of large-diameter pipeline systems, such as those used in mining operations, reducing risks to workers, the environment, and equipment.

The research is applied in nature, with a quantitative approach, descriptive level, and experimental design. The hypothesis states that a design based on ASME standards ensures the mechanical strength and safe operation of the test bench. Theoretical calculations were carried out to determine the minimum thicknesses of the shell, nozzles, and reinforcements, using materials such as SA-106 Grade B, API 5L-X60 PSL2, and SA-537 Class 2, optimizing the geometry according to structural efficiency criteria.

The design was modeled in SolidWorks and validated through finite element analysis (FEA). Even under an overpressure of 600 psi, the stresses did not exceed the yield limits of the materials, thus confirming the structural integrity. Additionally, the main components such as the piston pump, motor, variable frequency drive, sensors, and data recorder, were selected considering pressure, temperature, and altitude conditions.

Finally, a design and assembly scheme was developed, which can serve as a reference for future similar projects. The results confirm the technical feasibility of the test bench, meeting standard requirements and ensuring safe performance under real operating conditions.

Keywords: Hydrostatic Test Bench, ASME, BPVC.

Tabla de Contenido

Resumen	v
Abstract	vi
Lista de Símbolos	xvii
Introducción	xx
Capítulo I. Generalidades	1
1.1 Antecedentes de Investigación	1
1.1.1 Tesis y Trabajos de Grado.....	1
1.1.2 Artículos Científicos	4
1.2 Identificación y Descripción del Problema de Estudio	6
1.3 Formulación del Problema	7
1.3.1 Problema General.....	9
1.3.2 Problemas Específicos.....	9
1.4 Justificación e Importancia.....	9
1.4.1 Justificación	9
1.4.2 Importancia	10
1.5 Objetivos	10
1.5.1 Objetivo General	10
1.5.2 Objetivos Específicos.....	11
1.6 Hipótesis.....	11
1.6.1 Hipótesis General	11
1.6.2 Hipótesis Específicas	11
1.7 Variables, Dimensiones e Indicadores	12
1.7.1 Variables	12
1.7.2 Dimensiones	13

1.7.3	Indicadores	13
1.7.4	Operacionalización de Variables	15
1.8	Metodología de la Investigación.....	16
1.8.1	Unidad de análisis.....	16
1.8.2	Tipo, Enfoque y Nivel de la Investigación	16
1.8.3	Diseño de la Investigación	17
1.8.4	Fuentes de Información	18
1.8.5	Técnicas e Instrumentos de Recolección de Datos.....	18
1.8.6	Análisis y Procesamiento de Datos	19
Capítulo II.	Marco Teórico, Marco Conceptual, Marco Normativo, Metodología Desarrollada y Descripción de Equipos.....	20
2.1	Bases Teóricas	20
2.1.1	Presión.....	20
2.1.2	Esfuerzos.....	21
2.1.3	Propiedades Mecánicas de los Materiales	26
2.1.4	Energía de Deformación	28
2.1.5	Relación de Poisson	30
2.2	Marco Conceptual.....	31
2.3	Marco Normativo	32
2.3.1	Diseño del Banco de Pruebas Bajo la Norma ASME BPVC VIII División 1	32
	Máxima presión de trabajo admisible (MAWP).....	33
2.3.2	Selección de Materiales	50
2.3.3	Selección del Espesor de Corrosión de la Organización Internacional de Estandarización (International Organization for Standardization - ISO)	52

2.3.4	Criterio de Detección para el Análisis de Fatiga Basado en la Norma ASME BPVC VIII División 2.....	53
2.3.5	Integrally reinforced forged branch outlet fittings: socket welding, threaded, and buttwelding ends (MSS SP-97, 2019)	54
2.4	Metodología Desarrollada para el Diseño del Banco de Pruebas	55
2.4.1	Recipiente Cilíndrico – Espesor Mínimo Requerido	55
2.4.2	Máxima Presión Externa Admisible	57
2.4.3	Área de Refuerzo.....	58
2.4.4	Brida Ciega - Espesor Mínimo Requerido	60
2.5	Descripción de equipos.....	62
2.5.1	Sistema de bombeo	62
2.5.2	Sistema eléctrico y de control	69
2.5.3	Sistema de monitoreo	73
2.5.4	Accesorios de tuberías.....	78
Capítulo III.	Desarrollo del Trabajo de Investigación.	87
3.1	Especificaciones de Diseño	87
3.1.1	Análisis y Comparación de Alternativas de Diseño.....	87
3.1.2	Matriz de Decisión para la Selección de Componentes.....	93
3.2	Cálculos para Determinar los Espesores del Banco de Pruebas Hidrostáticas.	98
3.2.1	Especificaciones de Diseño	98
3.2.2	Determinar el Espesor de Componentes Cilíndricos	99
3.2.3	Cabezal Elíptico	113
3.2.4	Brida Ciega Fijada con Pernos (Blind).....	116
3.3	Selección de Equipos y Componentes.....	123
3.3.1	Bomba de Presión	123

3.3.2	Motor	125
3.3.3	Variador de Frecuencia	127
3.3.4	Equipos de Monitoreo	128
Capítulo IV.	Resultados, Contrastación de Hipótesis y Discusión de Resultados.....	130
4.1	Resultados.....	130
4.1.1	Análisis Estático	130
4.1.2	Geometría.....	133
4.1.3	Análisis Estático Lineal	134
4.2	Contrastación de Hipótesis	154
4.2.1	Validación Estructural del Diseño Mediante Simulación por Elementos Finitos	154
4.3	Discusión de Resultados	155
Conclusiones		157
Recomendaciones		159
Referencias		160
Anexos		165

Lista de Tablas

Tabla 1:	Operacionalización de variables.	15
Tabla 2:	Electrodos para la unión entre metales.....	48
Tabla 3:	Factor de derrateo.	67
Tabla 4:	Matriz de decisión.....	96
Tabla 5:	Puntuación de diseños.	97
Tabla 6:	Datos de diseño.....	98
Tabla 7:	Propiedades mecánicas de los materiales (Parte 1).	98
Tabla 8:	Propiedades mecánicas de los materiales (Parte 2).	99
Tabla 9:	Especificaciones geométricas de los componentes cilíndricos y tapa elíptica.	99
Tabla 10:	Espesor mínimo requerido de los componentes cilíndricos.....	101
Tabla 11:	Especificaciones geométricas de boquillas y carcasa (Parte 1).	101
Tabla 12:	Especificaciones geométricas de boquillas y carcasa (Parte 2).	102
Tabla 13:	Esfuerzos de pared gruesa a la presión de prueba en condiciones corroídas (Parte 1).	104
Tabla 14:	Esfuerzos de pared gruesa a la presión de prueba en condiciones corroídas (Parte 2).	105
Tabla 15:	Máxima presión externa de trabajo admisible para las boquillas y carcasa.	107
Tabla 16:	Mínima temperatura de diseño del metal para las boquillas y carcasa.....	108
Tabla 17:	Datos para el cálculo del área requerida de refuerzo.....	109
Tabla 18:	Datos para el cálculo del área de refuerzo disponible en la boquilla.	110
Tabla 19:	Datos para el cálculo del límite de refuerzo.	111
Tabla 20:	Datos para el cálculo del área del elemento de refuerzo.	111
Tabla 21:	Área disponible de refuerzo total.	112

Tabla 22:	Espesor requerido para la rosca NPT.	112
Tabla 23:	Datos de las condiciones de diseño y características del cabezal.	113
Tabla 24:	Datos técnicos de la brida ciega.	116
Tabla 25:	Datos del empaque.....	117
Tabla 26:	Especificaciones técnicas de la brida welding neck de NPS 4.	120
Tabla 27:	Resumen de los cálculos efectuados en la brida ciega de NPS 4.....	120
Tabla 28:	Datos técnicos de accesorios y componentes para la instalación de la bomba (Parte 1).	124
Tabla 29:	Datos técnicos de accesorios y componentes para la instalación de la bomba (Parte 2).	125
Tabla 30:	Datos técnicos del motor (Parte 1).....	126
Tabla 31:	Datos técnicos del motor (Parte 2).....	127
Tabla 32:	Datos técnicos de los elementos de protección eléctrica.	128
Tabla 33:	Datos técnicos de los elementos de monitoreo (Parte 1).	128
Tabla 34:	Datos técnicos de los elementos de monitoreo (Parte 2).	129
Tabla 35:	Esfuerzos y deformaciones en la zona de la boquilla de descarga (Parte 1).	138
Tabla 36:	Esfuerzos y deformaciones en la zona de la boquilla de descarga (Parte 2).	139
Tabla 37:	Comparación porcentual entre los esfuerzos de Von Mises y el esfuerzo mínimo de fluencia de los materiales evaluados en la boquilla de descarga.....	139
Tabla 38:	Esfuerzos y deformaciones en la zona de la boquilla de alimentación.	142
Tabla 39:	Comparación porcentual entre los esfuerzos de Von Mises y el esfuerzo mínimo de fluencia de los materiales evaluados en la boquilla de descarga.....	142

Tabla 40:	Esfuerzos y deformaciones en la zona de la boquilla de seguridad	145
Tabla 41:	Comparación porcentual entre los esfuerzos de Von Mises y el esfuerzo mínimo de fluencia de los materiales evaluados en la boquilla de seguridad.....	145
Tabla 42:	Esfuerzos y deformaciones en la zona de la boquilla de presión.	148
Tabla 43:	Comparación porcentual entre los esfuerzos de Von Mises y el esfuerzo mínimo de fluencia de los materiales evaluados en la boquilla de presión..	149
Tabla 44:	Esfuerzos y deformaciones en la zona de la boquilla de Temperatura.	150
Tabla 45:	Comparación porcentual entre los esfuerzos de Von Mises y el esfuerzo mínimo de fluencia de los materiales evaluados en la boquilla de temperatura.	151
Tabla 46:	Esfuerzos y deformaciones en la zona de la boquilla de Temperatura.	153
Tabla 47:	Comparación porcentual entre los esfuerzos de Von Mises y el esfuerzo mínimo de fluencia de los materiales evaluados en la boquilla de temperatura.	153
Tabla 48:	Resumen de la comparación porcentual entre los esfuerzos de Von Mises y el esfuerzo mínimo de fluencia de los materiales evaluados.	154

Lista de Figuras

Figura 1: Comparación entre las presiones absoluta y manométrica.	21
Figura 2: Esfuerzo circunferencial en recipiente cilíndrico de pared delgada.	22
Figura 3: Esfuerzo longitudinal en recipiente cilíndrico de pared delgada.	23
Figura 4: Esfuerzos radial y circunferencial en recipiente cilíndrico de pared gruesa.	24
Figura 5: Diagrama esfuerzo-deformación.	26
Figura 6: Módulo de resiliencia	29
Figura 7: Módulo de tenacidad.	30
Figura 8: Deformación lateral y longitudinal de una probeta.	31
Figura 9: Sistema de bombeo.	62
Figura 10: Componentes de una bomba de émbolo.	64
Figura 11: Acople de campana.	65
Figura 12: Acople flexible.	66
Figura 13: Manguera hidráulica.	67
Figura 14: Motor de inducción trifásico.	68
Figura 15: Variador de Frecuencia.	70
Figura 16: Reactor de línea.	71
Figura 17: Registrador de datos PR30.	74
Figura 18: Sensor de presión.	75
Figura 19: Sensor de temperatura.	76
Figura 20: Manómetro.	77
Figura 21: Balanza de peso muerto.	78
Figura 22: Brida welding neck.	79
Figura 23: Válvula de bola.	80
Figura 24: Válvula check.	82

Figura 49: Boquilla de Temperatura conexión de unión directa.	150
Figura 50: Esfuerzos resultantes en el exterior de la carcasa.	151
Figura 51: Esfuerzos resultantes en plancha de refuerzo.	152
Figura 52: Esfuerzos resultantes en silleta.....	152

Lista de Símbolos

P	Presión de diseño.
P_{MAWP}	Máxima Presión de trabajo admisible.
P_{PH}	Presión de prueba hidrostática.
P_a	Máxima presión externa admisible.
T	Temperatura de diseño.
T_{PH}	Temperatura de prueba hidrostática.
T_{MTDM}	Mínima temperatura de diseño del metal.
S, S_n , S_v , S_p	Esfuerzo admisible.
y	Mínimo esfuerzo de fluencia.
y_e	Tensión mínima del asiento.
E	Eficiencia de soldadura.
n%, E_L	Eficiencia de ligamento.
n	Número de roscas por pulgada.
R	Radio interior.
R_o	Radio exterior.
R_{LR}	radio exterior.
D	Diámetro interior.
D_o , D_{RF}	Diámetro exterior.
D_p	Diámetro exterior del elemento de refuerzo.
d	Diámetro o tramo corto de brida.
d_a , D_a	Diámetro de la abertura
θ	Ángulo entre la línea que conecta el centro de las aberturas y el eje longitudinal de la carcasa.
h	Altura interior del cabezal elíptico.
h_o	Altura exterior del cabezal elíptico.

t_{rm}, t_r	Espesor mínimo requerido.
t, t_n	Espesor nominal en estado corroído.
t_e	Espesor de refuerzo.
t_{NPT}	Espesor para rosca NPT.
t_s	Espesor nominal.
e_c	Espesor de corrosión.
T_e	Espesor del empaque.
σ_o	Esfuerzo radial.
σ_1	Esfuerzo circunferencial.
σ_2	Esfuerzo longitudinal.
l	Longitud total entre placas tubulares.
P_a	Máxima Presión externa Admisible.
L_o	Radio esférico.
K_1, K_o	Factor de radio esférico.
$A, B, f_{r1}, f_{r2}, f_{r4}, F$	Factor para el cálculo de las áreas de refuerzo.
A, B	Factor para el cálculo del P_a .
m	Factor de junta.
C	Factor de fijación.
C_b	Factor de conversión.
G	Diámetro de reacción de la carga en la junta.
W, W_{m1}, W_{m2}	Carga soportada por pernos.
h_G	Brazo de momento de la junta.
H	Fuerza Hidrostática.
H_P	Carga de compresión ejercida sobre la junta.
w	Ancho de la cara elevada de la brida.
N	Ancho del empaque.

b_o	Ancho básico de asiento de la junta.
b	Ancho efectivo de asiento de la junta.
A_m, A_{m1}, A_{m2}, A_b	Área transversal de pernos.
A	Área transversal total del refuerzo requerido.
$A_1, A_2, A_3, A_{41}, A_5$	Área disponible de refuerzo.
A_{RF}	Área de la cara elevada.
A_Q	Área de descarga requerida.
Q	Caudal requerido de descarga.
K_d	Coeficiente de descarga.
K_w	Factor de corrección.
K_c	Factor de corrección con un disco de ruptura.
K_v	Factor de corrección por viscosidad.
G_l	Gravedad específica del líquido referida al agua.
P_1	Sobrepresión admisible.
P_2	Contrapresión, presión atmosférica.

Introducción

El transporte de agua en la industria minera es esencial para procesos de refinamiento, enfriamiento, control de polvo y uso en instalaciones operativas. Dado su rol crítico, es fundamental asegurar la integridad de los sistemas hidráulicos mediante pruebas que garanticen su resistencia y confiabilidad.

En este contexto, el diseño adecuado de bancos de pruebas hidrostáticas permite validar componentes sometidos a presión antes de su operación. La aplicación de estándares internacionales, como los establecidos por el ASME, asegura prácticas de ingeniería que protegen la infraestructura, al personal y al medio ambiente.

La investigación planteada tiene como objetivo diseñar y validar un banco de pruebas hidrostáticas, para resistir una presión interna de 500 psi, conforme a las normas ASME BPVC Sección VIII, División 1.

Capítulo I. Generalidades

1.1 Antecedentes de Investigación

1.1.1 Tesis y Trabajos de Grado

Caceres Turpo (2020)¹ investigó la ausencia de un equipo que determine los parámetros de funcionamiento de una bomba de caudal variable y su necesidad de contar con herramientas adecuadas para evaluar el rendimiento de este tipo de bomba. El objetivo principal fue determinar el diseño de un banco de pruebas hidráulico. El tipo de investigación fue aplicada, con un enfoque cuantitativo, un nivel descriptivo y un diseño experimental. Las técnicas de recolección de datos incluyeron la revisión bibliográfica, el análisis de especificaciones técnicas y análisis económico-financiero del diseño propuesto. Los resultados mostraron los parámetros de la bomba, dimensionamiento y selección de los elementos electromecánicos del banco de pruebas y la evaluación económica del diseño propuesto. La discusión de los resultados destacó la importancia de contar con un banco de pruebas hidráulico para realizar pruebas precisas, estos resultados se alinearon con investigaciones previas que destacaron la relevancia de la optimización de sistemas hidráulicos en maquinaria industrial. En conclusión, se logró diseñar un banco de pruebas hidráulico efectivo para determinar los parámetros de funcionamiento de la bomba de caudal variable. Se recomendó continuar investigando en este campo para mejorar la eficiencia y fiabilidad de estos sistemas en aplicaciones industriales.

¹ **Caceres Turpo, D. A. (2020).** Diseño de un banco de pruebas hidráulico para determinar los parámetros de funcionamiento de bomba de caudal variable hasta 150 CC/REV - Empresa Quispe Transportes y Servicios Generales S.R.L. [Tesis de pregrado, Universidad César Vallejo]. <https://repositorio.ucv.edu.pe/handle/20.500.12692/46837>

Perugachi Cabezas (2022)² Investigó el problema de almacenar 25 metros cúbicos de agua tratada en una central térmica. Se justificó la investigación debido a la relevancia de garantizar la seguridad y eficiencia en el almacenamiento de agua tratada en instalaciones críticas. El objetivo principal fue diseñar un recipiente a presión horizontal de capacidad específica, cumpliendo con estándares técnicos y normativas vigentes. El tipo de investigación fue aplicada, de enfoque cuantitativo, de nivel descriptivo y de diseño experimental. Las técnicas de recolección de datos incluyeron revisión bibliográfica, análisis de normativas como ASME VIII división 1, y cálculos de ingeniería para determinar dimensiones y materiales. Los resultados presentaron el diseño detallado del recipiente a presión horizontal, considerando aspectos como la forma, los materiales y la capacidad de almacenamiento. La discusión de los resultados destacó la conformidad del diseño con normativa ASME VIII división 1 y su aplicabilidad en el contexto de centrales térmicas. En conclusión, se logró diseñar el recipiente que soporte presiones internas y externas basado en la norma ASME VIII división 1. Se recomendó llevar a cabo pruebas piloto del recipiente diseñado para validar su eficacia y seguridad en condiciones reales de operación.

Toro Ponce (2023)³ investigó la problemática asociada a la elaboración de una memoria técnica para el diseño, fabricación y legalización de un equipo a presión en cumplimiento con la Directiva 2014/68/UE. La justificación radicó en la necesidad de aplicar

² **Perugachi Cabezas, M. D. (2022).** Diseño de un recipiente a presión horizontal de agua tratada de 25 metros cúbicos de capacidad para una central térmica [Tesis de pregrado, Escuela Superior Politécnica de Chimborazo]. <http://dspace.espoch.edu.ec/handle/123456789/18965>

³ **Toro Ponce, D. (2023).** Diseño de un equipo a presión según AD-2000 merkblatt [Trabajo final de grado, Universitat Politècnica de Catalunya]. <https://upcommons.upc.edu/handle/2117/393153>

conocimientos teóricos en un contexto práctico, utilizando herramientas de diseño y análisis. El objetivo principal fue diseñar un equipo a presión conforme a estándares internacionales. El tipo de investigación fue aplicada, de enfoque cuantitativo, de nivel descriptivo y de diseño experimental. Las técnicas de recolección de datos incluyeron el uso de software como AUTOPIPE VESSEL y SolidWorks para realizar cálculos de comprobación y verificaciones mediante elementos finitos. Los resultados obtenidos reflejaron un diseño seguro y funcional, respaldado por cálculos precisos y verificaciones exhaustivas. La discusión de los resultados destacó la importancia de la aplicación de normativas internacionales en el diseño de equipos a presión. En conclusión, se logró generar un conjunto de documentos técnicos para la fabricación y puesta en marcha del equipo diseñado. Como recomendación, se sugirió seguir actualizando los conocimientos y normativas aplicables en el diseño de equipos a presión para mantener altos estándares de calidad y seguridad en futuros proyectos.

Perez y Rafaele (2023)⁴ investigaron la problemática de medir una presión de trabajo 3500 psi. La justificación radicó en la importancia de cumplir con los requerimientos de presión específicos de la empresa ASEREME EIRL. El objetivo de la investigación fue diseñar un banco de pruebas hidráulico capaz de alcanzar una presión de trabajo de 3500 psi de manera efectiva. El tipo de investigación fue aplicada, de enfoque cuantitativo, de nivel descriptivo y de diseño experimental. Las técnicas de recolección de datos incluyeron la revisión de literatura especializada en hidráulica y tecnologías de pruebas, así como la

⁴**Perez Cardenas, D. H., & Rafaele Rosales, J. L. (2023).** Diseño de un banco de pruebas hidráulico para incrementar la presión de trabajo hasta 3500 PSI en la empresa ASEREME EIRL [Tesis de pregrado, Universidad Nacional del Callao].

<https://repositorio.unac.edu.pe/handle/20.500.12952/8123>

realización de pruebas y mediciones específicas en el banco de pruebas diseñado. Los resultados mostraron los parámetros de diseño, selección de equipos y el análisis del retorno de la inversión. La discusión de los resultados comparó el desempeño y las características del banco de pruebas diseñado con antecedentes similares, destacando sus ventajas y posibles mejoras. En conclusión, se logró diseñar el banco de pruebas hidráulico con una presión de trabajo de 3500 psi. En las recomendaciones destacó la importancia de un diseño preciso y eficaz del banco de pruebas hidráulico, y ofreció sugerencias para futuras investigaciones y mejoras en el proceso de diseño e implementación.

1.1.2 Artículos Científicos

García Flores (2020)⁵ investigó las pérdidas significativas de agua potable en la zona alta del cantón Azogues, donde las empresas distribuidoras enfrentan pérdidas considerables de un recurso vital, afectando tanto económicamente como a la disponibilidad de agua para la población. El objetivo de la investigación fue diseñar una metodología efectiva para el control de estas pérdidas. El tipo de investigación fue aplicada, de enfoque mixto, de nivel descriptivo y de diseño experimental. Las técnicas de recolección de datos incluyeron la medición de caudales, presiones, análisis de datos de macro y micro medición, y observación directa en campo. Los resultados revelaron que el control de la micro medición es crucial para reducir las pérdidas de agua potable en la zona estudiada. La discusión de los resultados destacó la importancia de mejorar la medición del consumo intradomiciliario para abordar eficazmente las pérdidas de agua. En

⁵ **García Flores, J. C. (2020).** Diseño de una metodología para control de pérdidas de agua potable para la zona alta del cantón Azogues. *Dominio de las Ciencias*, 6(4), 452-470.

<https://dialnet.unirioja.es/servlet/articulo?codigo=8638140>

conclusión, se recomendó implementar acciones para revisar, controlar y mejorar la medición del consumo de agua a nivel domiciliario como parte fundamental de la estrategia para reducir las pérdidas de agua potable en la zona alta del cantón Azogues.

Gómez et al., (2020)⁶ investigaron la detección oportuna de fallas en tuberías horizontales. La justificación radicó en la importancia de mejorar los métodos de detección y diagnóstico de fallas para garantizar la seguridad de infraestructuras críticas como oleoductos. El objetivo de la investigación fue diseñar un sistema eficiente de detección y diagnóstico de fallas en tuberías horizontales, utilizando un enfoque basado en balance de masa y volumen. El tipo de investigación fue aplicada, de enfoque cuantitativo, de nivel descriptivo y de diseño experimental. Las técnicas de recolección de datos incluyeron el uso de un generador de residuos para simular fugas y un sistema de adquisición de datos. Los resultados validaron la efectividad del sistema de detección de fallas en tuberías horizontales a través de experimentos en un banco de pruebas hidráulico. La discusión de los resultados destacó la relevancia de las técnicas utilizadas y su aplicabilidad en la detección de fugas en oleoductos. Las conclusiones resaltaron la eficacia del sistema propuesto y su potencial para mejorar la seguridad y eficiencia en la detección de fallas en infraestructuras críticas. Se recomendó la implementación y pruebas del sistema en entornos reales para evaluar su desempeño.

⁶ **Gómez, J. A., Jaramillo, H. Y., & Coronel Rojas, L. A. (2020).** Sistema para Detección de Fallos Críticos en Tuberías Horizontales. *Revista Colombiana de Tecnologías de Avanzada (RCTA)*, 1(35), Article 35.

https://revistas.unipamplona.edu.co/ojs_viceinves/index.php/RCTA/article/view/3916

Cho et al., (2020)⁷ investigaron la resistencia máxima de hemisferios soldados de acero bajo presión hidrostática externa. La justificación radicó en la necesidad de garantizar la seguridad y la profundidad de inmersión deseada. El objetivo principal fue analizar el comportamiento de falla de hemisferios soldados, considerando factores como imperfecciones iniciales, variación de espesor y tensiones residuales de soldadura. El tipo de investigación fue aplicada, de enfoque cuantitativo, de nivel descriptivo y de diseño experimental. Las técnicas de recolección de datos incluyeron medidas precisas de imperfecciones geométricas y espesor de las estructuras, pruebas de colapso y simulaciones de elementos finitos. Los resultados comprendieron comparaciones de códigos de diseño, pruebas experimentales y simulaciones numéricas. En la discusión se evidenciaron similitudes entre los resultados obtenidos y los antecedentes, destacando la importancia de considerar imperfecciones en el diseño de hemisferios. Las conclusiones apuntaron a la consistencia entre la presión de colapso y el modo de falla en el modelo numérico y experimental. Se recomienda continuar utilizando análisis de elementos finitos para predecir la resistencia de estructuras submarinas.

1.2 Identificación y Descripción del Problema de Estudio

La gestión integral de sistemas de tuberías tiene como objetivo primordial la prevención de impactos negativos sobre los trabajadores, el entorno, la población y los usuarios del servicio, asegurando su funcionamiento seguro y confiable. Este enfoque

⁷ **Cho, S.-R., Muttaqie, T., Lee, S. H., Paek, J., & Sohn, J. M. (2020).** Ultimate Strength

Assessment of Steel-Welded Hemispheres under External Hydrostatic Pressure. *Journal of Marine Science and Application*, 19(4), 615-633. <https://doi.org/10.1007/s11804-020-00178-8>

abarca todas las etapas del ciclo de vida del sistema, desde la planificación, diseño, construcción, operación, hasta el mantenimiento y retiro de servicio (API RP 1160, 2024).

Una práctica clave dentro de esta gestión es la realización de pruebas hidrostáticas, que consisten en someter a la tubería a una presión superior a la de operación normal, con el propósito de verificar su resistencia estructural y asegurar la integridad del sistema. Según la norma ASME B31.4, este tipo de pruebas es obligatorio en sistemas que transportan líquidos, como el agua o hidrocarburos. Las pruebas no solo certifican el cumplimiento de las condiciones de diseño, sino que permiten detectar de manera anticipada defectos como fisuras, corrosión localizada, fallas en las soldaduras o conexiones inadecuadas, evitando posibles fallos catastróficos.

Asimismo, la norma API RP 1110 señala que la detección temprana de fugas mediante pruebas de presión reduce significativamente los riesgos operativos y ambientales, y disminuye los costos asociados al mantenimiento correctivo. Por tanto, estas pruebas constituyen una herramienta esencial en la validación técnica de los componentes de un sistema de transporte por tuberías.

En este contexto, surge la necesidad de diseñar un banco de pruebas hidrostáticas que permita evaluar componentes de una línea de conducción de agua de 24 pulgadas de diámetro. Este banco debe ser capaz de reproducir condiciones reales de operación e incluir los elementos estructurales y de instrumentación adecuados para resistir una presión de diseño de 500 psi, cumpliendo con los criterios establecidos en la norma ASME BPVC Sección VIII, División 1, que es aplicable cuando la tubería se comporta como un recipiente a presión, como ocurre durante el aislamiento de un tramo para pruebas.

1.3 Formulación del Problema

Diseñar apropiadamente un banco de pruebas hidrostáticas permite garantizar la seguridad, confiabilidad y validez de los ensayos a los que se somete una tubería de gran

diámetro. Estos ensayos están destinados a comprobar la resistencia estructural de las líneas de tubería antes de ser puestas en servicio y de esta manera previniendo fallas que podrían comprometer la producción.

Durante las pruebas de presión los tramos de tubería al encontrarse confinados entre extremos sellados se comportan como recipientes a presión. Si bien la norma ASME B31.4 - Pipeline Transportation Systems for Liquids and Slurries (Sistemas de transporte por tuberías para líquidos y lodos) regula sistemas de tuberías para transporte de líquidos, como en aplicaciones de oleoductos y acueductos, sus consideraciones no abarcan adecuadamente las condiciones estructurales de los cabezales de pruebas instalados a los extremos. En un contexto de mayor exigencia resulta pertinente considerar la norma ASME B31.1 – Power Piping, que contempla criterios de diseño más estrictos para sistemas sometidos a altas presiones, como en instalaciones industriales o de generación de energía.

No obstante, con el fin de representar de manera fiel el comportamiento del sistema sometido a presión interna contenida, se considera que la norma más adecuada para el diseño del banco de pruebas es la Sección VIII, División 1 del Código ASME BPVC, ya que esta establece los requerimientos específicos relacionados con el diseño estructural, el espesor mínimo de los componentes, los procedimientos de prueba y los materiales permitidos para la fabricación de recipientes a presión.

La relevancia de este trabajo radica en que ofrece una metodología integral orientada al diseño de un banco de pruebas hidrostáticas, en la cual se integran criterios normativos, herramientas de simulación numérica basadas en el método de elementos finitos y lineamientos técnicos, con el objetivo de garantizar que todos los componentes seleccionados y fabricados cumplan con los estándares de seguridad, calidad y confiabilidad exigidos en aplicaciones industriales.

1.3.1 Problema General

¿Cómo diseñar un banco de pruebas hidrostáticas con una presión de diseño de 500 psi siguiendo los lineamientos establecidos por la norma ASME BPVC Sección VIII-1?

El diseño del banco de pruebas hidrostáticas, para asegurar la integridad estructural del sistema bajo condiciones de presión interna debe considerar como variables al espesor mínimo requerido, la geometría, la selección de materiales y componentes siguiendo las especificaciones y normas técnicas. En este sentido se requiere una propuesta de diseño que cumpla con las exigencias del código ASME VIII-1, asegurando un funcionamiento seguro y confiable a una presión de diseño de 500 psi.

1.3.2 Problemas Específicos

- a) ¿Cómo determinar el espesor mínimo requerido de las paredes del banco de pruebas hidrostáticas garantizando la resistencia estructural necesaria para soportar una presión de diseño de 500 psi conforme a los criterios de la norma ASME BPVC Sección VIII, División 1?
- b) ¿Cómo definir la geometría del banco de pruebas hidrostáticas que incluya el diseño de sus cabezales, refuerzos y conexiones, a fin de mejorar su comportamiento estructural y cumplir con los requisitos normativos?
- c) ¿Cómo seleccionar adecuadamente los componentes y accesorios del banco de pruebas hidrostáticas (válvulas, manómetros, conexiones, válvulas de alivio, etc.), asegurando su compatibilidad con una presión de diseño de 500 psi y permitiendo la elaboración de planos técnicos de diseño?

1.4 Justificación e Importancia

1.4.1 Justificación

El presente análisis se basa en la necesidad de llevar a cabo una prueba de presión hidrostática a una tubería de 24 pulgadas (NPS 24) que lleva agua potable en la mina

Quellaveco, con el objetivo de comprobar su resistencia a una presión interna de 500 psi. Esta evaluación es esencial para evitar averías estructurales o fugas que puedan perjudicar el funcionamiento. Para lograrlo, se propone la creación de un banco de pruebas hidrostático reutilizable, que facilite el ensayo de diversas líneas de tubería bajo condiciones reguladas. Este método no solo asegura seguridad y eficacia, sino que además disminuye los costos al prevenir la producción de dispositivos desechables.

1.4.2 Importancia

El estudio es importante porque promueve las buenas prácticas en el diseño de componentes a presión interna de acuerdo con la norma ASME BPVC VIII-1. Además, propone un procedimiento replicable para futuros proyectos similares, que incluya procesos de cálculo que permitan sustentar y verificar técnicamente el diseño del banco de pruebas. Asimismo, se utiliza la simulación por elementos finitos (FEM) como herramienta para corroborar el diseño. Proporciona la selección de componentes de tuberías e instrumentos esenciales como el manómetro, el sensor de presión y temperatura, además de dimensionar y seleccionar la bomba de pistón, el motor trifásico y el variador de frecuencia. Finalmente se elaboran planos técnicos del banco de pruebas y del sistema de monitoreo, ofreciendo una aportación técnica completa y eficiente.

1.5 Objetivos

1.5.1 Objetivo General

Diseñar un banco de pruebas hidrostático, fundamentado en la norma ASME BPVC Sección VIII, División 1, para soportar una presión de diseño de 500 psi en la minera Quellaveco.

1.5.2 Objetivos Específicos

- a) Determinar los espesores de las paredes del banco de pruebas para soportar una presión de diseño de 500 psi.
- b) Establecer una geometría del banco de pruebas para mejorar su rendimiento estructural.
- c) Elegir los componentes apropiados para el banco de pruebas hidrostáticos con una presión de diseño de 500 psi, con la finalidad de diseñar los planos y verificar el diseño.

1.6 Hipótesis

1.6.1 Hipótesis General

El diseño de un banco de pruebas hidrostáticas con una presión de diseño de 500 psi basado en la norma ASME VIII-1 permitirá la prueba en línea de tuberías de 24 pulgadas ubicada en la minera Quellaveco de manera segura.

1.6.2 Hipótesis Específicas

- a) Si el espesor calculado de las paredes del banco de pruebas es adecuado, entonces una presión de diseño de 500 psi puede ser alcanzada sin comprometer la seguridad estructural.
- b) Si la geometría apropiada para un banco de pruebas hidrostático es determinada, entonces la resistencia y funcionalidad del diseño mejorarán.
- c) Si los componentes para un banco de pruebas hidrostáticas para una presión de diseño de 500 psi son seleccionados correctamente, entonces los planos podrán ser realizados y el diseño validado.

1.7 Variables, Dimensiones e Indicadores

1.7.1 Variables

1.7.1.1 Variable independiente.

Presión de diseño

- Definición conceptual: Máxima presión estimada que el banco de pruebas debe resistir.
- Definición operacional: Valor de presión que no debe superarse durante el funcionamiento del banco de pruebas.

1.7.1.2 Variable dependiente.

a) Espesor de paredes

- Definición conceptual: Grosor de los materiales calculados conforme al ASME VIII-1.
- Definición operacional: Distancia entre las superficies internas y externa de los componentes del banco de pruebas.

b) Geometría

- Definición conceptual: Forma y configuración física del banco de pruebas.
- Definición operacional: Representación detallada en planos del diseño del banco, incluyendo cuerpo, tapas y conexiones.

c) Selección de componentes

- Definición conceptual: Elegir dispositivos e instrumentos adecuados para realizar las pruebas hidrostáticas.
- Definición operacional: Catálogo detallado de válvulas, bombas, sensores y otros equipos con sus especificaciones técnicas.

1.7.2 Dimensiones

1.7.2.1 Variable independiente.

Presión de diseño

Dimensión: máxima presión de trabajo admisible (psi).

1.7.2.2 Variable dependiente

a) Espesor de paredes

Dimensión: Espesor mínimo requerido (in).

a) Geometría

Dimensión: máximos esfuerzos permitidos (psi).

b) Selección de componentes

Dimensión: Especificaciones técnicas y operativas de los componentes.

1.7.3 Indicadores

1.7.3.1 Variable independiente.

d) Presión de diseño

Indicadores: Lecturas de presión en psi durante simulaciones o ensayos.

1.7.3.2 Variable dependiente

e) Espesor de paredes

Indicadores: Comparación entre el esfuerzo permitido del material y los esfuerzos calculados.

b) Geometría

Indicadores: Evaluación del desempeño estructural según modelos de elementos finitos.

c) Selección de componentes

Indicadores: Cumplimiento de las normativas correspondientes (como ASME y ANSI) y concordancia con las especificaciones técnicas del fabricante indicadas en los catálogos de producto.

1.7.4 Operacionalización de Variables

Tabla 1

Operacionalización de variables.

Variable	Definición conceptual	Definición operacional	Dimensiones	Indicadores
Independiente:				
Presión de diseño	Magnitud máxima de presión prevista que debe soportar el banco de pruebas.	Valor de presión que no debe ser excedido durante la operación del banco de pruebas.	Máxima presión de trabajo admisible (psi)	Lecturas de presión en psi durante simulaciones o ensayos.
Dependiente:				
Espesor de las paredes	Distancia entre las superficies interna y externa de los componentes del banco de pruebas.	Medida en pulgadas y determinada a partir de cálculos conforme a ASME VIII-1.	Espesor mínimo requerido (in).	Esfuerzo permitido del material. Esfuerzos calculados.
Geometría	Forma y configuración física del banco de pruebas.	Representación detallada en planos del diseño del banco, incluyendo cuerpo, tapas y conexiones.	Máximos esfuerzos permitidos (psi).	Evaluación del desempeño estructural según modelos de elementos finitos.
Selección de componentes	Elección de dispositivos e instrumentos adecuados para realizar las pruebas hidrostáticas.	Catálogo detallado de válvulas, bombas, sensores y otros equipos con sus especificaciones técnicas.	Especificaciones técnicas y operativas de los componentes.	Cumplimiento de las normativas correspondientes. Especificaciones técnicas del fabricante.

Nota. el resumen de los capítulos 1.7 y 1.8 se muestran en el Anexo A y Anexo B.

1.8 Metodología de la Investigación.

1.8.1 Unidad de análisis

La unidad de análisis se compone del banco de pruebas hidrostático, diseñado para ser trasladado a través de la línea de tuberías instaladas en la mina Quellaveco, situada en la región altoandina de Moquegua. Este banco abarca todos los componentes de su estructura, como la carcasa de forma cilíndrica, las bridas, los aparatos de instrumentación, las válvulas de seguridad y control, además de las condiciones operativas relacionadas (presión, temperatura y ambiente físico) y los materiales empleados en su fabricación.

1.8.2 Tipo, Enfoque y Nivel de la Investigación

1.8.2.1 Tipo de la investigación aplicada.

El presente trabajo corresponde a una investigación aplicada, cuyo propósito es diseñar un banco de pruebas hidrostático conforme a los criterios establecidos en la norma ASME VIII-1, para garantizar la realización segura y confiable de pruebas hidrostáticas en campo.

Espinoza Montes (2014) menciona “La investigación aplicada, también conocida como diseño o innovación, tiene como propósito aplicar los resultados de la investigación experimental para diseñar tecnologías de aplicación inmediata en la solución de los problemas de la sociedad, buscando eficiencia y productividad” (p. 91).

1.8.2.2 Enfoque de la investigación cuantitativa.

El enfoque de la investigación es cuantitativo, ya que se basa en el análisis de variables mensurables como la presión de diseño, el espesor de las paredes, el esfuerzo admisible del material, entre otras. El carácter técnico y objetivo del estudio permitirá obtener resultados precisos, verificables y replicables, alineados con los estándares de diseño de ingeniería.

1.8.2.3 Nivel de la investigación descriptiva

La investigación se enmarca en un nivel descriptivo, debido a que se recopila, analiza y sistematiza información técnica actualizada sobre normas, materiales, dimensiones y características funcionales del banco de pruebas. Este enfoque permite caracterizar adecuadamente el objeto de estudio para fundamentar su rediseño y validar su aplicación en campo.

Espinoza Montes (2014) menciona que la investigación descriptiva “La Investigación Descriptivo simple Busca recoger información actualizada sobre el objeto de investigación. Sirve para estudios de diagnóstico descriptivo, caracterizaciones, perfiles, etc.” (p. 93).

