



POSGRADOS

MAESTRÍA EN

INGENIERÍA MECÁNICA CON MENCIÓN EN DISEÑO DE SISTEMAS MECÁNICOS, HIDRÁULICOS Y TÉRMICOS

RPC-SO-24-NO.540-2020

OPCIÓN DE TITULACIÓN:

PROYECTO DE TITULACIÓN CON
COMPONENTES DE INVESTIGACIÓN
APLICADA Y/O DE DESARROLLO

TEMA:

DISEÑO DE UN SEPARADOR
TRIFÁSICO HORIZONTAL DE
CAPACIDAD NOMINAL 200 BBL
APLICANDO LA NORMA ASME VIII
DIV. 1 MEDIANTE SOFTWARE
ESPECIALIZADO

AUTOR(ES)

MILTON JHOEL VILLACRÉS VEGA

DIRECTOR:

VÍCTOR HUGO CABRERA MORETA

QUITO – ECUADOR

2024

Autor(es):



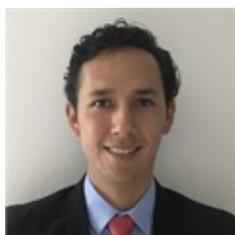
Milton Jhoel Villacrés Vega

Ingeniero Mecánico

Candidato a Magíster en Ingeniería Mecánica con mención en Diseño De Sistemas Mecánicos, Hidráulicos Y Térmicos por la Universidad Politécnica Salesiana – Sede Quito.

mvillacresv1@est.ups.edu.ec

Dirigido por:



Víctor Hugo Cabrera Moreta

Ingeniero Mecánico

Master of Engineering Management

vcabrera@ups.edu.ec

Todos los derechos reservados.

Queda prohibida, salvo excepción prevista en la Ley, cualquier forma de reproducción, distribución, comunicación pública y transformación de esta obra para fines comerciales, sin contar con autorización de los titulares de propiedad intelectual. La infracción de los derechos mencionados puede ser constitutiva de delito contra la propiedad intelectual. Se permite la libre difusión de este texto con fines académicos investigativos por cualquier medio, con la debida notificación a los autores.

DERECHOS RESERVADOS

2024 © Universidad Politécnica Salesiana.

QUITO– ECUADOR – SUDAMÉRICA

MILTON JHOEL VILLACRÉS VEGA

DISEÑO DE UN SEPARADOR TRIFÁSICO HORIZONTAL DE CAPACIDAD NOMINAL 200 BBL APLICANDO LA NORMA ASME VIII DIV. 1 MEDIANTE SOFTWARE ESPECIALIZADO.

DEDICATORIA

Dedico este trabajo a mi familia, especialmente a mis padres Cecilia y Milton, ejes centrales de mi vida y apoyo incondicional durante mi proceso de formación profesional. A Sthefanía, mi amada esposa; quien es y será mi aliento y compañera de vida. A mis hermanos: David, Josselin y Liseth que atribuyeron directamente a lo largo de mis años de preparación. A todos mis sobrinos, en especial a Sarahí, mi inspiración para no parar jamás en la búsqueda de crecer humana y profesionalmente.

Jhoel Villacrés Vega.

AGRADECIMIENTO

Quiero agradecer a Dios por ser quien guía mis pasos, ser el proveedor de sabiduría, inteligencia y capacidad para el cumplimiento de mis objetivos a corto y largo plazo. Por darme vida a mí y a las personas que amo. A mis padres por su diaria dedicación, por velar por el bienestar de sus hijos y por ser un apoyo constante día a día.

Jhoel Villacrés Vega.

TABLA DE CONTENIDO

RESUMEN.....	15
ABSTRACT.....	16
1. INTRODUCCIÓN.....	17
2. DETERMINACIÓN DEL PROBLEMA.....	18
2.1. SITUACIÓN PROBLEMÁTICA.....	18
2.2. FORMULACIÓN DEL PROBLEMA.....	19
2.2.1. PROBLEMA GENERAL.....	19
2.2.2. PROBLEMAS ESPECÍFICOS.....	19
2.3. JUSTIFICACIÓN.....	19
2.4. OBJETIVOS.....	20
2.4.1. OBJETIVO GENERAL.....	20
2.4.2. OBJETIVOS ESPECÍFICOS.....	20
3. MARCO TEÓRICO REFERENCIAL.....	21
3.1. INDUSTRIA ENERGÉTICA OIL & GAS.....	21
3.1.1. SEPARACIÓN DE HIDROCARBUROS.....	23
3.1.2. PRINCIPIOS DE SEPARACIÓN.....	24
3.2. SEPARADORES TRIFÁSICOS.....	25
3.2.1. TIPOS Y FUNCIONAMIENTO.....	26
3.2.2. TIPOS DE ENVOLVENTES.....	30
3.2.3. TIPOS DE CASQUETES.....	31
3.3. DISEÑO DEL PROCESO DE SEPARACIÓN DE HIDROCARBUROS.....	34
3.3.1. CONSIDERACIONES INICIALES.....	34
3.3.2. TIEMPO DE RETENCIÓN.....	36
3.3.3. SEPARACIÓN DE GOTAS DE AGUA DE LA FASE ACEITE.....	37
3.3.4. SEPARACIÓN DE GOTAS DE ACEITE DE LA FASE ACUOSA.....	38
3.3.5. LONGITUD ENTRE COSTURAS.....	39

3.3.6.	RELACIÓN DE ESBELTEZ	39
3.4.	NORMA ASME VIII DIV. 1	39
3.4.1.	CARGAS DE DISEÑO	40
3.4.2.	PRESIÓN DE OPERACIÓN Y DISEÑO	41
3.4.3.	TEMPERATURA DE OPERACIÓN Y DISEÑO	41
3.4.4.	PRESIÓN DE TRABAJO MÁXIMA PERMITIDA (MAWP)..	42
3.4.5.	MÍNIMA TEMPERATURA DE DISEÑO DEL METAL (MDMT).....	42
3.4.6.	PRUEBAS DE IMPACTO	45
3.4.7.	EFICIENCIA DE LA JUNTA	45
3.4.8.	MATERIALES Y PROPIEDADES	47
3.4.9.	DISEÑO DE ENVOLVENTE A PRESIÓN INTERNA.....	47
3.4.10.	DISEÑO DE CASQUETES A PRESIÓN INTERNA.....	48
3.4.11.	DISEÑO DE ENVOLVENTE A PRESIÓN EXTERNA.....	48
3.4.12.	ANILLOS DE RIGIDEZ.....	51
3.4.13.	DISEÑO DE CASQUETES A PRESIÓN EXTERNA.....	52
3.4.14.	DISEÑO DE CONEXIONES	53
3.4.15.	DISEÑO DE REFUERZOS	55
3.4.16.	VERIFICACIÓN DE ESFUERZOS.....	57
3.5.	DISEÑO DE RECIPIENTES A PRESIÓN ASISTIDO POR SOFTWARE.....	59
3.5.1.	VERIFICACIÓN DE DISEÑO ASME	60
3.5.2.	ANÁLISIS FEM.....	61
4.	MATERIALES Y METODOLOGÍA.....	63
4.1.	CARACTERÍSTICAS OPERATIVAS.....	63
4.1.1.	PRODUCCIÓN DIARIA.....	63
4.1.2.	PRESIÓN DE OPERACIÓN Y DISEÑO	64
4.1.3.	CARACTERIZACIÓN DEL GAS	64
4.1.4.	CARACTERIZACIÓN DEL LÍQUIDO	67
4.2.	DISEÑO DEL PROCESO.....	70
4.2.1.	PREMISAS	70
4.2.2.	CÁLCULO DE COMBINACIÓN DE DIÁMETRO Y LONGITUD ENTRE COSTURAS.....	70

4.3. ESPECIFICACIONES TÉCNICAS	72
4.3.1. DEFINICIÓN GEOMÉTRICA.....	72
4.3.2. CORROSIÓN ADMISIBLE.....	72
4.3.3. APERTURAS OPERATIVAS.....	73
4.3.4. APERTURAS DE INSPECCIÓN.....	74
4.3.5. APERTURAS DE INSTRUMENTACIÓN.....	74
4.3.6. APERTURAS DE MANTENIMIENTO.....	75
4.3.7. APERTURAS DE MUESTREO.....	76
4.3.8. APERTURAS DE PROTECCIÓN CORROSIVA.....	76
4.3.9. MATERIALES.....	77
4.3.10. EFICIENCIA DE JUNTAS.....	77
4.4. DISEÑO MECÁNICO ASME.....	78
4.4.1. ENVOLVENTE A PRESIÓN INTERNA UG-27	78
4.4.2. ENVOLVENTE A PRESIÓN EXTERNA UG-28.....	79
4.4.3. ANILLOS DE RIGIDEZ	80
4.4.4. CASQUETES A PRESIÓN INTERNA.....	82
4.4.5. CASQUETES A PRESIÓN EXTERNA.....	83
4.4.6. ESPESOR DE APERTURAS.....	84
4.4.7. REFUERZO DE APERTURAS.....	101
4.5. MDMT	111
4.6. DISEÑO DE ELEMENTOS COMPLEMENTARIOS.....	111
4.6.1. SILLAS	111
4.6.2. OREJAS DE IZAJE	115
5. RESULTADOS Y DISCUSIÓN	117
5.1. SOFTWARE DE ASISTENCIA.....	117
5.2. VALORACIÓN MECÁNICA DEL RECIPIENTE.....	124
5.2.1. SIMPLIFICACIÓN DEL MODELO TRIDIMENSIONAL..	124
5.2.2. MALLADO.....	126
5.2.3. CONDICIONES DE FRONTERA.....	128
5.2.4. ANÁLISIS DE RESULTADOS.....	128
6. CONCLUSIONES.....	134
REFERENCIAS.....	136

LISTA DE TABLAS

Tabla 1. Tiempo de retención [1]	36
Tabla 2. Parámetros de producción.....	64
Tabla 3. Presión y temperatura de diseño	64
Tabla 4. Composición de gas natural estudiado	65
Tabla 5. Presión y temperatura crítica.....	65
Tabla 6. Longitud efectiva, longitud entre costuras y relación de esbeltez.....	71
Tabla 7. Corrosión admisible.....	72
Tabla 8. Aperturas Operativas	73
Tabla 9. Aperturas de inspección.....	74
Tabla 10. Aperturas de instrumentación	75
Tabla 11. Aperturas de mantenimiento	76
Tabla 12. Aperturas de muestreo	76
Tabla 13. Aperturas para protección corrosiva.....	77
Tabla 14. Materiales para el diseño mecánico	77
Tabla 15. Eficiencia de juntas soldadas para el diseño mecánico	78
Tabla 16. Parámetros de diseño a presión externa	79

Tabla 17. Parámetros refuerzo bocas NPS 4" en envolvente	101
Tabla 18. Geometría de refuerzos de bocas NPS 4" en envoltorio	103
Tabla 19. Parámetros refuerzo bocas NPS 4" en casquete	103
Tabla 20. Parámetros refuerzo bocas NPS 6"	105
Tabla 21. Geometría de refuerzos de bocas NPS 6"	106
Tabla 22. Parámetros refuerzo bocas NPS 8"	107
Tabla 23. Geometría de refuerzos de bocas NPS 8"	108
Tabla 24. Parámetros refuerzo bocas NPS 24"	109
Tabla 25. Geometría de refuerzos de bocas NPS 24"	110
Tabla 26. Variables consideradas para.....	111
Tabla 27. Geometría de izaje en función al peso del equipo.....	115
Tabla 28. Masa del recipiente en vacío.....	123
Tabla 29. Peso y área del equipo.....	124
Tabla 30. Criterios de aceptación de calidad de malla.....	125
Tabla 31. Estadísticas de malla.....	127

LISTA DE FIGURAS

Figura 1. Cadena secuencial en la producción y refinación de hidrocarburos [2]...	22
Figura 2. Proceso de refinación de petróleo [6]	24
Figura 3. Separador trifásico horizontal [1].....	27
Figura 4. Lavado de agua [1]	28
Figura 5. Separador de cubeta y vertedero [1].....	29
Figura 6. Separador trifásico de bota líquida	29
Figura 7. Separador trifásico vertical	30
Figura 8. Tipos de casquetes en recipientes a presión [8].....	32
Figura 9. Casquete semielíptico [9]	33
Figura 10. Casquete toriesférico [9].....	34
Figura 11. Porcentaje de agua tratada remanente en función al tamaño de gota de diseño.....	35
Figura 12. Factor Beta.....	38
Figura 13. Mínima temperatura de diseño del metal inicial [16].....	43
Figura 14. Reducción de MDMT [16]	44
Figura 15. Probetas utilizadas en pruebas de impacto [16]	45

Figura 16. Tipos de juntas[16]	46
Figura 17. Eficiencia de la junta [16].....	47
Figura 18. Figura G [16].....	49
Figura 19. Módulo de elasticidad a diferentes temperaturas [16]	50
Figura 20. Factor B [16].....	50
Figura 21. Sección de anillo rigidizador [19].....	51
Figura 22. Espesor tb_3 [16]	54
Figura 23. Variables utilizadas para el cálculo de refuerzos en aperturas [20].....	55
Figura 24. Calculo de esfuerzos en recipientes horizontales [20].....	57
Figura 25. Factor de correlación de volumen [1].....	66
Figura 26. Viscosidad del gas natural [1].....	67
Figura 27. Gravedad especifica del crudo a una presión y temperatura determinada [1]	68
Figura 28. Viscosidad del aceite a varias temperaturas [1]	69
Figura 29. Propuesta de anillo de rigidez.....	81
Figura 30. Cálculo de tb_3 NPS 1 1/2" [16]	85
Figura 31. Dimensiones NPS 1 1/2" Sch. 160.....	86
Figura 32. Geometría de aperturas NPS 1 1/2" [16]	86
Figura 33. Brida de aperturnas NPS 1 1/2"	87
Figura 34. Cálculo de tb_3 NPS 2" [16]	88
Figura 35. Dimensiones NPS 2" Sch. 160.....	88
Figura 36. Geometría de aperturas NPS 2"	89
Figura 37. Brida de aperturnas NPS 2".....	89
Figura 38. Cálculo de tb_3 NPS 3" [16]	90
Figura 39. Dimensiones NPS 3" Sch. 160.....	91
Figura 40. Geometría de aperturas NPS 3"	91
Figura 41. Brida de aperturnas NPS 3"	92
Figura 42. Cálculo de tb_3 NPS 4" [16]	93
Figura 43. Dimensiones NPS 4" Sch. 120.....	93
Figura 44. Geometría de aperturas NPS 4"	94
Figura 45. Brida de aperturnas NPS 4"	94
Figura 46. Cálculo de tb_3 NPS 6" [16]	95

Figura 47. Dimensiones NPS 6" Sch. 80.....	96
Figura 48. Geometría de aperturas NPS 6"	96
Figura 49. Brida de aperturas NPS 6".....	97
Figura 50. Cálculo de t_{b3} NPS 8" [16]	98
Figura 51. Dimensiones NPS 8" Sch. 80.....	98
Figura 52. Brida de aperturas NPS 8".....	99
Figura 53. Dimensiones NPS 24" Sch. 40.....	99
Figura 54. Geometría de aperturas NPS 24"	100
Figura 55. Brida de aperturas NPS 24"	100
Figura 56. Oreja de izaje propuesta.....	116
Figura 57. Modelo bidimensional del equipo.....	117
Figura 58. Modelo tridimensional del equipo	118
Figura 59. Espesor de cuerpo a presión interna por Software.....	118
Figura 60. Espesor de casquete a presión interna por Software	119
Figura 61. Tabla resumen de chequeo a presión externa del cuerpo y casquetes	120
Figura 62. Cálculo de esfuerzos durante prueba hidrostática (Inercias corroídas y pesos corroídos)	120
Figura 63. Comprobación de resistencia de sillas.....	121
Figura 64. Parámetros de cálculo de apertura N5A.....	121
Figura 65. Espesor requerido de apertura N5A.....	122
Figura 66. Comprobación de apertura de refuerzo N5A.....	122
Figura 67. Verificación de resistencia de soldadura de apertura N5A	123
Figura 68. Simplificación del modelo tridimensional.....	125
Figura 69. Calidad de malla en casquete A.....	126
Figura 70. Mallado de cuerpo del recipiente.....	127
Figura 71. Modelo tridimensional mallado	127
Figura 72. Esfuerzo equivalente Von Mises en el cuerpo del recipiente.....	129
Figura 73. Esfuerzo de Von Misses máximo en el cuerpo	130
Figura 74. Condición deformada del cuerpo (Escala 0.5X).....	131
Figura 75. Deformación máxima en el cuerpo del recipiente.....	132
Figura 76. Esfuerzo de Von misses Máximo en silla.....	132
Figura 77. Deformación total de la silla. Escala (x3200).....	133

LISTA DE ANEXOS

- ANEXO 1.** Factor K cálculo de esfuerzos en recipientes horizontales.
- ANEXO 2.** Esfuerzos permisibles en materiales utilizados en el diseño.
- ANEXO 3.** Diagrama de esfuerzos cortantes y momentos flectores en silla.
- ANEXO 4.** Reporte de cálculo realizado en AutoPipe Pressure Vessel.
- ANEXO 5.** Planos mecánicos del separador trifásico.

DISEÑO DE UN
SEPARADOR
TRIFÁSICO
HORIZONTAL DE
CAPACIDAD
NOMINAL 200 BBL
APLICANDO LA
NORMA ASME VIII
DIV. 1 MEDIANTE
SOFTWARE
ESPECIALIZADO

AUTOR(ES):

MILTON JHOEL VILLACRÉS VEGA

RESUMEN

La industria petrolera se compone de un conjunto de procesos sucesivos que parten de la extracción, separación, y refinación del petróleo como producto terminado. Enfocándose en el procedimiento de separación, se atribuye el diseño de mecanismos que faciliten la actividad de una manera eficiente y segura. En este documento se analizó el diseño por regla de un separador trifásico de crudo (petróleo, agua y gas) de capacidad 200 BBL para ser implementado en el campo Sacha ubicado en la provincia de Orellana. Se consideran los criterios expuestos en la normativa ASME VIII DIV. 1.

El procedimiento de cálculo consistió en determinar las condiciones iniciales del proceso, es decir, caracterizar las propiedades termodinámicas del crudo para la ubicación específica del equipo. Acogiéndose a las indicaciones de la literatura, se determinó la combinación de diámetro y longitud tangente que facilite el proceso de separación de hidrocarburos siguiendo el modelo de análisis de una gota de agua separándose de la fase aceite. A continuación, se definió la cantidad y aplicación de las aberturas requeridas para la operación, el mantenimiento, la instrumentación, el muestreo, la inspección y la protección corrosiva del separador. Con la norma ASME VIII DIV. 1, se calculó la geometría de todos los componentes.

Finalmente, utilizando un software de asistencia, se verificó comparativamente, el cálculo realizado manualmente por la normativa en lo referente a: espesores, anillos de rigidez, aberturas, refuerzos y soldadura. Posteriormente se verificó el estado tensional de los componentes ante las cargas de diseño por medio de la aplicación de método del elemento finito, obteniendo resultados positivos en cuanto al esfuerzo y la deformación máxima alcanzada. Es decir, el diseño propuesto se mantiene dentro de los rangos permitidos por la norma ASME VIII DIV. 1.

Palabras clave: Separación, hidrocarburos, ASME VIII, elementos finitos, validación

ABSTRACT

The oil industry consists of a series of successive processes that start from the extraction, separation, and refining of oil as the finished product. Focusing on the separation process, it involves designing mechanisms that facilitate the activity efficiently and safely. This document analyzed the design by rule of a 200 BBL three-phase crude separator (oil, water, and gas) to be implemented in the Sacha field located in the Orellana province. The criteria outlined in the ASME VIII DIV. 1 code were considered.

The calculation procedure involved determining the initial conditions of the process, characterizing the thermodynamic properties of the crude for the specific location of the equipment. Following the literature indications, the combination of diameter and tangent length facilitating the hydrocarbon separation process was determined using the analysis model of a water droplet separating from the oil phase. Subsequently, the quantity and application of openings required for operation, maintenance, instrumentation, sampling, inspection, and corrosion protection of the separator were defined. Using the ASME VIII DIV. 1 code, the geometry of all components was calculated.

Finally, using assistive software, a comparative verification was performed between the manually calculated results based on the code regarding thicknesses, stiffening rings, openings, reinforcements, and welding. Subsequently, the stress state of the components under design loads was verified through finite element method application, yielding positive results regarding stress and maximum deformation reached. That is, the proposed design remains within the ranges allowed by the ASME VIII DIV. 1 code.

Keywords: Separation, hydrocarbons, ASME VIII, finite elements, validation.

1. INTRODUCCIÓN

Este trabajo se orienta al diseño mecánico de un recipiente a presión para fines de separación de hidrocarburos, el mismo se define como un proyecto de aplicación. Su finalidad se enfoca en el desarrollo de un análisis ingenieril completo y exhaustivo del proceso de diseño a través de la aplicación de la literatura encontrada para el pre dimensionamiento y de la norma ASME VIII DIV. 1 para el cálculo geométrico. La característica principal de este estudio recae en generar una guía detallada del análisis de los fenómenos físicos detrás de las herramientas utilizadas para la separación de hidrocarburos.

El petróleo crudo se extrae de los yacimientos utilizando técnicas como el bombeo electro sumergible. Posteriormente pasa a un evento denominado separación, en donde se dividen los componentes existentes (agua, petróleo y gas) [1]. Este evento ocurre dentro de un recipiente a una determinada presión y temperatura, constituyendo un paso fundamental para la obtención de petróleo para la refinación. Estos equipos se denominan separadores trifásicos y son el eje central de análisis del estudio propuesto.

Esta investigación se organiza en diferentes subsecciones. En el capítulo 2 se analiza la problemática y se proponen los objetivos tanto generales como específicos para plasmar las metas futuras que se pretenden lograr. Seguidamente, el capítulo 3 corresponde al análisis teórico de la literatura relacionada. En el capítulo 4 se define el desarrollo metodológico del proceso de diseño. Aquí se analizan los parámetros de separación de crudo, la caracterización de los fluidos, la definición de variables geométricas y la obtención del modelo tridimensional del equipo. Finalmente, en el capítulo 5 se corrobora el diseño bajo la normativa ASME VIII DIV.1 por medio de un software especializado. También se aplica el método del elemento finito en busca de calcular la resistencia mecánica del separador y sus elementos complementarios.

2. DETERMINACIÓN DEL PROBLEMA

2.1. SITUACIÓN PROBLEMÁTICA

Los recipientes a presión son comunes en la industria petrolera y constituyen una etapa fundamental en la refinación del petróleo y la obtención de sus derivados. Después del proceso de extracción, el crudo, una mezcla de petróleo, agua y gas, pasa por un evento de separación donde se obtiene el petróleo en un estado más puro. Esta separación se lleva a cabo en condiciones específicas de presión y temperatura, lo que requiere un equipo que cumpla con las características necesarias para facilitar este proceso [2].

En la actualidad, Ecuador cuenta con empresas especializadas en el diseño, fabricación y puesta en marcha de separadores de crudo. La ingeniería detrás de este tipo de equipos implica el diseño del proceso, donde se identifican los requisitos volumétricos y dimensionales, así como el diseño mecánico según la normativa vigente. Esto incluye la definición de materiales, espesores, aberturas, almohadillas de refuerzo, anillos de rigidez, soldadura, entre otros. Además, se considera el diseño de elementos complementarios como las bases, teniendo en cuenta cargas sísmicas y de viento para asegurar una estructura estable. El diseño finaliza con la selección de los instrumentos necesarios para el seguimiento del proceso de separación, así como la instalación en sitio del equipo [3].

El diseño de un separador trifásico representa un desafío multidisciplinario. Gracias a la tecnología actual, los diseñadores pueden validar sus cálculos mediante el uso de software especializado, lo que disminuye considerablemente la probabilidad de cometer errores de diseño que podrían resultar en situaciones de alta inseguridad. En este contexto, el enfoque de la problemática se centra en el desarrollo de un proceso de diseño eficiente y confiable para un separador trifásico, respaldado por la verificación a través de software especializado en busca de minimizar el costo constructivo del equipo.

2.2. FORMULACIÓN DEL PROBLEMA

2.2.1. PROBLEMA GENERAL

¿Se puede diseñar de manera efectiva un separador trifásico horizontal con una capacidad nominal de 200 BBL (barriles) para la separación de petróleo, agua y gas, cumpliendo con los estándares establecidos por la norma ASME VIII División 1 y verificar su eficiencia mediante el uso de software especializado?

2.2.2. PROBLEMAS ESPECÍFICOS

¿Cuáles son las condiciones iniciales necesarias para el diseño óptimo de un separador trifásico horizontal con una capacidad de 200 BBL?

¿Cómo desarrollar el diseño detallado de un separador trifásico horizontal de 200 BBL, asegurando el cumplimiento de los requisitos establecidos por la norma ASME VIII División 1?

¿Cuál es la validez del diseño propuesto para garantizar el cumplimiento de los criterios de rendimiento y seguridad necesarios para su funcionamiento adecuado?

2.3. JUSTIFICACIÓN

La investigación se llevará a cabo con el objetivo de diseñar un separador trifásico horizontal de capacidad nominal 200 BBL aplicando la norma ASME VIII Div. 1 mediante software especializado. Esta tarea es necesaria debido a la importancia crítica de los separadores trifásicos en la industria petrolera para la separación eficiente de petróleo, agua y gas en los procesos de producción. Dada la relevancia de estos equipos en la optimización de la producción y la seguridad operativa en los yacimientos petroleros, resulta importante el desarrollo de un diseño ordenado, cronológico, seguro que cumpla con los estándares de calidad y seguridad requeridos permitiendo a la vez conformar una guía práctica de diseño en la rama de la ingeniería mecánica dedicada a este propósito.

El diseño del separador trifásico propuesto aportará numerosos beneficios tanto teóricos como prácticos. En primer lugar, un diseño adecuado permitirá optimizar el proceso de separación de los componentes de la producción petrolera, lo que se traducirá en una mayor eficiencia en la extracción y procesamiento del petróleo. Además, el cumplimiento de la normativa ASME VIII Div. 1 garantizará la fiabilidad y seguridad del equipo, reduciendo el riesgo de accidentes y aumentando la confiabilidad operativa. Este trabajo también contribuirá al avance del conocimiento en el diseño de separadores trifásicos y su aplicación en la industria petrolera, proporcionando un valioso recurso para futuras investigaciones y proyectos en este campo.

2.4. OBJETIVOS

2.4.1. OBJETIVO GENERAL

Diseñar un separador trifásico horizontal de capacidad nominal 200 BBL aplicando la norma ASME VIII DIV. 1 mediante software especializado.

2.4.2. OBJETIVOS ESPECÍFICOS

Determinar las condiciones iniciales en el diseño de un separador trifásico horizontal de 200 BBL de capacidad.

Diseñar un separador trifásico horizontal de 200 BBL de capacidad aplicando la norma ASME VIII Div. 1.

Validar el diseño usando el método de elementos finitos mediante el uso de software de simulación especializado.

3. MARCO TEÓRICO REFERENCIAL

El diseño adecuado de separadores de crudo en la industria petrolera es un aspecto crucial para garantizar la eficiencia en los procesos de separación de fluidos y la seguridad operativa de las instalaciones [3]. Este capítulo se centra en establecer una base teórica sólida que sustente el desarrollo y análisis de un separador trifásico horizontal de capacidad nominal 200 BBL, conforme a los estándares establecidos por la normativa ASME VIII Div. 1. Para ello, se explorarán conceptos fundamentales relacionados con la separación de fluidos, los principios de diseño de recipientes a presión, así como la aplicación de herramientas de software especializado y técnicas de validación, como el método de elementos finitos (MEF). Esta revisión exhaustiva del marco teórico proporcionará los fundamentos necesarios para comprender los procesos y criterios involucrados en el diseño y validación de un separador trifásico horizontal, sentando así las bases para el cumplimiento de los objetivos planteados en esta investigación.

3.1. INDUSTRIA ENERGÉTICA PETROLEO & GAS

La industria de petróleo y gas, denominada comúnmente industria de hidrocarburos, abarca todas las actividades involucradas en la prospección, extracción, producción, transporte, refinación y distribución de petróleo crudo y gas natural. Su importancia radica en ser un componente fundamental en el suministro energético global y en su papel estratégico en la economía mundial. En los últimos tiempos, ha sido evidente el creciente interés de las empresas establecidas en el sector de petróleo y gas por adentrarse en el ámbito de las energías renovables. Esto se ha manifestado a través de su participación en diversas etapas de la cadena de valor de proyectos con bajas emisiones de carbono, así como en el desarrollo de tecnologías relacionadas con esta área [4].

Las políticas relacionadas con el petróleo en Ecuador tienen un impacto que abarca a toda la sociedad. Aunque su influencia en términos fiscales es notable debido a la dependencia del presupuesto estatal de los ingresos petroleros, también reflejan las interacciones históricas que han contribuido a dar forma a la sociedad ecuatoriana en aspectos culturales, sociales, económicos y políticos. En otras palabras, a nivel nacional, una parte significativa de la economía depende de la producción petrolera, lo que subraya la importancia crucial del desarrollo de la ingeniería en este sector [5].

Hablando acerca de la historia de esta industria, se tiene constancia de que los primeros pozos de petróleo se perforaron en el año 347 en China, sin embargo, no fue hasta el decenio de 1850 que se establecieron los primeros pozos modernos. La industria petrolera por sí sola representa casi el 3 por ciento del PIB mundial, en 2020 el comercio de petróleo crudo alcanzó los 640 000 millones de dólares de los Estados Unidos de América, convirtiéndose así en uno de los productos básicos más comercializados del mundo [3].

Según la Organización Internacional del Trabajo (OIT), la industria energética del petróleo se puede subdividir en tres subsecciones importantes: Exploración y producción, almacenamiento y transporte, refinación y comercialización. La Figura 1 esquematiza la cadena secuencial realizada para la obtención del producto final sintetizado.

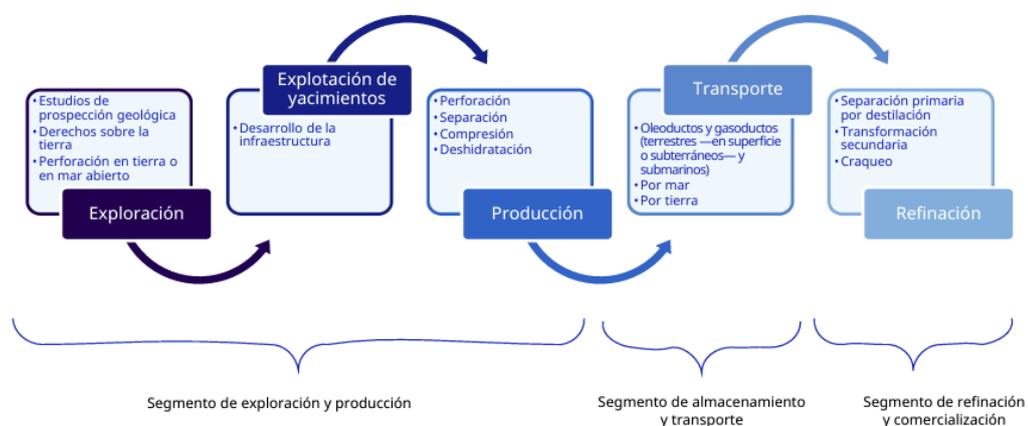


Figura 1. Cadena secuencial en la producción y refinación de hidrocarburos. [3]

Cada una de las etapas mencionadas implica una serie de subactividades que se entrelazan para garantizar que el proceso se lleve a cabo de manera eficiente. Este estudio se enfoca en la etapa de producción, que incluye actividades posteriores a la perforación y la finalización de pozos petroleros. En otras palabras, una vez extraído, el crudo atraviesa un proceso llamado separación, en el cual se desglosan las moléculas constituyentes para obtener un petróleo en un estado más puro y utilizable.

3.1.1. SEPARACIÓN DE HIDROCARBUROS

El petróleo crudo es una mezcla compleja de más de 17.000 compuestos orgánicos en diferentes estados físicos (gaseoso, líquido, sólido), donde los hidrocarburos ligeros, como el metano y el etano, se encuentran en forma gaseosa, los más pesados, como el pentano, están en forma líquida, y los de mayor punto de ebullición se presentan en estado sólido. Existen variaciones en su combinación molecular según la ubicación geográfica, pero la proporción de elementos químicos tiende a mantenerse relativamente constante [6].

La finalidad de separar el crudo reside en su utilidad como producto final una vez completado el proceso de refinación. En el siglo XX, un hito crucial en la explotación de hidrocarburos fue la invención del motor de combustión interna. Este innovador invento impulsó la demanda de derivados del petróleo, como la gasolina y el diésel, convirtiéndolos en combustibles fundamentales para la movilidad y el transporte a nivel mundial. La necesidad de refinar el crudo para obtener estos combustibles vitales impulsó el desarrollo de técnicas de refinación más avanzadas y eficientes [7].

Una vez extraído de los yacimientos en los campos petroleros, el crudo inicia un largo proceso de tratamiento y refinación antes de alcanzar su fase final. Este proceso implica una serie de pasos meticulosos destinados a convertir el petróleo crudo en una variedad de productos útiles y comercializables. Entre estos productos se encuentran el gas licuado de petróleo (GLP), la gasolina para automoción y

aviación, disolventes, keroseno, lubricantes, grasas, ceras, entre otros. En la Figura 2 se muestra una explicación resumida del proceso de refinación.

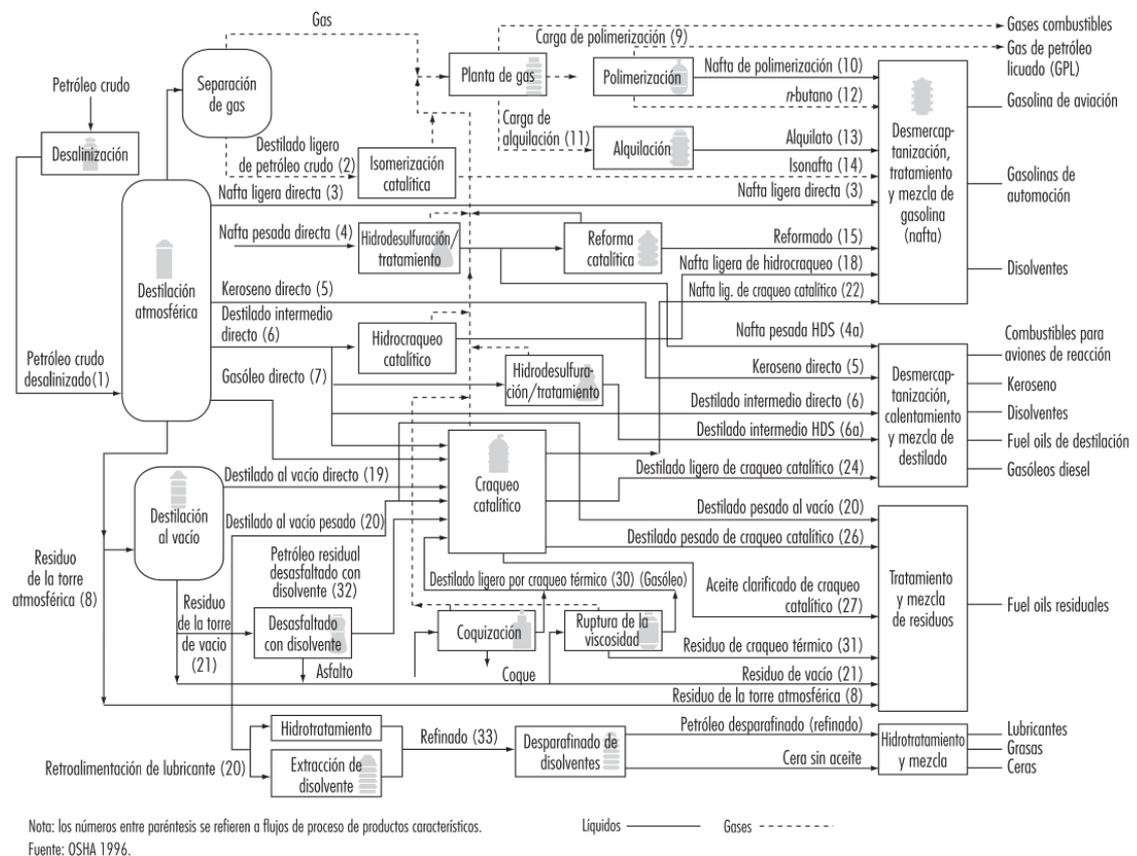


Figura 2. Proceso de refinación de petróleo. [7]

Este estudio se centra en la etapa de separación, la cual es un proceso fundamental dentro de la cadena de producción de combustibles y derivados del petróleo. Durante esta etapa, se emplean una variedad de técnicas y equipos para extraer y aislar los diferentes componentes presentes en el petróleo crudo como el uso de: separadores gravitacionales, tanques de decantación y columnas de destilación. Cada técnica incluye la aplicación de principios físicos que el diseñador debe considerar para obtener un proceso eficiente.

