



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 MEDIANTE SOFTWARE Especializado de un skid de Bombeo de condensados de Alta presión obtenido del gas Asociado en pozos petroleros

AUTOR(ES)

ANDRÉS EDUARDO CHUQUILLA TOAQUIZA

DIRECTOR: Carlos Iván Maldonado Dávila

QUITO – Ecuador 2025



Autor(es):



Andrés Eduardo Chuquilla Toaquiza 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. achuquilla@est.ups.edu.ec

Dirigido por:



Carlos Iván Maldonado Dávila Ingeniero Mecánico Magister en Gestión de Energías cmaldonado@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 2025 © Universidad Politécnica Salesiana. QUITO– ECUADOR – SUDAMÉRICA ANDRÉS EDUARDO CHUQUILLA TOAQUIZA

DISEÑO MEDIANTE SOFTWARE ESPECIALIZADO DE UN SKID DE BOMBEO DE CONDENSADOS DE ALTA PRESIÓN OBTENIDO DEL GAS ASOCIADO EN POZOS PETROLEROS

DEDICATORIA

Dedico este trabajo a mi familia, principalmente a mis a mis padres, por ser mi mayor inspiración y mi fuerza en cada paso del camino.

A mis hermanos, con todo mi cariño, para que nunca dejen de soñar en grande y luchar por lo que aman.

AGRADECIMIENTO

A mis padres, por su apoyo incondicional a sus hijos y por enseñarme con su ejemplo el valor del esfuerzo y la perseverancia.

A la Universidad Politécnica Salesiana, por brindarme las herramientas académicas y profesionales necesarias para crecer y desarrollarme.

Tabla de Contenido

Resume	N	.13
Abstrac	CT	.14
1. INT	RODUCCIÓN	.15
2. Det	ERMINACIÓN DEL PROBLEMA	.17
2.1	Situación problemática	.17
2.2	Justificación	.17
2.3	OBJETIVOS	.18
2.3.1	Objetivo general	.18
2.3.2	2 Objetivos específicos	.18
3. Maf	RCO TEÓRICO REFERENCIAL	.19
3.1	Sistemas de manejo de gas asociado	.19
3.2	Diseño de recipientes a presión	.19
3.2.1	DISEÑO DEL CUERPO	.20
3.2.2	DISEÑO DE LAS TAPAS	.21
3.2.3	Conformado de partes a presión	.21
3.2.4	BOQUILLA RADIAL EN CARCASA CILÍNDRICA	.21
3.2.5	5 ANÁLISIS DE CARGAS EXTERNAS	.23
3.2.1	Combinaciones de carga	.24
3.2.2	DISEÑO DE SOPORTES	.25
3.2.3	8 Resistencia a presión externa	.26
3.2.4	Presión máxima admisible de trabajo (<i>MAWP</i>)	.27
3.2.5	5 Temperatura mínima de diseño del metal (<i>MDMT</i>).	.27
3.2.6	PRESIÓN DE PRUEBA HIDROSTÁTICA	.27
3.3	Diseño de sistemas de bombeo	.28
3.3.1	Determinación de la altura total	.28
3.3.2	Potencia requerida	.29
3.3.3	CARGA NETA DE SUCCIÓN POSITIVA <i>NPSH</i>	.29
3.3.4	CRITERIO DE VERIFICACIÓN	.30
3.3.5	5 Pérdidas por fricción	.30
3.3.6	Selección del diámetro de tuberías	.32
3.4	ANÁLISIS DE TUBERÍAS	.32

3.4.1	Cálculo del espesor de pared requerido	32
3.4.2	Análisis de flexibilidad	33
3.4.3	Modelo computacional	33
3.4.4	Análisis de cargas	33
3.4.5	Combinaciones de carga	34
3.5 Ai	NÁLISIS ESTRUCTURAL	35
3.5.1	Consideraciones de diseño	35
3.5.2	CARGAS	36
3.5.3	Combinaciones de carga	37
3.5.4	VALIDACIÓN DE PERFILES ESTRUCTURALES	37
4. Mate	RIALES Y METODOLOGÍA	39
4.1 Pi	RINCIPIO DE FUNCIONAMIENTO	39
4.2 D	ISEÑO DE RECIPIENTES A PRESIÓN	40
4.2.1	Requerimientos de diseño del recipiente a pres 40	SIÓN
4.2.2	Presión operativa de diseño del cuerpo	41
4.2.3	DISEÑO DEL CUERPO	41
4.2.4	DISEÑO DE LAS TAPAS	43
4.2.5	Conformado de partes a presión	43
4.2.6 Refue	BOQUILLAS RADIALES EN CUERPO CILÍNDRICO SIN RZO	44
4.2.7 Refue	BOQUILLAS RADIALES EN CARCASA CILÍNDRICA CON RZO	47
4.2.1	Análisis de cargas externas	47
4.2.2	Combinaciones de carga	54
4.2.3	DISEÑO DE SOPORTES	55
4.2.4	Resistencia a presión externa	61
4.2.5	Presión máxima admisible de trabajo <i>mawp</i>	63
4.2.6	Temperatura mínima de diseño del metal <i>MDMT</i>	64
4.2.1	Presión de prueba hidrostática	65
4.3 D Especia	ISEÑO DE RECIPIENTES A PRESIÓN CON SOFTWARE Lizado	65
4.3.1	Configuración del modelo	65
4.3.2	Definición de materiales y propiedades	68
4.3.3	Configuración del análisis	68
4.4 Ai	NÁLISIS DE TUBERÍAS	71

4.4.1	Condiciones de diseño y operación:	72
4.4.2	Definición del modelo para análisis de	
FLEXIE	3ILIDAD	72
4.4.3	CÁLCULO DEL ESPESOR DE PARED REQUERIDO	73
4.4.1	Análisis de cargas	75
4.4.2	CARGA OPERATIVA	76
4.4.3	CARGA SOSTENIDA	76
4.4.4	CARGA DE DESPLAZAMIENTO	76
4.4.5	CARGAS OCASIONALES	76
4.4.6	Combinaciones de carga	77
4.5 At	NÁLISIS DE TUBERÍAS CON AUTOPIPE	77
4.5.1	Geometría del sistema	77
4.5.2	Configuración del análisis	78
4.6 D	ISEÑO DE SISTEMAS DE BOMBEO	
4.6.1	Requerimientos del sistema en primera fase.	
4.6.2	Cálculos en línea de succión	
4.6.3	Cálculos en línea de descarga	85
4.6.4	Cabezal total requerido por el sistema	85
4.6.5	Requerimientos del sistema en segunda fase	86
4.7 At	NÁLISIS ESTRUCTURAL	
4.7.1	Consideraciones de diseño	
4.7.2	Análisis de cargas	
4.7.3	Combinaciones de carga	91
4.8 At	nálisis estructural con SAP2000	92
4.8.1	Modelado y análisis estructural	92
4.8.1	Geometría del sistema	92
4.8.2	Configuración del análisis	92
5. Resul	TADOS Y DISCUSIÓN	96
5.1 D	ISEÑO DE RECIPIENTE A PRESIÓN	96
5.1.1	Resultados	96
5.1.2	Análisis mediante software	97
5.2 SI	STEMA DE BOMBEO	102
5.2.1	Resultados en primera etapa	102
5.2.1	Resultados en segunda etapa	102
5.2.2	Selección de bomba en primera etapa	103
5.2.1	Selección de bomba en segunda etapa	105

Página 7 de 128

5.3 Análisis de tuberías	
5.3.1 Resultados	
5.4 Análisis estructural	
5.4.1 Resultados	
5.5 Modelo 3D	
6. CONCLUSIONES	
7. Recomendaciones	
Referencias	

LISTA DE TABLAS

Tabla 1. Límites de deflexión [23]	.38
TABLA 2. REQUERIMIENTOS DE DISEÑO DEL RECIPIENTE A PRESIÓN.	.41
TABLA 3. RESUMEN DE BOQUILLAS EN RECIPIENTE	.45
TABLA 4. CONDICIONES DE DISEÑO POR VIENTO.	.48
Tabla 5. Variables de cálculo de cargas de viento según ASC 7	CE- 48
Tabla 6. Masa del recipiente	. 10
TABLA 7. CONDICIONES DE DISEÑO POR SISMO	.50
TABLA 8. FACTORES ASOCIADOS AL TIPO DE SUELO Y ZONA SÍSMICA.	.51
TABLA 9. DIMENSIONES DE SILLAS.	.55
TABLA 10. CRITERIO DE ACEPTACIÓN DE RESISTENCIA DE SOPORTES	.61
TABLA 11. CONDICIONES DE DISEÑO Y OPERACIÓN DEL SISTEMA DE	3
TUBERÍAS.	.72
TABLA 12. PROPIEDADES DE LOS TRAMOS DE TUBERÍAS DE ESTUDIO.	.76
Tabla 13. Propiedades del líquido en estudio	.83
TABLA 14. REQUERIMIENTOS DEL SISTEMA DE BOMBEO PRIMERA FAS	E.
~	.83
Tabla 15. Propiedades del punto de succión	.84
TABLA 16 PROPIEDADES DEL PUNTO DE DESCARGA.	.84
Tabla 17. Accesorios en la línea de succión	.84
TABLA 18. ACCESORIOS EN LA LÍNEA DE DESCARGA.	.85
Tabla 19. Requerimientos del sistema de bombeo segunda fa	SE.
	.87
Tabla 20. Propiedades del punto de succión	.87
TABLA 21. PROPIEDADES DEL PUNTO DE DESCARGA	.87
TABLA 22. PESO DE EQUIPOS	.89
TABLA 23. CARGA MUERTA	.89
TABLA 24. CARGA VIVA	.90
Tabla 25. Coeficientes de diseño sísmico acorde a la norma	L
NEC-15	.91
TABLA 26. ESPESORES REQUERIDOS PARA CUERPO Y CABEZAS PARA	A (
PRESION INTERNA.	.96
TABLA 27. ESPESORES REQUERIDOS PARA CUERPO Y CABEZAS PARA	~ -
PRESION EXTERNA	.97
IABLA 28. ESPESORES REQUERIDOS PARA BOQUILLAS.	.97
TABLA 29. REQUERIMIENTOS DE BOMBEO PARA PRIMERA ETAPA	102
TABLA 30. REQUERIMIENTOS DE BOMBEO PARA SEGUNDA ETAPA	103
TABLA 31. CARACTERISTICAS DE BOMBA BOOSTER PARA PRIMERA	100
E1APA	103
TABLA 52. CONDICION DE FUNCIONAMIENTO DE LA BOMBA BOOST	ЕК. 105
ΤΑΡΙΑ 22 ΓΑΡΑΓΤΕΡΙΣΤΙΟΑς ΤΕ ΡΟΛΑΡΑ ΤΕ ΤΡΑΝΙΣΕΕΡΕΝΙΟΙΑ ΡΑΡΑ	103
IADLA 55 CAKACIEKISIICAS DE DOMBA DE IKANSFEKENCIA PAKA	105
σεσυνίσα εταγά Ταρία 34. Condición de εινισιονιαλαιεντό de la βολαβά de	103
TRANSFERENCIA	106
	100

LISTA DE FIGURAS

Figura 1. Mapa de ubicación de mecheros que deberían
APAGARSE SEGÚN ESCENARIOS DE RIESGO DEFINIDOS. MUY ALTO
riesgo (VHR), Alto riesgo (HR), Riesgo moderado (MR), Bajo
RIESGO (LR) [2]15
FIGURA 2. COMPONENTES DE SISTEMA DE FLARE TÍPICO [8]19
Figura 3. Esquema de flujo de proceso del skid de bombeo de
CONDENSADOS
FIGURA 4. DIMENSIONES DE BOQUILLA N1, NPS 2"45
FIGURA 5. BOQUILLA DE TIPO INCORPORADO [9]46
FIGURA 6. BOQUILLA INTEGRAL [9]46
FIGURA 7. DIMENSIONES DE BOQUILLA N8, NPS 8"47
FIGURA 8. GEOMETRÍA DE SILLAS55
Figura 9. Tabla geométrica para componentes sometidos a
CARGAS EXTERNAS O DE COMPRESIÓN (PARA TODOS LOS MATERIALES)
[9]62
Figura 10. CS-2. Tabla para determinar el espesor de la
CARCASA DE COMPONENTES BAJO PRESIÓN EXTERNA, DESARROLLADA
PARA ACEROS AL CARBONO O DE BAJA ALEACIÓN CON UN LÍMITE
ELÁSTICO MÍNIMO ESPECÍFICO DE 30 000 PSI Y SUPERIOR [9]63
FIGURA 11. UCS-66, CURVA DE EXCEPCIÓN DE ENSAYO DE IMPACTO
[9]
FIGURA 12. CUADRO DE TIPO DE RECIPIENTE
FIGURA 13. CUADRO DE PROPIEDADES DE DISENO DE RECIPIENTE66
FIGURA 14. CUADRO DE GEOMETRIA DEL RECIPIENTE
FIGURA 15. CUADRO DE PROPIEDADES DE BOQUILLA.
FIGURA 16. CUADRO DE MATERIALES DEL RECIPIENTE
FIGURA 17. CUADRO DE CONDICIONES DE DISENO DEL RECIPIENTE.69
FIGURA 18. CUADRO DE PROPIEDADES DE CARGA DE VIENTO
FIGURA 19. CUADRO DE PROPIEDADES DE CARGA DE SISMO
FIGURA 20. CUADRO DE DIMENSIONES DE SILLAS
FIGURA 21. MODELO 3D DEL RECIPIENTE
FIGURA 22. VISTA ISOMETRICA DEL SKID DE BOMBEO
FIGURA 23. I RAMO DE TUBERIA DE LA SECCIÓN 1
FIGURA 24. TRAMO DE TUBERIA CORRESPONDIENTE A LA SECCIÓN 2.
FIGURA 25 TRAMO DE TUBERÍA PERTENECIENTE A LA SECCIÓN 3 75
FIGURA 26. VISTA SUPERIOR DEL SISTEMA DE TUBERÍA EN ESTUDIO78
FIGURA 27. DEFINICIÓN DE LAS PROPIEDADES DEL ESTUDIO
FIGURA 28. CONDICIONES DE DISEÑO Y OPERACIÓN
FIGURA 29. VISTA ISOMÉTRICA DE LAS SECCIONES DE ESTUDIO.
(NARANJA: SECCIÓN 1; AMARILLO: SECCIÓN 2: VERDE: SECCIÓN 3)79
FIGURA 30. VISTA ISOMÉTRICA DE LOS DIÁMETROS ASIGNADOS A LA
TUBERÍA (VERDE: 2"; CIAN: 2.5"; NARANJA: 3/4"; AMARILLO: 1")80
·

Figura 31. Asignación de restricciones en bocas de
RECIPIENTE, BOMBAS, SIMETRÍA80
FIGURA 32. ASIGNACIÓN DE SOPORTES DE TUBERÍAS
Figura 33. Cuadro de condiciones de carga de viento en
DIRECCIÓN Y82
FIGURA 34. CUADRO DE CONDICIONES DE CARGA DE SISMO82
FIGURA 35. VISTA ISOMÉTRICA DE LA ESTRUCTURA DEL SKID88
FIGURA 36. ESPECTRO DE DISEÑO PARA EL SKID
FIGURA 37. VISTA ISOMÉTRICA DE LA ESTRUCTURA DEL SKID92
FIGURA 38. PROPIEDADES DEL ACERO ASTM A-36
FIGURA 39. CARGAS APLICADAS EN SOPORTES DE TUBERÍAS
FIGURA 40. CUADRO DE CONDICIONES DE CARGA DE VIENTO94
FIGURA 41. CUADRO DE CONDICIONES DE CARGA DE SISMO94
FIGURA 42 CUADRO DE COMBINACIONES DE CARGA PARA ANÁLISIS. 95
FIGURA 43. CUADRO DE CONFIGURACIÓN DE DISEÑO DE PERFILES95
FIGURA 44. DISEÑO DE CUERPO CILÍNDRICO
FIGURA 45. DISEÑO DE CABEZAS
FIGURA 46. DISEÑO DE CABEZAS POR PRESIÓN EXTERNA 100
FIGURA 47. DISEÑO DE CUERPO POR PRESIÓN EXTERNA 100
FIGURA 48. RESUMEN DE BOQUILLAS 101
FIGURA 49. DISEÑO DE SOPORTES 101
FIGURA 50. CURVA CARACTERÍSTICA DE BOMBA BOOSTER104
FIGURA 51. CURVA CARACTERÍSTICA DE BOMBA DE TRANSFERENCIA.
FIGURA 52. ESFUERZOS POR CARGA SOSTENIDA
FIGURA 53. ESFUERZOS POR CARGA DE EXPANSIÓN
FIGURA 54. ESFUERZOS POR CARGAS OCASIONALES
Figura 55. Reacción máxima punto (86 1) soporte de tubería.
Figura 56. Reacción máxima punto 207 restricción de tubería
(CONEXIÓN A BOMBA DE TRANSFERENCIA)
Figura 57. Deformacion máxima en estructura del skid 111
FIGURA 58. REACCIONES EN BASE DEL SKID
FIGURA 59. RELACIÓN DE ESEUERZOS DE PEREILES DE ESTRUCTURA 112

DISEÑO MEDIANTE Software especializado de un skid de Bombeo de condensados de Alta presión obtenido del gas asociado en pozos petroleros

AUTOR(ES):

ANDRÉS EDUARDO CHUQUILLA Toaquiza

Resumen

El presente trabajo desarrolla el diseño de un skid de bombeo de condensados de alta presión de gas asociado en pozos petroleros del oriente ecuatoriano mediante el uso de software especializado. La investigación responde a la necesidad de mejorar la captación y reutilización de los condensados en cumplimiento con las regulaciones ambientales y operativas vigentes en Ecuador.