1.8.3 Diseño de la Investigación

El diseño de la investigación es de tipo experimental, ya que implica la manipulación controlada de variables como la geometría, el espesor y los materiales de los componentes del banco de pruebas. Estas variables serán evaluadas mediante simulaciones por elementos finitos, a fin de determinar su influencia sobre el desempeño mecánico del sistema. A su vez, se mantendrán constantes factores como la temperatura ambiente, humedad relativa y condiciones operativas externas, que podrían interferir en la confiabilidad de los resultados.

Espinoza Montes (2014) menciona que la investigación experimental “Se utiliza los experimentos verdaderos cuando existe control de las variables extrañas. Es decir, éstos han sido identificados y se han establecido mecanismos que aseguren que éstos no van a influir en la variable dependiente” (p. 100).

1.8.4 Fuentes de Información

a) Normas técnicas:

- ASME BPVC Sección VIII, División 1: Norma base para el cálculo del espesor, diseño estructural y seguridad del banco de pruebas.
- Normas complementarias como ASME (dimensiones de componentes) ASTM (materiales) y API (componentes de presión).

b) Libros especializados:

- Ingeniería de recipientes a presión y diseño de sistemas a presión.
- Libros especializados en análisis de esfuerzos generados por presión interna en cilindros y esferas

c) Artículos científicos y publicaciones:

- Estudios previos relacionados con diseño de bancos de prueba, recipientes a presión y pruebas hidrostáticas.

d) Cursos y conferencias:

- Talleres especializados en diseño conforme a ASME.
- Conferencias sobre validación y simulación de componentes sometidos a presión.

e) Software de simulación:

- SolidWorks u otros programas de análisis por elementos finitos para modelado, simulación y validación estructural del diseño.

1.8.5 Técnicas e Instrumentos de Recolección de Datos

Durante el desarrollo del proyecto se utilizarán los siguientes instrumentos y técnicas:

- Laptop y software CAD/CAE: Para modelado 3D y simulación numérica.
- Normas técnicas: Para definir criterios de diseño y validar resultados.
- Hojas de cálculo: Para realizar análisis preliminares y cálculos de ingeniería.

- Cursos y talleres especializados: Como fuente de capacitación práctica y teórica.
- Conferencias técnicas: Para reforzar conocimientos actualizados sobre diseño de equipos sometidos a presión.

1.8.6 *Análisis y Procesamiento de Datos*

El procesamiento de datos se realizará mediante software de simulación y herramientas de cálculo estructural, aplicando los criterios de la norma ASME BPVC VIII-1 para verificar el cumplimiento de esfuerzos admisibles y estabilidad del sistema. Los resultados serán analizados cuantitativamente mediante gráficos, tablas y comparaciones de diseños alternativos. Además, se evaluará la viabilidad del diseño propuesto en función de los resultados obtenidos y los requisitos operativos del proyecto en campo.

Capítulo II. Marco Teórico, Marco Conceptual, Marco Normativo, Metodología Desarrollada y Descripción de Equipos

2.1 Bases Teóricas

2.1.1 Presión

Mott & Untener (2015) definen la presión “como la cantidad escalar que se obtiene al dividir la magnitud de una fuerza ejercida en forma perpendicular sobre alguna superficie entre el área de la misma”.

Presión atmosférica.

Se mide tomando como referencia la presión a la altura del mar, tiene como unidad a la libra sobre pulgada cuadrada (psi).

Presión manométrica.

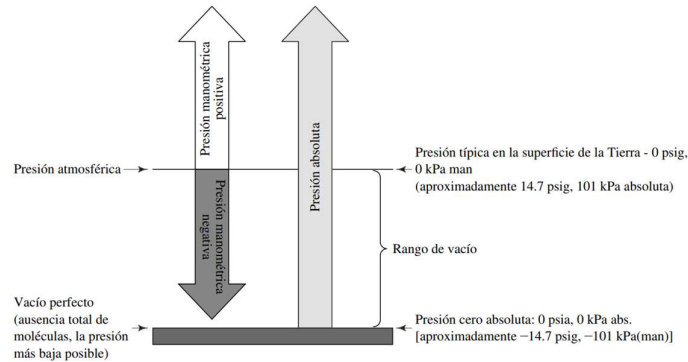
Se mide tomando como referencia la presión atmosférica, también se conoce como pounds per square inch gauge (libras por pulgada cuadrada calibre, psig).

Presión absoluta.

Se mide tomando como referencia el vacío absoluto, también se conoce como pounds per square inch absolute (libras por pulgada cuadrada absoluta, psia). La Figura 1 muestra la relación entre la presión manométrica y absoluta.

Figura 1

Comparación entre las presiones absoluta y manométrica.



Nota. Adaptado de *Figura 3.2*, en *Mecánica de fluidos* (7.^a ed.), por R. L. Mott & J. A. Untener, 2015, Pearson Education.

2.1.2 Esfuerzos

2.1.2.1 Tipos de esfuerzos.

Esfuerzos circunferenciales.

Los esfuerzos circunferenciales, también denominados esfuerzos tangenciales, son aquellos esfuerzos normales que actúan en dirección perpendicular al eje longitudinal de un cilindro o recipiente a presión y tangencialmente a la circunferencia interna del componente. Este tipo de esfuerzo es inducido principalmente por la presión interna del fluido contenido dentro del recipiente o tubería, como se muestra en la Figura 2.

En un cilindro de pared delgada sometido a presión interna, el esfuerzo circunferencial es típicamente el mayor de los esfuerzos principales, por lo que resulta determinante en el diseño estructural de recipientes a presión, especialmente en las paredes cilíndricas (Hibbeler, 2017).

Esfuerzo circunferencial para un recipiente de pared delgada:

$$\sigma_1 = \frac{PR}{t} \quad (1)$$

Donde:

σ_1 : Esfuerzo circunferencial (psi).

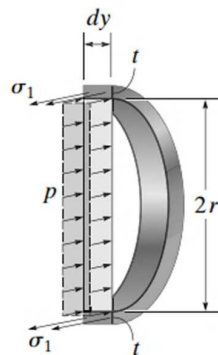
P: Presión interna del recipiente (psi).

R: Radio Interior (in).

t: Espesor de la pared, $R/t \geq 10$ (in).

Figura 2

Esfuerzo circunferencial en recipiente cilíndrico de pared delgada.



Nota. Adaptado de Figuras 8-1 (b), por R. C. Hibbeler, 2017, *Mecánica de materiales* (9.^a ed.). Pearson Educación.

Esfuerzo longitudinal.

Es aquel que actúa a lo largo del eje principal de un cuerpo o componente estructural, ya sea en dirección de tracción o compresión. Es un caso particular del esfuerzo axial, ya que actúa perpendicularmente a la sección transversal, pero se denomina "longitudinal" por estar alineado con el eje del elemento, ver Figura 3.

En recipientes a presión, los esfuerzos longitudinales son críticos en el diseño del cuerpo cilíndrico y en la evaluación de la resistencia de las soldaduras circunferenciales, ya que determinan la integridad estructural frente a la presión interna (Hibbeler, 2017).

El esfuerzo longitudinal para un recipiente de pared delgada.

$$\sigma_2 = \frac{PR}{2t} \quad (2)$$

Donde:

σ_2 : Esfuerzo longitudinal (psi).

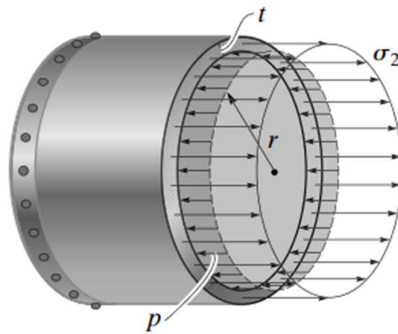
P: Presión interna del recipiente (psi).

R: Radio (in).

t: Espesor de la pared, $R/t \geq 10$ (in).

Figura 3

Esfuerzo longitudinal en recipiente cilíndrico de pared delgada.



Nota. Adaptado de Figuras 8-1 (c), por R. C. Hibbeler, 2017, *Mecánica de materiales* (9.ª ed.). Pearson Educación.

Esfuerzo radial.

El esfuerzo radial es el componente del esfuerzo interno que actúa en dirección perpendicular a la superficie interna de un cilindro o recipiente a presión, es decir, a lo largo del radio, desde el centro hacia el exterior del cilindro o viceversa. Este tipo de esfuerzo aparece en componentes sometidos a presión interna o externa, como cilindros y esferas, actúa sobre planos normales al eje del componente (Feodosiev, 1985).

Para un cilindro de pared gruesa sometido a presión interna, el esfuerzo radial se puede calcular mediante la teoría de Lamé.

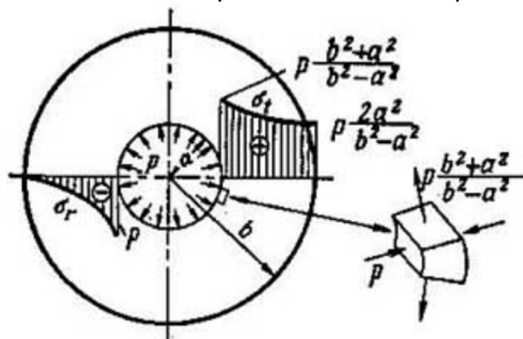
En el caso de recipientes de pared delgada, el esfuerzo radial se aproxima como igual a la presión interna negativa en la cara interior y cero en la cara exterior, siendo despreciable en el análisis.

2.1.2.2 Esfuerzos en recipientes a presión de pared gruesa.

Feodosiev (1985), en el capítulo IX de su libro Resistencia de Materiales, establece que las ecuaciones que describen los esfuerzos radiales, circunferenciales y axiales para recipientes cilíndricos de pared gruesa, como se ilustran en la Figura 4.

Figura 4

Esfuerzos radial y circunferencial en recipiente cilíndrico de pared gruesa.



Nota. Adaptado de Figura 315, en Resistencia de materiales, por D. P. Feodosiev, 1985, Editorial Mir.

El análisis se basa en las ecuaciones de Lamé. Estas ecuaciones son fundamentales para el análisis de tensiones en recipientes a presión con espesores de pared considerables, ya que permiten calcular la distribución de esfuerzos a lo largo del espesor de la pared.

Esfuerzos en un cilindro de pared gruesa.

En el caso de un cilindro suficientemente largo, cerrado en sus extremos, con un radio interior R , un radio exterior R_o y sometido a una presión interna P (donde la presión externa es despreciable en comparación con P), se utilizan las siguientes ecuaciones.

Esfuerzo radial

En la superficie exterior del cilindro $\sigma_o = 0$ y en la superficie interior $\sigma_o = P$.

Esfuerzo circunferencial

superficie exterior del cilindro:

$$\sigma_1 = \frac{2PR^2}{R_o^2 - R^2} \quad (3)$$

superficie interior del cilindro:

$$\sigma_1 = \frac{P(R_o^2 + R^2)}{R_o^2 - R^2} \quad (4)$$

Esfuerzo longitudinal

$$\sigma_2 = \frac{PR^2}{R_o^2 - R^2} \quad (5)$$

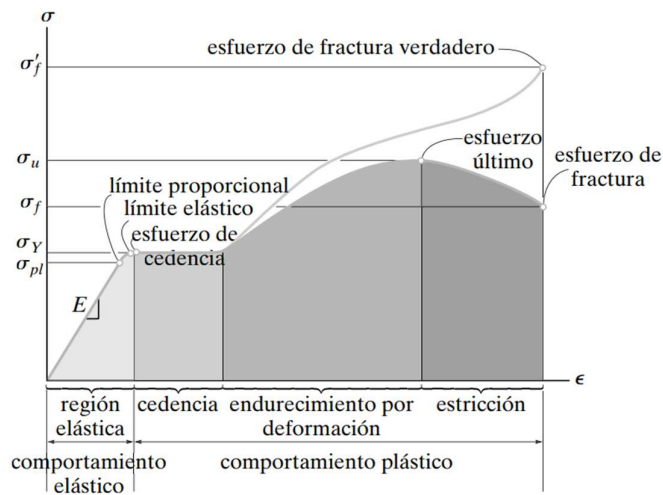
2.1.3 Propiedades Mecánicas de los Materiales

2.1.3.1 Diagrama de esfuerzo-deformación.

El diagrama esfuerzo-deformación mostrado en la Figura 5 es una representación gráfica que muestra la relación entre el esfuerzo aplicado a un material y la deformación unitaria que este experimenta durante un ensayo de tracción. Este diagrama es fundamental para entender el comportamiento mecánico de los materiales, ya que permite identificar distintas fases de respuesta estructural como la zona elástica, límite de elasticidad, zona plástica, punto de cedencia, resistencia máxima y ruptura (Hibbeler, 2017).

Figura 5

Diagrama esfuerzo-deformación.



Nota. Adaptado de Figuras 3-4, por R. C. Hibbeler, 2017, *Mecánica de materiales* (9.ª ed.). Pearson Educación.

Esfuerzo aplicado.

El esfuerzo aplicado, se determina al dividir la carga axial P entre el área original de la sección transversal de la probeta. Este valor asume que la distribución del esfuerzo

es uniforme a lo largo de toda la sección transversal y en la longitud calibrada del cuerpo de prueba.

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

σ : esfuerzo aplicado (psi).

P: carga axial (lb).

A: área (in²).

Deformación unitaria.

La deformación unitaria, se calcula dividiendo el cambio de longitud de la parte calibrada de la probeta entre su longitud original L_o . Esta magnitud representa la variación relativa de la longitud del material bajo carga y es una medida adimensional que describe qué tanto se ha alargado o acortado el material respecto a su longitud inicial.

$$\epsilon = \frac{\Delta L}{L_o}$$

ϵ : deformación unitaria (in/in).

ΔL : variación de longitud (in).

L_o : longitud inicial de la probeta (in).

Elasticidad.

La elasticidad es la propiedad mecánica de los materiales que describe su capacidad de recuperar su forma y dimensiones originales una vez que se elimina la carga que causó la deformación. El comportamiento elástico se refiere al rango de esfuerzo en el cual la deformación del material es reversible y proporcional al esfuerzo aplicado, cumpliéndose la ley de Hooke:

$$\sigma = E\epsilon$$

σ : esfuerzo aplicado (psi).

E: módulo de elasticidad o módulo de Young (psi).

ϵ : deformación unitaria (in/in).

Módulo de elasticidad.

El módulo de elasticidad, también conocido como módulo de Young y representado por la letra E, es una propiedad mecánica que cuantifica la rigidez de un material en la región elástica de su comportamiento. Se define como la razón entre el esfuerzo normal aplicado a un material y la deformación unitaria que este experimenta, siempre que la relación entre ambas variables sea lineal y reversible, conforme a la ley de Hooke.

2.1.4 Energía de Deformación

Es la energía interna almacenada en un material cuando este se deforma bajo la acción de una carga. Esta energía representa el trabajo realizado por las fuerzas externas sobre el cuerpo y se relaciona con la deformación del cuerpo.

2.1.4.1 Resiliencia.

La resiliencia es la capacidad de un material para absorber energía durante la deformación elástica y recuperar la energía al eliminar la carga aplicada, sin sufrir deformaciones permanentes. Esta propiedad se cuantifica mediante el módulo de resiliencia, representa la energía de deformación elástica por unidad de volumen que un material puede almacenar antes de alcanzar el límite proporcional.

En la Figura 6, la resiliencia se representa como el área triangular bajo la curva esfuerzo-deformación dentro de la región elástica.

$$u_r = \frac{\sigma^2}{2E}$$

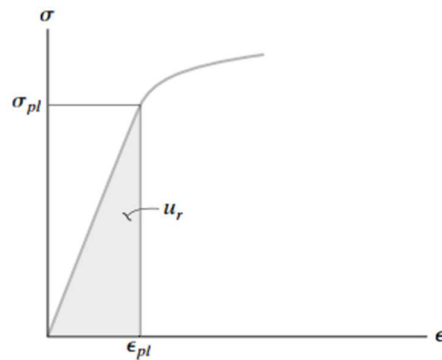
u_r : módulo de resiliencia (lb.in/in³)

σ : esfuerzo aplicado (psi).

E: módulo de elasticidad o módulo de Young (psi).

Figura 6

Módulo de resiliencia .



Nota. Adaptado de Figuras 3-16 (a), por R. C. Hibbeler, 2017, *Mecánica de materiales* (9.ª ed.). Pearson Educación.

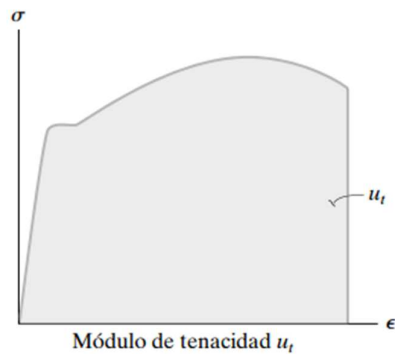
2.1.4.2 Tenacidad.

La tenacidad es la capacidad de un material para absorber energía antes de fracturarse, incluyendo tanto la deformación elástica como la plástica. Esta propiedad se cuantifica mediante el módulo de tenacidad que representa la energía total que un material puede absorber desde el inicio de la deformación hasta el punto de rotura.

En la Figura 7, la tenacidad se representa como el área total bajo la curva esfuerzo-deformación.

Figura 7

Módulo de tenacidad.



Nota. Adaptado de Figuras 3-16 (b), por R. C. Hibbeler, 2017, *Mecánica de materiales* (9.ª ed.). Pearson Educación.

2.1.5 Relación de Poisson

La relación de Poisson es una propiedad mecánica de los materiales que describe cómo se deforma un cuerpo cuando se somete a una carga axial. Específicamente, se define como el cociente entre la deformación lateral (transversal) y la deformación axial (longitudinal) en la zona elástica del material, como se ilustra en la Figura 8.

El signo negativo indica que cuando un material se alarga en una dirección (por tracción), tiende a contraerse en las direcciones perpendiculares, y viceversa. Para la mayoría de los materiales metálicos, la relación de Poisson está entre 0.25 y 0.35.

$$\nu = -\frac{\epsilon_{lateral}}{\epsilon_{longitudinal}}$$

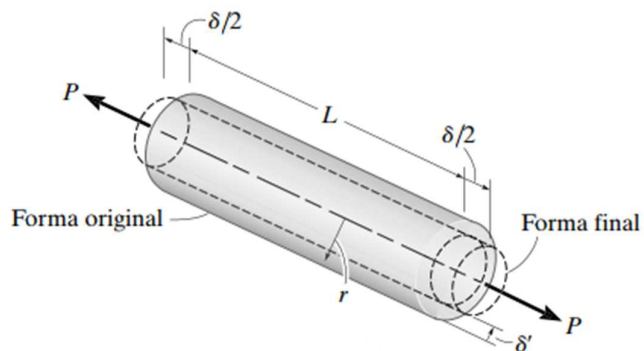
ν : relación de Poisson (adimensional).

ϵ_{lat} : deformación en dirección perpendicular a la carga.

ϵ_{lon} : deformación en la dirección de la carga.

Figura 8

Deformación lateral y longitudinal de una probeta.



Nota. Adaptado de Figuras 3-21, por R. C. Hibbeler, 2017, *Mecánica de materiales* (9.ª ed.). Pearson Educación.

2.2 Marco Conceptual

El presente capítulo se abordan las definiciones relacionadas con los recipientes a presión, los bancos de pruebas hidrostáticas, las normativas de diseño y las propiedades mecánicas de los materiales y el análisis por elementos finitos.

Banco de Pruebas Hidrostáticas

Un banco de pruebas hidrostáticas es un equipo diseñado para verificar la integridad estructural y descartar posibles fugas de la línea de tubería sometida a presión interna, utilizando agua como fluido de prueba. En el ámbito minero e industrial, son esenciales para validar la resistencia de tuberías, válvulas y accesorios de conducción de fluidos.

Cabezal de Prueba

El cabezal es una parte del banco de pruebas, encargado de cerrar herméticamente el extremo de la tubería y soportar la presión interna generada durante el ensayo. Generalmente, está compuesto por una carcasa cilíndrica, bridas, tapas (caps) y boquillas para la conexión de accesorios (válvulas, manómetros, sensores, entre otros).

Presión de Diseño y Presión de Prueba

La **presión de diseño** se define como la presión máxima que un componente puede soportar de forma segura en condiciones normales de operación. La **presión de prueba**, en cambio, corresponde a un valor mayor aplicado para verificar la integridad estructural del sistema, generalmente 1.3 veces la presión de diseño, según lo indicado por ASME VIII-1 (2023).

Propiedades Mecánicas del Material

La selección del material adecuado es un aspecto clave en el diseño del cabezal. Se consideran materiales como el acero al carbono ASTM A106 Grado B o SA-105, cuyas propiedades mecánicas, como el esfuerzo máximo admisible, el esfuerzo mínimo de fluencia y resistencia a la tracción, deben ser compatibles con los requerimientos del diseño y las condiciones de prueba.

Análisis por Elementos Finitos (FEA)

El método de elementos finitos (FEA, por sus siglas en inglés) permite simular el comportamiento estructural del cabezal bajo condiciones de presión. Utilizando herramientas como SolidWorks Simulation, es posible identificar concentraciones de esfuerzo, deformaciones y posibles fallas, mejorando así el diseño antes de su fabricación.

2.3 Marco Normativo

2.3.1 Diseño del Banco de Pruebas Bajo la Norma ASME BPVC VIII División 1

La División 1 del Código ASME Sección VIII proporciona un conjunto de reglas basadas en principios de diseño y prácticas de fabricación destinadas a garantizar la seguridad e integridad de los recipientes a presión que operan con presiones internas de hasta 3,000 psi (20 MPa).

2.3.1.1 Tipos de Presión Admisibles.

Presión de diseño.

Según el Código, cada componente de un recipiente a presión debe diseñarse, como mínimo, para la condición más severa de presión, incluida la carga estática en la posición de operación y temperatura esperada durante el funcionamiento normal. Esta condición implica considerar la máxima diferencia de presión entre el interior y el exterior del recipiente, o entre dos cámaras dentro de un mismo sistema presurizado (ASMEVIII-1, 2023).

Máxima presión de trabajo admisible (MAWP).

“Es la máxima presión permisible en la parte superior del recipiente cuando está en su posición normal de operación y a la temperatura coincidente designada. Se determina como el menor valor encontrado al analizar los componentes esenciales del recipiente” (ASME VIII-1, 2023).

Presión de prueba hidrostática (UG-99).

La prueba hidrostática es un procedimiento de verificación que se utiliza para evaluar la integridad estructural de un recipiente a presión, sometiéndolo a una presión superior a la de operación. Esta prueba tiene como objetivo asegurar que el recipiente sea capaz de resistir condiciones extremas sin presentar fallas estructurales (ASMEVIII-1, 2023).

$$P_{PH} = 1.3P_{MAWP} \frac{S_{Prueba}}{S_{diseño}} \quad (6)$$

P_{PH} : Presión de Prueba Hidrostática (psi).

P_{MAWP} : Presión Máxima de Trabajo Permitida (psi).

S_{Prueba} : Esfuerzo permitido del material a la temperatura de prueba (psi).

$S_{diseño}$: Esfuerzo permitido del material a la temperatura de diseño (psi).

2.3.1.2 Ecuaciones y criterios de diseño

Eficiencia de ligamentos (UG-53).

Cuando se perforan aberturas para boquillas en una línea paralela al eje de la carcasa cilíndrica, esto provoca una disminución en la eficiencia de los ligamentos debido a la discontinuidad en la geometría (ASME VIII-1, 2023).

1. Para separaciones entre aberturas en la posición que proporcione la menor eficiencia e iguales al diámetro interior de la carcasa, la eficiencia no será inferior a la eficiencia de soldadura utilizada para calcular la máxima presión de trabajo admisible
2. Para separaciones entre aberturas en la posición que proporcione la menor eficiencia e iguales al radio interior de la carcasa, la eficiencia no será inferior al 80% de la eficiencia de soldadura utilizada para calcular la máxima presión de trabajo admisible

Espesor mínimo requerido para soportar esfuerzos circunferenciales (UG-27).

Ecuación utilizada para determinar el espesor mínimo requerido en carcasas cilíndricas con soldadura longitudinal o sin costura bajo presión interna.

Cuando:

$$P < 0.358SE \quad (7)$$

Aplicar:

$$t_r = \frac{PR}{SE - 0.6P} \quad (8)$$

$$P_{MAWP} = \frac{SEt_n}{R + 0.6t} \quad (9)$$

De las ecuaciones (8) y (9) se obtiene el espesor mínimo requerido en base al radio exterior (Mandatory Appendix 1).

$$t_r = \frac{PR_o}{SE + 0.4P} \quad (10)$$

$$P_{MAWP} = \frac{SEt_n}{R_o + 0.4t} \quad (11)$$

t_r : espesor mínimo requerido (in).

t_n : espesor nominal en condiciones corroídas (in).

P: presión de diseño (psig).

R: radio interior de la carcasa (in).

R_o : radio exterior de la carcasa (in).

S: esfuerzo admisible (psi).

E: eficiencia de soldadura.

Espesor mínimo requerido para soportar esfuerzo longitudinal (UG-27).

Ecuación utilizada para determinar el espesor mínimo requerido en carcasas cilíndricas con soldadura circunferencial o sin costura bajo presión interna.

Cuando:

$$P < 1.25SE \quad (12)$$

Aplicar:

$$t_r = \frac{PR}{2SE + 0.4P} \quad (13)$$

$$P_{MAWP} = \frac{2SEt_n}{R - 0.4t_n} \quad (14)$$

De las ecuaciones (13) y (14) se obtiene el espesor mínimo requerido en base al radio exterior (Mandatory Appendix 1).

$$t_r = \frac{PR_o}{2SE + 0.8P} \quad (15)$$

$$P_{MAWP} = \frac{2SEt_n}{R_o - 0.8t_n} \quad (16)$$

t_r : espesor mínimo requerido (in).

t_n : espesor nominal en condiciones corroídas (in).

P: presión de diseño (psig).

R: radio interior de la carcasa (in).

R_o : radio exterior de la carcasa (in).

S: esfuerzo admisible (psi).

E: eficiencia de soldadura.

Espesor mínimo requerido para el cabezal elipsoidal (UG-32).

Ecuación utilizada para determinar el espesor mínimo requerido en cabezales conformados elipsoidales $\frac{D}{2h} = 2$ bajo presión interna.

Cuando

$$\frac{t_s}{L} \geq 0.002 \quad (17)$$

$$L = K_1D \quad (18)$$

Aplicar:

$$t_r = \frac{PD}{2SE - 0.2P} \quad (19)$$

$$P_{MAWP} = \frac{2SEt_n}{D + 0.2t_n} \quad (20)$$

De las ecuaciones (19) y (20) se obtiene el espesor mínimo requerido en base al radio exterior (Mandatory Appendix 1).

$$t_r = \frac{PD_oK}{2SE + 2P(K - 0.1)} \quad (21)$$

$$P_{MAWP} = \frac{2SEt_n}{KD_o - 0.2t_n(K - 0.1)} \quad (22)$$

$$K = \frac{1}{6} \left[2 + \left(\frac{D}{2h} \right)^2 \right] \quad (23)$$

t_r : espesor mínimo requerido de la cabeza después del conformado (in).

t_n : espesor nominal en condiciones corroídas (in).

P: presión de diseño interna (psig).

h: longitud interior del menor eje del cabezal elíptico

D: diámetro interior del faldón del cabezal elíptico (in).

D_o : diámetro exterior del faldón del cabezal elíptico (in).

S: esfuerzo admisible del material (psi).

E: eficiencia de soldadura.

L: radio esférico (in).

t_s : espesor nominal del cabezal después del conformado (in). t_s debe ser $\geq t_r$.

K_1 : factor de radio esférico (ASME VIII-1, 2023, Table UG-37).

Máxima presión externa admisible (UG-28).

Cilindros con valor de $\frac{D_o}{t_r} \geq 10$

Paso 1: Hallar el factor A utilizando la norma ASME BPVC II D (2023, Figure G), utilizar los valores de $\frac{D_o}{t_r}$ y $\frac{l}{D_o}$.

Calcular:

$$\frac{D_o}{t_r} \quad (24)$$

$$\frac{l}{D_o} \quad (25)$$

Paso 2: Hallar el factor B utilizando la norma ASME BPVC II D (2023, Figure CS-3).

Paso 3: Calcular P_a .

$$P_a = \frac{4B}{3 \frac{D_o}{t_r}} \quad (26)$$

D_o : diámetro exterior de la capa o tubo de la carcasa cilíndrica (in).

t_r : espesor mínimo requerido de la carcasa o tubo cilíndrico (in).

l : longitud total de un tubo entre placas tubulares (in).

Cabezas formadas, presión en el lado convexo (UG-33)

Paso 1: Hallar K_o utilizando la norma ASME VIII-1 (2023, Figure UG-33.1).

Paso 2: Calcular L_o , para una cabeza elíptica $\frac{D_o}{2h_o} = 2$.

$$L_o = K_o D_o \quad (27)$$

Paso 3: Calcular.

$$A = \frac{0.125}{\frac{L_o}{t_n}} \quad (28)$$

Paso 4: Hallar el factor B utilizando la norma ASME BPVC II D (2023, Figure CS-3).

Paso 5: Calcular.

$$P_a = \frac{B}{\frac{L_o}{t_n}} \quad (29)$$

t_r : espesor mínimo requerido de la carcasa o tubo cilíndrico (in).

L_o : radio esférico (in).

K_o : factor de radio esférico.

Brida ciega fijada con pernos (UG-34).

$$t_r = d \sqrt{\frac{CP}{SE} + \frac{1.9Wh_G}{SEd^3}} \quad (30)$$

d: diámetro o tramo corto de brida (in), (ASME VIII-1, 2023, Figure UG-34 (j)).

C: factor de fijación (ASME VIII-1, 2023, Figure UG-34 (j)).

P: presión de diseño (psig).

E: eficiencia de soldadura.

W: carga total soportada por perno (lb).

h_G : brazo de momento de la junta(in), (ASME VIII-1, 2023, Figure UG-34 (j)).

S: Esfuerzo admisible (psi)

Carga de los pernos en condiciones de operación (Apéndice obligatorio 2)

Según la norma ASME VIII-1 (2023) Para condiciones de operación:

- El valor de P será la presión de diseño y se utilizarán los valores de S_b a la temperatura de diseño.
- La fuerza hidrostática final H ejercida por la presión de trabajo máxima admisible sobre el área delimitada por el diámetro de reacción de la junta.
- La carga de compresión H_p ejercida sobre la junta o superficie de contacto para asegurar una unión hermética.
- W_{m1} debe ser suficiente para resistir la fuerza hidrostática final H y la carga de compresión H_p .

$$W_{m1} = H + H_p \quad (31)$$

$$W_{m1} = 0.785G^2P + (2b * 3.14GmP) \quad (32)$$

$$W = W_{m1} \quad (33)$$

Cuando el ancho de la cara elevada de la brida (w) \leq al ancho del empaque (N).

$$b_o = \text{mayor valor} \left[\frac{w + T}{2}, \frac{w + N}{4} \right] \quad (34)$$

Para $b_o > 1/4$ in.

$$b = C_b \sqrt{b_o} \quad (35)$$

P: presión de diseño (psi).

b: ancho efectivo de asiento de la junta (in), (ASME VIII-1, 2023, Table 2-5.2).

G: diámetro de reacción de la carga en la junta (in), (ASME VIII-1, 2023, Table 2-5.2).

m : factor de la junta (ASME VIII-1, 2023, Table 2-5.1, Mineral fiber with suitable binder for operating conditions).

W_{m1} : carga de perno mínima requerida para las condiciones de operación (lb).

w : ancho de la cara elevada de la brida (in).

N : ancho de junta (in), (ASME B16.5, 2020, Table 4).

T : espesor de la junta (in).

b_o : ancho básico de asiento de la junta (in).

C_b : factor de conversión igual a 0.5.

Carga de los pernos para el asentamiento de la junta (Apéndice obligatorio 2)

Para el asentamiento de la junta: P es igual a cero y se utilizarán los valores de S_a a temperatura atmosférica.

$$W_{m2} = 3.14bGy \quad (36)$$

$$A_m = \text{mayor valor de} \left[A_{m1} = \frac{W_{m1}}{S_b}, A_{m2} = \frac{W_{m2}}{S_a} \right] \quad (37)$$

$$W = \frac{(A_m + A_b)S_a}{2} \quad (38)$$

W_{m2} : carga mínima requerida para el asiento de la junta (lb).

b : ancho efectivo de asiento de la junta (in), (ASME VIII-1, 2023, Table 2-5.2).

G : diámetro de reacción de la carga en la junta (in), (ASME VIII-1, 2023, Table 2-5.2).

y : carga de asiento de la junta (psi), (ASME VIII-1, 2023, Table 2-5.1, Mineral fiber with suitable binder for operating conditions).

A_m : área total requerida de la sección transversal de los pernos, tomada como el mayor de A_{m1} y A_{m2} (in²).

A_b : Área total de la sección transversal de todos los pernos basada en el menor de los valores siguientes(ASME PCC-1, 2022, Table H-1):

- diámetro de la raíz de la rosca
- diámetro menor de cualquier porción no roscada

S_a : tensión admisible del perno a temperatura atmosférica (psi).

S_b : tensión admisible del perno a temperatura de diseño (psi).

2.3.1.3 Límite de sobrepresión (UG-153).

La selección de un dispositivo de alivio de presión debe cumplir condiciones para garantizar la integridad del banco de pruebas.

1. El dispositivo deberá evitar una sobrepresión del 10% sobre la máxima presión de trabajo admisible (ASME VIII-1 2023, UG-153 (a)).
2. El dispositivo debe tener una precisión de 3% para presiones mayores a 70 psi (ASME VIII-1 2023, UG-155 (d)).

2.3.1.4 Área de descarga requerida (API 520).

La selección adecuada de una válvula de seguridad o de alivio para líquidos requiere el dimensionamiento del área de descarga, a fin de garantizar la despresurización efectiva del sistema ante un evento de sobrepresión durante la operación del banco de pruebas hidrostático. Este procedimiento debe realizarse conforme a lo establecido en la norma American Petroleum Institute – Sizing, Selection, and Installation of Pressure-Relieving Devices. Part I: Sizing and Selection (API 520, 2020, 5.8).

El área de descarga requerida se calcula con la siguiente ecuación:

$$A_Q = \frac{Q}{38K_d K_w K_c K_v} \sqrt{\frac{G_l}{P_1 - P_2}} \quad (39)$$

A_Q : área de descarga requerida (in^2).

Q : caudal requerido de descarga (gal/min).

K_d : coeficiente de descarga, 0.65 cuando se instala una válvula de alivio de presión.

K_w : factor de corrección debido a la contrapresión, $K_w = 1$ cuando la contrapresión es atmosférica

K_c : es el factor de corrección de combinación para instalaciones con un disco de ruptura aguas arriba de la válvula de alivio de presión, $K_c = 1$ cuando no se instala un disco de ruptura

K_v : es el factor de corrección por viscosidad; si el líquido tiene una viscosidad de 100 cP (0,1 Pa-s) o menos, el factor de corrección de viscosidad puede establecerse en 1.

G_l : gravedad específica del líquido referida al agua.

P_1 : sobrepresión admisible, 10% sobre la máxima presión de trabajo admisible (psig).

P_2 : contrapresión, presión atmosférica (psig).

2.3.1.5 Aberturas en Recipientes a Presión (UG-36).

De acuerdo con la norma ASME VIII-1 (2023, UG-36), las restricciones para aberturas en recipientes a presión incluyen:

- Las aberturas en la parte cilíndrica son elípticas o circulares.
- La dimensión larga de la abertura no supera el doble la dimensión corta.
- El diámetro interior de la abertura no excede la mitad del diámetro interior del cilindro.

2.3.1.6 Área de refuerzo para aberturas.

El banco de pruebas hidrostáticas requiere la instalación de varios componentes necesarios para su funcionamiento, como equipos de monitoreo, protecciones contra la sobrepresión, entradas de agua con diámetros diferenciados y una válvula de purga. Debido a estos requerimientos es necesario realizar aberturas en la carcasa cilíndrica y tapa elíptica, para la instalación de boquillas y accesorios.

En la figura UG-37.1 del ASME VIII-1 (2023) se ilustra un ejemplo de cómo deben realizarse los refuerzos para evitar comprometer la integridad estructural del banco de pruebas.

Área de refuerzos para aberturas en carcasas cilíndricas (UG-37).

Área requerida de refuerzo

$$A = d_a t_r F + 2 t_n t_r F (1 - f_{r1}) \quad (40)$$

Área debido al espesor excedente en la carcasa, usar el mayor valor de A_1 :

$$A_1 = d_a (E_1 t - F t_r) - 2 t_n (E_1 t - F t_r) (1 - f_{r1}) \quad (41)$$

$$A_1 = 2(t + t_n)(E_1 t - F t_r) - 2 t_n (E_1 t - F t_r) (1 - f_{r1}) \quad (42)$$

Área debido al espesor excedente en la boquilla, usar el menor valor de A_2 :

$$A_2 = 5(t_n - t_{rn}) f_{r2} t \quad (43)$$

$$A_2 = 5(t_n - t_{rn}) f_{r2} t_n \quad (44)$$

$$A_2 = 5(t_n - t_{rn})(2.5 t_n + t_e) f_{r2} \quad (45)$$

Área debido a la boquilla interna, usar el menor valor de A_3 :

$$A_3 = 5tt_i f_{r2} \quad (46)$$

$$A_3 = 5t_i t_i f_{r2} \quad (47)$$

$$A_3 = 2h_i t_i f_{r2} \quad (48)$$

Área de soldadura exterior.

$$A_{41} = (leg)^2 f_{r2} \quad (49)$$

Área del elemento de refuerzo.

$$A_5 = (D_p - d_a - t_n) t_e f_{r4} \quad (50)$$

Abertura adecuadamente reforzada.

$$A_1 + A_2 + A_3 + A_{41} + A_5 \geq A \quad (51)$$

A: área transversal total del refuerzo requerido (in²).

A₁: área disponible de refuerzo debido al espesor excedente en la carcasa (in²).

A₂: área disponible de refuerzo debido al espesor excedente en la boquilla (in²).

A₃: área debido a la boquilla interna (in²).

A₄₁: área de soldaduras disponibles para refuerzo (in²).

A₅: área del elemento de refuerzo (in²).

t: espesor nominal en condiciones corroídas de la carcasa (in²).

E₁: factor igual a 1, cuando la abertura no está ubicada en una unión soldada.

d_a: diámetro de la abertura en condiciones corroídas (in).

t_r : espesor mínimo requerido de la carcasa.

F: Se utiliza un valor de 1 para todas las configuraciones, para refuerzos integrales perpendiculares a la carcasa se utiliza un valor de 0.5 (ASME VIII-1, 2023, Figura UG-37).

t_n = espesor nominal en condiciones corroídas de la boquilla (in).

t_{rn} = espesor requerido de la boquilla (in).

t_i : espesor de la boquilla interna con todas las caras en condiciones corroídas (in).

h_i : longitud de la boquilla interna (in).

$f_{r1} = S_n/S_v$ para la pared de la boquilla insertada a través de la pared del recipiente
= 1,0 para la pared de la boquilla que linda con la pared del recipiente

$f_{r2} = S_n/S_v$.

$f_{r4} = S_p/S_v$.

t_e : Espesor del refuerzo externo (in).

E: eficiencia de soldadura

S_p : esfuerzo admisible del refuerzo externo (psi).

S_n : esfuerzo admisible en la boquilla (psi).

S_v : esfuerzo admisible en el recipiente (psi).

2.3.1.7 Límites del refuerzo (UG-40).

El límite del refuerzo medidos en paralelo a la pared del recipiente, deben estar a una distancia, a cada lado del eje de la abertura, igual al mayor de los siguientes valores (ASME BPVC VIII 1, 2023)

1. Diámetro de la abertura terminada (D_a).
2. La suma del radio interior de la boquilla (R), espesor de la pared del recipiente ($t_{carcasa}$) y espesor de la pared de la boquilla ($t_{boquilla}$).