3.1.2. PRINCIPIOS DE SEPARACIÓN

La separación del crudo en moléculas más pequeñas no solo tiene como objetivo obtener un producto de mayor pureza, sino también facilitar y prevenir posibles

problemas que pueden surgir en un sistema multifase durante el transporte y al pasar por equipos rotativos, entre otros procesos. Algunos de los inconvenientes que pueden surgir de un fluido multifase incluyen la corrosión en los equipos, la formación de emulsiones que complican la separación de fases, la erosión de tuberías y equipos debido a la presencia de partículas sólidas arrastradas, la variabilidad en las propiedades del fluido que dificulta su manipulación y procesamiento, y el aumento de la carga térmica en los equipos debido a la mezcla de fases con diferentes temperaturas.

Jiménez *et al.* [1] definen que la separación multifase de crudo se rige a principios físicos como: cantidad de movimiento, sedimentación por gravedad y coalescencia. También existen técnicas como la centrifugación y la destilación. Por lo general, y a nivel industrial, todos estos requerimientos se globalizan en un equipo denominado separador bifásico o trifásico dependiendo de la cantidad de fases que se requiera separar.

Se estudian fenómenos y teorías como el asentamiento de gota y tiempo de retención para aplicar cálculos de tipo ingenieril en el dimensionamiento geométrico de estos equipos. La teoría de asentamiento de gota asume la formación de gotas perfectamente esféricas asentándose en un fluido continuo, estancado por acción de la fuerza de gravedad. El tiempo de retención, por otro lado, evalúa datos experimentales que involucran las propiedades de la mezcla agua aceite además del tiempo y condiciones que deben reunirse para que estas puedan separarse por acción de la densidad [1].

3.2. SEPARADORES TRIFÁSICOS

Un separador trifásico es un recipiente a presión que posee un diseño geométrico definido (externa e internamente) y cuyo propósito es disgregar las partículas que conforman el crudo en subelementos aprovechables. Este equipo posee un conjunto de elementos que trabajan a la unísona y permiten la aplicación de principios físicos para la obtención de una fase determinada.

Jiménez *et al.* [1] explica la interacción de los componentes del separador con los principios físicos que facilitan el proceso. La fuerza gravitacional se emplea al disminuir la velocidad, lo que permite que las gotas de líquido se asienten en el fondo del separador mientras el gas se eleva hacia la parte superior. Además, esta separación por gravedad facilita que la fase líquida más densa descienda mientras que la fase líquida más ligera asciende hacia la superficie. Finalmente, mediante la coalescencia, las gotas más pequeñas, también conocidas como niebla, que no se separan por la gravedad, pueden agruparse para formar gotas más grandes y que se sedimentan con mayor facilidad [1].

3.2.1. TIPOS Y FUNCIONAMIENTO

Los separadores pueden clasificarse según diversas características finales. De manera resumida, se pueden distinguir según su disposición geométrica en horizontales y verticales, según su función principal en bifásicos y trifásicos, y según su presión de operación como de baja (0,07 Mpa – 5 Mpa), media (2 – 5 MPa) y alta (6 – 12 MPa) presión [1].

Stewart *et al.* [2] diferencia además una clasificación basada en la fase principal de separación. Aquí se dispone de dos posibles alternativas: separadores trifásicos y eliminadores de agua libre. Como se explicó en las secciones anteriores, el crudo es una mezcla de aceite, agua tratada (utilizada para la extracción) y gas, por ende, el término "separador trifásico" se utiliza normalmente cuando hay una gran cantidad de gas que se debe separar del líquido mientras que "Eliminador de agua libre" se utiliza generalmente cuando la cantidad de gas es pequeña en comparación con la cantidad de petróleo y agua.

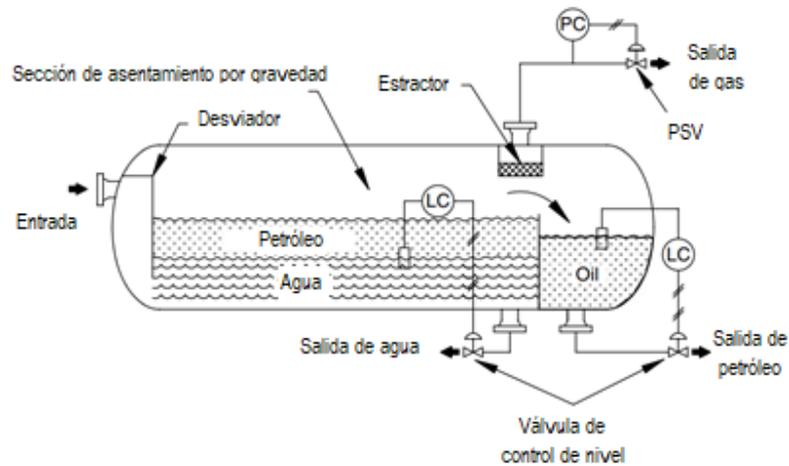


Figura 3. Separador trifásico horizontal. [2]

La Figura 3 ilustra el esquema de un separador trifásico horizontal que inicialmente muestra una línea de ingreso y 3 de salida. Se trata esencialmente de un equipo a presión que ha sido diseñado cuidadosamente, con una selección adecuada de materiales e instrumentación. Uno de los componentes clave es el "desviador", cuya función es modificar el impulso del fluido de entrada para facilitar la separación inicial de la mezcla en gas y en una interfaz líquida-líquida. El desviador obliga a la mezcla de entrada de aceite y agua a mezclarse con la fase continua de agua en el fondo del recipiente y a ascender a través de la interfaz de aceite-agua. Este proceso se llama "lavado de agua" (Figura 4) y promueve la coalescencia de las gotas de agua, que están arrastradas en la fase continua de aceite [2].

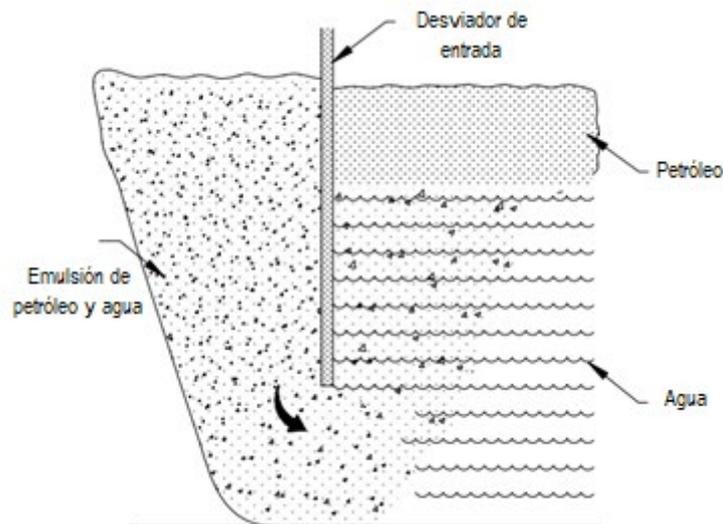


Figura 4. Lavado de agua. [2]

La segunda etapa ocurre por efecto de la gravedad y la diferencia de densidades. Se produce una nueva separación quedando la mezcla de aceite y emulsión dividida del agua tratada. Un bafle en el interior del equipo, combinado con un sistema electrónico de control de nivel, permiten que el petróleo decante sobre un compartimento independiente dentro del recipiente y pueda ser extraído.

Además, el gas que se separó inicialmente se desplaza por la parte superior del equipo y pasa a través de un eliminador de niebla. Este componente es crucial, ya que separa las gotas de líquido presentes en el gas. Esta línea debe tener las características adecuadas para monitorear la calidad del gas extraído y también para conectar una válvula de seguridad que se activará en caso de que el recipiente exceda una presión de operación.

Existen diferentes variantes cuya finalidad es promover la separación asistiendo a la mezcla de una geometría específica interna. Aquí se puede distinguir al denominado "cubeta y vertedero" mostrado en la Figura 5. Este sistema es promovido por una cubeta interna que aísla el aceite y es controlado únicamente por una válvula flotadora. El agua fluye por debajo de la cubeta de aceite y luego sobre un vertedero de agua. La parte posterior de la cubeta posee un diferencial de altura que asegura que el aceite separado no se volverá a mezclar con el agua una vez rebasado el nivel máximo [2].

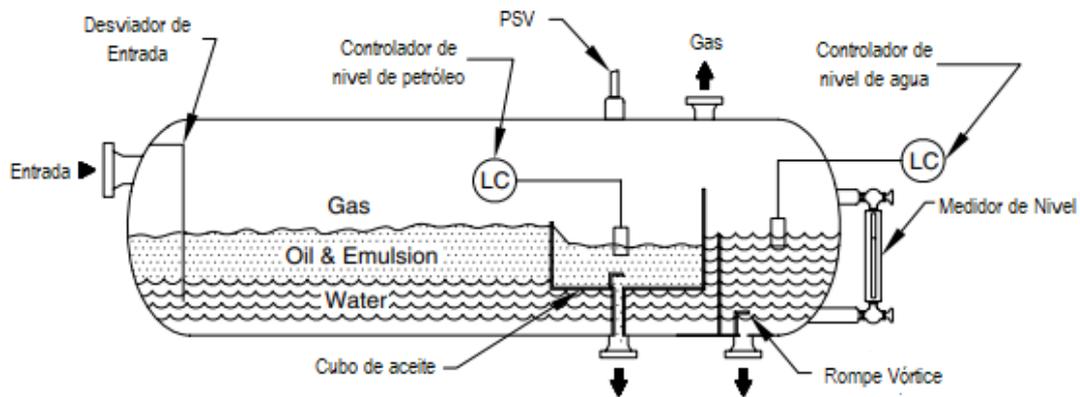


Figura 5. Separador de cubeta y vertedero. [2]

Otra variante se conoce como separador trifásico de bota líquida (Figura 6). La principal diferencia radica en la adición de una sección cilíndrica ubicada en la parte inferior del recipiente, esta sirve para sedimentar partículas de agua tratada y proveer de suficiente tiempo de retención para facilitar la separación. Esta adición de sección permite el diseño de envolventes mucho más compactas, corresponde a un caso especial de separación donde la tasa de flujo de agua es baja en comparación con la tasa de flujo de aceite. Suelen ser utilizados en aplicaciones de gas seco y solo deben utilizarse en casos donde la separación se considera sin complicaciones.

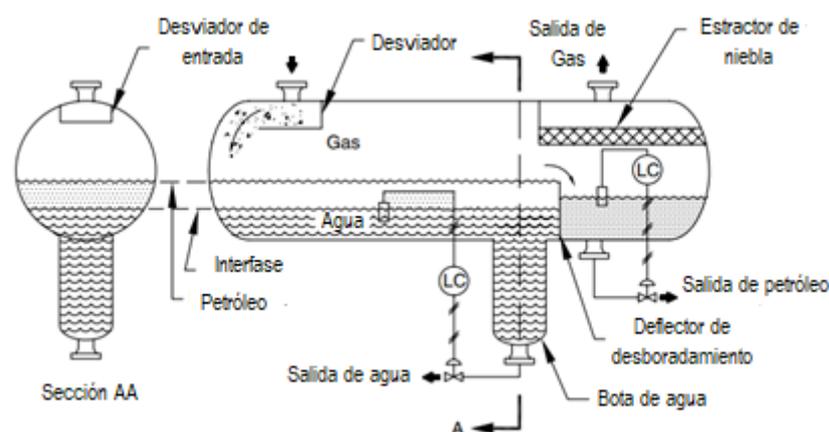


Figura 6. Separador trifásico de bota líquida. [2]

Por otro lado, un eliminador de agua libre se caracteriza por separar únicamente la fase líquida en agua tratada y aceite. En este tipo de equipos, el aceite posee mínimas cantidades de gas que no son relevantes o influyentes en la calidad del fluido por lo que se omite su separación. El mecanismo de funcionamiento es el antes expuesto y se puede diferenciar según su orientación en horizontales y verticales.

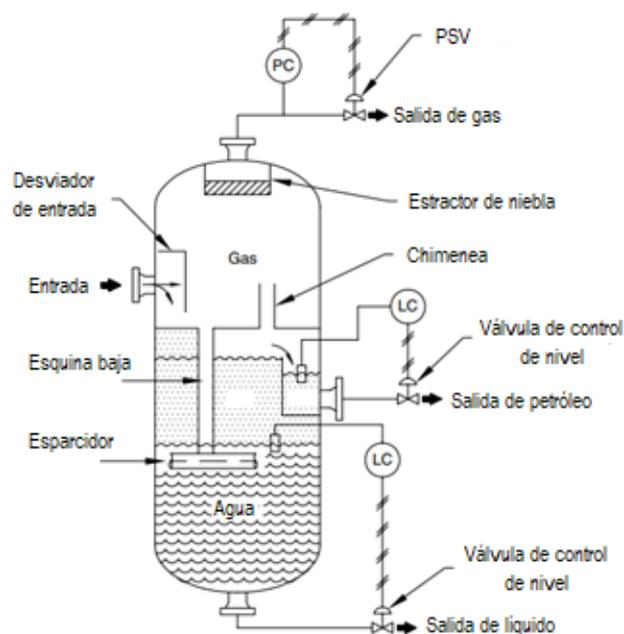


Figura 7. Separador trifásico vertical. [2]

Finalmente, La Figura 7 muestra la disposición típica de un separador trifásico vertical. El flujo entra al recipiente desde un lateral, similar a un separador horizontal. Un desviador de entrada separa la mayor parte del gas, mientras que un tubo de bajada dirige el líquido a través de la interfaz aceite-gas para mantener la eficacia del proceso de desnatado del aceite. Además, se incluye una chimenea para equilibrar la presión del gas entre las secciones inferior y superior del recipiente. Un esparcidor, ubicado justo debajo de la interfaz aceite-agua, ayuda a "lavar" el flujo entrante.

3.2.2. TIPOS DE ENVOLVENTES

Para un separador trifásico, un equipo bajo presión, es esencial conocer los distintos tipos de envolventes disponibles. Estos pueden ser cilíndricos, esféricos o cónicos,

cada uno con sus propias características, aplicaciones, ventajas y desventajas. La elección adecuada entre ellos dependerá del uso específico previsto para el recipiente.

El tipo más común y adecuado para la separación de hidrocarburos es el cilíndrico. Esto se debe a diversos factores, entre los que se destaca la eficiencia en el aprovechamiento del espacio y la distribución óptima de las fases. Estas envolventes cilíndricas pueden estar compuestas por múltiples anillos, cuyo número y disposición dependen de la longitud y el diámetro del recipiente, así como de su disponibilidad en el mercado.

3.2.3. TIPOS DE CASQUETES

Se define como casquete a la sección elegida para cerrar el recipiente por sus extremos. En el caso de envolventes cilíndricas, tienen la finalidad de permitir una transición y distribución de esfuerzos eficiente. Se deben definir los diferentes tipos de casquetes que se pueden utilizar en un recipiente a presión, así como las ventajas y desventajas que presenta cada uno de estos en el contexto de la aplicación. Se distinguen casquetes: planos, semiesféricos, elípticos y toriesféricos.

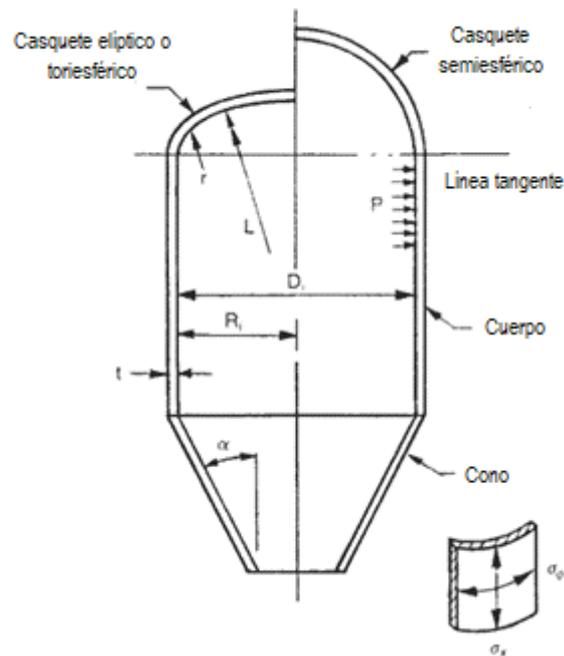


Figura 8. Tipos de casquetes en recipientes a presión. [8]

La Figura 8 exhibe diversas geometrías que pueden ser diseñadas. Se presenta un casquete elipsoidal, caracterizado por su radio menor (r) y su radio mayor (L). Además, se muestra un casquete semiesférico, cuyo radio está definido por el diámetro del cuerpo. También se visualizan transiciones cónicas definidas por un ángulo alfa, así como envolventes cilíndricas con un diámetro interior (D) y un espesor (t).

El casquete semiesférico se distingue por su forma hemisférica, que proporciona una distribución de esfuerzos relativamente uniforme bajo presión. Esta geometría simple facilita su fabricación y reduce las concentraciones de tensiones en comparación con otras formas más complejas. Debido a su simetría inherente, los casquetes semiesféricos son eficientes para soportar cargas de presión interna en recipientes a presión. Sin embargo, en comparación con otros tipos de casquetes, pueden requerir un espesor de material ligeramente mayor para lograr la misma resistencia mecánica, lo que puede afectar su peso y costo. [9]

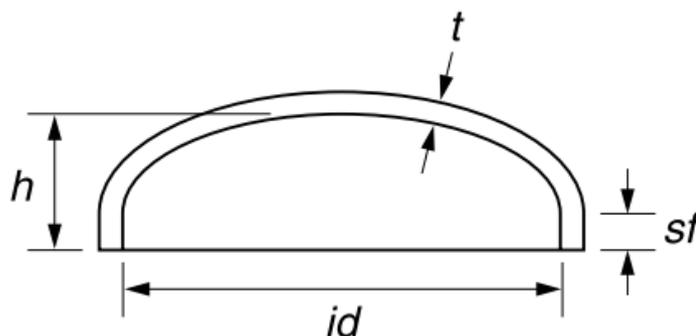


Figura 9. Casquete semielíptico. [9]

El casquete elíptico (Figura 9) presenta una forma más compleja, con una curvatura que se asemeja a una porción de una elipse. Esta geometría ofrece una distribución de esfuerzos más eficiente que el casquete semiesférico, lo que permite una mejor resistencia mecánica con un menor espesor de material. [8] Se caracteriza principalmente por la relación entre el eje mayor y menor de 2 a 1. El valor (*sf*) corresponde a una longitud dependiente del proceso de manufactura. Una vez obtenido el diámetro interno del recipiente, se puede calcular el valor de la altura con la ecuación 1:

$$\frac{id}{h} = 2 \quad (1)$$

El casquete torisférico combina características de los casquetes semiesféricos y elipsoidales, presentando una transición gradual entre la porción cilíndrica y la curva. Esta forma intermedia proporciona una distribución de esfuerzos que se encuentra entre las de los casquetes semiesféricos y elipsoidales, lo que resulta en una resistencia mecánica adecuada con un grado de facilidad de fabricación moderado. Aunque su manufactura puede ser más compleja que la de los casquetes semiesféricos, los torisféricos ofrecen ventajas en términos de distribución de esfuerzos y resistencia, siendo una opción atractiva para ciertas aplicaciones de recipientes a presión. [8] La Figura 10 muestra la sección de un casquete torisférico. El valor del radio mayor (*L*) y el radio menor (*r*) se calculan a partir de las ecuaciones 2 y 3.

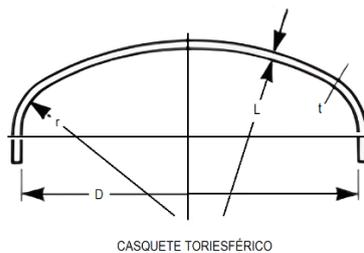


Figura 10. Casquete toriesférico. [9]

$$L = 0.9 D \quad (2)$$

$$r = 0.085 L \quad (3)$$

3.3. DISEÑO DEL PROCESO DE SEPARACIÓN DE HIDROCARBUROS

Los parámetros geométricos iniciales (diámetro y longitud de costura) en el diseño de equipos de separación vienen dados por el análisis preliminar del proceso. Se deberá evaluar datos importantes como las condiciones de presión y temperatura de operación, la tasa de flujo diaria, la proporción componentes del fluido, la densidad o grado API del crudo extraído, el tiempo de retención, entre otros factores. Se muestra a continuación las ecuaciones propuestas para el cálculo de un recipiente lleno al 50% de líquido.

3.3.1. CONSIDERACIONES INICIALES

El aceite y el agua tratada tienden a separarse como se ilustra en la Figura 4. La capa de aceite que se forma, comúnmente conocida como "almohadilla", es la variable que debe determinarse en función del tamaño de una gota asumida. Al dimensionar el recipiente, es importante considerar el tamaño de las gotas de agua desplazándose desde la fase de aceite hacia la fase acuosa, en lugar del contrario. Esto se debe a que la viscosidad del aceite está en el orden de 5 a 20 veces mayor que la del agua. Como resultado, la velocidad terminal de sedimentación de una gota de aceite en agua es significativamente mayor que la de una gota de agua en aceite. [2]

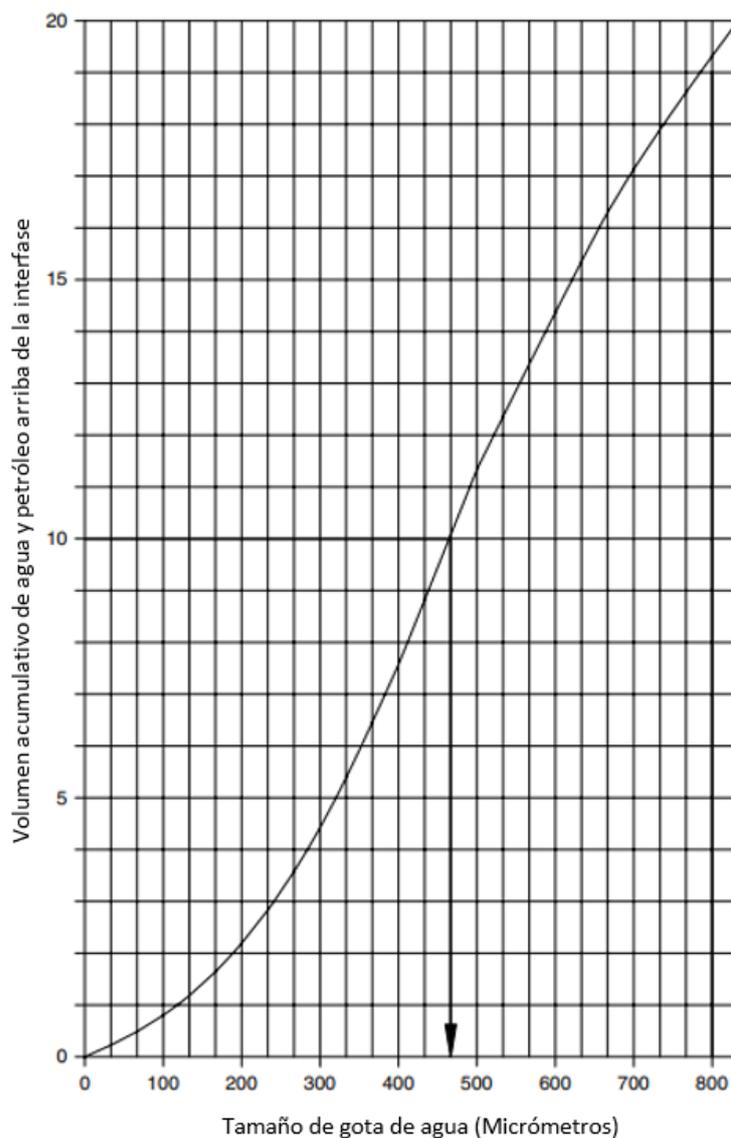


Figura 11. Porcentaje de agua tratada remanente en función al tamaño de gota de diseño. [2]

La Figura 11 representa el porcentaje de agua residual en la fase de aceite después de la separación. Se supone que las gotas de agua tienen una forma esférica, lo que permite medir su diámetro y obtener un tamaño. Según Stewart *et al.* [2], se obtienen resultados favorables al diseñar la capa de aceite utilizando un tamaño de gota de 500 micrómetros. De acuerdo con la Figura 11, se espera que el máximo de agua residual en la fase de aceite sea del 10 %.

3.3.2. TIEMPO DE RETENCIÓN

El tiempo de retención se refiere al intervalo temporal que permite que se susciten varios eventos como:

- El aceite alcance el equilibrio y el gas destilado sea liberado.
- El agua libre tenga tiempo de coalescer en tamaños de gotas suficientes para caer al fondo del recipiente.
- Las gotas grandes de aceite arrastradas en el agua tengan suficiente tiempo para coalescer y ascender a la interfaz agua-aceite.

El tiempo de retención es directamente proporcional a la gravedad o viscosidad del aceite. Stewart *et al.* [2] indica que es usual utilizar tiempos de retención que van desde 3 a 30 minutos según la Tabla 1:

Tabla 1. Tiempo de retención. [2]

Tiempo de retención de aceite	
Grado API	Minutos
Condensado	2-5
Crudo liviano (30°-40°)	5-7.5
Crudo intermedio (20°-30°)	7.5-10
Crudo pesado (menos de 20°)	+10

Nota: Si existe una emulsión en la corriente de entrada, aumente los tiempos de retención anteriores por un factor de 2 a 4.

En un separador de estas características se debe considerar el tiempo que tarda en dividirse el gas del líquido, así como el aceite del agua tratada. Al igualar estos tiempos se pueden obtener ecuaciones como las que se presentan a continuación:

$$dL_{eff} = 34.5 \left[\frac{TZQ_g}{P} \right] \left[\left(\frac{\rho_g}{\rho_l - \rho_g} \right) \frac{C_d}{d_m} \right]^{\frac{1}{2}} \quad (4)$$

La ecuación 4 posibilita la determinación del producto del diámetro interno (d) y la longitud efectiva del recipiente (L_{eff}), teniendo en cuenta variables como la presión

(Q_g) y la temperatura de operación (T), la compresibilidad del gas (Z), el flujo de gas (Q_g), la densidad tanto del gas (ρ_g) como del líquido (ρ_l), el coeficiente de arrastre (C_d) y el diámetro de la gota a ser separada (d_m).

Asimismo, es posible derivar una ecuación que relacione el tiempo de retención del agua y del aceite para obtener una combinación óptima de diámetro y longitud efectiva. La ecuación 5 relaciona únicamente los caudales Q_w y Q_o y los tiempos de retención ($t_r)_w$ y ($t_r)_o$ del agua y del aceite respectivamente.

$$d^2 L_{eff} = 1.42 [(Q_w)(t_r)_w + (Q_o)(t_r)_o] \quad (5)$$

Estas ecuaciones facilitarán la identificación de una combinación óptima de diámetro y longitud efectiva, agilizando así la iteración inicial con datos y proporcionando valores para el cálculo mecánico.

3.3.3. SEPARACIÓN DE GOTAS DE AGUA DE LA FASE ACEITE

Como se menciona en la sección 3.3.1, se requiere determinar un espesor para la almohadilla de aceite. Este valor puede calcularse aplicando la ley de Stokes. Utilizando la velocidad de desplazamiento y el tiempo de retención ($t_r)_o$, es posible determinar una distancia correspondiente al ancho o espesor de la almohadilla h_o en cuestión.

$$h_o = \frac{0.00128 (t_r)_o (\Delta SG) d_m^2}{\mu} \quad (6)$$

En la ecuación 6 también se involucran términos como la diferencia de la gravedad específica de la gota de agua y el (ΔSG) y la viscosidad de la fase continua (μ). Una vez calculado el espesor de la almohadilla h_o , se deberá determinar fracción del área transversal del recipiente ocupada por la fase de agua por medio de la ecuación 7.

$$\frac{A_w}{A} = 0.5 \frac{Q_w (t_r)_w}{(t_r)_o Q_o + Q_w (t_r)_w} \quad (7)$$

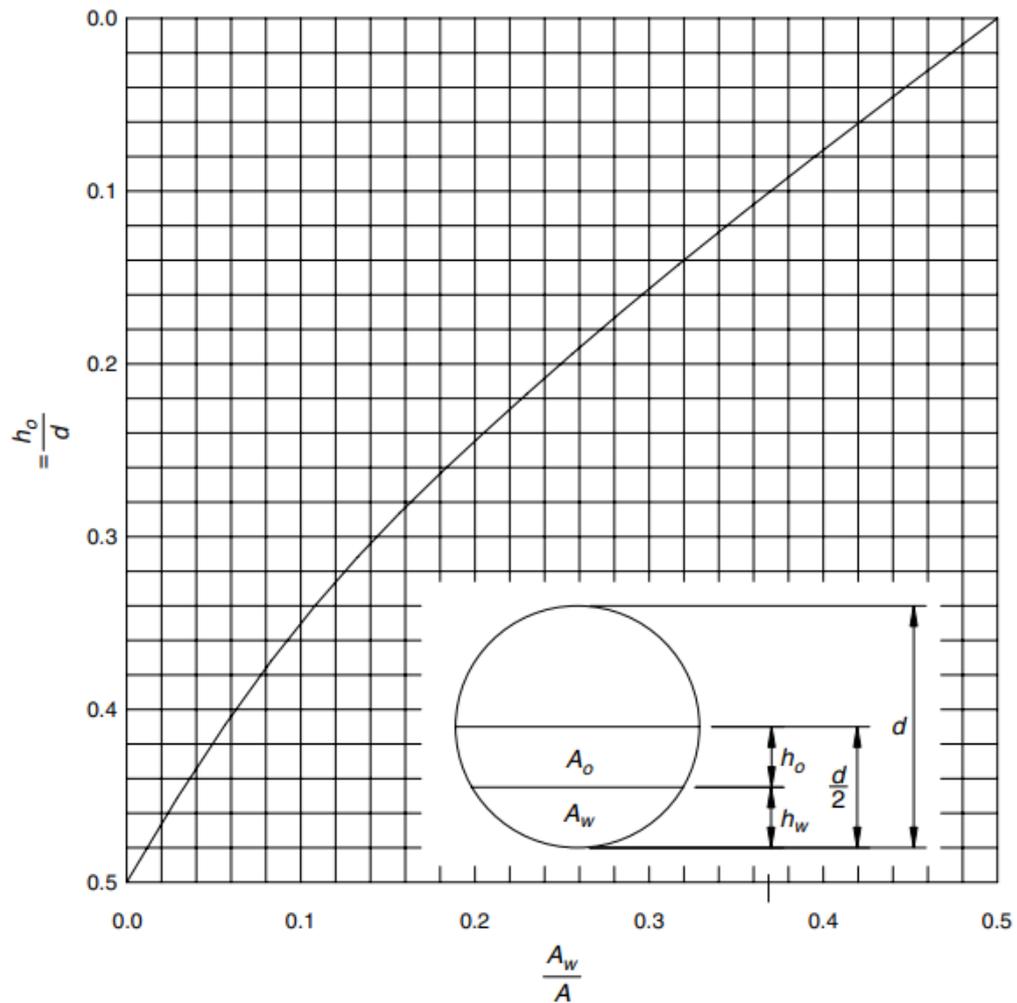


Figura 12. Factor Beta. [2]

Conocida la proporción de áreas, se deberá calcular el factor Beta de la Figura 12. Este factor determina la relación entre el diámetro máximo y el ancho máximo de la almohadilla de aceite mostrado en la ecuación 8.

$$\beta = \frac{h_o}{d} \quad (8)$$

Por ende, cualquier combinación de diámetro y longitud que satisfaga las ecuaciones 6, 7 y 8 será válido para el diseño que se plantee.

3.3.4. SEPARACIÓN DE GOTAS DE ACEITE DE LA FASE ACUOSA

Corresponde al dimensionamiento del recipiente enfocándose en una gota de aceite ascendiendo en un medio acuoso. Es mandatorio el diseño provisto por una gota de agua asentándose en aceite por las razones expuestas en la sección 3.3.1.

3.3.5. LONGITUD ENTRE COSTURAS

Para un recipiente cilíndrico, la longitud entre costuras (L_{ss}) corresponde a la distancia entre las juntas circunferenciales del cuerpo y los casquetes. Es decir, únicamente la longitud del cilindro. Esta longitud es dependiente del espacio requerido para distribuir el gas uniformemente desde la entrada hasta el extractor de niebla. Este último corresponde a un equipo diseñado para separar las gotas de líquido presentes en el gas. Se dispone de la ecuación 9:

$$L_{ss} = \frac{4}{3}L_{eff} = L_{eff} + \frac{d}{12} \quad (9)$$

3.3.6. RELACIÓN DE ESBELTEZ

Este parámetro determina que la proporción entre el diámetro y la longitud sean adecuados para evitar que el gas separado inicialmente vuelva a atrapar líquidos o que interfiera en la separación de agua y aceite. Stewart *et al.* [2] indican que a relación entre la longitud de extremo a extremo dividida por el diámetro exterior debería estar entre 3 y 5. [2]

3.4. NORMA ASME VIII DIV. 1

Debido al almacenamiento energético, los recipientes a presión constituyen un riesgo latente para la integridad humana, por tal motivo existen códigos o reglas que permiten controlar el diseño, la manufactura y la puesta en marcha de este tipo de equipos. [10] La necesidad de regulación surgió principalmente debido a las explosiones de calderas de vapor durante los siglos XVIII y XIX, especialmente en Estados Unidos, donde se registraba aproximadamente una explosión por día, con dos muertes diarias. En 1907, tras dos explosiones catastróficas, Massachusetts promulgó la primera legislación sobre el diseño y construcción de calderas de vapor. Este evento y otros similares llevaron a la creación de estándares para el diseño,

construcción e inspección de calderas y otros recipientes a presión por parte del Consejo de la Sociedad Estadounidense de Ingenieros Mecánicos (ASME) en 1911. [11]

A partir del siglo XX, ASME ha ido perfeccionando el código con el que actualmente se diseñan los recipientes a presión. Se pueden diferenciar 3 divisiones del código. La División 1 se aplica a recipientes a presión en una variedad de industrias, estableciendo requisitos detallados para su diseño, fabricación e inspección bajo condiciones de presión estándar. [12] Por otro lado, la División 2 se centra en situaciones donde las cargas o condiciones operativas son no estándar o extremas, proporcionando métodos alternativos de diseño y evaluación. En contraste, la División 3 se especializa en recipientes a presión de alta presión, particularmente en aplicaciones nucleares, ofreciendo directrices específicas para garantizar la seguridad y la integridad estructural en entornos de operación críticos y potencialmente peligrosos. [13]

La norma ASME VIII División 1 ofrece un conjunto de reglas y ecuaciones que deben ser comprendidas y aplicadas correctamente. Los resultados obtenidos pueden ser validados utilizando herramientas de análisis mediante elementos finitos, lo que permite generar diseños eficientes y confiables. Antes de adentrarse en una descripción detallada, es fundamental familiarizarse con algunos términos relacionados con las ecuaciones utilizadas. [14]

3.4.1. CARGAS DE DISEÑO

Las fuerzas que actúan sobre un recipiente o sus elementos estructurales se conocen como cargas y, al igual que en cualquier diseño mecánico, el primer paso en el diseño de recipientes es establecer los valores de estas cargas y las condiciones operativas a las que estará expuesto el recipiente. Estos valores se determinan mediante la experiencia previa, códigos de diseño, análisis o pruebas. [15]

El apartado UG-22 del código establece una serie de cargas que deben tenerse en cuenta en el diseño de recipientes. Estas incluyen la presión interna o externa, el peso del recipiente y su contenido bajo condiciones de operación o prueba, así

como las reacciones estáticas superpuestas provocadas por el peso de equipos como motores y maquinaria. Además, se deben considerar las reacciones debidas a la fijación de internos y soportes, tales como anillos, faldones y sillas. También se deben tener en cuenta las reacciones cíclicas y dinámicas causadas por variaciones de presión o temperatura, así como las reacciones provocadas por el viento, la nieve y los eventos sísmicos, las reacciones de impacto, los gradientes de temperatura y la expansión térmica diferencial. Por último, se deben considerar las presiones de prueba y la cabeza estática. [16]

3.4.2. PRESIÓN DE OPERACIÓN Y DISEÑO

La presión de diseño se refiere a la presión utilizada para determinar el espesor mínimo requerido de cada componente del recipiente, considerando la diferencia entre las presiones interna y externa, junto con un margen de seguridad. Por otro lado, la presión de operación es la presión real a la que opera el recipiente durante su funcionamiento normal. Mientras que la presión de diseño es una referencia para garantizar la integridad estructural del recipiente en condiciones extremas, la presión de operación es la presión que el recipiente experimenta en su entorno operativo habitual. [15]

Se emplean diversos criterios para determinar la presión de diseño en relación con la presión de operación. Según Bednar [15], se recomienda agregar un margen adicional equivalente al 10 % de la presión de operación, o al menos 10 PSI. Además, se debe tener en cuenta la presión hidrostática generada por la columna de líquido. Otros enfoques más conservadores proponen un margen equivalente al 30% como adecuado.

3.4.3. TEMPERATURA DE OPERACIÓN Y DISEÑO

La temperatura de diseño exigida por el Código no puede ser inferior a la temperatura promedio prevista en la pared de metal del recipiente durante las condiciones de operación. Este valor se obtiene mediante cálculos estándar de transferencia de calor y, de ser posible, se complementa con mediciones reales. En

la mayoría de los casos, para recipientes estándar, la temperatura de diseño se establece como la temperatura máxima del fluido de operación más un margen de seguridad de 50 °F, o como la temperatura mínima del fluido de operación si el recipiente está destinado a operar a temperaturas bajas (por debajo de -20 °F) [15].