El proceso de diseño se llevó a cabo de manera secuencial. En primer lugar, se diseñó el recipiente a presión, considerando las normativas ASME BPVC sec. VIII, div. 1, realizando los cálculos para determinar los espesores requeridos, la configuración de boquillas y los soportes estructurales. Posteriormente, se realizó el análisis del sistema de tuberías con base en la norma ASME B31.3, evaluando espesores, flexibilidad y cargas externas para garantizar la integridad del sistema. Luego, se diseñó el sistema de bombeo, estableciendo la altura total, la selección de bombas y la verificación de la NPSH para evitar cavitación. Finalmente, se llevó a cabo el análisis estructural del skid con la norma NEC-15, considerando cargas estáticas, dinámicas, sísmicas y de viento, asegurando la resistencia del equipo.

Los resultados obtenidos validaron la eficiencia del diseño, confirmando el cumplimiento de los requisitos del sistema. Para la verificación de los componentes se utilizaron herramientas de software especializadas para el diseño de recipientes, el análisis de tuberías y la validación estructural. Se concluye que el desarrollo de un skid de bombeo diseñado y fabricado en Ecuador es una solución viable para la industria petrolera nacional, permitiendo la optimización en la gestión de condensados de gas asociado.

Palabras clave:

Skid de bombeo, Tuberías, Recipientes a presión, ASME BPVC, ASME B31.3.

ABSTRACT

This study develops the design of a high-pressure associated gas condensate pumping skid for oil wells in the Ecuadorian Oriente using specialized software. The research addresses the need to improve the capture and reutilization of these condensates in compliance with the current environmental and operational regulations in Ecuador.

The design process was carried out sequentially. First, the pressure vessel was designed following ASME BPVC Sec. VIII, Div. 1 standards, performing calculations to determine the required thickness, nozzle configuration, and structural supports. Subsequently, the piping system was analyzed based on ASME B31.3, evaluating thicknesses, flexibility, and external loads to ensure the system's integrity. Then, the pumping system was designed, establishing the total head, pump selection, and verifying the NPSH to prevent cavitation. Finally, the structural analysis of the skid was conducted according to the NEC-15 standard, considering static, dynamic, seismic, and wind loads to ensure the equipment's resistance.

The results validated the design's efficiency, confirming compliance with system requirements. Specialized software tools were used to verify the components for pressure vessels, piping analysis, and structural validation. It is concluded that developing a pumping skid designed and manufactured in Ecuador is a viable solution for the national oil industry, enabling optimization in the management of associated gas condensates.

Keywords:

Pumping skid, Pipes, Pressure vessel, ASME BPVC, ASME B31.3.

1. Introducción

En el contexto actual de la industria petrolera ecuatoriana, la gestión eficiente de los recursos derivados del petróleo, en particular el gas y los condensados asociados, se ha convertido en un desafío crítico. La reciente prohibición de actividades de quema de gas en los denominados mecheros en la región amazónica ecuatoriana (Acción de protección [1]) ha destacado la necesidad imperante de desarrollar tecnologías nacionales que permitan la captación y reutilización de estos valiosos recursos de manera segura y eficiente.

El estudio llevado a cabo por Facchinelli et al. [2], resalta la importancia de abordar las emisiones de mecheros de gas (gas flaring) en la Amazonía ecuatoriana. La prohibición judicial de estas actividades destaca la urgencia de encontrar soluciones nacionales para la gestión adecuada del gas asociado al petróleo. Sin embargo, se identifica una brecha significativa en la disponibilidad de equipos de manufactura nacional que satisfagan eficazmente esta necesidad. La ubicación de mecheros en el oriente del país se muestra en la Figura 1.



Figura 1. Mapa de ubicación de mecheros que deberían apagarse según escenarios de riesgo definidos. Muy alto riesgo (VHR), Alto riesgo (HR), Riesgo moderado (MR), Bajo riesgo (LR) [2].

Página 15 de 128

A pesar de los esfuerzos realizados, como en los estudios de Tahmasebzadehbaie y Sayyaadi [3], Asadi et al. [4] y Rajović et al.[5], sobre la evaluación tecno económica y ambiental de tecnologías de recuperación de gas asociado, se observa que las opciones actuales no cumplen totalmente con los requisitos específicos del contexto ecuatoriano. Además, la falta de equipos de manufactura nacional plantea desafíos logísticos y de adaptabilidad a las condiciones locales.

La Empresa Pública de Hidrocarburos del Ecuador, EP Petroecuador, en cumplimiento a la sentencia judicial que le obliga a apagar los mecheros en la amazonia [1], tiene en marcha un proyecto de captación de gas en todos los campos que maneja. Esto en conjunto con la Secretaría de Inversiones Publico Privadas [6]. En este proyecto se planea recuperar y utilizar el gas asociado de petróleo en diferentes etapas con un horizonte de 10 años. Lo que supone una oportunidad para las empresas ecuatorianas para ofertar sus servicios y trabajar en conjunto con la empresa pública.

En Ecuador, en el estudio de Blanco [7], se ha identificado una inexistencia de cultura de innovación y desarrollo tecnológicos, lo que causa una carencia de desarrollo de equipos especializados, como skids de bombeo y otros similares que sean fabricados localmente y diseñados específicamente para la captación, almacenamiento y transferencia eficiente de gas y condensados asociados al petróleo. Aunque se han fabricado algunos equipos en el país, su número es limitado y se requiere una mejora sustancial tanto en su diseño como en su construcción para satisfacer las demandas de la industria petrolera nacional.

En este contexto, surge la necesidad de impulsar la investigación y desarrollo de skids de bombeo fabricados en Ecuador, que no solo sean capaces de cumplir con los estándares internacionales de calidad y seguridad, sino que también se ajusten a las condiciones y regulaciones específicas del país. Este proyecto de investigación se propone llenar esta brecha identificada, contribuyendo al desarrollo de equipos nacionales especializados para la captación y reutilización eficiente de los recursos derivados del petróleo, en línea con las nuevas regulaciones y compromisos medioambientales de Ecuador.

Página 16 de 128

2. Determinación del problema

2.1 SITUACIÓN PROBLEMÁTICA

El aprovechamiento de gas asociado en los pozos petroleros del oriente ecuatoriano se enfrenta a desafíos críticos en la eficiencia del bombeo y manejo de condensados de alta presión. Los diseños previos de skids de bombeo de gas de alta presión en el país han presentado inconvenientes en su seguridad, rendimiento y estructura debido a su incorrecto diseño y fabricación.

Esta situación problemática se evidencia en la necesidad de optimizar el diseño mecánico de recipientes a presión, sistemas de tuberías y la estructura de este tipo de skids. La falta de ajuste a las condiciones operativas específicas y la insuficiente evaluación de diseños anteriores resaltan la urgencia de una solución integral. La pregunta central es cómo mejorar la eficiencia y seguridad del skid de bombeo para condensados de alta presión, integrando normativas pertinentes y proponiendo alternativas mejoradas.

2.2 JUSTIFICACIÓN

El proyecto aborda directamente la necesidad de reducir las emisiones de gases contaminantes en la industria petrolera ecuatoriana, al proporcionar una solución integral para la captación y reutilización de gas y condensados asociados. La implementación exitosa de skids de bombeo fabricados localmente contribuirá significativamente a la mitigación del impacto ambiental negativo, alineándose con los objetivos de sostenibilidad y respeto al medio ambiente.

En el contexto de la reciente prohibición de la quema de gas en la región amazónica, existe una necesidad urgente de cumplir con las normativas y regulaciones establecidas. La implementación de skids de bombeo fabricados en Ecuador permitirá a la industria petrolera ajustarse rápidamente a estas regulaciones, evitando sanciones legales y demostrando un compromiso proactivo con el cumplimiento normativo.

El proyecto contribuirá al desarrollo de la capacidad industrial nacional al impulsar la fabricación local de equipos especializados. Esto no solo fomentará la creación de empleo en el sector, sino que también fortalecerá la independencia tecnológica del país, reduciendo la dependencia de importaciones y promoviendo el crecimiento económico sostenible.

2.3 Objetivos

2.3.1 Objetivo general

Diseñar un skid de bombeo de condensados de alta presión obtenido del gas asociado en los pozos petroleros del oriente ecuatoriano mediante software especializado.

2.3.2 Objetivos específicos

Identificar los parámetros iniciales de funcionamiento para el diseño del sistema de bombeo de condensados de alta presión en skid, para su correcto funcionamiento en los campos petroleros del oriente ecuatoriano.

Diseñar los componentes mecánicos, estructurales y de tuberías del sistema de bombeo de condensados de alta presión en skid aplicando métodos de ingeniería concurrente.

Definir un modelo en detalle del skid, que represente cada componente y su disposición en el conjunto, facilitando la comprensión visual del diseño.

Validar el funcionamiento de los componentes del sistema de bombeo del skid mediante software especializado, asegurando la eficiencia y seguridad del proceso.

3. MARCO TEÓRICO REFERENCIAL

3.1 Sistemas de manejo de gas asociado

Los sistemas de manejo de gas asociado de petróleo mediante antorchas o sistemas diferentes manejan de forma segura los gases inflamables que se ventean durante arranques y paradas programadas, así como en emergencias imprevistas en refinerías y plantas petroquímicas. Un sistema de antorcha típico consta de un cabezal de antorcha (header), un tambor separador de líquidos (KOD), un tambor de sellado antirretroceso, una sección de prevención de retroceso y pilotos de antorcha [8]. En la Figura 2 se muestra un esquema del sistema.



Figura 2. Componentes de sistema de flare típico [8].

3.2 DISEÑO DE RECIPIENTES A PRESIÓN

El procedimiento indicado por ASME busca garantizar que el recipiente cumpla con los estándares de seguridad e integridad estructural establecidos por el código ASME BPVC VIII División 1 (VIII, div. 1) [9].

3.2.1 DISEÑO DEL CUERPO

La presión de diseño P_d , utilizada para establecer el espesor de la pared debe ajustarse en la presión especificada de diseño P_{df} , tomando en cuenta la altura del líquido h, gravedad g, densidad relativa del líquido ρ_r y densidad del agua ρ , de acuerdo con el párrafo UG-21:

$$P_d = P_{df} + \rho_r \rho g h \tag{1}$$

Según UG - 27(c); 1-1(a)(1): el espesor mínimo o la presión de trabajo máxima permitida de las carcasas cilíndricas deberá ser el espesor mayor o la presión menor según lo indicado a continuación.

1 - 1(a)(1), Esfuerzos circunferenciales

El espesor de cuerpo requerido por esfuerzos circunferenciales t_c , se calcula en base a la presión de diseño P_d , radio externo del cuerpo R_o , esfuerzo admisible del material *S* y eficiencia de la junta *E*:

$$t_c = \frac{P_d R_o}{SE + 0.4P_d} \tag{2}$$

UG-27(c)(2), Esfuerzos longitudinales

El espesor de cuerpo requerido por esfuerzos longitudinales t_l , usa las mismas variables de la sección anterior:

$$t_l = \frac{P_d R_o}{2SE + 1.4P_d} \tag{3}$$

El espesor requerido t, se debe aumentar del mayor espesor $t_{c/l}$, con la corrosión admisible c_a :

$$t = t_{c/l} + c_a \tag{4}$$

Página 20 de 128

El mínimo espesor requerido corresponde al mayor valor calculado entre t_c y t_l :

$$t = \max(t_c; t_l) \tag{5}$$

3.2.2 DISEÑO DE LAS TAPAS

Espesor de pared de acuerdo con UG-32, para tapa de forma elipsoidal t_h . Se modifica el radio externo por diámetro externo de la tapa D_o , a las variables mencionadas en la sección de cálculo de espesor de cuerpo:

$$t_h = \frac{P_d D_o}{2SE + 1.8P_d} \tag{6}$$

3.2.3 Conformado de partes a presión

UG-79 y UCS-79 [9], provee de un límite porcentaje aceptable del 5 % para el conformado en frio de partes a presión para cuidar la integridad de la parte por la acción de concentración de esfuerzo por conformado.

Para cilindros conformados por plancha, la deformación por conformado ε_{fs} , se determina con el espesor mínimo requerido t, el radio final medio R_f , y el radio medio original R_o :

$$\varepsilon_{fs} = \left(\frac{50t}{R_f}\right) \left(1 - \frac{R_f}{R_o}\right) \tag{7}$$

Para doble curvatura (tapas), la deformación por conformado ε_{fh} , se determina mediante la siguiente ecuación:

$$\varepsilon_{fh} = \left(\frac{75t}{R_f}\right) \left(1 - \frac{R_f}{R_o}\right) \tag{8}$$

3.2.4 Boquilla radial en carcasa cilíndrica

El diseño de aperturas y boquillas se evalúa por UG-36 y UG-37 [9]. El espesor requerido de la boquilla, t_{rn} , en función de la tensión circunferencial viene dado por UG - 27(c)(1); 1-1(a)(1) y se determina en base a la presión de diseño P_d , el radio

mínimo requerido de la boquilla R_{nc} , el esfuerzo admisible de la boquilla S_n y la eficiencia de la junta E.

$$t_{rn} = \frac{P_d \cdot R_{nc}}{S_n \cdot E + 0.4 \cdot P_d} \tag{9}$$

El cálculo de los parámetros de resistencia del refuerzo se hace según UG - 37. El área de refuerzo A, requerida en cualquier plano a través de la abertura en el cuerpo o tapa conformada bajo presión interna, se determina con el diámetro corroído de la boquilla d_{nc} , el espesor mínimo requerido en el cuerpo t_r , el factor de junta F y el factor de reducción de resistencia. Esta área debe ser mayor a:

$$A = d_{nc}t_{r}F + 2t_{nc}t_{r}F(1 - f_{r_{1}})$$
(10)

El área disponible en el cuerpo se determina acorde a las fórmulas indicadas en la Figura UG-37, para los casos con o sin elemento de refuerzo.

El espesor mínimo de la boquilla según UG-45 t_{UG-45} , se obtiene usando el mínimo espesor de boquilla requerido para presión interna y externa, t_a y t_b . Para aberturas de acceso y aberturas usadas solo para inspección:

$$t_{UG-45} = t_a \tag{11}$$

Para las demás aberturas, el espesor t_{UG-45} , se determina mediante:

$$t_{UG-45} = max(t_a, t_b) \tag{12}$$

Donde, espesor requerido t_b , se obtiene de los espesores requeridos para presión interna en la zona de abertura t_{b1} , el espesor necesario para presión externa t_{b2} y el espesor t_{b3} dado en la tabla UG-45 de VIII [9]

$$t_b = min(t_{b3}, max(t_{b1}, t_{b2})$$
(13)

La carga para soportar por las soldaduras se calcula de acuerdo con UG-41.