2.3.1.8 Cargas consideradas para el diseño (UG-22).

Presión de diseño interna o externa

Peso del recipiente y contenido normal bajo condiciones de operación o prueba.

Reacciones estáticas superpuestas del peso de equipo adjunto.

2.3.1.9 Tubos y cañerías cuando se utilizan como tubos o carcasas (UG-31).

(a) Presión interna. El espesor de pared requerido para tubos y tuberías bajo presión interna se determinará de acuerdo con las reglas para carcasas en UG-27.

(b) Presión externa. El espesor de pared requerido para tubos y tuberías bajo presión externa se determinará de acuerdo con las reglas en UG-28.

2) Cuando los extremos estén roscados, se debe proporcionar un espesor de pared adicional en la cantidad de $0,8/n$ pulg. ($20/n$ mm) [donde n es igual al número de roscas por pulgada (25,4 mm)].

2.3.1.10 Bridas y accesorios para tuberías (UG-44).

Esta sección especifica qué normas y estándares son aceptables para bridas y accesorios, así como las condiciones bajo las cuales pueden utilizarse.

- ASME B16.5: Bridas y accesorios bridados de acero, NPS ½ a NPS 24.
- ASME B16.9: Accesorios de soldadura a tope fabricados.
- ASME B16.11: Accesorios forjados para soldadura de socket y roscados.

2.3.1.11 Soldadura.

Categoría de Soldadura (UW-3).

Categoría A: juntas soldadas longitudinales.

Categoría B: juntas soldadas circunferenciales.

Categoría C: Uniones soldadas que conectan bridas.

Categoría D: Uniones soldadas que conectan boquilla.

Resistencia de la soldadura (UW-6).

- La resistencia a la tracción de la soldadura debe ser igual o superior a la de los metales base que se unirán.
- Para unir metales base de diferentes resistencias mediante soldadura, la resistencia a la tracción del metal de soldadura debe ser igual o superior a la del más débil de los dos metales base.

Los electrodos de soldadura para un proceso Shielded Metal Arc Welding (SMAW) o Soldadura por Arco Metálico Protegido o Soldadura con Electrodo Revestido, poseen la siguiente nomenclatura:

EXX#R-CC

E: electrodo para soldadura por arco.

XX: resistencia a la tracción del electrodo.

#: posición de soldadura, cuando es 1 se refiere a todas las posiciones (plana, horizontal, vertical, sobrecabeza).

R: tipo de revestimiento y corriente, cuando es 8 tiene un revestimiento con bajo hidrógeno, hierro en polvo, corriente CC (+) o CA.

CC: composición química, cuando es C3 el electrodo produce depósitos con 1% de níquel (LINCOLN ELECTRIC, s. f.)

Tabla 2

Electrodos para la unión entre metales.

Unión entre metales		Electrodo
SA-106 B	SA-105	E7018
SA-106 B	API 5L X60 PSL2	E7018
SA-106 B	SA-516 70	E7018
SA-537 Cl.2	API 5L X60 PSL2	E8018-C3
SA-36	SA-36	E6013

Nota. Elaboración propia.

Exámenes radiográficos y ultrasónicos (UW-11).

Las soldaduras a tope de Categoría B y C en boquillas que no excedan NPS 10 (DN 250) ni 1 1/8 in (29 mm) de espesor de pared no requieren ningún examen radiográfico, siempre que no estén ubicadas en la unión soldada del recipiente.

Requisitos de soldadura mínimos para aberturas (UW-16).

Según el código los cuellos y tubos que no excedan NPS 6 (DN 150) se pueden unir desde un solo lado en la superficie exterior o interior del recipiente como se muestra en el ASME VIII-1 (2023, Figure UW-16.1).

2.3.1.12 Mínima temperatura de diseño del metal (UCS-66).

A medida que la temperatura disminuye, los aceros al carbono pueden volverse más frágiles y perder su capacidad para absorber energía. Por eso, el ASME requiere pruebas de impacto cuando el material opera a temperaturas cercanas o inferiores a su temperatura mínima de diseño del metal (MDMT, por sus siglas en inglés).

Para la determinación de la MDMT para un equipo se calcula la MDMT de cada componente utilizando los criterios establecidos en el ASME VIII-1 (2023, Figura UCS-66) y finalmente escogiendo la temperatura más alta entre los valores obtenidos

Además, el código ASME VIII-1 (2023, Figura UCS-66.2) permite ajustar la MDMT en función del espesor del material y su curva de impacto correspondiente, lo que puede evitar la necesidad de realizar pruebas de impacto en ciertos casos (ASME, 2023, Sección VIII, Div. 1, UCS-66).

Relación de coincidencia:

$$\frac{t_r * E}{t_n - e_c} \quad (52)$$

t_r : espesor requerido (in)

E : eficiencia de soldadura.

t_n : espesor nominal

e_c : espesor de corrosión.

2.3.2 Selección de Materiales

2.3.2.1 Materiales utilizados para el diseño.

ASTM A105 (2024) Esta especificación “cubre las normas para componentes de tuberías de acero al carbono forjado, es decir, bridas, accesorios, válvulas y piezas similares, para su uso en sistemas de presión en condiciones de servicio a temperatura ambiente y a temperaturas más altas”.

ASTM A106 (2019) Esta especificación “cubre los tubos de acero al carbono para servicio a alta temperatura. Estos tubos son adecuados para soldadura, doblado, rebordeado y operaciones de conformado similares”.

ASTM A516 (2017) Esta especificación cubre las “placas de acero al carbono destinadas principalmente al servicio en recipientes a presión soldados donde es importante mejorar la tenacidad a la entalla”.

ASTM A234 (2024) Esta especificación cubre los “accesorios de acero al carbono forjado y de acero aleado de construcción soldada y sin costura. Estos accesorios se utilizan en tuberías a presión y en la fabricación de recipientes a presión para servicio a temperaturas moderadas y elevadas”.

El acero API 5L X60 es un grado especificado por la norma API 5L para tuberías de transporte de hidrocarburos en sistemas de recolección, transmisión y distribución. El número "60" indica una resistencia mínima a la fluencia de 60,000 psi (414 MPa). Este acero presenta una buena combinación de resistencia mecánica y soldabilidad, por lo que es comúnmente utilizado en ductos de alta presión y largas distancias

ASTM A193 (2024) esta especificación se aplica a pernos, tornillos, espárragos, varillas roscadas y otros sujetadores roscados fabricados en acero aleado como-

molibdeno, tratados térmicamente y diseñados para aplicaciones de alta resistencia a la tracción y alta temperatura.

ASTM A537 (2020) esta especificación establece “los requisitos para placas de acero al carbono, manganeso y silicio, sometidas a tratamiento térmico, destinadas a recipientes a presión y estructuras soldadas por fusión”.

ASTM A36 (2019) esta especificación establece “los requisitos para formas, placas y barras de acero al carbono de calidad estructural, destinadas a construcciones remachadas, empernadas o soldadas en puentes, edificios y otras estructuras generales”.

2.3.2.2 Características de los materiales.

Temperatura de diseño (design temperature) es la temperatura máxima a la que se espera que opere un componente o sistema bajo condiciones normales de servicio. Esta temperatura influye en la selección del material y su esfuerzo admisible (ASME VIII 1, 2023).

Máximo esfuerzo admisible (maximum allowable stress) es el valor máximo de tensión que un material puede soportar de manera segura bajo condiciones de diseño específicas, como presión y temperatura (ASME BPVC VIII 1, 2023).

Mínima tensión de tracción (minimum tensile strength) es la resistencia mínima que un material debe tener para resistir una carga de tracción antes de fracturarse (ASTM A370, 2024).

Mínima tensión de fluencia (minimum yield strength) es la tensión mínima a la cual un material comienza a deformarse plásticamente (sin recuperar su forma original). Es un parámetro crítico para el diseño de componentes sometidos a cargas (ASTM A370, 2024).

SMLS (seamless) se refiere a productos metálicos (tubos, placas, etc.) fabricados sin costura, lo que les confiere mayor resistencia y uniformidad en comparación con los productos soldados (ASME BPVC II D, 2023).

PSL 2 (product specification level 2, nivel de especificación del producto 2) establece requerimientos más estrictos que PSL 1, tanto en composición química como en propiedades mecánicas, métodos de prueba y control de calidad. Algunas características clave del PSL 2 incluyen:

2.3.3 Selección del Espesor de Corrosión de la Organización Internacional de Estandarización (International Organization for Standardization - ISO)

Determinar el espesor de corrosión es un aspecto crítico en el diseño de los componentes del banco de pruebas, especialmente cuando se prevé su operación en ambientes agresivos, como es el caso de un ambiente minero. Para garantizar la durabilidad y funcionalidad del banco de pruebas durante su vida útil estimada de 10 años, se ha estimado un espesor de corrosión de 667 μm en los componentes metálicos, como se muestra en la norma ISO 9924 (2012, Table A.2). Este valor tiene en cuenta la exposición continua a condiciones corrosivas propias de entornos mineros, donde la presencia de humedad, químicos y partículas suspendidas acelera el deterioro de los materiales.

La norma ISO 9223 (2012) es el estándar internacional que especifica los factores clave que influyen en la corrosión atmosférica de metales y aleaciones. Esta norma proporciona una clasificación de los diferentes tipos de ambientes atmosféricos en función de su corrosividad, lo que permite seleccionar los materiales y espesores adecuados para cada aplicación. La clasificación incluye categorías que van desde ambientes con corrosividad muy baja (C1) hasta ambientes extremadamente corrosivos (C5).

En el caso del banco de pruebas, el ambiente minero se clasifica dentro de una categoría de corrosividad alta (C5), las condiciones específicas del lugar se muestran en la norma ISO 9223 (2012, Table C.1).

2.3.4 Criterio de Detección para el Análisis de Fatiga Basado en la Norma ASME BPVC VIII División 2

ASME BPVC VIII 2 (2023) proporciona métodos para determinar si es necesario realizar un análisis de fatiga como parte del diseño de un recipiente. Si se cumplen ciertos criterios, el análisis de fatiga puede omitirse.

1. Basado en experiencia con equipos comparables operando en condiciones similares.
2. Método A, aplicable solo para materiales con resistencia a la tracción ≤ 80 ksi.
3. Método B, aplicable para todos los materiales.

2.3.4.1 Selección de fatiga, Método A.

Este método solo es aplicable para materiales con resistencia a la tracción ≤ 80 ksi:

Paso 1: Determinar el historial de cargas basado en el Documento de Diseño del Usuario, incluyendo todas las cargas cíclicas y eventos.

Paso 2: Con base en el historial de carga del Paso 1, determinar el número de ciclos de presión completa (arranque y parada), designado como $N_{\Delta FP}$.

Paso 3: Con base en el historial de carga del Paso 1, determinar el número de ciclos donde la variación de presión supera el 20% de la presión de diseño (construcción integral) o el 15% (construcción no integral), designado como $N_{\Delta PO}$.

Paso 4: Con base en el historial de carga del Paso 1, determinar el número efectivo de cambios en la diferencia de temperatura entre puntos adyacentes, designado como $N_{\Delta TE}$.

Paso 5: Con base en el historial de carga del Paso 1, determinar el número de ciclos donde la diferencia de temperatura entre materiales con coeficientes de expansión térmica diferentes supera un valor específico, designado como $N_{\Delta T\alpha}$.

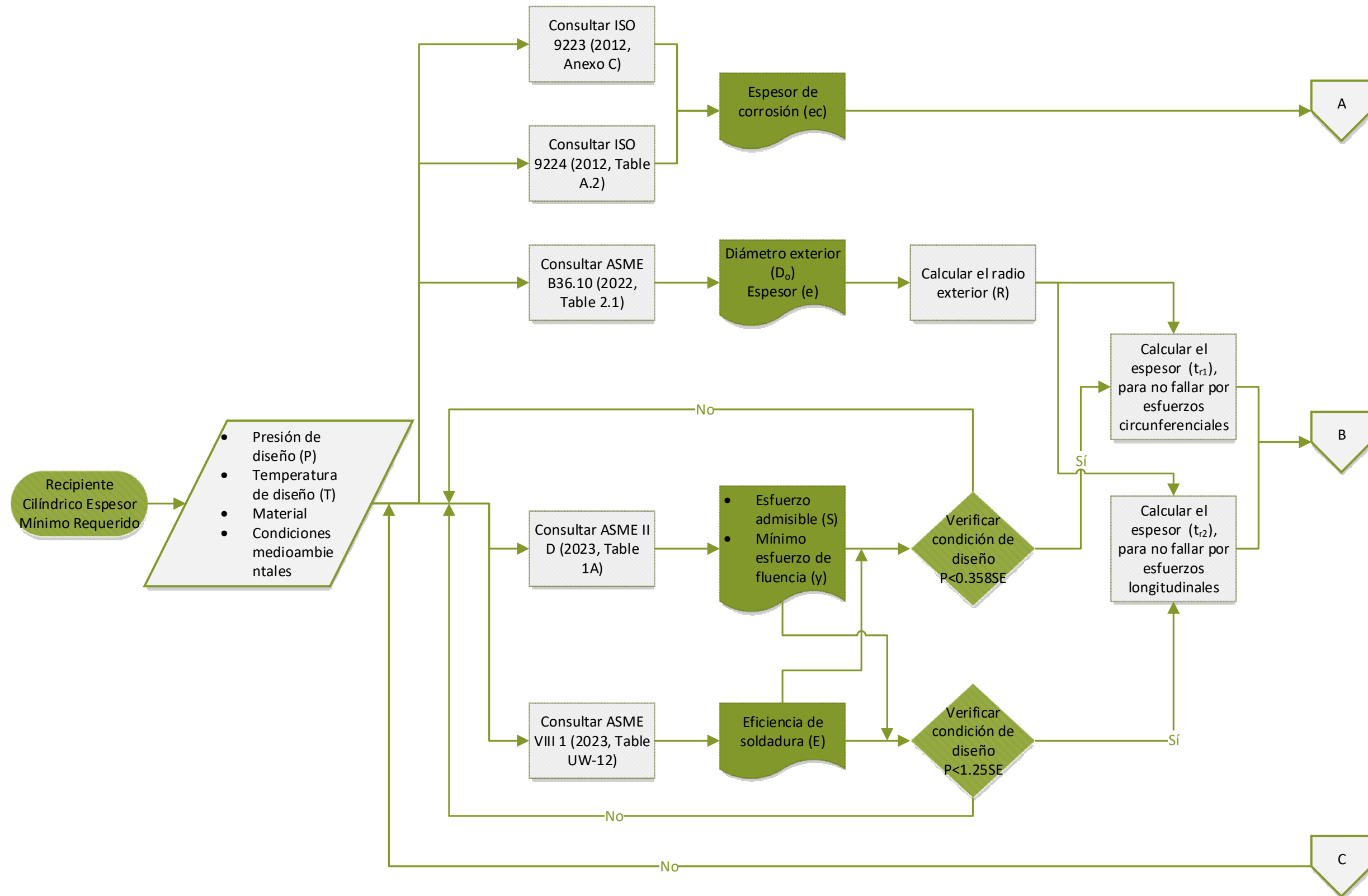
Paso 6: Si los valores de $N_{\Delta FP}$, $N_{\Delta PO}$, $N_{\Delta TE}$ y $N_{\Delta T\alpha}$ cumplen con el criterio de la norma ASME VIII-2 (2023, Table 5.9), no se requiere un análisis de fatiga. De lo contrario, sí es necesario.

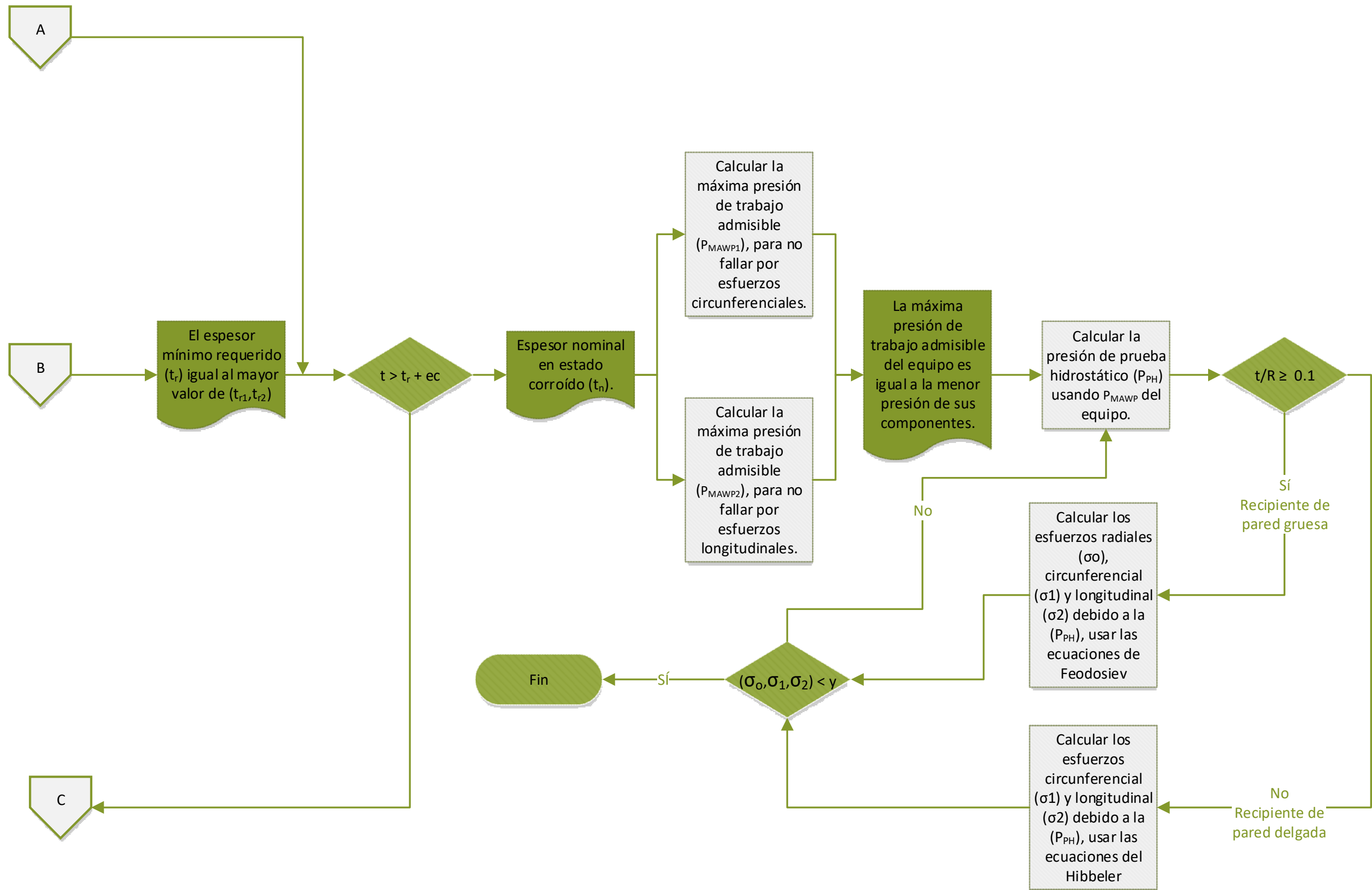
2.3.5 *Integrally reinforced forged branch outlet fittings: socket welding, threaded, and buttwelding ends (MSS SP-97, 2019)*

El estándar MSS SP-97 (2019) establece requisitos técnicos para conexiones forjadas de salida con refuerzo integral en sistemas de tuberías, soldadura por enchufe (socket welding), roscados (threaded) y soldadura a tope (buttwelding). Compatible con normas ASME B16.11 (socket/roscados) y B16.9 (buttwelding).

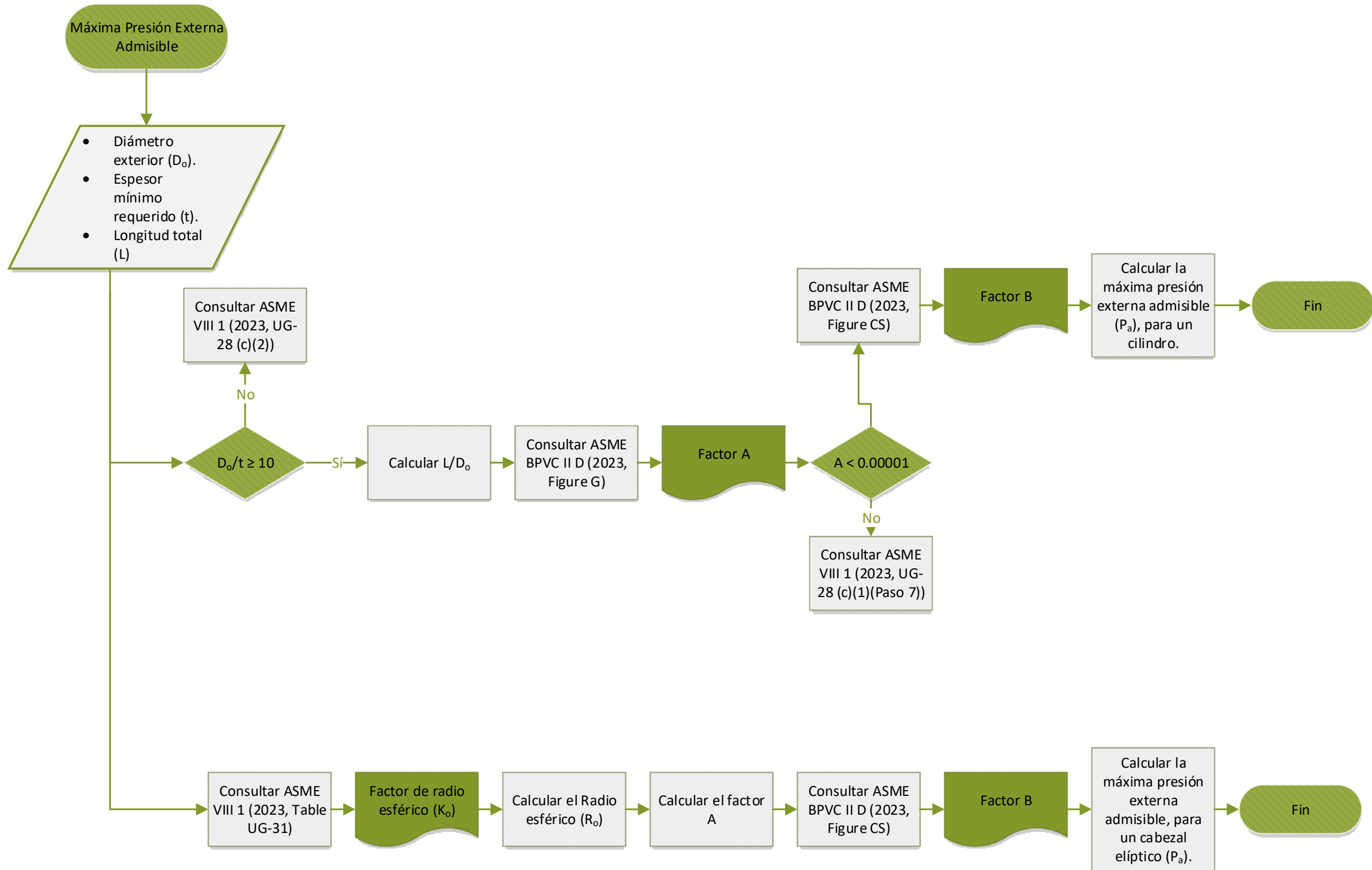
2.4 Metodología Desarrollada para el Diseño del Banco de Pruebas

2.4.1 Recipiente Cilíndrico – Espesor Mínimo Requerido

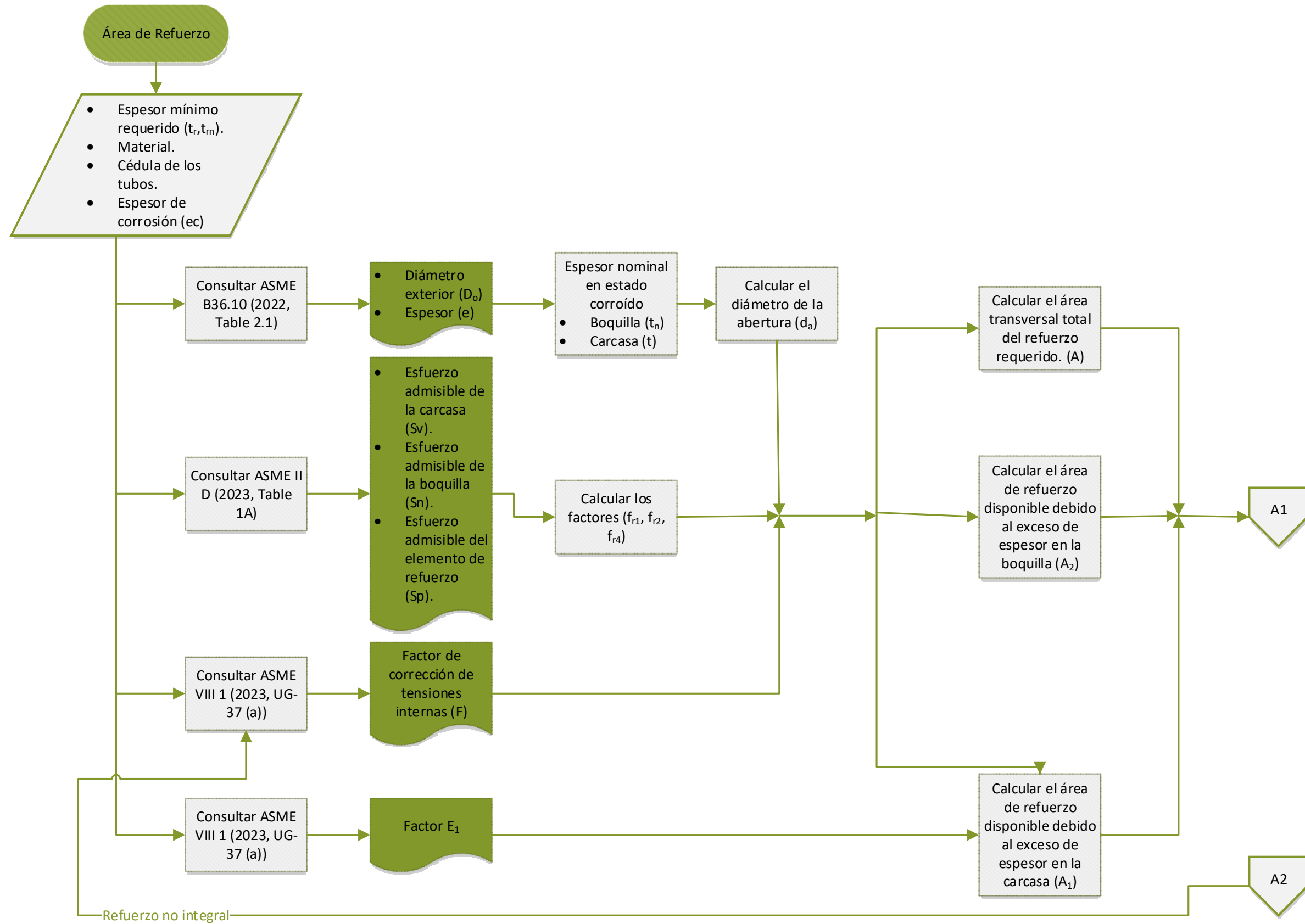


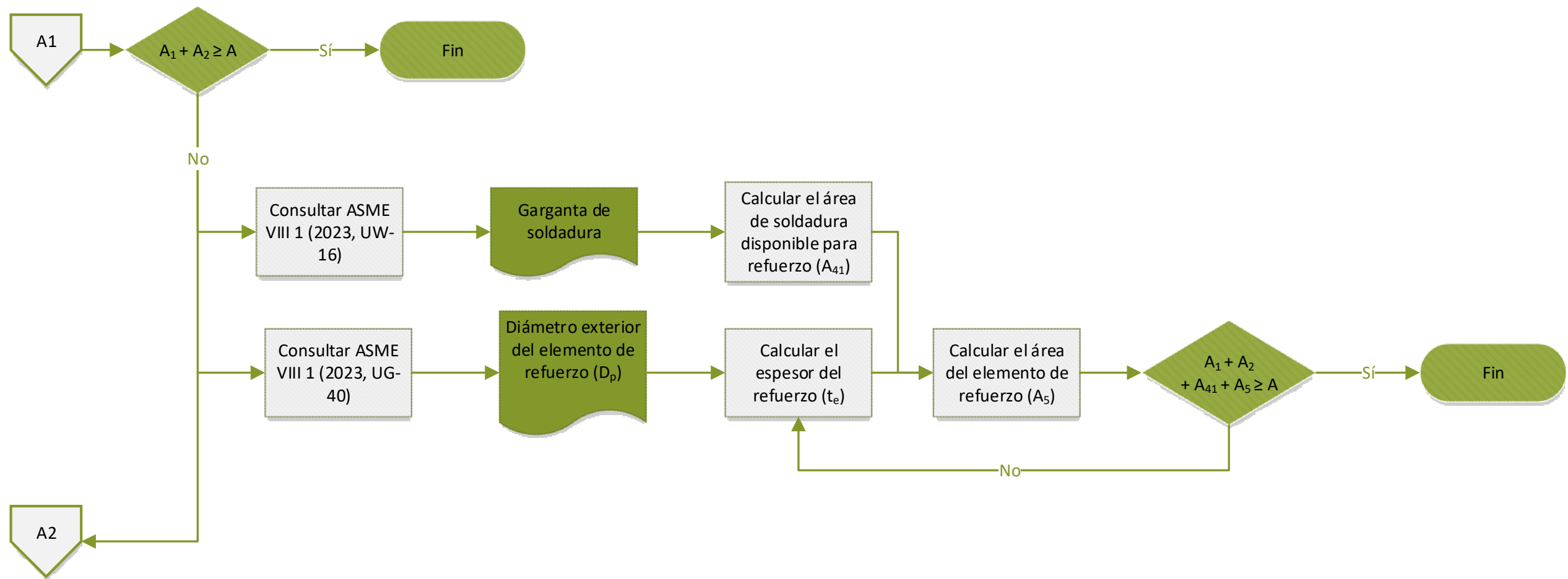


2.4.2 Máxima Presión Externa Admisible

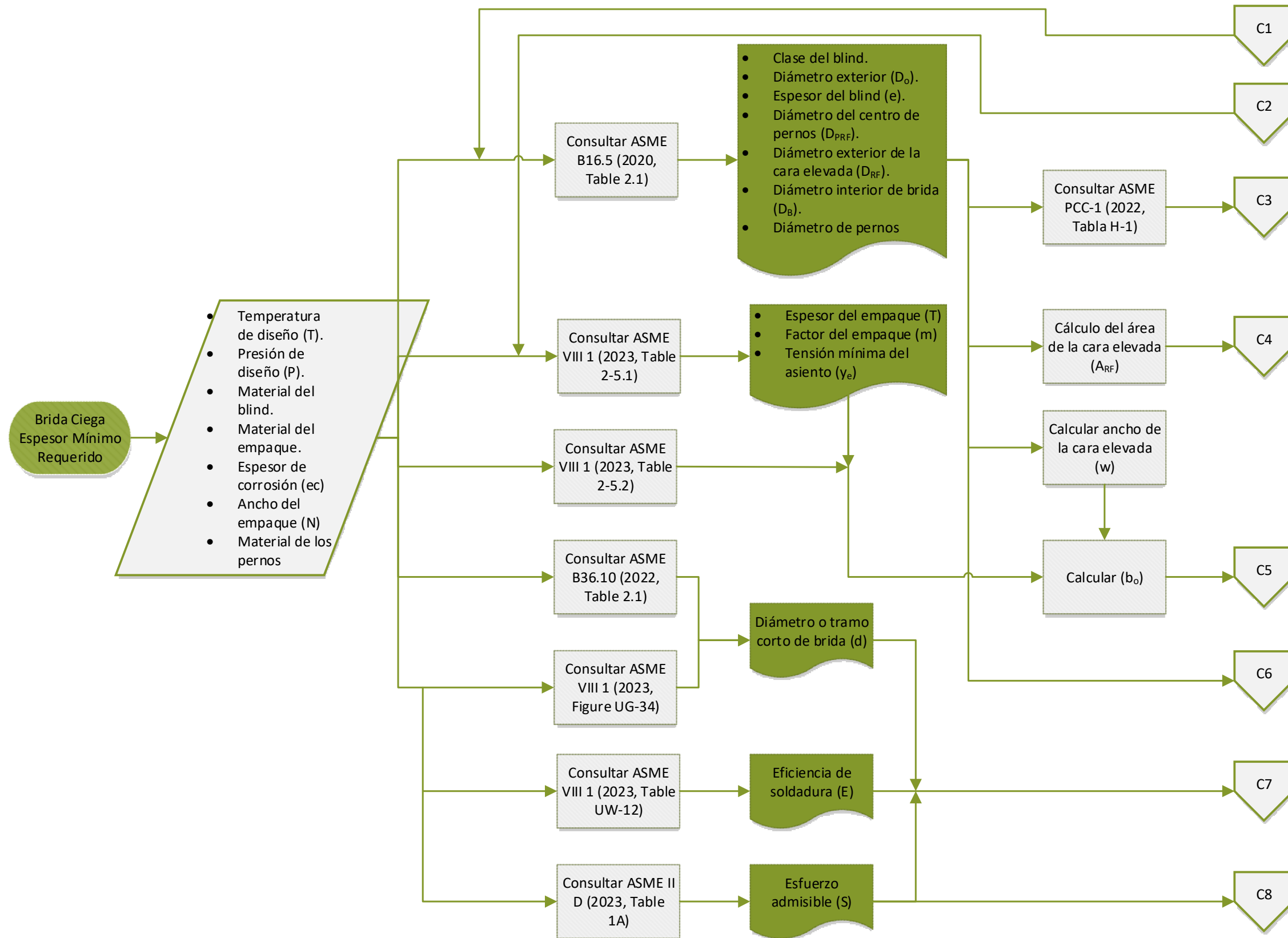


2.4.3 Área de Refuerzo





2.4.4 Brida Ciega - Espesor Mínimo Requerido



2.5 Descripción de equipos

2.5.1 Sistema de bombeo

El sistema de bombeo está conformado por componentes mecánicos e hidráulicos encargados de generar, controlar y dirigir la presión necesaria para realizar ensayos hidrostáticos, Figura 9. Este sistema incluye la bomba, filtros, acoples, válvulas, manómetros y mangueras, entre otros elementos.

Figura 9

Sistema de bombeo.



Nota. <https://www.catpumps.com/products/pumps/piston-pumps> (Catálogo de bombas y accesorios (Pumps & Accessories Catalog)).

2.5.1.1 Bomba de émbolo.

Una bomba de émbolo es una bomba volumétrica positiva que utiliza uno o varios émbolos que se desplazan alternativamente dentro de un cilindro para succionar y descargar el fluido. Este tipo de bombas se caracteriza por ofrecer altas presiones de trabajo y un flujo relativamente constante, siendo comúnmente utilizadas en aplicaciones como limpieza industrial, sistemas hidráulicos, inyección de combustibles o pruebas hidrostáticas (Cat Pumps, s. f.).

Criterio de selección.

El criterio de selección de una bomba depende fundamentalmente del propósito de su aplicación. En el caso de una prueba de presión hidrostática, es necesario incrementar la presión de forma gradual y controlada. Por ello, se requiere una bomba de alta presión y caudal medio, que permita llenar el sistema sin provocar aumentos bruscos que puedan comprometer la seguridad del ensayo.

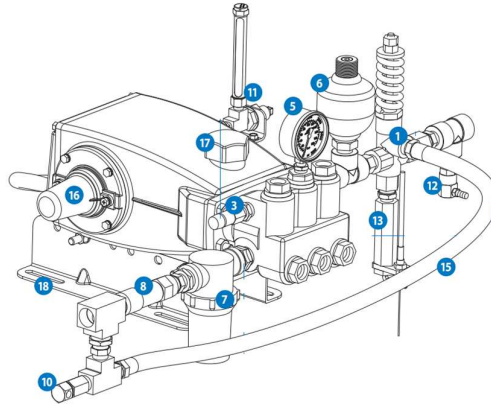
La Figura 10 muestra los principales componentes de una bomba de émbolo, comúnmente utilizada en este tipo de aplicaciones debido a su capacidad de generar presiones elevadas con caudales reducidos.

1. Descargador
2. Regulador
3. Válvula de seguridad
4. Válvula de alivio
5. Manómetro
6. Amortiguador de pulsaciones*
7. Filtro de entrada
8. Regulador de presión de entrada
9. Estabilizador de entrada
10. Válvula térmica
11. Kit de drenaje/medidor de aceite
12. Válvula de arranque fácil
13. Controlador del acelerador
14. Monitor LPS
15. Manguera de derivación
16. Protector del eje

- 17. Protector de la tapa de aceite
- 18. Rieles

Figura 10

Componentes de una bomba de émbolo.



Nota. <https://www.catpumps.com/products/pumps/piston-pumps> (Catálogo de bombas y accesorios (Pumps & Accessories Catalog)).

2.5.1.2 Acople de campana.

La carcasa de campana mostrada en la Figura 11 proporciona una alineación entre el eje del motor y el eje de la bomba. Esta alineación reduce la carga lateral que normalmente se genera en los rodamientos, lo que contribuye a un funcionamiento más silencioso, estable y con menor desgaste a lo largo del tiempo (CAT Pumps, s. f.).

Criterio de selección.

La selección del acople tipo campana se determina en función del modelo específico de la bomba y las especificaciones indicadas en el catálogo del fabricante. Este tipo de acople debe ser compatible dimensionalmente con la interfaz bomba-motor, y cumplir con los estándares NEMA (National Electrical Manufacturers Association), los cuales

garantizan la correcta alineación, acoplamiento y transmisión de potencia mecánica de forma segura y eficiente.

Figura 11

Acople de campana.



Nota. <https://www.catpumps.com/products/pumps/piston-pumps> (Catálogo de bombas y accesorios (Pumps & Accessories Catalog)).

2.5.1.3 Acople flexible.

El acoplamiento flexible mostrado en la Figura 12 está diseñado específicamente para transmitir el torque de manera uniforme entre ejes, incluso cuando existen condiciones de desalineamiento (Canchis Chinchay, 2022).

Criterio de selección.

La selección del acople flexible está determinada por el modelo de la bomba y las especificaciones proporcionadas en el catálogo del fabricante. Adicionalmente, es fundamental verificar con el fabricante que el torque admisible del acople no sea inferior al torque máximo generado por el motor durante su operación.

Figura 12

Acople flexible.



Nota. <https://www.catpumps.com/products/pumps/piston-pumps> (Catálogo de bombas y accesorios (Pumps & Accessories Catalog)).

2.5.1.4 Manguera hidráulica.

Es un componente en los sistemas hidráulicos de media presión, diseñada para transportar fluidos. Esta manguera es utilizada en maquinaria industrial, agrícola y de construcción, debido a su fiabilidad, flexibilidad y cumplimiento con estándar internacional Society of Automotive Engineers (SAE).

La manguera está compuesta por tres capas principales:

- Tubo interior: Fabricado generalmente de caucho sintético resistente al aceite, cuya función es contener el fluido hidráulico y evitar su degradación.
- Refuerzo: Una sola trenza de alambre de acero de alta resistencia, que proporciona soporte mecánico y permite soportar presiones moderadamente altas.
- Cubierta exterior: De caucho sintético resistente a la abrasión, al ozono y a las condiciones climáticas, protegiendo la estructura interna frente al entorno operativo.

Figura 13

Manguera hidráulica.



Nota. <https://strobbe.com.pe/project/mangueras-hidraulicas/> (ficha técnica Mangueras Hidráulicas – STROBBE®).

2.5.1.5 Motor de inducción trifásica

Según Asea Brown Boveri (ABB, 2019) en su Guía de motores de bajo voltaje (Low Voltage Motors Guide) los motores de inducción trifásicos de baja tensión están diseñados para operar en condiciones estándar de hasta 40 °C de temperatura ambiente y 1000 m de altitud. En condiciones ambientales más exigentes (temperaturas o altitudes superiores), la potencia de salida del motor debe ser reducida para evitar un sobrecalentamiento. El factor de derrateo aplicable en estas condiciones se presenta en la Tabla 3.