3.4.4. PRESIÓN DE TRABAJO MÁXIMA PERMITIDA (MAWP)

La presión máxima de trabajo permitida para un recipiente se define como la máxima presión admisible en su parte superior durante su funcionamiento normal a una temperatura coincidente designada. Se determina como el valor más bajo entre las presiones máximas de trabajo permitidas para las partes esenciales del recipiente, ajustado por cualquier diferencia en la carga estática entre la parte considerada y la parte superior del recipiente. Esta presión máxima de trabajo para una parte del recipiente incluye tanto la presión interna como externa máxima, junto con la carga estática correspondiente, determinada según las reglas y ecuaciones establecidas, excluyendo el espesor de metal especificado como margen de corrosión. Además, esta presión máxima de trabajo puede calcularse para varias temperaturas operativas designadas, utilizando los valores de esfuerzo permisibles correspondientes a cada temperatura [16].

3.4.5. MÍNIMA TEMPERATURA DE DISEÑO DEL METAL (MDMT)

La norma precisa un tratamiento especial para aquellos materiales que operan a una temperatura baja para evitar el fenómeno que se conoce como “fractura frágil”. La fractura frágil es un fenómeno mecánico que se produce cuando un material experimenta una ruptura súbita y sin previo aviso, con una mínima deformación plástica antes de la fractura. Este tipo de fractura suele ocurrir en materiales que son altamente sensibles a la velocidad de deformación y a la temperatura, como el acero, especialmente a bajas temperaturas [17].

La normativa regula la selección de materiales utilizables en el diseño y establece el cálculo de la Temperatura Mínima de Diseño del Metal (MDMT) .

Figure UCS-66
Impact Test Exemption Curves

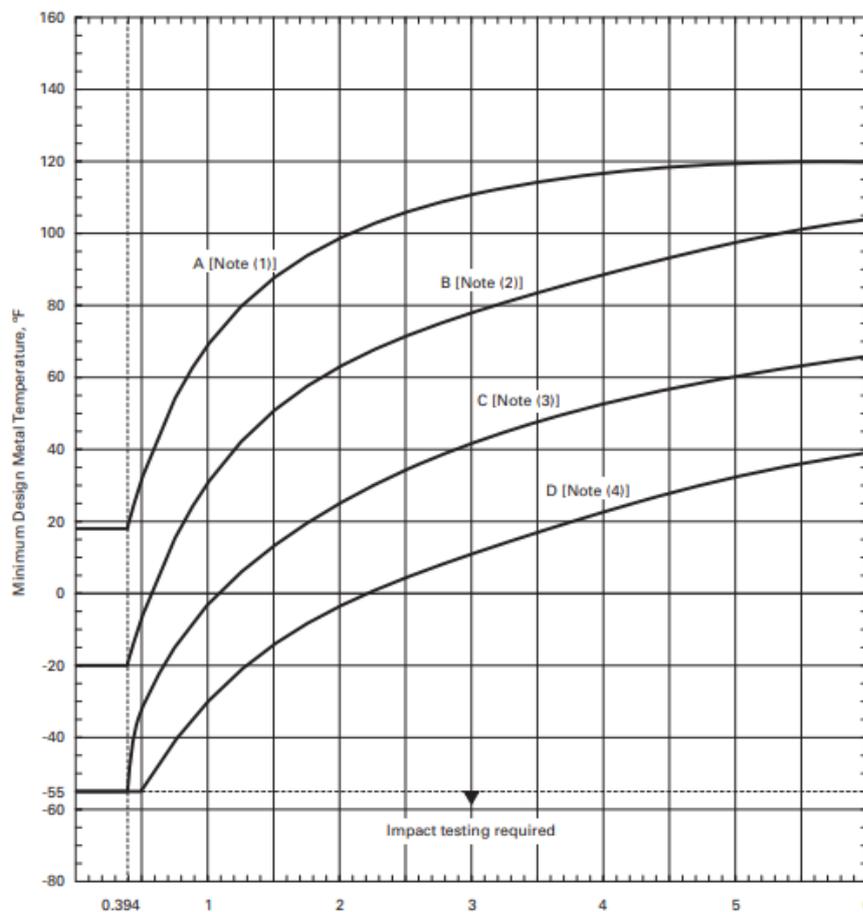


Figura 13. Mínima temperatura de diseño del metal inicial. [16]

La Figura 13 expone la gráfica utilizada para la determinación del MDMT inicial. Con el espesor gobernante y el material definido, se podrá leer la temperatura en cuestión. Este puede ser reducido con algunas consideraciones. La primera, se deberá evaluar la expresión, y leer la reducción admisible de la Figura 14:

$$\frac{t_r E}{t_n - c} \quad (10)$$

Dónde:

t_r . – Espesor requerido del componente bajo consideración en condiciones corroídas para todas las cargas aplicables.

E . – Eficiencia de la junta que gobierna el diseño.

t_n . – Espesor nominal del componente bajo consideración antes de restar el margen de corrosión.

c . – Corrosión admisible.

Figure UCS-66.1
Reduction in Minimum Design Metal Temperature Without Impact Testing

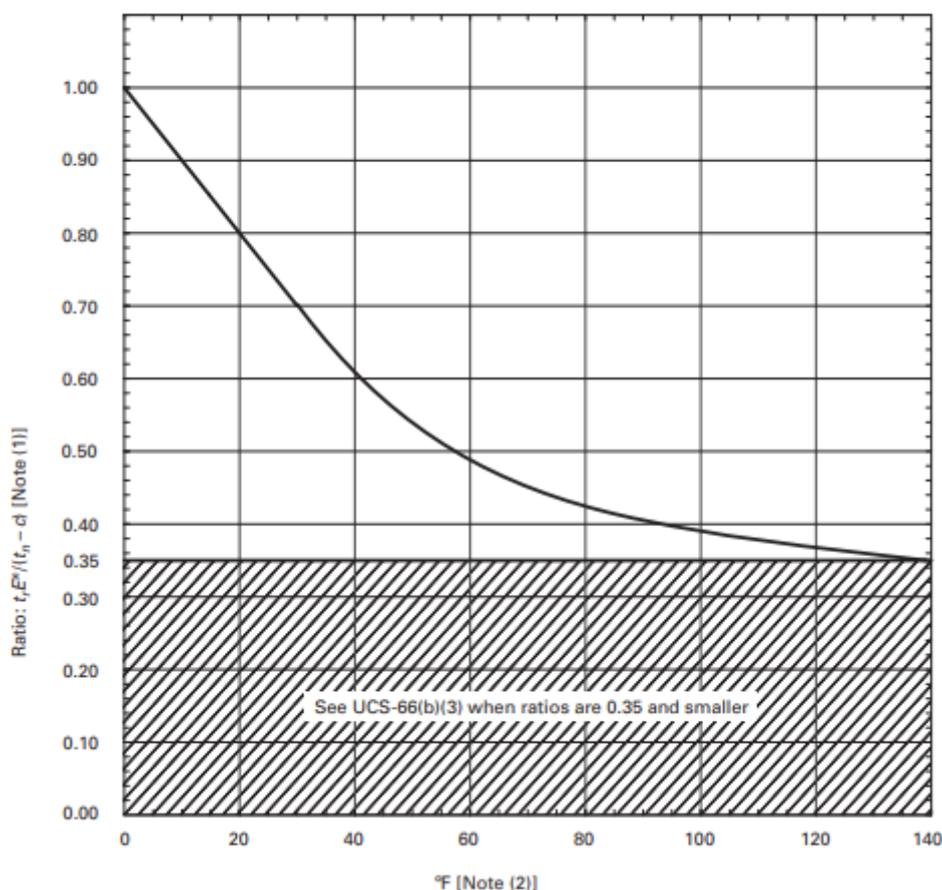


Figura 14. Reducción de MDMT. [16]

La segunda reducción se aplicará si el recipiente ha sido sometido a tratamiento térmico innecesario. Para ello, se deben evaluar las condiciones descritas en UCS 56. En caso de que el tratamiento térmico se haya realizado sin necesidad, se puede realizar una reducción adicional de 30°F. El valor reducido de la Temperatura Mínima de Diseño del Metal (MDMT) determinará el límite de temperatura inferior de operación del recipiente. Si la temperatura durante la operación es inferior al MDMT calculado, se deben realizar pruebas de impacto para garantizar la integridad del equipo.[18]

3.4.6. PRUEBAS DE IMPACTO

UG-84 de la norma ASME VIII División 1 establece los requisitos para las pruebas de impacto de materiales utilizados en recipientes a presión. Estas pruebas son obligatorias para ciertos materiales y espesores cuando se espera que el recipiente opere a temperaturas por debajo de MDMT, y se especifican los métodos de prueba y los criterios de aceptación.

La norma específica que se deben seguir los procedimientos descritos en la norma SA-370 o ISO 148. Los especímenes de prueba de impacto serán del tipo Charpy con muesca en V y deberán cumplir la geometría indicada en la Figura 15. Los criterios de aceptación se exponen en la Figura UG 84.1 de la norma. El proceso de diseño ideal consiste en determinar la MDMT mínima y evitar que el recipiente trabaje en intervalos menores.

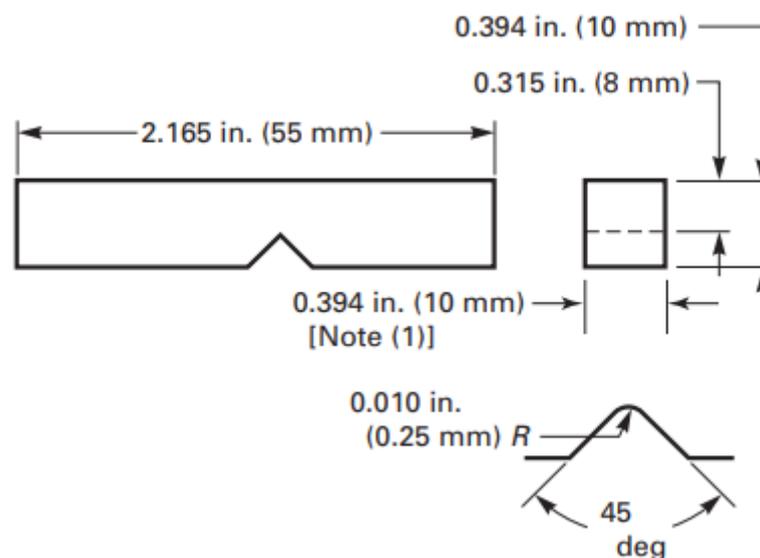


Figura 15. Probetas utilizadas en pruebas de impacto. [16]

3.4.7. EFICIENCIA DE LA JUNTA

La eficiencia de la junta refleja la fiabilidad de la soldadura durante el montaje del equipo, actuando como un factor que limita el esfuerzo permisible del material. Este valor numérico varía entre 0.45 y 1 y está directamente relacionado con la categoría y tipo específico de junta. Además, está asociado al nivel de inspección de ensayos

no destructivos. Por ejemplo, una inspección completa (FULL RT) de todas las juntas revelará cualquier inconsistencia con total certeza. Por otro lado, si se realiza una inspección por tramos (SPOT RT) y estos segmentos no presentan problemas, se puede inferir que el resto de las juntas están en condiciones adecuadas.

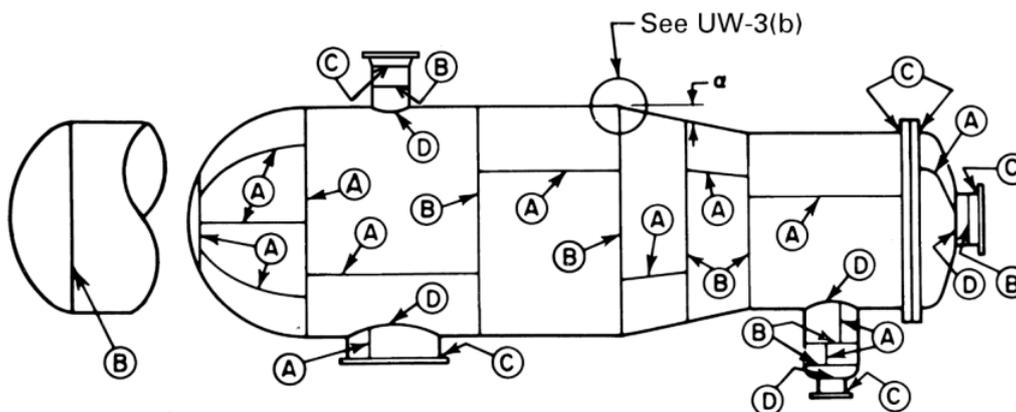


Figura 16. Tipos de juntas. [16]

La Figura 16 muestra las categorías definidas en la norma, las cuales están asociadas a diferentes tipos de solicitaciones específicas. Las juntas categoría A se utilizan para unir cuerpos longitudinalmente, mientras que las de tipo B se emplean en orientación circunferencial. Las juntas de tipo C se refieren a las soldaduras que conectan bridas, placas tubulares y cabezales planos al cuerpo, mientras que las de tipo D se utilizan para conectar cámaras comunicantes al cuerpo, cabezales, esferas, transiciones de diámetro, entre otros componentes mostrados [16].

Junto con la categoría de la junta, es importante definir el tipo de unión soldada. La norma establece algunos tipos estándar de juntas según la categoría. Este paso es esencial ya que está estrechamente vinculado con la eficiencia de la junta. No es suficiente definir únicamente la categoría y el grado de radiografiado; también es necesario determinar la geometría de la junta en sí. Además, se debe tener en cuenta el tipo de servicio y verificar las solicitaciones del código para el caso específico. Por último, el valor numérico relacionado con la eficiencia se puede obtener de la tabla UW-12 de la norma, que se muestra en la Figura 17.

Type No.	Joint Description	Limitations	Joint Category	Extent of Radiographic or Ultrasonic Examination [Note (1)], [Note (2)], [Note (3)]		
				(a) Full [Note (4)]	(b) Spot [Note (5)]	(c) None
(1)	Butt joints welded from both sides, or from one side only without a permanent backing strip, that are verified as having achieved full penetration and fusion as required by UW-35.	None	A, B, C, and D	1.00	0.85	0.70
(2)	Butt joints welded from one side only with a permanent backing strip that achieves full penetration and fusion as required by UW-35.	For circumferential butt joints with one plate offset, the nominal thickness shall not exceed $\frac{5}{16}$ in. (16 mm). See UW-9(h) and Figure UW-9-3.	A, B, C, and D	0.90	0.80	0.65
(3)	Butt joints welded from one side only without a permanent backing strip that cannot be verified as having achieved full penetration and fusion as required by UW-35.	Circumferential butt joints only, not over $\frac{5}{16}$ in. (16 mm) thick and not over 24 in. (600 mm) outside diameter	A, B, and C	NA	NA	0.60
(4)	Double full fillet lap joint that meets the requirements of UW-36.	(a) Longitudinal joints not over $\frac{1}{8}$ in. (10 mm) thick (b) Circumferential joints not over $\frac{5}{16}$ in. (16 mm) thick	A B and C [Note (6)]	NA NA	NA NA	0.55 0.55
(5)	Single full fillet lap joints with plug welds conforming to UW-17 that meets the requirements of UW-36.	(a) Circumferential joints [Note (7)] for attachment of heads not over 24 in. (600 mm) outside diameter to shells not over $\frac{1}{2}$ in. (13 mm) thick (b) Circumferential joints for the attachment to shells of jackets not over $\frac{5}{16}$ in. (16 mm) in nominal thickness where the distance from the center of the plug weld to the edge of the plate is not less than $1\frac{1}{2}$ times the diameter of the hole for the plug.	B C	NA NA	NA NA	0.50 0.50
(6)	Single full fillet lap joints without plug welds that meets the requirements of UW-36	(a) For the attachment of heads convex to pressure to shells not over $\frac{5}{16}$ in. (16 mm) required thickness, only with use of fillet weld on inside of shell; or (b) for attachment of heads having pressure on either side, to shells not over 24 in. (600 mm) inside diameter and not over $\frac{1}{4}$ in. (6 mm) required thickness with fillet weld on outside of head flange only	A and B A and B	NA NA	NA NA	0.45 0.45
(7)	Corner joints, full penetration, partial penetration, and/or fillet welded	As limited by Figure UW-13.2 and Figure UW-16.1	C and D [Note (8)]	NA	NA	NA
(8)	Angle joints	Design per U-2(g) for Category B and C joints	B, C, and D	NA	NA	NA

Figura 17. Eficiencia de la junta. [16]

3.4.8. MATERIALES Y PROPIEDADES

El código ASME establece estándares rigurosos en cuanto al tipo y calidad de material que se puede emplear en la fabricación del recipiente. En este sentido, ofrece una sección completa conocida como "ASME II Parte D", donde se detallan las propiedades de los materiales autorizados para su uso. Este apartado proporciona información requerida para el cálculo, como el esfuerzo permisible a diversas temperaturas, los límites de fluencia y tracción, el módulo de elasticidad, el coeficiente de expansión y la conductividad térmica, además del radio de Poisson y cartas de diseño para presiones externas, entre otros aspectos relevantes.

3.4.9. DISEÑO DE ENVOLVENTE A PRESIÓN INTERNA

Las envolventes cilíndricas sometidas a presión interna se caracterizan por la presencia de dos tipos de esfuerzos: longitudinal y circunferencial. El diseño según la norma analizada propone las siguientes ecuaciones para el cálculo del espesor de construcción:

$$t_{long} = \frac{PR}{SE - 0,6P} \quad (11)$$

$$t_{circ} = \frac{PR}{2SE + 0,4P} \quad (12)$$

Las ecuaciones 11 y 12 son utilizadas para calcular el espesor (t) teniendo en cuenta la eficiencia de las juntas (E), el esfuerzo admisible del material a la temperatura de diseño (S), el radio de la envolvente (R) y la presión de diseño (P). Se deben calcular ambos espesores y tomar el máximo; sin embargo, es notable que el denominador de la ecuación 11, al ser menor que el de la ecuación 12, tiende a aumentar el espesor, lo que hace que esta última ecuación sea la que prevalezca.

3.4.10. DISEÑO DE CASQUETES A PRESIÓN INTERNA

Distinguiendo la clasificación realizada en las secciones anteriores, la norma establece ecuaciones para el cálculo del espesor referente a distintos tipos de casquetes. A continuación, se describe cada caso:

a) Casquete elíptico:

$$t = \frac{PD}{2SE - 0,2P} \quad (13)$$

b) Casquete esférico

$$t = \frac{PR}{2SE - 0,2P} \quad (14)$$

c) Casquete toriesférico

$$t = \frac{0.885}{SE - 0,1P} \quad (15)$$

La elección dependerá de varios criterios como lo son: técnico-económicos, capacidad, método de manufactura, aplicación, entre otros.

3.4.11. DISEÑO DE ENVOLVENTE A PRESIÓN EXTERNA

La evaluación de la resistencia de un recipiente a la presión externa es un aspecto crítico en el diseño del espesor. Se debe tener en cuenta la posibilidad de que el equipo, durante su funcionamiento, experimente un vacío debido a la acción de

dispositivos de bombeo. Este escenario podría resultar en la aplicación de la presión atmosférica sobre el recipiente, lo que podría provocar una implosión de la estructura y representar un grave riesgo para la seguridad.

La norma establece una metodología para determinar la resistencia del equipo frente a un escenario de carga de vacío total. Para ello se debe seguir el siguiente procedimiento:

- a) Verificar que se cumpla la siguiente desigualdad, siendo (D) el diámetro externo y (t) el espesor corroído:

$$\frac{D}{t} \geq 10 \tag{16}$$

- b) Calcular los siguientes valores, siendo L la longitud soportada:

$$\frac{L}{D} \frac{D}{t} \tag{17}$$

Para el caso de envolventes cilíndricos se deberá considerar la longitud tangente.

- c) Determinar el parámetro (A) proveniente de la Figura G de la norma ASME II parte D con los valores antes calculados:

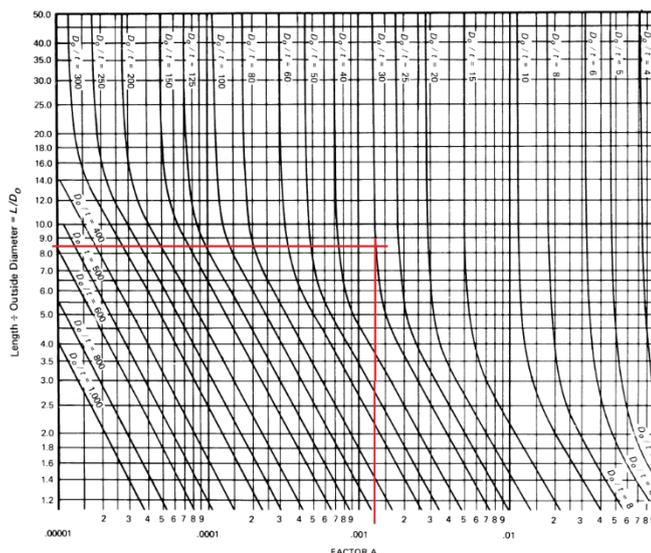


Figura 18. Figura G. [16]

- d) Definir el material y obtener el módulo de elasticidad (E) a la temperatura de diseño. Se puede obtener este valor de la norma ASME II parte D, en la tabla TM-1.

Moduli of Elasticity E of Ferrous Materials for Given Temperatures

Materials	Modulus of Elasticity E = Value Given $\times 10^3$ MPa, for Temperature, °C, of																
	-200	-125	-75	25	100	150	200	250	300	350	400	450	500	550	600	650	700
Carbon steels with C \leq 0.30%	216	212	209	202	198	195	192	189	185	179	171	162	151	137
Carbon steels with C > 0.30%	215	211	207	201	197	194	191	188	183	178	170	161	149	136	121
Ductile cast iron	169	161	155	151	147	142	138	134
Material Group A [Note (1)]	214	210	207	200	196	193	190	187	183	177	170	160	149	135	121
Material Group B [Note (2)]	204	200	197	191	187	184	181	178	174	171	167	163	158	153	147	141	133
Material Group C [Note (3)]	218	213	210	204	200	197	193	190	186	183	179	174	169	164	157	150	142
Material Group D [Note (4)]	225	220	217	210	206	202	199	196	192	188	184	180	175	169	162	155	146
Material Group E [Note (5)]	228	223	220	213	208	205	201	198	195	191	187	183	179	174	168	161	153
Material Group F [Note (6)]	215	212	208	201	195	192	189	186	182	178	173	166	157	145	131
Material Group G [Note (7)]	209	204	201	195	189	186	183	179	176	172	169	165	160	156	151	146	140
Material Group H [Note (8)]	209	200	194	190	186	183	180	177	174	172
Material Group I [Note (9)]	192	187	184	178	173	170	167	163	160	157	154	151	148	145	142	139	135
Material Group J [Note (10)]	214	209	205	197	191	187	184	180	176	172	168	164	161	157
S13800 [Note (11)]	217	213	209	202	197	194	190	186	183	179	175	171
S15500 [Note (12)]	210	206	203	196	191	188	184	181	177	173	169	166
S45000 [Note (13)]	218	213	210	203	198	194	191	187	183	179	175	171
S17400 [Note (14)]	210	206	203	196	191	188	184	181	177	173	169	166
S17700 [Note (15)]	218	213	210	203	198	194	191	187	183	179	175	171
S66286 [Note (16)]	214	211	208	201	196	192	189	185	181	178	174	169

Figura 19. Módulo de elasticidad a diferentes temperaturas. [16]

- e) Referirse a la figura CS correspondiente al material. Utilizando el parámetro (A), definir el valor de (B).

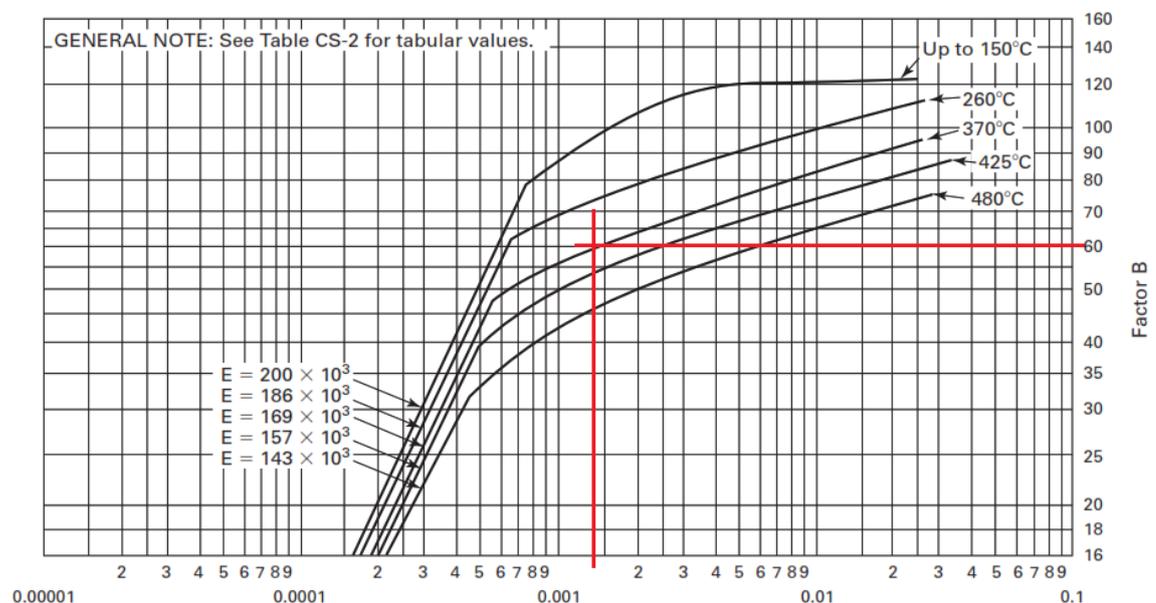


Figura 20. Factor B. [16]

- f) Calcular la máxima presión externa P_a en las condiciones de longitud soportada L a través de la ecuación 17.

$$P_a = \frac{2 * A * E}{3 * \frac{D_o}{t}} \quad (18)$$

Al comparar el valor de P_a con la presión atmosférica se determinará si el espesor seleccionado es suficiente para soportar el vacío total. De no cumplirse esta condición, se deberá incrementar el espesor o reducir la longitud soportada por medio de la implementación de anillos de rigidez.

3.4.12. ANILLOS DE RIGIDEZ

Los anillos de rigidez corresponden a geometrías definidas que sirven para incrementar la inercia de la sección transversal del recipiente. Se podrán soldar directamente al recipiente siempre y cuando sean de un mismo material (Figura 21).

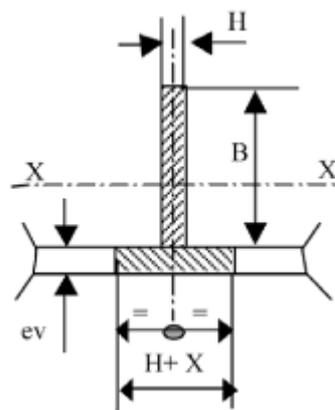


Figura 21. Sección de anillo rigidizador. [19]

La definición de la sección del anillo dependerá de un proceso iterativo que sigue la secuencia descrita:

- Seleccionar una sección para el anillo, puede ser una platina o perfil. Calcular su área y su momento de inercia.
- Siendo A_s el área de la sección y L_s la longitud soportada, calcular el parámetro (B) por medio de la ecuación:

$$B = \frac{3}{4} \left(\frac{PD_0}{t + \frac{A_s}{L_s}} \right) \quad (19)$$

- c) Tomando como referencia la Figura 15, se deberá leer el parámetro (A). Si no es posible su obtención por medio de la gráfica, se deberá calcularlo:

$$A = \frac{2B}{E} \quad (20)$$

- d) Se calculará el valor de la inercia requerido para soportar la presión exterior por medio de la ecuación:

$$I_s = \frac{\left[D^2 * L_s * \left(t + \frac{A_s}{L_s} \right) * A \right]}{14} \quad (21)$$

Se debe realizar una comparación entre la inercia disponible de la sección seleccionada y la inercia requerida calculada utilizando la expresión previa. De esta manera, se determinará la sección adecuada para ser utilizada como anillo rigidizador y se garantizará que el recipiente pueda soportar la presión externa de manera efectiva.

3.4.13. DISEÑO DE CASQUETES A PRESIÓN EXTERNA

Existe la posibilidad de colapso por presión externa de los casquetes de un recipiente a presión, sin embargo, esta probabilidad es mucho más reducida que el colapso de un envolvente esbelto. El procedimiento de cálculo se definirá para cada caso específico:

- a) Para un casquete esférico se deberá calcular el valor del parámetro (A) con la expresión:

$$A = \frac{0.125}{\frac{R_0}{t}} \quad (22)$$

Seguidamente se obtendrá el parámetro (B) de la carta del material correspondiente siguiendo el procedimiento mostrado la sección 3.4.13. Si es que no se puede leer el valor de la gráfica correspondiente, se deberá utilizar la ecuación:

$$P_a = \frac{0.0625 E}{\left(\frac{R_0}{t}\right)^2} \quad (23)$$

Caso contrario, se calculará la máxima presión externa admisible con la ecuación:

$$P_a = \frac{B}{\left(\frac{R_0}{t}\right)} \quad (24)$$

b) Para un casquete elíptico, se utilizará el procedimiento anterior considerando la siguiente igualdad:

$$R_0 = 0.9 D_0 \quad (25)$$

c) Para un casquete toriesférico, al igual que el caso anterior, se seguirá el proceso descrito en el literal a) considerando la siguiente igualdad:

$$R_0 = D_0 \quad (26)$$

3.4.14. DISEÑO DE CONEXIONES

Cada recipiente a presión se proyecta para contener un proceso o almacenamiento en su interior, y la normativa específica un método de cálculo para determinar el espesor del cuello de la abertura, así como su proyección interior y exterior. Además, se distinguen diferentes tipos de conexiones, como soldadas, roscadas y bridadas. En la mayoría de los casos, las conexiones bridadas son las más comunes, ya que facilitan algunos procesos de montaje además de la manipulación del equipo durante el transporte.

Se distinguen varios tipos de conexiones como son: aperturas de proceso y de inspección. Cada una lleva una metodología de cálculo independiente. A continuación, se resume el procedimiento general:

a) Se deberá calcular el espesor requerido a presión interna y externa según lo especifica el apartado UG-27 y UG-28. Se considera también la corrosión admisible CA . Se utilizará el máximo espesor calculado con las ecuaciones 10 y 11. Este parámetro equivale a t_a .

- b) Se calcula el espesor para el cuerpo o casquete (dependiendo del lugar donde se encuentra la abertura) considerando la eficiencia de la junta como 1 y la presión interna de diseño. Se utilizará la ecuación según corresponda. Este parámetro equivale a t_{b1} .
- c) Se calcula el espesor para el cuerpo o casquete (dependiendo del lugar donde se encuentra la abertura) considerando la eficiencia de la junta como 1 y la presión externa de diseño. Se utilizará la ecuación según corresponda. Este parámetro equivale a t_{b2} .
- d) Se selecciona el valor correspondiente según el diámetro de la tubería de la apertura de la tabla UG-45 (Figura 22). Este parámetro equivale a t_{b3} .

Nominal Size	Minimum Wall Thickness [See UG-16(d)]	
	in.	mm
NPS 1/8 (DN 6)	0.060	1.51
NPS 1/4 (DN 8)	0.077	1.96
NPS 3/8 (DN 10)	0.080	2.02
NPS 1/2 (DN 15)	0.095	2.42
NPS 3/4 (DN 20)	0.099	2.51
NPS 1 (DN 25)	0.116	2.96
NPS 1 1/4 (DN 32)	0.123	3.12
NPS 1 1/2 (DN 40)	0.127	3.22
NPS 2 (DN 50)	0.135	3.42
NPS 2 1/2 (DN 65)	0.178	4.52
NPS 3 (DN 80)	0.189	4.80
NPS 3 1/2 (DN 90)	0.198	5.02
NPS 4 (DN 100)	0.207	5.27
NPS 5 (DN 125)	0.226	5.73
NPS 6 (DN 150)	0.245	6.22
NPS 8 (DN 200)	0.282	7.16
NPS 10 (DN 250)	0.319	8.11
≥ NPS 12 (DN 300)	0.328	8.34

GENERAL NOTE: For nozzles having a specified outside diameter not equal to the outside diameter of an equivalent standard NPS (DN) size, the NPS (DN) size chosen from the table shall be one having an equivalent outside diameter larger than the nozzle outside diameter.

Figura 22. Espesor t_{b3} . [16]

- e) Se calcula el espesor t_b utilizando la expresión:

$$t_b = \min (t_{b3}; \max(t_{b1}; t_{b2})) \tag{27}$$

El espesor final se conoce como t_{UG-45} y se calcula con la siguiente expresión:

$$t_{UG-45} = \max (t_a; t_b) \tag{28}$$

Se deberá considerar algunas excepciones como:

1. Para aperturas de inspección el espesor $t_{UG-45} = t_a$.

2. Las aberturas en recipientes que no están sujetos a fluctuaciones rápidas en la presión no requieren refuerzo adicional siempre y cuando se cumpla que el diámetro de la abertura sea:
- 89 mm en carcasas o cabezas de recipiente con un espesor mínimo requerido de 10 mm o menor.
 - 60 mm de diámetro en carcasas o cabezas de recipiente con un espesor mínimo requerido superior a 10 mm.
 - Conexiones roscadas, con pernos o expandidas en las que el agujero cortado en la carcasa o cabeza no sea mayor a 60 mm de diámetro.
 - No se permite que dos aberturas aisladas sin refuerzo, de acuerdo con los puntos anteriores, tengan sus centros más cercanos entre sí que la suma de sus diámetros. [16]

3.4.15. DISEÑO DE REFUERZOS

Las aperturas, con diámetros mayores o iguales a 4 pulgadas, deberán reforzarse con almohadillas para compensar la extracción de material de la sección transversal del cuerpo o casquete donde se encuentren. Este refuerzo no deberá exceder los límites establecidos por la norma y calculados con las siguientes ecuaciones:

$$X = \max(d; R_n + t_n + t) \quad (29)$$

Siendo d el valor del diámetro de la abertura, R_n el diámetro interior, t_n el espesor nominal de la abertura y t el espesor nominal del cuerpo o casquete.

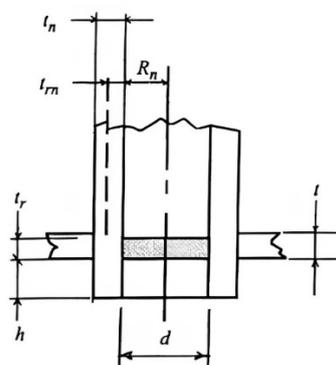


Figura 23. Variables utilizadas para el cálculo de refuerzos en aperturas. [20]

Del mismo modo, se deberá calcular el límite de refuerzo en el eje perpendicular con la expresión:

$$Y = \min (2,5 * t; 2,5 * t_n) \quad (30)$$

Para calcular el diámetro de la almohadilla de refuerzo se deberá considerar el área extraída del cuerpo o casquete donde se encuentre la abertura y también los espesores remanentes del cuerpo y la boquilla. Se utilizará la ecuación 30 para calcular el área sustraída A , siendo t_r el espesor requerido calculado con las ecuaciones antes presentadas:

$$A = dt_r \quad (31)$$

a) Se calculará el área remanente del cuerpo A_1 :

$$A_1 = \max((t - t_r)d; (t - t_r)(t_n + t) * 2) \quad (32)$$

b) El área remanente en la boquilla A_2 , siendo t_{rn} el espesor requerido por la boquilla:

$$A_2 = \min ((t_n - t_{rn})5t; (t_n - t_{rn})5t_n) \quad (33)$$

c) El área provista por la proyección interior A_3 , de ser el caso. Siendo h la altura interna.

$$A_3 = t_n(2h) \quad (34)$$

d) Las áreas de aporte de soldadura A_4 y A_5 tanto interna como externa, siendo b la pierna del filete.

$$A_4 = (b^2) \quad (35)$$

El área final requerida A_r corresponderá a la resta entre el área sustraída y la sumatoria de las áreas remanentes.

$$A_r = A - \sum_{i=1}^5 A_n \quad (36)$$

Conocido este valor, se puede definir el espesor de la almohadilla y obtener su diámetro.

3.4.16. VERIFICACIÓN DE ESFUERZOS

Al abordar el análisis de recipientes horizontales, es fundamental estudiar en detalle cómo el peso muerto influye en los soportes, conocidos como sillas. Dado que estos recipientes se comportan estructuralmente como vigas simplemente apoyadas, es necesario realizar un exhaustivo cálculo del diagrama de momentos flectores para comprender la distribución de las cargas a lo largo de su longitud. Este análisis permite evaluar cómo se distribuyen los esfuerzos en las zonas soldadas y determinar si existe alguna concentración de tensiones que pueda comprometer la integridad del recipiente.

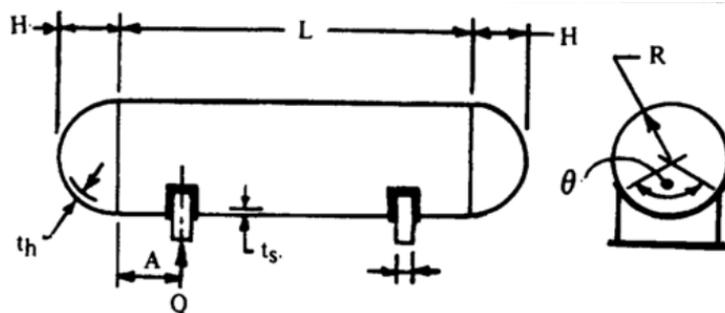


Figura 24. Cálculo de esfuerzos en recipientes horizontales. [20]

El proceso de dimensionamiento de las sillas se caracteriza por ser iterativo, lo que significa que implica una serie de pasos repetitivos para encontrar la configuración más adecuada que satisfaga los criterios de diseño establecidos en la literatura técnica. Esto implica no solo considerar los esfuerzos normales longitudinales y circunferenciales, sino también evaluar los esfuerzos cortantes que actúan sobre las sillas.