3.2.5 Análisis de cargas externas

Cargas por viento

La presión dinámica del viento q_z , se calcula utilizando la siguiente ecuación general según ASCE 7-16 [10]. Donde K_z es el factor de exposición del terreno, K_{zt} es el factor topográfico, K_d es el factor de dirección del viento, V es la velocidad de diseño e I es el factor de importancia:

$$q_z = 0.00256K_z K_{zt} K_d V I \tag{14}$$

Fuerza por acción del viento F_{Lw} , se calcula en función del área efectiva del recipiente expuesta al viento A_f , el coeficiente de forma C_f , el factor de efecto ráfaga G y la presión dinámica del viento q_z :

$$F_{Lw} = A_f C_f G q_z \tag{15}$$

Cargas gravitacionales (muerta)

La carga externa ocasionada por la masa del recipiente queda definida por la masa del cuerpo cilíndrico, la masa de las tapas, la masa del fluido que alberga y la masa de los soportes. La fuerza por peso del equipo Q_w se tiene con en base a la masa total del recipiente m_t , y la acción de la gravedad g:

$$Q_w = m_t g \tag{16}$$

Cargas vivas

Las cargas vivas en recipientes a presión comprenden fuerzas variables que actúan durante el funcionamiento normal del equipo, como el flujo del líquido en movimiento, los efectos dinámicos generados por cambios de velocidad o dirección, la acción de olas en entornos marinos y el movimiento oscilante del líquido (sloshing) en recipientes parcialmente llenos [11].

Cargas por sismo

El diseño sísmico de la estructura se realiza de acuerdo con la Norma Ecuatoriana de Construcción (NEC) 2015 [12], [13], considerando las características del suelo, la zona sísmica y las propiedades geométricas del recipiente.

El cortante basal de diseño para estructuras diferentes a las edificaciones V, queda definido por la relación de ampliación espectral n, el factor de zona sísmica Z, el coeficiente de amplificación de suelo en la zona de período corto F_a , el factor de importancia I y el factor de reducción de resistencia sísmica R:

$$V = \frac{nZF_aI}{R}$$
(17)

El componente horizontal por sismo V_{sh} , queda definido con el cortante basal de diseño V y el peso del equipo Q_w :

$$V_{sh} = VQ_w \tag{18}$$

El componente vertical por sismo V_{sv} , relacionado con el componente horizontal de sismo V_{sh} :

$$V_{sv} = \frac{2}{3} \cdot V_{sh} \tag{19}$$

3.2.1 Combinaciones de carga

VIII, div. 1 [9], no posee reglas de combinaciones de cargas para el diseño de recipientes. Mediante UG-2(g), es posible hacer uso de los requerimientos de ASME BPVC, Section VIII, división 2 (VIII, div. 2) [14]. Las cargas para tomar en consideración son la presión de diseño P, la presión hidrostática P_s , muerta D, viva L, Sísmica E, por viento W:

- $Combo 1: P + P_S + D \tag{20}$
- $Combo 2: P + P_S + D +$ (21)
- $Combo 3: P + P_S + D + S_S$ (22)

Combo 4: $\Omega P + P_S + D + 0.75L + 0.75S_s$	(23)
Combo 5: $\Omega P + P_S + D + (0.6W \ o \ 0.7E)$	(24)
Combo 6: $\Omega P + P_S + D + 0.75(0.6W \ o \ 0.7E) + 0.75L + 0.75S_s$	(25)
Combo 7: $0.6D + (0.6W \ o \ 0.7E)$	(26)

3.2.2 DISEÑO DE SOPORTES

VIII-1 [9] no proporciona reglas para recipientes con sillas. Sin embargo, UG-22 requiere la consideración de tales cargas y se aplican las disposiciones de U-2(g).

Las reglas de diseño para soportes y accesorios proporcionadas en VIII-2 [14] y Moss [11], párrafo 4.15.3 es uno de los procedimientos de análisis aceptados para determinar las tensiones en recipiente horizontal sobre dos soportes de silla.

VIII-2, párrafo 4.15.3.1, aplicación de reglas:

a) El método de cálculo de esfuerzos se basa en la mecánica elástica lineal y cubre modos de falla por deformación excesiva e inestabilidad elástica.

b) Los soportes de silla para recipientes horizontales se configurarán para proporcionar soporte continuo para al menos un tercio de la circunferencia del recipiente.

VIII-2, párrafo 4.15.3.2, momento y fuerza cortante:

El recipiente se compone de un cuerpo cilíndrico con tapas formadas en cada extremo que está sostenida por dos soportes de silla igualmente espaciados. El momento en la silla, M_1 el momento en el centro del recipiente, M_2 , y la fuerza cortante en la silla, T, se pueden calcular si la distancia entre la línea central de la silla a es menor o igual al 25 % de longitud tangente a la tapa.

Soporte de silla

La fuerza horizontal en la sección mínima en el punto bajo de la silla F_h , viene dada por la carga aplicada en el soporte Q y depende el ángulo β . La silla deberá diseñarse para resistir esta fuerza.

Página 25 de 128

$$F_h = Q \cdot \frac{1 + \cos(\beta) - 0.5 \cdot \sin(\beta)^2}{\pi - \beta + \sin(\beta) \cdot \cos(\beta)}$$
(27)

La fuerza de división horizontal es igual a la suma de todas las reacciones horizontales en la silla debido a la carga de peso del recipiente. La fuerza de división se utiliza para calcular el esfuerzo de tensión y el esfuerzo de flexión en el alma de la silla.

3.2.3 RESISTENCIA A PRESIÓN EXTERNA

Se determina la presión externa máxima admisible (MAEP) para una carcasa cilíndrica considerando las condiciones de diseño según el párrafo UG-28(c).

Para Cilindros con un valor de relación de diámetro externo del cuerpo D_o y el espesor nominal $t, \frac{D_o}{t} \ge 10$. Se calcula el valor de la presión máxima de trabajo externa admisible P_a , en base al factor B aplicable por el tipo de material según [15], el diámetro externo del recipiente D_o y el espesor corroído t_c , utilizando la siguiente fórmula:

$$P_a = \frac{4 \cdot B}{\frac{3 \cdot D_o}{t_c}} \tag{28}$$

Para Cilindros con un valor $\frac{D_o}{t} < 10$. El valor de P_a , que depende del factor A aplicable por el material según [15], el diámetro externo y espesor corroído, se puede calcular utilizando la siguiente fórmula:

$$P_a = \frac{2AE}{\frac{3D_o}{t_c}} \tag{29}$$

Para validar la resistencia del diseño, compare el valor calculado de P_a con P. Si P_a es menor que P, seleccione un valor mayor de t y repita el procedimiento de diseño hasta obtener un valor de P_a que sea igual o mayor que P.

3.2.4 Presión máxima admisible de trabajo (*MAWP*)

Según UG - 27(c); 1-1(a)(1): el espesor mínimo o la presión de trabajo máxima permitida MAWP de las carcasas cilíndricas deberá ser el espesor mayor o la presión menor según lo indicado a continuación.

Esfuerzos circunferenciales $MAWP_c$, depende el espesor de diseño t_c , según 1 - 1(a)(1):

$$MAWP_c = \frac{S \cdot E \cdot t_c}{R_o - 0.4 \cdot t_c}$$
(30)

Esfuerzos longitudinales $MAWP_l$, según UG-27(c)(2):

$$MAWP_l = \frac{2 \cdot S \cdot E \cdot t_c}{R_o - 1.4 \cdot t_c} \tag{31}$$

3.2.5 Temperatura mínima de diseño del metal (*MDMT*)

De acuerdo con el párrafo UCS-66(a), el procedimiento que se utiliza para establecer exenciones de pruebas de impacto se muestra a continuación.

A menos que esté exento por las reglas de UG-20(f) u otras reglas de esta División, la Fig. UCS-66 se utilizará para establecer exenciones de pruebas de impacto para los aceros enumerados en la Parte UCS.

Cuando se utiliza la Fig. UCS-66, se requieren pruebas de impacto para una combinación de Temperatura mínima de diseño del metal (*MDMT*) y espesor que esté por debajo de la curva asignada al material en cuestión. Si una combinación de *MDMT* y espesor está en o por encima de la curva, las reglas de esta División no requieren pruebas de impacto.

3.2.6 Presión de prueba hidrostática

Según el párrafo UG-99(b), salvo que se permita lo contrario, los recipientes diseñados para presión interna deberán estar sujetos a una presión de prueba

hidrostática p_T , en función de la relación entre el valor de tensión S_T a su temperatura de prueba y el valor de tensión S a su temperatura de diseño, que en cada punto del recipiente sea al menos igual a la siguiente ecuación:

$$p_T = 1.3MAWP\left(\frac{S_T}{S}\right) \tag{32}$$

3.3 DISEÑO DE SISTEMAS DE BOMBEO

La selección adecuada de un sistema de bombeo es crucial para asegurar el rendimiento eficiente y confiable de la operación. Este proceso se basa en la evaluación de las características del sistema y el análisis de las curvas de rendimiento del equipo [16].

3.3.1 Determinación de la altura total

La altura total requerida h_A , corresponde a la energía total aportada por la bomba al fluido. Tiene por ecuación:

$$h_A = \frac{P_2 - P_1}{\gamma} + Z_2 - Z_1 + \frac{V_2^2 - V_1^2}{2 \cdot g} + H_L$$
(33)

Fabricantes de bombas lo denominan altura dinámica total *TDH*. Para interpretar esta ecuación, debemos comprender la serie de funciones que debe cumplir la bomba: Incrementar la presión de la fuente P_1 , hacia el destino P_2 , tomando en cuenta el peso especifico γ . Debe incrementar el nivel del líquido de la fuente Z_1 , al nivel del destino Z_2 . Debe aumentar la carga de velocidad desde el punto a V_1 , hacia el punto 2 V_2 . Debe compensar las perdidas mayores y menores h_L .

Hay varios componentes separados de la altura total del sistema, y se refieren a la presión de un líquido. Los componentes de la altura total del sistema son:

Altura estática

Representa la diferencia de nivel entre la succión y la descarga que debe recorrer el fluido:

Página 28 de 128

$$h_0 = \frac{P_2 - P_1}{\gamma} + Z_2 - Z_1 \tag{34}$$

Altura de fricción

Es el cabezal necesario para vencer las pérdidas que ocurren en tuberías, codos, válvulas y accesorios. Aquí, La pérdida de energía por fricción h_L , está en función de las perdidas mayores en tubería h_M y las perdidas menores en tubería h_m :

$$h_L = h_M + h_m \tag{35}$$

3.3.2 Potencia requerida

La potencia mecánica requerida por la bomba P_I , se calcula en base al peso específico del fluido γ , el caudal que se mueve Q_p , la altura total requerida h_A y la eficiencia de la bomba e_m , como:

$$P_I = \frac{\gamma Q_p h_A}{e_m} \tag{36}$$

3.3.3 CARGA NETA DE SUCCIÓN POSITIVA NPSH

El rendimiento de las bombas está fuertemente condicionado por la carga neta positiva de succión *NPSH*, influyendo en varios aspectos clave de su operación. Entre los problemas principales se encuentra la cavitación, un fenómeno particularmente dañino para la bomba. Esta condición está estrechamente relacionada con la presión de vapor del fluido bombeado, que desempeña un papel crucial en su inicio. Además, las condiciones operativas del sistema de tuberías también impactan directamente en la NPSH.

Por ello, es fundamental que el diseño de la línea de succión garantice un flujo constante y sin restricciones de líquido a través del equipo hasta la línea de descarga. El parámetro más crítico en este sentido es la presión del fluido en la entrada de succión. El valor de $NPSH_A$ se puede expresar en base a la altura de presión de vapor h_{vp} , la pérdida de carga por fricción h_L , la altura de velocidad h_v , altura por aceleración en bombas de desplazamiento positivo tipo reciprocante h_a , la altura por diferencia de nivel entre el reservorio y el eje de la bomba h_s y la altura por presión absoluta que se aplica en el reservorio h_p :

$$NPSH_{A} = h_{p} \pm h_{s} - h_{vp} - h_{L} - h_{v} - h_{a}$$
(37)

El diseño de la red de tuberías de succión debe garantizar una presión adecuada para evitar la aparición de cavitación, fenómeno en el cual se generan burbujas de vapor dentro del fluido en movimiento.

3.3.4 CRITERIO DE VERIFICACIÓN

Los fabricantes de bombas prueban el diseño de cada bomba para determinar el nivel de presión de succión necesario para evitar la cavitación y reportan el resultado como la altura de succión positiva neta requerida, $NPSH_R$, para la bomba en cada condición de operación de capacidad (caudal volumétrico) y altura total en la bomba.

3.3.5 Pérdidas por fricción

En todo sistema de tuberías se produce una pérdida de energía a causa de la fricción interna del fluido en movimiento, la cual depende del tipo de fluido, la velocidad del flujo y las características de la superficie interna de la tubería.

Número de Reynolds:

El comportamiento de un fluido, especialmente en relación con las pérdidas de energía, está fuertemente influenciado por si el flujo es laminar o turbulento; por ello, es necesario contar con un método que permita predecir el régimen de flujo sin necesidad de observarlo directamente.

Esta definición se puede obtener mediante un número adimensional, llamado número de Reynolds *Re*, dependiente de la densidad del fluido ρ , la velocidad del flujo *V*, el diámetro de la tubería *D* y la viscosidad cinemática *u*:

$$Re = \frac{\rho VD}{u} \tag{38}$$

Página 30 de 128

En aplicaciones prácticas de flujo en tuberías, se considera que el flujo es laminar cuando el número de Reynolds es inferior a 2000, y turbulento cuando supera los 4000. Si el valor se encuentra entre 2000 y 4000, el tipo de flujo no puede determinarse con certeza, por lo que este intervalo se denomina región crítica.

Ecuación de pérdida de energía de Darcy:

La ecuación de Darcy puede usarse para calcular la pérdida de energía en secciones largas de tubería circular. Las pérdidas de energía mayores en tubería h_M , dependen de la longitud de la corriente del flujo L, el diámetro de la tubería D, la velocidad promedio del fluido V y la gravedad g:

$$h_M = f \frac{L}{D} \frac{V^2}{2g} \tag{39}$$

Las pérdidas de fricción provocadas en régimen laminar se pueden calcular t tomando como valor de factor de fricción el número 64.

$$f = \frac{64}{Re} \tag{40}$$

En régimen turbulento se puede obtener el factor de fricción f mediante la siguiente ecuación.

$$f = \frac{0.25}{\log\left(\frac{\frac{\varepsilon}{D}}{3.7} + \frac{5.74}{Re^{0.9}}\right)^2}$$
(41)

Esta ecuación cubre el rango de rugosidad relativa $\frac{D}{\varepsilon}$ entre 100 y 1x10⁶ y número de Reynolds entre 5x10³ y 1x10⁸.

Las pérdidas de presión menores en accesorios y válvulas en tubería h_m , se definen con el coeficiente de perdida por accesorios en la tubería k, la velocidad V y la gravedad:

$$h_m = k \frac{V^2}{2g} \tag{42}$$

Donde el coeficiente de resistencia k, se define con el factor de fricción en el sistema f, la longitud equivalente por accesorio L_e y el diámetro D:

$$k = f \frac{Le}{D} \tag{43}$$

3.3.6 Selección del diámetro de tuberías

El diámetro de las tuberías se selecciona para asegurar velocidades de flujo adecuadas [17]:

Velocidad en línea de succión: 1-3ft/s.

Velocidad en línea de descarga: 5–10ft/s.

Máxima caída de presión: 4psig/100ft.

3.4 Análisis de tuberías

El diseño del sistema de tuberías en un sistema de bombeo permite garantizar la integridad estructural y operativa, considerando las normas de diseño y la interacción con los equipos conectados [18].

3.4.1 CÁLCULO DEL ESPESOR DE PARED REQUERIDO

Acorde a ASME B31.3, párrafo 304.1.2 [19]: tubería recta bajo presión interna

El espesor de diseño de presión interna para tubería recta t, en función de la presión manométrica interna P, el diámetro externo de la tubería D, la resistencia del material S, el factor de calidad E, el factor de reducción de resistencia W y el coeficiente Y, no debe ser menor que el calculado con la ecuación:

$$t = \frac{PD}{2(SEW + PY)} \tag{44}$$

Página 32 de 128

3.4.2 Análisis de flexibilidad

El análisis de flexibilidad de tuberías según el Apéndice S de la ASME B31.3 [19] tiene como objetivo garantizar que las tensiones generadas por la expansión térmica, peso y otros efectos estén dentro de los límites permisibles.

3.4.3 MODELO COMPUTACIONAL

El análisis de flexibilidad del sistema de tuberías se realizará utilizando software especializado en análisis de tensiones y flexibilidad para sistemas de tuberías según normas internacionales.