Tabla 3

Factor de derrateo.

Ambient Temperature, °C	30	40	45	50	55	60	70	80
Permitted output, % of rated output	107	100	96.5	93	90	86.5	79	70

Height above sea level, m	1000	1500	2000	2500	3000	3500	4000
Permitted output, % of rated output	100	96	92	88	84	80	76

Nota. Adaptado de Asea Brown Boveri (2019, Table 4.1).

Características de selección

La selección del motor eléctrico debe basarse en los requerimientos operativos del sistema de bombeo, considerando factores como la altitud de operación, potencia a plena carga, velocidad de rotación (RPM), tipo de acople directo NEMA, y el torque requerido.

1. Altitud de operación: A mayores altitudes, disminuye la densidad del aire, en consecuencia, se reduce la capacidad de enfriamiento del motor, a su vez afecta el sistema de aislamiento térmico del devanado. Por lo tanto, se debe aplicar un factor de corrección o "derrateo" a la potencia nominal del motor, con el fin de preservar su integridad térmica y garantizar un funcionamiento seguro.
2. Potencia a plena carga: Requerimiento energético de la bomba en condiciones de operación continua luego de aplicar la corrección por altitud.
3. Acople directo: Compatible con el estándar NEMA.
4. Torque: Necesario para arrancar y operar la bomba sin riesgo de sobrecarga, considerando las condiciones más exigentes.

Figura 14

Motor de inducción trifásico.



Nota. <https://www.baldor.com/catalog/CEM3770T> (ficha técnica BALDOR).

2.5.2 Sistema eléctrico y de control

2.5.2.1 Variador de frecuencia

Su función principal es regular la velocidad del motor de corriente alterna (CA) mediante la conversión de la energía de entrada de CA a corriente continua (CC), y posteriormente, mediante un inversor, reconvertirla en CA de frecuencia y voltaje variables a través de modulación por ancho de pulso (PWM) (Aruquipa Perez & Soto Alanes, 2017).

Según el catálogo técnico de Asea Brown Boveri (s. f.) los convertidores de frecuencia de propósito general ABB ACS580, con rango de potencia de 0,75 kW a 500 kW, están sujetos a condiciones de derrating o factor de reducción de capacidad cuando operan en condiciones exigentes. Sobre los 1000 metros sobre el nivel del mar se aplica un factor de reducción del 1% por cada 100 metros de altitud y una reducción del 1% por cada grado centígrado por encima de los 40 °C de temperatura ambiente.

Criterio de selección

La selección del variador de frecuencia (VFD) debe considerar criterios técnicos como la altitud de operación, la potencia nominal del motor y la corriente de operación, con el objetivo de un funcionamiento seguro, eficiente y evitando fallas por sobrecalentamiento o pérdida de aislamiento.

1. Altitud de operación: Debido a la reducción en la capacidad de disipación térmica del variador por altitud, es necesario aplicar un factor de corrección (derrateo) a la potencia y corriente nominales del VFD.
2. Potencia: Para asegurar que el variador pueda alimentar al motor bajo condiciones de operación la capacidad del variador debe ser al menos igual o superior a la potencia del motor ajustada por altitud.

3. Corriente: Para operar dentro de su rango seguro y evitar disparos por protección térmica o sobrecorriente. La corriente nominal debe ser mayor o igual a la corriente del motor corregida por altitud.

Figura 15

Variador de Frecuencia.



Nota. <https://www.se.com/pe/es/product/ATV212HD30N4/variador-de-velocidad-atv212-30kw-40hp-480v-3ph-emc-ip21/> (ficha técnica de Schneider Electric Perú).

2.5.2.2 Reactor de Línea.

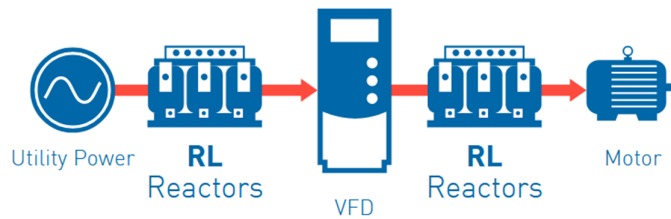
A fin de evitar distorsionar la red eléctrica y afectar dispositivos sensibles como sensores y registradores, el reactor de línea se instala a la entrada del Variador de Frecuencia (VDF). Este componente incrementa la impedancia del sistema, reduce transitorios de corriente (di/dt) y protege tanto al variador como al motor. Su selección se realiza en función de la corriente y potencia del VDF, siguiendo las especificaciones del fabricante (Aruquipa Perez & Soto Alanes, 2017).

Criterio de selección.

El criterio de selección del reactor de línea está determinado por las características eléctricas del variador de frecuencia y las recomendaciones del fabricante.

Figura 16

Reactor de línea.



Nota. <https://mtecorp.com/products/reactors/rl-reactors/> (ficha técnica de MTE Corporation).

2.5.2.3 Tablero eléctrico.

Tiene como función principal la protección de equipos, personas, además, controlar la velocidad del motor mediante elementos de fuerza, arranque del motor, supervisar el sistema, protección de posibles fallas del sistema eléctrico y señalización.

El sistema se conforma por una estructura metálica que integra diversos componentes eléctricos como elementos de protección, elementos de fuerza, elementos de control y señalización (Aguirre Ramos & Luis Gabriel, 2022).

Los elementos de protección aíslan eléctricamente la sección afectada en caso de una falla, con el fin de limitar el impacto sobre el sistema general. Entre los principales elementos se encuentran:

- Interruptores termomagnéticos: Protegen contra sobrecorrientes causadas por sobrecargas o cortocircuitos.
- Guardamotor: Protege los motores eléctricos contra sobrecargas, desconectándolos del sistema cuando la corriente supera el límite preestablecido.
- Relé térmico: Protege en caso de sobrecarga por corrientes prolongadas.

Elementos de fuerza manejan corrientes y potencias mayores que las de los dispositivos de control, suministrando energía a los actuadores principales, como los motores eléctricos. Se destacan los siguientes:

- Contactores: Interruptores electromagnéticos controlados por bobinas que permiten la conmutación de cargas de potencia. Incluyen contactos principales y auxiliares.
- Variadores de frecuencia (VFD): Regulan la velocidad de los motores de inducción mediante el control de la frecuencia y el voltaje de la corriente aplicada, además de limitar la corriente de arranque.
- Arrancadores suaves (Soft Starters): Dispositivos que aumentan progresivamente la tensión aplicada al motor durante el arranque, reduciendo el esfuerzo mecánico y los picos de corriente.

Elementos de control y señalización: Estos componentes permiten el control manual o automático del circuito, facilitando la operación y supervisión del sistema:

- Selector de tres posiciones: Permite elegir entre diferentes modos de operación, como manual, automático o apagado.
- Pulsadores: Dispositivos de accionamiento momentáneo que retornan automáticamente a su posición inicial tras ser presionados.
- Relés: Elementos electromecánicos que permiten el control de corrientes menores a través de múltiples contactos. Son utilizados para funciones de protección, temporización y regulación.
- Temporizadores: Permiten ejecutar acciones en momentos determinados, facilitando secuencias automáticas de operación.
- Luces piloto: Indicadores visuales del estado del sistema. Generalmente utilizan colores como verde (funcionamiento normal), rojo (parada o emergencia) y amarillo (alerta o falla).

Otros componentes: Además, el tablero incluye elementos auxiliares como: borneras tipo banana (macho y hembra), cables eléctricos, distribuidores de carga, potenciómetros, topes para borneras, rieles DIN, bloques auxiliares, transformadores de corriente y terminales tipo puntera. La estructura base del tablero está fabricada con tubo cuadrado de hierro negro y planchas galvanizadas, proporcionando rigidez y durabilidad en entornos industriales exigentes.

Criterio de Selección

El criterio de selección del tablero eléctrico y sus componentes está condicionado por las características eléctricas del variador de frecuencia, del motor, y por las recomendaciones del fabricante. La selección debe garantizar la protección, maniobra y control adecuados del sistema, considerando aspectos como:

1. Tensión y corriente nominal del sistema
2. Tipo de carga y condiciones de operación
3. Grado de protección (IP) requerido según el ambiente de instalación
4. Espacio para ventilación, mantenimiento y expansión futura
5. Compatibilidad con dispositivos como contactores, relés térmicos, protecciones magnetotérmicas, etc.

2.5.3 Sistema de monitoreo

2.5.3.1 Registrador sin papel.

El registrador sin papel es un dispositivo electrónico utilizado para la supervisión y el registro continuo de parámetros críticos del sistema en tiempo real. A través de entradas analógicas y digitales provenientes de diversos sensores, permite visualizar, almacenar y analizar datos sin la necesidad de medios físicos como papel o tinta. Además, este equipo facilita la configuración de alarmas numéricas ante valores fuera de rango, lo que

contribuye a una respuesta rápida frente a condiciones anómalas, mejorando la seguridad y eficiencia del proceso monitoreado (BrainChild, s. f.)

Características de selección.

Para la selección del **registrador sin papel** se deben considerar las siguientes características técnicas, necesarias para garantizar su desempeño en condiciones exigentes:

1. Entradas analógicas: el equipo debe contar con entradas estándar del tipo 4–20 mA y 1–5 mV, compatibles con sensores industriales de presión, temperatura o caudal.
2. Altitud de operación: debe ser apto para operar a una altitud de hasta 4,000 msnm, sin comprometer su funcionalidad ni precisión.
3. Grado de protección: debe poseer un sistema de protección contra polvo y agua, como mínimo IP65, que permita su instalación en ambientes industriales exigentes.

Figura 17

Registrador de datos PR30.



Nota. <https://www.brainchildtw.com/PR30-Touch-Screen-Paperless-Recorder.html> (Serie PR Registradores sin papel BrainChild).

2.5.3.2 Sensor de presión.

Es un dispositivo que convierte la presión de un fluido en una señal eléctrica proporcional, la cual puede ser interpretada por un sistema de control o de monitoreo. Estos sensores pueden enviar una señal de salida analógica (como 4-20 mA o 0-10 V) o digitales (como Modbus o CAN).

Características de selección.

- Debe tener salida analógica de 4-20mA y 1-5 mV
- Debe poder operar a 4000 msnm.
- Debe operar en el rango de presión y temperatura de la prueba hidrostática
- Sistema de protección contra polvo y agua
- Unión roscada NPT.

Figura 18

Sensor de presión.



Nota. https://www.wika.com/es-es/s_11.WIKA (Transmisor de presión con membrana enrasada Para medios viscosos y sustancias con partículas en suspensión Modelo S-11).

2.5.3.3 Sensor de temperatura RTD (Resistance Temperature Detector).

El RTD es un sensor de temperatura que funciona en base a la variación de la resistencia eléctrica de un metal (comúnmente platino Pt100, donde "100" indica 100 ohmios a 0 °C) conforme cambia la temperatura. A medida que la temperatura aumenta,

también lo hace la resistencia del conductor. Estos sensores pueden enviar una señal de salida analógica (como 4-20 mA o 0-10 V) o digitales (como Modbus o CAN).

Características de selección.

- Debe tener salida analógica de 4-20mA y 1-5 mV
- Debe poder operar a 4000 msnm.
- Debe operar en el rango de presión y temperatura de la prueba hidrostática
- Sistema de protección contra polvo y agua
- Unión roscada NPT.

Figura 19

Sensor de temperatura.



Nota. <https://www.emerson.com/es-cl/catalog/rosemount-pkg-214c-sensor-and-248-transmitter-es-mx>
(Sensores de temperatura Rosemount™ 214C).

2.5.3.4 Manómetro Bourdon.

El manómetro Bourdon es un instrumento ampliamente utilizado para medir la presión manométrica en sistemas hidráulicos o neumáticos. Su funcionamiento se basa en un tubo curvado que se deforma al aumentar la presión interna, tendiendo a enderezarse. Esta deformación se transmite a un mecanismo que permite una lectura directa en la escala del instrumento.

Aunque es útil como indicador general de presión, no se recomienda su uso cuando se requiere alta precisión, especialmente en mediciones de presión diferencial, debido a sus limitaciones en exactitud (Uriarte Condori, 2017).

Figura 20

Manómetro.



Nota. <https://products.swagelok.com/es/todos-los-productos/instrumentos-de-medici%C3%B3n/man%C3%B3metros/man%C3%B3metros-para-proceso-y-man%C3%B3metros-para-constructores-de-paneles-series-pgi-y-pbg/c/603?clp=true> (Manómetros Industriales y para procesos).

2.5.3.5 Balanza de peso muerto.

Una balanza de peso muerto es un instrumento de alta precisión utilizado para calibrar y medir presiones aplicando principios fundamentales de la física. Su funcionamiento se basa en equilibrar una presión desconocida con una fuerza generada por masas conocidas actuando sobre un pistón de área determinada, bajo la influencia de la gravedad local.

Este tipo de dispositivo es considerado un patrón primario de presión, y se emplea comúnmente en laboratorios de metrología para asegurar la trazabilidad de las mediciones. Generalmente incluye un conjunto de masas calibradas y ensambles pistón-cilindro, cada uno diseñado para cubrir diferentes rangos de presión en función de su área efectiva (Uriarte Condori, 2017).

Figura 21

Balanza de peso muerto.



Nota. http://www.wika.cl:1234/publish/cpb3800hp_es_es.aspx (ficha técnica WIKA).

2.5.4 Accesorios de tuberías

2.5.4.1 Brida.

Según la norma ASME B16.5, una brida (flange) es un componente mecánico que sirve para unir tuberías, válvulas, bombas y otros equipos dentro de un sistema de tuberías, proporcionando fácil acceso para inspección, limpieza o modificación. Las bridas se conectan mediante pernos y generalmente incorporan una junta para asegurar una unión hermética.

En términos de diseño, la norma ASME B16.5 especifica las dimensiones, materiales, clases de presión y tipos de bridas (como deslizantes, de cuello soldable, ciegas, roscadas, etc.) para sistemas que operan a presiones desde 150 hasta 2500 lb y para diámetros nominales desde ½" hasta 24". Esta norma también establece los criterios de fabricación, marcado y pruebas de calidad.

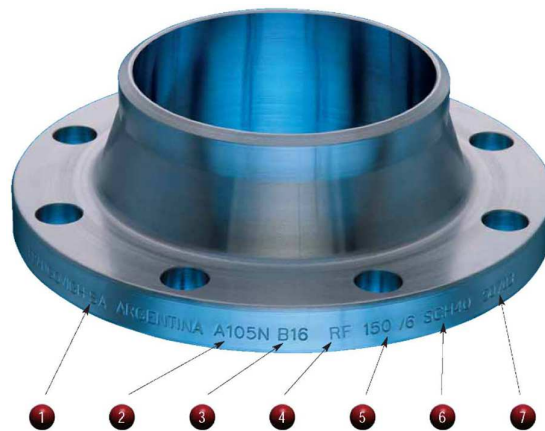
REFERENCIAS

1. Logotipo que nos identifica como fabricantes.
2. Material designado según ASTM, incluyendo el tratamiento térmico.

3. Norma utilizada en la construcción de la brida.
4. Tipo de cara y, en caso de que la brida sea para juntas de anillos, número de código del anillo correspondiente.
5. Rango de presión y diámetro nominal de la brida.
6. Para bridas W.N. o S.W., espesor nominal del tubo que será soldado.
7. Número de rastreabilidad e identificación

Figura 22

Brida welding neck.



Nota. <https://hardval.com.ar/bridas.html> (catálogo Hardval S.A)

2.5.4.2 Válvula.

La válvula de bola es un dispositivo mecánico de obturación diseñado para controlar el paso de fluidos mediante el giro de una esfera perforada (bola) alrededor de su eje. Esta bola posee un orificio central que, al alinearse con la dirección del flujo, permite el paso del fluido, y al girarse 90°, interrumpe completamente el paso, proporcionando una función de apertura/cierre rápida y eficaz.

Las válvulas de bola se fabrican con diferentes tipos de conexiones, entre las que destacan:

- Unión bridada: empleada principalmente en sistemas de alta presión y fácil desmontaje, de acuerdo con la norma ASME B16.5.
- Unión Soldada a tope o con encastre: permite soldaduras directas a tuberías, garantizando alta resistencia mecánica y estanqueidad, cumpliendo especificaciones como ASME B16.25.

Estas válvulas pueden presentarse en distintos diseños estructurales, incluyendo:

- Una pieza (one-piece): diseño compacto, de menor costo, con mantenimiento limitado.
- Dos o tres piezas (two-piece o three-piece): permiten desmontaje para inspección y mantenimiento sin retirar la válvula del sistema.

Figura 23

Válvula de bola.



Nota. <https://walworth.com/valvulas-de-bola-tipo-trunnion.php> (catálogo válvula de bola montada sobre muñón).

2.5.4.3 Válvula check (de retención) con unión socket weld y roscada.

Una válvula check o válvula de retención es un dispositivo mecánico automático que permite el flujo de un fluido en una sola dirección e impide el retorno, sin requerir operación manual o actuadores externos. Su funcionamiento se basa en un obturador que se abre con la presión del fluido en dirección de flujo normal y se cierra automáticamente cuando la presión cae o el flujo se invierte.

Tipos de conexión:

Socket Weld (soldadura por encastre):

- La válvula tiene cavidades en sus extremos donde se inserta la tubería, y luego se suelda por la parte exterior.
- Este tipo de unión proporciona mayor resistencia mecánica y estanqueidad, y se utiliza comúnmente en sistemas de alta presión y temperatura.

Roscada (Threaded, NPT):

- Utiliza roscas cónicas (NPT) para unirse a la tubería.
- Es fácil de instalar y desmontar, por lo que se emplea en sistemas de presión media o baja, y donde se requiere mantenimiento frecuente.

Clasificación por presión (libraje): Estas válvulas están disponibles en clases de 800, 1500, y 2500 (según ASME B16.34). La presión de trabajo depende del material de la válvula y de la temperatura de operación.

Figura 24

Válvula check.



Nota. <https://www.fiorellarepre.com.pe/VALVULA-CHECK-PISTON--ANTIRRETORNO--ACERO-FORJADO-ASTM-A105-CLASE-1500-ROSCADA-NPT/856285> (ficha técnica FIORELLA).

2.5.4.4 Válvula de seguridad con conexión bridada y roscada

Una válvula de seguridad es un dispositivo de protección indispensable en sistemas presurizados. Su función principal es evitar el exceso de presión interna que pudiera comprometer la integridad del recipiente o equipo, abriéndose automáticamente cuando la presión del sistema supera un límite predeterminado. Estas válvulas restablecen su cierre una vez que la presión retorna a un valor seguro.

Tipos de conexión:

Conexión roscada (NPT):

- Utilizada principalmente en equipos y líneas de menor diámetro (hasta 2 in).
- Proporciona una instalación sencilla y compacta.
- Adecuada para sistemas con presiones moderadas y donde el desmontaje frecuente es necesario.

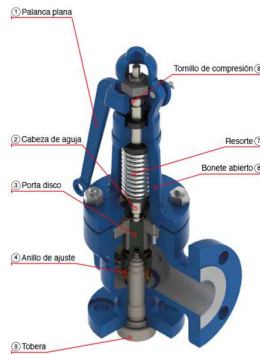
Conexión bridada (ANSI B16.5):

- Permite un montaje robusto y seguro en sistemas de mayor tamaño o presión.
- Facilita el mantenimiento y la inspección.

- Se fabrica comúnmente en clases de presión 150, 300, 600 y 900 lbs, de acuerdo con las normas de bridas ASME.

Figura 25

Válvula de seguridad.



Nota. https://walworth.com/seguridad_acero.php (catálogo válvulas de seguridad y alivio de acero).

Tapa elíptica conformada

Una tapa conformada elíptica, también conocida como "2:1 semielipsoidal head", es un componente utilizado en recipientes a presión debido a su capacidad para distribuir uniformemente los esfuerzos internos generados por la presión de operación.

La geometría elipsoidal cuya relación de radios permite una transición suave entre el cuerpo cilíndrico del recipiente y la superficie de cierre. En el diseño convencional, el radio esférico mayor es equivalente al 0.9 del diámetro interior del recipiente, mientras que el radio de transición en la región de unión con el cilindro corresponde al 0.17 del diámetro interior.

Es importante señalar que el espesor mínimo requerido para este tipo de tapa debe ser calculado siguiendo las ecuaciones del código ASME VIII-1, teniendo en cuenta tanto la presión de diseño como los esfuerzos permisibles del material seleccionado.

2.5.4.5 Codo y Tees

Son accesorios de tubería utilizados para cambiar la dirección del flujo en un sistema de conducción. Generalmente disponibles en ángulos de 45° y 90°, los codos y tees están diseñados para mantener la integridad mecánica y la continuidad del flujo con mínimas pérdidas de carga.

Tipos de unión:

Socket Weld (SW):

- Los extremo presenta un encastre donde se inserta el tubo antes de soldarlo exteriormente.
- Se utiliza en tuberías de diámetro pequeño (hasta 4 pulgadas).
- Ofrece una unión robusta y es ideal para aplicaciones de alta presión y temperatura, especialmente donde se requiere una alineación precisa.

Soldadura a Tope (Butt Weld - BW):

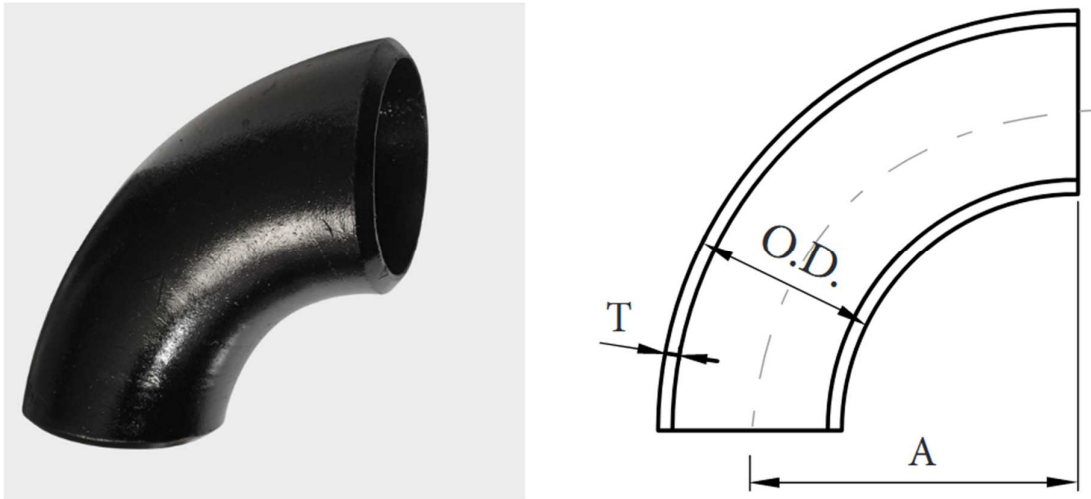
- En este tipo de unión, los extremos se sueldan directamente por fusión.
- Es la opción preferida en sistemas de gran diámetro y permite una transición de flujo más suave, reduciendo turbulencias y caídas de presión.

Clasificación por presión (libraje):

- Los codos y Tees socket weld suelen fabricarse en las clases 3000, 6000 y 9000 psi, según el estándar ASME B16.11.
- Los codos y Tees de soldadura a tope se clasifican por Schedule (SCH) del espesor de pared, conforme a ASME B16.9 y se seleccionan según la presión de trabajo del sistema.

Figura 26

Codo largo .



Nota. <https://www.fiorellarepre.com.pe/CODO--ELBOW-BUTT-WELDING--X-90-DE-ACERO-A234-WPB-B16.9-SCH-80-O-XS-EXTREMOS-SOLDABLES-MARCA-%22FR%22/105515> (ficha técnica FIORELLA).

2.5.4.6 tubos de acero al carbono y placas para el uso en recipientes a presión

Los tubos de acero al carbono y las placas metálicas conforman elementos fundamentales en la fabricación de recipientes a presión, debido a su disponibilidad, buena soldabilidad, resistencia mecánica y costo relativamente bajo. Estos componentes deben cumplir con estrictos requisitos de calidad, resistencia y comportamiento frente a la presión interna, establecidos por códigos como el ASME Sección VIII, División 1 y normas complementarias como ASME B31.1 o B31.3, dependiendo del tipo de sistema.

Los tubos de acero al carbono, como los especificados en normas ASTM A106 Grado B o ASTM A53, son comúnmente utilizados por su capacidad para soportar condiciones de alta presión y temperatura. Son generalmente fabricados sin costura (seamless), lo cual mejora su integridad estructural, especialmente en aplicaciones críticas. Estos tubos se utilizan como parte del cuerpo cilíndrico del recipiente o como boquillas de entrada/salida, y deben

seleccionarse en función del esfuerzo permisible, espesor requerido y compatibilidad con los accesorios.

Por otro lado, las placas de acero al carbono, como las especificadas en ASTM A516 Grado 70 o ASTM A283, son materiales ampliamente utilizados para la fabricación de fondos, tapas y cuerpos cilíndricos de recipientes a presión soldados. El acero A516 Grado 70, en particular, ofrece una excelente combinación de tenacidad y resistencia a la tracción, lo que lo hace idóneo para recipientes que operan a temperatura moderada o elevada.

Tanto los tubos como las placas deben cumplir con los requerimientos dimensionales, de composición química, propiedades mecánicas (como esfuerzo de fluencia, límite elástico y elongación), así como pruebas destructivas y no destructivas exigidas por el ASME Boiler and Pressure Vessel Code. La correcta selección de estos materiales es crítica para garantizar la seguridad, durabilidad y funcionalidad del recipiente en condiciones reales de operación.

Capítulo III. Desarrollo del Trabajo de Investigación.

3.1 Especificaciones de Diseño

3.1.1 Análisis y Comparación de Alternativas de Diseño

En el proceso de análisis y selección del diseño de los cabezales de prueba, no se consideraron las tapas planas como opción viable. Esta decisión se debe a que los espesores calculados resultan excesivamente grandes para las condiciones de presión de diseño establecidas (500 psi). Según los cálculos:

- Para una tubería de NPS 24, se requeriría un espesor de aproximadamente 2.1 pulgadas.

3.1.1.1 Diseño N°1: Cabezal prolongado de la línea principal

Una práctica común en la industria consiste en fabricar el cabezal de pruebas como una prolongación de la línea de tubería principal como se muestra en la Figura 27, en la cual se realizan perforaciones (aberturas) para la instalación de boquillas destinadas a conectar los equipos de medición, válvulas y otros accesorios necesarios para la prueba.

Esta opción es especialmente ventajosa cuando:

- El diámetro de la tubería es relativamente maniobrable.
- Existe suficiente espacio disponible para extender la línea.

Ventajas:

1. Costo reducido: el diseño requiere únicamente un tramo de tubo de longitud suficiente y una tapa soldable, reduciendo la necesidad de componentes especiales.
2. Rapidez de instalación: el proceso de fabricación e instalación es sencillo, basado principalmente en operaciones de soldadura directa.

3. Alta disponibilidad de materiales: se puede aprovechar material remanente de otras partes de la construcción de la línea de tubería.
4. Reutilización: si durante la prueba el cabezal no supera el 90% del esfuerzo mínimo de fluencia permitido, puede adaptarse posteriormente para su reutilización. Para ello, se puede acoplar una brida en uno de los extremos, configurando así el Diseño N°2 de cabezal reutilizable.

Desventajas:

1. Requerimiento de mayor longitud: conforme a la norma ASME BPVC Sección VIII, División 1, para mantener una eficiencia de ligamento del 80%, la separación entre aberturas debe ser, como mínimo, igual al radio interior de la tubería. Para un tubo de NPS 24, esta separación mínima es de aproximadamente 12 pulgadas, por lo que para la instalación de múltiples boquillas (manifold, sensor de temperatura, válvula de seguridad, línea de alimentación o descarga), se necesita un tramo de al menos 36 pulgadas de longitud útil.
2. Dependencia del avance del proyecto: la instalación del cabezal prolongado solo puede realizarse una vez que la línea de tubería esté completamente construida y soldada.
3. Requerimiento de equipos de izaje: debido al peso considerable del cabezal, se necesita un montacargas o sistemas de izaje adecuados tanto para su instalación como para su retiro posterior.
4. Dificultad en el desmontaje: el retiro del cabezal soldado implica el uso de técnicas destructivas, como el oxicorte, lo cual puede afectar el acabado de la línea principal y generar costos adicionales de reparación o preparación para su posterior operación.

Figura 27

Cabecal prolongado de la línea principal de NPS 10.



Nota. Adaptado de Hermes Manuel Hurtado Torres (2021)

3.1.1.2 Diseño N°2: Cabecal de prueba con conexión bridada

El tipo de diseño mostrado en la Figura 28 es empleado cuando se requiere realizar múltiples pruebas de presión en líneas de tubería que terminan en juntas bridadas. Es especialmente ventajoso en proyectos donde se trabaja con tuberías o tanques de almacenamiento de acero inoxidable, ya que estos sistemas suelen necesitar una limpieza química previa a la puesta en servicio para garantizar su preservación y prevenir la corrosión.

En muchos casos, la limpieza química y la prueba hidrostática son subcontratadas a empresas especializadas. Esta terciarización se debe al manejo de sustancias peligrosas y la necesidad de cumplir con regulaciones ambientales, minimizando el riesgo de contaminación o daño ambiental.

El diseño N°2, al utilizar componentes comunes con la línea principal (por ejemplo, tuberías, bridas y accesorios), comparte algunas desventajas del Diseño N°1. Sin embargo, presenta mayores ventajas en términos de versatilidad y reutilización.

Ventajas:

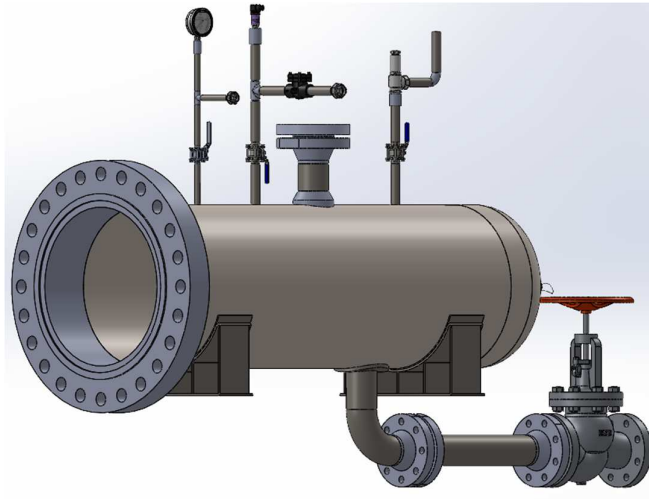
1. Facilidad de reutilización: Este diseño permite realizar pruebas de presión en múltiples líneas de tubería que terminan en juntas bridadas, optimizando recursos y tiempos de operación.
2. Compatibilidad de materiales: El cabezal puede utilizarse para probar tuberías de diferentes materiales, tales como acero al carbono, acero inoxidable y polietileno de alta densidad (HDPE), ampliando su rango de aplicación.
3. Refuerzo interno: Si el diámetro del cabezal es suficientemente grande, es posible añadir refuerzos internos que aumenten su resistencia estructural, permitiendo soportar presiones más elevadas sin necesidad de incrementar excesivamente el espesor de pared.
4. Instalación y retiro sencillo: Al contar con bridas, la conexión y desconexión del cabezal es más rápida y segura en comparación con cabezales soldados, reduciendo el tiempo de intervención en la línea.

Desventajas:

1. Requerimientos de espacio: Al igual que en el Diseño N°1, se necesita espacio suficiente para la instalación de las boquillas y la conexión de equipos auxiliares.
2. Necesidad de equipos de izaje: Se requiere el uso de montacargas, grúas u otros equipos de izaje para la instalación y remoción del cabezal, especialmente en líneas de gran diámetro o de difícil acceso.
3. Costos iniciales: Puede tener un costo inicial más elevado en comparación con un cabezal soldado directamente a la línea, debido al uso de bridas, empaques y pernos de alta resistencia.

Figura 28

Cabezal de prueba con conexión bridada de NPS 24.



Nota. Elaboración propia.

3.1.1.3 Diseño N°3: Cabezal de prueba con carcasa de menor diámetro acoplada a brida ciega mecanizada.

Otra alternativa de diseño consiste en utilizar una carcasa de menor diámetro, unida a una brida ciega mediante una abertura mecanizada. Este tipo de diseño es particularmente útil cuando se pretende reutilizar la brida reductora en otros proyectos o aplicaciones, justificando así el mayor costo inicial de su fabricación e instalación.

La principal característica de este diseño es que permite un manejo más eficiente de las cargas internas, al reducir el diámetro del elemento que contiene la presión. Sin embargo, su implementación depende de la disponibilidad de bridas reductoras apropiadas para presiones elevadas (por ejemplo, Clase 900 o superior), las cuales suelen requerir importación y plazos de entrega más largos.

Ventajas:

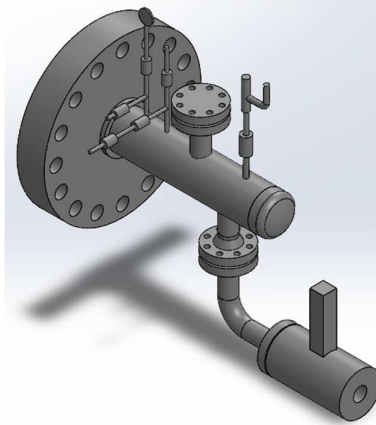
1. Mayor resistencia estructural: Una tubería de menor diámetro puede soportar presiones internas elevadas con un espesor de pared menor en comparación con una de mayor diámetro, optimizando así el diseño.
2. Modularidad y versatilidad: La carcasa puede ser desmontada con facilidad, permitiendo su reutilización en trabajos futuros en tuberías de menor diámetro o para diferentes tipos de pruebas.
3. Independencia en la fabricación: La fabricación del cabezal puede iniciarse sin necesidad de esperar la finalización de la línea de tubería principal, reduciendo los tiempos de proyecto.
4. Optimización de costos a largo plazo: Aunque el costo inicial es mayor, la capacidad de reutilización puede justificar la inversión en proyectos de mediano a largo plazo.

Desventajas:

1. Costo elevado: El precio de una brida reductora, especialmente de clases superiores a 600, es significativamente mayor en comparación con una brida estándar, lo que incrementa el costo del cabezal de prueba.
2. Disponibilidad limitada: Las bridas reductoras de alta presión no siempre se encuentran disponibles en el mercado local, por lo que deben importarse, extendiendo los plazos de entrega y afectando la programación del proyecto.
3. Adaptaciones necesarias: En caso de no encontrar una brida reductora adecuada, se deberá realizar una adaptación mecánica de una brida ciega convencional, lo que implica trabajos adicionales de mecanizado y posibles certificaciones de calidad.
4. Requerimiento de equipos de izaje: Similar a los otros diseños, la instalación y retiro del cabezal requiere montacargas, grúas u otros medios de izaje, sobre todo cuando se trabaja con componentes de gran tamaño y peso.

Figura 29

Cabezal de prueba con carcasa de menor diámetro acoplada a brida ciega mecanizada de NPS 24.



Nota. Elaboración propia.

3.1.2 Matriz de Decisión para la Selección de Componentes

La matriz de decisión permite seleccionar la mejor combinación de componentes para el diseño del cabezal de pruebas, basándose en criterios técnicos y económicos. A continuación, se describen los elementos considerados, junto con las variables de evaluación aplicadas:

3.1.2.1 Componentes evaluados.

Juntas: Tipo de unión entre la línea de tubería y el cabezal de pruebas.

- Soldadura de penetración completa.
- Junta bridada, clase 500 o superior.

Carcasa: Se refiere al diámetro del tubo utilizado para la fabricación del cabezal.

- Diámetro exterior equivalente al de la línea de tubería.
- Longitud mínima necesaria para la instalación de accesorios.

Tapa: Cierre final del extremo del cabezal de pruebas.

- Tapa elíptica, seleccionada para soportar altas presiones con espesores reducidos en comparación con tapas planas.

3.1.2.2 Criterios de evaluación.

Costo: Considera el precio de adquisición de los componentes, así como los gastos logísticos asociados (transporte, carga y descarga). Este criterio se ve afectado directamente por el peso y las dimensiones de los elementos.

Disponibilidad: Evalúa la facilidad y rapidez de adquisición de los componentes en el mercado local o internacional. Componentes especiales o poco comunes presentan tiempos de entrega más largos.

Maniobrabilidad: Se refiere a la facilidad de instalación y remoción del cabezal de pruebas, considerando la necesidad de equipos de izaje (montacargas, grúas) y el nivel de complejidad del montaje.

Mecanizado: Valora el trabajo adicional necesario para adaptar los componentes antes de su instalación, como cortes, biselados, perforaciones o mecanizados especiales.

Resistencia: La resistencia se refiere a la capacidad del cabezal de pruebas para soportar la presión interna sin alcanzar el 90% del esfuerzo mínimo de fluencia del material, conforme a los criterios de diseño basados en la norma ASME BPVC. Este parámetro es crítico para garantizar la integridad estructural durante las pruebas hidrostáticas.

- **Diseño 2:** La resistencia del cabezal puede verse comprometida debido a la instalación de múltiples boquillas. Sin embargo, esta debilidad puede ser mitigada mediante la incorporación de refuerzos locales en las zonas adyacentes a las boquillas, mejorando así su capacidad de soporte de presión.
- **Diseño 3:** En este diseño, la resistencia depende directamente del espesor de la carcasa de menor diámetro. Gracias al menor radio de curvatura, se requiere un

espesor inferior para soportar presiones equivalentes, lo que permite obtener una estructura más eficiente desde el punto de vista mecánico.

Reutilización: La reutilización hace referencia a la posibilidad de emplear el cabezal de pruebas en múltiples ciclos de prueba, optimizando la inversión inicial y reduciendo los costos operativos a largo plazo.

- Diseño 1: Debido a su configuración de soldadura directa a la línea de tubería, este diseño generalmente se destruye o se deteriora en el proceso de desmontaje (corte por oxicorte o mecanizado), por lo que se considera de un solo uso.
- Diseño 2 y Diseño 3: Ambos diseños permiten el desmontaje y la reutilización del cabezal en múltiples proyectos. El uso de bridas en el diseño 2 y de brida reductora en el diseño 3 facilita el acople y desacople sin afectar la integridad de los componentes, extendiendo considerablemente su vida útil.

3.1.2.3 Criterio de selección del diseño.

La selección del diseño óptimo del cabezal de pruebas se basa en un enfoque de ingeniería que prioriza la eficiencia en obra, la seguridad operativa y la optimización de recursos. Los principales criterios considerados son:

- Reducción del mecanizado: Se buscan componentes que requieran el mínimo trabajo de mecanizado, tales como cortes, biselados o adaptaciones, ya que esto disminuye el tiempo de fabricación y montaje, reduce los costos de producción y minimiza los posibles errores de instalación.
- Alta disponibilidad de componentes: Se priorizan aquellos materiales y elementos que puedan ser adquiridos en corto plazo, minimizando riesgos de retraso en el cronograma general del proyecto.

Adicionalmente, los requisitos de desempeño que debe cumplir el cabezal de pruebas son los siguientes:

- Presión de operación mínima: 1500 psi.

En función de estos parámetros, se elabora la matriz de decisión mostrada en la Tabla 4, la cual permite una evaluación cuantitativa y comparativa de las alternativas disponibles para seleccionar el diseño más adecuado, los resultados se muestran en la Tabla 5.

Tabla 4

Matriz de decisión.

Descripción	Junta			Carcasa		Tapa
	Soldadura	Brida	Brida reductora	24 in	10 in	Elíptica
Costo	-1	-2	-3		-1	-2
Disponibilidad	-1	-2	-3	-1	-1	-1
Maniobrable		-1	-3	-2	-1	-1
Mecanizado			-3	-1	-1	
Resistencia	1	1	1	1	2	1
Reutilizable	0	3	3			
Total	-1	-1	-8	-3	-2	-3

Nota. Elaboración propia

3.1.2.4 Selección de diseño

La Tabla 5 presenta los resultados del análisis del impacto en los recursos que representa la fabricación de un cabezal de pruebas para una línea de tubería. En el caso del Diseño 1, dicho impacto se repite cada vez que se requiere realizar una prueba hidrostática, por lo que, al aumentar el número de pruebas, el consumo de recursos asociados a este diseño se incrementa de forma directamente proporcional.