En cuanto a los esfuerzos longitudinales, Buttod establece ecuaciones para cuantificarlos. En la figura 19 se esquematiza todas las variables que se utilizan para

su cálculo del esfuerzo longitudinal en las sillas (tanto en la parte superior como inferior) siendo Q la carga muerta o peso del recipiente.

$$S_1 = \pm \frac{QA \left(1 - \frac{1 - \frac{A}{L} + \frac{R^2 - H^2}{2AL}}{1 + \frac{4H}{3L}} \right)}{KR^2 t_s} \quad (37)$$

Para aplicar la ecuación 37 se deberá considerar:

- Para calcular el esfuerzo de tensión, se deberá utilizar $K = K_1$. Estos valores se encuentran tabulados en función al ángulo teta. Ver Anexo 1.
- Para calcular el esfuerzo de compresión, se deberá utilizar $K = K_8$.
- Cuando el cuerpo se encuentra rigidizado, se deberá utilizar $K = 3.14$.
- En tensión, el esfuerzo S_1 más el esfuerzo causado por la presión interna S_{PI} no deberá exceder la multiplicación del esfuerzo admisible del material por la eficiencia de las juntas circunferenciales. En compresión, el esfuerzo S_{PI} menos el esfuerzo S_1 no deberá exceder el 50% del límite de fluencia del material.

El esfuerzo causado por la presión interna se calcula con la expresión:

$$S_{PI} = \frac{PR}{2t_s} \quad (38)$$

Así mismo, se calcula el esfuerzo en el plano medio del recipiente a través de:

$$S_1 = \pm \frac{\frac{QL}{4} \left(\frac{1 + 2 \frac{R^2 - H^2}{L^2}}{1 + \frac{4H}{3L}} - \frac{4A}{L} \right)}{\pi R^2 t_s} \quad (39)$$

Se deberá considerar el máximo esfuerzo S_1 para la evaluación de los estados límite.

Por otro lado, los esfuerzos cortantes se deberá cumplir la siguiente desigualdad:

$$A \leq \frac{R}{2} \quad (40)$$

Se evaluará el esfuerzo en el cuerpo:

$$S_2 = \frac{K_4 Q}{R t_s} \quad (41)$$

Y también en el casquete:

$$S_2 = \frac{K_4 Q}{R t_h} \quad (42)$$

Se puede calcular el esfuerzo adicional en el casquete utilizando la ecuación:

$$S_3 = \frac{K_5 Q}{R t_h} \quad (43)$$

Para aplicar las ecuaciones 41, 42 y 43 se deberá considerar:

- El esfuerzo S_2 máximo no deberá superar el 80 % del esfuerzo admisible del material del cuerpo.
- El esfuerzo S_3 más el esfuerzo calculado con la ecuación 34 no deberá superar el 1.25 veces el esfuerzo admisible del material del casquete.
- Se deberá utilizar K_2 o K_3 dependiendo de la ubicación de los anillos rigidizadores en el cuerpo. Una práctica conservadora consiste en evaluar estas ecuaciones utilizando las constantes K_2 , K_3 y K_4 .

Para el caso de esfuerzos circunferenciales se deberá calcular:

$$S_5 = \frac{K_7 Q}{t_s (b + 1.56 \sqrt{R t_s})} \quad (44)$$

Para aplicar la ecuación 44 se deberá considerar:

1. El esfuerzo S_5 no deberá superar el 50 % del límite de fluencia del material del cuerpo.

3.5. DISEÑO DE RECIPIENTES A PRESIÓN ASISTIDO POR SOFTWARE

La ingeniería actual se beneficia por contar con herramientas altamente sofisticadas, estas permiten al diseñador realizar verificaciones numéricas y contar

con un respaldo técnico acerca de la resistencia mecánica del producto. Sin embargo, se debe considerar que el dominio del software será esencial para interpretar adecuadamente los resultados obtenidos y no inferir en errores que podrían ocasionar accidentes mortales. [21]

Lanz [22] en su estudio denominado “Diseño de un recipiente a presión esférico modificado por instalación de un tubo guía” realizan el diseño por regla de una abertura para alojar un sistema de medición de nivel moderno. Debido a la reducción de sección transversal, los autores diseñan una almohadilla de refuerzo verificada matemáticamente bajo la normativa ASME VIII. Adicionalmente se realiza una modelización numérica de los elementos estructurales en busca de verificar los resultados obtenidos de forma manual. Se obtiene como resultado un diseño confiable, verificado de manera manual y comprobado con métodos numéricos.

3.5.1. VERIFICACIÓN DE DISEÑO ASME

El diseño reglamentario de recipientes a presión ASME constituye un proceso meticuloso que involucra una serie de pasos y consideraciones específicas delineadas en el código correspondiente [23]. Sin embargo, esta rigurosidad normativa puede, en ocasiones, conducir a una falta de atención hacia aspectos críticos que requieren la experiencia y el juicio del diseñador. La complejidad inherente a estos recipientes, junto con la diversidad de variables a tener en cuenta, plantea un desafío considerable para garantizar la seguridad y eficacia de su funcionamiento a lo largo del tiempo.

En respuesta a esta necesidad, se han desarrollado y puesto a disposición software especializados diseñados para auxiliar en el proceso de estructuración mecánica de los recipientes a presión [24]. Estas herramientas computacionales no solo agilizan el trabajo del diseñador, sino que también ofrecen capacidades de análisis y simulación avanzadas que pueden ayudar a identificar posibles problemas o áreas de mejora en el diseño propuesto. Además, al estar alineados con las normativas vigentes, estos programas contribuyen a garantizar que los recipientes cumplan con

los estándares de seguridad y rendimiento requeridos por las autoridades regulatorias y la industria en general.

A pesar de las ventajas que ofrecen los softwares especializados, es importante destacar que no reemplazan por completo la experiencia y el criterio humano en el proceso de diseño de recipientes a presión. Si bien estas herramientas pueden ser de gran utilidad para realizar cálculos complejos y evaluar diferentes escenarios, la interpretación de los resultados y la toma de decisiones finales aún requieren la intervención de profesionales con un profundo conocimiento del campo. Por lo tanto, el uso de software de diseño debe complementarse con una sólida formación técnica y un enfoque holístico que considere no solo los aspectos técnicos, sino también los aspectos prácticos y de seguridad inherentes a la operación de los recipientes a presión en entornos industriales.

3.5.2. ANÁLISIS FEM

Existen varias técnicas de modelado para el diseño de sistemas mecánicos sometidos a presión. Entre ellas se destaca el uso de FEM (método del elemento finito), esta involucra a su vez un grado de experticia por parte del profesional a cargo [25]. Se deben evaluar varias consideraciones preliminares, así como entender la influencia de las variables y su repercusión. Meaka et al. realizaron la simulación de un recipiente vertical utilizando el método del elemento finito por medio de SolidWorks. Se evalúa escenarios de: presión interna, efectos térmicos, sismo y cargas gravitacionales. Se obtiene como resultado valores numéricos de esfuerzo combinado (Von Mises), deformaciones totales y direccionales. Se concluye la severidad de los resultados bajo diferentes condiciones. El sumario de resultados puede ser usado para determinar parámetros específicos de ingeniería solventando requerimientos en la toma de decisiones [26].

Los softwares de diseño actuales ofrecen un conjunto de herramientas prácticas que facilitan el diseño y la construcción de este tipo de elementos [27]. Estudios recientes han demostrado que el estudio de materiales se ha abierto a un mercado potencial en el campo de la ingeniería. Castelló *et al.* [28] analizaron un recipiente

a presión reforzado con compuestos de fibra continua. Durante su análisis se emplearon aplicaciones CAD que permiten obtener un modelado tridimensional del equipo, así como tipo FEM que facilitan la caracterización de la resistencia mecánica. En la figura 2 se aprecia uno de los resultados obtenidos. Se puede discriminar valores numéricos como desplazamiento y tensión en función a los diferentes pasos de carga. Este procedimiento resultaría complicado de manera manual, sin embargo, por medio del uso de softwares de asistencia se pueden lograr en tiempos reducidos [28].

Por otro lado, también se emplea el método de elementos finitos aplicado al estudio del fluido en interacción dentro del recipiente a presión. Bottcher *et al.* [19] realizaron un interesante experimento considerando varios softwares de simulación como Ansys Fluent, Ansys CFX, TrioCFD, y Star CCM. Se estudio la mezcla transitoria de refrigerante en el recipiente de un reactor. Se obtuvieron resultados similares. Este resultado es importante teniendo en consideración que se tiene distintos códigos de programación para cada uno. Se encontró que los modelos simplificados eran suficientes para predecir los patrones generales de mezcla de refrigerante observados en el reactor proporcionando información sobre la estructura del flujo local y las características de la mezcla [19].

4. MATERIALES Y METODOLOGÍA

En esta sección se desarrolla de forma secuencial el procedimiento de cálculo por regla según la normativa ASME VIII DIV. 1 para un recipiente a presión destinado a la separación de hidrocarburos. El proceso inicia con la recopilación y definición precisa de los parámetros de operación y producción, los cuales incluyen variables críticas como la presión de trabajo, la temperatura, la composición de los fluidos involucrados, y las tasas de flujo esperadas.

Basándonos en la información técnica detallada en el capítulo II, se lleva a cabo un análisis exhaustivo de los requerimientos del proceso de separación. Esto implica evaluar los diferentes escenarios de carga y las condiciones de operación para garantizar que el diseño del recipiente sea capaz de cumplir con las exigencias de seguridad y eficiencia.

El diseño del recipiente no solo se centra en su capacidad para separar los hidrocarburos de manera efectiva, sino también en proporcionar facilidades para la inspección, el mantenimiento y la operación segura. Se presta especial atención a aspectos como el acceso a puntos de inspección, la resistencia estructural del recipiente ante las cargas previstas, y la selección adecuada de materiales. Se inicia el capítulo determinando las condiciones de diseño.

1.1. CARACTERÍSTICAS OPERATIVAS

1.1.1. PRODUCCIÓN DIARIA

Para esta investigación, se emplearán datos reales obtenidos del proceso de separación de crudo en el campo Sacha, situado en el oriente ecuatoriano. Se mantiene una producción medida de 9000 barriles por día proveniente de varios pozos direccionales productores. Considerando una tasa de 60 % BSW (sedimentos y agua tratada) se tienen disponibles los datos de diseño de la Tabla 2:

Tabla 2. Parámetros de producción

Denominación	Valor
Producción diaria	9000 BFPD
Caudal aceite	3600 BOPF
Caudal de otros líquidos	5400 BWPF
Caudal de gas	1.6 MMscfd
Gravedad API	30°

Los caudales líquidos están expresados en barriles por día, el gas se expresa en millones de pies cúbicos estándar por día.

1.1.2. PRESIÓN DE OPERACIÓN Y DISEÑO

Los datos experimentales indican que la presión y temperatura de operación de un recipiente de separación oscila alrededor de 100 PSI y 150 °F. Según lo expuesto en el marco teórico referencial, una buena práctica de diseño consiste en utilizar 30 % adicional para el cálculo de la presión de diseño. Para el desarrollo de este estudio se utilizará los datos expuestos en la Tabla 3, se asume una condición crítica durante el proceso operativo:

Tabla 3. Presión y temperatura de diseño

Denominación	Valor
Presión de diseño	150 PSI
Temperatura de diseño	250 °F

Los datos de operación se relacionan con la caracterización de los fluidos (gas y líquido), mientras que los datos de diseño permitirán el dimensionamiento mecánico del recipiente.

1.1.3. CARACTERIZACIÓN DEL GAS

Se deben calcular las propiedades del gas natural extraído en los pozos para la ubicación de la estación de facilidades petroleras, lugar donde se instalará el equipo propuesto. En este sentido, se parte de los datos químicos entregados por el área

correspondiente. Se requieren los componentes orgánicos que conforman el gas, así como sus fracciones molares:

Tabla 4. Composición de gas natural estudiado

Elemento	Fracción molar	$(MW)_i$	$Y_i(MW)_i$
Metano (CH ₄)	0.85	16	13.60
Etano (C ₂ H ₆)	0.09	30	2.71
Propano (C ₃ H ₈)	0.04	44	1.76
n-Butano (nC ₄ H ₁₀)	0.02	58	1.16
Total	1.00		19.23

En la Tabla 4 se muestra adicionalmente el peso molecular de cada elemento, de manera que se puede calcular el peso total del gas. Con este dato conocido, se calcula la gravedad específica correspondiente.

$$S_g = \frac{19.23}{29}$$

$$S_g = 0.66 \quad (45)$$

Para calcular la densidad del gas se debe considerar que el comportamiento de esta fase es dependiente de las condiciones de presión y temperatura. Se calcula entonces el factor de correlación entre el volumen real y el volumen ideal considerando la presión y temperatura crítica de los elementos mencionados en la Tabla 4.

Tabla 5. Presión y temperatura crítica

Elemento	f	T_{Ci}	$Y_i T_{Ci}$	P_{Ci}	$Y_i P_{Ci}$
Metano (CH ₄)	0.85	343.2	291.7	667.9	567.7
Etano (C ₂ H ₆)	0.09	551.8	49.7	707	63.6
Propano (C ₃ H ₈)	0.04	660	26.4	617	24.7
n-Butano (nC ₄ H ₁₀)	0.02	765	15.2	549.8	11.0
Total	1.00		383 °R		667 PSI

Con los datos mostrados en la Tabla 5 se obtienen las temperaturas y presiones pseudoreducidas:

$$T'_r = \frac{(150 + 460)}{383} = 1.592$$

$$P'_r = \frac{100}{667} = 0.149 \quad (46)$$

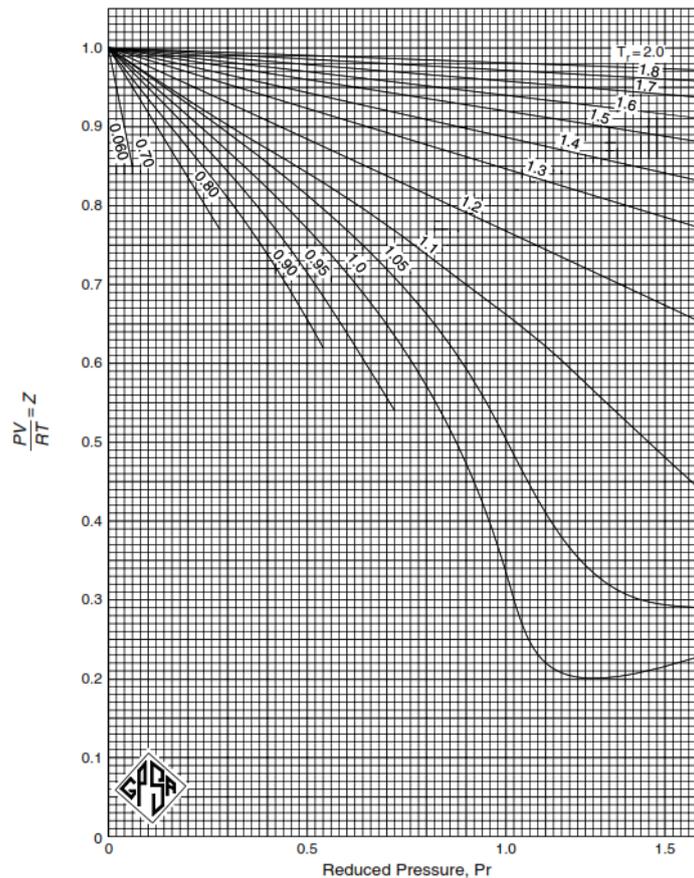


Figura 25. Factor de correlación de volumen. [2]

Utilizando la Figura 25 se puede calcular el factor Z, para esto se deberá intersecar la presión y temperatura reducida calculados con la ecuación 46 y leer la constante del eje vertical izquierdo. Dado que la presión de operación no excede los límites de funcionalidad de la ecuación de los gases ideales, se obtiene valores cercanos a la unidad. Se puede utilizar el valor de Z equivalente a 0.98 para asegurar que los datos calculados mantengan proximidad a la realidad.

Se calcula entonces la densidad del gas en las condiciones de operación:

$$\rho_g = \frac{0.093 (19.23)(100 \text{ PSI})}{(610^\circ R)(0.98)}$$

$$\rho_g = 0.291 \frac{\text{lb}}{\text{ft}^3} \tag{47}$$

La viscosidad del gas natural se puede extraer de la Figura 26, para ello se utiliza la temperatura de operación y la gravedad específica del gas calculada anteriormente.

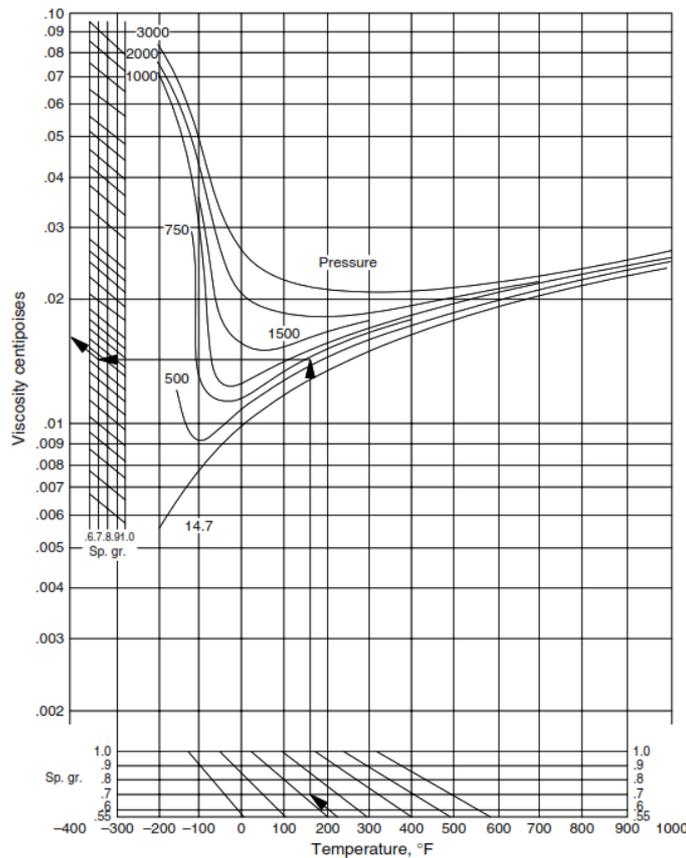


Figura 26. Viscosidad del gas natural. [2]

Se obtiene entonces:

$$\nu_g = 0.015 \text{ cP} \tag{48}$$

1.1.4. CARACTERIZACIÓN DEL LÍQUIDO

La gravedad específica del líquido se caracteriza en función a la densidad API medida del crudo que se está analizando. Se debe considerar adicionalmente las variaciones

de temperatura, así como la condición de presión para el cálculo. La literatura analizada en el capítulo anterior permite la obtención gráfica de esta variable.

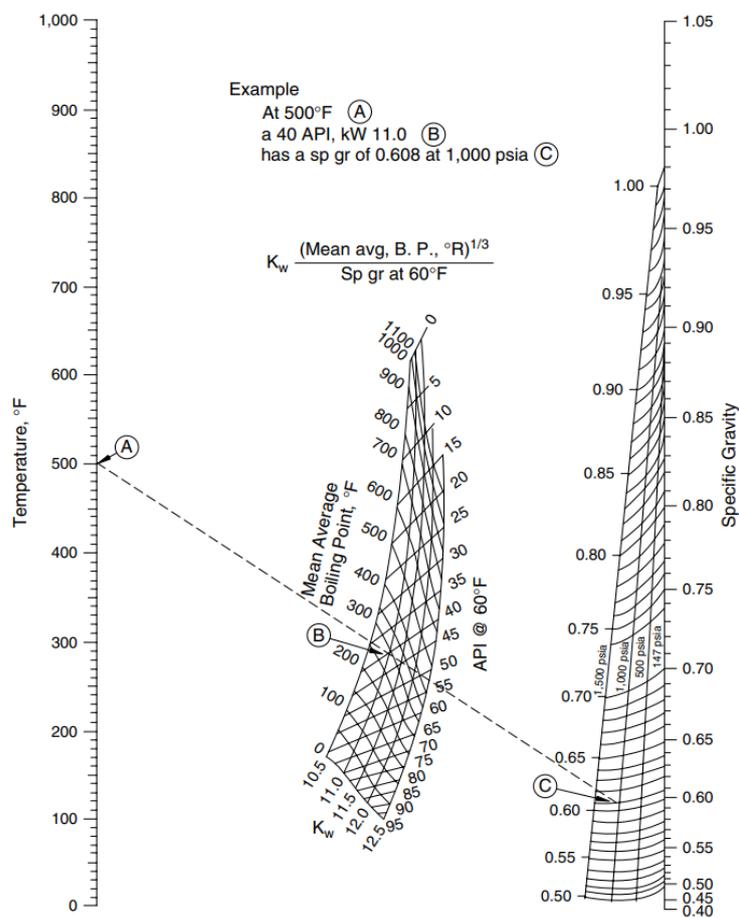


Figura 27. Gravedad específica del crudo a una presión y temperatura determinada. [2]

De la Figura 27 se obtiene que, para una temperatura de 150° F, una presión de 100 PSI y una densidad API de 30°, corresponde una gravedad específica aproximada de:

$$SG = 0.876 \tag{49}$$

La gravedad específica del agua tratada es dependiente de la cantidad de solidos disueltos. Un valor conservador corresponde a:

$$(SG)_w = 1.07 \tag{50}$$

El cálculo de la viscosidad del líquido se realiza de forma experimental. Una vez conocida la viscosidad a una temperatura específica, se podrá calcular a varias temperaturas, dependiendo del tipo de crudo, por medio de la siguiente figura:

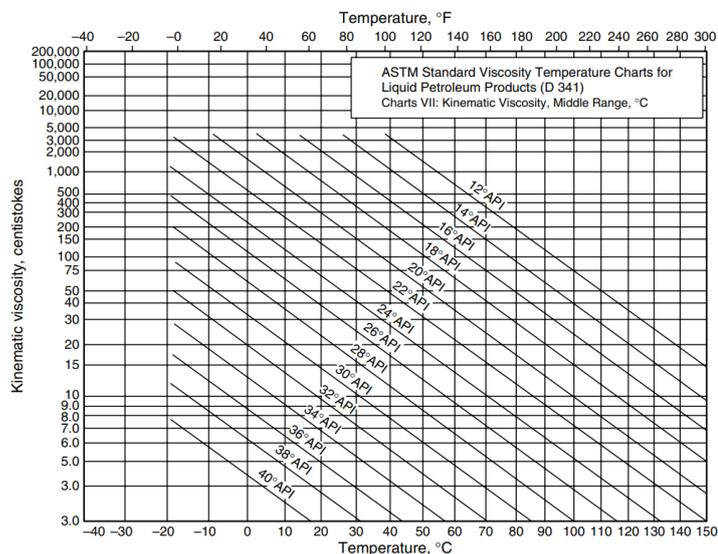


Figura 28. Viscosidad del aceite a varias temperaturas. [2]

Utilizando la Figura 28, se puede calcular la viscosidad del crudo a una temperatura de 30°C.

$$\mu_o = 10 \text{ cp} \tag{51}$$

La viscosidad del agua tratada es dependiente del grado de elementos disueltos. Los datos experimentales indican que este valor varía en el intervalo de 0.7 a 1 centipoise para un rango de temperatura de 100 a 150°F. El diseño será conservador considerando una mayor viscosidad del agua, entonces:

$$\mu_w = 1 \text{ cp} \tag{52}$$

Con las propiedades del proceso definidas, se procede al cálculo de aproximación de diámetro y longitud del recipiente para facilitar el proceso de separación.

1.2. DISEÑO DEL PROCESO

1.2.1. PREMISAS

Se considerarán las siguientes premisas de diseño:

- Se diseñará el diámetro y la longitud entre costuras para un recipiente a la mitad de su capacidad.
- Los tiempos de retención para la separación del agua tratada y el aceite corresponderán a 10 minutos.
- El comportamiento del gas es de tipo ideal.
- Para el diseño del espesor de la almohadilla de aceite, se considerará un tamaño de gota equivalente a 500 micrómetros.
- Un tamaño de gota de gas separándose de líquido equivalente a 100 micrómetros.

1.2.2. CÁLCULO DE COMBINACIÓN DE DIÁMETRO Y LONGITUD ENTRE COSTURAS

El proceso es de tipo iterativo. Inicia calculando la diferencia entre la gravedad específica del crudo y del agua tratada, valores obtenidos en los cálculos anteriores.

$$\Delta SG = 1.07 - 0.876 = 0.194 \quad (53)$$

Se calcula la altura máxima de la almohadilla de aceite para un tiempo de retención específico:

$$(h_0)_{max} = \frac{(1.28 \times 10^3)(10)(0.194)(500)^2}{10}$$
$$(h_0)_{max} = 62.1 \text{ in} \quad (54)$$

Calculando la proporción entre el área ocupada por agua y el área total:

$$\frac{A_w}{A} = \frac{0.5 (5400)(10)}{10(3600) + 10(5400)}$$
$$\frac{A_w}{A} = 0.3 \quad (55)$$

Determinando el valor de β de la Figura 12 se tiene que:

$$\beta = 0.16$$

$$d_{max} = \frac{62.1}{0.16} = 387.67 \text{ in} \quad (56)$$

Se debe determinar la longitud efectiva para cumplir con la restricción de la capacidad del gas. Para ello, se calcula el producto:

$$dL_{eff} = 420 \left[\frac{709.67(0.98)(1.6)}{150} \right] \left[\left(\frac{0.291}{54.7 - 0.291} \right) \frac{2.01}{100} \right]^{\frac{1}{2}}$$

$$dL_{eff} = 32 \text{ in}^2 \quad (57)$$

El valor obtenido en la ecuación anterior indica que la condición del gas no es gobernante. Calculando la combinación de diámetro y longitud efectiva para cumplir con la restricción de tiempo de retención del agua y el aceite:

$$d^2L_{eff} = 1.42 (10)(9000)$$

$$d^2L_{eff} = 127800 \quad (58)$$

Se construye entonces la Tabla 6 correspondiente a la restricción y se procede a seleccionar el diámetro y longitud que respeten los cálculos previamente realizados.

Tabla 6. Longitud efectiva, longitud entre costuras y relación de esbeltez

D (in)	Long. efectiva (ft)	Long. costuras (ft)	Relación de esbeltez
60	35.5	47.3	9.46
72	24.7	32.9	5.48
84	18.1	24.1	3.44
96	13.9	18.5	2.31
108	11.0	14.7	1.63

La selección consiste en obtener una combinación para cumplir con las restricciones de diámetro máximo, capacidad del gas y tiempo de retención para la separación. En este sentido se plantea diseñar un separador con diámetro nominal exterior de

96", longitud entre costuras de 20' (para dar cumplimiento a la restricción de expansión del gas) y longitud efectiva equivalente a 16.5'.

1.3. ESPECIFICACIONES TÉCNICAS

1.3.1. DEFINICIÓN GEOMÉTRICA

Una vez que se ha definido el diámetro y la longitud entre costuras, se deberá definir otras variables importantes como el tipo de casquete. En el capítulo anterior se describieron las características o alternativas viables para el equipo propuesto, por ende, la selección se la realiza en función de los siguientes criterios:

- **Distribución de esfuerzos:** Se espera tener una transición suave entre el casquete y el cuerpo de la envolvente cilíndrica.
- **Manufactura:** La disposición de maquinaria y personal experimentado.
- **Económico:** El casquete que soporte la presión y temperatura de diseño con el menor espesor posible.

Para una iteración inicial, se calculará la geometría del recipiente para un casquete elíptico 2:1 soldado por sectores.

1.3.2. CORROSIÓN ADMISIBLE

Una práctica adecuada de diseño consiste en asumir un espesor adicional que asegurará que los efectos de la corrosión nunca incurran en una reducción del espesor por debajo del calculado. Al tratarse de un equipo que se encontrará en condiciones corrosivas altas, se trabaja con los valores de la Tabla 7.

Tabla 7. Corrosión admisible

Denominación	Valor
Casquetes	1/8"
Cuerpo y aberturas	1/8"

1.3.3. APERTURAS OPERATIVAS

Se define como aperturas operativas a aquellas que influirán directamente en el proceso de separación de hidrocarburos. Los diámetros requeridos se calculan en función al flujo solicitado y la velocidad crítica de erosión:

$$V_{e-g} = \frac{80}{\sqrt{\rho_g}}$$

$$V_{e-g} = 148.3 \frac{ft}{s} \quad (59)$$

La literatura recomienda que la velocidad de del flujo de gas no exceda los 90 ft/s. Con este criterio, y la densidad calculada, se esperaría conseguir un diseño conservador manteniendo el flujo en la lejanía de la velocidad de erosión.

$$D_g = \sqrt{\frac{4 (18.52 \frac{ft^3}{s})}{\pi (90 \frac{ft}{s})}}$$

$$D_g = 6.1423 \text{ in} \quad (60)$$

Bajo la misma metodología se calcula el diámetro del resto de aperturas resumidas en la Tabla 8.

Tabla 8. Aperturas Operativas

Denominación	Diámetro nominal	Cantidad
Inlet	8" NPS	1
Gas Out	6" NPS	1
Water Out	6" NPS	1
Oil Out	4" NPS	1
Drain	3" NPS	5
Interphase Drawoff	3" NPS	3

La ubicación de las aperturas se definirá en el diseño de detalle del equipo. Se debe considerar el espacio de instalación e instrumentación. Las boquillas denominadas como "Drain" se refieren al drenaje, se utilizarán 5. Estas estarán distribuidas a lo largo de la longitud del cuerpo para asegurar un drenaje eficiente. Las boquillas

denominadas “Interphase Drawoff” tienen la finalidad de manipular, ya sea manual, o electrónicamente la interfase de la separación, de modo que se pueda drenar aquellos fluidos que no benefician el proceso de separación. Estas se ubicarán estratégicamente en la zona de interés.

1.3.4. APERTURAS DE INSPECCIÓN

El equipo deberá contar con aperturas de inspección. Considerando la longitud y las cámaras internas de separación, se considera adecuado disponer de facilidades para el ingreso a la sección de entrada, interfase y salida de aceite. Se proponen las siguientes ubicaciones mostradas en la Tabla 9.

Tabla 9. Aperturas de inspección

Denominación	Diámetro nominal	Descripción	Ubicación
Manhole A	24” NPS	Cámara de ingreso	Envolvente
Manhole B	24” NPS	Cámara de interfase	Envolvente
Manhole C	24” NPS	Cámara de salida de aceite	Casquete

Adicional a la inspección, las aberturas deberán facilitar el ingreso de los dispositivos internos como el deflector, accesorios de coalescencia y extractor de niebla. Se considerará un diámetro nominal estándar correspondiente a 24”.

1.3.5. APERTURAS DE INSTRUMENTACIÓN

El grado de automatización de un equipo de proceso define la calidad de la separación. Se prevé contar con instrumentación digital y analógica. Esto con la finalidad de prevenir posibles lecturas erróneas causadas por el mal funcionamiento de los instrumentos. Se requiere cuantificar las variables principales de operación como: presión, temperatura y nivel. Adicionalmente el separador deberá disponer de mecanismos de protección contra un evento de sobrepresión, por lo que también se considera válvulas de protección de presión (PSV). Se resume en la Tabla 10 las aberturas destinadas a instrumentación:

Tabla 10. Aperturas de instrumentación

Nombre	Diámetro nominal	Descripción	Cantidad
PSV	3" NPS	Válvula de seguridad	2
PI	2" NPS	Indicadores de presión	1
PIT	2" NPS	Transductor de presión	2
TI	2" NPS	Indicador de temperatura	1
TIT	2" NPS	Transductor de temperatura	1
LG INT	2" NPS	Medidor de nivel interfase	2
LSSL	2" NPS	Medidor de nivel interfase líquida	2
LIT TOTAL OIL	4" NPS	Transductor de nivel de aceite	1
LIT INT	4" NPS	Transductor de nivel de interfase	1
LG/LIT OIL	2" NPS	Medidor de nivel de aceite	2
LIT TOTAL/INT	4" NPS	Transductor de nivel de interfase total	1
LIT TOTAL 2PH	4" NPS	Transductor de nivel de interfase	1
BLOW OFF	4" NPS	Válvula de descarga	1

La selección del instrumental para el recipiente no está dentro del alcance para esta investigación, pero si la consideración de todas las facilidades para la automatización del proceso y la obtención de un equipo eficiente.

El seguimiento del proceso de separación en la zona denominada interfase es fundamental para corregir errores durante la operación. En esta ubicación se contará con medidores (mirillas) así como transductores electrónicos especiales para la determinación exacta del nivel de agua y aceite.

1.3.6. APERTURAS DE MANTENIMIENTO

Se implementará un sistema de limpieza y drenaje diseñado para la sedimentación de sólidos en el fondo del recipiente. Este mecanismo constará de una apertura en el recipiente, conectada a un sistema de tuberías internas interconectadas a boquillas de alta presión. Estas boquillas se utilizarán durante los eventos de

mantenimiento para facilitar la limpieza del recipiente, garantizando así un funcionamiento eficiente del sistema.

Tabla 11. Aperturas de mantenimiento

Denominación	Diámetro nominal	Descripción	Ubicación
Desand Jet	3" NPS	Sistema de limpieza	Casquete
Vent	4" NPS	Venteo	Cuerpo
Spare	2" NPS	Repuesto	Cuerpo

Adicionalmente, se prevé contar con aperturas de venteo y de repuesto. Las aperturas de venteo servirán para permitir el flujo de aire al interior del recipiente durante los procesos de mantenimiento mientras que la apertura de repuesto servirá en caso de que el equipo lo requiera.

1.3.7. APERTURAS DE MUESTREO

Es fundamental llevar a cabo muestreos periódicos durante el funcionamiento del separador. Por ello, se instalarán aberturas estratégicamente ubicadas en la interfaz líquida del equipo para facilitar la toma de muestras por parte del personal correspondiente. Estas aberturas estarán diseñadas para permitir un acceso conveniente y seguro, asegurando así una recopilación eficiente de datos durante la operación del separador.

Tabla 12. Aperturas de muestreo

Denominación	Diámetro nominal	Cantidad
Sample	2" NPS	4

1.3.8. APERTURAS DE PROTECCIÓN CORROSIVA

La protección contra la corrosión en un equipo de separación es un proceso que garantiza la integridad y la durabilidad del separador a lo largo del tiempo. Para abordar este aspecto crítico, se contempla la implementación de ánodos de sacrificio ubicados estratégicamente en el interior del equipo.

Tabla 13. Aperturas para protección corrosiva

Denominación	Diámetro nominal	Cantidad
Anode	4" NPS	3

1.3.9. MATERIALES

Los materiales seleccionados para el diseño mecánico del recipiente cumplen con las especificaciones establecidas por la norma ASME Sección II Parte D. Es importante tener en cuenta que la certificación ASME se proporcionará únicamente cuando se cumplan cabalmente todos los requisitos relacionados con los materiales, los procesos de fabricación y las pruebas del equipo.

Se resume en la Tabla 14 los materiales y su respectiva asignación dentro del equipo. Ver Anexo 2.

Tabla 14. Materiales para el diseño mecánico

Especificación	Asignación
SA-516-70	Cuerpo, casquetes y refuerzos
SA-36	Soportes
SA-105	Bridas
SA-106 Gr. B	Tubería
SA-234-WPB	Codos
316 SS	Empaques
SA-193-B7 / A-307	Pernos

1.3.10. EFICIENCIA DE JUNTAS

Como se ha detallado previamente, la eficiencia de la junta establece un factor de ajuste del esfuerzo permisible del material, lo cual resulta esencial para garantizar la integridad estructural del equipo en lo referente a soldadura. Antes de proceder con el cálculo del espesor, es imprescindible definir el nivel de inspección requerido. Es importante destacar que el espesor del equipo no debe ser comprometido a expensas del nivel de inspección radiográfica. En este contexto, se presentan en la Tabla 15 las consideraciones sobre el uso de ensayos no destructivos.