Para el análisis se requiere la configuración general basada en las dimensiones y disposición del sistema de tuberías que conecta los equipos. Las variables más importantes son, longitudes de los tramos de tuberías, ubicaciones de codos, tes, válvulas y soportes.

3.4.4 Análisis de cargas

A continuación, se detallan las cargas para diseñar sistemas de tuberías acorde a ASME B31.3, párrafo 302.3 [19]:

Carga operativa

El caso de carga operativa se basa en el rango de temperatura desde la ambiental hasta la máxima operativa del metal. Además, incluye los efectos de presión interna, P, peso de la tubería, peso del aislamiento y peso del contenido, Gr.

Carga sostenida

La carga sostenida considera las fuerzas axiales, la presión interna, el peso propio de la tubería y el peso del fluido, excluyendo los efectos generados por la temperatura.

Las tensiones debidas a cargas sostenidas S_L , en cualquier componente de un sistema de tuberías, no deben exceder S_h , donde S_h es la tensión básica admisible

proporcionada en la Tabla A-1 o la Tabla A-1M en B31.3 a la temperatura máxima de del metal para la condición de operación que se esté considerando.

Carga de desplazamiento

El caso de carga de desplazamiento se basa en el rango de temperatura desde la mínima del metal T, hasta la máxima para los ciclos térmicos en análisis.

El rango de tensión de desplazamiento calculado S_E , en un sistema de tuberías no debe exceder el rango de tensión de desplazamiento permitido S_A , que depende del esfuerzo básico del metal a la temperatura mínima considerada S_c , y la tensión S_h , calculado por la ecuación:

$$S_A = f(1.25S_c + 0.25S_h) \tag{45}$$

Cargas ocasionales

Las cargas ocasionales *Oc*, incluyen los efectos de viento y sismo que afectan al sistema de tubería acorde a B31.3 [19].

La suma de las tensiones debidas a cargas sostenidas, como presión y peso S_L , y de las tensiones producidas por cargas ocasionales, como viento y terremotos, no debe exceder 1.33 veces la tensión básica admisible proporcionada en la Tabla A-1 o la Tabla A-1M modificada por la temperatura del metal para la condición ocasional que se esté considerando. No es necesario considerar que las fuerzas del viento y del terremoto actúan simultáneamente. El esfuerzo admisible para el material de la tubería S_A , se determina con la ecuación:

$$S_A = 1.33S_h \tag{46}$$

3.4.5 Combinaciones de carga

El análisis se realizará para las siguientes combinaciones de carga definidas en ASME B31.3 [19]:

Sostenida (
$$S_L$$
): $Gr + P$ (47)

Página 34 de 128

Expansión: $S_L + T$ Ocasionales: $S_L + Oc$

3.5 ANÁLISIS ESTRUCTURAL

(48) (49)

El análisis estructural es una disciplina de la ingeniería civil y mecánica que estudia el comportamiento de las estructuras bajo diferentes tipos de cargas y condiciones de operación. Su propósito es garantizar que una estructura sea capaz de soportar las cargas aplicadas sin fallas, manteniendo su estabilidad y funcionalidad durante su vida útil [20].

En el caso de los equipos de bombeo, las estructuras de soporte juegan un papel fundamental en la operatividad del sistema, ya que deben resistir cargas estáticas y dinámicas, minimizar vibraciones, y evitar deformaciones excesivas que puedan comprometer el rendimiento del equipo.

3.5.1 Consideraciones de diseño

Las estructuras de soporte para equipos de bombeo deben cumplir con los siguientes criterios básicos:

La estructura debe ser capaz de soportar todas las cargas estáticas y dinámicas sin exceder los límites de esfuerzo permitidos.

Debe evitarse el exceso de deformaciones y vibraciones que puedan afectar el desempeño del equipo de bombeo.

La estructura debe ser estable bajo todas las condiciones de carga, evitando colapsos o desplazamientos excesivos.

Las bombas generan fuerzas dinámicas que pueden causar resonancia si no se diseñan adecuadamente los soportes.

3.5.2 CARGAS

Las cargas que actúan sobre la estructura pueden clasificarse en diferentes categorías.

Carga muerta

La carga muerta incluye el peso propio de la estructura, el equipo de bombeo (bombas, motores, tuberías, accesorios) y cualquier otro elemento fijo.

Carga viva

Se consideran cargas de operación, mantenimiento y acceso, como pasarelas y cargas accidentales en plataformas.

Cargas dinámicas

Las bombas y motores generan fuerzas dinámicas que deben ser consideradas para evitar resonancia estructural. Estas cargas dependen de la velocidad de rotación y del tipo de bomba utilizada.

Carga de viento

Para estructuras expuestas a la intemperie, se consideran las cargas de viento conforme a ASCE 7-16 [10].

Carga sísmica

El análisis sísmico se realiza de acuerdo con la NEC-15 [13], con la ecuación de fuerza sísmica base. Del mismo modo, la norma ASCE-7 posee un procedimiento para análisis de cargas sísmicas similar a lo establecido en la NEC-15.

Suarez [21], propone una metodología para convertir los factores F_A Y F_v de sitio de NEC-15 [13], a los factores de espectro de respuesta S_s y S_1 de ASCE-7 [10].

Primero se realiza una equivalencia entre las curvas de aceleración de espectro entre normas:

Página 36 de 128
$$S_{DS}(ASCE - 7) = S_a(NEC - 15)$$
 (50)

En ASCE 7 se tiene la siguiente relación:

$$S_s = \frac{3}{2} S_{DS} \tag{51}$$

Reemplazando S_a en su equivalente S_{DS} , se calcula S_s . Este se ingresa a la página web de USGS [22] y se busca una locación que cumpla con este valor se obtiene S_1 . Obtenidos estos valores se define los coeficientes de sitio F_A y F_v de ASCE-7 similar a lo que se realiza con la norma ecuatoriana. De esta manera se definen los coeficientes necesarios para un análisis equivalente.

3.5.3 Combinaciones de carga

Las cargas que se aplican a las estructuras se combinan según la normativa NEC-15 [12], generando los escenarios de carga críticos para el diseño. Las combinaciones de carga por ultima resistencia por carga muerta D, carga viva L, carga vivía en techo L_r , carga por sismo E, carga por viento W y carga de nieve S, se indican a continuación:

Combo 1: 1.4D	(52)
Combo 2: $1.2 D + 1.6 L + 0.5 max[Lr; S; R]$	(53)
Combo 3: $1.2 D + 1.6 max[Lr; S; R] + max[L; 0.5W]$	(54)
Combo 4: $1.2 D + 1.0 W + L + 0.5 max[Lr; S; R]$	(55)
Combo 5: $1.2 D + 1.0 E + L + 0.2 S$	(56)
Combo 6: $0.9 D + 1.0 W$	(57)
Combo 7: $0.9 D + 1.0 E$	(58)

3.5.4 VALIDACIÓN DE PERFILES ESTRUCTURALES

La evaluación de la capacidad de carga de los perfiles estructurales es fundamental para garantizar la seguridad y funcionalidad del sistema. Se verifica que tanto las columnas como las vigas sean capaces de resistir las cargas aplicadas sin superar los límites de esfuerzo establecidos por la normativa. Esto incluye la resistencia a compresión en columnas y la resistencia a flexión en vigas. La evaluación de la deflexión busca limitar las deformaciones excesivas en vigas y soportes bajo carga, ya que podrían generar vibraciones o desalineaciones perjudiciales para los equipos de bombeo. Si las deflexiones superan los valores aceptables, se recomienda modificar el diseño aumentando la rigidez de los perfiles, incorporando refuerzos o ajustando la ubicación de los apoyos.

La norma IBC [23], recomienda que las deflexiones *L*, por diferentes cargas no sobrepasen lo indicado en la Tabla 1:

CONSTRUCCIÓN	Live	Snow / Wind	Dead l + Live
Elementos de techo:			
Soporte de techo de yeso o estuco	L/360	L/360	L/240
Soporte de techo sin yeso	L/240	L/240	L/180
Techo sin soporte	L/180	L/180	L/120
Elementos de piso	piso L/360 –		L/240
Muros exteriores y particiones interiores:			
Con acabados frágiles	_	L/240	_
Con acabados flexibles	_	L/120	_
Edificios agrícolas	_	_	L/180
Invernaderos	_	_	L/120

Tabla 1. Límites de deflexión [23].

4. Materiales y metodología

4.1 Principio de funcionamiento

El equipo skid de bombeo es parte de un sistema de manejo de gas y condensados asociados de petróleo. El skid recepta condensados de alta presión de procesos anteriores y los dirige hacia un acumulador horizontal que opera con una presión interna controlada de 185 psi. En este acumulador, los condensados permanecen almacenados hasta alcanzar un nivel de 21 pulgadas y se evacúan hasta las 9 pulgadas.

El drenaje automático se gestiona mediante un sistema de control de nivel y se lleva a cabo con la acción de bombas booster (una como reemplazo de la otra). Estas bombas funcionan en conjunto con sensores de presión, los cuales envían señales cuando la descarga alcanza aproximadamente 265 psi. En respuesta, el sistema de control automatizado emite la orden de apagado de estas bombas.

El arranque de las bombas de transferencia se habilita cuando los sensores de presión detectan un valor superior a aproximadamente 215 psi. Las descargas de estas bombas, con una presión de aproximadamente 700 psi, son dirigidas a la línea de transporte hasta el centro de procesamiento. El esquema de funcionamiento se indica en la Figura 3.



Figura 3. Esquema de flujo de proceso del skid de bombeo de condensados.

A continuación, se presenta la metodología para diseño de componentes mecánicos, de tubería y de bombeo.

4.2 DISEÑO DE RECIPIENTES A PRESIÓN

El diseño de recipientes a presión se realiza de acuerdo con las recomendaciones de Sowinski [24], Villacrés [25] y Suntaxi [26], que cubren los requisitos para cumplir con la Sec. VIII, div. 1 [9].

4.2.1 REQUERIMIENTOS DE DISEÑO DEL RECIPIENTE A PRESIÓN

A partir de la hoja de datos elaborada por la disciplina de procesos, los requerimientos de diseño para el recipiente de presión se indican en la Tabla 2:

Detalles del equipo		
Recipiente	Función	Condensado
Тіро	Config.	Horizontal
Cantidad		1
Diámetro del recipiente (OD)	ft-in	2-8
Longitud del recipiente (s-s)	Ft-in	8-3
Recipiente máx. Caída Pres.	psig	1
Nivel máximo de líquido	%	78
Densidad relativa del líquido	%	0.57
Máx. Oper. Temp.	F	120
Máx. Oper. Pres.	psig	200
Código de diseño	ASME VIII - Div	visión 1 Última edición
Presión de diseño (Int / Ext)	psig	225 / 14.7
Temperatura de diseño	F	170
Recipiente Corr. Perm.	in	1/8
Tubería Corr. Perm.	in	1/16
Espesor mínimo nominal	in	0.375
Elevación	ft	878
Humedad relativa	min. / máx.	80 / 99.9
Velocidad del viento	mph	70
Zona sísmica		NEC 2015 Zone 1
Temp. Amb. min. / max.	F	60 / 104
Radiografía		RT-1

Tabla 2. Requerimientos de diseño del recipiente a presión.

4.2.2 Presión operativa de diseño del cuerpo

Presión de diseño ajustada por presión hidrostática, ecuación 1:

$$P_d = 225 \text{ psi} + 0.57 \cdot \frac{62.43 \text{ lb}}{\text{ft}^3} \cdot \frac{32.17 \text{ ft}}{\text{s}^2} \cdot 22.8 \text{ in}$$

 $P_d = 225.47 \text{ psi}$

4.2.3 DISEÑO DEL CUERPO

Esfuerzos circunferenciales. Reemplazando valores, ecuación 2:

Página 41 de 128

$$t_c = \frac{225.47 \text{ psi} \cdot 15 \text{ in}}{20000 \text{ psi} \cdot 1 + 0.4 \cdot 225.47 \text{ psi}}$$

 $t_c = 0.168$ in

Ajustando el espesor calculado para la corrosión permisible: CA = 0.125 in, ecuación 4:

 $t_c = 0.168 \mbox{ in } + 0.125 \mbox{ in }$ $t_c = 0.293 \mbox{ in }$

Esfuerzos longitudinales. Reemplazando valores, ecuación 3:

$$t_l = \frac{225.47 \text{ psi} \cdot 15 \text{ in}}{2 \cdot 20000 \text{ psi} \cdot 1 + 1.4 \cdot 225.47 \text{ psi}}$$

 $t_l = 0.0839$ in

Ajustando el espesor calculado para la corrosión permisible, ecuación 4:

 $t_l = 0.0839 \text{ in} + 0.125 \text{ in}$ $t_l = 0.209 \text{ in}$

El espesor requerido se determina según la ecuación 5:

$$t = \max(0.293 \text{ in}; 0.209 \text{ in})$$

 $t = 0.293 \text{ in}$

En base a lo requerido en la hoja de datos, se debe usar material con un espesor mínimo de 3/8 in, quedando:

$$t = 0.375$$
 in

4.2.4 DISEÑO DE LAS TAPAS

Espesor de pared para tapa con forma elipsoidal. Reemplazando valores, ecuación 6:

$$t_h = \frac{225.47 \text{ psi} \cdot 30 \text{ in}}{2 \cdot 20000 \text{ psi} \cdot 1 + 1.8 \cdot 225.47 \text{ psi}}$$

 $t_h = 0.167$ in

Ajustando el espesor calculado para la corrosión permisible, ecuación 4:

$$t_h = 0.167 \text{ in} + 0.125 \text{ in}$$

 $t_h = 0.292 \text{ in}$

En base a lo requerido en la hoja de datos, se debe usar material con un espesor mínimo de 3/8 in:

$$t_h = 0.375$$
 in

4.2.5 CONFORMADO DE PARTES A PRESIÓN

Para el conformado del cilindro del cuerpo, tomando como premisa que el valor de R_o es igual a un valor infinito, la fórmula 7 modificada es:

$$\varepsilon_{fs} = \frac{50 \cdot 0.293 \text{ in}}{7.65 \text{ in}}$$
$$\varepsilon_{fs} = 1.92 \%$$

Por lo tanto, no se requiere tratamiento térmico.

Para el conformado de la tapa elipsoidal, considerando que la mayor influencia en concentradores de esfuerzo por conformado es el radio de acuerdo, donde comienza la transición entre curva y lado recto, donde el valor de este radio está relacionado con el diámetro externo D_o .

(59)

$$= 0.17 Do$$

 $r = 0.17 \cdot 30$ in
 $r = 5.1$ in

De esta manera se determina el valor del radio R_{fh} , al radio medio r, se sumará el espesor nominal de la tapa t_h :

r

$$R_{fh} = r + 0.5 \cdot t_h$$
 (60)
 $R_{fh} = 5.1 \text{ in} + 0.5 \cdot 0.293 \text{ in}$
 $R_{fh} = 5.25 \text{ in}$

Igual que en caso de conformado de cuerpo. El valor de R_o es igual a un valor infinito nombrado en el código, la ecuación 8 modificada es:

$$\varepsilon_{fh} = \frac{75 \cdot 0.293 \text{ in}}{5.25 \text{ in}}$$
$$\varepsilon_{fh} = 4.19 \%$$

Por lo tanto, no se requiere tratamiento térmico.

4.2.6 BOQUILLAS RADIALES EN CUERPO CILÍNDRICO SIN REFUERZO

El recipiente cuenta con las bocas mostradas en la Tabla 3:

Ítem	Servicio	Diam.	Clase	Тіро	Cant.
MH	Entrada de condensado	20"	150	RFWN	1
N1	Salida de gas	2"	150	RFWN	1
N2	Alivio	2"	150	RFWN	1
N3	Salida de condensado	2"	150	RFWN	1
N4	Drenaje	2"	150	RFWN	1
N5	Indicador de nivel/Transmisor	2"	150	RFWN	1
N6	Interruptor de nivel Bajo - Bajo	2"	150	RFWN	2
N7	Interruptor de nivel Alto - Alto	2"	150	RFWN	2
N8	Indicador de presión	4"	150	RFWN	1
N9	Indicador de temperatura	2"	150	RFWN	1
N10	Transmisor de presión	2"	150	RFWN	1
N11	Boca de inspección	2"	150	RFWN	1
N12	Entrada de gas	2"	150	RFWN	1

Tabla 3. Resumen de boquillas en recipiente.