Por otro lado, los Diseños 2 y 3 fueron concebidos como soluciones reutilizables, lo que significa que su impacto en los recursos del proyecto se produce una sola vez,

independientemente del número de pruebas realizadas. Esta característica representa una ventaja significativa en términos de eficiencia operativa y sostenibilidad del proyecto.

A partir de este análisis comparativo, se concluye que el Diseño 2 es el más ventajoso, ya que ofrece un equilibrio entre resistencia mecánica, reutilización y menor impacto acumulativo en los recursos del proyecto a lo largo del tiempo.

De manera que solo impacta una vez en los recursos del proyecto. De este análisis, el diseño 2 es el más ventajoso en términos de recursos consumidos para la fabricación, la Figura 30 muestra el esquema de instalación de los bancos de pruebas a los extremos de una tubería.

Tabla 5

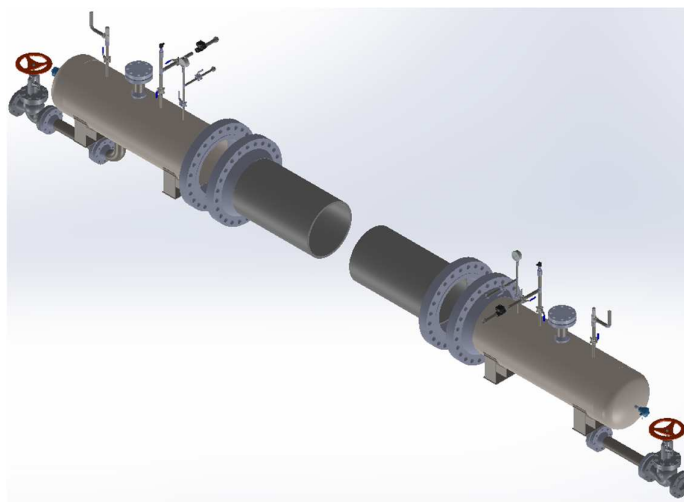
Puntuación de diseños.

Descripción	Puntaje	Criterio
Diseño 1	-7	Soldadura + carcasa 24 in+ tapa elíptica
Diseño 2	-7	Soldadura + carcasa 24 in+ tapa elíptica
Diseño 3	-13	Soldadura + carcasa 10 in+ tapa elíptica

Nota. Elaboración propia

Figura 30

Esquema de instalación del banco de pruebas hidrostáticas.



Nota. Elaboración propia.

3.2 Cálculos para Determinar los Espesores del Banco de Pruebas Hidrostáticas.

3.2.1 Especificaciones de Diseño

Para determinar los espesores de los componentes, es necesario partir de la variable independiente, tales como las condiciones de diseño mostradas en la Tabla 6, la geometría de los componentes se muestran en la Tabla 9 y las propiedades de los materiales presentadas en la Tabla 7 y Tabla 8.

A continuación, se detallan los datos relevantes que permiten iniciar los cálculos de diseño estructural del banco de pruebas hidrostáticas.

Tabla 6

Datos de diseño.

Descripción	Valor	Unidad
Temperatura	73.4	°F
Presión de diseño	500	psig
Espesor de corrosión	0.026	in
Eficiencia de soldadura	1	
Eficiencia de ligamento	0.8	
Altura de operación	4000	msnm

Nota. Elaboración propia.

Tabla 7

Propiedades mecánicas de los materiales (Parte 1).

Descripción	Máximo esfuerzo admisible (psi)	Mínimo esfuerzo de fluencia(psi)	Mínimo esfuerzo de rotura(psi)
SA-105	20000	36000	70000
SA-106 B	17100	35000	60000
SA-516 70	20000	37000	70000
SA-193 B7M	20000	80000	100000
SA-537 Clase 2	22900	60000	80000
API-5L-X60		60000	75000
PSL2			
SA-36	16600	36000	58000

Nota. Datos adaptados de *ASME BPVC Section II, Part D (2023)*, Table A-1, para el esfuerzo admisible, esfuerzo de fluencia y esfuerzo de rotura.

Tabla 8

Propiedades mecánicas de los materiales (Parte 2).

Descripción	Módulo elástico (psi)	Coefficiente de Poisson	Densidad (lb/in ³)
SA-105	29000000	0.3	0.28
SA-106 B	29000000	0.3	0.28
SA-516 70	29000000	0.3	0.28
SA-193 B7M	29000000	0.3	0.28
SA-537 Clase 2	29000000	0.3	0.28
API-5L-X60 PSL2	29000000	0.3	0.28
SA-36	29000000	0.3	0.28

Nota. Datos adaptados de *ASME BPVC Sección II, Part D (2023)*, Table TM-1 para el módulo elástico, y Table PRD para el coeficiente de Poisson y la densidad

3.2.2 Determinar el Espesor de Componentes Cilíndricos

Las especificaciones geométricas de los componentes cilíndricos y tapa elíptica se detallan en la Tabla 9.

Tabla 9

Especificaciones geométricas de los componentes cilíndricos y tapa elíptica.

Descripción	NPS	Material	D _o (in)	R _o (in)
Tubo	1/2	SA-106 B	0.84	0.4
Tubo	1	SA-106 B	1.32	0.7
Tubo	4	SA-106 B	4.50	2.3
Tubo	24	API 5L X60 PSL2	24	12
Tapa elíptica	24	SA-537 Clase 2	24	12

Nota. Datos adaptados de *ASME B36.10 (2022)*.

3.2.2.1 Cálculo del espesor mínimo requerido.

Para el diseño de la carcasa cilíndrica del banco de pruebas hidrostático, se realiza el cálculo del espesor mínimo requerido utilizando las propiedades mecánicas del acero al carbono SA-537 Clase 2, dado que presenta características similares al acero API 5L X60 PSL2, el cual será finalmente utilizado debido a su disponibilidad en obra.

Esfuerzos circunferenciales.

El espesor mínimo requerido para evitar la falla por esfuerzos circunferenciales debe cumplir con la condición previa establecida en la ecuación (7). Además, solo en el cálculo correspondiente a la carcasa, se debe considerar la eficiencia de membrana.

$$P < 0.358SE * n\%$$

$$500 < 0.358 * 22900 * 1 * 0.80$$

$$500 \text{ psi} < 6558.6 \text{ psi}$$

El resultado satisface la condición previa, aplicamos la ecuación (10), para calcular el espesor mínimo requerido.

$$t_r = \frac{PR_o}{SE * n\% + 0.4P}$$

$$t_r = \frac{500 * 24}{22900 * 1 * 0.80 + 0.4 * 500}$$

$$t_r = 0.324 \text{ in.}$$

Esfuerzo longitudinal.

El espesor mínimo requerido para evitar la falla por esfuerzos longitudinales debe cumplir con la condición previa establecida en la ecuación (12). Además, solo en el cálculo correspondiente a la carcasa, se debe considerar la eficiencia de membrana.

$$P < 1.25SE * n\%$$

$$1605 < 1.25 * 22900 * 1 * 0.80$$

$$500 \text{ psi} < 22900 \text{ psi}$$

El resultado satisface la condición previa, aplicamos la ecuación (15), para calcular el espesor mínimo requerido.

$$t_r = \frac{PR_o}{2SE + 0.8P}$$

$$t_r = \frac{500 * 12}{2 * 22900 * 1 * 0.80 + 0.8 * 500}$$

$$t_r = 0.185 \text{ in.}$$

La Tabla 10 presenta los resultados de aplicar las ecuaciones (7), (10), (12) y (15) para calcular el espesor mínimo requerido mediante el radio externo de las boquillas y carcasa.

Tabla 10

Espesor mínimo requerido de los componentes cilíndricos.

Descripción	NPS	P<0.358SE	t _r (in)	P<1.25SE	t (in)
Boquilla	1/2	6121.8	0.010	21375	0.006
Boquilla	1	6121.8	0.016	21375	0.010
Boquilla	4	6121.8	0.056	21375	0.033
Carcasa	24	6558.6	0.324	22900	0.185

Nota. Elaboración propia a partir de criterios de diseño establecidos por normas ASME BPVC.

3.2.2.2 Selección de componentes.

La Tabla 11 y Tabla 12 presentan las especificaciones geométricas de las boquillas y carcasa del banco de pruebas. La selección de las boquillas está determinada por el espesor mínimo requerido y por la cédula (*schedule*) de la carcasa, conforme a lo establecido en el estándar MSS SP-97 (2019, Table 1) para conexiones integralmente reforzadas. En consecuencia, la cédula de la boquilla debe coincidir con el de la carcasa para garantizar uniformidad mecánica y resistencia adecuada.

Tabla 11

Especificaciones geométricas de boquillas y carcasa (Parte 1).

Descripción	NPS	Material	SCH	Do (in)	Ro (in)	t (in)	W (lb/in)
Tubo	1/2	SA-106 B	80	0.84	0.4	0.147	0.07
Tubo	1	SA-106 B	80	1.32	0.7	0.179	0.18
Tubo	4	SA-106 B	80	4.50	2.3	0.337	1.25
Tubo	24	API 5L X60 PSL2	STD	24	12	0.375	94.71

Nota. Datos adaptados de ASME B36.10 (2022)

Tabla 12

Especificaciones geométricas de boquillas y carcasa (Parte 2).

Descripción	NPS	Material	D (in)	R (in)	t* (in)	D* (in)	R* (in)
Tubo	1/2	SA-106 B	0.55	0.27	0.121	0.60	0.30
Tubo	1	SA-106 B	0.96	0.5	0.153	1.01	0.50
Tubo	4	SA-106 B	3.83	1.9	0.311	3.88	1.94
Tubo	24	API 5L X60 PSL2	23.25	11.6	0.349	23.20	11.60

Nota. *los espesores, diámetros y radio internos están en condiciones corroídas. Datos adaptados de ASME B36.10 (2022)

3.2.2.3 Máxima presión de trabajo admisible (P_{MAWP}).

Dado que el espesor excedente de la carcasa y las boquillas se utilizará como refuerzo integral de las aberturas, con el fin de compensar la discontinuidad geométrica en la carcasa de NPS 24, la presión máxima de trabajo admisible será igual a la presión de diseño, que es de 500 psi.

$$P_{MAWP} = 500 \text{ psi}$$

3.2.2.4 Área de descarga requerida.

Reemplazando valores en la ecuación (39):

$$A_Q = \frac{Q}{38K_d K_w K_c K_v} \sqrt{\frac{G_l}{P_1 - P_2}}$$
$$A_Q = \frac{15.8}{38 * 0.65 * 1 * 1 * 1} \sqrt{\frac{1}{(110\% * 500) - 14.7}}$$
$$A_Q = 0.028 \text{ in}^2$$

3.2.2.5 Presión de prueba hidrostática (P_{PH}).

Utilizando las ecuaciones (1) y (2) para recipientes de pared delgada, y las ecuaciones (3), (4) y (5) para recipientes de pared gruesa, se evaluará si los esfuerzos

inducidos durante la prueba hidrostática superan o no el límite de fluencia del material. En todos los casos, el espesor considerado corresponde a la condición corroída.

El objetivo principal de este análisis es demostrar que, bajo condiciones de prueba, los esfuerzos circunferenciales y radiales generados en la carcasa del banco de pruebas no exceden el esfuerzo de fluencia mínimo especificado para el material.

Reemplazar valores en la ecuación (6), para la boquilla de NPS 4.

$$P_{PH} = 1.3P_{MAWP} \frac{S_{Prueba}}{S_{diseño}}$$

$$P_{PH} = 1.3 * 500 * \frac{22900}{22900}$$

$$P_{PH} = 650 \text{ psig}$$

Esfuerzo radial

En la superficie exterior del cilindro $\sigma_o = 0$ y en la superficie interior $\sigma_o = 650 \text{ psi}$.

$$\sigma_o = 650 \text{ psi}$$

$$\sigma_o < 35000 \text{ psi}$$

Esfuerzo circunferencial en la superficie exterior del cilindro, reemplazando valores en la ecuación (3):

$$\sigma_1 = \frac{2PR^2}{R_o^2 - R^2}$$

$$\sigma_1 = \frac{2 * 650 * 1.94^2}{2.3^2 - 1.94^2}$$

$$\sigma_1 = 4405.6 \text{ psi}$$

$$\sigma_1 < 35000 \text{ psi}$$

Esfuerzo circunferencial en la superficie interior del cilindro, reemplazando valores en la ecuación (4):

$$\sigma_1 = \frac{P(R_o^2 + R^2)}{R_o^2 - R^2}$$

$$\sigma_1 = \frac{2086.5(2.3^2 + 1.94^2)}{2.3^2 - 1.94^2}$$

$$\sigma_1 = 3755.6 \text{ psi}$$

$$\sigma_1 < 35000 \text{ psi}$$

Esfuerzo longitudinal, reemplazando valores en la ecuación (5):

$$\sigma_2 = \frac{PR^2}{R_o^2 - R^2}$$

$$\sigma_2 = \frac{2086.5 * 1.94^2}{2.3^2 - 1.94^2}$$

$$\sigma_2 = 1877.8 \text{ psi}$$

$$\sigma_2 < 35000 \text{ psi}$$

La Tabla 13 presenta el resumen de los cálculos al aplicar las ecuaciones (3), (4) y (5), para los diferentes diámetros de las boquillas.

Tabla 13

Esfuerzos de pared gruesa a la presión de prueba en condiciones corroídas (Parte 1).

Descripción	NPS	t/R>0.1	P _{PH}	σ _o	σ _o *	σ ₁	σ ₁ *
Boquilla	1/2	0.49	650	650	0	1990.6	1340.6
Boquilla	1	0.35	650	650	0	2515.8	1865.8
Boquilla	4	0.17	650	650	0	4405.6	3755.6
Carcasa	24	0.03	650	0	0	21618.3	

Nota. *los esfuerzos radiales, circunferenciales y longitudinales en el exterior de las paredes de las boquillas y carcasa del banco de pruebas. Elaboración propia a partir de criterios de diseño establecidos por normas ASME BPVC.

Tabla 14

Esfuerzos de pared gruesa a la presión de prueba en condiciones corroídas (Parte 2).

Descripción	NPS	t/R>0.1	P _{PH}	σ ₂	σ ₂ *
Boquilla	1/2	0.49	650	670.3	670.3
Boquilla	1	0.35	650	932.9	932.9
Boquilla	4	0.17	650	1877.8	1877.8
Carcasa	24	0.03	650	10809.2	

Nota. *los esfuerzos radiales, circunferenciales y longitudinales en el exterior de las paredes de las boquillas y carcasa del banco de pruebas. Elaboración propia a partir de criterios de diseño establecidos por normas ASME BPVC.

3.2.2.6 Máxima presión externa admisible (P_a).

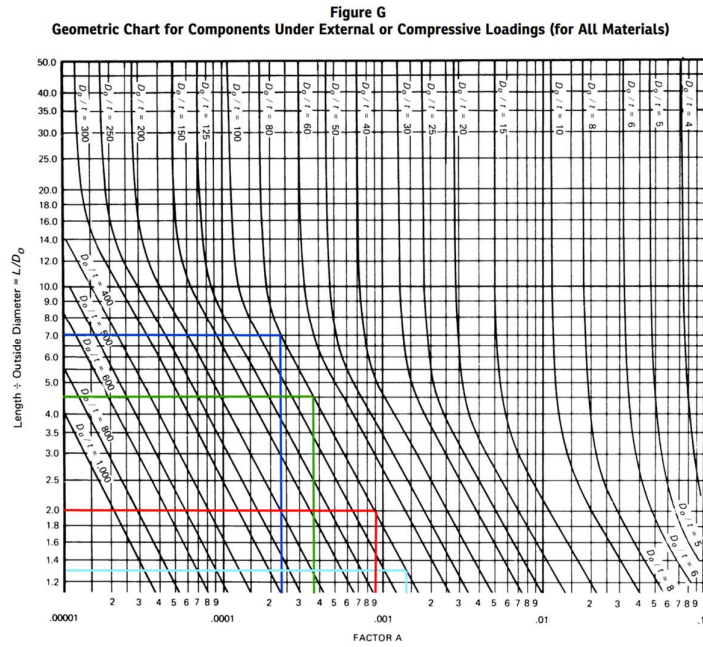
El cálculo de la máxima presión externa de trabajo admisible se realizará utilizando el espesor mínimo requerido previamente determinado. Esto se debe a que los espesores excedentes serán empleados como parte del refuerzo integral del recipiente a presión.

Para el cálculo del P_a de la carcasa se reemplaza los valores en la ecuación (24) y (25), obtenemos 74.1 y 1.97 respectivamente, el resultado satisface la condición $\frac{D_o}{t_r} \geq 10$.

Con el valor de 1.97 y la Figura 31 obtenemos el factor A (0.0009). El factor B se obtiene del valor de 0.0009 y la Figura 32.

Figura 31

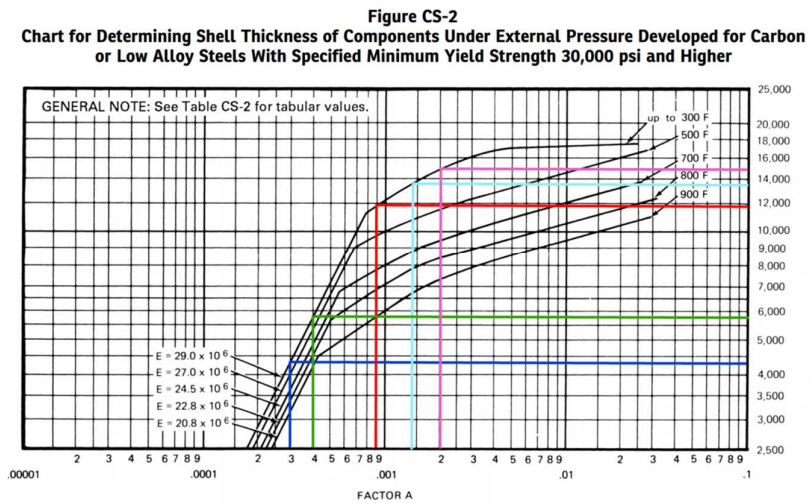
Factor A.



Nota. Adaptado de Boiler and Pressure Vessel Code - Rules for Construction of Pressure Vessels (ASME BPVC II D, 2023, Figure G)

Figura 32

Factor B.



Nota. Adaptado de Boiler and Pressure Vessel Code - Rules for Construction of Pressure Vessels (ASME BPVC II D, 2023, Figure CS-2)

Reemplazando los valores en la (26):

$$P_a = \frac{4B}{3 \frac{D_o}{t_r}}$$

$$P_a = \frac{4 * 11900}{3 * \frac{24}{0.324}}$$

$$P_a = 214.2 \text{ psi}$$

La **Tabla 15** presentan los resultados de aplicar las ecuaciones (24), (25) y (26) para calcular máxima presión externa de trabajo admisible para el espesor mínimo requerido.

Tabla 15

Máxima presión externa de trabajo admisible para las boquillas y carcasa.

Descripción	NPS	l (in)	$D_o/t_r \geq 10$	l/Do	A	B	P_a (psi)
Boquilla	1/2	6	80.8	7.14	0.0003	4300	71.0
Boquilla	1	6	80.8	4.56	0.0004	5800	95.7
Boquilla	4	6	80.8	1.33	0.0014	13500	222.8
Carcasa	24	47.28	74.1	1.97	0.0009	11900	214.2

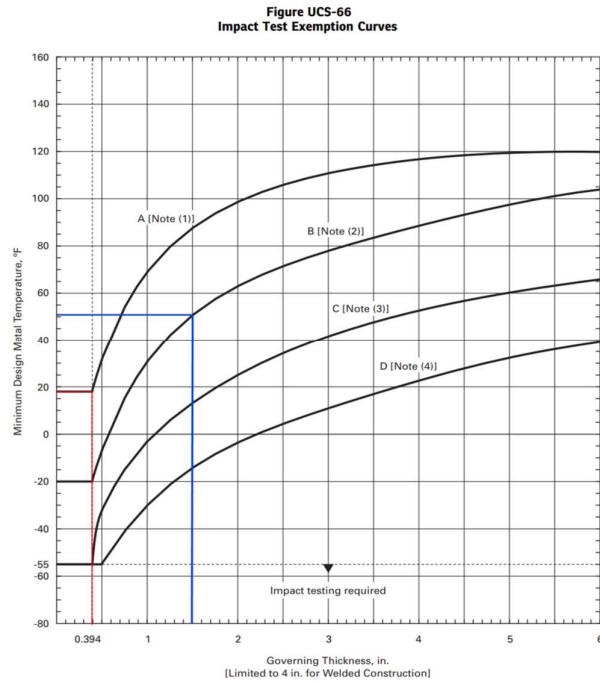
Nota. La variable "l" representa la longitud de los elementos tubulares. Elaboración propia a partir de criterios de diseño establecidos por normas ASME BPVC.

3.2.2.7 Mínima temperatura de diseño del metal (T_{MTDM}).

Hallar la mínima temperatura de diseño requiere del espesor nominal del elemento (boquillas y carcacas) y de la Figura 33. Los resultados se presentan en la Tabla 16.

Figura 33

Mínima temperatura de diseño del metal para las boquillas y carcasa.



Nota. Adaptado del ASME BPVC VIII 1 (2023, Figure UCS-66).

Tabla 16

Mínima temperatura de diseño del metal para las boquillas y carcasa.

Descripción	NPS	t (in)	T _{MTDM} (°F)
Boquilla	1/2	0.147	18
Boquilla	1	0.179	18
Boquilla	4	0.337	18
Carcasa	24	0.324	18

Nota. Elaboración propia a partir de criterios de diseño establecidos por normas ASME.

3.2.2.8 Área de Refuerzo.

Área transversal total del refuerzo requerido.

El cálculo del área de refuerzo (A) para la boquilla de NPS 4 se resume en la Tabla 17, donde se presentan las variables en condiciones corroídas: diámetro de abertura (d_a), espesor mínimo requerido de la carcasa (t_r), espesor nominal de la boquilla (t_n) y factores.

Tabla 17

Datos para el cálculo del área requerida de refuerzo.

Descripción	NPS	d_a	t_r	F	t_n	f_{r1}	A
Boquilla	4	3.88	0.32	1	0.31	1	1.31

Nota. La descripción de las variables se presenta en la parte de 2.3.1.6 Área de refuerzo para aberturas.
Elaboración propia a partir de criterios de diseño establecidos por normas ASME BPVC.

Reemplazar valores en la ecuación (40).

$$A = d_a t_r F + 2 t_n t_r F (1 - f_{r1})$$

$$A = 0.60 * 0.32 * 1 + 2 * 0.31 * 0.32 * 1 * (1 - 1)$$

$$A = 1.31 \text{ in}^2$$

Área de refuerzo disponible debido al espesor excedente en la Carcasa.

Debido a que todo el espesor de la carcasa está siendo utilizado para resistir los esfuerzos generados por la presión interna, no existe un área de refuerzo asociada al excedente en la carcasa. En consecuencia, el área de refuerzo disponible por espesor excedente en la carcasa es nulo ($A_1 = 0$).

Área de refuerzo disponible debido al espesor excedente en la boquilla.

El cálculo del área de refuerzo (A_2) para la boquilla de NPS 4 se resume en la

Tabla **18**, donde se presentan las variables en condiciones corroídas: espesor mínimo requerido de la boquilla (t_m), espesor nominal de la boquilla (t_n), espesor nominal de la carcasa (t), espesor del elemento de refuerzo (t_e) y el factor (f_{r2}).

Tabla 18

Datos para el cálculo del área de refuerzo disponible en la boquilla.

Descripción	NPS	t_n	t_{rn}	f_{r2}	t	t_e	A_2	A_2
Boquilla	4	0.31	0.06	0.87	0.35	0.32	0.39	0.49

Nota. La descripción de las variables se presenta en la parte de 2.3.1.6 Área de refuerzo para aberturas.

Elaboración propia a partir de criterios de diseño establecidos por normas ASME BPVC.

Reemplazar valores en la ecuación (43).

$$A_2 = 5(t_n - t_{rn})f_{r2}t$$

$$A_2 = 5 * (0.31 - 0.06) * 1 * 0.35$$

$$A_2 = 0.39 \text{ in}^2$$

Reemplazar valores en la ecuación (45):

$$A_2 = 5(t_n - t_{rn})(2.5t_n + t_e)f_{r2}$$

$$A_2 = 5 * (0.31 - 0.06) * (2.5 * 0.31 + 0.40) * 1$$

$$A_2 = 0.49 \text{ in}^2$$

Área debido a la boquilla interna.

No se optó por una configuración de boquilla pasante. Esta decisión se debe a que, las concentraciones de esfuerzos en el interior de la carcasa (API 5L X60 PSL2) superan la capacidad resistente del material de la boquilla (SA-106 Grado B). En consecuencia, el área de refuerzo disponible por la boquilla interna es nulo ($A_3 = 0$).

Límite del área de refuerzo.

La Tabla 19 presenta el cálculo del límite del radio de refuerzo (R_{LR}), de acuerdo con el criterio definido en el apartado 2.3.1.7 Límites del refuerzo (UG-40).

Tabla 19

Datos para el cálculo del límite de refuerzo.

Descripción	NPS	R	t _{boquilla}	t _{carcasa}	R+t _b +t _c	D _a	R _{LR}
Boquilla	1/2	0.30	0.12	0.35	0.77	0.60	0.8
Boquilla	1	0.50	0.15	0.35	1.01	1.01	1.0
Boquilla	4	1.94	0.31	0.35	2.60	3.88	3.9

Nota. La descripción de las variables se presenta en la parte de 2.3.1.7 Límites del refuerzo (UG-40).

Elaboración propia a partir de criterios de diseño establecidos por normas ASME BPVC.

Área del elemento de refuerzo

El cálculo del área del elemento de refuerzo (A_5) para la boquilla de NPS 4 se resume en la Tabla 20, donde se presentan las variables en condiciones corroídas: diámetro exterior del elemento de refuerzo (D_p), diámetro de la abertura (d_a), espesor nominal de la boquilla (t_n), espesor del elemento de refuerzo (t_e), y el factor (f_{r4}).

Tabla 20

Datos para el cálculo del área del elemento de refuerzo.

Descripción	NPS	D _p	d _a	t _n	t _e	f _{r4}	A ₅
Boquilla	4	7.76	3.88	0.31	0.32	0.87	0.92

Nota. La descripción de las variables se presenta en la parte de 2.3.1.6 Área de refuerzo para aberturas.

Elaboración propia a partir de criterios de diseño establecidos por normas ASME BPVC.

Reemplazar valores en la ecuación (50):

$$A_5 = (D_p - d_a - t_n)t_e f_{r4}$$
$$A_5 = (7.76 - 3.88 - 0.31) * 0.32 * 0.87$$
$$A_5 = 0.092 \text{ in}^2$$

Abertura adecuadamente reforzada.

El cálculo del área de refuerzo ($A_1+A_2+A_3+A_5$) para la boquilla de NPS 4 se resume en la Tabla 21.

Tabla 21

Área disponible de refuerzo total.

Descripción	NPS	A ₁	A ₂	A ₃	A ₅	A	A ≤ A ₁ +A ₂ +A ₃ +A ₅
Boquilla	4	0	0.39	0	0.92	1.31	1.31

Nota. La descripción de las variables se presenta en la parte de 2.3.1.6 Área de refuerzo para aberturas.
Elaboración propia a partir de criterios de diseño establecidos por normas ASME BPVC.

Reemplazar valores en la ecuación (51).

$$A_1 + A_2 + A_3 + A_5 \geq A$$

$$0.39 + 0.92 \geq 1.31$$

$$1.31 \text{ in}^2 \geq 1.31 \text{ in}^2$$

3.2.2.9 Espesor requerido para la rosca NPT (t_{NPT})

La

Tabla 22 muestra el resumen del cálculo de los espesores requeridos por la rosca NPT basado en el párrafo 2.3.1.9 Tubos y cañerías cuando se utilizan como tubos o carcasas (UG-31) y en la norma (ASME B1.20.1, 2018, Table 2), los resultados muestran que los espesores de las tuberías seleccionadas son adecuados tanto para la rosca como para soportar la presión interna.

Tabla 22

Espesor requerido para la rosca NPT.

NPS	t	n	t_{NPT}	t_r	e_c	Total
1/2	0.121	14	0.06	0.010	0.026	0.096
1	0.153	11.5	0.07	0.016	0.026	0.116

Nota: elaboración propia.

3.2.3 Cabezal Elíptico

Las especificaciones geométricas de la tapa elíptica se detallan en la Tabla 23.

Tabla 23

Datos de las condiciones de diseño y características del cabezal.

Descripción	Valor	Unidad
Material ^a	SA-537 Clase 2	
Máximo esfuerzo admisible, S.	22900	psi
Mínimo esfuerzo de fluencia, y.	60000	psi
Cedula	STD	
Diámetro nominal	24	in
Diámetro exterior	24	in
Espesor	0.375	in
Eficiencia de soldadura	1	
Eficiencia de ligamento	0.8	
Espesor de corrosión ^b	0.026	in

Nota. ^aAccesorio de acero al carbono forjado o con junta radiografiada completamente. ^bLos valores de espesor de corrosión se han convertido de micrómetros (μm) a pulgadas (in). elaboración propia.

3.2.3.1 Cálculo del Espesor Mínimo Requerido.

Reemplazar valores en la ecuación (18), diámetro interior del faldón en condiciones corroídas: $D = 23.20$ in.

$$L = K_1 D$$

$$L = 0.9 * 23.20$$

$$L = 20.88$$

Reemplazar valores en la ecuación (17).

$$\frac{t_s}{L} \geq 0.002$$

$$\frac{0.35}{20.88} \geq 0.002$$

$$0.017 \geq 0.002$$

El resultado satisface la condición previa, aplicamos la ecuación (23).

$$K = \frac{1}{6} \left[2 + \left(\frac{D}{2h} \right)^2 \right]$$

$$K = \frac{1}{6} [2 + (2)^2]$$

$$K = 1$$

Aplicamos la ecuación (21), para calcular el espesor mínimo requerido.

$$t_r = \frac{PD_oK}{2SEn\% + 2P(K - 0.1)}$$

$$t_r = \frac{500 * 24 * 1}{2 * 22900 * 1 * 0.8 + 2 * 500 * (1 - 0.1)}$$

$$t_r = 0.32 \text{ in}$$

3.2.3.2 Cálculo de la Máxima Presión de Trabajo Admisible (P_{MAWP}).

t_n : espesor nominal de la boquilla en condiciones corroídas, $t_n = 0.375 - 0.026 = 0.324 \text{ in}$.

Reemplazar valores en la ecuación (22).

$$P_{MAWP} = \frac{2SEt_n * n\%}{KD_o - 0.2t_n(K - 0.1)}$$

$$P_{MAWP} = \frac{2 * 22900 * 1 * 0.324 * 0.8}{1 * 24 - 0.2 * 0.524 * (1 - 0.1)}$$

$$P_{MAWP} = 546.7 \text{ psig}$$

3.2.3.3 Presión de Prueba Hidrostática (P_{PH}).

Utilizando la ecuación (2) correspondientes al análisis de recipientes de pared delgada en condiciones corroídas, se demostrará que, durante la prueba hidrostática, los esfuerzos generados no superan el esfuerzo mínimo de fluencia del material.

Reemplazar valores en la ecuación (6).

$$P_{PH} = 1.3 P_{MAWP} \frac{S_{Prueba}}{S_{diseño}}$$

$$P_{PH} = 1.3 * 500 * \frac{20000}{20000}$$

$$P_{PH} = 650 \text{ psig}$$

Esfuerzo circunferencial en la superficie exterior, reemplazando valores en la ecuación (2):

$$\sigma_1 = \frac{PR}{2t_n}$$

$$\sigma_1 = \frac{500 * 11.60}{2 * 0.349}$$

$$\sigma_1 = 10809.2 \text{ psi}$$

$$\sigma_1 < 60000 \text{ psi}$$

3.2.3.4 Máxima Presión externa Admisible (P_a).

Para una tapa elíptica $\frac{D_o}{2h_o} = 2$, se obtiene un $K_o = 0.9$. Reemplazar valores en la ecuación (27) se obtiene $L_o = 21.6$.

Reemplazar valores en la ecuación (28).

$$A = \frac{0.125}{\frac{L_o}{t_n}}$$

$$A = \frac{0.125}{\frac{21.9}{0.349}}$$

$$A = 0.0020$$

El factor B se obtiene del valor de 0.0020 y la Figura 32, B=15000.

Reemplazar valores en la ecuación (29).

$$P_a = \frac{B}{\frac{L_o}{t_n}}$$

$$P_a = \frac{15000}{\frac{21.9}{0.349}}$$

$$P_a = 242.2 \text{ psig}$$

3.2.3.5 Mínima temperatura de diseño del metal (T_{MTDM}).

La temperatura mínima de diseño para un espesor de 0.375 in es de 18 °F, según lo indicado en la Figura 33.

3.2.4 Brida Ciega Fijada con Pernos (Blind).

Los datos necesarios para el cálculo del ancho del asiento de la junta, el diámetro de reacción de la carga y la tensión soportada por el empaque se presentan en la Tabla 24.

Tabla 24

Datos técnicos de la brida ciega.

Descripción	Valor	Unidad
Material	SA-105	
Diámetro nominal	4	in
Diámetro exterior	10.75	in
Espesor	1.5	in
Diámetro del centro de los pernos	8.5	in
Diámetro exterior de la cara elevada	6.19	in
Eficiencia de soldadura.	1	in
Espesor de corrosión	0.026	in
Diámetro interior de brida	3.88	in
Material de perno	SA-193 B7M	

Nota. Datos técnicos adaptados de la norma ASME B16.5.

3.2.4.1 Carga de los pernos en condición de operación.

Cálculo de la junta y el empaque.

El ancho de la junta o cara elevada es la diferencia del diámetro exterior de la cara elevada y el diámetro interior de la brida $w = (6.19 - 3.88)/2 = 1.16 \text{ in}$,

El área de la junta es $A_{RF} = \frac{\pi}{4} * (6.19^2 - 3.88^2) = 18.3 \text{ in}^2$. La Tabla 25 presenta los datos del empaque de fibra mineral.

Tabla 25

Datos del empaque.

Descripción	Variable	Valor	Unidad
Espesor del empaque	T_e	1/16	in
Factor del empaque	m	2.75	
Tensión mínima del asiento	y_e	3700	psi

Nota. Datos adaptados de la norma ASME VIII-1 (2023, Table 2-5.1, Mineral fiber with suitable binder for operating conditions)

Cálculo del ancho básico de la junta (b_o).

Reemplazar valores en la ecuación (34).

$$b_o = \text{mayor valor} \left[\frac{w + T_e}{2}, \frac{w + N}{4} \right]$$

$$b_o = \text{mayor valor} \left[\frac{1.16 + 1/16}{2}, \frac{1.16 + 1.16}{4} \right]$$

$$b_o = \text{mayor valor}[0.61, 0.58]$$

$$b_o = 0.61 \text{ in}$$

El resultado satisface la condición de $b_o > 1/4 \text{ in}$.

Cálculo del ancho efectivo de la junta (b).

Reemplazando valores en la ecuación (35), factor de conversión de unidades $C_b = 0.5$.

$$b = C_b \sqrt{b_o}$$

$$b = 0.5 \sqrt{0.61}$$

$$b = 0.39 \text{ in}$$

Cálculo del diámetro de reacción de la carga en la junta (G).

El diámetro de la reacción es la diferencia del diámetro exterior de la cara elevada y el ancho efectivo de la junta.

$$G = 6.19 - 0.39 * 2$$

$$G = 5.41 \text{ in}$$

Cálculo del W_{m1} , reemplazando en la ecuación (32).

$$W_{m1} = H + H_P$$

$$W_{m1} = 0.785G^2P + (2b * 3.14GmP)$$

$$W_{m1} = 0.785 * 5.41^2 * 500 + (2 * 0.40 * 3.14 * 5.41 * 2.75 * 500)$$

$$W_{m1} = 11485.8 + 18228.2$$

$$W_{m1} = 29714.0 \text{ lb}$$

Conclusión: el empaque no falla debido al apriete de los pernos, la tensión soportada por el empaque durante la operación es $\frac{W_{m1}}{A} = 1626 \text{ psi} < y_e$.

3.2.4.2 Carga de los pernos para el asentamiento de la junta.

Reemplazando valores en la ecuación (36).

$$W_{m2} = 3.14bGy_e$$

$$W_{m2} = 3.14 * 0.39 * 5.41 * 3700$$

$$W_{m2} = 24525.2 \text{ lb}$$

Reemplazando valores en la ecuación (37).

$$A_m = \text{mayor valor de } \left[A_{m1} = \frac{W_{m1}}{S_b}, A_{m2} = \frac{W_{m2}}{S_a} \right]$$

$$A_m = \text{mayor valor de } \left[A_{m1} = \frac{32745.8}{20000}, A_{m2} = \frac{26294.4}{20000} \right]$$

$$A_m = \text{mayor valor de } [A_{m1} = 1.49, A_{m2} = 1.23]$$

$$A_m = 1.49 \text{ in}^2$$

Cálculo del área real de los pernos.

Según ASME B16.5 para una brida de 4 in clase 600 el número de pernos es 8 y su diámetro es 7/8 in, para dicho diámetro el área mínima correspondiente es 0.419 in^2 de acuerdo con ASME PCC-1 (2022, Tabla H-1)

$$A_b = 8 * 0.419$$

$$A_b = 3.35 \text{ in}^2$$

Reemplazando valores en la ecuación (38).

$$W = \frac{(A_m + A_b)S_a}{2}$$

$$W = \frac{(1.49 + 3.35) * 20000}{2}$$

$$W = 48376.99 \text{ lb}$$

La

Tabla **26** presenta las especificaciones técnicas de la brida tipo welding neck de NPS 4, mientras que la Tabla 27 resume los cálculos realizados para determinar los esfuerzos sobre el empaque, el área requerida para los pernos y el área real proporcionada por los pernos seleccionados.

Se concluye que el empaque no falla bajo las condiciones normales de operación, asimismo, se verifica que el área efectiva proporcionada por los pernos es mayor al área requerida.

Tabla 26*Especificaciones técnicas de la brida welding neck de NPS 4.*

Descripción	Valor	Unidad
Material	SA-105	
Máximo esfuerzo admisible, S.	20000	psi
Mínimo esfuerzo de fluencia, y.	36000	psi
Clase de brida	600	
Diámetro nominal	4	in
Diámetro exterior	10.75	in
Espesor	1.5	in
Número de pernos	8	in
Diámetro del centro de los pernos	8.5	in
Diámetro exterior de la cara elevada	6.19	in
Diámetro interior de brida	3.88	in
Material de perno	SA-193 B7M	

Nota. Datos técnicos adaptados de la norma ASME B16.5.

Tabla 27*Resumen de los cálculos efectuados en la brida ciega de NPS 4.*

Descripción	Símbolo	Valor	Unidad
Ancho de la junta	N	1.16	in
Ancho de la cara elevada de la brida	w	1.16	in
Espesor de la junta	T	0.06	in
Ancho básico de asiento de la junta	b ₀	0.61	in
	b ₀	0.58	in
Factor de conversión	C _b	0.50	
Ancho efectivo de asiento de la junta	b	0.39	in
Diámetro en la ubicación de la reacción de carga de la junta	G	5.41	in
Factor de la junta	m	2.75	
Fuerza hidrostática	H	11485.8	psi
Carga de compresión	H _p	18228.2	psi
Carga de los pernos en condiciones de operación	W _{m1}	29714.0	psi
Área de la junta	A _{rf}	18.3	in ²
Carga de asiento de la junta	y _e	3700	psi
empaquete no falla	W _{m1} /A _{rf}	1626.4	psi
Carga de los pernos en condiciones de asentamiento	W _{m2}	24525.2	psi
Esfuerzo admisible de los pernos	S	20000	psi
Área requerida de pernos para la operación	A _{m1}	1.49	in ²
Área requerida de pernos para el asentamiento	A _{m2}	1.23	in ²

Número de pernos		8	
Área de un perno 7/8	A_p	0.419	in ²
Área total	A_b	3.352	in ²
Brazo de momento de la junta	h_G	1.55	in
Espesor mínimo requerido en condiciones de operación	$t_{operación}$	1.07	in
Espesor mínimo requerido en condiciones de asentamiento	$t_{asentamiento}$	1.32	in

Nota. Elaboración propia a partir de criterios de diseño establecidos por normas ASME BPVC VIII-1.