Tabla 15. Eficiencia de juntas soldadas para el diseño macánico

Ubicación	Categoría	Radiografiado	Norma
Cuerpo	A	FULL	UW 11 (a)
Cuerpo	B	SPOT	UW 11 (a) (5) (b)
Casq. A cuerpo	B	SPOT	UW 11 (a) (5) (b)
Casq. B cuerpo	B	SPOT	UW 11 (a) (5) (b)
Casq. A	A	FULL	UW 11 (a)
Casq. B	A	FULL	UW 11 (a)

1.4. DISEÑO MECÁNICO ASME

1.4.1. ENVOLVENTE A PRESIÓN INTERNA UG-27

Utilizando la ecuación 11 se calcula el espesor gobernante del cuerpo cilíndrico:

$$t_{long} = \frac{(150 \text{ PSI})(47.5 \text{ in})}{(20000 \text{ PSI})(1) - 0.6(150 \text{ PSI})}$$

$$t_{long} = 0.3578 \text{ in} \quad (61)$$

Calculando el espesor requerido en función a la corrosión admisible considerada:

$$t_{Req} = 0.375 + 0.125 \text{ in}$$

$$t_{Req} = 0.482 \text{ in} \quad (62)$$

Normalizando el espesor calculado a un valor comercial se obtiene:

$$t_{n-min} = \frac{1}{2} \text{ in} - 0.125 \text{ in}$$

$$t_{n-min} = 0.375 \text{ in} \quad (63)$$

Calculando el MAWP (Condiciones corroídas & Temperatura de diseño)

$$MAWP = \frac{(20000 \text{ PSI})(1)(0.375 \text{ in})}{47.5 \text{ in} + 0,6(0.375 \text{ in})}$$

$$MAWP = 157.15 \text{ PSI}$$

(64)

1.4.2. ENVOLVENTE A PRESIÓN EXTERNA UG-28

Un equipo de separación tiene altas posibilidades de exposición a presiones de vacío total, esto se debe a que las aberturas estarán conectadas a sistemas de bombeo. Se deberá definir si el espesor de la envolvente y los casquetes es suficiente para soportar esta condición de carga, es decir para una presión externa que intente implosionar el recipiente. El procedimiento mostrado en la normativa consiste en calcular la resistencia al pandeo del recipiente en función a la denominada longitud soportada.

Se definen las variables para el cálculo en la Tabla 16:

Tabla 16. Parámetros de diseño a presión externa

Parámetro	Valor
Temperatura	70°F
Espesor nominal	1/2"
Diámetro Externo	96"
P externa	14,7 PSI
Longitud tangente	20'-3"
Corrosión Admisible	0"

Calculando la geometría del casquete:

$$h = \frac{48}{2} = 24 \text{ in} \quad (65)$$

Calculando la longitud soportada:

$$L = 243 \text{ in} + \frac{2 * 24 \text{ in}}{3}$$

$$L = 259 \text{ in} \quad (66)$$

Calculando las expresiones requeridas:

$$\frac{D_o}{t} = \frac{96}{0,375} = 256 \quad (67)$$

$$\frac{L}{D_o} = \frac{259}{96} = 2.697 \quad (68)$$

Con la combinación de los parámetros (1) y (2) se obtiene el valor de A:

$$A = 0.00011 \quad (69)$$

Se procede a obtener el valor de B en la carta del material. Al apreciar que solo existen valores tabulados a partir de 0.00017 entonces se calcula con la siguiente expresión:

$$P_a = \frac{2 * 0.00011 * 29.4 * 10^6 \text{ PSI}}{3 * 256}$$
$$P_a = 8.421 \text{ PSI} \quad (70)$$

El resultado (70) indica una presión inferior a la de diseño. Al no alcanzar el valor mínimo, se tiene dos alternativas:

- ✓ Aumentar el espesor
- ✓ Añadir anillos de rigidez

La presión externa de diseño se establece en 14.69 PSI. Se anticipa que, para alcanzar este valor, será necesario aumentar considerablemente el espesor requerido. Sin embargo, esta medida resultaría en un incremento significativo en el peso del equipo y, por consiguiente, en los costos de construcción. Por otro lado, optar por mantener el espesor que resiste la presión interna de diseño y reducir la longitud soportada podría resultar en un beneficio económico sin arriesgar la integridad operativa del equipo. Por este motivo, y bajo el sustento técnico, se decide aumentar la inercia de la sección transversal del recipiente.

1.4.3. ANILLOS DE RIGIDEZ

Aunque se pueda integrar anillos de rigidez uniformemente distribuidos a lo largo del recipiente, esta opción no siempre resulta ser la más óptima. Es esencial considerar que, al tratarse de un recipiente horizontal, este debe descansar sobre

soportes o sillas, lo que generará esfuerzos debido al momento provocado por el peso del recipiente. En este contexto, agregar anillos que rigidicen la zona o ubicación de estos esfuerzos y, al mismo tiempo, permitan reducir la longitud soportada es una alternativa más acertada.

Preliminarmente se esperaría reducir la longitud posicionando la ubicación de los anillos en el plano de las sillas. Se determina entonces un acercamiento al momento de inercia requerido asumiendo una longitud soportada aproximada a 154 in:

$$I = \frac{0.16(96)^3(14.669 \text{ PSI})(154 \text{ in})}{(29.4 * 10^6) \text{ PSI}}$$
$$I = 10.876 \text{ in}^4 \quad (71)$$

En función al resultado, se prevé utilizar dos anillos de rigidez por cada plano de ubicación de los soportes distanciados estratégicamente. Considerando la sección ilustrada y el aporte del espesor del recipiente se puede calcular la inercia disponible.

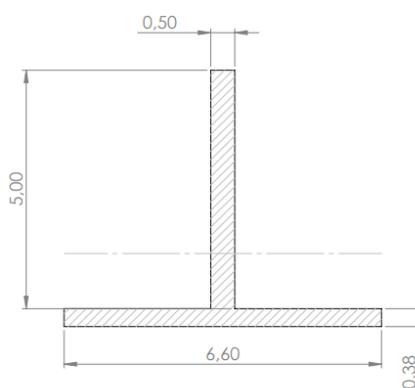


Figura 29. Propuesta de anillo de rigidez

Considerando el espesor del recipiente en estado corroído, y una platina de sección transversal 2.5 in^2 , el momento de inercia respecto al eje horizontal corresponde a 9.04 in^4 . Este valor se obtiene después de un proceso iterativo que permite determinar la mínima sección requerida para soportar presión externa. El cálculo de la sección requerida se resume a continuación:

Calculando el valor de B en función a la longitud soportada máxima:

$$B = 0.75 * \left(\frac{14.7 \text{ PSI} * (96 \text{ in})}{0.375 \text{ in} + \frac{2.5 \text{ in}^2}{154 \text{ in}}} \right)$$

$$B = 2705 \quad (72)$$

Calculando el valor de A:

$$A = \frac{2 * 2705.287}{29.4 * 10^6}$$

$$A = 0.000184 \quad (73)$$

Se calcula la inercia requerida para soportar la presión externa en la longitud soportada:

$$I_s = \frac{[96^2 * 43.25 * \left(0.375 + \frac{2.5}{43.25}\right) * 0.000166]}{14}$$

$$I_s = 7.29 \text{ in}^4 \quad (74)$$

La selección de las dimensiones del perfil de refuerzo se fundamenta nuevamente en la minimización del costo de adquisición del material. Dado que en la sección anterior (espesor de la envolvente) se decidió utilizar una plancha de espesor nominal de 1/2", resulta viable emplear este mismo espesor en el perfil de refuerzo en lugar de adquirir una nueva plancha con una sección menor. La variable libre a decidir corresponde a la cota vertical de la Figura 29. Se concluye que, al ser la inercia disponible mayor a la requerida, el diseño es seguro a presión externa.

1.4.4. CASQUETES A PRESIÓN INTERNA

Al igual que el envolvente, se debe determinar el espesor requerido. No necesariamente deben tener el mismo espesor, dependerá de factores técnico-económicos definir si es necesario igualar los espesores de cuerpo y casquetes.

$$t = \frac{(150 \text{ PSI})(96 \text{ in})}{2 * (20000 \text{ PSI})(1) - 0,2(150 \text{ PSI})}$$

$$t = 0.36 \text{ in} \quad (75)$$

El espesor en estado corroído:

$$t_{Req} = 0.36 + 0.125$$

$$t_{Req} = 0.485 \text{ in} \quad (76)$$

Normalizando el espesor obtenido:

$$t_{n-min} = \frac{1}{2} \text{ in} - 0.125 \text{ in}$$

$$t_{n-min} = 0.375 \text{ in} \quad (77)$$

Calculando el MAWP (Condiciones corroídas & Temperatura de diseño)

$$MAWP = \frac{2 * (20000 \text{ PSI})(1)(0.375 \text{ in})}{96 \text{ in} + 0.2(0.375 \text{ in})}$$

$$MAWP = 156.12 \text{ PSI} \quad (78)$$

1.4.5. CASQUETES A PRESIÓN EXTERNA

Utilizando el resultado (77), correspondiente al espesor requerido de un casquete semielíptico, se verifica su resistencia ante un escenario de carga de vacío total.:

$$R_o = 0.9 * D_o = 0.9 * 96 = 86.4 \text{ in} \quad (79)$$

$$A = \frac{0.125}{\frac{R_o}{t}} = \frac{0.125}{\frac{86.4}{0.375}} = 0.000542 \quad (80)$$

El valor de A no se entrecruza con las curvas de temperatura entonces:

$$P_a = \frac{0.0625 * 29.4 * 10^6}{\left(\frac{86.4}{0.375}\right)^2}$$

$$P_a = 34.614 \text{ PSI} \quad (81)$$

En base al resultado (81), se evidencia que el espesor asumido para presión interna es suficiente para soportar presión externa. Se validan los cálculos realizados.

1.4.6. ESPESOR DE APERTURAS

Las aperturas definidas en las secciones anteriores se pueden clasificar en función a su diámetro y ubicación. Aquellas que mantengan similitud podrán ser diseñadas bajo el mismo calculo y generalizadas dependiendo de su aplicación.

Aperturas en envoltente NPS 1 1/2"

Se localizan las aperturas N19A, N19B, N19C y N19D destinadas a ser utilizadas para tomar muestras del proceso de separación. El diámetro exterior para una tubería NPS 1.1/2" corresponde a 1,9".

a) Cálculo de t_a

$$t_a = \frac{150PSI * (\frac{1.9}{2})in}{(17100) + 0.4(150)} + 0.125 in$$

$$t_a = 0.133 \quad (82)$$

b) Cálculo de t_{b1}

$$t_{b1} = \frac{(150 PSI)(47.5 in)}{(20000 PSI)(1) - 0.6(150 PSI)}$$

$$t_{b1} = 0.3578 in + 0.125 in = 0.4828 in \quad (83)$$

c) Cálculo de t_{b2}

$$t_{b2} = \frac{(14.7 PSI)(47.5 in)}{(20000 PSI)(1) - 0.6(14.7 PSI)} + 0.125 in$$

$$t_{b2} = 0.160 in \quad (84)$$

d) Cálculo de t_{b3}

**Table UG-45
Nozzle Minimum Thickness Requirements**

Nominal Size	Minimum Wall Thickness [See UG-16(d)]	
	in.	mm
NPS 1/8 (DN 6)	0.060	1.51
NPS 1/4 (DN 8)	0.077	1.96
NPS 3/8 (DN 10)	0.080	2.02
NPS 1/2 (DN 15)	0.095	2.42
NPS 3/4 (DN 20)	0.099	2.51
NPS 1 (DN 25)	0.116	2.96
NPS 1 1/4 (DN 32)	0.123	3.12
NPS 1 1/2 (DN 40)	0.127	3.22
NPS 2 (DN 50)	0.135	3.42
NPS 2 1/2 (DN 65)	0.178	4.52
NPS 3 (DN 80)	0.189	4.80
NPS 3 1/2 (DN 90)	0.198	5.02
NPS 4 (DN 100)	0.207	5.27
NPS 5 (DN 125)	0.226	5.73
NPS 6 (DN 150)	0.245	6.22
NPS 8 (DN 200)	0.282	7.16
NPS 10 (DN 250)	0.319	8.11
≥ NPS 12 (DN 300)	0.328	8.34

Figura 30. Cálculo de t_b NPS 1 1/2" [16]

e) Cálculo de t_b

$$t_b = \min(0.252; \max(0.4828; 0.16))$$

$$t_b = 0.252 \text{ in} \tag{85}$$

f) Cálculo de t

$$t_{UG-45} = 0.252 \text{ in} \tag{86}$$

g) Normalización de espesor

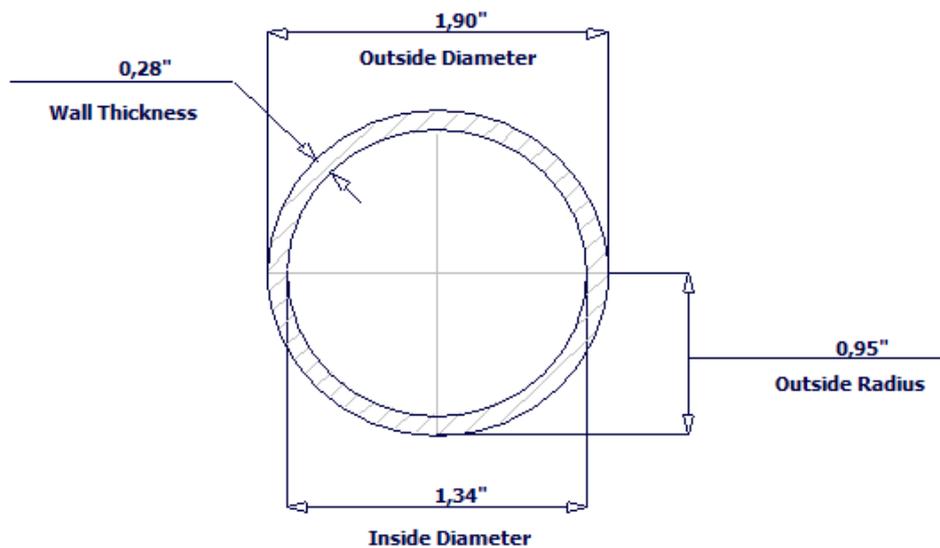


Figura 31. Dimensiones NPS 1 1/2" Sch. 160

h) Definición de proyección exterior final

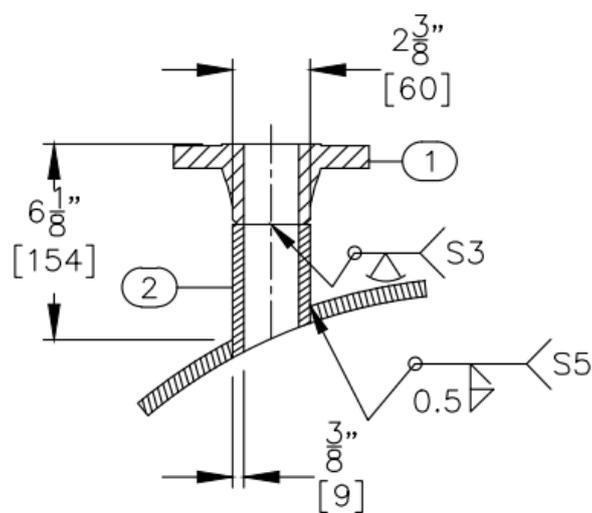


Figura 32. Geometría de aperturas NPS 1 1/2" [16]

i) Selección de brida

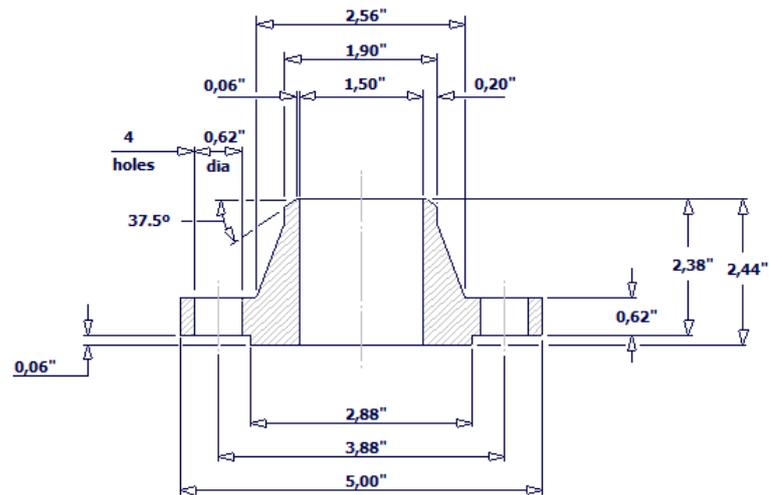


Figura 33. Brida de aperturnas NPS 1 1/2"

Aperturas en envolvente NPS 2"

Se localizan las aperturas N6, N7A, N7B, N8, N9, N10A, N10B, N11A, N11B, N14A, N14B, N24 y N26. El diámetro exterior para una tubería NPS 2" corresponde a 2.38".

a) Cálculo de t_a

$$t_a = \frac{150 \text{ PSI} * \left(\frac{2.38}{2}\right) \text{ in}}{(17100) + 0.4(150)} + 0.125 \text{ in}$$

$$t_a = 0.135 \quad (87)$$

b) Cálculo de t_{b1}

$$t_{b1} = \frac{(150 \text{ PSI})(47.5 \text{ in})}{(20000 \text{ PSI})(1) - 0.6(150 \text{ PSI})}$$

$$t_{b1} = 0.3578 \text{ in} + 0.125 \text{ in} = 0.4828 \text{ in} \quad (88)$$

c) Cálculo de t_{b2}

$$t_{b2} = \frac{(14.7 \text{ PSI})(47.5 \text{ in})}{(20000 \text{ PSI})(1) - 0.6(14.7 \text{ PSI})} + 0.125 \text{ in}$$

$$t_{b2} = 0.160 \text{ in} \quad (89)$$

d) Cálculo de t_{b3}

**Table UG-45
Nozzle Minimum Thickness Requirements**

Nominal Size	Minimum Wall Thickness [See UG-16(d)]	
	in.	mm
NPS 1/8 (DN 6)	0.060	1.51
NPS 1/4 (DN 8)	0.077	1.96
NPS 3/8 (DN 10)	0.080	2.02
NPS 1/2 (DN 15)	0.095	2.42
NPS 3/4 (DN 20)	0.099	2.51
NPS 1 (DN 25)	0.116	2.96
NPS 1 1/4 (DN 32)	0.123	3.12
NPS 1 1/2 (DN 40)	0.127	3.22
NPS 2 (DN 50)	0.135	3.42
NPS 2 1/2 (DN 65)	0.178	4.52
NPS 3 (DN 80)	0.189	4.80
NPS 3 1/2 (DN 90)	0.198	5.02
NPS 4 (DN 100)	0.207	5.27
NPS 5 (DN 125)	0.226	5.73
NPS 6 (DN 150)	0.245	6.22
NPS 8 (DN 200)	0.282	7.16
NPS 10 (DN 250)	0.319	8.11
≥ NPS 12 (DN 300)	0.328	8.34

Figura 34. Cálculo de t_{b3} NPS 2". [16]

$$t_{b3} = 0.135 + 0.125 = 0.26 \text{ in} \quad (90)$$

e) Cálculo de t_b

$$t_b = \min(0.26; \max(0.4828; 0.16))$$

$$t_b = 0.26 \text{ in} \quad (91)$$

f) Cálculo de t

$$t_{UG-45} = 0.26 \text{ in} \quad (92)$$

g) Normalización de espesor

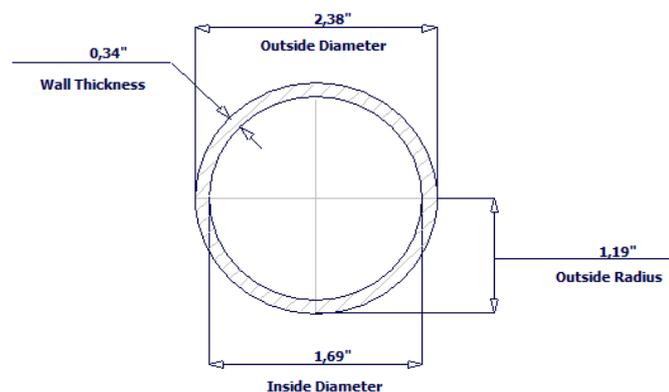


Figura 35. Dimensiones NPS 2" Sch. 160

h) Definición de proyección exterior final

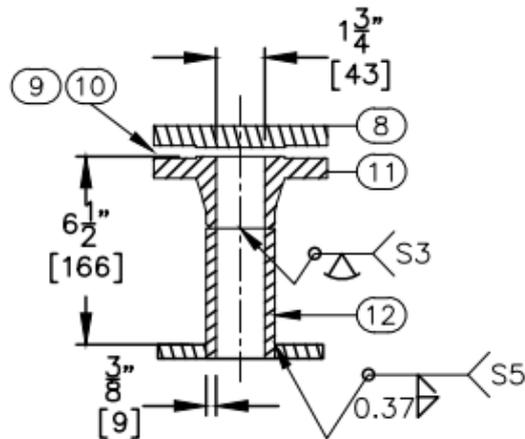


Figura 36. Geometría de aperturas NPS 2"

i) Selección de brida

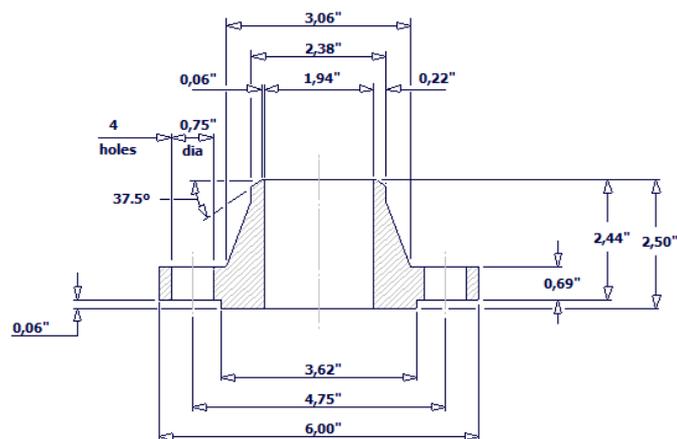


Figura 37. Brida de aperturas NPS 2"

Aperturas en envoltorio NPS 3"

Se localizan las aperturas N16A, N16B, N16C, N16D, N18, N22A, N22B, N22C. El diámetro exterior para una tubería NPS 3" corresponde a 3,5".

a) Cálculo de t_a

$$t_a = \frac{150 \text{ PSI} * \left(\frac{3.5}{2}\right) \text{ in}}{(17100) + 0.4(150)} + 0.125 \text{ in}$$

$$t_a = 0.140 \text{ in} \quad (93)$$

b) Cálculo de t_{b1}

$$t_{b1} = \frac{(150 \text{ PSI})(47.5 \text{ in})}{(20000 \text{ PSI})(1) - 0.6(150 \text{ PSI})}$$

$$t_{b1} = 0.3578 \text{ in} + 0.125 \text{ in} = 0.4828 \text{ in} \quad (94)$$

c) Cálculo de t_{b2}

$$t_{b2} = \frac{(14.7 \text{ PSI})(47.5 \text{ in})}{(20000 \text{ PSI})(1) - 0.6(14.7 \text{ PSI})} + 0.125 \text{ in}$$

$$t_{b2} = 0.3578 \text{ in} + 0.125 \text{ in} = 0.160 \text{ in} \quad (95)$$

d) Cálculo de t_{b3}

Table UG-45
Nozzle Minimum Thickness Requirements

Nominal Size	Minimum Wall Thickness [See UG-16(d)]	
	in.	mm
NPS 1/8 (DN 6)	0.060	1.51
NPS 1/4 (DN 8)	0.077	1.96
NPS 3/8 (DN 10)	0.080	2.02
NPS 1/2 (DN 15)	0.095	2.42
NPS 3/4 (DN 20)	0.099	2.51
NPS 1 (DN 25)	0.116	2.96
NPS 1 1/4 (DN 32)	0.123	3.12
NPS 1 1/2 (DN 40)	0.127	3.22
NPS 2 (DN 50)	0.135	3.42
NPS 2 1/2 (DN 65)	0.178	4.52
NPS 3 (DN 80)	0.189	4.80
NPS 3 1/2 (DN 90)	0.198	5.02
NPS 4 (DN 100)	0.207	5.27
NPS 5 (DN 125)	0.226	5.73
NPS 6 (DN 150)	0.245	6.22
NPS 8 (DN 200)	0.282	7.16
NPS 10 (DN 250)	0.319	8.11
≥ NPS 12 (DN 300)	0.328	8.34

Figura 38. Cálculo de t_{b3} NPS 3". [16]

$$t_{b3} = 0.189 + 0.125 = 0.314 \text{ in} \quad (96)$$

e) Cálculo de t_b

$$t_b = \min(0.314; \max(0.4828; 0.16))$$

$$t_b = 0.314 \text{ in} \quad (97)$$

f) Cálculo de t

$$t_{UG-45} = 0.314 \text{ in}$$

(98)

g) Normalización de espesor

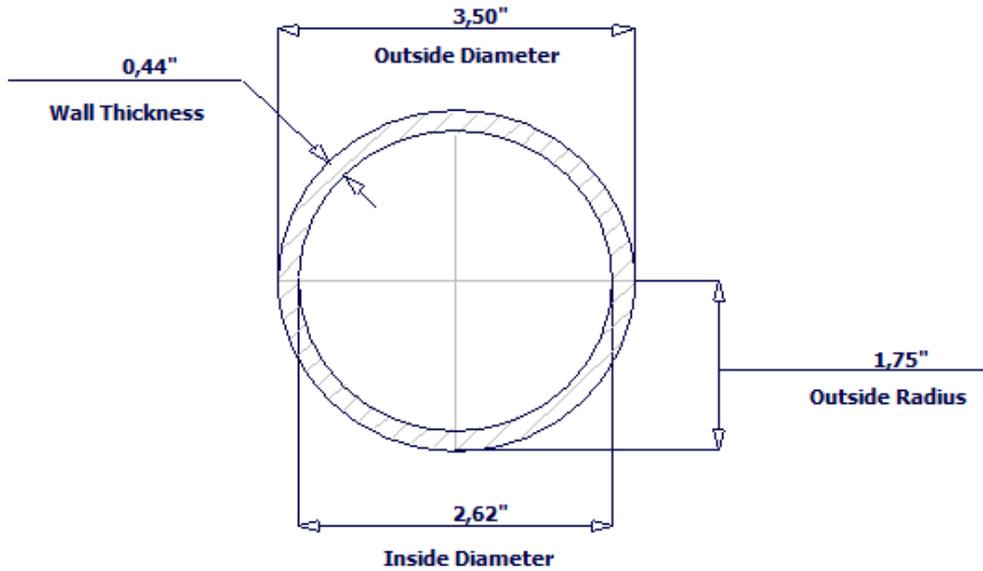


Figura 39. Dimensiones NPS 3" Sch. 160

h) Definición de proyección exterior final

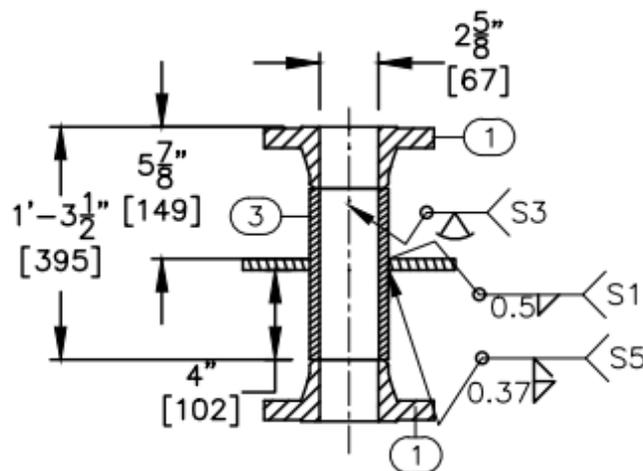


Figura 40. Geometría de aperturas NPS 3"

i) Selección de brida

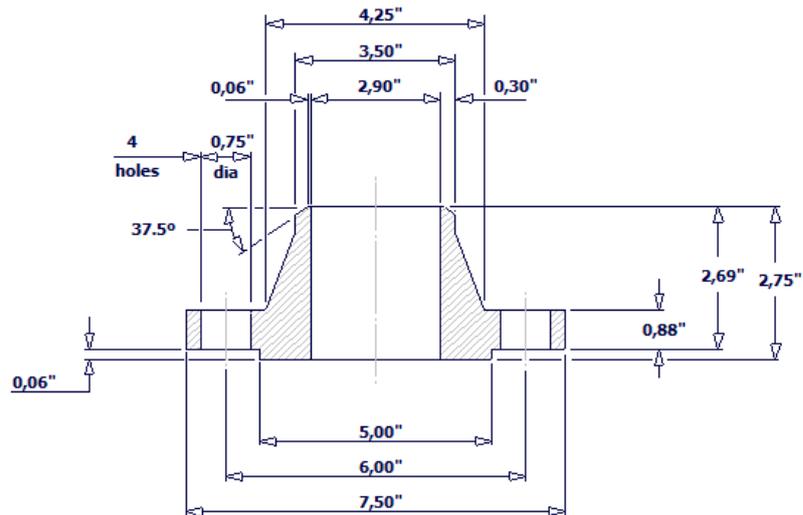


Figura 41. Brida de aperturnas NPS 3"

Aperturas en envoltante NPS 4"

Se localizan las aperturas N3, N5A, N5B, N12, N13, N15, N20A, N20B, N20C, N23, N25 y N27. El diámetro exterior para una tubería NPS 4" corresponde a 4,5".

a) Cálculo de t_a

$$t_a = \frac{150 \text{ PSI} * \left(\frac{4.5}{2}\right) \text{ in}}{(17100) + 0.4(150)} + 0.125 \text{ in}$$

$$t_a = 0.144 \quad (99)$$

b) Cálculo de t_{b1}

$$t_{b1} = \frac{(150 \text{ PSI})(47.5 \text{ in})}{(20000 \text{ PSI})(1) - 0.6(150 \text{ PSI})}$$

$$t_{b1} = 0.3578 \text{ in} + 0.125 \text{ in} = 0.4828 \text{ in} \quad (100)$$

c) Cálculo de t_{b2}

$$t_{b2} = \frac{(14.7 \text{ PSI})(47.5 \text{ in})}{(20000 \text{ PSI})(1) - 0.6(14.7 \text{ PSI})} + 0.125 \text{ in} =$$

$$t_{b2} = 0.160 \text{ in} \quad (101)$$

d) Cálculo de t_{b3}

Table UG-45
Nozzle Minimum Thickness Requirements

Nominal Size	Minimum Wall Thickness [See UG-16(d)]	
	in.	mm
NPS $\frac{1}{8}$ (DN 6)	0.060	1.51
NPS $\frac{1}{4}$ (DN 8)	0.077	1.96
NPS $\frac{3}{8}$ (DN 10)	0.080	2.02
NPS $\frac{1}{2}$ (DN 15)	0.095	2.42
NPS $\frac{3}{4}$ (DN 20)	0.099	2.51
NPS 1 (DN 25)	0.116	2.96
NPS $1\frac{1}{4}$ (DN 32)	0.123	3.12
NPS $1\frac{1}{2}$ (DN 40)	0.127	3.22
NPS 2 (DN 50)	0.135	3.42
NPS $2\frac{1}{2}$ (DN 65)	0.178	4.52
NPS 3 (DN 80)	0.189	4.80
NPS $3\frac{1}{2}$ (DN 90)	0.198	5.02
NPS 4 (DN 100)	0.207	5.27
NPS 5 (DN 125)	0.226	5.73
NPS 6 (DN 150)	0.245	6.22
NPS 8 (DN 200)	0.282	7.16
NPS 10 (DN 250)	0.319	8.11
\geq NPS 12 (DN 300)	0.328	8.34

Figura 42. Cálculo de t_{b3} NPS 4". [16]

$$t_{b3} = 0.207 + 0.125 = 0.332 \text{ in} \quad (102)$$

e) Cálculo de t_b

$$t_b = \min(0.332; \max(0.4828; 0.16))$$

$$t_b = 0.332 \text{ in} \quad (103)$$

f) Cálculo de t

$$t_{UG-45} = 0.332 \text{ in} \quad (104)$$

g) Normalización de espesor

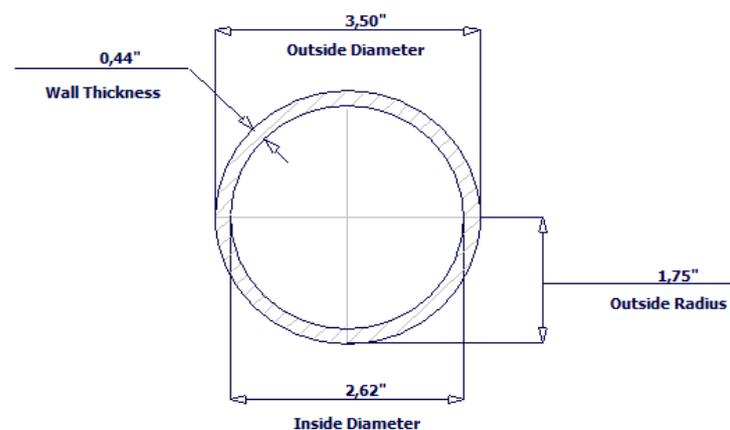


Figura 43. Dimensiones NPS 4" Sch. 120

h) Definición de proyección exterior final

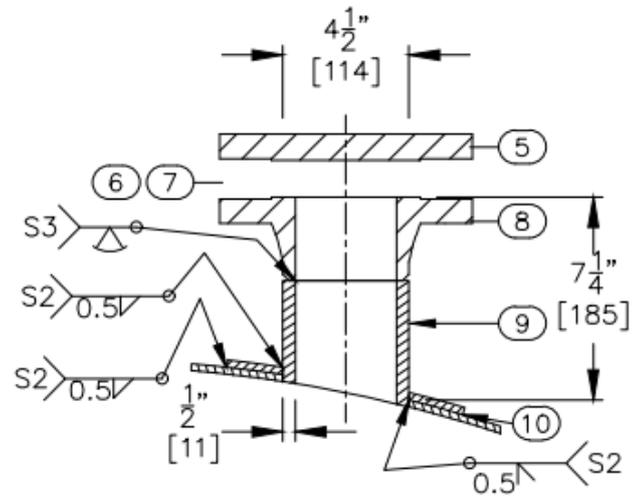


Figura 44. Geometría de aperturas NPS 4"

i) Selección de brida

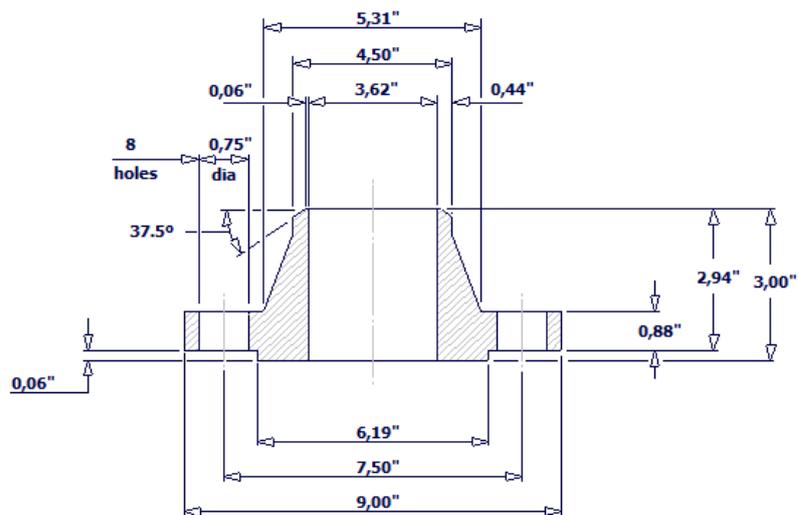


Figura 45. Brida de aperturas NPS 4"

Aperturas en envoltante NPS 6"

Se localizan las aperturas N2 y N4. El diámetro exterior para una tubería NPS 6" corresponde a 6.62".

a) Cálculo de ta

$$t_a = \frac{150 \text{ PSI} * (\frac{4.5}{2}) \text{ in}}{(17100) + 0.4(150)} + 0.125 \text{ in}$$

$$t_a = 0.153 \tag{105}$$

b) Cálculo de t_{b1}

$$t_{b1} = \frac{(150 \text{ PSI})(47.5 \text{ in})}{(20000 \text{ PSI})(1) - 0.6(150 \text{ PSI})}$$

$$t_{b1} = 0.3578 \text{ in} + 0.125 \text{ in} = 0.4828 \text{ in} \tag{106}$$

c) Cálculo de t_{b2}

$$t_{b2} = \frac{(14.7 \text{ PSI})(47.5 \text{ in})}{(20000 \text{ PSI})(1) - 0.6(14.7 \text{ PSI})} + 0.125 \text{ in}$$

$$t_{b2} = 0.160 \text{ in} \tag{107}$$

d) Cálculo de t_{b3}

Table UG-45
Nozzle Minimum Thickness Requirements

Nominal Size	Minimum Wall Thickness [See UG-16(d)]	
	in.	mm
NPS 1/8 (DN 6)	0.060	1.51
NPS 1/4 (DN 8)	0.077	1.96
NPS 3/8 (DN 10)	0.080	2.02
NPS 1/2 (DN 15)	0.095	2.42
NPS 3/4 (DN 20)	0.099	2.51
NPS 1 (DN 25)	0.116	2.96
NPS 1 1/4 (DN 32)	0.123	3.12
NPS 1 1/2 (DN 40)	0.127	3.22
NPS 2 (DN 50)	0.135	3.42
NPS 2 1/2 (DN 65)	0.178	4.52
NPS 3 (DN 80)	0.189	4.80
NPS 3 1/2 (DN 90)	0.198	5.02
NPS 4 (DN 100)	0.207	5.27
NPS 5 (DN 125)	0.226	5.73
NPS 6 (DN 150)	0.245	6.22
NPS 8 (DN 200)	0.282	7.16
NPS 10 (DN 250)	0.319	8.11
≥ NPS 12 (DN 300)	0.328	8.34