Cálculo para todas las boquillas excepto N8, las dimensiones se indican en la Figura

4:



Figura 4. Dimensiones de boquilla N1, NPS 2".

Dimensiones de la tubería NPS 2" SCH 160:

$$D_{on} = 2.38$$
 in / $t_n = 0.344$ in

La boquilla se inserta a través de la carcasa, es decir, boquilla de tipo incorporado, Figura 5 [9].

Página 45 de 128



Figura 5. Boquilla de tipo incorporado [9].

El espesor requerido se determina con la ecuación 9:

 $t_{rn} = \frac{225.47~{\rm psi}\cdot 0.906~{\rm in}}{17100~{\rm psi}\cdot 1 + 0.4\cdot 225.47~{\rm psi}}$ $t_{rn} = 0.0119~{\rm in}$

Cálculo de los límites de refuerzo según UG-40, para una boquilla se obtiene según las dimensiones de la Figura 6 [9]:



Figura 6. Boquilla integral [9].

$$t_x = t_{nc} = 0.282$$
 in

L = 7 in - 2.5 in = 4.5 in

$$t_e = 0$$
 in

El desarrollo de los cálculos según la sección 3.2.4. se encuentra en el ANEXO 1.

4.2.7 BOQUILLAS RADIALES EN CILÍNDRICA CON REFUERZO

CARCASA

Cálculo para la boquilla N8, con dimensiones según la Figura 7:



Figura 7. Dimensiones de boquilla N8, NPS 8".

Dimensiones de la tubería NPS 4" SCH 80:

$$t_n = 0.337$$
 in $D_{on} = 4.5$ in

El cálculo de la boquilla radial con refuerzo sigue el mismo procedimiento de la sección 4.2.5. y se encuentra en el ANEXO 2.

4.2.1 ANÁLISIS DE CARGAS EXTERNAS

Acorde a UG-22 [9], para el diseño de recipientes se deben considerar las cargas de presión, peso del recipiente, viento, sismo, etc. Por lo tanto, se deben considerar estos efectos para el correcto funcionamiento.

Carga de viento

El análisis de cargas por viento se realiza según la norma ASCE 7-16, las condiciones de diseño se indican en la Tabla 4:

Tabla 4. Condiciones de diseño por viento.

Condición	Valor
Velocidad básica del viento (mph)	70
Altura (ft)	8
Nivel de exposición	С
Factor de importancia	1.15

Las variables para cálculo de presión dinámica del viento se obtienen en la ASCE-7

[10] y se muestran en la Tabla 5:

Tabla 5. Variables de cálculo de cargas de viento según ASCE-7.

Descripción	Valor
α	9.5
z_g (ft)	900
K_z	0.744
$K_{zt}\left(\frac{\mathrm{lbf}}{\mathrm{ft}^2}\right)$	1

Presión dinámica ajustada, acorde a la ecuación 14:

$$q_z = 0.00256 \cdot 0.744 \cdot \frac{1 \text{ lbf}}{\text{ft}^2} \cdot 46.6^2 \cdot 1.15$$
$$q_z = 4.75 \text{ lbf/ ft}^2$$

Presión dinámica básica q_o , dependiente de la densidad del aire ρ_{air} y la velocidad básica del viento v_w :

$$q_0 = 0.5 \cdot \rho_{air} \cdot v_w^2$$

$$q_0 = 0.5 \cdot \frac{1.23 \text{ kg}}{\text{m}^3} \cdot \left(\frac{70 \text{ mi}}{\text{h}}\right)^2$$

$$q_0 = 5.55 \text{ lbf/ ft}^2$$
(61)

Área expuesta en dirección transversal X A_{fx} , en función del diámetro del recipiente D_o :

$$A_{fx} = \frac{\pi \cdot D_o^2}{4}$$
(62)
$$A_{fx} = \frac{3.14 \cdot (30 \text{ in})^2}{4}$$
$$A_{fx} = 706.86 \text{ in}^2$$

Fuerza por acción del viento en dirección transversal X F_{Lwx} , con el área transversal expuesta A_{fx} , ecuación 15:

$$F_{Lwx} = 706.86 \text{ in}^2 \cdot 0.8 \cdot 0.85 \cdot \frac{4.75 \text{ lbf}}{\text{ft}^2}$$

 $F_{Lwx} = 15.87 \text{ lbf}$

Área expuesta en dirección longitudinal Y A_{fy} , esta tiene como variables la longitud entre líneas tangentes del recipiente L_{tt} y el diámetro del recipiente D_o :

$$A_{fy} = L_{tt} \cdot D_o + \frac{\pi \cdot D_o^{-2}}{8}$$
(63)
$$A_{fy} = 75 \text{ in } \cdot 30 \text{ in } + \frac{3.14 \cdot (30 \text{ in})^2}{8}$$
$$A_{fy} = 2603.43 \text{ in}^2$$

Fuerza por acción del viento en dirección longitudinal Y F_{Lwy} , ecuación xxxx:

$$F_{Lwy} = 2603.43 \text{ in}^2 \cdot 0.8 \cdot 0.85 \cdot \frac{4.75 \text{ lbf}}{\text{ft}^2}$$
$$F_{Lwy} = 58.46 \text{ lbf}$$

Carga muerta

El valor de carga muerta, por peso del equipo se calcula con los desarrollos de planchas de cuerpo y soportes, diámetros de boquillas y accesorios. Queda definida según lo indicado en la Tabla 6:

Página 49 de 128

Descripción	Masa (lb)	Masa (kg)
Cuerpo	627	285
Cara	211	100.5
Sillas de soporte	168	76.4
Manholes	535	243.2
Boquillas	146	66.4
Líquido	1745	793.2
Masa total vacío (M_{ve})	1686	766.4
Masa total lleno (M_{vf})	3431	1559.6

Tabla 6. Masa del recipiente.

Carga muerta *D*, para este estudio es el peso del equipo, ecuación 16:

$$D = (2755.14 \, \text{lb}) \cdot 32.17 \, \frac{\text{ft}}{\text{s}^2}$$

$$D = 2754.95 \, \text{lbf}$$

Carga viva

Para este estudio no se consideran cargas vivas:

L = 0 lbf

Cargas por sismo

El análisis de cargas por sismo se realiza mediante la norma NEC-2015 [13].

Las condiciones de zona sísmica se indican en la Tabla 7:

Tabla 7. Condiciones de diseño por sismo.

Descripción	Valor
Ubicación:	SHS
Tipo Suelo	D
Zona Sísmica	I
Factor de importancia	1.3
Factor de reducción	3

Los factores asociados al tipo de suelo y zona sísmica correspondientes se muestran en la Tabla 8:

Página 50 de 128

(+)	UNIVERS	IDAD PC	ILITEC	NICA
24-9	CAL	ECI		
	A 14		743)	N A
(TT)			<u> </u>	

Factor	Valor	
Z	0.15	
F_a	1.6	
F_d	1.62	
F_s	1.02	
n	2.6	
r	1	
Ι	1.3	
R	3	

Tabla 8. Factores asociados al tipo de suelo y zona sísmica.

Periodo límite de vibración en el espectro sísmico elástico de aceleraciones T_c , en función de los factores sísmicos f_a , f_s y f_d :

$$T_c = \frac{0.55 \cdot F_s \cdot F_d}{F_a} \tag{64}$$

$$T_c = \frac{0.55 \cdot 1.02 \cdot 1.62}{1.6} = 0.568$$

Periodo de límite de vibración T_L :

$$T_L = 2.4 \cdot F_d$$
 (65)
 $T_L = 2.4 \cdot 1.45 = 3.48$

Respuesta de los modos de vibración diferentes al modo fundamental T_0 :

$$T_0 = \frac{0.1 \cdot F_s \cdot F_d}{F_a}$$
(66)
$$T_0 = \frac{0.1 \cdot 1.06 \cdot 1.45}{1.4} = 0.11$$

El período de vibración de la estructura T, con los factores por tipo de edificación C_t y a, altura h_{au} :

$$T = C_t \cdot h_{au}{}^a \tag{67}$$

 $T = 0.072 \cdot 2.44^{0.8} = 0.147$

Página 51 de 128

Cortante basal de diseño

Espectro de respuesta elástico de aceleraciones S_a , en función de la razón de aceleración espectral n, aceleración máxima de roca para sismo de diseño Z, y el factor sísmico F_a , expresado como fracción de aceleración, g:

$$S_a = nZF_a$$

$$S_a = 2.6 \cdot 0.15 \cdot 1.6$$

$$S_a = 0.624 g$$
(68)

Cortante basal de diseño V, ecuación 17:

$$V = \frac{2.6 \cdot 0.15 \cdot 1.6 \cdot 1.3}{3}$$
$$V = 0.27$$

El componente horizontal por sismo V_{sh} , ecuación 18:

$$V_{sh}=0.27\cdot 2754.95$$
 lbf $V_{sh}=744.94$ lbf

El componente vertical por sismo V_{sv} , ecuación 19:

$$V_{sv} = \frac{2}{3} \cdot 744.94 \, \text{lbf}$$
$$V_{sv} = 496.63 \, \text{lbf}$$

Carga de sismo longitudinal X E_x , aplicada al soporte, se relaciona con la componente horizontal del sismo V_{sh} , longitud entre soporte L_s y largo de placa base del soporte B:

$$E_x = \frac{V_{sh}B}{L_s} \tag{69}$$

Página 52 de 128

$$E_x = \frac{744.94\,\mathrm{lbf} \cdot 28\,\mathrm{in}}{71\,\mathrm{in}} = 293.78\,\mathrm{lbf}$$

Carga de sismo transversal Y E_y , aplicada al soporte, se calcula en base a la componente horizontal del sismo V_{sh} , ancho de placa base del soporte E y largo de placa base del soporte B:

$$E_y = \frac{V_{sh} \cdot 3 \cdot B}{E} \tag{70}$$

$$E_y = \frac{744.94 \, \text{lbf} \cdot 3 \cdot 28 \, \text{in}}{27.4 \, \text{in}} = 2283.76 \, \text{lbf}$$

En base al requerimiento de la norma ASCE-7, se debe especificar el factor de reducción sísmico R, el espectro de respuesta sísmica S_s y S_1 , el factor de importancia I, coeficientes de sitio de período corto y largo.

Con la siguiente relación entre ASCE-7 y NEC-15, ecuación 51:

$$S_s = \frac{3}{2}(0.624) = 0.94$$

Con el valor S_s , se ingresa a la página web de USGS [22] y con una locación en los alrededores de Seattle (zona sur oriental) se establece S_1 :

$$S_1 = 0.35$$

Obtenidos estos valores se define los coeficientes de sitio F_A y F_v de las tablas de ASCE-7:

$$F_A = 1.1$$
$$F_V = 1.7$$

Página 53 de 128

4.2.2 COMBINACIONES DE CARGA

A continuación, se analizará el caso de carga máxima, tomando en consideración las cargas definidas en la sección anterior. La combinación que se analizará será, ecuación 23: Combo 5: $\Omega P + P_S + D + (0.6W \ o \ 0.7E)$.

Carga total en dirección longitudinal X F_{LT} , con la carga de viento en dirección longitudinal W_x y carga de sismo longitudinal E_x :

$$F_{LT} = \max(0.6 \cdot W_x; 0.7 \cdot E_x)$$
(71)
$$F_{LT} = \max(0.6 \cdot 0.00626 \text{ kip}; 0.7 \cdot 293.78 \text{ lbf})$$

$$F_{LT} = 0.206 \text{ kip}$$

Fuerza aplicada por soporte en dirección longitudinal Q_1 , en función de la carga muerta D, componente vertical del sismo V_{sv} , la carga total en dirección longitudinal F_{LT} :

$$Q_{1} = \frac{D + V_{sv}}{2} + \frac{F_{LT}}{2}$$

$$Q_{1} = \frac{2754.95 \text{ lbf} + 496.63 \text{ lbf}}{2} + \frac{0.206 \text{ kip}}{2}$$

$$Q_{1} = 1728.61 \text{ lbf}$$
(72)

Carga total en dirección transversal Y F_{TT} , con la carga de viento en dirección transversal W_{γ} y carga de sismo transversal E_{γ} :

$$F_{TT} = \max\left(0.6 \cdot W_{\nu}; 0.7 \cdot E_{\nu}\right) \tag{73}$$

 $F_{TT} = \max(0.6 \cdot 0.179 \text{ kip}; 0.7 \cdot 2283.76 \text{ lbf})$

 $F_{TT} = 1.6 \, \text{kip}$

Fuerza aplicada por soporte en dirección transversal Q_2 , en función de la carga muerta D, componente vertical del sismo V_{sv} , la carga total en dirección transversal F_{TT} :

$$Q_{2} = \frac{D + V_{sv}}{2} + \frac{F_{TT}}{2}$$
(74)
$$Q_{2} = \frac{2754.95 \, \text{lbf} + 496.63 \, \text{lbf}}{2} + \frac{1.6 \, \text{kip}}{2}$$

$$Q_2 = 2425.1 \, \text{lbf}$$

Para el diseño se usa la mayor carga lateral Q_L :

$$Q_L = \max(Q_1; Q_2)$$
 (75)
 $Q_L = \max(1728.61 \text{ lbf}; 2425.1 \text{ lbf})$
 $Q = Q_L = 2425.1 \text{ lbf}$

4.2.3 DISEÑO DE SOPORTES

Para el diseño de las sillas se usa las siguientes dimensiones recomendadas por Moss [11], que se indican en la Figura 8 y la Tabla 9.



Figura 8. Geometría de sillas.

Tabla 9. Dimensiones de sillas.

Placa base					Rigidizador Placa de desgaste			9	Aln	na					
Ε	В	L	С	G	EXV	EYV	к	D	М	F	FB	EXF	т	EXA	al
(in)	(in)	(in)	(in)	(in)	(in)	(in)	(in)	(in)	(in)	(in)	(in)	(in)	(°)	(in)	(in)
5	28	0,5	9	2,5	1	/	0,25	13,5	0,375	9	2,5	2	120	2,125	0,25

Página 55 de 128

Distancia del soporte desde línea tangente que cumple la condición $a \leq 0.25 \cdot L_{tt}$:

$$a \le 0.25 \cdot 75$$
 in $= 15$ in

La longitud entre soportes es $L_s = 75$ in $-2 \cdot 15$ in = 45 in

Momento de flexión en el soporte M_1 , en función de la carga lateral Q, distancia del soporte a la línea tangente a, longitud entre líneas tangentes L_{tt} , radio medio del cuerpo R_m y la profundidad media de la tapa conformada h_m :

$$M_{1} = -Q \cdot a \cdot \left(1 - \frac{1 - \frac{a}{L_{tt}} + \frac{R_{m}^{2} - h_{m}^{2}}{2 \cdot a \cdot L_{tt}}}{1 + \frac{4 \cdot h_{m}}{3 \cdot L_{tt}}}\right)$$
(76)

$$M_{1} = -2436.95 \, \text{lbf} \cdot 15 \, \text{in} \cdot \left(1 - \frac{1 - \frac{15 \, \text{in}}{75 \, \text{in}} + \frac{(14.88 \, \text{in})^{2} - (7.62 \, \text{in})^{2}}{2 \cdot 15 \, \text{in} \cdot 75 \, \text{in}}}{1 + \frac{4 \cdot 7.62 \, \text{in}}{3 \cdot 75 \, \text{in}}}\right)$$

$$M_1 = -8467.91 \, \text{lbf} \cdot \text{in}$$

Momento en el centro del recipiente M_2 :

$$M_{2} = \frac{Q \cdot L_{tt}}{4} \cdot \left(\frac{1 + \frac{2 \cdot \left(R_{m}^{2} - h_{m}^{2}\right)}{L_{tt}^{2}}}{1 + \frac{4 \cdot h_{m}}{3 \cdot L_{tt}}} - \frac{4 \cdot a}{L_{tt}} \right)$$
(77)

$$M_{2} = \frac{2436.95 \, \text{lbf} \cdot 75 \, \text{in}}{4} \cdot \left(\frac{1 + \frac{2 \cdot ((14.88 \, \text{in})^{2} - (7.62 \, \text{in})^{2})}{(75 \, \text{in})^{2}}}{1 + \frac{4 \cdot 7.62 \, \text{in}}{3 \cdot 75 \, \text{in}}} - \frac{4 \cdot 15 \, \text{in}}{75 \, \text{in}} \right)$$

 $M_2=6017.85\,\mathrm{lbf}\cdot\,\mathrm{in}$

Fuerza cortante en la silla T:

$$T = \frac{Q \cdot (L_{tt} - 2 \cdot a)}{L_{tt} + \frac{4 \cdot h_m}{3}}$$
(78)

Página 56 de 128

$$T = \frac{2436.95 \,\text{lbf} \cdot (75 \,\text{in} - 2 \cdot 15 \,\text{in})}{75 \,\text{in} + \frac{4 \cdot 7.62 \,\text{in}}{3}}$$
$$T = 1287.62 \,\text{lbf}$$

Según VIII-2 [14], para esfuerzos longitudinales de membrana más flexión en la carcasa cilíndrica entre los soportes.