3.2.4.3 Espesor mínimo requerido del blind.

Cálculo del brazo de momento de la junta h_G .

El brazo de momento de la junta, igual a la distancia radial desde la línea central de los pernos hasta la línea de reacción de la junta

$$h_G = \frac{8.5 - 5.41}{2}$$

$$h_G = 1.55 \text{ in}$$

Según ASME BPVC VIII 1 (2023, Figura UG-34, Esquema j) el método de fijación es $C=0.33$, el diámetro corto de cabeza o brida es igual al diámetro exterior de la tubería $d=4.5$ in.

Reemplazando valores en condición de operación, ecuación (30).

$$t = d \sqrt{\frac{CP}{SE} + \frac{1.9Wh_G}{SEd^3}}$$

$$t_{operación} = 4.5 * \sqrt{\frac{0.33 * 500}{20000 * 1} + \frac{1.9 * 29713.9 * 1.55}{20000 * 1 * 4.5^3}}$$

$$t_{operación} = 1.07 \text{ in}$$

Reemplazando valores en condición de asentamiento, ecuación (30).

$$t_{operación} = 24 * \sqrt{\frac{0.33 * 500}{20000 * 1} + \frac{1.9 * 48376.9 * 1.55}{20000 * 1 * 4.5^3}}$$

$$t_{asentamiento} = 1.32 \text{ in}$$

Conclusión: el espesor mínimo requerido para la brida ciega es 1.32 in.

3.2.4.4 Mínima temperatura de diseño del metal (T_{MTDM}).

Hallar la reducción de temperatura requiere del F_{factor} de la brida de NPS 4 y de la Figura 34. El resultado obtenido es de 14 °F.

Reemplazando valores en la ecuación (52):

$$F_{factor} = \frac{t_r * E}{t_n - e_c}$$

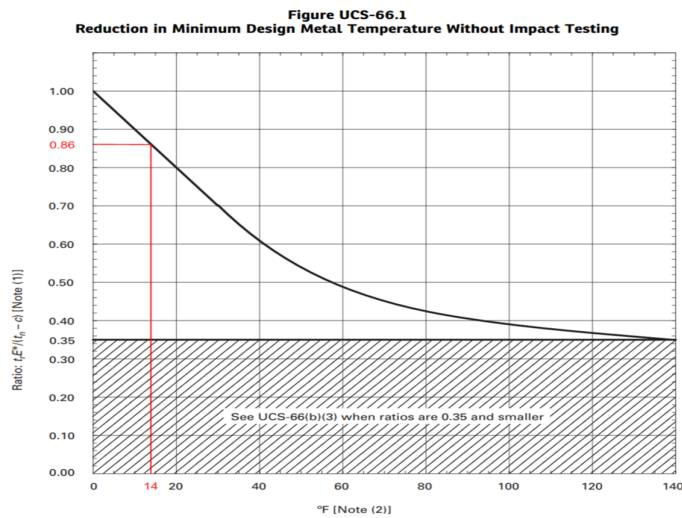
$$\frac{1.26 * 1}{1.5 - 0.026}$$

$$F_{factor} = 0.86$$

La temperatura mínima de diseño para la brida ciega es de 45 °F, según lo indicado en la Figura 33. Luego de aplicar la reducción la mínima temperatura de diseño es de 31°F

Figura 34

Reducción de temperatura en el metal de la brida ciega.



Nota. Adaptado del ASME BPVC VIII-1 (2023, Figure UCS-66.1)

3.3 Selección de Equipos y Componentes

El banco de pruebas está diseñado para operar con equipos electrónicos para el monitoreo de presión, así como con componentes eléctricos responsables del aumento controlado de esta. Todos los dispositivos deben estar calibrados para una presión de operación de 500 psi y deben funcionar de forma confiable a una altitud de 4000 metros sobre el nivel del mar (msnm).

A dicha altitud, la reducción en la densidad del aire disminuye la capacidad de disipación térmica de los componentes eléctricos y la rigidez dieléctrica del aire, lo que incrementa el riesgo de sobrecalentamiento y fallos por descargas eléctricas. Por este motivo, se aplica un factor de derrateo del 24 - 30% a todos los dispositivos eléctricos, especialmente motores, contactores, relés térmicos, variadores de frecuencia y dispositivos de protección, como fusibles y disyuntores.

3.3.1 Bomba de Presión

Uno de los requerimientos previos a la ejecución de una prueba hidrostática es la estimación precisa del volumen de agua necesario para llenar y presurizar la línea de tubería. Este volumen no corresponde únicamente al volumen geométrico interno de la tubería a presión atmosférica, ya que durante la prueba hidrostática se deben considerar diversos factores que afectan el comportamiento del sistema bajo presión.

De acuerdo con el Pipeline Rules of Thumb Handbook (McAllister, E. W., & Kaiser, M. J., 2022, APPENDIX A) al volumen base de agua deben sumarse incrementos asociados a los siguientes fenómenos físicos:

- Compresibilidad del agua, que requiere inyectar un volumen adicional para alcanzar la presión de prueba deseada.
- Expansión volumétrica de la tubería debido al aumento de presión interna.
- Cambio de volumen del agua asociado a variaciones de temperatura durante la prueba.

- Dilación térmica de la tubería, es decir, el cambio de volumen del material de la línea debido a la temperatura del entorno o del fluido.

En el caso particular de la línea de tubería evaluada, se ha estimado una variación total del volumen del sistema de 4 m³, considerando todos los factores anteriores. Para alcanzar de forma gradual y controlada la presión de prueba en un período de 90 minutos, se ha determinado que el caudal mínimo requerido para la bomba es de al menos 12 galones por minuto (gpm).

La selección de la bomba se ha realizado en función de los siguientes criterios técnicos:

- Caudal requerido (≥ 12 gpm).
- Presión de prueba del sistema (500 psig).
- Tipo de acople entre la bomba y el motor, para asegurar la correcta transmisión de potencia y compatibilidad estructural.

En base a estos requerimientos, se ha elegido una bomba del fabricante Cat Pumps (s. f.), cuyo modelo satisface adecuadamente las condiciones operativas del sistema.

La **Tabla 28** y **Tabla 29** muestran un resumen técnico de los principales accesorios y componentes utilizados en la instalación de la bomba, incluyendo sus características clave, conexiones, materiales y compatibilidad con la línea de prueba.

Tabla 28

Datos técnicos de accesorios y componentes para la instalación de la bomba (Parte 1).

Descripción	Marca	Modelo	Presión (psi)	RPM	Caudal (gpm)	Potencia (hp)
Bomba y accesorios	Cat Pumps	1730	1500	1750	15.8	16.23
Campana	Cat Pumps	76286.15FR				
Acople flexible	Cat Pumps	8383				

Nota. Elaboración propia basada en las fichas técnicas de Cat Pumps (s.f.-a, s.f.-b), consultar los Anexo E al Anexo F.

Tabla 29

Datos técnicos de accesorios y componentes para la instalación de la bomba (Parte 2).

Descripción	Marca	Torque (ft-lb)	Acople directo	Diámetro del eje (in)	Diámetro de Boquilla (in)
Bomba y accesorios	Cat Pumps	48.8	286TC	1.81	3/4
Campana	Cat Pumps		286TC	-	3/4
Acople flexible	Cat Pumps	150	286TC	1.81 x 1 7/8	3/4

Nota. Elaboración propia basada en las fichas técnicas de Cat Pumps (s.f.-a, s.f.-b), consultar los Anexo Eal Anexo F.

3.3.2 Motor

La selección del motor eléctrico se realizó con base en los requerimientos operativos de la bomba, considerando previamente el cálculo de la potencia eléctrica, el torque y las revoluciones por minuto (rpm) necesarios para garantizar el funcionamiento del sistema.

Entre los factores clave para la selección se consideró un derrateo del 24% en la potencia del motor debido a la altitud en la que se ubica la operación (mina Quellaveco, región altoandina de Moquegua). Este ajuste es necesario debido a la disminución de densidad del aire, que afecta la capacidad de enfriamiento del motor y, por tanto, su desempeño.

Asimismo, se estableció como criterio técnico que el motor seleccionado cuente con conexión directa, evitando el uso de poleas o transmisiones indirectas que podrían introducir pérdidas mecánicas adicionales o requerir mantenimiento frecuente.

Las especificaciones técnicas se muestran en las **Tabla 30** y **Tabla 31**, las características completas del motor pueden consultarse en el Anexo H. Cabe destacar que los cálculos de potencia y torque fueron realizados de acuerdo con las fórmulas y recomendaciones proporcionadas en el catálogo técnico de Cat Pumps (s. f.-b, p. 10), considerando tanto el caudal como la presión de operación de la bomba.

Fórmula de la potencia (hp)

$$P_{hp} = \frac{gpm * psi}{1460} \quad (53)$$

Reemplazando valores

$$P_{hp} = \frac{15.8 * 1750}{1460}$$

$$P_{hp} = 16.23 \text{ hp}$$

Fórmula del torque hidráulico requerido (ft-lb)

$$T_r = 3.6 \frac{gpm * psi}{rpm} \quad (54)$$

Reemplazando valores

$$T_r = 3.6 \frac{15.8 * 1500}{1750}$$

$$T_r = 48.8 \text{ (ft * lb)}$$

Aplicando factor de derrateo 24%, para la selección del motor.

$$P_{hp} = \frac{16.23}{0.76}$$

$$P_{hp} = 21.35$$

Tabla 30

Datos técnicos del motor (Parte 1).

Descripción	Marca	Modelo	(hp)	RPM	Conexión	Corriente (A)	Voltaje (V)
Motor	BALDOR	CEM2531T	25	1770	YY/Y	60/30	230/460

Nota. Elaboración propia basada en las fichas técnicas de BALDOR (2025), Para más detalles, consultar el Anexo I.

Tabla 31

Datos técnicos del motor (Parte 2).

Fase	Acople directo	Eficiencia	Factor de potencia	Factor de servicio	Torque nominal (ft-lb)	Torque máximo (ft-lb)	Torque de arranque (ft-lb)
3	284TC	93.6%	82%	1.15	73.81	232	116

Nota. Elaboración propia basada en las fichas técnicas de BALDOR (2025).

3.3.3 Variador de Frecuencia

La selección del variador de frecuencia se fundamentó en los cálculos previos de potencia y corriente eléctrica, considerando los requerimientos operativos del motor y el entorno de altitud elevada. Para asegurar la confiabilidad y durabilidad del sistema, se aplicó un factor de derrateo del 30%, el cual contempla pérdidas de potencia, incremento de corriente y limitaciones en el aislamiento eléctrico.

Las especificaciones técnicas principales del variador seleccionado se detallan en la **Tabla 32**, mientras que sus características completas pueden consultarse en el Anexo H.

Cálculo de la potencia (hp)

$$P_{hp} = \frac{25}{0.70}$$

$$P_{hp} = 35.71 \text{ HP}$$

Cálculo de la corriente (A)

$$I_A = \frac{30}{0.70}$$

$$I_A = 42.85 \text{ A}$$

Tabla 32

Datos técnicos de los elementos de protección eléctrica.

Descripción	Marca	Modelo	Potencia (hp)	Corriente (A)	Voltaje (V)	Fase
Variador de frecuencia	Schneider	ATV212	40	44.7	480	3

Nota. Elaboración propia basada en la ficha técnica de Schneider Electric Perú (s. f.), consultar el Anexo J.

3.3.4 Equipos de Monitoreo

La selección de los equipos de monitoreo se realizó en función de su compatibilidad con las señales de entrada y salida requeridas por el registrador de datos, así como de su capacidad para operar de forma segura y precisa bajo las condiciones de presión de hasta 500 psi y una temperatura de operación de 73.4 °F (23 °C).

Adicionalmente, se consideró que los equipos funcionen con fuentes de alimentación de voltaje y corriente continua. Los dispositivos seleccionados permiten registrar y visualizar parámetros de presión y temperatura.

Las especificaciones técnicas principales de los equipos de monitoreo se detallan en las

Tabla 33 y **Tabla 34** , mientras que sus características completas pueden consultarse en el Anexo K al Anexo M.

Tabla 33

Datos técnicos de los elementos de monitoreo (Parte 1).

Descripción	Marca	Modelo	Rango de medición (psi/°C)	Señal de entrada analógica (mA)	Señal de entrada analógica (VDC)	Señal de salida analógica (mA)
Registrador de datos	BrainChild	PR-30	-	4 - 20	1 - 5	20 - 21
Transmisor y sensor de Temperatura	Emerson	Rosemount 248 214C	80	-	-	4 - 20

Transmisor y sensor de presión	WIKA	800	-	-	4 - 20
Manómetro	StabilizR	1000	-	-	-

Nota. Elaboración propia basada en las fichas técnicas varias.

Tabla 34

Datos técnicos de los elementos de monitoreo (Parte 2).

Descripción	Señal de salida analógica (VDC)	Señal de entrada Digital	Señal de salida	Alimentación eléctrica (VDC)	Alimentación eléctrica (mA)	Exactitud o Tolerancia
Registrador de datos	5 - 5.25	RS232 422 485	Ethernet SD/USB	12	40	-
Transmisor y sensor de Temperatura	1 - 5	-	-	12	-	± 0.3
Transmisor y sensor de presión	0 - 5	-	-	10 - 30	4 - 20	0.25%
Manómetro	-	-	-	-	-	-

Nota. Elaboración propia basada en las fichas técnicas varias

Capítulo IV. Resultados, Contrastación de Hipótesis y Discusión de Resultados

En este capítulo se presentan los resultados obtenidos a partir de las simulaciones y análisis realizados en el diseño del banco de pruebas hidrostático. Se detallan los valores de esfuerzo y deformaciones calculadas mediante el software SolidWorks. Además, se realiza la contrastación de la hipótesis planteada, comparando los resultados numéricos con los criterios de diseño establecidos en la norma ASME BPVC VIII 1 (2023).

4.1 Resultados

En esta sección se presentan los valores obtenidos en las simulaciones estructurales, destacando los esfuerzos principales y las deformaciones máximas en distintas condiciones de carga. Asimismo, se analiza el comportamiento del material ASTM y API bajo la presión de diseño establecida en 500 psi y se evalúa la distribución de tensiones en las boquillas del sistema siendo estos los componentes críticos.

4.1.1 Análisis Estático

El análisis del cabezal del banco de pruebas realizado en SolidWorks se basa en la capacidad estructural de sus componentes para resistir cargas internas generadas por la presión. La configuración estructural se determina a partir del cálculo del espesor mínimo requerido en la tapa elíptica, el diseño de los refuerzos y la verificación de la presión máxima admisible (MAWP), de acuerdo con los lineamientos de la norma ASME BPVC Sección VIII, División 1.

El análisis también considera las condiciones de frontera asociadas al desplazamiento causado por la expansión radial y axial de la carcasa, mientras la brida de conexión permanece fija a la línea principal de tubería. Estas restricciones y grados de

libertad reducen las concentraciones de esfuerzos en las uniones rígidas entre componentes, permitiendo una deformación controlada que contribuye a mantener la integridad estructural del conjunto.

4.1.1.1 Conexiones.

Las uniones o conexiones rígidas el modelo se definen como la transferencia completa de carga entre superficies en contacto sin permitir deslizamiento o separación.

4.1.1.2 Sujeciones.

Sujeción fija.

Esta condición restringe completamente el movimiento y la deformación en todos los ejes dentro del área de aplicación. Se aplicó en los orificios de las bridas, simulando una fijación mediante pernos o una conexión con rigidez suficiente para impedir cualquier tipo de desplazamiento o deformación en esos puntos.

Sujeción sobre cara plana.

Esta condición de frontera restringe el desplazamiento en la dirección vertical (eje Y) y permite libertad de movimiento en el plano horizontal (ejes X y Z). Se aplicó en la base de las silletas para simular un apoyo que impide el levantamiento o hundimiento, pero permite el deslizamiento superficial. Esta configuración representa una superficie de contacto con fricción nula o muy baja, similar a una base lubricada.

Sujeción sobre cara cilíndrica.

Esta condición restringe el desplazamiento radial, mientras permite el movimiento axial y el giro alrededor del eje longitudinal. Se aplicó a la brida NPS 4 de la boquilla de descarga, simulando el comportamiento de una guía de desplazamiento o un soporte que permite el libre movimiento axial bajo carga.

4.1.1.3 Cargas externas

Gravedad.

Se consideró un campo gravitacional estándar con una aceleración de 386.22 in/s², aplicada en la dirección vertical. Esto incluye el peso propio de los componentes, lo que puede influir en el estado de esfuerzos, especialmente en elementos de soporte.

Presión hidrostática.

Se calculó con la relación lineal $0.0361h$, donde h es la altura de la columna de agua en pulgadas. Esta presión representa la carga distribuida que actúa sobre las superficies internas debido al fluido contenido durante la prueba.

Presión de prueba.

Es la carga interna aplicada en la prueba hidrostática, y se utiliza para verificar la integridad estructural sin alcanzar la zona plástica del material. Este valor es para validar el cumplimiento de los requisitos de seguridad del diseño.

4.1.1.4 Malla.

La malla utilizada corresponde a un mallado tridimensional (elementos tetraédricos) generados por el software SolidWorks Simulation. La calidad de la malla incide directamente en la precisión de los resultados. Se priorizó la simetría y uniformidad de los elementos para mejorar la convergencia del análisis.

- Método adaptativo h : Este método refina la malla de forma local en zonas de alta concentración de esfuerzos o geometrías complejas. Se realizaron tres iteraciones de refinamiento con una meta de convergencia del 98%. El método “ h ” es adecuado para análisis no lineales o zonas con gradientes de tensión elevados.
- Tamaño del elemento: Se definieron tamaños mínimos y máximos de 0.1 in y 0.5 in respectivamente, equilibrando precisión y consumo computacional. El tamaño de los elementos se ajustó automáticamente en función de la curvatura de la

geometría, asegurando mayor densidad de malla en zonas críticas como boquillas, transiciones y soldaduras.

4.1.2 Geometría

El diseño geométrico del banco de pruebas hidrostático considera la ubicación de las boquillas, los espesores mínimos requeridos y las libertades de desplazamiento necesarias para evitar concentraciones de esfuerzo provocadas por la deformación radial y axial de la carcasa cilíndrica.

Las boquillas se ubican de forma que sus áreas de refuerzo no se superpongan, manteniendo entre ellas una distancia mínima equivalente al radio de la carcasa y evitando su colocación sobre cordones de soldadura.

La libertad de desplazamiento se establece para reducir los esfuerzos en la unión soldada entre la carcasa y la silleta. El diseño de la silleta se basó en los criterios establecidos por Juan Manuel León Estrada (2021) en su libro Diseño y cálculo de recipientes a presión.

Los componentes del banco de pruebas se modelaron como piezas individuales, asignándoles los materiales disponibles comercialmente junto con sus propiedades mecánicas correspondientes. Esto permite identificar al elemento que alcanza el mayor esfuerzo de Von Mises, y con ello determinar el componente crítico. Dado que el cabezal está conformado por elementos fabricados con distintos materiales, la presión interna afecta de forma distinta a cada uno, lo que hace necesario evaluar su comportamiento individual en el análisis.

4.1.3 Análisis Estático Lineal

El análisis estático lineal se basa en la evaluación de los esfuerzos generados por la presión interna en los componentes del cabezal del banco de pruebas, considerando los refuerzos de boquillas estipulados por la norma ASME BPVC Sección VIII, División 1 (2023) y los accesorios de refuerzo tipo derivación descritos en la norma MSS SP-97:2019.

Para ello, se simula un aumento progresivo de la presión interna hasta que uno o más elementos del modelo alcancen el límite elástico (esfuerzo de fluencia) del material. El criterio de evaluación se fundamenta en el esfuerzo equivalente de Von Mises, comparado con el esfuerzo de fluencia permitido por la norma para el material específico.

La condición de falla se define cuando el esfuerzo de Von Mises en un elemento finito alcanza o supera el 100% del esfuerzo de fluencia, siempre que la deformación unitaria permanezca por debajo del 0.2%. Este criterio es coherente con el método del 0.2% de compensación (0.2% Offset Method), utilizado para definir el inicio de la deformación plástica en materiales dúctiles.

Además, se determina la presión de colapso o presión crítica, es decir, la presión requerida para alcanzar el esfuerzo de rotura mínimo de algún componente, lo cual permite establecer un margen de seguridad y validar la integridad estructural del diseño en condiciones extremas.

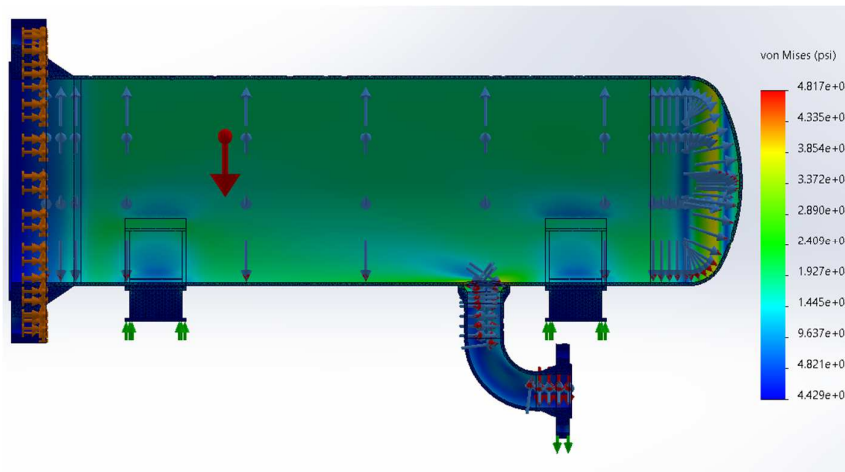
Este análisis permite comparar distintas configuraciones de refuerzo, identificando la que proporcione mayor rigidez estructural y menor concentración de esfuerzos, garantizando así un comportamiento seguro y confiable del banco de pruebas bajo condiciones de carga límite.

4.1.3.1 Boquilla de descarga.

La boquilla de NPS 4 está destinada a la purga del fluido contenido en el sistema tras la finalización de la prueba hidrostática de la línea de tubería principal. Esta conexión puede estar sujeta a cargas externas, derivadas de componentes adicionales como válvulas, mangueras o accesorios conectados a la brida. Para contrarrestar los efectos de estas cargas externas y evitar deformaciones no deseadas, se restringió el desplazamiento vertical de la brida. Esta condición de frontera simula un soporte estructural que anula el movimiento en la dirección vertical, la Figura 35 representa una condición de montaje durante la operación.

Figura 35

Esquema general de la boquilla de descarga.

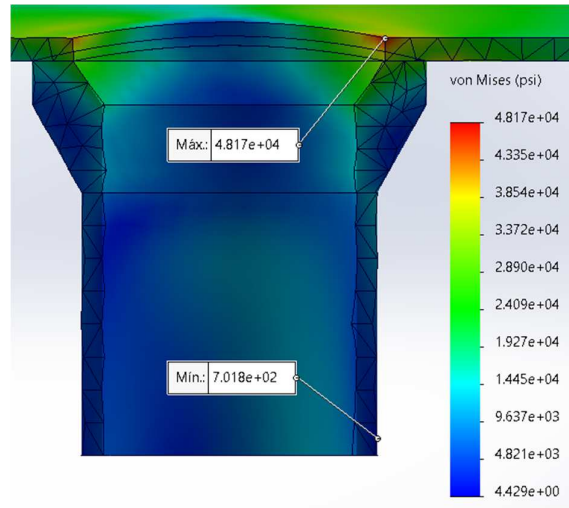


Nota. Elaboración propia.

La Figura 36 presenta los resultados del análisis de esfuerzos en el accesorio tipo weldolet SCH 80 bajo condiciones de presión interna. En la imagen se observa el máximo esfuerzo equivalente de Von Mises a una presión de 600 psi.

Figura 36

Boquilla de descarga conexión tipo 1: accesorio weldolet.

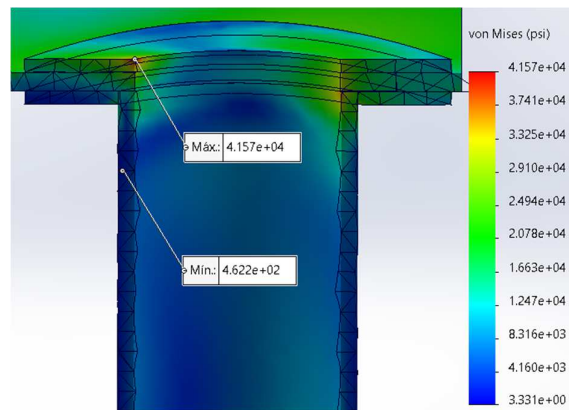


Nota. Elaboración propia.

La **Figura 37** muestra una configuración con anillos de refuerzo interno y externo fabricados en plancha $\frac{1}{4}$ in SA-516 Grado 70. La imagen presenta el comportamiento del conjunto sometido a una presión interna de 600 psi.

Figura 37

Boquilla de descarga conexión tipo 2: anillos de refuerzo interno y externo.

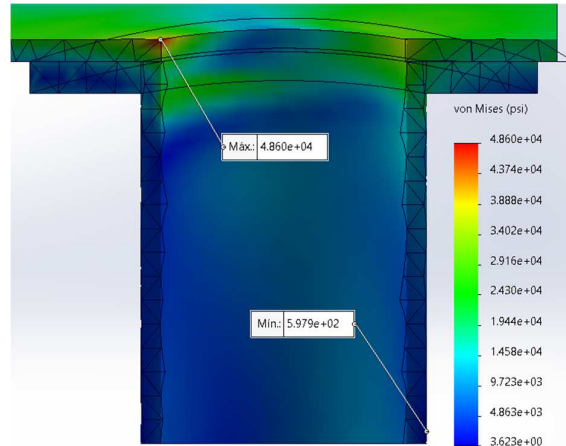


Nota. Elaboración propia.

La Figura 38 presenta una configuración de un anillo de refuerzo externo fabricados en plancha ½ in SA-516 Grado 70. La imagen muestra el comportamiento del conjunto sometido a una presión interna de 600 psi.

Figura 38

Boquilla de descarga conexión tipo 3: anillo de refuerzo externo.

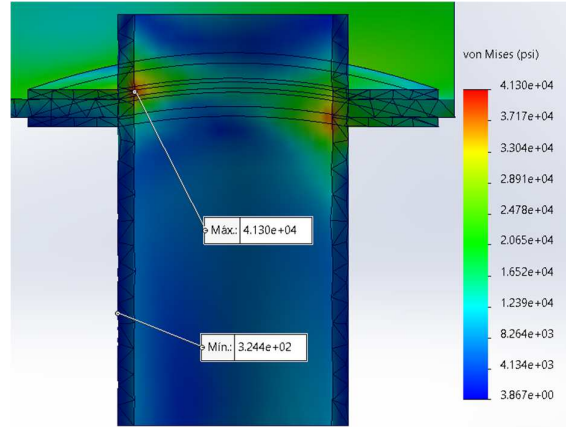


Nota. Elaboración propia.

La **Figura 39** presenta una configuración con una boquilla interna reforzada mediante anillos internos y externos, ambos fabricados en plancha ¼ in SA-516 Grado 70. La imagen muestra el comportamiento estructural del conjunto bajo una presión interna de 600 psi.

Figura 39

Boquilla de descarga conexión tipo 4: boquilla interna con anillos de refuerzo interno y externo.



Nota. Elaboración propia.

La Tabla 35 y Tabla 36 presentan los valores de esfuerzo de Von Mises y deformación unitaria obtenidos en los componentes ubicados en la zona de descarga, sometidos a presión interna. En todos los casos analizados, la deformación unitaria permanece por debajo del 0.2%, lo que indica que los materiales operan dentro del rango elástico, en concordancia con los criterios del análisis estático lineal.

Tabla 35

Esfuerzos y deformaciones en la zona de la boquilla de descarga (Parte 1).

Descripción	Material	Conexión			
		Tipo 1		Tipo 2	
		σ (psi)	ϵ	σ (psi)	ϵ
Carcasa	API 5L X60 PSL2	48170	0.12%	32280	0.08%
Boquilla	SA-106 B	20100	0.04%	37820	0.09%
Weldolet	SA-105	37770	0.10%		
Refuerzo exterior	SA-516 70			33410	0.06%
Refuerzo interior	SA-516 70			41570	0.10%

Nota. Elaboración propia.

Tabla 36

Esfuerzos y deformaciones en la zona de la boquilla de descarga (Parte 2).

Descripción	Material	Conexión			
		Tipo 3		Tipo 4	
		σ (psi)	ϵ	σ (psi)	ϵ
Carcasa	API 5L X60 PSL2	48600	0.12%	29510	0.07%
Boquilla	SA-106 B	32410	0.08%	41300	0.10%
Weldolet	SA-105				
Refuerzo exterior	SA-516 70	32380	0.06%	37270	0.07%
Refuerzo interior	SA-516 70			37380	0.07%

Nota. Elaboración propia.

La Tabla 37 presenta la comparación porcentual entre los esfuerzos de Von Mises y el esfuerzo mínimo de fluencia de los materiales evaluados. Los resultados muestran que las conexiones tipo 1 y tipo 3 operan por debajo del 100% del límite elástico, siendo la conexión tipo 1 la más eficiente en términos de resistencia estructural.

Tabla 37

Comparación porcentual entre los esfuerzos de Von Mises y el esfuerzo mínimo de fluencia de los materiales evaluados en la boquilla de descarga.

Descripción	Material	Tipo 1	Tipo 2	Tipo 3	Tipo 4
Carcasa	API 5L X60 PSL2	80%	54%	81%	49%
Boquilla	SA-106 B	57%	108%	93%	118%
Weldolet	SA-105	105%			
Refuerzo exterior	SA-516 70		88%	85%	98%
Refuerzo interior	SA-516 70		109%		98%

Nota. Elaboración propia.

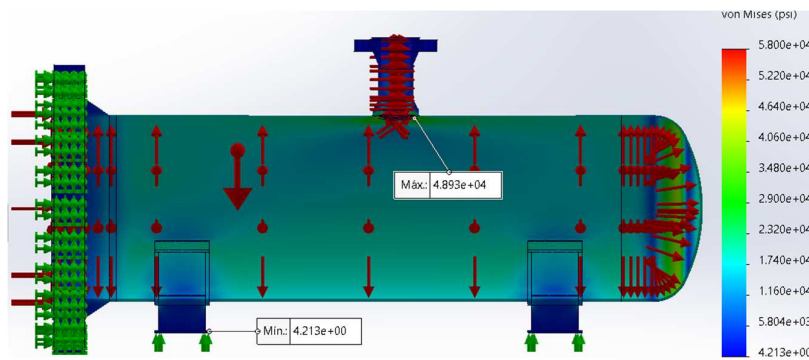
4.1.3.2 Boquilla de alimentación.

La boquilla de NPS 4 está destinada a la conexión de una manguera proveniente de una cisterna para suministrar agua al sistema. Durante la prueba hidrostática, esta conexión permanece cerrada mediante una brida ciega o una brida tipo slip-on clase 600.

La única carga considerada sobre esta boquilla es el peso propio del conjunto, ya que durante la prueba no se conecta ningún equipo adicional ni se aplica carga externa. Por esta razón, las condiciones de frontera aplicadas son equivalentes a las utilizadas en el análisis de la boquilla de descarga, considerando restricciones deslizantes para simular una base rígida sin fricción. La Figura 40 muestra el banco de pruebas en condiciones de operación.

Figura 40

Esquema general de la boquilla de alimentación.

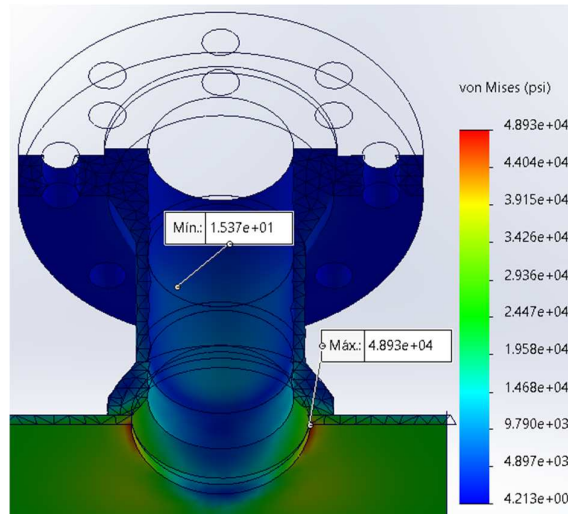


Nota. Elaboración propia.

La Figura 41 presenta los resultados del análisis de esfuerzos en el accesorio tipo weldolet SCH 80 bajo condiciones de presión interna. En la imagen se observa el máximo esfuerzo equivalentes de Von Mises a una presión de 600 psi.

Figura 41

Boquilla de alimentación conexión tipo 1: accesorio weldolet.

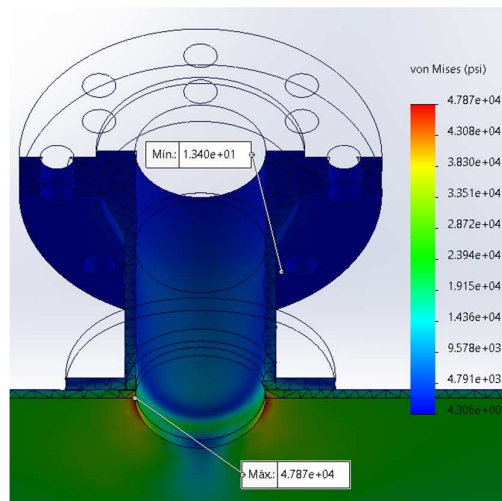


Nota. Elaboración propia.

La Figura 42 presenta una configuración de un anillo de refuerzo externo fabricados en plancha $\frac{1}{2}$ in SA-516 Grado 70. La imagen muestra el comportamiento del conjunto sometido a una presión interna de 600 psi.

Figura 42

Boquilla de alimentación conexión tipo 2: anillo de refuerzo externo.



Nota. Elaboración propia.

La Tabla 38 presentan los valores de esfuerzo de Von Mises y deformación unitaria obtenidos en los componentes ubicados en la zona de alimentación, sometidos a presión interna. En todos los casos analizados, la deformación unitaria permanece por debajo del 0.2%, lo que indica que los materiales operan dentro del rango elástico.

Tabla 38

Esfuerzos y deformaciones en la zona de la boquilla de alimentación.

Descripción	Material	Conexión			
		Tipo 1		Tipo 2	
		σ (psi)	ϵ	σ (psi)	ϵ
Carcasa	API 5L X60 PSL2	48930	0.12%	47870	0.12%
Boquilla	SA-106 B	17950	0.04%	33259	0.07%
Weldolet	SA-105	34160	0.09%		
Refuerzo exterior	SA-516 70			35900	0.06%

Nota. Elaboración propia.

La Tabla 39 presenta la comparación porcentual entre los esfuerzos de Von Mises y el esfuerzo mínimo de fluencia de los materiales evaluados. Los resultados muestran que las conexiones tipo 1 y tipo 2 operan por debajo del 100% del límite elástico, siendo la conexión tipo 1 la más eficiente en términos de resistencia estructural.

Tabla 39

Comparación porcentual entre los esfuerzos de Von Mises y el esfuerzo mínimo de fluencia de los materiales evaluados en la boquilla de alimentación.

Descripción	Material	Tipo 1	Tipo 2
Carcasa	API 5L X60 PSL2	82%	80%
Boquilla	SA-106 B	51%	95%
Weldolet	SA-105	95%	
Refuerzo exterior	SA-516 70		97%

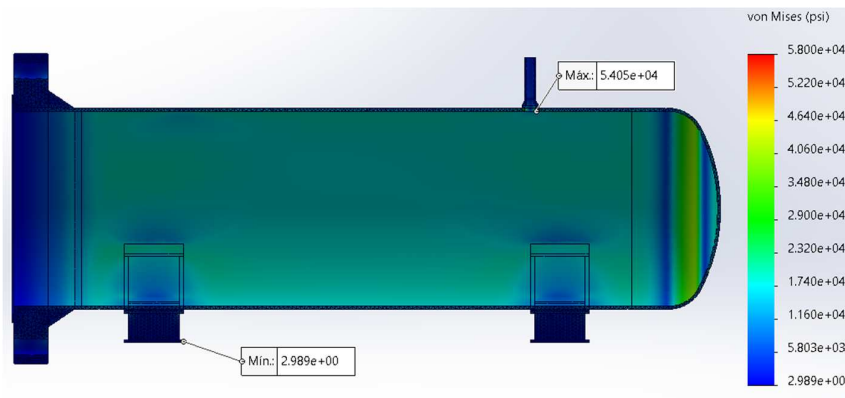
Nota. Elaboración propia.

4.1.3.3 Boquilla de válvula de seguridad.

La boquilla NPS 1 está destinada a la derivación del flujo del líquido en caso de sobrepresión. Se encuentra ubicada a 12 pulgadas de la junta longitudinal con el fin de preservar la eficiencia del ligamento y evitar que se vea afectado por discontinuidades geométricas. La única carga significativa a la que está sometida es su propio peso. La Figura 43 muestra el banco de pruebas en condiciones de operación.

Figura 43

Esquema general de la boquilla de Seguridad.

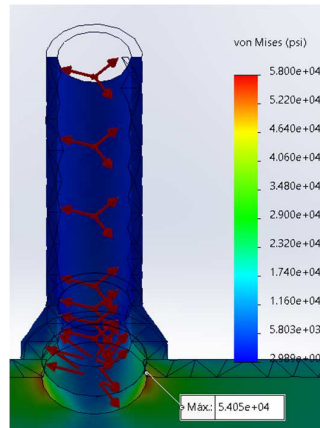


Nota. Elaboración propia.

La Figura 44 presenta los resultados del análisis de esfuerzos en el accesorio tipo weldolet SCH 80 bajo condiciones de presión interna. En la imagen se observa el máximo esfuerzo equivalentes de Von Mises a una presión de 600 psi.

Figura 44

Boquilla de Seguridad conexión tipo 1: accesorio weldolet.

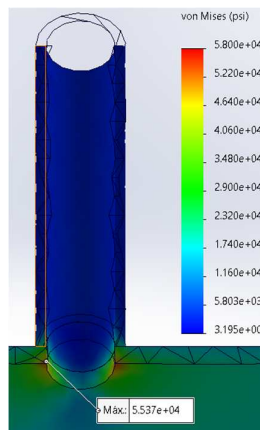


Nota. Elaboración propia.

La Figura 45 presenta los resultados del análisis de esfuerzos en una conexión directa bajo condiciones de presión interna. En la imagen se observa el máximo esfuerzo equivalentes de Von Mises a una presión de 600 psi.

Figura 45

Boquilla de Seguridad conexión tipo 2: unión directa.



Nota. Elaboración propia.

La Tabla 40 presenta los valores de esfuerzo de Von Mises y deformación unitaria obtenidos en los componentes ubicados en la zona de la boquilla de seguridad, sometidos a presión interna. En todos los casos analizados, la deformación unitaria permanece por debajo del 0.2%, lo que indica que los materiales operan dentro del rango elástico, en concordancia con los criterios del análisis estático lineal.

Tabla 40

Esfuerzos y deformaciones en la zona de la boquilla de seguridad.