Figura 46. Cálculo de t_{b3} NPS 6". [16]

$$t_{b3} = 0.245 + 0.125 = 0.37 \text{ in} \tag{108}$$

e) Cálculo de t_b

$$t_b = \min (0.37; \max(0.4828; 0.16))$$

$$t_b = 0.37 \text{ in} \tag{109}$$

f) Cálculo de t

$$t_{UG-45} = 0.37 \text{ in} \quad (110)$$

g) Normalización de espesor

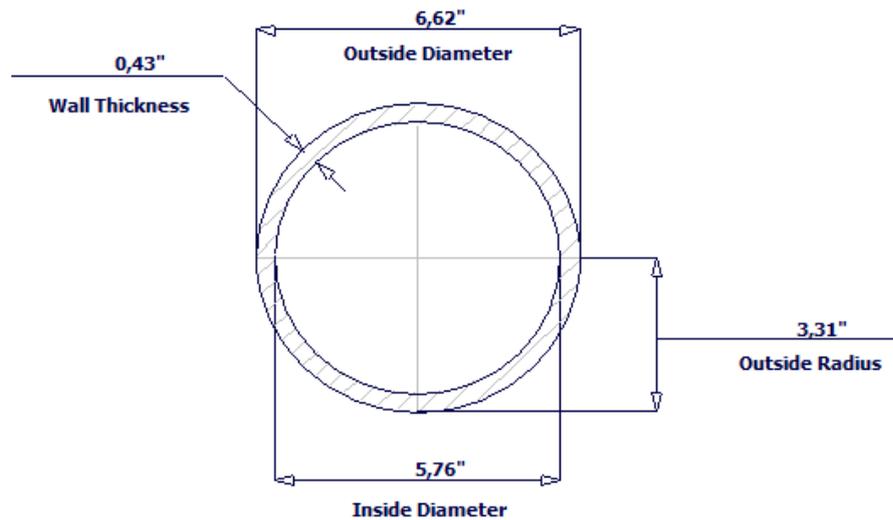


Figura 47. Dimensiones NPS 6" Sch. 80

h) Definición de proyección exterior final

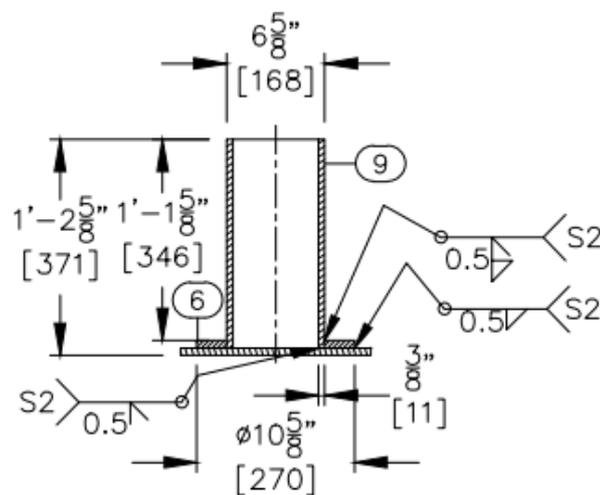


Figura 48. Geometría de aperturas NPS 6"

i) Selección de brida

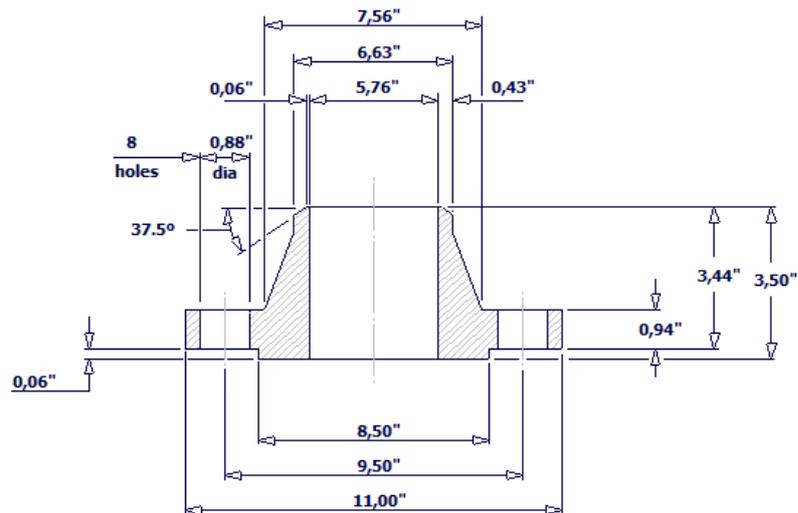


Figura 49. Brida de aperturnas NPS 6"

Aperturas en casquete NPS 8"

Se localiza la apertura N1. El diámetro exterior para una tubería NPS 8" corresponde a 8.62".

a) Cálculo de t_a

$$t_a = \frac{150 \text{ PSI} * \left(\frac{8.62}{2}\right) \text{ in}}{(17100) + 0.4(150)} + 0.125 \text{ in}$$

$$t_a = 0.163 \quad (111)$$

b) Cálculo de t_{b1}

$$t_{b1} = \frac{(150 \text{ PSI})(47.5 \text{ in})}{(20000 \text{ PSI})(1) - 0.6(150 \text{ PSI})}$$

$$t_{b1} = 0.3578 \text{ in} + 0.125 \text{ in} = 0.4828 \text{ in} \quad (112)$$

c) Cálculo de t_{b2}

$$t_{b2} = \frac{(14.7 \text{ PSI})(47.5 \text{ in})}{(20000 \text{ PSI})(1) - 0.6(14.7 \text{ PSI})} + 0.125 \text{ in}$$

$$t_{b2} = 0.160 \text{ in} \quad (113)$$

d) Cálculo de t_{b3}

Nominal Size	Minimum Wall Thickness [See UG-16(d)]	
	in.	mm
NPS 1/8 (DN 6)	0.060	1.51
NPS 1/4 (DN 8)	0.077	1.96
NPS 3/8 (DN 10)	0.080	2.02
NPS 1/2 (DN 15)	0.095	2.42
NPS 3/4 (DN 20)	0.099	2.51
NPS 1 (DN 25)	0.116	2.96
NPS 1 1/4 (DN 32)	0.123	3.12
NPS 1 1/2 (DN 40)	0.127	3.22
NPS 2 (DN 50)	0.135	3.42
NPS 2 1/2 (DN 65)	0.178	4.52
NPS 3 (DN 80)	0.189	4.80
NPS 3 1/2 (DN 90)	0.198	5.02
NPS 4 (DN 100)	0.207	5.27
NPS 5 (DN 125)	0.226	5.73
NPS 6 (DN 150)	0.245	6.22
NPS 8 (DN 200)	0.282	7.16
NPS 10 (DN 250)	0.319	8.11
≥ NPS 12 (DN 300)	0.328	8.34

GENERAL NOTE: For nozzles having a specified outside diameter not equal to the outside diameter of an equivalent standard NPS (DN) size, the NPS (DN) size chosen from the table shall be one having an equivalent outside diameter larger than the nozzle outside diameter.

Figura 50. Cálculo de t_{b3} NPS 8". [16]

$$t_{b3} = 0.282 + 0.125 = 0.407 \text{ in} \tag{114}$$

e) Cálculo de t_b

$$t_b = \min(0.407; \max(0.4828; 0.16))$$

$$t_b = 0.407 \text{ in} \tag{115}$$

f) Cálculo de t

$$t_{UG-45} = 0.407 \text{ in} \tag{116}$$

g) Normalización de espesor

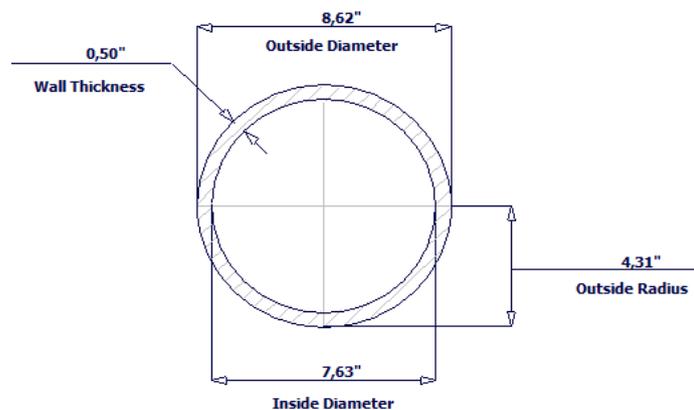


Figura 51. Dimensiones NPS 8" Sch. 80

h) Selección de brida

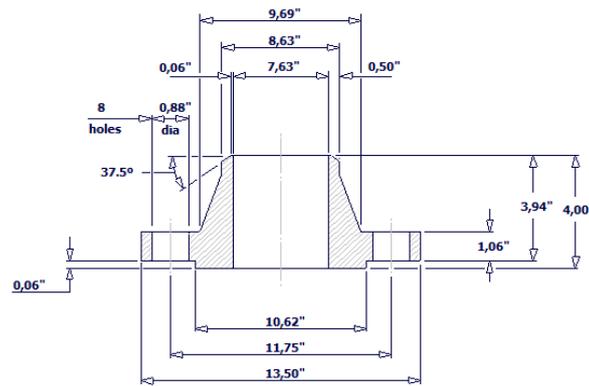


Figura 52. Brida de aperturas NPS 8"

Aperturas en envoltante NPS 24" Manhole

Se localizan 2 Manhole en la envoltante. Estas son N21A y N21B. El diámetro externo corresponde a 24". Este tipo de aperturas se rigen únicamente al valor de t_a , entonces:

a) Cálculo de t_a

$$t_a = \frac{150PSI * (\frac{24}{2})in}{(17100) + 0.4(150)} + 0.125 in$$

$$t_a = 0.229 \quad (117)$$

b) Normalización de espesor

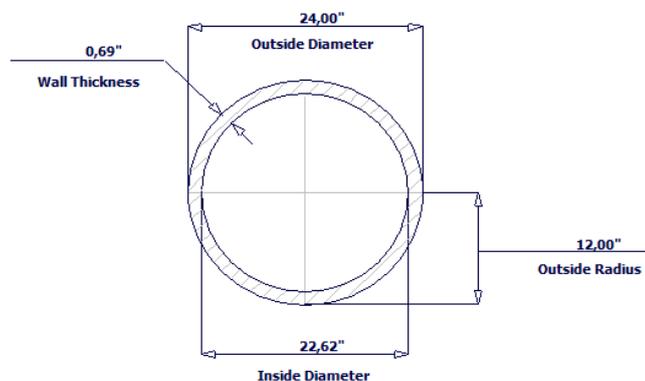


Figura 53. Dimensiones NPS 24" Sch. 40

c) Definición de proyección exterior final

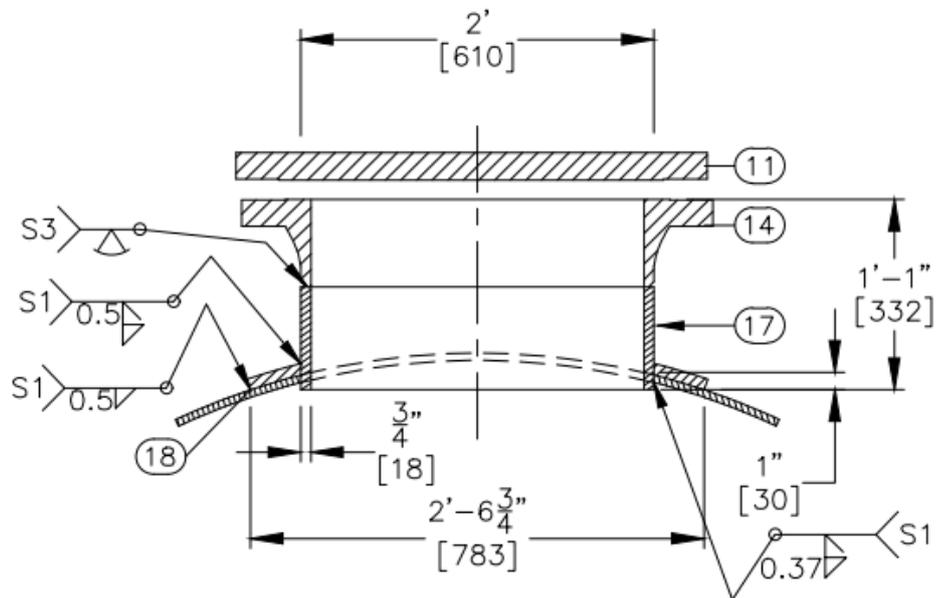


Figura 54. Geometría de aperturas NPS 24"

d) Selección de brida

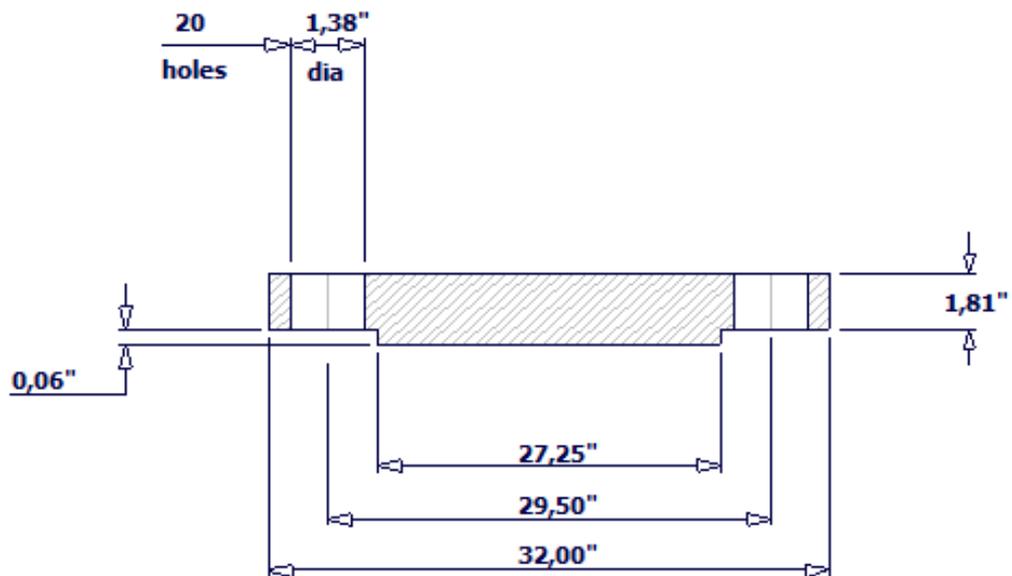


Figura 55. Brida de aperturas NPS 24"

1.4.7. REFUERZO DE APERTURAS

Se dispone de una plancha de espesor 1/2". Se dimensionarán los refuerzos según la disponibilidad y en función de las agrupaciones realizadas a continuación:

Refuerzo para bocas NPS 4"

Se distingue el refuerzo entre bocas con diferente proyección, dado que existen diferentes elevaciones, producto de la curvatura de la envolvente, se requieren dos tipos diferentes de PAD. Las bocas se agrupan de la siguiente manera:

a) Refuerzo bocas N3, N12, N13, N15, N23, N25, N27

Se necesita calcular el aporte de rigidez del remanente del espesor del recipiente, remanente del espesor de la boca, y de la proyección interior y exterior. Para esto se adjuntan los datos en la siguiente tabla:

Tabla 17. Parámetros refuerzo bocas NPS 4" en envolvente

Denominación	Valor
d (interior)	3.62 in
t	0.5 in
tn	0.44
tr	0.482 in
trn	0.332
h	0

✓ Cálculo de área requerida:

$$A = (3.62) * (0.482) = 1.745 \text{ in}^2 \quad (118)$$

✓ Límites de refuerzo:

$$X = \max(3.62; 1.81 + 0.44 + 0.5) = 3.62 \text{ in} \quad (119)$$

$$Y = \min(2.5 * 0.5; 2.5 * 0.44) = 1.1 \text{ in} \quad (120)$$

✓ Cálculo de área remanente en pared de recipiente:

$$A_1 = \max((0.018) * 3.62; (0.5 - 0.482)(0.44 + 0.5) * 2)$$

$$A_1 = 0.06516 \text{ in}^2 \quad (120)$$

- ✓ Cálculo de área remanente en pared de boca:

$$A_2 = \min((0.44 - 0.332) * 5 * 0.5; (0.44 - 0.332) * 5 * 0.44)$$

$$A_2 = 0.27 \text{ in}^2 \quad (121)$$

- ✓ Cálculo de aporte por proyección interior:

$$A_3 = 0 \text{ in}^2 \quad (122)$$

- ✓ Cálculo de aporte por soldadura exterior:

$$A_4 = (0.5^2)$$

$$A_4 = 0.25 \text{ in}^2 \quad (123)$$

- ✓ Cálculo de aporte por soldadura interior:

$$A_5 = (0.5^2)$$

$$A_5 = 0.25 \text{ in}^2 \quad (124)$$

- ✓ Cálculo de aporte total:

$$A_d = A_1 + A_2 + A_3 + A_4 + A_5$$

$$A_d = 0.835 \text{ in}^2 \quad (125)$$

- ✓ Cálculo de diámetro de refuerzo:

$$A_{\text{refuerzo}} = 1.745 - 0.835 = 0.909 \text{ in}^2 \quad (126)$$

$$D = \left(\frac{0.909}{0.5}\right) + 4.5 \text{ in} = 6.318 \text{ in} \quad (127)$$

- ✓ Verificación de límite:

$$D < 2 * X$$

$$6.318 \text{ in} < 7.24 \text{ in} \quad (128)$$

- ✓ Aproximando los valores obtenidos de las aperturas, se obtendrá la geometría de:

Tabla 18. Geometria de refuerzos de bocas NPS 4" en envolte

Denominación	Valor
D_e	6.375 in
D_i	4.5 in
t	0.5 in

- b) Refuerzo bocas N20A, N20B, N20C

Tabla 19. Parámetros refuerzo bocas NPS 4" en casquete

Denominación	Valor
d (interior)	3.62 in
t	0.5 in
tn	0.44
tr	0.482 in
trn	0.332
h	0

- ✓ Cálculo de área requerida:

$$A = (3.62) * (0.482) = 1.745 \text{ in}^2 \quad (129)$$

Límites de refuerzo:

$$X = \max(3.62; 1.81 + 0.44 + 0.5) = 3.62 \text{ in} \quad (130)$$

$$Y = \min(2.5 * 0.5; 2.5 * 0.44) = 1.1 \text{ in} \quad (131)$$

- ✓ Cálculo de área remanente en pared de recipiente:

$$A_1 = \max((0.018) * 3.62; (0.5 - 0.482)(0.44 + 0.5) * 2)$$

$$A_1 = 0.06516 \text{ in}^2 \quad (132)$$

- ✓ Cálculo de área remanente en pared de boca:

$$A_2 = \min ((0.44 - 0.332) * 5 * 0.5; (0.44 - 0.332) * 5 * 0.44)$$

$$A_2 = 0.27 \text{ in}^2 \quad (133)$$

✓ Cálculo de aporte por proyección interior:

$$A_3 = 0 \text{ in}^2 \quad (134)$$

✓ Cálculo de aporte por soldadura exterior:

$$A_4 = (0.5^2)$$

$$A_4 = 0.25 \text{ in}^2 \quad (135)$$

✓ Cálculo de aporte por soldadura interior:

$$A_5 = (0.5^2)$$

$$A_5 = 0.25 \text{ in}^2 \quad (136)$$

✓ Cálculo de aporte total:

$$A_d = A_1 + A_2 + A_3 + A_4 + A_5$$

$$A_d = 0.835 \text{ in}^2 \quad (137)$$

✓ Cálculo de diámetro de refuerzo:

$$A_{refuerzo} = 1.745 - 0.835 = 0.909 \text{ in}^2 \quad (138)$$

$$D = \left(\frac{0.909}{0.5} \right) + 4.5 \text{ in} = 6.318 \text{ in} \quad (139)$$

✓ Verificación de límite:

$$D < 2 * X$$

$$6.318 \text{ in} < 7.24 \text{ in} \quad (140)$$

Debido a que las aperturas se encuentran desfasadas del centro, y su orientación no sigue la dirección radial. Los valores mínimos se deberán ajustar para mantener el área y desfasar la apertura.

Refuerzo para bocas NPS 6"

Al estar ubicadas en la misma orientación, se puede dimensionar el mismo refuerzo para ambas. Se dimensiona entonces para las bocas N2 y N4:

Tabla 20. Parámetros refuerzo bocas NPS 6"

Denominación	Valor
d (interior)	5,76 in
t	0,5 in
tn	0,43
tr	0,482 in
trn	0,37
h	0

- ✓ Cálculo de área requerida:

$$A = (5.76) * (0.482) = 2.776 \text{ in}^2 \quad (141)$$

- ✓ Límites de refuerzo:

$$X = \max(5.76; 2.88 + 0.43 + 0.5) = 5.76 \text{ in} \quad (142)$$

$$Y = \min(2.5 * 0.5; 2.5 * 0.43) = 1.07 \text{ in} \quad (143)$$

- ✓ Cálculo de área remanente en pared de recipiente:

$$A_1 = \max((0.018) * 5.76; (0.5 - 0.482)(0.43 + 0.5) * 2)$$

$$A_1 = 0.104 \text{ in}^2 \quad (144)$$

- ✓ Cálculo de área remanente en pared de boca:

$$A_2 = \min((0.43 - 0.37) * 5 * 0.5; (0.43 - 0.37) * 5 * 0.43)$$

$$A_2 = 0.129 \text{ in}^2 \quad (145)$$

- ✓ Cálculo de aporte por proyección interior:

$$A_3 = 0 \text{ in}^2 \quad (146)$$

- ✓ Cálculo de aporte por soldadura exterior:

$$A_4 = (0.5^2)$$

$$A_4 = 0.25 \text{ in}^2 \quad (147)$$

- ✓ Cálculo de aporte por soldadura interior:

$$A_5 = (0.5^2)$$

$$A_5 = 0.25 \text{ in}^2 \quad (148)$$

- ✓ Cálculo de aporte total:

$$A_d = A_1 + A_2 + A_3 + A_4 + A_5$$

$$A_d = 0.733 \text{ in}^2 \quad (149)$$

- ✓ Cálculo de diámetro de refuerzo:

$$A_{\text{refuerzo}} = 2.776 - 0.733 = 2.043 \text{ in}^2 \quad (150)$$

$$D = \left(\frac{2.043}{0.5} \right) + 6.62 \text{ in} = 10.706 \text{ in} \quad (151)$$

- ✓ Verificación de límite:

$$D < 2 * X$$

$$10.706 \text{ in} < 11.52 \text{ in} \quad (152)$$

- ✓ Aproximando los valores obtenidos de las aperturas, se obtendrá la geometría de:

Tabla 21. Geometria de refuerzos de bocas NPS 6"

Denominación	Valor
D_e	10.75 in
D_i	6.62 in
t	0.5 in

Refuerzo para bocas NPS 8"

Se dimensiona el refuerzo para boca N1:

Tabla 22. Parámetros refuerzo bocas NPS 8"

Denominación	Valor
d (interior)	7.63 in
t	0.5 in
tn	0.5 in
tr	0.482 in
trn	0.407
h	0

- ✓ Cálculo de área requerida:

$$A = (7.63) * (0.482) = 3.678 \text{ in}^2 \quad (153)$$

- ✓ Límites de refuerzo:

$$X = \max(7.63; 3.815 + 0.5 + 0.5) = 7.63 \text{ in} \quad (154)$$

$$Y = \min(2.5 * 0.5; 2.5 * 0.5) = 1.25 \text{ in} \quad (155)$$

- ✓ Cálculo de área remanente en pared de recipiente:

$$A_1 = \max((0.5 - 0.482) * 7.63; (0.5 - 0.482)(0.5 + 0.5) * 2)$$

$$A_1 = 0.137 \text{ in}^2 \quad (156)$$

- ✓ Cálculo de área remanente en pared de boca:

$$A_2 = \min((0.5 - 0.407) * 5 * 0.5; (0.5 - 0.407) * 5 * 0.5)$$

$$A_2 = 0.232 \text{ in}^2 \quad (157)$$

- ✓ Cálculo de aporte por proyección interior:

$$A_3 = 0.5(2 * 1)$$

$$A_3 = 1 \text{ in}^2 \quad (158)$$

- ✓ Cálculo de aporte por soldadura exterior:

$$A_4 = (0.5^2)$$

$$A_4 = 0.25 \text{ in}^2 \quad (159)$$

- ✓ Cálculo de aporte por soldadura interior:

$$A_5 = (0.5^2)$$

$$A_5 = 0.25 \text{ in}^2 \quad (160)$$

- ✓ Cálculo de aporte total:

$$A_d = A_1 + A_2 + A_3 + A_4 + A_5$$

$$A_d = 1.869 \text{ in}^2 \quad (161)$$

- ✓ Cálculo de diámetro de refuerzo:

$$A_{\text{refuerzo}} = 3.678 - 1.869 = 1.809 \text{ in}^2 \quad (162)$$

$$D = \left(\frac{1.809}{0.5} \right) + 8.62 \text{ in} = 12.238 \text{ in} \quad (163)$$

- ✓ Verificación de límite:

$$D < 2 * X$$

$$12.238 \text{ in} < 15.26 \text{ in} \quad (164)$$

- ✓ Aproximando los valores obtenidos de las aperturas, se obtendrá la geometría de:

Tabla 23. Geometria de refuerzos de bocas NPS 8"

Denominación	Valor
D_e	12.238 in
D_i	8.62 in
t	0.5 in

Refuerzo para bocas NPS 24"

Se dimensiona los refuerzos para boca N21A, N21B, N21C:

Tabla 24. Parámetros refuerzo bocas NPS 24"

Denominación	Valor
d (interior)	22.62 in
t	0.5 in
tn	0.69
tr	0.482 in
trn	0.229
h	0

- ✓ Cálculo de área requerida:

$$A = (22.62) * (0.482) = 10.903 \text{ in}^2 \quad (165)$$

- ✓ Límites de refuerzo:

$$X = \max(22.62; 11.31 + 0.69 + 0.5) = 22.62 \text{ in} \quad (166)$$

$$Y = \min(2.5 * 0.5; 2.5 * 0.69) = 1.25 \text{ in} \quad (167)$$

- ✓ Cálculo de área remanente en pared de recipiente:

$$A_1 = \max((0.018) * 22.62; (0.5 - 0.482)(0.69 + 0.5) * 2)$$

$$A_1 = 0.407 \text{ in}^2 \quad (168)$$

- ✓ Cálculo de área remanente en pared de boca:

$$A_2 = \min((0.69 - 0.229) * 5 * 0.5; (0.69 - 0.229) * 5 * 0.69)$$

$$A_2 = 1.153 \text{ in}^2 \quad (169)$$

- ✓ Cálculo de aporte por proyección interior:

$$A_3 = 0.5(2 * 1.25)$$

$$A_3 = 1.25 \text{ in}^2 \quad (170)$$

- ✓ Cálculo de aporte por soldadura exterior:

$$A_4 = (0.5^2)$$

$$A_4 = 0.25 \text{ in}^2 \quad (171)$$

- ✓ Cálculo de aporte por soldadura interior:

$$A_5 = (0.5^2)$$

$$A_5 = 0.25 \text{ in}^2 \quad (172)$$

- ✓ Cálculo de aporte total:

$$A_d = A_1 + A_2 + A_3 + A_4 + A_5$$

$$A_d = 3.31 \text{ in}^2 \quad (173)$$

- ✓ Cálculo de diámetro de refuerzo:

$$A_{\text{refuerzo}} = 10.903 - 3.31 = 7.593 \text{ in}^2 \quad (174)$$

$$D = \left(\frac{7.593}{0.75} \right) + 24 \text{ in} = 34.124 \text{ in} \quad (175)$$

- ✓ Verificación de límite:

$$D < 2 * X$$

$$34.124 \text{ in} < 45.24 \text{ in} \quad (176)$$

- ✓ Aproximando los valores obtenidos de las aperturas, se obtendrá la geometría de:

Tabla 25. Geometria de refuerzos de bocas NPS 24"

Denominación	Valor
D_e	34.124 in
D_i	34.124 in
t	0.75 in

1.5. MDMT

El recipiente no debería operar a una temperatura inferior a la permitida por el cálculo del MDMT (Minimum Design Metal Temperature). El material SA-516-70 correspondiente al cuerpo y casquetes pertenece al grupo B, cuyo espesor gobernante es 0.5 in. Entonces se obtiene una temperatura mínima de -20°F. Dada la ubicación del equipo, así como la naturaleza de su operación, no se esperaría que en algún escenario operativo se trabaje bajo este valor. Por ende, no es requerido que se realicen pruebas de impacto.

1.6. DISEÑO DE ELEMENTOS COMPLEMENTARIOS

1.6.1. SILLAS

Para el dimensionamiento de las sillas se debe considerar un proceso iterativo. Se propone una geometría inicial y se procede con los cálculos de esfuerzo longitudinal, circunferencia y de corte tangencial. Para la consideración del peso, se debe evaluar la condición crítica, es decir, cuando el peso del recipiente sea el máximo. Se considerará una carga muerta de 100.2 Kips (peso del recipiente lleno de agua).

Tabla 26. Variables consideradas para

Variable	Valor	Descripción
A	40,5"	Distancia desde la línea de tangencia hasta el eje de la silla
b	15"	Ancho de la silla
H	25,625"	Altura del casquete
L	243"	Longitud tangente
P	150 PSI	Presión interna de diseño
Q	50100 lb	Peso en una silla
R	48"	Radio externo de la envolvente

t_s	0,375"	Espesor del cuerpo en estado corroído
θ	120°	Ángulo de contacto

Para un ángulo de contacto de 120°, el valor de la constante K1 y K8 equivale a:

$$K_1 = 3.14 \quad (177)$$

$$K_8 = 0.603 \quad (178)$$

Remplazando los valores en la ecuación (37):

Cálculo de esfuerzo en el plano de la silla en el punto superior (Tracción)

$$S_1 = \frac{(50100 \text{ lb})(40.5 \text{ in}) \left(1 - \frac{1 - \frac{40.5 \text{ in}}{243 \text{ in}} + \frac{(48 \text{ in})^2 - (25.625 \text{ in})^2}{2(40.5 \text{ in})(243 \text{ in})}}{1 + \frac{4(25.625 \text{ in})}{3(243 \text{ in})}} \right)}{(3.14)(48 \text{ in})^2(0.375 \text{ in})} \quad (179)$$

Calculando el esfuerzo causado por la presión interna:

$$\sigma = \frac{PR}{2 * t_s} = \frac{(150 \text{ PSI})(48 \text{ in})}{2 * (0.375 \text{ in})} = 9600 \text{ PSI} \quad (180)$$

Calculando el esfuerzo equivalente:

$$\sigma = 9600 + 146.601 = 9746.601 \text{ PSI} \quad (181)$$

Este esfuerzo debe ser menor al permisible en la costura circunferencial. En estas juntas se tiene una eficiencia de 0,85 entonces:

$$\begin{aligned} 9746.601 \text{ PSI} &< 20000 (0,85) \text{ PSI} \\ 9746.601 \text{ PSI} &< 17000 \text{ PSI} \end{aligned} \quad (182)$$

Cálculo de esfuerzo en el plano de la silla en el punto inferior (Compresión)

$$S_1 = \frac{(50100 \text{ lb})(40.5 \text{ in}) \left(1 - \frac{40.5 \text{ in}}{243 \text{ in}} + \frac{(48 \text{ in})^2 - (25.625 \text{ in})^2}{2(40.5 \text{ in})(243 \text{ in})} \right)}{(0.603)(48 \text{ in})^2(0.375 \text{ in}) \left(1 + \frac{4(25.625 \text{ in})}{3(243 \text{ in})} \right)} = -763.398 \text{ PSI} \quad (183)$$

Calculando el esfuerzo equivalente:

$$\sigma = 9600 - 763.398 = 8836.602 \text{ PSI} \quad (184)$$

Este esfuerzo debe ser menor a la mitad del límite de fluencia del material:

$$\begin{aligned} 8836.602 \text{ PSI} &< 38000 (0.50) \text{ PSI} \\ 8836.602 \text{ PSI} &< 19000 \text{ PSI} \end{aligned} \quad (185)$$

Cálculo de esfuerzo en el plano de la silla en el punto medio (Tracción)

$$S_1 = \frac{\frac{(50100 \text{ lb})(243)}{4} \left(\frac{1 + 2 \frac{(48 \text{ in})^2 - (25.625)^2}{(243)^2}}{1 + \frac{4(25.625)}{3(243)}} - \frac{4(40.5 \text{ in})}{(243)} \right)}{\pi(48)^2(0.375)} = 290.39 \text{ PSI} \quad (186)$$

Calculando el esfuerzo equivalente:

$$\sigma = 9600 + 290.39 = 9890.39 \text{ PSI} \quad (187)$$

Evaluando el estado límite

$$9890.39 \text{ PSI} < 17000 \text{ PSI} \quad (188)$$

Cálculo de esfuerzo tangencial en el cuerpo

Para un ángulo de contacto de 120°, el valor de la constante K4 equivale a:

$$K_4 = 0.880 \quad (189)$$

Calculando el esfuerzo tangencial:

$$S_2 = \frac{0.880(50100)}{(48) * (0.375)}$$

$$S_2 = 2449.33 \text{ PSI} \quad (190)$$

Cálculo de esfuerzo tangencial en el casquete

Para un ángulo de contacto de 120°, el valor de la constante K5 equivale a:

$$K_5 = 0.401 \quad (191)$$

El esfuerzo tangencial en el casquete es:

$$S_3 = \frac{0.401 (50100)}{(48) * (0.375)}$$

$$S_3 = 1116.12 \text{ PSI} \quad (192)$$

Calculando el esfuerzo equivalente:

$$\tau = 2449.33 + 1116.12 = 3565.45 \text{ PSI} \quad (193)$$

Evaluando el estado límite

$$3565.45 \text{ PSI} < 16000 \text{ PSI} \quad (194)$$

Cálculo de esfuerzo circunferencial en el asiento del recipiente

Para un ángulo de contacto de 120°, el valor de la constante K7 equivale a:

$$K_7 = 0.76 \quad (191)$$

Calculando el esfuerzo circunferencial:

$$S_5 = \frac{0.76 (50100)}{(0.375 \text{ in})(15 \text{ in} + 1.56\sqrt{(48 \text{ in})(0.375 \text{ in}))}}$$

$$S_5 = \quad (192)$$

Evaluando el estado límite

1.6.2. OREJAS DE IZAJE

Las orejas de izaje son elementos necesarios para el transporte del recipiente una vez finalizada su construcción. La norma prohíbe la unión mediante soldadura de elementos que no sean del mismo material del cuerpo del recipiente, además, al dimensionar las orejas para aumentar el área de cobertura se suelen soldar refuerzos en la zona de anclaje. De este modo, se evita la concentración de esfuerzos en áreas específicas del recipiente.

Después de dimensionar todos los elementos constituyentes del recipiente se puede calcular el peso del recipiente completamente vacío:

$$W_{vacío} = 29600 \text{ lb} \quad (194)$$

Siguiendo la recomendación de la guía "Pressure Vessel Handbook" se puede seleccionar una geometría en función del peso del recipiente a izar, siempre y cuando se cumpla las siguientes aseveraciones:

- ✓ La fuerza de levantamiento se aplica en el plano de las orejas.
- ✓ La fuerza de levantamiento forma un ángulo de 45° con respecto a la horizontal.
- ✓ La resistencia última en tracción (Sut) del material es como mínimo 70 KSI.

Se puede dimensionar el refuerzo siguiendo las recomendaciones propuestas por la literatura. En este sentido, se muestran los valores propuestos en función al resultado (194):

Tabla 27. Geometría de izaje en función al peso del equipo

Denominación	Valor	Descripción
D	1 1/8 in	Diámetro del pasador
T	3/4 in	Espesor
R	2 in	Distancia del pasador al borde
H	6 in	Altura

L

10 in

Longitud

Se propone entonces la geometría mostrada en la Figura 56. Se deberá verificar la resistencia mecánica utilizando el método del elemento finito.

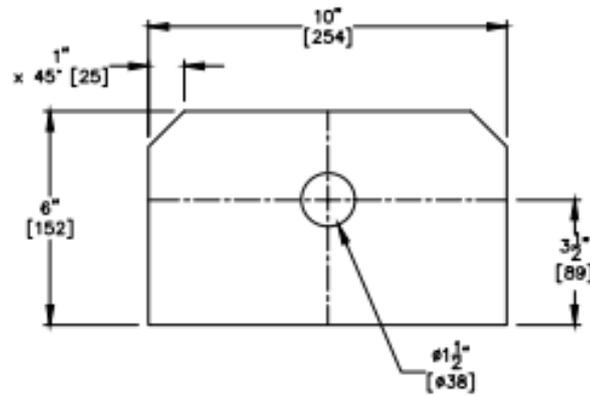


Figura 56. Oreja de izaje propuesta

5. RESULTADOS Y DISCUSIÓN

5.1. SOFTWARE DE ASISTENCIA

El software de asistencia tiene la finalidad de corroborar los cálculos realizados en la sección anterior comparándolos con la norma ASME VIII DIV. 1. Dicho así, y bajo la geometría calculada, se modela tridimensionalmente el equipo obteniendo lo mostrado en la Figura 57. Se aprecia la distribución de los casquetes, envolvente, aperturas, refuerzos, entre otras variables consideradas en el diseño por regla.