En la parte superior del cuerpo σ_1 , que depende de la presión de diseño P_d , el radio medio del cuerpo R_m , el espesor de diseño del cuerpo t_c y el momento en el centro del recipiente M_2 :

$$\sigma_1 = \frac{P_d \cdot R_m}{2 \cdot t_c} - \frac{M_2}{\pi \cdot R_m^2 \cdot t_c}$$
(79)

$$\sigma_1 = \frac{225.47 \text{ psi} \cdot 14.88 \text{ in}}{2 \cdot 0.25 \text{ in}} - \frac{6017.85 \text{ lbf} \cdot \text{ in}}{3.14 \cdot (14.88 \text{ in})^2 \cdot 0.25 \text{ in}}$$

$$\sigma_1 = 6673.09 \, \text{psi}$$

En la parte inferior del cuerpo σ_2 :

$$\sigma_2 = \frac{P_d \cdot R_m}{2 \cdot t_c} + \frac{M_2}{\pi \cdot {R_m}^2 \cdot t_c}$$
(80)

$$\sigma_2 = \frac{225.47 \text{ psi} \cdot 14.88 \text{ in}}{2 \cdot 0.25 \text{ in}} + \frac{6017.85 \text{ lbf} \cdot \text{ in}}{3.14 \cdot (14.88 \text{ in})^2 \cdot 0.25 \text{ in}}$$

$$\sigma_2 = 6742.35 \, psi$$

La carcasa cilíndrica se puede considerar adecuadamente rígida si incorpora anillos de refuerzo en el soporte de la silla, o si el soporte está lo suficientemente cerca (definido como $a \leq 0.5R_m$) de la tapa elíptica.

$$15 \text{ in } \leq 0.5 \cdot 14.88 \text{ in } = 0$$

Página 57 de 128

El criterio no se satisface. Por lo tanto, se deben calcular los valores máximos de esfuerzos longitudinales de membrana más flexión en la carcasa cilíndrica en los soportes σ_3 , que depende de la presión de diseño P_d , el radio medio del cuerpo R_m , el espesor de diseño del cuerpo t_c y el momento de flexión en el soporte M_1 :

$$\sigma_3 = \frac{P_d \cdot R_m}{2 \cdot t_c} - \frac{M_1}{k_1 \cdot \pi \cdot R_m^2 \cdot t_c}$$
(81)

Donde el coeficiente K_1 se encuentra en VIII-2 [14], Tabla 4.15.1, $K_1 = 0.107$:

$$\sigma_3 = \frac{225.47 \text{ psi} \cdot 14.88 \text{ in}}{2 \cdot 0.25 \text{ in}} - \frac{-8467.91 \text{ lbf} \cdot \text{ in}}{0.107 \cdot 3.14 \cdot (14.88 \text{ in})^2 \cdot 0.25 \text{ in}}$$

$$\sigma_3 = 7164.77 \, \text{psi}$$

En el fondo del cuerpo σ_4 , con un coeficiente $k_{11} = 0.192$:

$$\sigma_{4} = \frac{P_{d} \cdot R_{m}}{2 \cdot t_{c}} + \frac{M_{1}}{k_{11} \cdot \pi \cdot R_{m}^{2} \cdot t_{c}}$$
(82)
$$\sigma_{4} = \frac{225.47 \text{ psi} \cdot 14.88 \text{ in}}{2 \cdot 0.25 \text{ in}} + \frac{-8467.91 \text{ lbf} \cdot \text{ in}}{0.192 \cdot 3.14 \cdot (14.88 \text{ in})^{2} \cdot 0.25 \text{ in}}$$

 $\sigma_4 = 6454.39 \, \text{psi}$

Acorde a VIII-2 [14], el esfuerzo cortante en la carcasa cilíndrica sin anillo(s) de refuerzo que no está reforzado por una tapa formada τ_2 , con las variables de fuerza cortante en la silla T, radio medio del cuerpo cilíndrico R_m y espesor de diseño del cuerpo t_c , se calcula de la siguiente manera:

$$\tau_2 = \frac{K_2 \cdot T}{R_m \cdot t_c} \tag{83}$$

donde el coeficiente K_2 se encuentra en VIII-2, Tabla 4.15.1, $K_2 = 1.17$. El esfuerzo cortante es:

$$\tau_2 = \frac{1.17 \cdot 1287.62 \, \text{lbf}}{14.88 \, \text{in} \cdot 0.25 \, \text{in}}$$

Página 58 de 128

$$\tau_2 = 405.35 \, \text{psi}$$

El ancho del cuerpo cilíndrico que contribuye a la resistencia del cuerpo cilíndrico en la ubicación de la silla x_1, x_2 , se determinará de la siguiente manera:

$$(x_1, x_2) \le 0.78 \cdot \sqrt{R_m \cdot t_c}$$
(84)
$$(x_1, x_2) = 0.78 \cdot \sqrt{R_m \cdot t_c} = 0.78 \cdot \sqrt{14.88 \text{ in} \cdot 0.25 \text{ in}}$$
$$(x_1, x_2) = 1.5 \text{ in}$$

Las tensiones σ_{6r} y σ_{7r} se calculan en el refuerzo o placa de desgaste en la ubicación de la silla que está soldada a la carcasa cilíndrica. Donde el ancho de la placa de refuerzo b_1 , se determina como:

$$b_{1} = \min(b + 1.56 \cdot \sqrt{R_{m} \cdot t_{c}}; 2 \cdot a)$$

$$b_{1} = \min(5 \text{ in} + 1.56 \cdot \sqrt{14.88 \text{ in} \cdot 0.25 \text{ in}}; 2 \cdot 15 \text{ in})$$

$$b_{1} = 8.01 \text{ in}$$
(85)

Si el ancho del refuerzo b_1 , satisface la ecuación 85, la tensión σ_{6r} , en función de la carga lateral Q, el factor de condición de soporte k (0.1 para refuerzo soldado al cuerpo), el ancho del soporte b_1 , el factor de reducción de resistencia entre el refuerzo y cuerpo η , espesor nominal del cuerpo t y espesor del refuerzo t_r , se puede calcular como se muestra en la ecuación 92.

$$\sigma_{6r} = \frac{-K_5 \cdot Q \cdot k}{b_1 \cdot (t + \eta \cdot t_r)} \tag{86}$$

Donde el coeficiente K_5 se encuentra en VIII-2 [14], Tabla 4.15.1, $K_5 = -0.76$:

$$\sigma_{6r} = \frac{-0.76 \cdot 2436.95 \, \text{lbf} \cdot 0.1}{8.01 \, \text{in} \cdot (0.375 \, \text{in} + 1 \cdot 0.375 \, \text{in})}$$

$$\sigma_{6r} = -30.85 \, \text{psi}$$

Página 59 de 128

El esfuerzo circunferencial de compresión de membrana más el de flexión σ_{7r} , se calculará utilizando:

$$\sigma_{7r} = \frac{-Q}{4 \cdot (t_c + \eta \cdot t_r) \cdot b_1} - \frac{12 \cdot K_7 \cdot Q \cdot R_m}{L_{tt} \cdot (t_c + \eta \cdot t_r)^2}$$
(87)

Donde el coeficiente K_7 se encuentra en VIII-2 [14], Tabla 4.15.1, $K_5 = 0.0529$:

$$\sigma_{7r} = \frac{-2436.95 \,\text{lbf}}{4 \cdot (0.25 \,\text{in} + 1 \cdot 0.375 \,\text{in}) \cdot 8.01 \,\text{in}} - \frac{12 \cdot 0.0529 \cdot 2436.95 \,\text{lbf} \cdot 14.88 \,\text{in}}{75 \,\text{in} \cdot (0.25 \,\text{in} + 1 \cdot 0.375 \,\text{in})^2}$$

$$\sigma_{7r} = -906.45 \, \text{psi}$$

La fuerza horizontal en la sección mínima en el punto bajo de la silla F_h , viene dada por la ecuación 27.

$$F_h = 2436.95 \,\text{lbf} \cdot \frac{1 + \cos(2.09) - 0.5 \cdot \sin(2.09)^2}{3.14 - 2.09 + \sin(2.09) \cdot \cos(2.09)}$$
$$F_h = 495.97 \,\text{lbf}$$

Altura de punto inferior del alma en base a dimensiones de la silla: $H_s = 12.75$ in

El esfuerzo de membrana en el alma de la cuna σ_t , se determina con la altura H_s y el espesor del alma del soporte al:

$$\sigma_{t} = \frac{F_{h}}{H_{s} \cdot al}$$
(88)
$$\sigma_{t} = \frac{495.97 \, \text{lbf}}{12.75 \, \text{in} \cdot 0.25 \, \text{in}}$$
$$\sigma_{t} = 157.14 \, psi$$

Criterios de aceptación:

En la Tabla 10, se muestran los criterios de aceptación por resistencia de los esfuerzos determinados en los elementos de los soportes:

Página 60 de 128

Esfuerzo	Criterio	Cálculo	Resultado
σ1	$\sigma_n \leq S$	$ 6673.09 \mathrm{psi} \le 20000 \mathrm{psi}$	Cumple
σ ₂	$\sigma_n \leq S$	$ 6742.35 \text{ psi} \le 20000 \text{ psi}$	Cumple
σ_3	$\sigma_n \leq S$	$ 7164.77 \text{ psi} \le 20000 \text{ psi}$	Cumple
σ_4	$\sigma_n \leq S$	6454.39 psi ≤ 20000 psi	Cumple
$ au_2$	$\tau_2 \le \min(0.8 \cdot S; 0.533 \cdot S_y)$	$ 6454.39 \text{ psi} \le 20000 \text{ psi}$	Cumple
σ_{6r}	$ \sigma_{6r} \le S$	$ -30.85 \text{ psi} \le 20000 \text{ psi}$	Cumple
σ_{7r}	$ \sigma_{7r} \le 1.25 * S$	$ -30.85 \text{ psi} \le 20000 \text{ psi}$	Cumple
σ_t	$ \sigma_t \le 0.6 \cdot S$	$ 157.14 \text{ psi} \le 0.6 \cdot 20000 \text{ psi}$	Cumple

Tabla 10. Criterio de aceptación de resistencia de soportes.

4.2.4 Resistencia a presión externa

Se determina la presión externa máxima admisible (*MAEP*) para una carcasa cilíndrica considerando las condiciones de diseño [9]. Se determina las relaciones $\frac{L}{D_o}$ y $\frac{D_o}{t}$:

$$\frac{D_o}{t} = \frac{30 \text{ in}}{0.25 \text{ in}} = 120$$
$$\frac{L_{tt}}{D_o} = \frac{75 \text{ in}}{30 \text{ in}} = 2.5$$

En la Figura 9 [15], se identifica el valor de L/D_o . Se desplaza horizontalmente hasta la línea correspondiente al valor de D_o/t



Figura 9. Tabla geométrica para componentes sometidos a cargas externas o de compresión (para todos los materiales) [9].

Se tiene el valor: A = 0.0038

Según la Sección II Parte D, Tabla 1a [15], a una especificación de material de SA– 516 – 70, Normalizado, se le asigna un Cuadro de Presión Externa N.º CS-2, según la Figura 10. Con el valor de A y la curva de temperatura hasta 300 °F, desde aquí se desplaza horizontalmente hacia la derecha y leer el valor del factor B = 5500 psi.



Figura 10. CS-2. Tabla para determinar el espesor de la carcasa de componentes bajo presión externa, desarrollada para aceros al carbono o de baja aleación con un límite elástico mínimo específico de 30 000 psi y superior [9].

Utilizando este valor de B, se calcula el valor de la presión máxima de trabajo externa admisible P_a utilizando la ecuación 28:

$$P_a = \frac{4 \cdot 5500 \text{ psi}}{\frac{3 \cdot 30 \text{ in}}{0.25 \text{ in}}} = 61.11 \text{ psi}$$

Se compara el valor calculado de P_a con P.

$$14.7 \text{ psi} \le 61.11 \text{ psi} = 1$$

El criterio se satisface, el espesor de seleccionado es suficiente para resistir la presión externa

4.2.5 Presión máxima admisible de trabajo *mawp*

La presión de trabajo máxima permitida de las carcasas cilíndricas deberá ser la presión menor según lo indicado a continuación.

Esfuerzos circunferenciales, ecuación 30:

$$MAWP_{c} = \frac{20000 \text{ psi} \cdot 1 \cdot 0.25 \text{ in}}{15 \text{ in} - 0.4 \cdot 0.25 \text{ in}}$$

Página 63 de 128

 $MAWP_c = 335.57 \text{ psi}$

Esfuerzos longitudinales, ecuación 31:

 $MAWP_{l} = \frac{2 \cdot 20000 \text{ psi} \cdot 1 \cdot 0.25 \text{ in}}{15 \text{ in} - 1.4 \cdot 0.25 \text{ in}}$

 $MAWP_{l} = 682.59 \text{ psi}$

Por lo tanto, El MAWP queda definido por:

MAWP = min(335.57 psi; 682.59 psi)

MAWP = 335.57 psi

4.2.6 Temperatura mínima de diseño del metal *MDMT*

Según UCS – 66 y usando las notas de la Figura 11 [9], la curva de exención de prueba de impacto adecuada para la especificación de material SA– 516, Grado 70, Normalizado se designa como material de curva D.



Figura 11. UCS-66, Curva de excepción de ensayo de impacto [9].

Página 64 de 128

En este estudio, la carcasa cilíndrica es una pieza soldada unida por una junta a tope y el espesor de regla es igual al espesor nominal de la junta soldada más gruesa, en la Figura 11: $t_g = t = 0.375$ in

El *MDMT* requerido se determina a partir del párrafo UG 20(b) y se indica en los datos del recipiente como:

MDMT = -55 F

4.2.1 Presión de prueba hidrostática

Requisitos de pruebas hidrostáticas según el párrafo UG-99 en VIII-1, ecuación 32:

$$p_{\rm T} = 1.3 \cdot 225 \text{ psi} \cdot \left(\frac{20000 \text{ psi}}{20000 \text{ psi}}\right)$$

 $p_T = 292.5 \text{ psi}$

4.3 DISEÑO DE RECIPIENTES A PRESIÓN CON Software especializado

Software especializado se utilizará para validar los cálculos realizados manualmente. El procedimiento es el siguiente:

4.3.1 CONFIGURACIÓN DEL MODELO

Iniciar el programa y seleccionar nuevo modelo de recipiente a presión. Para este análisis, se selecciona la opción recipiente horizontal sobre sillas, como se indica en la Figura 12.





Figura 12. Cuadro de tipo de recipiente.

Ingresar las condiciones de diseño, se escoge el código de diseño ASME VIII para este recipiente, el cual, automáticamente actualizará el año del material y la gravedad específica del mismo. Las normas de la brida y la tubería estarán acorde a la norma ASME. Esto acorde a la Figura 13.

	esign conditions	Load Conditions	Operating Condition	s Geometry	Report
Code and Standard	5				Material
Desig	n Code : ASME	VIII July 2019		~	Year: 2019 ~
	Div	. 2			Specific Gravity : 8
	Us	e PED			
Local Load I	Method : PD 55	500:2015 G2		~	ASME II D Customary ASME II D Matric
Flange St	andard : ASME			~	O ASHE II D Healt
Pipe St	andard : Acour				Design Method
	ADME			~	Optimized Design
во	ISO,	Pitch 3 mm when >	M24; Tensile stress a	rea 🗸	Checked Design
Design Conditions					Hydrotest Conditions
MAWP calculatio	n req'd.	Apply [IN 18800 Part 4		🕑 Horizontal, Code Pressure
MAP (New and C	old) reg'd.	O Gas Pre	essure in Vessel		Horizontal, Bottom Pressure
Check Flange Rig	gidity	 Steam 	Pressure in Vessel		Vertical
Apply ASME App	endix 46		Number of Pipes :	1 ~	Apply AD HP30 - 4.10.2
Apply EN 13443	-5 7.7.2 (PX2)				OG-aa(c) (pased on MAP)
External Pressure					Tray Numbering
Including Associa	ated Shell	Check Junction	s are support times	(1	O Bottom to Top
With Stiffeners		Minimum space be	tween Stiffeners :	l2 in	Top to Bottom
Customizable Datab	ase Files Path				
				Browse	Global Accessories
Orientation Referen	ce				
 Clockwise 		0° Position : Ri	aht 🗸 🚽	r	North orientation : 0 •
O Counter-clockwis	æ		י בַּי		

Figura 13. Cuadro de propiedades de diseño de recipiente.