Descripción	Material	Conexión			
		Tipo 1		Tipo 2	
		σ (psi)	ϵ	σ (psi)	ϵ
Carcasa	API 5L X60 PSL2	54050	0.13%	55370	0.12%
Boquilla	SA-106 B	479.3	0.01%	28160	0.06%
Weldolet	SA-105	29250	0.07%		

Nota. Elaboración propia.

La Tabla 41 presenta la comparación porcentual entre los esfuerzos de Von Mises y el esfuerzo mínimo de fluencia de los materiales evaluados. Los resultados muestran que todas las conexiones operan por debajo del límite elástico, siendo la conexión tipo 2 la más eficiente en términos de resistencia estructural.

Tabla 41

Comparación porcentual entre los esfuerzos de Von Mises y el esfuerzo mínimo de fluencia de los materiales evaluados en la boquilla de seguridad.

Descripción	Material	Tipo 1	Tipo 2
Carcasa	API 5L X60 PSL2	90%	92%
Boquilla	SA-106 B	1%	80%
Weldolet	SA-105	81%	

Nota. Elaboración propia.

4.1.3.4 Boquilla de aumento de presión.

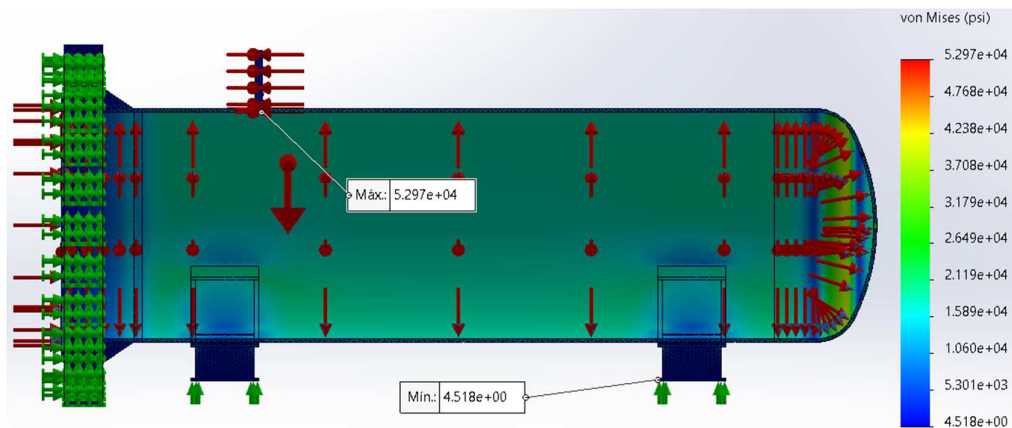
La boquilla de NPS 1 está destinada a elevar la presión en el sistema mediante su conexión a la bomba. El análisis estructural de esta boquilla es equivalente al realizado para la boquilla de la válvula de seguridad, por lo que los resultados obtenidos son idénticos en términos de esfuerzos y condiciones de carga.

4.1.3.5 Boquilla de monitoreo.

La boquilla de NPS 0.5 está destinada a conectarse a los instrumentos de monitoreo del sistema. La única carga considerada sobre esta boquilla corresponde a su propio peso. Las condiciones de frontera aplicadas en el análisis son equivalentes a las utilizadas para la boquilla de descarga, empleando restricciones deslizantes que simulan una base rígida sin fricción. La Figura 46 presenta el banco de pruebas en condiciones de operación.

Figura 46

Esquema general de la boquilla de monitoreo.

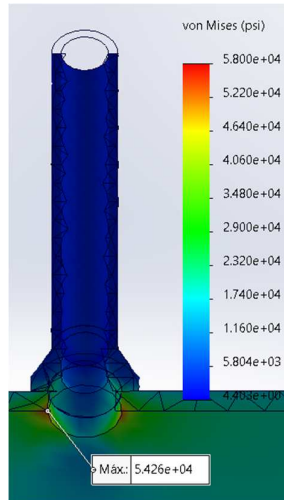


Nota. Elaboración propia.

La Figura 47 presenta los resultados del análisis de esfuerzos en el accesorio tipo weldolet SCH 80 bajo condiciones de presión interna. En la imagen se observa el máximo esfuerzo equivalentes de Von Mises a una presión de 600 psi.

Figura 47

Boquilla de monitoreo conexión tipo 1: accesorio weldolet.

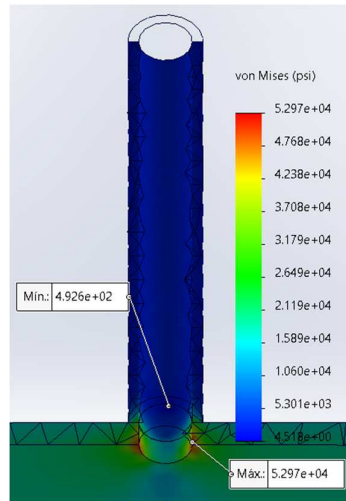


Nota. Elaboración propia.

La Figura 48 presenta los resultados del análisis de esfuerzos en una conexión directa bajo condiciones de presión interna. En la imagen se observa el máximo esfuerzo equivalentes de Von Mises a una presión de 600 psi.

Figura 48

Boquilla de monitoreo conexión tipo 2: unión directa.



Nota. Elaboración propia.

La Tabla 42 presentan los valores de esfuerzo de Von Mises y deformación unitaria obtenidos en los componentes ubicados en la zona de la boquilla de presión, sometidos a presión interna. En todos los casos analizados, la deformación unitaria permanece por debajo del 0.2%, lo que indica que los materiales operan dentro del rango elástico, en concordancia con los criterios del análisis estático lineal.

Tabla 42

Esfuerzos y deformaciones en la zona de la boquilla de presión.

Descripción	Material	Conexión			
		Tipo 1		Tipo 2	
		σ (psi)	ϵ	σ (psi)	ϵ
Carcasa	API 5L X60 PSL2	54260	0.13%	52970	0.14%
Boquilla	SA-106 B	4433	0.01%	32050	0.07%
Weldolet	SA-105	26200			

Nota. Elaboración propia.

La Tabla 43 presenta la comparación porcentual entre los esfuerzos de Von Mises y el esfuerzo mínimo de fluencia de los materiales evaluados. Los resultados muestran que todas las conexiones operan por debajo del límite elástico, siendo la conexión tipo 2 la más eficiente en términos de resistencia estructural.

Tabla 43

Comparación porcentual entre los esfuerzos de Von Mises y el esfuerzo mínimo de fluencia de los materiales evaluados en la boquilla de presión.

Descripción	Material	Tipo 1	Tipo 2
Carcasa	API 5L X60 PSL2	90%	88%
Boquilla	SA-106 B	13%	92%
Weldolet	SA-105	73%	

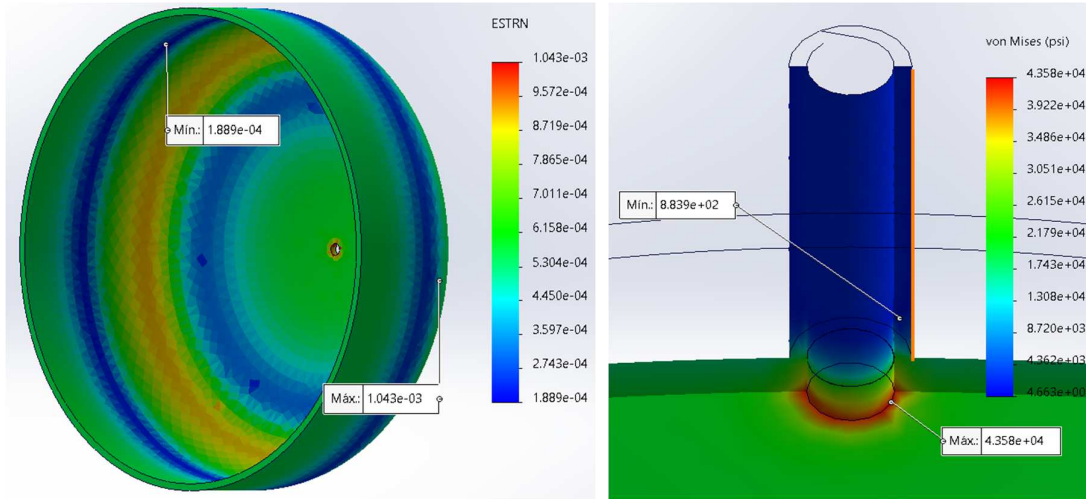
Nota. Elaboración propia.

4.1.3.6 Boquilla del sensor de temperatura.

La boquilla NPS 0.5 está destinada a la instalación de un sensor de temperatura. La única carga significativa considerada en el análisis corresponde a su propio peso. La Figura 49 presenta los resultados del análisis de esfuerzos en una conexión directa sometida a presión interna. En la Figura 49 se observa el valor máximo del esfuerzo equivalente de Von Mises para una presión de 600 psi.

Figura 49

Boquilla de Temperatura conexión de unión directa.



Nota. Elaboración propia.

La Tabla 44 presentan los valores de esfuerzo de Von Mises y deformación unitaria obtenidos en los componentes ubicados en la zona de la boquilla de temperatura, sometidos a presión interna. En el caso analizado, la deformación unitaria permanece por debajo del 0.2%, lo que indica que los materiales operan dentro del rango elástico, en concordancia con los criterios del análisis estático lineal.

Tabla 44

Esfuerzos y deformaciones en la zona de la boquilla de Temperatura.

Descripción	Material	σ (psi)	ϵ
Tapa elíptica	API 5L X60 PSL2	43580	0.11%
Boquilla	SA-106 B	23730	0.05%

Nota. Elaboración propia.

La Tabla 45 presenta la comparación porcentual entre los esfuerzos equivalentes de Von Mises y el esfuerzo mínimo de fluencia de los materiales evaluados. Los resultados indican que la conexión opera dentro del rango elástico del material, lo que confirma su eficiencia en términos de resistencia estructural.

Tabla 45

Comparación porcentual entre los esfuerzos de Von Mises y el esfuerzo mínimo de fluencia de los materiales evaluados en la boquilla de temperatura.

Descripción	Material	$\sigma/\sigma^*100\%$
Tapa elíptica	API 5L X60 PSL2	73%
Boquilla	SA-106 B	68%

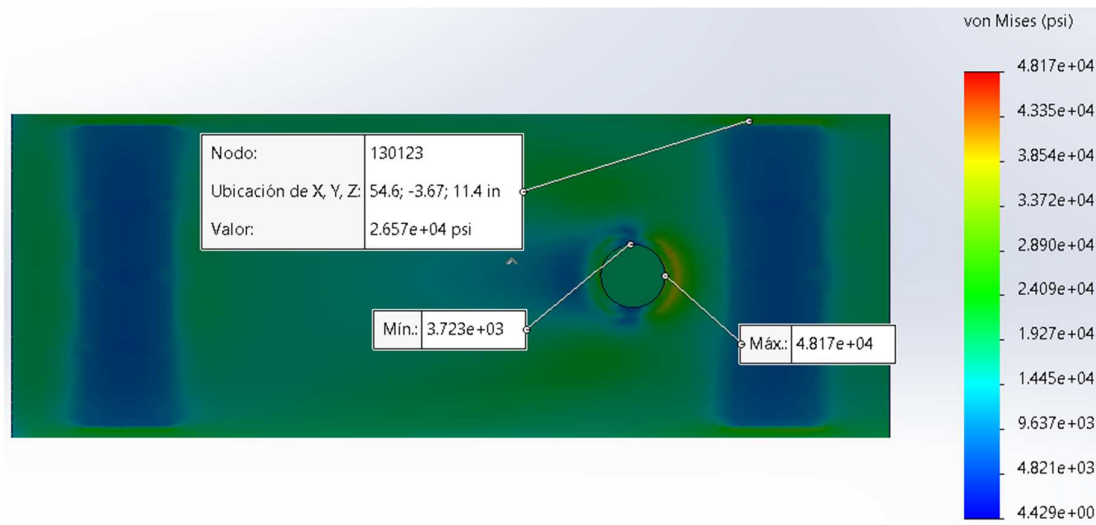
Nota. Elaboración propia.

4.1.3.7 Silleta

La silleta y la plancha de refuerzo están fabricadas en acero SA-36 y se encuentran ubicadas a 5 pulgadas de la junta circunferencial. Las silletas están diseñadas para soportar la carga generada por el peso del recipiente completamente lleno. La Figura 50 muestra la distribución de los esfuerzos equivalentes de Von Mises en la carcasa del banco de pruebas, bajo una condición de presión interna de 600 psi.

Figura 50

Esfuerzos resultantes en el exterior de la carcasa.

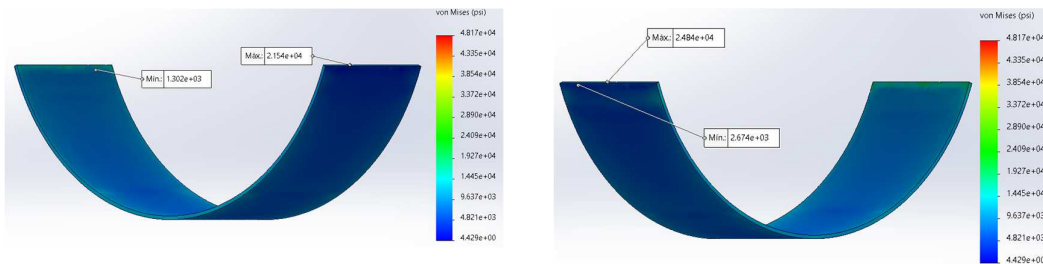


Nota. Elaboración propia.

La Figura 51 representa los esfuerzos resultantes sobre las placas de refuerzo, producto del peso total y la presión interna del banco de pruebas. A la izquierda se observa la plancha de refuerzo ubicada cerca de la brida NPS 24, mientras que a la derecha se encuentra la plancha de refuerzo próxima al cabezal elíptico.

Figura 51

Esfuerzos resultantes en plancha de refuerzo.

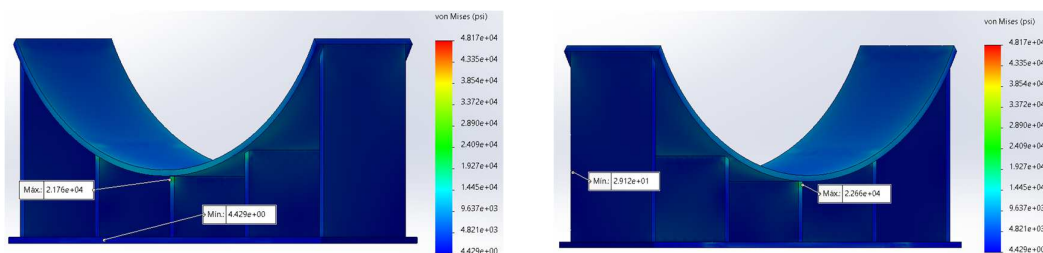


Nota. Elaboración propia.

La Figura 52 representa los esfuerzos resultantes sobre las silletas, producto del peso total y la presión interna del banco de pruebas. A la izquierda se observa la plancha de refuerzo ubicada cerca de la brida NPS 24, mientras que a la derecha se encuentra la plancha de refuerzo próxima al cabezal elíptico.

Figura 52

Esfuerzos resultantes en silleta.



Nota. Elaboración propia.

La Tabla 46 presentan los valores de esfuerzo de Von Mises y deformación unitaria obtenidos en los componentes ubicados en la zona de la silleta, sometidos a presión interna. En el caso analizado, las deformaciones unitarias permanecen por debajo del 0.2%, lo que indica que los materiales operan dentro del rango elástico, en concordancia con los criterios del análisis estático lineal.

Tabla 46

Esfuerzos y deformaciones en la zona de la boquilla de Temperatura.

Descripción	Material	σ (psi)	ϵ
Carcasa	API 5L X60 PSL2	26570	0.07%
Placa de refuerzo*	SA-36	21540	0.03%
Placa de refuerzo	SA-36	24840	0.04%
Silleta*	SA-36	21760	0.05%
Silleta	SA-36	22660	0.06%

Nota.* representan los componentes ubicados a la izquierda. Elaboración propia

La Tabla 47 presenta la comparación porcentual entre los esfuerzos equivalentes de Von Mises y el esfuerzo mínimo de fluencia de los materiales evaluados. Los resultados indican que la conexión opera dentro del rango elástico del material.

Tabla 47

Comparación porcentual entre los esfuerzos de Von Mises y el esfuerzo mínimo de fluencia de los materiales evaluados en la boquilla de temperatura.

Descripción	Material	$\sigma/\sigma^*100\%$
Carcasa	API 5L X60 PSL2	44%
Placa de refuerzo*	SA-106 B	74%
Placa de refuerzo	SA-105	60%
Silleta*	SA-36	69%
Silleta	SA-36	60%

Nota. Elaboración propia.

4.1.3.8 Resumen de resultados.

La Tabla 48 muestra el resumen de la comparación porcentual de los esfuerzos de Von Mises y el esfuerzo mínimo de fluencia de los materiales evaluados, para la configuración final del cabezal de pruebas.

Tabla 48

Resumen de la comparación porcentual entre los esfuerzos de Von Mises y el esfuerzo mínimo de fluencia de los materiales evaluados.

Descripción	Descarga	Alimentación	Seguridad	Monitoreo	Sensor	Silleta
Carcasa	81%	82%	92%	88%		44%
Boquilla	93%	51%	80%	92%	68%	
Weldolet		95%				
Anillo exterior	85%					
Tapa elíptica					73%	
Placa de refuerzo*						74%
Placa de refuerzo						60%
Silleta*						69%
Silleta						60%

*Nota.** representan a los componentes mostrados en las figuras ubicados a la izquierda, los esfuerzos mínimos de fluencia de los materiales se muestran en la Tabla 7 y Tabla 8. Los datos representan a la configuración seleccionada de boquilla de descarga conexión tipo 3, boquilla de alimentación conexión tipo 1, boquilla de seguridad conexión tipo 2, boquilla de monitoreo conexión tipo 2 y boquilla de temperatura conexión de unión directa. Elaboración propia

4.2 Contratación de Hipótesis

4.2.1 Validación Estructural del Diseño Mediante Simulación por Elementos Finitos

El diseño del banco de pruebas bajo los lineamientos de la norma ASME VIII, División 1 tiene una presión de diseño de 500 psi. Pero con el objetivo de validar su resistencia estructural bajo condiciones más exigentes, se sometió el conjunto a una presión interna de 600 psi para el análisis por elementos finitos (FEA) utilizando el software SolidWorks,

Los resultados obtenidos permitieron identificar los esfuerzos equivalentes de Von Mises en cada componente estructural del banco de pruebas. Como se muestra en la Tabla 37, Tabla 39, Tabla 41 y Tabla 43 en ninguno de los casos los esfuerzos superaron

el límite de fluencia del material correspondiente. El valor máximo registrado representó el 95% del límite elástico, lo cual indica que el diseño se mantiene dentro de condiciones seguras de operación.

A partir de esta información se procede a contrastar la hipótesis estructural:

1. Hipótesis nula (H_0): A 600 psi, el diseño supera el esfuerzo de fluencia → no es seguro.
2. Hipótesis alternativa (H_1): A 600 psi, el diseño no supera el esfuerzo de fluencia → es seguro.

Dado que los esfuerzos obtenidos en todas las zonas críticas fueron inferiores al límite de fluencia, se rechaza la hipótesis nula (H_0) y se concluye que el banco de pruebas puede operar de forma segura a 600 psi, lo cual demuestra una reserva estructural del diseño original.

4.3 Discusión de Resultados

1. Los resultados obtenidos del estudio permiten verificar la resistencia estructural del diseño del banco de pruebas hidrostático y cumple satisfactoriamente con los criterios de la norma ASME BPVC Sección VIII, División 1.
2. El dimensionamiento teórico, así como la verificación por elementos finitos demuestran que los esfuerzos equivalentes de Von Mises se mantienen por debajo del límite de fluencia de los materiales utilizados, incluso cuando se incrementa la presión interna hasta 600 psi, superando la presión de diseño de 500 psi.
3. El análisis FEA muestra que los esfuerzos se concentran en las zonas de las boquillas y en la unión con las placas de refuerzo. Estos esfuerzos coinciden con los criterios de diseño por eficiencia de ligamentos y refuerzo de aberturas establecidos en el código ASME. En condiciones de sobrepresión, para la

configuración seleccionada (boquilla de descarga conexión tipo 3, boquilla de alimentación conexión tipo 1, boquilla de seguridad conexión tipo 2, boquilla de monitoreo conexión tipo 2 y boquilla de temperatura conexión de unión directa) los valores no superan el 95% del límite elástico, lo que indica un margen de seguridad adecuado.

4. Los accesorios de tubería seleccionados pertenecen a la clase 3000, mientras que las válvulas utilizadas son de la clase 600, lo que garantiza que no fallen debido a la presión interna.

Conclusiones

1. Se logró cumplir el objetivo principal de la presente tesis de diseñar, modelar y validar un banco de pruebas hidrostático que resista una presión de diseño de 500 psi, utilizando como base normativa la ASME BPVC Sección VIII, División 1 y software SolidWorks como herramienta de simulación por elementos finitos (FEA).
2. Se determinó teóricamente los espesores mínimos requeridos (boquilla NPS ½ SA-106 grado B de 0.07 in, boquilla NPS 1 SA-106 grado B de 0.09 in, boquilla NPS 4 SA-106 grado B de 1.25 in, carcasa cilíndrica NPS 24 API-5L-X60 PSL2 de 0.32 in y cabezal elíptico SA-537 clase 2 de 0.32 in) y refuerzos necesarios (Weldolet SA-105 SCH 80 y el elemento de refuerzo SA-516 grado 70 de 0.32 in) para la presión de diseño y así cumplir con los requerimientos de seguridad estipulados por la norma.
3. La geometría del banco de pruebas fue definida conforme a los lineamientos de eficiencia de ligamento y áreas de refuerzo establecidos en la normativa ASME, lo que permitió mejorar la distribución de esfuerzos y mejorar el comportamiento estructural del sistema bajo cargas internas. El análisis ante una sobrepresión de 600 psi evidenció que el esfuerzo de Von Mises crítico se presenta en la conexión weldolet de la boquilla de alimentación, con un valor de 34160 psi, equivalente al 95% del esfuerzo de fluencia del material SA-105. Asimismo, el máximo esfuerzo se registró en la carcasa, específicamente en la abertura para la boquilla de seguridad, alcanzando 55 370 psi, lo que corresponde al 92% del esfuerzo de fluencia mínimo del material API 5L X60 PSL2. Estos resultados validan la integridad estructural del sistema incluso en condiciones extremas.
4. Se logró efectuar una selección adecuada de los componentes estructurales del banco de pruebas, considerando las condiciones de presión de diseño, temperatura

de 73.4 °F y altura geográfica de 4000 metros sobre el nivel del mar. Asimismo, se realizaron los cálculos técnicos y la selección detallada de los equipos principales, tales como una bomba de pistón Cat Pumps modelo 1730 (15.8 gpm, 1500 psi), un motor eléctrico BALDOR modelo CEM2531T (25 hp, 73.81 ft-lb de torque), un variador de frecuencia Schneider ATV212 (40 hp), un registrador de datos BrainChild modelo PR-30, y sensores y transmisores de temperatura y presión de las marcas Emerson Rosemount 248 y WIKA, respectivamente. Adicionalmente, se desarrolló el modelado tridimensional del banco de pruebas, incorporando todos los accesorios y conexiones (Anexo C), y se propuso un esquema general para su instalación en campo (Anexo D).

Recomendaciones

1. Recomiendo mantener siempre un conocimiento actualizado de las normas técnicas aplicables, en especial la ASME BPVC Sección VIII, División 1 y la ASME II, Parte D. En mi caso, aplicar estos estándares fue clave para lograr un diseño estructural seguro, confiable y técnicamente sólido del banco de pruebas.
2. Sugiero aplicar los criterios establecidos en la ASME VIII-1 para determinar espesores, basándose en los esfuerzos máximos admisibles de los materiales. En este proyecto, utilicé dichas fórmulas normativas para garantizar que los espesores calculados resistieran adecuadamente una presión de diseño de 500 psi.
3. Recomiendo integrar los cálculos normativos con herramientas de simulación estructural. En mi tesis, utilicé el software SolidWorks para modelar tridimensionalmente el banco de pruebas y realizar análisis por elementos finitos (FEA), lo cual me permitió identificar zonas críticas de esfuerzo y optimizar tanto la geometría como los refuerzos.
4. Aconsejo tener en cuenta desde las etapas iniciales del diseño las condiciones geográficas (altura de trabajo del equipo y temperatura ambiente) donde se instalará el banco de pruebas, así como los requerimientos técnicos del entorno (presión de la prueba hidrostática) y la compatibilidad dimensional entre los distintos componentes. Durante el desarrollo de la investigación, realicé una selección detallada de cada componente, basándome en normas como ASME B16.5 y B16.9, así como en catálogos de fabricantes, lo cual me permitió asegurar tanto la resistencia como la funcionalidad del sistema en su conjunto.

Referencias

– Libros

- Beer, F. P., Johnston, Jr., E. R., DeWolf, J. T., & Mazurek, D. F. (2017). *Mecánica de materiales* (Séptima edición). McGraw Hill Education.
https://www.catalogo.uni.edu.pe/cgi-bin/koha/opac-detail.pl?biblionumber=309407&query_desc=kw%2Cwrdl%3A%20mecanica%20de%20materiales%20beer
- Espinoza Montes, C. (2014). *Metodología de Investigación Tecnológica Pensando en Sistemas*. En Universidad Nacional del Centro del Perú. Universidad Nacional del Centro del Perú. <http://repositorio.uncp.edu.pe/handle/20.500.12894/1148>
- Feodosiev, V. I. (1985). *Resistencia de materiales* (3a ed). Mir.
https://www.catalogo.uni.edu.pe/cgi-bin/koha/opac-detail.pl?biblionumber=161469&query_desc=kw%2Cwrdl%3A%20feodosiev
- Hibbeler, R. C. (2017). *Mecánica de materiales* (Novena edición). Pearson Educación.
https://www.catalogo.uni.edu.pe/cgi-bin/koha/opac-detail.pl?biblionumber=309543&query_desc=kw%2Cwrdl%3A%20Mec%C3%A1nica%20de%20materiales%20Hibbeler
- Timoshenko, S., y J. N. Goodier. *Theory of elasticity*. Tercera edición. Engineering societies monographs. New York: McGraw-Hill, 1970.
https://www.catalogo.uni.edu.pe/cgi-bin/koha/opac-detail.pl?biblionumber=276492&query_desc=au%2Cwrdl%3A%20timoshenko.
- Juan Manuel León Estrada. *Diseño y Cálculo de Recipientes a Presión.pdf*. México, 2021.
https://drive.google.com/file/d/0B1DsQBshLS9wWGk4RjJzTF91LU0/view?usp=drive_open&usp=embed_facebook.

– **Artículos Científicos**

- García Flores, J. C. (2020). Diseño de una metodología para control de pérdidas de agua potable para la zona alta del cantón Azogues. *Dominio de las Ciencias*, 6(4), 452-470. <https://dialnet.unirioja.es/servlet/articulo?codigo=8638140>
- Gómez, J. A., Jaramillo, H. Y., & Coronel Rojas, L. A. (2020). Sistema para Detección de Fallos Críticos en Tuberías Horizontales. *Revista Colombiana de Tecnologías de Avanzada (RCTA)*, 1(35), Article 35. https://revistas.unipamplona.edu.co/ojs_viceinves/index.php/RCTA/article/view/3916
- Cho, S.-R., Muttaqie, T., Lee, S. H., Paek, J., & Sohn, J. M. (2020). Ultimate Strength Assessment of Steel-Welded Hemispheres under External Hydrostatic Pressure. *Journal of Marine Science and Application*, 19(4), 615-633. <https://doi.org/10.1007/s11804-020-00178-8>

– **Normas**

- API RP 1110. (2022). *Pruebas de Presión de Tuberías de Acero para el Transporte de Gas, Gas de Petróleo, Líquidos Peligrosos, Líquidos Altamente Volátiles o Anhídrido Carbónico*. https://store.accuristech.com/standards/api-rp-1110?product_id=2506637&srsIid=AfmBOopJRPI5riqptXtSTSiwuks9k1tI92pRX1e7BwXrVZkWJPIDFyh2
- API RP 1160. (2024). *Sistema de Manejo Integral para las Tuberías de Líquidos Peligrosos*. https://store.accuristech.com/standards/api-rp-1160-r2024?product_id=2035772
- ASME B31.4. (2022). *Pipeline Transportation Systems for Liquids and Slurries B31.4*. <https://www.asme.org/codes-standards/find-codes-standards/b31-4-pipeline-transportation-systems-liquids-slurries>

ASME BPVC II A. (2023). *Código de Calderas y Recipientes a Presión Sección II parte A*

- *Especificaciones de materiales ferrosos*. <https://www.asme.org/codes-standards/find-codes-standards/bpvc-ii-a-bpvc-section-ii-materials-part-ferrous-materials-specifications>

ASME BPVC II D. (2023). *Código de Calderas y Recipientes a Presión Sección II parte D*

- *Propiedades-(Métrico)*. [https://www.asme.org/codes-standards/find-codes-standards/bpvc-ii-d-bpvc-section-ii-materials-part-d-properties-\(3\)](https://www.asme.org/codes-standards/find-codes-standards/bpvc-ii-d-bpvc-section-ii-materials-part-d-properties-(3))

ASME BPVC VIII 1. (2023). *Código de Calderas y Recipientes a Presión Sección VIII*

División 1—Reglas para la construcción de recipientes a presión.

<https://www.asme.org/codes-standards/find-codes-standards/bpvc-viii-1-bpvc-section-viii-rules-construction-pressure-vessels-division-1>

ASME BPVC VIII 2. «BPVC Section VIII Rules for Construction of Pressure Vessels

Division 2 Alternative Rules - ASME». Estados Unidos, 2023.

[https://www.asme.org/codes-standards/find-codes-standards/bpvc-viii-2-bpvc-section-viii-rules-construction-pressure-vessels-division-2-alternative-rules-\(1\)](https://www.asme.org/codes-standards/find-codes-standards/bpvc-viii-2-bpvc-section-viii-rules-construction-pressure-vessels-division-2-alternative-rules-(1)).

– **Tesis y trabajos de grado**

Caceres Turpo, D. A. (2020). *Diseño de un banco de pruebas hidráulico para determinar*

los parámetros de funcionamiento de bomba de caudal variable hasta 150

CC/REV - Empresa Quispe Transportes y Servicios Generales S.R.L. [Tesis de

pregrado, Universidad César Vallejo].

<https://repositorio.ucv.edu.pe/handle/20.500.12692/46837>

Perugachi Cabezas, M. D. (2022). *Diseño de un recipiente a presión horizontal de agua*

tratada de 25 metros cúbicos de capacidad para una central térmica [Tesis de

pregrado, Escuela Superior Politécnica de Chimborazo].

<http://dspace.esPOCH.edu.ec/handle/123456789/18965>

Toro Ponce, D. (2023). *Diseño de un equipo a presión según AD-2000 merkblatt* [Trabajo final de grado, Universitat Politècnica de Catalunya].

<https://upcommons.upc.edu/handle/2117/393153>

Perez Cardenas, D. H., & Rafaele Rosales, J. L. (2023). *Diseño de un banco de pruebas hidráulico para incrementar la presión de trabajo hasta 3500 PSI en la empresa ASEREME EIRL* [Tesis de pregrado, Universidad Nacional del Callao].

<https://repositorio.unac.edu.pe/handle/20.500.12952/8123>

Uriarte Condori, J. C. (2017). Metodología para la aplicación, medición y control de la pruebas hidrostática del Loop Costa II, Tramo Chilca—Lurín [Tesis de pregrado, Universidad Nacional de San Agustín de Arequipa].

<http://repositorio.unsa.edu.pe/handle/UNSA/3172>

Aruquipa Perez, F. C., & Soto Alanes, F. [tutor. (2017). *Control de una bomba de 250HP por un variador de frecuencia a una altura de 4200 MSNM aprox. Para minera San Cristobal* [Thesis, Universidad Mayor de San Andrés].

<https://repositorio.umsa.bo/xmlui/handle/123456789/12104>

Luis Angel Canchis Chinchay (2022). *Metodología para la selección de una electrobomba centrífuga para extraer agua ácida de una relavera ubicada a 4300 m.s.n.m.* [Tesis de pregrado, Universidad Nacional Mayor de San Marcos].

<https://cybertesis.unmsm.edu.pe/item/3cefe0b5-2e9d-43a1-a35c-d323b240f8a4>

Hermes Manuel Hurtado Torres (2021). *Prueba hidrostática como metodología de evaluación de integridad en un segmento de tubería de 10"*. [Universidad Pedagógica y Tecnológica de Colombia].

https://repositorio.uptc.edu.co/bitstream/handle/001/8423/Prueba_hidrostatica.pdf?sequence=1&isAllowed=y.

– **Página web**

3Dfindit. (s. f.). *Plataforma de contenidos CAD para ingenieros, arquitectos y*

compradores. Recuperado 9 de junio de 2025, de <https://www.3dfindit.com/es/>

GrabCAD. (s. f.). *GrabCAD Making Additive Manufacturing at Scale Possible*. Accedido 9

de junio de 2025. <https://grabcad.com/home>.

Wagner Gaskets & Seals. «Dimensions of Weldolets Size on Size, Standard Weight

(STD), NPS 1/2 - NPS 24, MSS-SP97». Accedido 29 de junio de 2025.

https://www.wermac.org/fittings/dimensions_weldolet_size-on-size_std-wt.html.

Anexos

Anexo A: Matriz de Consistencia	1
Anexo B: Matriz de Operacionalización de Variables	2
Anexo C: Diseño del cabezal de pruebas hidrostáticas.....	3
Anexo D: Esquema general del banco de pruebas hidrostáticas	4
Anexo E: Especificaciones técnicas de la bomba y accesorios.....	5
Anexo F: Especificaciones técnicas del acople de campana de la bomba al motor	7
Anexo G: Especificaciones técnicas de la manguera.....	9
Anexo H: Especificaciones técnicas de los acoples de la manguera.....	10
Anexo I: Especificaciones técnicas del motor Baldor CEM2531T	11
Anexo J: Especificación técnica del variador de velocidad Schneider ATV 212.....	14
Anexo K: Especificación técnica del registrador datos BREAINCHILD PR30.....	15
Anexo L: Especificación técnica del sensor y transmisor de presión.....	16
Anexo M: Hoja de datos de los sensores de temperatura Rosemount™ 214C	17

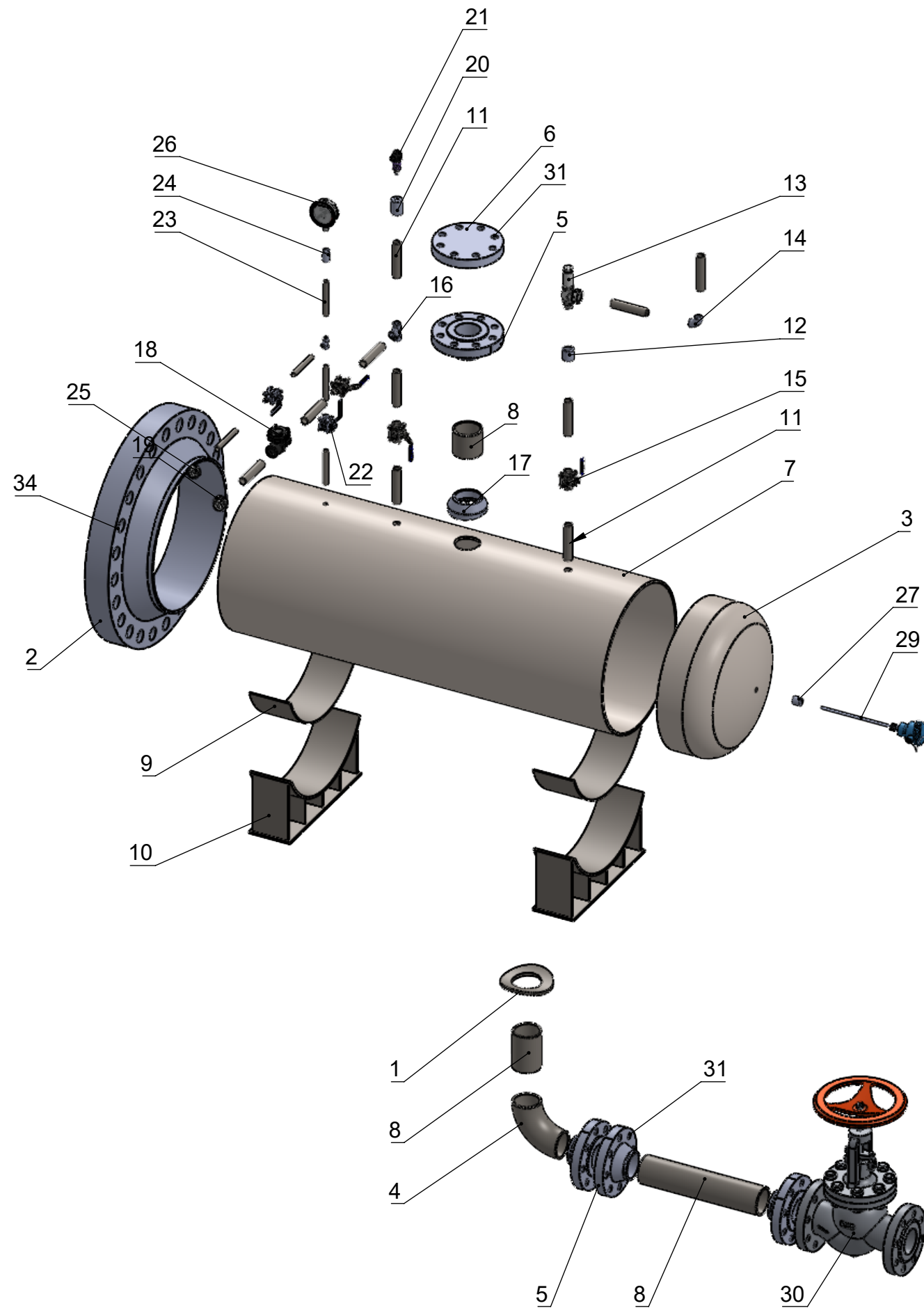
Anexo A: Matriz de Consistencia

Problema	Objetivo	Hipótesis	Variable	Metodología
General:	General:	General:		
¿Cómo diseñar un banco de pruebas hidrostáticas con una presión de diseño de 500 psi siguiendo los lineamientos establecidos por la norma ASME BPVC Sección VIII-1?	Diseñar un banco de pruebas hidrostática, fundamentado en la norma ASME BPVC Sección VIII-1 para soportar una presión de diseño de 500 psi en la minera Quellaveco.	El diseño de un banco de pruebas hidrostáticas con una presión de diseño de 500 psi basado en la norma ASME VIII-1 permitirá la prueba en línea de tuberías de 24 pulgadas ubicada en la minera Quellaveco de manera segura.	<u>Independiente</u> Presión de diseño <u>Dependiente</u> Espesor de las paredes Geometría Selección de componentes	Tipo de investigación aplicada Nivel de la investigación descriptiva Enfoque cuantitativo Diseño experimental
Específico:	Específico:	Específico:		
¿Cómo determinar el espesor mínimo requerido de las paredes del banco de pruebas hidrostáticas garantizando la resistencia estructural necesaria para soportar una presión de diseño de 500 psi conforme a los criterios de la norma ASME BPVC Sección VIII, División 1?	Determinar los espesores de las paredes del banco de pruebas para soportar una presión de diseño de 500 psi.	Si el espesor calculado de las paredes del banco de pruebas es adecuado, entonces una presión de diseño de 500 psi puede ser alcanzada sin comprometer la seguridad estructural.		<u>Técnicas e Instrumentos de Recolección de datos</u> Normas técnicas. Libros especializados. Artículos científicos y publicaciones. Cursos y conferencias.
¿Cómo definir la geometría del banco de pruebas hidrostáticas que incluya el diseño de sus cabezales, refuerzos y conexiones, a fin de mejorar su comportamiento estructural y cumplir con los requisitos normativos?	Establecer una geometría del banco para mejorar su rendimiento estructural.	Si la geometría apropiada para un banco de pruebas hidrostática es determinada, entonces la resistencia y funcionalidad del diseño mejorarán.		<u>Técnicas e instrumentos de análisis y procesamiento de datos:</u> Software de simulación.
¿Cómo seleccionar adecuadamente los componentes y accesorios del banco de pruebas hidrostáticas (válvulas, manómetros, conexiones, válvulas de alivio, etc.), asegurando su compatibilidad con una presión de diseño de 500 psi y permitiendo la elaboración de planos técnicos diseño?	Elegir los componentes apropiados para el banco de pruebas hidrostáticas con una presión de diseño de 500 psi, con la finalidad de diseñar los planos y verificar el diseño.	Si los componentes para un banco de pruebas hidrostáticas para una presión de diseño de 500 psi son seleccionados correctamente, entonces los planos podrán ser realizados y el diseño validado.		