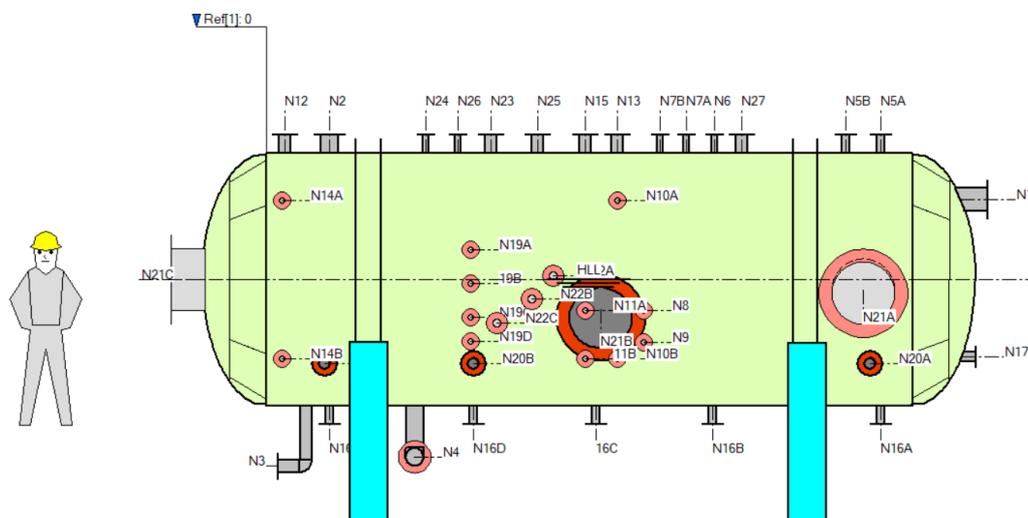


Figura 57. Modelo bidimensional del equipo

El software también genera una vista en tres dimensiones en función a los parámetros seteados. La Figura 58 esquematiza una proyección 3D del equipo. Se configuró los soportes inferiores (sillas) conjuntamente con el resto de componentes en busca de corroborar el equipo en su totalidad.

Los resultados obtenidos se muestran en el reporte general. Ver Anexo 4. Adicionalmente se analizan aquellas secciones importantes por comprobar en el diseño. Luego de generar el cálculo, no se generan advertencias ni errores, esto es un indicativo de que los espesores utilizados cumplen los requisitos de la norma ASME VIII DIV. 1.

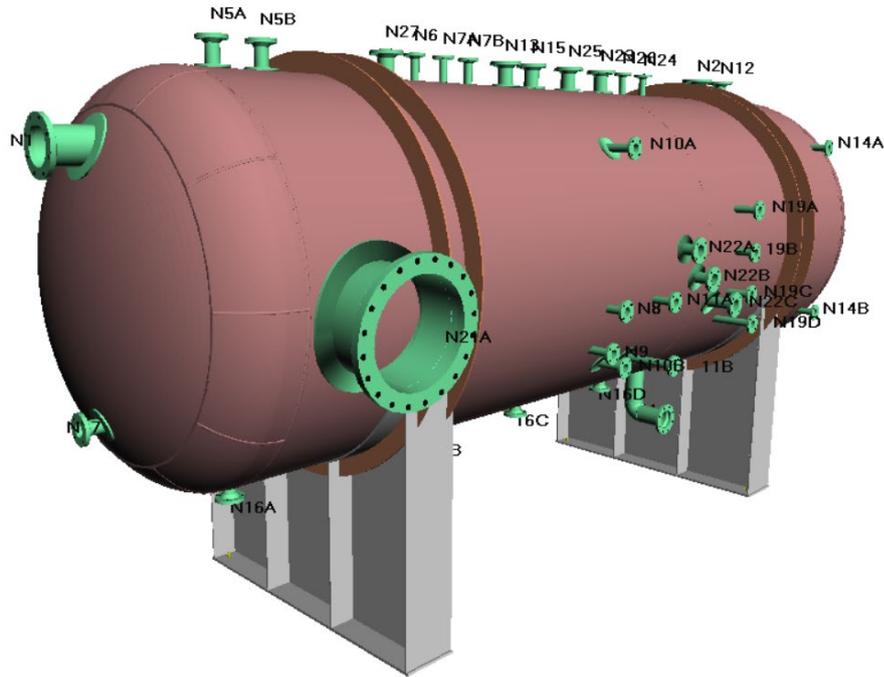


Figura 58. Modelo tridimensional del equipo

ASME VIII Div.1 2019

t = espesor mínimo requerido	t_n = espesor nominal	E = Eficiencia de soldadura
P = presión interna	S = Tensión admisible	T = Temperatura
R = Radio interno	Ca = corrosión + tolerancia	σ = tensión circular
R_o = radio exterior	$Tol\%$ = tolerancia para tuberías	P_a = presión máxima admisible
$t_{n,min} = (t+Ca)/Tol\%$ debe ser $\leq t_n$	$t_u = (t_n \times Tol\%) - Ca$ debe ser $\geq t$	P_h = Presión hidrostática

UG-27 (c)	$t = \max \left\{ \frac{P(R+Ca)}{P(R+Ca)/(SE+0.6P)} \right\}$	$\sigma = \max \left\{ \frac{P((R+Ca)+0.6t_u)}{P((R+Ca)-0.4t_u)} \right\} / (Et_u)$	$P_a = \min \left\{ \frac{SEt_u}{2SEt_u} / ((R+Ca)+0.6t_u) \right\}$
Anexo 1-1 (a)(1)	$t = PR_o / (SE+0.4P)$	$\sigma = P(R_o - 0.4t_u) / (Et_u)$	$P_a = SEt_u / (R_o - 0.4t_u)$

Carcasa (02,03,04) : SHELL (Barrel)

SA516GR70	Placa					Schedule : /	NPS : /					
$t_n = 0.5118$ in	$R = 47.488$ in	$Tol\% = /$	Cor. = 0.125 in		Tol. = 0 in	PWHT : No Radiography : Parcial UG-16(b) = 0.0591 in						
	$R_o = 48.000$ in											
	P (psi)	P_h (psi)	T (°F)	S (psi)	E	t_u (in)	σ (psi)	P_a (psi)	t (in)	$t_{n,min}$ (in)		
Operación	N	151.7	1.7	250	20,000	1	0.3868	18,768.	1	161.7	0.3631	0.4881
Prueba horizontal	X	210.8	3.4	68	34,200	1	0.3868	26,078.	5	276.5	0.2952	0.4202
MAWP (250 °F, Corroído) = 161.7 psi					MAWP (68 °F, nuevo) = 214.2 psi							

Tabla UG-79-1 : Ratio de elongación de fibra extrema = $50 t_n / R_f (1 - R_f / R_o) = 0.54 \%$ ($R_f = 47.744$ in ; $R_o = +\infty$)

Figura 59. Espesor de cuerpo a presión interna por Software

La Figura 59 se obtiene del reporte específico del diseño a presión interna del cuerpo cilíndrico. Se muestra las ecuaciones a utilizar para el cálculo del espesor, esfuerzos y máxima presión admisible según el apartado UG-27 y el Anexo 1-1. Se calcula un espesor mínimo correspondiente a 0.4881 in. Por ende, se corrobora el cálculo realizado en la sección anterior. Se puede resaltar el cálculo el espesor en

condiciones de operación y prueba hidrostática. La máxima presión admisible estado corroído corresponde a 161.7 PSI @250°F.

De manera similar ocurre con los casquetes elípticos considerados para el equipo. Se configura la distribución de la soldadura, así como su eficiencia. La Figura 60 muestra el cálculo realizado por el software. En La Figura 58 se puede observar la distribución de los sectores conformados en frío de este elemento.

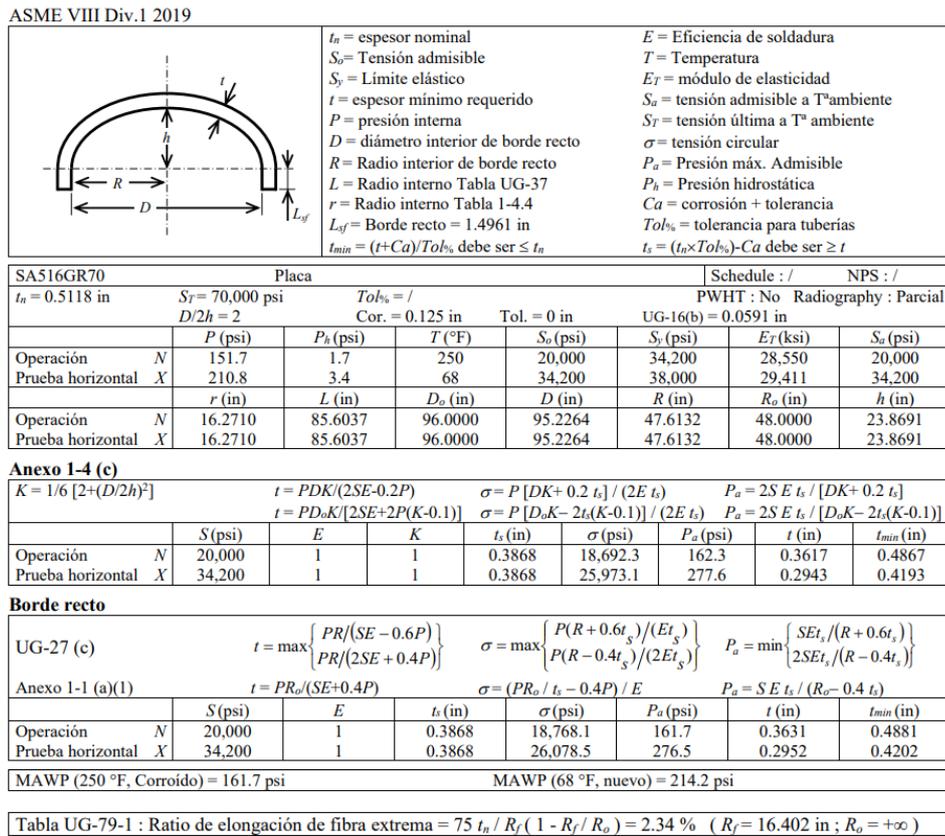


Figura 60. Espesor de casquete a presión interna por Software

Se verifica el espesor de cada tramo bajo condiciones de presión externa. Se calcula el máximo valor que soporta el equipo, y se muestra una tabla resumen de todos los componentes analizados. El software toma el mínimo valor calculado y lo compara con la presión de diseño (14,7 PSI). Se obtiene que el tramo crítico soporta una presión de 15.999 PSI en una longitud soportada de 154.665 in. La inercia del rigidizador es adecuada alcanzando un valor de 14.31 in⁴. Se aprecia que el espesor utilizado para el cálculo es suficiente para soportar un escenario de pandeo. Se muestra los resultados en la Figura 61.

Tramo nº	Componente(s)		Diámetro (in)	Espesor (in)
	Largo : 0 in ok (1)	1		
Tramo nº 002 Largo : 42.186 in ok (1)	Componente(s)		Diámetro (in)	Espesor (in)
	1	[05]	96	0.500
Tramo nº 003 Largo : 9.488 in ok (1)	Componente(s)		Diámetro (in)	Espesor (in)
	2	[01]	96	0.500
Tramo nº 004 Largo : 154.665 in ok (1)	Componente(s)		Diámetro (in)	Espesor (in)
	2	[01]	96	0.500
	3	[01]	96	0.500
Tramo nº 005 Largo : 9.488 in ok (1)	Componente(s)		Diámetro (in)	Espesor (in)
	4	[01]	96	0.500
Tramo nº 006 Largo : 42.993 in ok (1)	Componente(s)		Diámetro (in)	Espesor (in)
	4	[01]	96	0.500
Tramo nº 007 Largo : 0 in ok (1)	Componente(s)		Diámetro (in)	Espesor (in)
	5	[05]	96	0.500

(1) : # = elemento sin verificar (revisar diseño)
0 = elemento sin verificar, sin presión exterior (P=0)
ok = tramo verificado

Figura 61. Tabla resumen de chequeo a presión externa del cuerpo y casquetes

Otro de los chequeos realizados se enfoca en el cálculo de esfuerzos en el recipiente y en los soportes (sillas) en diferentes condiciones de carga. A continuación, se muestra los resultados para una de las sillas. La figura 62 muestra el método de cálculo utilizado, así como las variables y sus valores asignados. Observar diagramas de esfuerzos en el Anexo 3.

Método de c : BE 5500 + Zick Información	
Material de cuna : SA36	Distancia A = 39.016 in
Presión : $p_m = 209.1$ psi	Largo L = 242.992 in
Reacción horizontal longitudinal : $RaH = 0$ lbf	Peso de cuna : $W_s = 1.682.13$ lbf
Reacción horizontal transversal : $RaH = 0$ lbf	Carga vertical : $RaV = 41,347.12$ lbf
Máximo cortante : $T = 24,764$ lbf	Reacción en soporte : $Q = 41,347.12$ lbf

Carcasa	Tensión admisible	f	34,200 psi	Refuerzo	Tensión admisible	fr	34,200 psi
	Compresión admisible	fc	12,318 psi		Espesor	t1	0.5 in
	módulo de elasticidad	E	29,410.6 ksi		Ancho	br	21.457 in
	Espesor	ts	0.387 in		Ángulo	θrA	132 °
Fondo	Radio medio	r	47.807 in	Cuna	$\theta r = \theta rA - 2 \cdot \arctan(RaH / RaV)$		132 °
	Tensión admisible	fe	34,200 psi		$br \geq b2 = b1 + 10ts =$		18.868 in
	Espesor	te	0.387 in		$\theta rA \geq \theta A + 12^\circ =$		132 °
Rigididad	Profundidad	b	24.256 in	Límite elástico	Leb	36,000 psi	
	Tensión admisible	ff	/	Ancho	b1	15 in	
					Ángulo	θA	120 °
					$\theta = \theta A - 2 \cdot \arctan(RaH / RaV)$		120 °

Tensiones longitudinales en carcasa a la altura de la cuna	
$f3 = \frac{P_m \cdot r}{2ts} - \frac{M_4}{K1\pi r^2 ts} = 13,986.53$ psi ($K1 = 0.107$)	$f4 = \frac{P_m \cdot r}{2ts} + \frac{M_4}{K2\pi r^2 ts} = 12,332.65$ psi ($K2 = 0.192$)
$\sigma_{ca} = 14,090.23$ psi $\leq f$ (34,200.04 psi)	$\sigma_{ca} = 13,724.81$ psi $\leq f$ (34,200.04 psi)
Si $f3 < 0$ (Compresión) : $ f3 \leq fc$ (12,318.07 psi)	Si $f4 < 0$ (Compresión) : $ f4 \leq fc$ (12,318.07 psi)
$M_4 = -315,070$ lbf·in $\sigma_b = p \cdot r / ts$ ($p = 210.835$ psi)	

Figura 62. Cálculo de esfuerzos durante prueba hidrostática (Inercias corroídas y pesos corroídos)

tensión cortante		
$K_3 = 1.1707$	$q = K_3 \cdot T / (r \cdot t_s) = 1,567.76 \text{ psi} \leq 14,277.96 \text{ psi} [\text{Min}(0.8 f, 0.06 E \text{ ts/r})]$	
Flexión transversal		
$b_2 = b_1 + 10 \cdot t_s = 18.868 \text{ in}$	$t = t_s + t_1 = 0.887 \text{ in} (b_r > b_2 ; \theta_r > \theta > \theta + 12^\circ)$	
$K_5 = 0.076$	$f_5 = -K_5 \cdot Q / (b_2 \cdot t) = -187.87 \text{ psi} \quad f_5 \leq f$	
$K_6 = 0.0383$	$f_6 = -Q / (4t \cdot b_2) - 12K_6 \cdot Q \cdot r / (L \cdot t^2) = -5,368.52 \text{ psi} \quad f_6 \leq 1.25 f$	
Flexión transversal En borde de refuerzo		
$b_2 = b_1 + 10 \cdot t_s = 18.868 \text{ in}$		
$K_5 = 0.072$	$f_5 = -K_5 \cdot Q / (b_2 \cdot t_s) = -407.68 \text{ psi} \quad f_5 \leq f$	
$K_6 = 0.0315$	$f_6 = -Q / (4t_s \cdot b_2) - 12K_6 \cdot Q \cdot r / (L \cdot t_s^2) = -21,941.93 \text{ psi} \quad f_6 \leq 1.25 f$	
Comprobación de cunas		
Tensiones debidas a la reacción horizontal en la cuna (BS/PD5500 G.3.3.2.7)		
$K_9 = 0.2035$	$H = K_9 \cdot Q = 8,415 \text{ lbf}$	
$A_b = 7.97 \text{ in}^2$	$S_b = H / (2/3 A_b) = 1,584.2 \text{ psi} \leq (90\% \text{ Leb})$ (32,399.97 psi)	
Tensiones de flexión y compresión		
$H_b = 92.008 \text{ in}$	$L_{EFF} = 44.008 \text{ in}$	
$M_{zz} = R_{aH} \cdot H_b$	$M_{xx} = R_{aHL} \cdot L_{EFF}$	
$ M_{zz} = 0 \text{ lbf in}$	$ M_{xx} = 0 \text{ lbf in}$	
$I_{zz} = 53,407.23 \text{ in}^4$	$I_{xx} = 563.3539 \text{ in}^4$	
$S_{zz} = I_{zz} / v = 1,271.839 \text{ in}^3$	$S_{xx} = I_{xx} / v = 75.11385 \text{ in}^3$	
$Sb_z = M_{zz} / S_{zz}$	$Sb_x = M_{xx} / S_{xx}$	
$Sb_z = 0 \text{ psi} \leq (90\% \text{ Leb})$ (32,399.97 psi)	$Sb_x = 0 \text{ psi} \leq (90\% \text{ Leb})$ (32,399.97 psi)	
$A = 70.99 \text{ in}^2$	$f_b = 32,399.99 \text{ psi}$	$Sb_c = R_{av} / A$
		$Sb_c = 582.42 \text{ psi} \leq (0.8 f_b)$ (25,919.99 psi)
$\max(Sb_z ; Sb_x) / (90\% \text{ Leb}) + Sb_c / (0.8 f_b) \leq 1$		
Placa base. Verificación de espesor a compresión (Dennis Moss, 4ª Edición)		
Ancho	$E = 15 \text{ in}$	$Q_+ = \text{MAX}(0 ; Q + W_s) = 43,029.25 \text{ lbf}$
Largo	$B = 85.98 \text{ in}$	$L_{min} = \sqrt{\frac{3 \cdot Q_+ \cdot E}{4 \cdot B \cdot f_b}} = 0.417 \text{ in} \leq L = 0.75 \text{ in}$
Tensión admisible (90% Leb)	$fb = 32,400 \text{ psi}$	

Figura 63. Comprobación de resistencia de sillas

Los chequeos mostrados en la Figura 63 indican que el diseño cumple con los criterios definidos. Por ende, se acepta la geometría de las sillas y se asegura que no interferirá en la confiabilidad operativa del equipo. Por otro lado, las aperturas no son un punto focal de análisis. Se deberá asegurar que, al reducir la sección transversal del equipo, no se expondrá el equipo a concentraciones de esfuerzo que puedan causar un evento catastrófico. Se toma una de las boquillas para analizar los resultados obtenidos.

Abertura N5A [en operación P.Int.]		PSV
ASME VIII Div.1 2019		
Nozzle con refuerzo (0.5118×2.362) sobre Carcasa (Nº 4)		Posada
Presión : $P = 159.54 \text{ psi}$	Temperatura : 250°F	
Carcasa	Material : SA516GR70	Tensión admisible : $S_p = 20,000 \text{ psi}$
Eficiencia de la junta : $E_1 = 1$	Corrosión + tolerancia : $Ca_n = 0.125 \text{ in}$	Tensión admisible : $S = 20,000 \text{ psi}$
Diám. Ext : $D_o = 96 \text{ in}$	Espesor como nuevo : 0.512 in	Tolerancia para tuberías sin costuras : /
Cuello de nozzle	Material : SA106GRB	Tensión admisible : $S_p = 17,100 \text{ psi}$
Eficiencia de soldadura : 1	Corrosión + tolerancia : $Ca_n = 0.125 \text{ in}$	Tolerancia para tuberías sin costuras : $7/8$ (12.5%)
Diám. Ext : $D_{on} = 3.5 \text{ in}$	Espesor como nuevo : 0.438 in	NPS 3"
Proyección exterior : 7 in	Proyección interior : 0 in	Schedule: 160
Inclinación : 0°	Excentricidad : 0 in	
Brida	Material : SA105	Tipo : WN
Rating : (ASME B16.5) 150	Altura : 2.75 in	NPS 3"
Refuerzo	Material : SA516GR70	Tensión admisible : $S_p = 20,000 \text{ psi}$
Altura : 0.5118 in	Refuerzo : 2.362 in	Diám. Ext : $D_{op} = 8.224 \text{ in}$
Soldadura	Exterior : $leg_{41} = 0.5 \text{ in}$	refuerzo exterior : $leg_{42} = 0.5 \text{ in}$
	Interior : $leg_{43} = /$	

Figura 64. Parámetros de cálculo de apertura N5A

La figura 64 muestra los valores utilizados para la verificación del diseño. De la apertura N5A. Cabe resaltar que estos valores fueron obtenidos en la sección anterior durante el análisis por regla del equipo. Se definió materiales, corrosión admisible, diámetro, cédula, brida, y soldadura. La apertura se destinará a la instalación de una válvula de presión de seguridad (PSV). Se obtiene los resultados mostrados en la Figura 65.

Espesor requerido de cuello de nozzle Appendix 1-1		
$t_m = P R_{on} / (S_n E + 0.4P) = 0.0163 \text{ in}$	$R_{on} = 1.75 \text{ in}$	$E = 1$
El espesor de cuello de nozzle es adecuado según Appendix 1-1.		
Espesor requerido de cuello de nozzle UG-45		
$t_a = t_m + C_{an} = 0.141 \text{ in}$; $t_{b1} = \max[t_{UG-27}, UG-16(b)] + C_{a1} = 0.507 \text{ in}$; $t_{b3} = \text{Tabla UG-45} + C_{a3} = 0.314 \text{ in}$		
$t_{UG-45} = \max [t_a, \min [t_{b3}, t_{b1}]] = 0.314 \text{ in}$		

Figura 65. Espesor requerido de apertura N5A

Se verifica que la cédula seleccionada para esta apertura cumple con los criterios definidos en la norma. Se comprueba la resistencia de la almohadilla de refuerzo planteada para el recipiente. La Figura 66 muestra el reporte del cálculo, se obtiene como resultado que la apertura se encuentra adecuadamente reforzada según UG-37.

Comprobación de refuerzos UG-37		<i>apertura N5A [en operación P.Int.]</i>	
Espesores requeridos UG-37(a)			
$t_r = 0.3817 \text{ in}$ [UG-27(c)]	$t = 0.3868 \text{ in}$	$R_{on} = 1.75 \text{ in}$	$E = 1$
$t_m = P R_{on} / (S_n E + 0.4P) = 0.0163 \text{ in}$		$R_{on} = 1.75 \text{ in}$	$E = 1$
Límites de refuerzo UG-40 :	Plano longitudinal : $\theta = 0^\circ$ $\delta = 90^\circ$	Plano circunferencial : $\theta = 90^\circ$ $\delta = /$	
UG-40 (b) : $\max [d, R_n + t_n + t] =$	2.874 in	2.874 in	
UG-40 (c) : $\min [2.5t, 2.5t_n + t_e] =$	0.967 in	0.967 in	
Superficie requerida UG-37 (c) :	Plano longitudinal : $\theta = 0^\circ$		Plano circunferencial : $\theta = 90^\circ$
$F =$ Factor de corrección FIG.UG-37	1		
$A = d t_r F + 2 t_n / \cos(\beta) t_r F (1-f_{r1})$	1.097 in ²		
Longitudes y alturas de cálculo de superficies :	Plano longitudinal : $\theta = 0^\circ$ $\delta = 90^\circ$	Plano circunferencial : $\theta = 90^\circ$ $\delta = /$	
$L_1 = \min [UG-40(b)\text{-Radio, longitud disponible}]$	1.437 in	1.437 in	
$L_2 = \min [UG-40(c), \text{Altura disponible}]$	0.967 in	0.967 in	
$L_3 = \min [h, 2.5t, 2.5t_n] =$	0 in	0 in	
$L_5 = \min [UG-40 (b)\text{-}R_{on}, t_p, \text{longitud disponible}]$	1.124 in	1.124 in	
Superficie disponible (in ²) :	Plano longitudinal : $\theta = 0^\circ$ $\delta = 90^\circ$	Plano circunferencial : $\theta = 90^\circ$ $\delta = /$	
$A_1 = L_1 (E_1 t_r F) - t_n / \cos(\beta) (E_1 t_r F) (1-f_{r1})$	0.007	0.007	
$A_2 = L_2 (t_n - t_m) f_{r2}$	0.245	0.245	
$A_3 = L_3 t_r f_{r2}$	0	0	
$A_{41} = leg_{41}^2 / 2 f_{r3}$	0.106	0.106	
$A_{42} = leg_{42}^2 / 2 f_{r4}$	0	0	
$A_{43} = leg_{43}^2 / 2 f_{r2}$	0	0	
$A_5 = L_5 \min [t_e, UG-40 (c)] f_{r4}$	0.575	0.575	
$A_1 + A_2 + A_3 + A_{41} + A_{42} + A_{43} + A_5 =$	0.934 $\geq A/2$	0.934 $\geq A/2$	
	1.868 $\geq A$		

La apertura está suficientemente reforzada según UG-37.

Figura 66. Comprobación de apertura de refuerzo N5A

El último punto analizado por el software, en cuanto a refuerzos en almohadillas, se relaciona con el cálculo de los filetes de soldadura. Se muestra en la Figura 67 los resultados obtenidos de esta evaluación, tanto el tamaño mínimo expuesto en la figura UW-16 (c) como la verificación de tensiones por UG-41 (b).

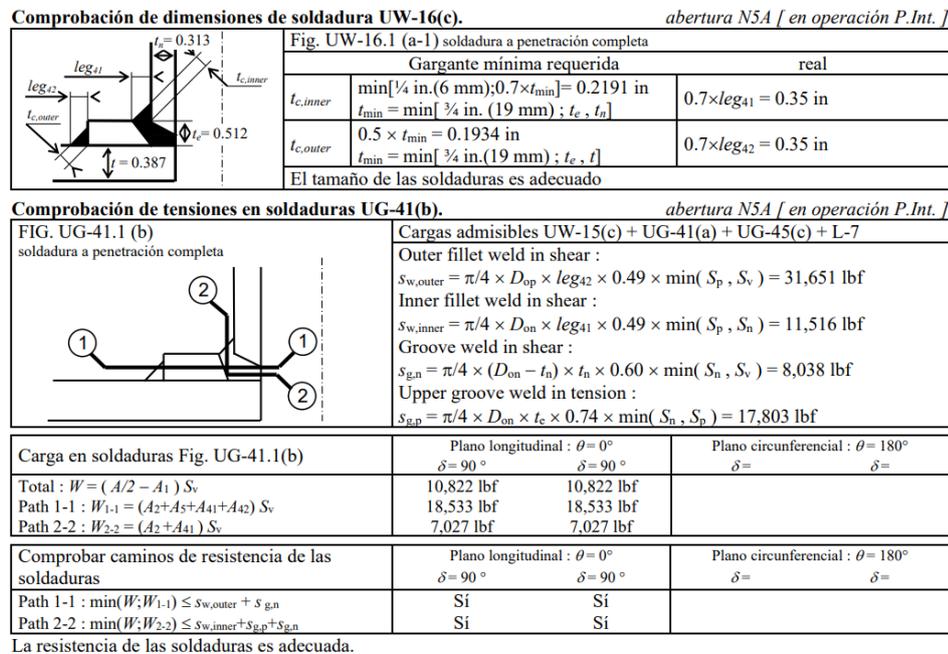


Figura 67. Verificación de resistencia de soldadura de apertura N5A

A continuación, se presenta en las Tabla 28 el peso del equipo en vacío. Es decir, la componente gravitacional generada por todos los componentes modelados dentro del software. Este valor referencial servirá para determinar un aproximado inicial al costo constructivo del equipo.

Tabla 28. Masa del recipiente en vacío

Descripción	Masa (lb)
Carcasa	10450
Fondos	2910
Cunas	3364
Nozzles	2038
Anillos rigidizadores	900
Masa total	19662 lbs

La diferencia entre el peso en vacío, operación y prueba depende únicamente de la altura y densidad del fluido. Por ende, se resume en la Tabla 29 los pesos y áreas mencionados anteriormente.

Tabla 29. Peso y área del equipo

Denominación	Valor
Peso en operación	55295 lbs
Peso durante prueba	89959 lbs
Área total recipiente	774.4 ft ²
Área de apoyos	286.1 ft ²
Capacidad	1126.05 ft ³

Resultados adicionales como la flexibilidad de tubería se muestran en la sección de Anexos.

5.2. VALORACIÓN MECÁNICA DEL RECIPIENTE

La valoración mecánica del equipo se la realiza utilizando el método del elemento finito por medio de un software de cálculo especializado. Se pretende utilizar un modelo tridimensional tipo “Shell” con las simplificaciones respectivas para analizar los puntos de interés. Se muestra en esta sección los resultados obtenidos pertinentes a la evaluación del recipiente en condiciones de carga de diseño: presión interna, presión hidrostática y peso durante prueba hidrostática.

5.2.1. SIMPLIFICACIÓN DEL MODELO TRIDIMENSIONAL

Se parte de un modelo que conserva todos los detalles constructivos como: juntas longitudinales, juntas circunferenciales, sectores de casquetes, entre otros. Para la evaluación estructural se requiere mantener aquellos elementos que influyen directamente en el aporte de rigidez. Por ello se consideran las siguientes premisas de análisis:

- ✓ Se utilizará un modelo mixto, conformado por elementos tipo “Shell” y tridimensionales.
- ✓ Para la obtención de un mallado eficiente se utilizará un sólido multi cuerpo, y el empleo de contactos rígidos (Bonded).
- ✓ Se evaluará el criterio de calidad de malla. Se manejarán los parámetros mínimos expuestos en la Tabla 30.

Tabla 30. Criterios de aceptación de calidad de malla

Denominación	Valor
Mínima	$\geq 20\%$
Promedio	$\geq 85\%$

- ✓ El esfuerzo máximo permisible para elementos ASME corresponderá a los valores utilizados para el cálculo por regla. En cuanto a elementos estructurales, se empleará como criterio el límite de fluencia del material para evitar la plastificación.
- ✓ Se calcularán esfuerzos combinados bajo el criterio de Von Mises y deformación total considerando las cargas de diseño.
- ✓ Las condiciones de contorno se aplicarán únicamente a los puntos de apoyo del recipiente (sillas).
- ✓ Se utilizará los materiales descritos en el capítulo anterior y un comportamiento lineal isotrópico.

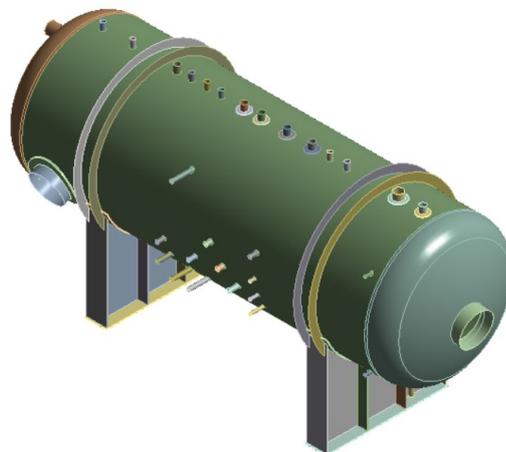


Figura 68. Simplificación del modelo tridimensional

Bajo estas premisas, se obtienen el modelo mostrado en la Figura 68.

5.2.2. MALLADO

Se utilizo controles de mallado para obtener una refinación en los puntos relevantes. Al tratarse de un equipo de separación, por la naturaleza de su función, se utilizan aberturas que reducen la sección transversal del cuerpo y crean puntos de concentración de esfuerzos. La normativa ASME VIII DIV. 1 indica que las boquillas de diámetro igual o superior a 4 pulgadas deberán llevar almohadilla de refuerzo, por consecuencia se deberá buscar refinar el mallado en la ubicación de los puntos de análisis.

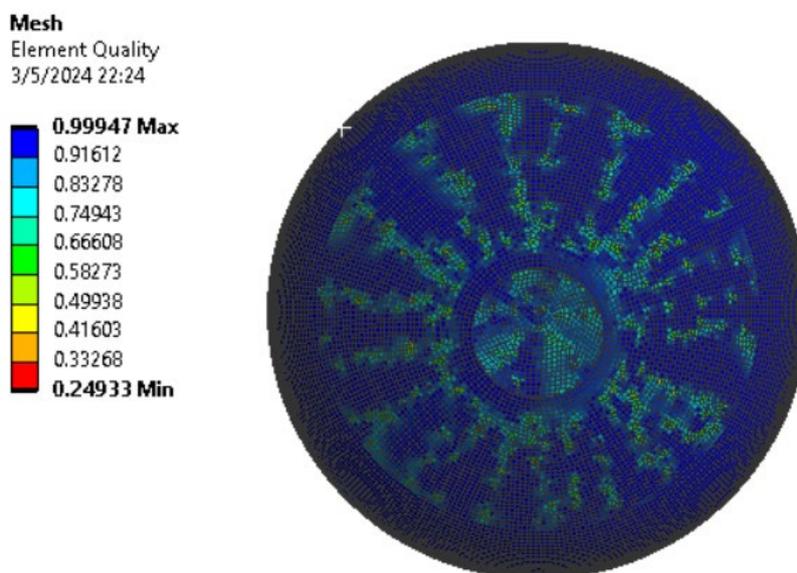


Figura 69. Calidad de malla en casquete A

La Figura 69 indica la calidad del mallado tetraédrico de los casquetes. En color azul se muestran los elementos que tiene calidad cercana a 1, es decir, aquellos mantienen una relación similar entre sus longitudes. Los resultados dependen del mallado, la escala mostrada a la izquierda indica el mapeo de colores y sus respectivos porcentajes. Se obtiene una calidad mínima de 24.93% en todo el ensamble. La Figura 70 muestra el mallado del cuerpo del recipiente.

Mesh
Element Quality
3/5/2024 22:24

0.99947 Max
0.91612
0.83278
0.74943
0.66608
0.58273
0.49938
0.41603
0.33268
0.24933 Min

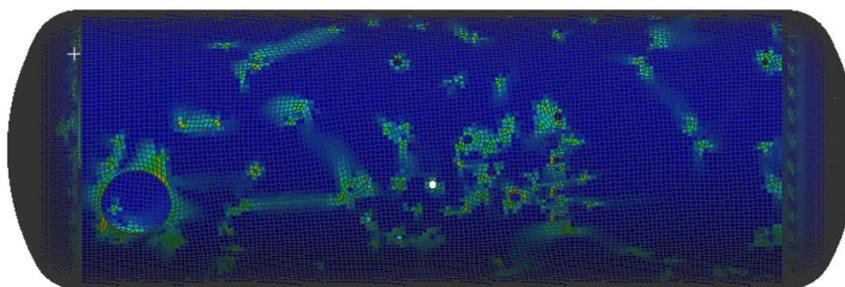


Figura 70. Mallado de cuerpo del recipiente

Al evaluar las estadísticas provistas por el software se obtiene la información mostrada en la Tabla 31.

Tabla 31. Estadísticas de malla

Denominación	Valor
Nodos	584084
Elementos	166311
Calidad mínima	23.16%
Calidad máxima	99.99%
Calidad promedio	91.30%
Desviación estándar	11.20%

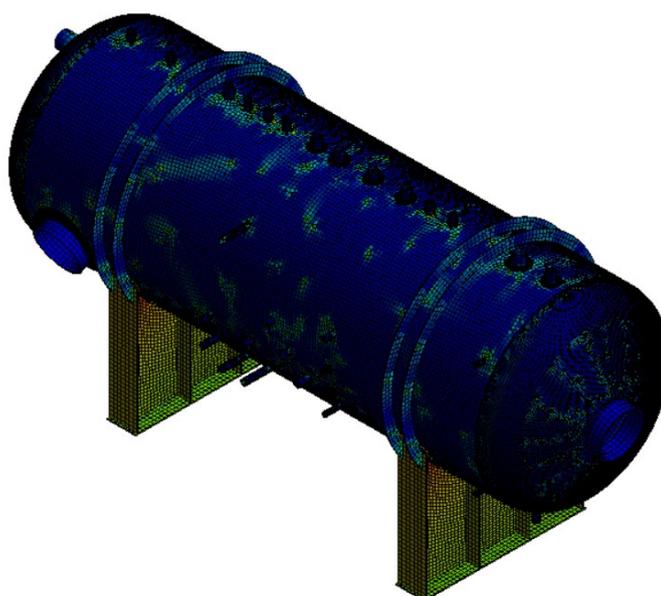


Figura 71. Modelo tridimensional mallado

Se puede apreciar que los valores indican un mallado eficiente, los resultados obtenidos convergerán de una manera adecuada. Se indica en la Figura 71 el modelo completo mallado.

5.2.3. CONDICIONES DE FRONTERA

Se deberá restringir el modelo para alcanzar una convergencia de los resultados obtenidos. Los elementos correspondientes a la silla del recipiente son de tipo tridimensional, por ende, tienen 6 grados de libertad por nodo. El modelo quedará completamente definido si se restringe el desplazamiento y el giro simulando el comportamiento real del equipo. Se utilizan las restricciones mostradas en la Tabla 32.