En la Figura 14 de propiedades geométricas, ingresar las dimensiones del recipiente principal: diámetro interno, externo, tipo de tapa, radio de eje, entre otros.

esign Parameters Design Conditions Load Conc	ditions Operating Condition	is Geometry Report Material	5
Main Vessel Diameter Distance between Tangent Lines Distance from Tangent Line to Saddle CL. Heard Ture Status	30 V 75 V 15 V	Thickness round-up Upper mm (1/15 in) Upper 1/10 mm (1/32 in) Upper 1/10 mm (1/64 in) Trade Carbon Steel Thicknes Trade Stainless Steel Thicknes	5
Axis Ratio	2/1 ~	Thickness Alignment Heads and Shells Head Neutral Axis	
Nozzles		Namla on Tan Mand	
Rounded Up Dist. Flange / Axis Dist. Insulation / Flange	0.25 in 3 in	Normal Projection Flanges Aligned	
Supplementary Design Data			
Maximum Plate Width Width Value User Plate Width	118 in	stance Between Welds Collision Check	2 in
Second and Third Chamber			
Diameter			
Length			

Figura 14. Cuadro de geometría del recipiente.

Se especifica la ubicación y dimensiones de las boquillas según la Figura 15.

piedades de Nozzle					?
ozzle Neck Material Pad Mate	erial Local Loads				
Nozzle Type Process Manhole Mith Blind Flange Mith Standard Flange Characteristics	Shell Inlet Shell Outlet Tube side inlet Tube side Outle Edit flanç	.t	Identification Tag : Designation : Notes :	N1 V Feed inlet	~
Pipe Standard : ASME Diameter Nominal External Internal 2	s Thic	kness Schedule Thickness Jser Defined =lange P. May	<	Corrosion Allowance : Tolerance : Weld joint efficiency : Insulation Thickness :	0.0625 in in 1 in
With or Without R-Pad Outy Without R-Pad Long Welding Neck Butt Welded Self Reinforcing Tee Reinforcing ring	Reinforcement	Size Width Thickness Angle lard dimension	h (L) : in s (E) : in e (B) : o ns	Areas to Exclude	d [1] d [2] d [3]
ASME VIII Appendix 1-10		N	ozz.: in	Shell :	in
Vessel Boot Nozzłe	Location : Offset : Orientation : Indination :	5.7 in in 270 °	Projection Set In Set On	External [D] : Internal [P] : Height [H] :	7 in In In
Weld Size Outward r Outer r Inward P	nozzle weld [1] : nozzle weld [2] :	in in	Goose	Radius : Orientation :	in •
	ADTEIC MCIG [0] -			and a second of the second of	in

Figura 15. Cuadro de propiedades de boquilla.

4.3.2 DEFINICIÓN DE MATERIALES Y PROPIEDADES

Seleccionar el material conforme a ASME BPVC Sección II. SA-516 Gr. 70 para el cuerpo y los soportes, SA-105 para bridas y SA-193 Gr. 87 para espárragos en la Figura 16.

	Origin	Class	Norm	Symbolic Name
Body	0.00		1	1 0,
Barrel	Plate ~	Carbon Steel V	ASME II	SA515GR70
Flange	Forging ~	Carbon Steel ~	ASME II	SA105
Bolting	Bolting ~	Carbon Steel V	ASME II	SA 193GRB7
Skirt / Sup	ports			
	Plate ~	Carbon Steel 🗸	ASME II	SA516GR70
	Integral with hub		Smooth	v
<u> </u>	Integral with hub		Smooth 1 ->Elastomer (rubber)	shore durometer <75
	Integral with hub Soft Flat E Elastomer (rubber) : E Elastomer (rubber)	shore durometer <75 shore durometer >75 + cotton fabric insertion	I ->Elastomer (rubber)	shore durometer <75
	Integral with hub Soft Flat E Elastomer (rubber) E Elastomer (rubber) E Elastomer (rubber) E PTFE (eg = 2 mm) E Evnanded DTEE	shore durometer <75 shore durometer >75 + cotton fabric insertion	I ->Elastomer (rubber)	shore durometer <75
	Integral with hub Soft Flat E Elastomer (rubber) E Elastomer (rubber) E Elastomer (rubber) E PTFE (eg = 2 mm) F Evnanded DTFE	shore durometer <75 shore durometer >75 + cotton fabric insertion Apply Default	I ->Elastomer (rubber)	shore durometer <75
	Integral with hub	shore durometer <75 shore durometer >75 + cotton fabric insertion Apply Default	I ->Elastomer (rubber)	thore duraneter <75

Figura 16. Cuadro de materiales del recipiente.

4.3.3 CONFIGURACIÓN DEL ANÁLISIS

En la barra de condiciones de diseño se definir la presión interna de diseño, la temperatura de diseño, margen de corrosión y la presión de prueba hidrostática. Se debe especificar el fluido de servicio, su nivel de operación y su densidad. Se muestra en la Figura 17.



sign Parameters Design Condition	5 Load Conditio	ins Operating O	Conditions	Geometry F	leport
Chamber No.		2		Def	ault Values
Internal	1	2	3	S	afety Factor
Pressure :	225.00			- (Code Values
	1000 000) User Defined
Required MAWP :	225 psi				View
MAP (New and Cold) :				E	anges Supplementary
Design Temperature :	170 °F				Service Factor : 1.0
Linuid Invelia Operation .					Test Easter + 4.0
Equid level in Operation :	23 in				Test Pactor : 1.0
Fluid Specific Gravity :	.58				Rigidity Factor : 1.0
Corrosion Allowance :	0.125 in				Use ASME Bolt Space Fact.
External					- testal
Pressure :	14.7 psi				Insulation supports
Design Temperature :	170 ºF				
Test					
Pressure :	psi			-0	pening Reinforcement
Elvid Specific Cravity					Stress reserve value
Fluid Specific dravity :	1				1
Insulation					
Insulation Thickness :	in				
Weight by Volume :	2.185 lb/ft3				
Characteristics				-R	iction Factor for Bolt Torque
Radiography UW-11 :	Spot (b) 🗸				Thread : 0.12
Weld Type :	Type 1 🗸				Nut Seating Area : 0.12

Figura 17. Cuadro de condiciones de diseño del recipiente.

En la barra de condiciones de carga de la Figura 18, se selecciona las opciones de carga de viento. Se selecciona la norma ASCE 7-2016 para el diseño del recipiente contra cargas de viento. Se especificar la presión dinámica, datos adicionales del ambiente si es necesario y coeficiente de arrastre para calcular las fuerzas de viento.

Code and Standards			Loading Style and Data
ASCE 7 - 2016		DIN 4133	2 Curved
Site Data		Dynamic Pressure	Stepped
Exposure :	c ~	Base q0 12.527 lbf/	
Site Factor :	1	O User Defined	Level ft Dynamic Pressu
Construction Series :	1 ~	Directional Factor :	
Orography Factor :		Season Factor :	
Turbulence Factor :		Equiv. Roughness :	
Ke :	1		
ipecific Data Extreme / Normal Wi Shape Fact	nd: 1 tor: 0.8	Piping Estimation Only Factor : 1	
Maximum Deflecti	on : in	Gust factor analysis	
Additional Environmental Da	ta		
Special Damping :		Structural Damping :	
ASCE 7 (FIG. 26.8-1) K1 :	0	К2: 0 К3: 0	Vortex Shedding
Shape Factor		Distant and	Karman Effects Prevented by 3
Ladders : ().8	Piping : 0.8	neicoidai mates @ 120°

Figura 18. Cuadro de propiedades de carga de viento.

En la barra de condiciones de carga se selecciona las opciones de carga de sismo. Según la Figura 19, se selecciona la norma ASCE 7-2016 para el diseño del recipiente contra cargas sísmicas.

Site-specific
Normalized Unere line postatori Mormalized User Defined Mapped Values Three Period in S Period s g Fact.
Rm :
Tb :
Tc :
Td :
Vertical Spectrum
Vert. / Hor. Acceleration Ratio :
Tb :
Tc :
Td :

Figura 19. Cuadro de propiedades de carga de sismo.

En la barra lateral de la ventana principal se selecciona la opción modificar. Se selecciona el método de diseño establecido por VIII-2 [14].

Para configurar los soportes del recipiente editamos dimensiones de las sillas en la Figura 20. Se debe especificar las condiciones de restricción como fijos, deslizantes y las cargas adicionales que actúan sobre los soportes.



	citary access	ones			
Design Method AS	SME VIII div 2	`	apply ef	fective angle acc. TEMA 8	th Ed. RGP
ielected Standard Us Location	er Defined	<u> </u>		*	F
Dist. in Stiffness lbf/ 12.5 50	in		<u> </u>	T	
levation	in	₩.DF	EXV		
Friction Factor	0.3	F _		B	1 1
Drawing No		Exr.+			EKF = 0
Right Anchored	Welded	G	++		EKA = 0 2 Bolts
) Left Anchored () Loose	E.	1Bolt	i P i	
Base Plate	5 in	Height/Axis [HS]	28 in	Bolting UNC, 8UN when > 1	~
Width [E]	5 in	Total height [HT]	in	Diameter	~
Length [B]	28 in	Angle [T]	120 °	Number of Down	
Dist. Edge to Web [EXV]	1 in	Weight	79 lb	Number of Rows	1 *
Thickness / Gap [L]	0.5 in	Ribs		Corrosion	in
Distance axis / bolt [C]	9 in	Thickness [K]	0.25 in	Bolthole Diameter	
Bolt(s) Distance [G] 2.5 in	C1: in	Distance [D]	13.583 in	1.375 in	x in
Dist. Base to Web [EYV]	in	Quantity	1	O ASD method	
Wear Plate		Border Rib		 LRFD method 	
Width [F]	9 in	Web		O No method	
	0.25 in	Offset [EXA]	-2, 125 in	Ratio tensile/shear	2
Thk.	s	Thickness	0.25 in	Friction Factor	1
Thk.		THUM IESS	014011		
Thk.	2.5 in				

Figura 20. Cuadro de dimensiones de sillas.

En la Figura 21, se indica un esquema en 3 dimensiones del recipiente en estudio.



Figura 21. Modelo 3D del recipiente.

Una vez configurado el modelo, se ejecuta el análisis para revisar los resultados.

4.4 ANÁLISIS DE TUBERÍAS

El Apéndice S de B31.3 [19] y Chae [18] ofrecen una metodología para análisis de flexibilidad de tuberías de tal manera que se puede garantizar que las tensiones

generadas por la expansión térmica, peso y otros efectos estén dentro de los límites permisibles.

4.4.1 CONDICIONES DE DISEÑO Y OPERACIÓN:

El análisis de tuberías a realizarse determinará la condición de flexibilidad de las tuberías. De esta manera se definirán la configuración y ubicación adecuadas de soportes que cumplan con los lineamientos establecidos en la norma B31.3 [19]. Se analizarán los casos de carga operativa, carga sostenida y carga de expansión acorde a la Tabla 11:

	Condicio	ones de diseño	Condicion	es de operación	Temp.	Temp. Ambiente	
Sección	Presión	Temperatura	Presión	Temperatura	Mínima		
	psig	°F	psig	°F	°F	°F	
Sección 1	225	170	185	104	50	77	
Sección 2	265	170	235	104	50	77	
Sección 3	925	170	700	104	50	77	

Tabla 11. Condiciones de diseño y operación del sistema de tuberías.

Se usarán tuberías disponibles en el mercado y recomendadas. El diámetro menor para tuberías de proceso será de 2". Adicionalmente se considera una corrosión admisible de 0.125". El material de la tubería: ASTM A106 Grado B y accesorios forjados: ASTM A105.

4.4.2 DEFINICIÓN DEL MODELO PARA ANÁLISIS DE Flexibilidad

El modelo 3D es elaborado en el programa AutoCAD Plant 3D, siguiendo las recomendaciones de García [27]. Incluye la implantación de equipos propuesta dentro de la estructura, así como las líneas de conexión entre equipos que aseguran el funcionamiento correcto y seguro del sistema.

El equipo incluye longitudes de los tramos de tuberías, ubicaciones de accesorios soldados y roscados normalizados, válvulas y soportes de tubería, que se muestra en la Figura 22.




4.4.3 CÁLCULO DEL ESPESOR DE PARED REQUERIDO

El espesor de tubería se calcula acorde a ASME B31.3 [19], ecuación 45:

La sección 1 corresponde a la conexión que existe entre la boquilla de salida condensado y la succión de la bomba booster del sistema, se indica en la Figura 23. La presión de diseño corresponde a la del recipiente a presión



Figura 23. Tramo de tubería de la sección 1.

Reemplazando en la ecuación 44 de espesor:

$$t = \frac{225 \text{ psi} \cdot 2.38 \text{ in}}{2 \cdot (17 \text{ ksi} \cdot 1 \cdot 1 + 225 \text{ psi} \cdot 0.4)} + 0.125 \text{ in}$$
$$t = 0.1375 \text{ in}$$

Acorde al requerimiento, para la condición de presión y temperatura se usará tubería cédula 80: t = 0.218 in

En la sección 2 del sistema se realiza la conexión entre la descarga de la bomba booster y la succión de la bomba de transferencia, según la Figura 24. La presión de diseño corresponde al recorrido entre la descarga de la bomba booster y la succión de la bomba de transferencia.



Figura 24. Tramo de tubería correspondiente a la sección 2.

Reemplazando en la ecuación 44 de espesor:

Página 74 de 128

$$t = \frac{265 \text{ psi} \cdot 2.38 \text{ in}}{2 \cdot (17 \text{ ksi} \cdot 1 \cdot 1 + 265 \text{ psi} \cdot 0.4)} + 0.125 \text{ in}$$

t = 0.1434 in

Acorde al requerimiento, para la condición de presión y temperatura se usará tubería cédula 80: t = 0.218 in

La sección 3 comprende el tramo que existe entre la descarga de la bomba de transferencia y la boca a límite de skid que se conecta aguas abajo con el sistema de procesamiento, acorde a la Figura 25. La presión de diseño corresponde a la descarga de la bomba de transferencia



Figura 25. Tramo de tubería perteneciente a la sección 3.

Reemplazando en la ecuación 44:

$$t = \frac{925 \text{ psi} \cdot 2.38 \text{ in}}{2 \cdot (17 \text{ ksi} \cdot 1 \cdot 1 + 925 \text{ psi} \cdot 0.4)} + 0.125 \text{ in}$$
$$t = 0.1882 \text{ in}$$

Acorde al requerimiento, para la condición de presión y temperatura se usará tubería cédula 80: t = 0.218 in

4.4.1 ANÁLISIS DE CARGAS

Las cargas de estudio se definen según las recomendaciones de la norma ASME B31.3.

4.4.2 CARGA OPERATIVA

El caso de carga operativa se basa en el rango de temperatura, efectos de presión interna, peso de la tubería, peso del aislamiento y peso del contenido.

El detalle de pesos y longitudes obtenidos en el programa se detalla a continuación en la Tabla 12:

Sección	Longitud tubería (mm)	Peso tubería (kg)	Peso contenido (kg)
1	4175.76	85	2421.9
2	6705.6	134.7	3889.2
3	5181.6	144.6	3005.3

Tabla 12. Propiedades de los tramos de tuberías de estudio.

4.4.3 CARGA SOSTENIDA

El caso de carga sostenida incluye los efectos de, la presión interna, el peso de la tubería y el peso del fluido en el sistema de tuberías. El esfuerzo admisible para el material de la tubería es: $S_h = 20000 \ psi$.