Anexo B: Matriz de Operacionalización de Variables

Variable	Definición conceptual	Definición Operacional	Dimensiones	Indicadores	Escala de Medición
Independiente:					
Presión de diseño	Magnitud máxima de presión prevista que debe soportar el banco de pruebas.	Valor de presión que no debe ser excedido durante la operación del banco de pruebas.	Máxima presión de trabajo admisible (psi)	Lecturas de presión en psi durante simulaciones o ensayos.	Libras por pulgada cuadrada (psi)
Dependiente:					
Espesor de las paredes	Distancia entre las superficies interna y externa de los componentes del banco de pruebas.	Medida en pulgadas y determinada a partir de cálculos conforme a ASME VIII-1.	Espesor mínimo requerido (in).	Esfuerzo permitido del material.	psi
				Esfuerzos calculados.	psi
Geometría	Forma y configuración física del banco de pruebas.	Representación detallada en planos del diseño del banco, incluyendo cuerpo, tapas y conexiones.	Máximos esfuerzos permitidos (psi).	Evaluación del desempeño estructural según modelos de elementos finitos.	psi
Selección de componentes	Elección de dispositivos e instrumentos adecuados para realizar las pruebas hidrostáticas.	Catálogo detallado de válvulas, bombas, sensores y otros equipos con sus especificaciones técnicas.	Especificaciones técnicas y operativas de los componentes.	Cumplimiento de las normativas correspondientes.	ASME, ISO, API y MSS
				Especificaciones técnicas del fabricante.	Catálogo

Anexo C: Diseño del cabezal de pruebas hidrostáticas



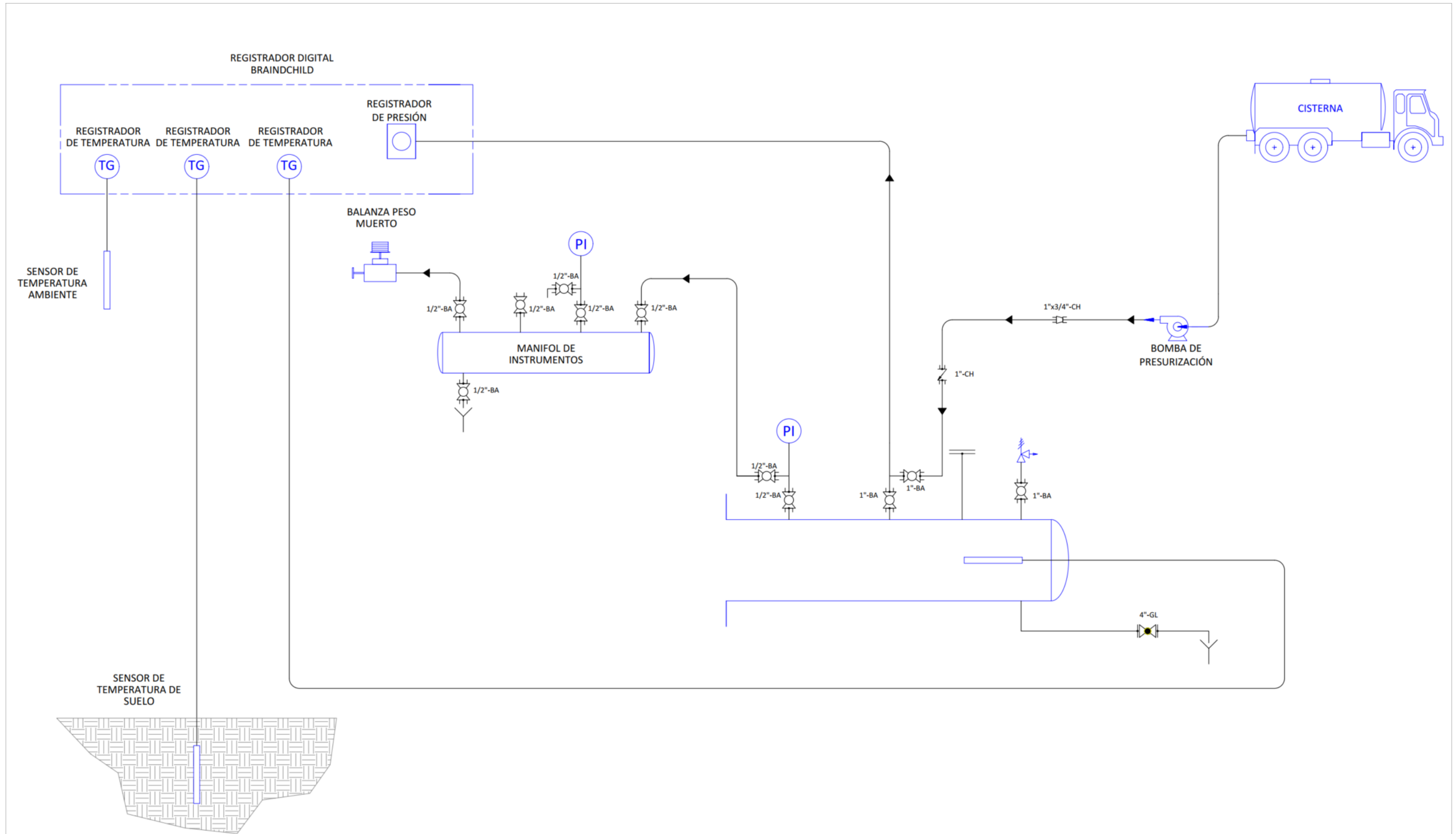
N°	DESIGNACIÓN	CN	MATERIAL	ANOTACIONES
1	Anillo de refuerzo PL-1/2"	1	SA-516 70	
2	Brida WN 600# RF SCH STD NPS-24	1	SA-105	
3	Tapa elíptica 3/8"-WT NPS-24 BE	1	SA-537 Clase 2	
4	Codo 90° LR SCH 80 NPS-4 BE	1	SA-234 WPB	
5	Brida WN 600# RF SCH 80 NPS-4	2	SA-105	
6	Blind 600# RF NPS-4	1	SA-105	
7	Tubo SCH 40 DSAW CS API 5L X60 BE PSL2 NPS-24	1	API 5L X60	
8	Tubo SCH 80 CS TYPE S NPS-4	2	SA-106 B	
9	Plancha de refuerzo CS PL-3/16	2	SA-36	
10	Silleta CS PL-3/8	2	SA-36	
11	Tubo SCH 80 CS TYPE S NPS-1	9	SA-106 B	
12	Coupling 3000# SCRDNPT CS NPS-1	1	SA-105	
13	Válvula de seguridad SCRDNPT 1"x1"	1		
14	Codo 90° 3000# SW NPS-1 CS	1	SA-105	
15	Válvula de bola 600# SW RTFE HNDL OP NPS-1	3	SA-105	
16	Tee 3000# SW NPS-1 CS	1	SA-105	
17	Weldolet SCH 80 24"x4"	1	SA-105	
18	Válvula check pistón 800# SW NPS-1	1	SA-105	
19	Unión 3000# SCRDNPT NPS-1	1	SA-105	
20	Reducing coupling 3000# SCRDNPT 1"x1/4"	1	SA-105	
21	Sensor de presión SCRDNPT NPS-1/4	1		
22	Válvula de bola 600# SW RTFE HNDL OP NPS-1/2	2	SA-105	
23	Tubo SCH 80 CS TYPE S NPS-1/2	4	SA-106 B	
24	Coupling 3000# SCRDNPT CS NPS-1/2	1	SA-105	
25	Unión 3000# SCRDNPT NPS-1/2	1	SA-105	
26	Manómetro SCRDNPT NPS-1/2	1		
27	Boss 3000# SCRDNPT NPS-1/2	1	SA-105	
29	Sensor de temperatura SCRDNPT NPS-1/2	1		
30	Válvula de globo 600# FLG RF MTL SEAT HNDL OP	1	SA-216 WCB	
31	Perno prisionero 7/8"x 5 3/4"	32	SA-193 B7M	
32	Tuerca 7/8"	64	SA-194 2HM	
33	Arandela 7/8" ASTM F436	64		
34	Perno prisionero 1 7/8"x 13 1/4"	24	SA-193 B7M	
35	Tuerca 1 7/8"	48	SA-194 2HM	
36	Arandela 1 7/8" ASTM F436	48		

DIBUJO	J.C.A	ESCALA 1:20
DISEÑO	J.C.A	
APROBADO	J.C.A	FECHA: 30/06/2025
NORMA	ASME	

**BANCO DE PRUEBAS
HIDROSTÁTICAS**

PLANO N°	N°
SUSTITUYE A	1/2
SUSTITUIDO POR	

Anexo D: Esquema general del banco de pruebas hidrostáticas



DIBUJO	J.C.A		ESCALA	BANCO DE PRUEBAS HIDROSTÁTICAS	
DISEÑO	J.C.A		S.E.		
APROBADO	J.C.A		FECHA:		
NORMA	ASME		30/06/2025		
				PLANO N°	N°
				SUSTITUYE A	2/2
				SUSTITUIDO POR	

Anexo E: Especificaciones técnicas de la bomba y accesorios

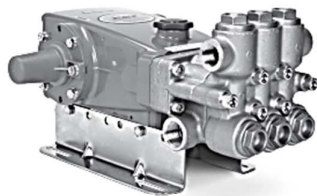
DATA SHEET

15 FRAME PLUNGER PUMPS



Brass Model: 1730

Stainless Steel Model: 1731



Model 1730 Shown
(Shaft protector included, mounting rails sold separately)

FEATURES

- Triplex plunger design ensures high efficiency and low pulsation.
- V-packings and low-pressure seals are completely lubricated and cooled by pumped liquid, greatly increasing service life.
- Direct-drive option offers a compact footprint for electric motors with a NEMA or IEC frame, or SAE hydraulic motors with a bell housing/flexible coupler assembly.
- Belt-driven option provides precision flow setting.
- Pump comes standard with NBR seals. Alternative seal materials are available for higher temperature or chemical compatibility.

SPECIFICATIONS	U.S. Measure	Metric Measure
Flow	15.8 gpm	59.8 lpm
Pressure Range	100–1500 psi	6.9–103 bar
Pump RPM*	1750 rpm	1750 rpm
Inlet Pressure Range	Flooded to 70 psi	Flooded to 4.8 bar
Max. Liquid Temp. (NBR)	140° F	60° C
Alternate seals available for higher temperatures up to 200° F		
Bore	0.984"	25 mm
Stroke	0.984"	25 mm
Crankcase Capacity	42 oz	1.26 l
Inlet Ports (2)	1" NPT(F)	1" NPT(F)
Discharge Ports (2)	¾" NPT(F)	¾" NPT(F)
Shaft Diameter	1.181"	30 mm
Pulley Mounting	Either Side	Either Side
Weight (1730)	55 lbs	25 kg
Weight (1731)	53 lbs	24 kg
Dimensions	17.24 x 12.99 x 7.40"	438 x 330 x 188 mm

*Pump minimum is 100 RPM.

ALTERNATIVE SEAL CONFIGURATION

MATERIAL	SUFFIX CODE	MAXIMUM TEMPERATURE	
NBR	—	140° F	(60° C)
FPM	.0110	180° F	(82° C)
EPDM	.0220	160° F	(71° C)
FFKM	.0770	200° F	(93° C)

See **Tech Bulletin 002** for inlet conditions and RPM at high-temperature.

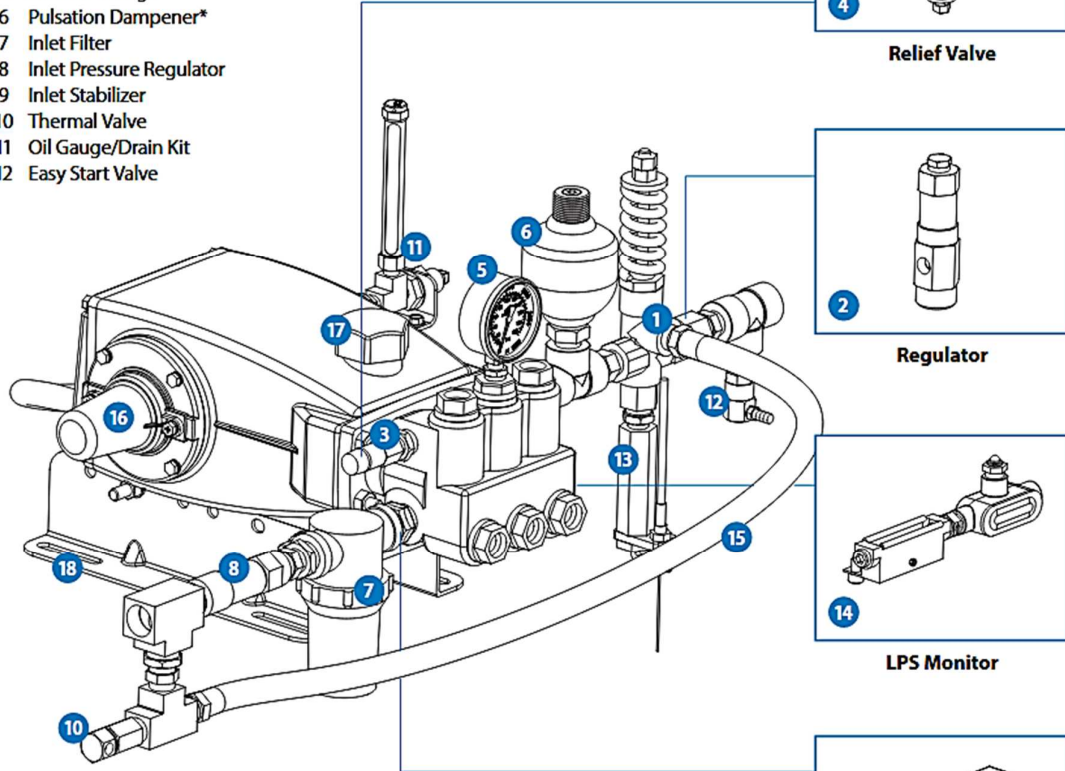
DETERMINING THE PUMP RPM	$\frac{\text{Rated gpm}}{\text{Rated rpm}}$	=	$\frac{\text{Desired gpm}}{\text{Desired rpm}}$
DETERMINING THE REQUIRED HP	$\frac{\text{hp}}{\text{(Electric Brake)}}$	=	$\frac{\text{gpm} \times \text{psi}}{1460}$
DETERMINING MOTOR PULLEY SIZE	$\frac{\text{Motor Pulley OD}}{\text{Pump rpm}}$	=	$\frac{\text{Pump Pulley OD}}{\text{Motor rpm}}$

Refer to pump **Service Manual** for repair procedure and additional technical information.

Accessories

Typical Installation

- 1 Unloader
- 2 Regulator
- 3 Pop-Off Valve
- 4 Relief Valve
- 5 Pressure Gauge
- 6 Pulsation Dampener*
- 7 Inlet Filter
- 8 Inlet Pressure Regulator
- 9 Inlet Stabilizer
- 10 Thermal Valve
- 11 Oil Gauge/Drain Kit
- 12 Easy Start Valve



- 13 Throttle Controller
- 14 LPS Monitor
- 15 Bypass Hose
- 16 Shaft Protector
- 17 Oil Cap Protector
- 18 Rails

NOTE: These illustrations show the basic elements for a typical installation of a high-pressure piston or plunger pump. **Not all components shown are required for all applications or systems.** Proper system installation, routine lubrication, monitoring and maintenance of components are basic guarantees of optimum pump performance. Cat Pumps does not assume any liability or responsibility for the design or operation of a customer's high-pressure system.

*Preferred mounting of the pulsation dampener is directly on the discharge manifold of the pump. Systems using a pressure unloader require the pulsation dampener installed down stream when the bypass is returned to the inlet of the pump and an inlet pressure regulator or check valve is used.

Anexo F: Especificaciones técnicas del acople de campana de la bomba al motor

PARTS LIST

Bell Housing Assemblies

Pump Series	Models	NEMA Type	Bell Housing Assemblies
15 & 18FR	All 15 & 18FR Models	213/215TC	76215.15FR
		254/256TC	76256.15FR
		284/286TC	76286.15FR

76215.15FR & 76256.15FR includes bell housing and mounting hardware.

76286.15FR includes bell housing, flange adapter and mounting hardware.



76215.15FR Bell Housing Assembly Shown



76286.15FR Bell Housing Assembly Shown

PARTS LIST

Flex Coupler Assemblies

	8388	8382	8383
Motor Frame	213/215TC	254/256TC	284/286TC
Shaft to Shaft Dimensions	M30 to 1 1/4"	M30 to 1 1/4"	M30 to 1 1/4"
Coupler Half, Motor	996671	31543	996693
Coupler Half, Pump	996672	996672	996692
Pump shaft Key	8 mm	8 mm	8 mm
Key, Pump	990036	990036	990036
Spyder	31544	31544	996694
Spyder (Color)	Purple	Purple	Purple
Torque Rating	150 ft-lbs	150 ft-lbs	150 ft-lbs



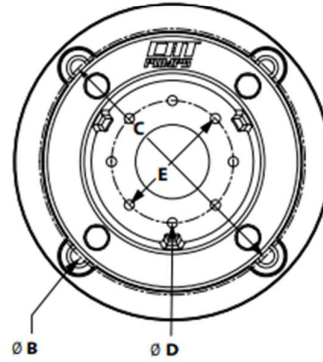
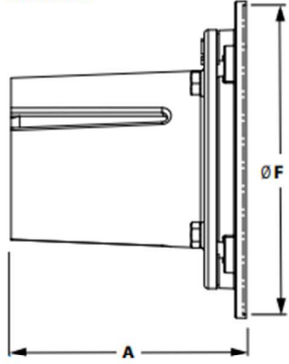
8382 Coupler Shown

DIMENSIONAL DRAWINGS

Bell Housing Assemblies

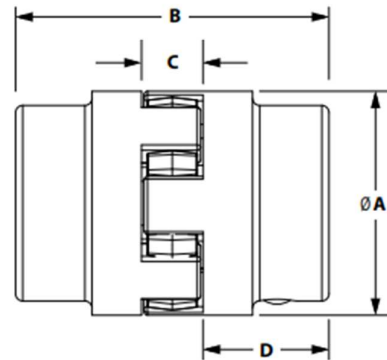
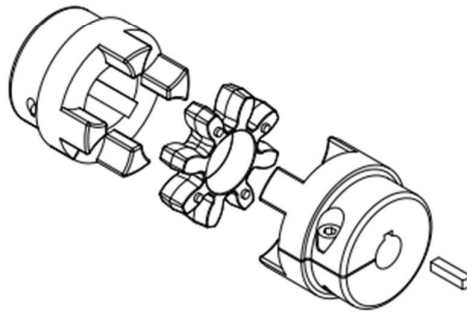
Model	Motor Frame	A	Ø B	C (BC)	QTY	Ø D	E (BC)	QTY	Ø F
76215.15FR	213/215TC	5.92"	.565"	7.25"	4	.335"	4.13"	8	8.50"
76256.15FR	254/256TC	6.92"	.565"	7.25"	4	.335"	4.13"	8	8.50"
76286.15FR	284/286TC	7.87"	.565"	9.00"	4	.335"	4.13"	8	10.50"

76286.15FR



Flexible Coupler Assemblies

Model	Ø A	B	C	D
8382	3.15"	4.41"	.86"	1.77"
8383	3.15"	4.41"	.86"	1.77"
8388	3.74"	4.96"	1.02"	1.97"



Anexo G: Especificaciones técnicas de la manguera



Mangueras STROBBE® HARDCOVER®

720.120 - MANGUERA HARDCOVER® R1AT/1SN



Especificaciones Técnicas

Tubo Interior	Caucho sintético resistente al aceite hidráulico.
Refuerzo	Una malla trenzada de acero de alta resistencia.
Recubrimiento	Cubierta HAB - Caucho sintético altamente resistente a la abrasión - ISO 6945, al ozono y a los rayos UV.
Temperatura de trabajo	-40°C a +100°C.
Vida útil	150,000 impulsos.
Normas de aplicación	SAE 100R1AT / EN 853-1SN.

Código	Dn	Dash	Diámetro Nominal mm			Presión de Trabajo		Presión de Rotura		Radio min. de Curvado mm	Longitud de Rollo m
			Interno	Malla	Externo	bar	psi	bar	psi		
720.120.0003	3/16"	3	4.8	9.6	11.8	250	3,600	1,000	14,400	90	50
720.120.0004	1/4"	4	6.4	11.2	13.0	225	3,250	900	13,000	100	100
720.120.0005	5/16"	5	7.9	13.0	15.0	215	3,125	860	12,500	115	50
720.120.0006	3/8"	6	9.5	15.0	17.0	180	2,600	720	10,400	125	100
720.120.0008	1/2"	8	12.7	18.2	20.1	160	2,325	640	9,300	180	100
720.120.0010	5/8"	10	15.9	21.2	23.3	130	1,875	520	7,500	200	50
720.120.0012	3/4"	12	19.0	25.4	27.4	105	1,525	420	6,100	240	50
720.120.0016	1"	16	25.4	32.4	35.0	88	1,275	352	5,100	300	50
720.120.0020	1 1/4"	20	31.8	39.3	43.0	63	915	252	3,660	420	40
720.120.0024	1 1/2"	24	38.1	45.7	49.2	50	725	200	2,900	500	40
720.120.0032	2"	32	50.8	58.7	62.5	40	580	160	2,320	630	40

Anexo H: Especificaciones técnicas de los acoples de la manguera



Conectores STROBBE® MEGAFIT®

100.040 - ESPIGA MEGAFIT® MACHO NPT



	R		C	L		
Código	M. NPT	Espiga	Cut off	Long	Pzas/caja	
100.040.0203	1/8"	1/8" - 27	3/16"	20.0	41.0	50
100.040.0204	1/8"	1/8" - 27	1/4"	20.5	46.0	100
100.040.0403	1/4"	1/4" - 18	3/16"	25.0	46.0	20
100.040.0404	1/4"	1/4" - 18	1/4"	25.5	51.0	100
100.040.0405	1/4"	1/4" - 18	5/16"	25.5	51.0	50
100.040.0406	1/4"	1/4" - 18	3/8"	26.0	53.0	100
100.040.0604	3/8"	3/8" - 18	1/4"	26.5	52.0	50
100.040.0605	3/8"	3/8" - 18	5/16"	26.5	52.0	20
100.040.0606	3/8"	3/8" - 18	3/8"	27.0	54.0	100
100.040.0608	3/8"	3/8" - 18	1/2"	27.5	57.5	50
100.040.0806	1/2"	1/2" - 14	3/8"	33.0	60.0	100
100.040.0808	1/2"	1/2" - 14	1/2"	33.5	63.5	100
100.040.0810	1/2"	1/2" - 14	5/8"	33.5	66.5	50
100.040.1210	3/4"	3/4" - 14	5/8"	35.5	68.5	20
100.040.1212	3/4"	3/4" - 14	3/4"	36.5	72.5	100
100.040.1216	3/4"	3/4" - 14	1"	38.0	85.0	20
100.040.1612	1"	1" - 11 1/2	3/4"	43.5	79.5	20
100.040.1616	1"	1" - 11 1/2	1"	44.0	91.0	50
100.040.2016	1 1/4"	1 1/4" - 11 1/2	1"	46.0	93.0	10
100.040.2020	1 1/4"	1 1/4" - 11 1/2	1 1/4"	47.0	100.0	20
100.040.2424	1 1/2"	1 1/2" - 11 1/2	1 1/2"	50.0	112.0	10
100.040.3232	2"	2" - 11 1/2	2"	54.0	120.0	10

100.050 - ESPIGA MEGAFIT® MACHO GIRATORIO NPT



	R		C	L		
Código	M. G. NPT	Espiga	Cut off	Long	Pzas/caja	
100.050.0404	1/4"	1/4" - 18	1/4"	37.5	63.0	50 <i>Nuevo</i>
100.050.0606	3/8"	3/8" - 18	3/8"	40.0	67.0	50 <i>Nuevo</i>
100.050.0808	1/2"	1/2" - 14	1/2"	47.5	77.5	50 <i>Nuevo</i>
100.050.1212	3/4"	3/4" - 14	3/4"	52.0	88.0	20 <i>Nuevo</i>
100.050.1616	1"	1" - 11 1/2	1"	60.6	107.6	20 <i>Nuevo</i>

100.060 - ESPIGA MEGAFIT® HEMBRA NPT



	R		C	L		
Código	H. NPT	Espiga	Cut off	Long	Pzas/caja	
100.060.0404	1/4"	1/4" - 18	1/4"	21.5	47.0	20
100.060.0606	3/8"	3/8" - 18	3/8"	22.5	49.5	20
100.060.0808	1/2"	1/2" - 14	1/2"	27.5	57.5	20
100.060.1212	3/4"	3/4" - 14	3/4"	30.0	66.0	20
100.060.1616	1"	1" - 11 1/2	1"	34.5	81.5	20

Anexo I: Especificaciones técnicas del motor Baldor CEM2531T

BALDOR • RELIANCE

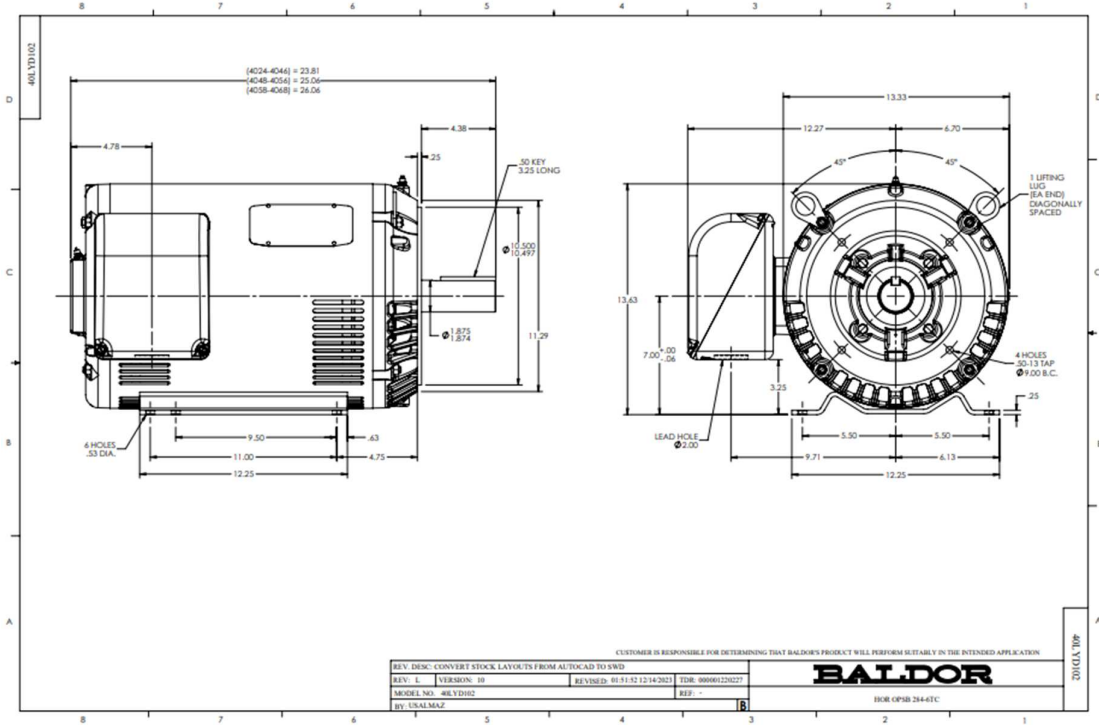
Customer information packet CEM2531T

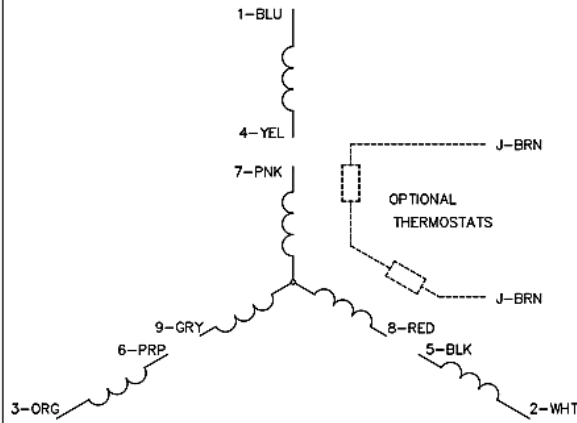
Specifications

Enclosure	OPSB
Frame	284TC
Frame Material	Steel
Frequency	60.00 Hz
Motor Letter Type	Three Phase
Output @ Frequency	25.000 HP @ 60 HZ
Phase	3
Synchronous Speed @ Frequency	1800 RPM @ 60 HZ
Voltage @ Frequency	460.0 V @ 60 HZ 230.0 V @ 60 HZ
Agency Approvals	CSA EEV NEMA PREMIUM NEMA_PREMIUM UR
Ambient Temperature	40 °C
Auxiliary Box	No Auxiliary Box
Auxiliary Box Lead Termination	None
Base Indicator	Rigid
Bearing Grease Type	Polyrex EM (-20F +300F)
Blower	None
Current @ Voltage	64.000 A @ 208.0 V 60.000 A @ 230.0 V 30.000 A @ 460.0 V
Design Code	A
Drip Cover	No Drip Cover
Duty Rating	CONT
Efficiency @ 100% Load	93.6 %
Electrically Isolated Bearing	Not Electrically Isolated
Feedback Device	NO FEEDBACK
Front Shaft Indicator	None
Heater Indicator	No Heater
High Voltage Full Load Amps	30.0 a

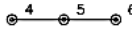
Part detail

Revision	D
Type	AC
Mech. spec.	40D102
Base	
Status	PRD/A
Elec. spec.	40WGX806
Layout	40LYD102
Eff. date	06-27-2024
CD Diagram	CD0005
Poles	04
Leads	9#10
Proprietary	False
Created date	02-10-2021





LOW VOLTAGE
(2Y)



LINE

HIGH VOLTAGE
(1Y)



LINE

NOTES:

1. INTERCHANGE ANY TWO LINE LEADS TO REVERSE ROTATION.
2. OPTIONAL THERMOSTATS ARE PROVIDED WHEN SPECIFIED.
3. ACTUAL NUMBER OF INTERNAL PARALLEL CIRCUITS MAY BE A MULTIPLE OF THOSE SHOWN ABOVE.
4. LEAD COLORS ARE OPTIONAL. LEADS MUST ALWAYS BE NUMBERED AS SHOWN.

REV. DESC: REVISE TO SHOW OPTIONAL COLORS			
REV. LTR: E	BY: JLP	REVISED: 01/19/99 10:15	TDR: 0171435
S00000		FILE: AAA00005140	MDL: -
		MTL: -	

BALDOR ELECTRIC Co.

3PH, DV, 9 LEADS

CD0005

Anexo J: Especificación técnica del variador de velocidad Schneider ATV 212



Variador de velocidad ATV212 - 30kW - 40hp - 480V - 3ph - EMC - IP21

ATV212HD30N4

Principal

Nombre Corto del Dispositivo	ATV212
Destino del producto	Motores asíncronos
Número de Fases de La Red	3 fases
potencia del motor en kW	30 kW
potencia del motor en HP	40 hp
Límites tensión alimentación	323...528 V
Frecuencia de alimentación	50...60 Hz - 5...5 %
corriente de línea	44.7 A en 480 V 56.7 A en 380 V
Gama de producto	Altivar 212
Tipo de Producto o Componente	Variador de velocidad
aplicación específica de producto	Bombas y ventiladores en HVAC
protocolo del puerto de comunicación	APOGEE FLN Modbus BACnet METASYS N2 LonWorks
[Us] Tensión de alimentación	380...480 V - 15...10 %
filtro CEM	Filtro CEM clase C2 integrado
Grado de protección IP	IP21

Complementario

potencia aparente	44.6 kVA en 380 V
corriente de salida en continuo	58.5 A en 380 V 58.5 A en 460 V
máxima corriente transitoria	64.4 A para 60 s
rango de frecuencias de salida	0.5...200 Hz
rango de velocidades	1...10
precisión de velocidad	+/-10% de deslizamiento nomin 0,2 Tn a Tn
señalizaciones en local	Bus CC en tensión, estado 1 1 LED - tipo de cable: Rojo)
tensión de salida	<= de la potencia de la tensión de alimentación
aislamiento	Eléctrico entre alimentación y control
tipo de cable	Sin juego de montaje, estado 1 1 cable IEC en 45 °C, cobre 90 °C / XLPE/EPR Sin juego de montaje, estado 1 1 cable IEC en 45 °C, cobre 70 °C / PVC Con juego UL Tipo 1, estado 1 3 cable UG 508 en 40 °C, cobre 75 °C / PVC

Anexo K: Especificación técnica del registrador datos BRAINCHILD PR30

Outstanding Specifications & Features

	PR10	PR20	PR30
Product position	low-cost one, good for replacing G-dotting chart recorders, and 1, 2, 3 pen recorders	medium size and powerful up to the highest 24 channels	one, input numbers big size and high-end one, good for sophisticated applications, for example power industry
Input numbers	3, 6 channels	3, 6, 12, 18, 24 channels	6, 12, 18, 24, 30, 36, 42, 48 channels
Input Signals	Thermocouples: J, K, T, E, B, R, S, N, L, U, P, W5 or C, W3, IR, A1, A2, A3, M RTDs: Pt50, Pt100, Pt200, Pt500, Pt1000 (α=-0.00385), Pt50, Pt100 (α=-0.00391) Ni100, Ni200, Ni500, Ni1000 (α=-0.00617) mA, V, mV		JPt50, JPt100, JPt200, JPt500, JPt1000 (α=-0.003916)
The fastest sampling rate	to reach 100 msec / dot, default setting at 1 sec / dot		
Digital Inputs / Relay outputs	Maximum 24 channels		
Analog outputs	Maximum 6 channels	Maximum 6 channels	Maximum 12 channels
Math channels (in standard firmware)	15	40	60
External channels (in plus 1/3 firmware)	24	48	96
Batch & FDA 21 CFR part 11	available in plus 1/3 firmware		
Custom display	available in plus 2/3 firmware		
Display	4.3" TFT wide touch screen	5.6" TFT touch screen	12.1" TFT touch screen
Resolution	480 x 272	640 x 480	1024 x 768
MTBF backlight at 25°C	30,000 hrs	30,000 hrs	60,000 hrs
Backlight	LED		
Screen saver, Email	Yes		
CPU	ARM Cortex-A8, 1Ghz with 256 MB RAM		
Internal Flash memory	256 MB		
Ethernet	Modbus TCP/IP		
RS-232/422/485	optional RS-232 or RS-422/485 Modbus RTU		
SD card Slot, USB, host x 2	standard, one USB in the front, another USB in the back		
Pulse input	optional DI card supports pulse input up to 100 Hz		
PID Process control	Maximum 4 cards		Maximum 8 cards
START / STOP key	to turn on/off the system only, not the power so that a quick restart		
Calibration correction	on-site calibration possible, or using handy features of Offset and Gain for correction		
Multilingual	convenient for local users by offering languages in Brazil Portuguese, Chinese, Greek, Italian, Japanese, Korean, Polish, Portuguese, Russian, Spanish, standard, Historical Viewer+Configuration, optional Data Acquisition Studio for real-time monitoring & logging	(simplified, traditional), Czech, Danish, Dutch, English, French, German, Swedish, Thai, Turkish, other languages negotiable	
PC software			
Power supply	90-250VAC or 1-36VDC		
Outer dimensions (W x H x L mm)	144 x 144 x 189	144 x 144 x 189	288 x 288 x 189
Shofter mounting depth (mm)	171	171	171
DIN Panel cutout (W x H mm)	137 x 137	137 x 137	281 x 281
Protection	IP65 front, IP20 rear		
Operating temperature	0°C to 50°C		
Storage temperature	-30°C to 70°C		
Safety standards	CE, UL, cUL, RoHS, WEEE (UL & cUL available only for 90-250VAC on Pt110 & Pt20)		

Features

- * 100 milliseconds data logging
- * FDA 21 CFR part 11 compliance
- * Batch control, log data in batches
- * Timer, Counter, Totalizer & Math channels
- * Custom display pages
- * PID control with profile function
- * Alarms by email
- * On field calibration
- * Web server
- * Clock synchronization via internet data
- * Handwriting function in historical data
- * Multiple Languages
- * Circular chart in PR30
- * Direct printer connectivity or PDF printer
- * USB barcode reader connectivity for data entry
- * Dynamic data exchange (DDE) via PC software

10 modules easy for expansion



Anexo L: Especificación técnica del sensor y transmisor de presión

Transmisor de presión con membrana enrasada Para medios viscosos y sustancias con partículas en suspensión Modelo S-11

Hoja técnica WIKA PE 81.02



otras homologaciones
véase página 6

Aplicaciones

- Aplicaciones generales de la industria
- Industria alimentaria, fabricación de bebidas
- Máquinas de llenado y embalaje
- Dosificación
- Medición de nivel

Características

- Producto de alta calidad
- Numerosas configuraciones posibles
- Conexión con membrana aflorante
- Amplia gama en stock para entrega inmediata
- Resistente al vacío



Imagen izquierda: Transmisor de presión modelo S-11

Imagen derecha: Transmisor de presión modelo S-11 con torre de refrigeración

Descripción

Especial para medios viscosos y con sustancias sólidas

El transmisor de presión modelo S-11 con membrana enrasada ha sido especialmente concebido para la medición de medios viscosos, pastosos, adhesivos, cristalizantes, con partículas y contaminados que atascarían las conexiones a procesos convencionales con canal de presión.

La construcción optimizada permite una limpieza de la membrana enrasada en contacto con el medio, integrada en el proceso. De esta forma, se garantiza una medición de la presión libre de mantenimiento y de errores también en aplicaciones críticas con medios en continuo cambio.

Una exactitud de medición alta, una estructura robusta, un acabado de alta calidad y una gran flexibilidad en su configuración caracterizan el modelo S-11.

Conexión con membrana aflorante

Todas las conexiones a proceso del transmisor de presión con membrana enrasada han sido fabricadas con acero inoxidable, están soldadas por completo y separan el medio del manómetro mediante una junta de unión. Así, se asegura un eficaz sellado sin espacio muerto entre conexión a proceso y medio.

Para temperaturas del medio elevadas de hasta 150 °C (302 °F) se dispone de un transmisor de presión equipado con torre de refrigeración integrada.

Para el sector de alimentación y bebida se puede elegir una versión con líquido interno de transmisión de presión de acuerdo con FDA 21 CFR 178.3750.

Hoja técnica WIKA PE 81.02 · 09/2017

Página 1 de 9

Hojas técnicas de productos similares:
Transmisor de presión de alta calidad para aplicaciones generales; modelo S-20; véase hoja técnica PE 81.61
Transmisor de presión para aplicaciones en áreas clasificadas; modelo IS-3; véase hoja técnica PE 81.58
Transmisor de presión para altas presiones; modelo HP-2; véase hoja técnica PE 81.53



Sensores de temperatura Rosemount™ 214C



Beneficios principales del producto

- Se ofrecen detectores de temperatura por resistencia (RTD) y varios tipos de termopares de gran precisión en una variedad de configuraciones
- Capacidades de calibración para obtener una mayor precisión de medición con los RTD

ROSEMOUNT™


EMERSON