Tabla 32. Descripción de condiciones de contorno

Denominación	Valor/ Ubicación
Presión interna	150 PSI
Presión hidrostática	3.46 PSI
Peso lleno de agua	100.2 KIPS
Empotramiento	Nodo inferior de silla
Desplazamiento remoto	Cara inferior y lateral de sillas

El modelo obtendrá resultados siempre y cuando las condiciones de contorno se apliquen con coherencia y criterio. La presión interna se cargará como una magnitud perpendicular a la cara interior del recipiente. El peso del equipo se puede simular por medio de la gravedad y compensar la componente generada por el contenido a través de una carga aplicada en el centroide del cuerpo del recipiente. Una vez verificados los materiales, contactos y condiciones de contorno se procede a simular el comportamiento y analizar los resultados obtenidos.

5.2.4. ANÁLISIS DE RESULTADOS

En el análisis por elementos finitos del recipiente, es fundamental considerar cómo la orientación de las cargas aplicadas influye en la generación de esfuerzos normales y cortantes en el cuerpo del recipiente. Este análisis tiene como objetivo evaluar la

condición crítica de diseño, utilizando un criterio de falla específico. En este caso, se recurre a la teoría de esfuerzos combinados propuesta por Von Mises.

El proceso implica la identificación y examen del punto de concentración de esfuerzo máximo dentro del recipiente. Este punto crítico debe ser minuciosamente analizado para garantizar que no exceda el esfuerzo permisible normado, es decir, el límite máximo de esfuerzo que el material del recipiente puede soportar sin experimentar una falla catastrófica. Se muestra en la Figura 61 la distribución de esfuerzos del cuerpo del recipiente.

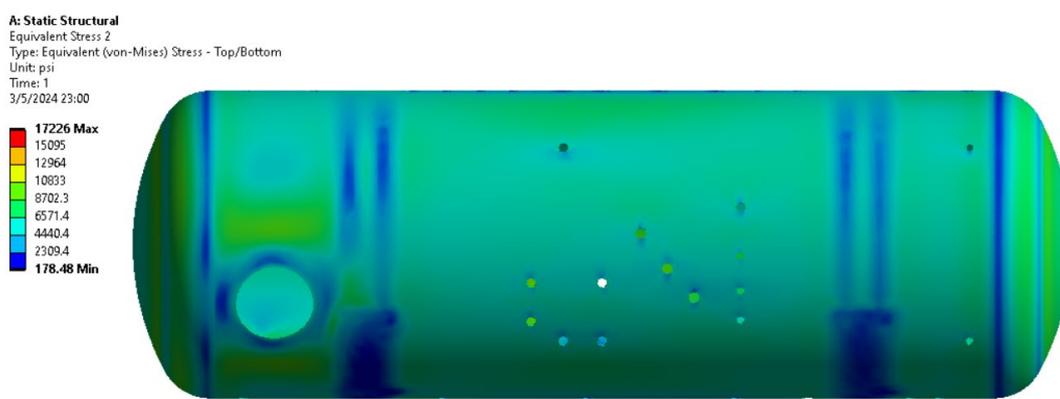


Figura 72. Esfuerzo equivalente Von Mises en el cuerpo del recipiente

Análisis:

- ✓ En referencia a la figura 72, se observa una transición suave en los resultados obtenidos, lo cual sugiere un mallado eficiente.
- ✓ Los puntos de concentración de esfuerzo se localizan precisamente en las aperturas de inspección de la envolvente cilíndrica. Dado que estas áreas experimentan la mayor reducción de sección, los valores de esfuerzo son significativos. La apertura frontal, reforzada por el casquete A y la presencia de anillos en el cuerpo, registra un esfuerzo máximo de 6450 PSI.
- ✓ La presencia de apoyos (sillas) afecta la distribución de esfuerzos, especialmente en los anillos del cuerpo, diseñados para aumentar la resistencia ante un escenario de carga de presión externa. Esto resulta en un incremento del área transversal de la zona, reduciendo

significativamente el esfuerzo equivalente de Von Mises, que alcanza aproximadamente un valor de 6000 PSI.

- ✓ Los casquetes elípticos muestran una distribución aceptable de esfuerzos normales y cortantes, con una transición suave hacia el cuerpo del recipiente. Los esfuerzos registrados en esta región rondan los 10000 PSI. La presencia de una apertura de inspección no parece comprometer la integridad mecánica del recipiente.
- ✓ En la cara posterior, se encuentra una apertura de inspección colocada geométricamente en el centro de la longitud tangente. Esta zona carece de elementos que proporcionen rigidez a la envolvente, lo que sugiere que el esfuerzo máximo se espera en este punto.

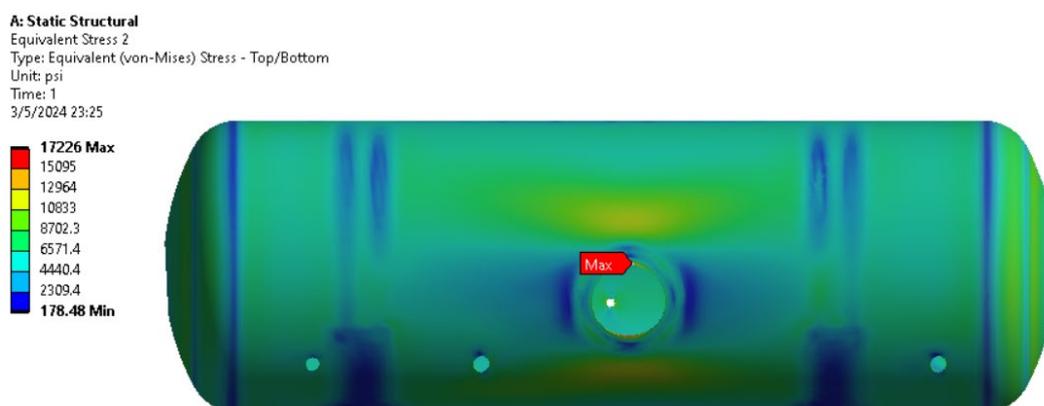


Figura 73. Esfuerzo de Von Mises máximo en el cuerpo

- ✓ La Figura 73 muestra la ubicación del esfuerzo máximo, con un valor de 17226 PSI. Al compararlo con los límites admisibles establecidos por la normativa ASME VIII DIV. 1, la simulación indica que el diseño es seguro. En esta sección, se incluye una almohadilla de refuerzo y una tubería de diámetro nominal NPS 24" Sch. 40, que contribuyen positivamente a la rigidez de esta zona específica. Se verifica también el esfuerzo generado en el PAD de refuerzo y en la tubería manteniéndose estos por debajo de los límites admisibles. Por lo tanto, el diseño se verifica teniendo en cuenta las cargas y condiciones específicas utilizadas en la simulación.

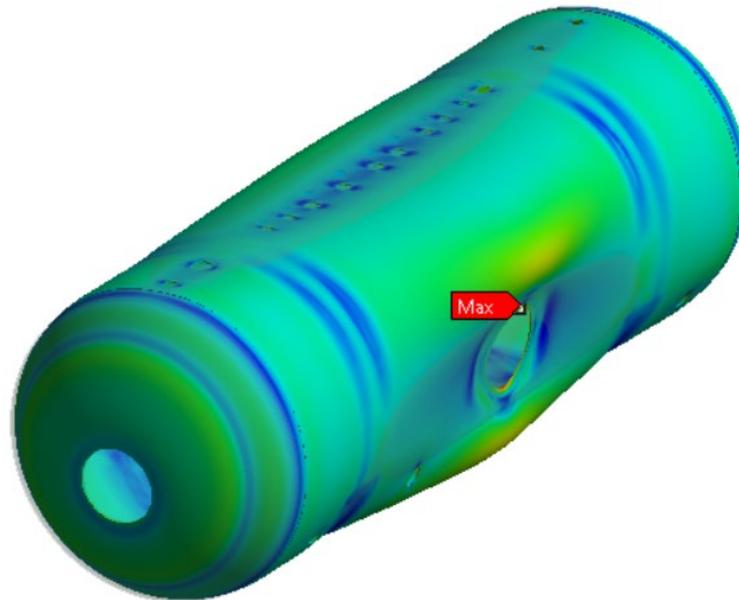


Figura 74. Condición deformada del cuerpo (Escala 0.5X)

- ✓ La Figura 74 presenta la condición deformada del cuerpo bajo las condiciones de carga detalladas en los párrafos anteriores. Se observa que la tendencia de deformación comienza en la proximidad de la apertura de inspección. Este fenómeno sugiere una redistribución de tensiones en el cuerpo del recipiente, con una mayor susceptibilidad a deformaciones en la región cercana a la mencionada apertura. Este hallazgo es crucial para comprender cómo las cargas aplicadas afectan la integridad estructural del recipiente y para identificar áreas que podrían requerir atención especial en términos de diseño y refuerzo.
- ✓ La Figura 75 muestra la deformación máxima focalizada únicamente en el cuerpo del recipiente. Se alcanza un valor de 0.10678 in (2.71 mm). Se obtiene un resultado dentro del rango permisible.
- ✓ En referencia a la Figura 76, la condición de carga establecida en función al peso indica repercutir en la obtención de un esfuerzo máximo de 13201 PSI en la silla del recipiente. Al compararlo con el esfuerzo permisible del material establecido por la norma, no se obtiene complicaciones estructurales.

A: Static Structural
Total Deformation 2
Type: Total Deformation
Unit: in
Time: 1
8/5/2024 10:42

0.10678 Max
0.094959
0.083134
0.07131
0.059485
0.04766
0.035835
0.02401
0.012186
0.00036076 Min

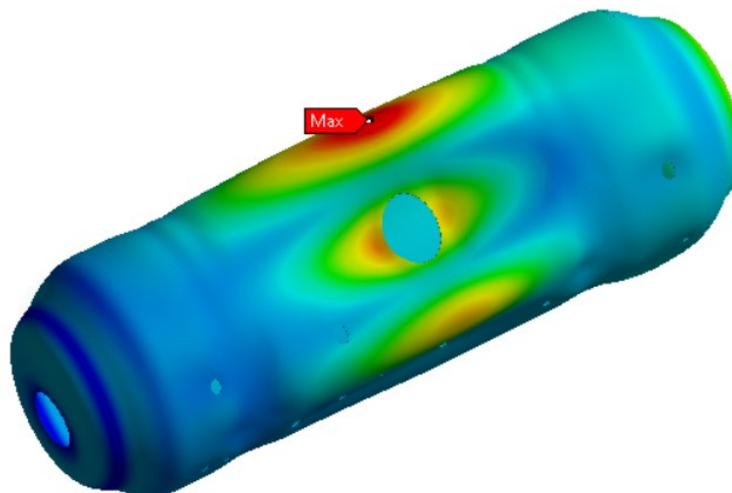


Figura 75. Deformación máxima en el cuerpo del recipiente

- ✓ La figura 76 muestra que la almohadilla de refuerzo, soldada al cuerpo del recipiente, facilita una distribución uniforme de tensiones a lo largo de la geometría del elemento. El punto de esfuerzo máximo se localiza precisamente en esta área. Además, el espesor diseñado demuestra ser apropiado para la aplicación y distribución de cargas hacia los puntos de apoyo inferiores. Esto asegura una resistencia estructural óptima y una mayor estabilidad del recipiente en condiciones de carga.

A: Static Structural
Equivalent Stress 3
Type: Equivalent (von-Mises) Stress
Unit: psi
Time: 1
3/5/2024 23:41

13201 Max
11737
10274
8810.8
7347.6
5884.3
4421.1
2957.8
1494.6
31.334 Min

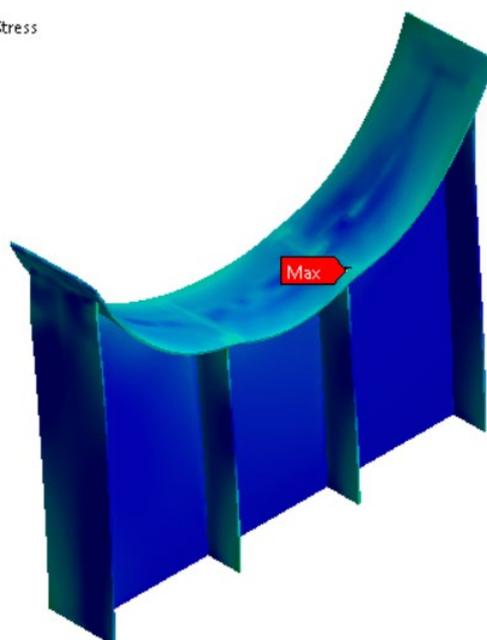


Figura 76. Esfuerzo de Von misses Máximo en silla

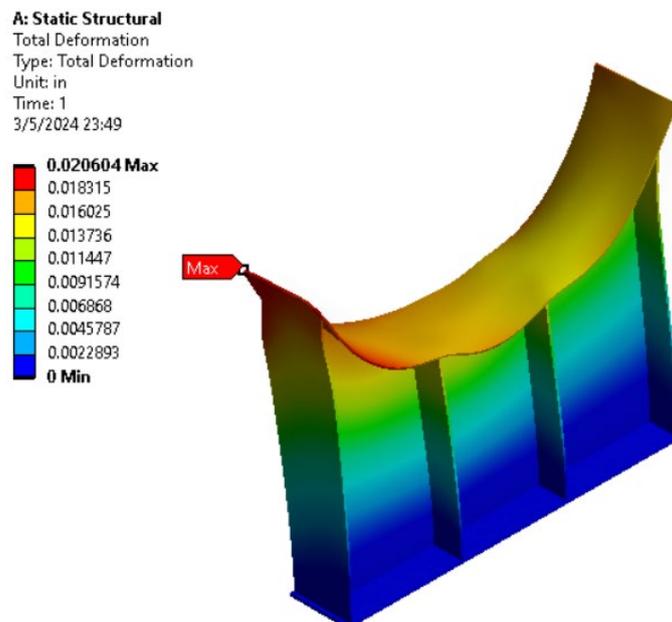


Figura 77. Deformación total de la silla. Escala (x3200)

- ✓ La Figura 77 ilustra la deformación máxima esperada en la silla del recipiente. Se alcanza un valor de 0.021 in (0.53 mm). En esta zona se encuentran los anillos del cuerpo que aportan rigidez a la zona de análisis. El comportamiento se considera dentro de los límites admisibles atribuyendo a la verificación del diseño.

6. CONCLUSIONES

Después de haber realizado el análisis respectivo se llegó a las siguientes conclusiones:

Se determinó las condiciones iniciales referentes a los parámetros operativos de un separador trifásico de crudo a ser instalado en la región oriental amazónica, específicamente en el campo Sacha de la provincia de Orellana. A partir de los análisis químicos del crudo y las tasas de flujo esperadas, se determinaron las propiedades pseudoreducidas de presión y temperatura permitiendo caracterizar el factor de compresibilidad Z de aproximadamente 0.998 así como la densidad, gravedad específica y viscosidad de la fase gaseosa. Esto permitió modelar el comportamiento del gas para el pre dimensionamiento del equipo. Se determinó condiciones ideales.

En cuanto a la fase líquida, en función a los datos del fluido tratado y la densidad API del crudo, se determinó las propiedades relevantes a gravedad específica y viscosidad. Con estos parámetros se obtuvo la combinación ideal de diámetro y longitud tangente que cumpla con los criterios planteados por la literatura: restricción del gas, tiempo de retención del líquido y factor de esbeltez. Se utilizó el modelo de cálculo que analiza una gota de agua separándose de la fase aceite obteniéndose una combinación de 96 in de diámetro exterior y una longitud entre costuras de 20 ft.

Siguiendo el procedimiento de cálculo por regla planteado por la norma ASME VIII DIV. 1, y en función al diámetro y longitud calculados por el análisis para la separación, se determinó la geometría de los componentes del equipo como: envolvente, casquetes, aperturas, refuerzos, y soldadura. Las cargas de diseño se comprobaron para presión externa e interna determinando un espesor nominal mínimo de 1/2" in. Para soportar presión externa se encontró necesario la implementación de anillos de rigidez que aumentan la inercia del cuerpo y reducen

la longitud soportada obteniéndose un valor mínimo de presión externa admisible equivalente a 16 PSI (14.7 PSI de diseño).

Las aperturas se definieron en función al grado de funcionalidad y automatización requeridas por un equipo de separación de estas características. El recipiente dispone de boquillas operativas (ingreso y salida de fluidos), de mantenimiento, de inspección, de instrumentación, de muestreo y protección corrosiva (utilización de ánodos de sacrificio). Se definió los diámetros requeridos en función a criterios de velocidad máxima para evitar efectos corrosivos en el cuerpo. Se empleó la configuración SET IN y almohadillas de refuerzo para aquellas boquillas de diámetro nominal igual o superior a NPS 4" según lo expuesto en la norma ASME VIII DIV. 1. Finalmente, se obtuvo el modelo del recipiente y su capacidad nominal equivalente a 200 BBLs.

Se comprobó el diseño mediante el uso de un software de asistencia que valida los cálculos realizados con la norma ASME VIII DIV. 1. Se encontró como resultado que las dimensiones de los espesores, soldadura y proyecciones concuerdan con los criterios definidos en la norma. Adicionalmente se comprobó el diseño de los soportes inferiores (sillas) mediante el método de cálculo "BE 5500 Zick Information".

Se comprobó adicionalmente la resistencia mecánica del equipo por medio del uso del método del elemento finito. Esto a través de un modelo simplificado que combina elementos tridimensionales y bidimensionales en un sólido multicuerpo. Se alcanzó los valores mínimos de calidad de malla y se obtuvo un esfuerzo máximo del cuerpo equivalente a 17226 PSI con una deformación de 2.71 in en la apertura generada para la ubicación del manhole N21B. Los resultados obtenidos indican un cálculo adecuado de espesores y geometría que permite al separador operar sin alcanzar el esfuerzo máximo permisible. En cuanto a las sillas, para una condición de peso de prueba hidrostática, el esfuerzo alcanzado se mantiene dentro del rango permitido. No se obtienen observaciones adicionales por lo que se puede concluir la efectividad y seguridad del diseño planteado.

REFERENCIAS

- [1] N. Prieto Jiménez, G. González Silva, and A. Chaves Guerrero, “Revisión del proceso de separación de fases del gas natural a alta presión en la industria Oil&Gas,” *Entramado*, vol. 15, no. 1, pp. 312–329, Jan. 2019, doi: 10.18041/1900-3803/entramado.1.5433.
- [2] M. Stewart and K. Arnold, *Surface Production Operations. Design of Oil Handling Systems and Facilities*, 3rd ed., vol. 2. ELSEVIER, 2008.
- [3] Organización Internacional del Trabajo, “El futuro del trabajo en el sector del petróleo y el gas,” *Reunión técnica sobre el futuro del trabajo en el sector del petróleo y el gas*, pp. 1–73, 2022.
- [4] H. Moncreiff, R. Bolton, and M. Winskel, “Unpacking the strategy of an energy incumbent: A case study of a Dutch oil and gas company in transition,” *Energy Res Soc Sci*, vol. 111, May 2024, doi: 10.1016/j.erss.2024.103490.
- [5] G. Fontaine, FLACSO (Organization). Sede Ecuador., and PETROECUADOR (Organization), *Petróleo y desarrollo sostenible en Ecuador*. FLACSO, Sede Académica de Ecuador, 2003.
- [6] N. Mahmood Aljamali, “Review on Chemical Separation of Crude Oil and Analysis of Its Components,” 2021, doi: 10.37591/JoPET.
- [7] R. Kraus, “Petróleo y Gas Natural,” Madrid, 2008.
- [8] D. Moss, *Pressure Vessel Design Manual*, 3rd ed. United States of America: Gulf Professional Publishing, 2004.
- [9] Chattopadhyay. Somnath, *Pressure Vessel Design and Practice*, 1st ed. CRC PRESS, 2005.
- [10] S. Chattopadhyay, “Pressure Vessels Design and Practice,” 2005.
- [11] B. E. Ball and W. J. Carter, *Guidebook to ASME Section VIII Div. 1- Pressure vessels*. CASTI Pub, 2004.
- [12] T. Ahmed, P. A. Russell, N. Makwashi, F. Hamad, and S. Gooneratne, “Design and capital cost optimisation of three-phase gravity separators,” *Heliyon*, vol. 6, no. 6. Elsevier Ltd, Jun. 01, 2020. doi: 10.1016/j.heliyon.2020.e04065.

- [13] V. G. Belardi, M. Ottaviano, and F. Vivio, "Bending theory of composite pressure vessels: A closed-form analytical approach," *Compos Struct*, vol. 329, Feb. 2024, doi: 10.1016/j.compstruct.2023.117799.
- [14] A. Basyouny, "Sand settling in a three-phase flow inside a horizontal separator," *International Journal of Thermofluids*, vol. 16, Nov. 2022, doi: 10.1016/j.ijft.2022.100235.
- [15] H. H. Bednar, *Pressure vessel design handbook*. Krieger Pub. Co, 1991.
- [16] ASME, "SECTION VIII Rules for Construction of Pressure Vessels ASME Boiler and Pressure Vessel Code," United States of America, Apr. 2021. [Online]. Available: www.asme.org/cer
- [17] V. Benítez, P. Olmedo, and J. Zambrano, "Diseño de un separador de producción trifásico horizontal para el campo secoya del distrito amazónico," 2011.
- [18] P. Yu, S. Liu, Y. Wang, W. Lin, Z. Xiao, and C. Wang, "Study on internal flow field of the three-phase separator with different entrance components," in *Procedia Engineering*, 2012, pp. 145–149. doi: 10.1016/j.proeng.2012.01.1004.
- [19] M. Böttcher *et al.*, "CFD analysis of coolant mixing in VVER-1000/V320 reactor pressure vessel," *Ann Nucl Energy*, vol. 197, Mar. 2024, doi: 10.1016/j.anucene.2023.110274.
- [20] P. Buttod, "Pressure Vessel Handbook," United States, 2008.
- [21] D. F. Mora, M. Niffenegger, and G. Mao, "Simulation of crack propagation in a thick-walled cylinder using XFEM," in *Procedia Structural Integrity*, Elsevier B.V., 2022, pp. 224–235. doi: 10.1016/j.prostr.2022.12.028.
- [22] C. Lanz, "Diseño de un recipiente a presión esférico modificado por instalación de un tubo guía," 2016. [Online]. Available: <https://www.researchgate.net/publication/309281279>
- [23] M. Cherfaoui, "Innovative techniques in non-destructive testing and industrial applications on pressure equipment," in *Procedia Engineering*, Elsevier Ltd, 2012, pp. 266–278. doi: 10.1016/j.proeng.2012.09.472.
- [24] J. B. Delattre, B. Marini, P. Joly, and A. F. Gourgues, "Effect of heat treatment on the impact toughness and brittle fracture initiation mechanism of a quenched and tempered nuclear Pressure Vessel Steel," in *Procedia Structural Integrity*, Elsevier B.V., 2022, pp. 886–894. doi: 10.1016/j.prostr.2022.12.112.

- [25] G. Qian, V. F. Gonzalez-Albuixech, and M. Niffenegger, "Constraint Effects for a Reactor Pressure Vessel Subjected to Pressurized Thermal Shock," *Procedia Materials Science*, vol. 3, pp. 1687–1693, 2014, doi: 10.1016/j.mspro.2014.06.272.
- [26] D. J. Meaka, "Simulation report for pressure vessel design study Pressure Vessel Design study," 2023, doi: 10.13140/RG.2.2.31036.82562.
- [27] A. Díaz, Á. Paguay, H. Tomalá, and I. Kleber Malavé, "Parámetros requeridos en el diseño de separadores para manejar mezclas gas-líquido," Guayaquil, 2023.
- [28] W. B. Castelló, J. F. Giró, and J. C. Massa, "Análisis de recipientes de presión reforzados con compuestos de fibra continua," 2008.

ANEXO 1. FACTOR K CÁLCULO DE ESFUERZOS EN UN RECIPIENTE HORIZONTAL

STRESSES IN LARGE HORIZONTAL VESSELS SUPPORTED BY TWO SADDLES								
VALUES OF CONSTANT K (Interpolate for Intermediate Values)								
*K ₁ = 3.14 if the shell is stiffened by ring or head (A < R/2)								
CONTACT ANGLE θ	K ₁ *	K ₂	K ₃	K ₄	K ₅	K ₆	K ₇	K ₈
120	0.335	1.171		0.880	0.401		0.760	0.603
122	0.345	1.139		0.846	0.393		0.753	0.618
124	0.355	1.108		0.813	0.385		0.746	0.634
126	0.366	1.078		0.781	0.377		0.739	0.651
128	0.376	1.050		0.751	0.369		0.732	0.669
130	0.387	1.022		0.722	0.362		0.726	0.689
132	0.398	0.996		0.694	0.355		0.720	0.705
134	0.409	0.971		0.667	0.347		0.714	0.722
136	0.420	0.946		0.641	0.340		0.708	0.740
138	0.432	0.923		0.616	0.334		0.702	0.759
140	0.443	0.900	0.319	0.592	0.327		0.697	0.780
142	0.455	0.879	For	0.569	0.320	See	0.692	0.796
144	0.467	0.858	Any	0.547	0.314	chart	0.687	0.813
146	0.480	0.837	Con-	0.526	0.308	on	0.682	0.831
148	0.492	0.818	Tact	0.505	0.301	facing	0.678	0.853
150	0.505	0.799	Angles	0.485	0.295	page	0.673	0.876
152	0.518	0.781	θ	0.466	0.289		0.669	0.894
154	0.531	0.763		0.448	0.283		0.665	0.913
156	0.544	0.746		0.430	0.278		0.661	0.933
158	0.557	0.729		0.413	0.272		0.657	0.954
160	0.571	0.713		0.396	0.266		0.654	0.976
162	0.585	0.698		0.380	0.261		0.650	0.994
164	0.599	0.683		0.365	0.256		0.647	1.013
166	0.613	0.668		0.350	0.250		0.643	1.033
168	0.627	0.654		0.336	0.245		0.640	1.054
170	0.642	0.640		0.322	0.240		0.637	1.079
172	0.657	0.627		0.309	0.235		0.635	1.097
174	0.672	0.614		0.296	0.230		0.632	1.116
176	0.687	0.601		0.283	0.225		0.629	1.137
178	0.702	0.589		0.271	0.220		0.627	1.158
180	0.718	0.577		0.260	0.216		0.624	1.183

ANEXO 2. ESFUERZOS PERMISIBLES UTILIZADOS EN EL DISEÑO

SA516GR70 ASME II (Placa, Acero al carbono, 2019[2017])

K02700	P-No. : 1	Group No. : 2	Curva de vacío: CS-2	Gravedad específica: 7.85												
Coeficiente de Poisson: 0.3																
Comp. química (%)																
	C	Mn														
	0.3	1														
Módulo elástico (ASME II part D table TM)																
	$^{\circ}F$	-325	-200	-100	70	200	300	400	500	600	700	800	900	1,000	1,100	
	psi $\times 10^6$	31.4	30.8	30.3	29.4	28.8	28.3	27.9	27.3	26.5	25.5	24.2	22.5	20.4	18	
Coeficientes de dilatación (ASME II part D table TE)																
	$^{\circ}F$	70	100	150	200	250	300	350	400	450	500	550	600	650	700	750
	in/in/ $^{\circ}F \times 10^{-6}$	6.4	6.5	6.6	6.7	6.8	6.9	7	7.1	7.2	7.3	7.3	7.4	7.5	7.6	7.7
	$^{\circ}F$	800	850	900	950	1,000	1,050	1,100	1,150	1,200	1,250	1,300				
	in/in/ $^{\circ}F \times 10^{-6}$	7.8	7.9	7.9	8	8.1	8.1	8.2	8.3	8.3	8.4	8.4				
Ruptura																
	$^{\circ}F$	-20	700	750	800	850	900	950	1,000							
	ksi	70	70	69.1	64.3	58.6	52.3	45.9	40.4							
Límite elástico 0.2%																
	$^{\circ}F$	-20	100	150	200	250	300	400	500	600	650	700	750	800	850	900
	ksi	38	38	35.7	34.8	34.2	33.6	32.5	31	29.1	28.2	27.2	26.3	25.5	24.7	24
	$^{\circ}F$	950	1,000													
	ksi	23.3	22.6													
Fatiga térmica																
	$^{\circ}F$	750	800	850	900	950	1,000									
	ksi	22.2	18	14	10.1	6	3.8									
Tensión admisible (Div.1)																
	$^{\circ}F$	-20	500	600	650	700	750	800	850	900	950	1,000				
	ksi	20	20	19.4	18.8	18.1	14.8	12	9.3	6.7	4	2.5				

SA36 ASME II (Placa, Acero al carbono, 2019[2017])

K02600	P-No. : 1	Group No. : 1	Curva de vacío: CS-2	Gravedad específica: 7.85												
Coeficiente de Poisson: 0.3																
Comp. química (%)																
	C	Mn														
	0.3	1														
Módulo elástico (ASME II part D table TM)																
	$^{\circ}F$	-325	-200	-100	70	200	300	400	500	600	700	800	900	1,000	1,100	
	psi $\times 10^6$	31.4	30.8	30.3	29.4	28.8	28.3	27.9	27.3	26.5	25.5	24.2	22.5	20.4	18	
Coeficientes de dilatación (ASME II part D table TE)																
	$^{\circ}F$	70	100	150	200	250	300	350	400	450	500	550	600	650	700	750
	in/in/ $^{\circ}F \times 10^{-6}$	6.4	6.5	6.6	6.7	6.8	6.9	7	7.1	7.2	7.3	7.3	7.4	7.5	7.6	7.7
	$^{\circ}F$	800	850	900	950	1,000	1,050	1,100	1,150	1,200	1,250	1,300				
	in/in/ $^{\circ}F \times 10^{-6}$	7.8	7.9	7.9	8	8.1	8.1	8.2	8.3	8.3	8.4	8.4				
Ruptura																
	$^{\circ}F$	-20	700	750	800	850	900	950	1,000							
	ksi	58	58	57.3	53.3	48.5	43.3	38	33.4							
Límite elástico 0.2%																
	$^{\circ}F$	-20	100	150	200	250	300	400	500	600	650	700	750	800	850	900
	ksi	36	36	33.8	33	32.4	31.8	30.8	29.3	27.6	26.7	25.8	24.9	24.1	23.4	22.8
	$^{\circ}F$	950	1,000													
	ksi	22.1	21.4													
Tensión admisible (Div.1)																
	$^{\circ}F$	-20	650	700												
	ksi	16.6	16.6	15.6												

SA307GRB ASME II (Pernos, Acero al carbono, 2019[2006])

Gravedad específica: 7.85 Coeficiente de Poisson: 0.3																
Comp. química (%)																
	C	Mn														
	0.3	1														
Módulo elástico (ASME II part D table TM)																
	$^{\circ}F$	-325	-200	-100	70	200	300	400	500	600	700	800	900	1,000	1,100	
	psi $\times 10^6$	31.4	30.8	30.3	29.4	28.8	28.3	27.9	27.3	26.5	25.5	24.2	22.5	20.4	18	
Coeficientes de dilatación (ASME II part D table TE)																
	$^{\circ}F$	70	100	150	200	250	300	350	400	450	500	550	600	650	700	750
	in/in/ $^{\circ}F \times 10^{-6}$	6.4	6.5	6.6	6.7	6.8	6.9	7	7.1	7.2	7.3	7.3	7.4	7.5	7.6	7.7
	$^{\circ}F$	800	850	900	950	1,000	1,050	1,100	1,150	1,200	1,250	1,300				
	in/in/ $^{\circ}F \times 10^{-6}$	7.8	7.9	7.9	8	8.1	8.1	8.2	8.3	8.3	8.4	8.4				
Ruptura																
	$^{\circ}F$	-20	700	750	800	850	900	950	1,000							
	ksi	60	60	59.3	55.1	50.2	44.8	39.4	34.6							
Tensión admisible (Div.1)																
	$^{\circ}F$	-20	450													
	ksi	7	7													

SA105 ASME II (Forja, Acero al carbono, 2019[2017])

K03504	P-No. : 1	Group No. : 2	Curva de vacío: CS-2	Gravedad específica: 7.85											
Coeficiente de Poisson: 0.3															
Módulo elástico (ASME II part D table TM)															
$\frac{^{\circ}F}{\text{psi} \times 10^6}$	-325	-200	-100	70	200	300	400	500	600	700	800	900	1,000	1,100	1,200
	31.2	30.6	30.1	29.2	28.6	28.1	27.7	27.1	26.4	25.3	24	22.3	20.2	17.9	15.4
Coeficientes de dilatación (ASME II part D table TE)															
$\frac{^{\circ}F}{\text{in/in/}^{\circ}F \times 10^{-6}}$	70	100	150	200	250	300	350	400	450	500	550	600	650	700	750
	6.4	6.5	6.6	6.7	6.8	6.9	7	7.1	7.2	7.3	7.3	7.4	7.5	7.6	7.7
$\frac{^{\circ}F}{\text{in/in/}^{\circ}F \times 10^{-6}}$	800	850	900	950	1,000	1,050	1,100	1,150	1,200	1,250	1,300				
	7.8	7.9	7.9	8	8.1	8.1	8.2	8.3	8.3	8.4	8.4				
Ruptura															
$\frac{^{\circ}F}{\text{ksi}}$	-20	700	750	800	850	900	950	1,000							
	70	70	69.1	64.3	58.6	52.3	45.9	40.4							
Límite elástico 0.2%															
$\frac{^{\circ}F}{\text{ksi}}$	-20	100	150	200	250	300	400	500	600	650	700	750	800	850	900
	36	36	33.8	33	32.4	31.8	30.8	29.3	27.6	26.7	25.8	24.9	24.1	23.4	22.8
$\frac{^{\circ}F}{\text{ksi}}$	950	1,000													
	22.1	21.4													
Fatiga térmica															
$\frac{^{\circ}F}{\text{ksi}}$	750	800	850	900	950	1,000									
	22.2	18	14	10.1	6	3.8									
Tensión admisible (Div.1)															
$\frac{^{\circ}F}{\text{ksi}}$	-20	400	500	600	650	700	750	800	850	900	950	1,000			
	20	20	19.6	18.4	17.8	17.2	14.8	12	9.3	6.7	4	2.5			

SA106GRB ASME II (Tubería sin costuras, Acero al carbono, 2019[2017])

K03006	P-No. : 1	Group No. : 1	Curva de vacío: CS-2	Gravedad específica: 7.85											
Coeficiente de Poisson: 0.3															
Comp. química (%)															
C	Mn														
0.3	1.06														
Módulo elástico (ASME II part D table TM)															
$\frac{^{\circ}F}{\text{psi} \times 10^6}$	-325	-200	-100	70	200	300	400	500	600	700	800	900	1,000	1,100	
	31.4	30.8	30.3	29.4	28.8	28.3	27.9	27.3	26.5	25.5	24.2	22.5	20.4	18	
Coeficientes de dilatación (ASME II part D table TE)															
$\frac{^{\circ}F}{\text{in/in/}^{\circ}F \times 10^{-6}}$	70	100	150	200	250	300	350	400	450	500	550	600	650	700	750
	6.4	6.5	6.6	6.7	6.8	6.9	7	7.1	7.2	7.3	7.3	7.4	7.5	7.6	7.7
$\frac{^{\circ}F}{\text{in/in/}^{\circ}F \times 10^{-6}}$	800	850	900	950	1,000	1,050	1,100	1,150	1,200	1,250	1,300				
	7.8	7.9	7.9	8	8.1	8.1	8.2	8.3	8.3	8.4	8.4				
Ruptura															
$\frac{^{\circ}F}{\text{ksi}}$	-20	700	750	800	850	900	950	1,000							
	60	60	59.3	55.1	50.2	44.8	39.4	34.6							
Límite elástico 0.2%															
$\frac{^{\circ}F}{\text{ksi}}$	-20	100	150	200	250	300	400	500	600	650	700	750	800	850	900
	35	35	32.9	32.1	31.5	31	29.9	28.5	26.8	25.9	25.1	24.2	23.5	22.8	22.1
$\frac{^{\circ}F}{\text{ksi}}$	950	1,000													
	21.5	20.8													
Tensión admisible (Div.1)															
$\frac{^{\circ}F}{\text{ksi}}$	-20	650	700	750	800	850	900	950	1,000						
	17.1	17.1	15.6	13	10.8	8.7	5.9	4	2.5						

ANEXO 3. DIAGRAMA DE CORTANTE Y MOMENTOS DURANTE PRUEBA HIDROSTÁTICA EN CONCIONES CORROIDAS

N°	Cunas Posición (in) Rigidizador (lb/in)	Vertical			Horizontal				Combinado		
		Reacciones (lbf)	Cortantes (lbf)	Momentos flectores (lb·in)	Reacciones Transversales (lbf)	Cortantes (lbf)	Momentos flectores (lb·in)	Reacciones Longitudinal (lbf)	Reacciones (lbf)	Cortantes (lbf)	Momentos flectores (lb·in)
1	39.016	41,970.9	-17,033.9 24,937.0	-343,597.2	0.0	0.0	0.0	0.0	41,970.9	-17,033.9 24,937.0	-343,597.2
2	203.976	41,826.5	-24,604.6 17,221.9	-331,944.8	0.0	0.0	0.0	0.0	41,826.5	-24,604.6 17,221.9	-331,944.8

Gráfico de momentos y cortantes.