4.4.4 CARGA DE DESPLAZAMIENTO

El caso de carga de desplazamiento se basa en el rango de temperaturas indicado en la tabla de condiciones de diseño y operación. El esfuerzo admisible para el material de la tubería se tiene con la ecuación 45:

 $S_c = 20000 \text{ psi} / S_h = 20000 \text{ psi}$

 $S_A = 1.25(20000 \text{ psi}) + 0.25(20000 \text{ psi})$

 $S_A = 30000 \text{ psi}$

4.4.5 CARGAS OCASIONALES

Las cargas ocasionales incluyen los efectos de viento y sismo que afectan al sistema de tubería.

Página 76 de 128

El análisis de cargas por viento se realiza según la norma ASCE 7-16, las condiciones de diseño son iguales a los desarrollados en la sección 4.2.2.

Para el análisis de cargas sísmicas se usan los mismos requerimientos y factores desarrollados en la sección 4.2.5.

El esfuerzo admisible para cargas ocasionales se determina con la ecuación 46:

$$S_A = 1.33(2000 \text{ psi})$$

 $S_A = 26600 \text{ psi}$

4.4.6 COMBINACIONES DE CARGA

Las combinaciones de carga acordes a los requerimientos de la norma que se usaran en este estudio son, las ecuaciones 47, 48, 49.

4.5 ANÁLISIS DE TUBERÍAS CON AUTOPIPE

El análisis de flexibilidad del sistema de tuberías se realizará utilizando Bentley AutoPIPE, un software especializado en análisis de tensiones y flexibilidad para sistemas de tuberías según normas internacionales, incluida ASME B31.3. A continuación, se describe el enfoque para modelar el sistema.

4.5.1 GEOMETRÍA DEL SISTEMA

Se modela la configuración general basada en las dimensiones y disposición del sistema de tuberías que conecta los equipos del skid. Para este análisis, debido a que el funcionamiento es de un par de bombas a la vez se analiza la mitad del modelo 3D.

Para importar el sistema de tuberías desde AutoCad Plant 3D hacia Autopipe, necesario exportar la geometría como PCF. Este formato se reconoce y se puede importar en Autopipe. Esto se observa en la Figura 26.



Figura 26. Vista superior del sistema de tubería en estudio.

4.5.2 Configuración del análisis

Al crear un nuevo análisis en el software definimos el nombre del estudio, código de estudio para este estudio ASME B31.3, acorde a la Figura 27. Se selecciona unidad de medida inglesa. Las librerías de materiales y componentes se dejan con opciones por defecto.

General Model Options	? ×
Project ID :	KOD
Prepared by :	Checked bu
1st Approver :	2nd Approver :
Piping Code : B31.3 Process	▼ Edition : 2020 ▼
Use Appendix P (B31.3) : 📃 In	clude ASME CC N-755-1 (HDPE) : 🛛 🗖 Use B31J : 🔽
Lifetime (hrs) :	Lifetime monitoring system :
SIF basis for General piping :	👻 Edition :
Units file name - Input : ENGLISH	I
Vertical axis direction : Z-axis	•
Number of thermal/pressure cases:	4 Ambient temperature : 77
Libraries - Component : AUTOPIPE	✓ Material: B313-20 ▼
	OK Cancel Help

Figura 27. Definición de las propiedades del estudio.

Se selecciona la opción modificar condiciones presión y temperatura en el submenú Home. Estas condiciones se definieron en la sección 4.4.1. Esto se muestra en la Figura 28.

Operating Pr	essure &	Temperature							?	×	Operating Pr	essure &	Temperature						?	×
Current point : Select cases:	84	2	6.e.	2	Auto	A.4		Å. 4m			Current point : Select cases:	51	2 .							
Pressure	-000	225.00	AWU	195.00		- ~~	·		·	-	Descense :	Mato	205.00	Auto	2	MULU	 Auto	·		
Temperature :		170.00		104.00		_					Temperature :		170.00		104.00					
Expansion :	•	0.715	$\overline{\mathbf{v}}$	0.208				Г			Expansion :	•	0.715	•	0.208	Г		r		
Hot modulus :		28.9385	$\overline{\mathbf{v}}$	29.2431							Hot modulus :	•	28.9385	~	29.2431	Г		r		_
Hot allow. :		20000.00	$\overline{\mathbf{v}}$	20000.00				Г			Hot allow. :	•	20000.00	~	20000.00			r		
Yield (Sy) :	•	32970.00	$\mathbf{\overline{v}}$	34884.00		- Γ		Г			Yield (Sy) :	•	32970.00	~	34884.00	Г		r		_
Apply only blue	changes	· 🗸 :									Apply only blue	changes	. 🔽							
							C	K (Cancel He	slp								OK	Cancel	Help
					Operating	Pressure a	k Temperature								?	×				
					Current point	: 1														
					Select cases	10	2 💌													
					Case numbe	 Auto 	1	Auto	2	Au		Auto	·	Auto	, 					
					Temperature		170.00		104.00			-								
					Europeature		0.715		0.200	_		-		_						
					Hot modulur	· 🖬	20 0206		29.2421	-				- -						
					Hot allow :		20000.00	, .	20000.00											
					Yield (Sv) :	2	32970.00	1	34884.00	, 				, 						
					Apply only b	ue change	: 🔽		,	,	,		,		,					
													0	ĸ	Cancel He	lp				



La representación gráfica de las secciones en estudio se puede ver en la Figura 29.



Figura 29. Vista isométrica de las secciones de estudio. (naranja: sección 1; amarillo: sección 2; verde: sección 3).

Por defecto, al importarse la geometría en formato PCF se traslada las propiedades de tubería, como diámetro, cédula, corrosión admisible material, entre otros. En la Figura 30 se encuentra una representación de los espesores de tuberías.





Figura 30. Vista isométrica de los diámetros asignados a la tubería (verde: 2"; cian: 2.5"; naranja: 3/4"; amarillo: 1").

Se colocan soportes en el sistema de tubería de tal manera que se asegure una distribución equilibrada de esfuerzos y permita un manejo y mantenimiento eficiente.

En la Figura 31 se indican las restricciones del sistema en conexiones con equipos y simetrías. En la Figura 32 se muestran las restricciones de movimiento por soportes.



Figura 31. Asignación de restricciones en bocas de recipiente, bombas, simetría.

Página 80 de 128

SALESIANA





Para el análisis estático lineal las cargas a considerar son: operativas de peso, presión, temperatura, viento.

En el submenú de análisis estático se configura el conjunto de estudios a realizar en base a las definiciones establecidas anteriormente.

En la Figura 33 se observa la definición de carga por viento acorde a la ASCE-7.



SCE	? ×	ASCE	? >
General Structure		General Structure	
Load case: W1	Definition method: ASCE-7-16	Load case: W2	Definition method: ASCE-7-16
Wind direction : Global X		Wind direction : Global Y	
DX : DY :	DZ:	DX : DY :	DZ :
Basic wind speed at 33 ft (10 m) :	75.000 mph	Basic wind speed at 33 ft (10 m) : 75.00	0 mph
Exposure category :	C •	Exposure category : C]
Importance factor (I) :	Gust effect factor (G) : 0.850	Importance factor (I) :	Gust effect factor (G) : 0.85
Force Coefficient (Cf), Figure 29.4-1	Automatic Wind directionality factor (Kd) : 1.00	Force Coefficient (Cf), Figure 29.4-1 Automati	Wind directionality factor (Kd) : 1.0
Ground elevation above sea level for automatic Ke factor:	0.00 ft	Ground elevation above sea 0.00 level for automatic Ke factor:	Ĩ h
C Manual elevation factor (Ke) :	1.00	C Manual elevation factor (Ke) : 1.0	Ī
Consider Wind Speed-up		Consider Wind Speed-up	
Type of Hill or Escarpment :	2-D Escarpment	Type of Hill or Escarpment : 2-D Escarpme	t v
Structure Location:	Downwind From Crest	Structure Location: Downwind Fro	m Crest 👻
Height of Hill or Escarpment (H) :	0.000 H	Height of Hill or Escarpment (H) : 0.00	D ft
Distance upwind of crest (Lh) :	0.000 #	Distance upwind of crest (Lh) : 0.00	D R
Distance from crest to the building (x) :	0.000 ft	Distance from crest to the building (x) : 0.00	D R
24 1/10	z(Upwint) - 4 - 42 - 4 -	2 140 20	P(2) Speed-up = (Dornawiad) <u>La</u> <u><u>H2</u><u>H</u></u>

Figura 33. Cuadro de condiciones de carga de viento en dirección Y

Se define las condiciones de presión de prueba hidrostática en el sistema. A su vez toma en cuenta el peso del fluido.

El análisis dinámico se usa para cargas sísmicas y vibraciones. Se configura el análisis sísmico con base a la norma ASCE-7, en la Figura 34.



Figura 34. Cuadro de condiciones de carga de sismo.

Se ejecuta el análisis estático en AutoPIPE para evaluar resultados en cada caso de carga.

4.6 DISEÑO DE SISTEMAS DE BOMBEO

En Mott [16], se desarrolla una metodología para el diseño de sistemas de bombeo, tomando en cuenta las condiciones de operación del sistema, pérdidas y selección de bombas para un funcionamiento óptimo de equipos de bombeo. Se muestra en la Tabla 13.

Propiedades del líquido							
Тіро	Condensad	0					
Temperatura de bom	ibeo (°F)						
Máximo	120	Normal	99	Mínimo	97		
Densidad específica							
Máximo		Normal	0.57	Mínimo			
Viscosidad cinemátic	a (Cp)						
Máximo		Normal	0.16	Mínimo			
Viscosidad dinámica	(ft²/s)						
Máximo		Normal	2.99e-6	Mínimo			
Peso específico (lbf/ft ³)							
Máximo		Normal	35.93	Mínimo			

Tabla 13. Propiedades del líquido en estudio.

4.6.1 REQUERIMIENTOS DEL SISTEMA EN PRIMERA FASE

La primera fase de bombeo incrementa la presión inicial del fluido desde el recipiente a 185 psig nominal hasta 235 psig nominal para enviar el fluido a la línea de bomba de transferencia. Esto se muestra en la Tabla 14.

Tabla 14. Requerimientos del sistema de bombeo primera fase.

Condiciones de funcionamiento							
Capacidad (Gpm):	7						
Presión de descarga (Psig):							
Máximo	250	Normal	235	Mínimo	217		
Presión de succión (Psig):							
Máximo	200	Normal	185	Mínimo	3		
Presión diferencial (Psi):							
Máximo	247	Normal	50	Mínimo			

Página 83 de 128

Datos del punto de succión

Se considera el punto inicial en la superficie del fluido en el recipiente. Según se indica en la Tabla 15.

Datos punto de Succiór	n
Propiedad	Valor
Presión (psi)	185
Elevación (ft)	8.35
Velocidad (m/s)	0
Longitud (ft)	13.6
Diámetro interno: 2″ SCH 80 (in)	1.939

Tabla 15. Propiedades del punto de succión.

Datos del punto de descarga

Se considera el punto de descarga en la boca de ingreso de la bomba de transferencia. Se observan las prioridades en la Tabla 16.

Datos punto de descarga					
Propiedad	Valor				
Presión (psi)	235				
Elevación (ft)	0				
Velocidad (m/s)	0.761				
Longitud (ft)	22				
Diámetro interno: 2" SCH 80 (in)	1.939				

Tabla 16 Propiedades del punto de descarga.

4.6.2 Cálculos en línea de succión

Se consideran los siguientes accesorios, indicados en la Tabla 17, en la línea de succión.

	Tabla	17.	Accesorios	en	la	línea	de	succión.
--	-------	-----	------------	----	----	-------	----	----------

Descripción	Factor k	Cantidad
Válvula de bola	0.2	2
Codo 90	0.5	6
Te, flujo derivado	1.28	2

Entrada	0.5	1
Reducción	0.16	1

El cálculo de esta sección según la sección 3.3 se desarrolla en el ANEXO 3.

4.6.3 Cálculos en línea de descarga

Se consideran los siguientes accesorios, como se indica en la Tabla 18.

Descripción	Factor k	Cantidad
Válvula de bola	0.2	2
Codo 90	0.5	6
Te, flujo derivado	1.28	3
Te, flujo directo	0.35	2
Entrada	0.5	1
Reducción	0.16	1
Válvula check	2.5	1

Tabla 18. Accesorios en la línea de descarga.

Los cálculos requeridos para esta línea son iguales a los de la sección 4.6.2 y se encuentra en el ANEXO 3.

4.6.4 CABEZAL TOTAL REQUERIDO POR EL SISTEMA

La altura total se determina con la ecuación 33:

$$h_A = 191.81 \,\text{ft} + 0 \,\text{ft} - 8.6 \,\text{ft} + \frac{(0.761 \,\text{ft/s})^2 - (0 \,\text{ft/s})^2}{2 \cdot 32.19 \,\text{ft/s}^2} + 0.198 \,\text{ft}$$

$$h_A = 192.01 \, \text{ft} = 47.91 \, \text{psi}$$

Altura estática total, ecuación 34:

$$h_0 = \frac{235 \text{ psi} - 185 \text{ psi}}{35.93 \text{ lb}_f / \text{ft}^3} + 0 \text{ ft} - 8.6 \text{ ft}$$

$$h_0 = 191.81 \, \text{ft}$$

Energía total perdida, ecuación 35:

υ

$$H_L = 0.0761 \,\text{ft} + 0.122 \,\text{ft}$$

$$H_L = 0.198 \, \text{ft}$$

Potencia requerida, ecuación 36:

$$P_A = \frac{35.93 \, \text{lb}_f / \, \text{ft}^3 \cdot 0.0156 \, \text{ft}^3 / \text{s} \cdot 192.01 \, \text{ft}}{0.85}$$
$$P_A = 0.23 \, \text{hp}$$

Cálculo del NPSH_A

El NPSH es un parámetro clave en el diseño de sistemas de bombeo, permite evaluar qué tan cerca se encuentra la instalación de presentar cavitación, ecuación 37:

Considerando que la presión del recipiente y presión de vapor del condensado está en equilibrio.

$$h_{vp} = \frac{P_{1a} - P_v}{\rho_{cond} \cdot g} = 0$$

$$h_{vp} = 0 \text{ ft}$$
(89)

$$NPSH_A = 8.6 \,\text{ft} + 0 \,\text{ft} - 0.0761 \,\text{ft} - 0.0265 \,\text{ft}$$

 $NPSH_A = 8.5 \text{ ft}$

4.6.5 REQUERIMIENTOS DEL SISTEMA EN SEGUNDA FASE

La segunda fase de bombeo incrementa la presión del fluido desde las bombas de transferencia hasta igualar la presión de la tubería de transferencia. Las condiciones de funcionamiento de indica en la Tabla 19. Tabla 19. Requerimientos del sistema de bombeo segunda fase.

	Condicio	nes de funcionami	iento		
Capacidad (Gpm):	7				
Presión de descarga (Psig):					
Máximo	840	Normal	700	Mínimo	700
Presión de succión (Psig):					
Máximo	239	Normal	235	Mínimo	215
Presión diferencial (Psi):					
Máximo	601	Normal	465	Mínimo	

Datos del punto de succión

Se considera el punto de succión en la boca de ingreso de la bomba de transferencia. Los datos se pueden ver en la Tabla 21.

Tabla 20.	Propiedades	del punto	de	succión.
-----------	-------------	-----------	----	----------

Datos punto de Succión		
Propiedad	Valor	
Presión (psi)	235	
Elevación (ft)	0	
Velocidad (m/s)	0.761	
Longitud (ft)	22	
Diámetro interno: 2″ SCH 80 (in)	1.939	

Datos del punto de descarga

Se considera el punto de descarga en la boca de límite de skid hacia la línea de transferencia al centro de procesamiento. Las propiedades se ven en la Tabla 21.

Tabla 21.	Propiedades	del punto	de descarga.
-----------	-------------	-----------	--------------

Datos punto de descarga		
Propiedad	Valor	
Presión (psi)	700	
Elevación (ft)	1	
Velocidad (m/s)	0.761	
Longitud (ft)	17	
Diámetro interno: 2″ SCH 80 (in)	1.939	

Los cálculos en la segunda etapa se realizan acorde al procedimiento definido en los puntos 4.6.2, 4.6.3, 4.6.4. Estos se encuentran en el ANEXO 4.

4.7 ANÁLISIS ESTRUCTURAL

Podder & Cahtterjee [20] y Suarez [21], establecen una metodología para análisis estructural siguiendo normativas internacionales elaboradas por AISC [28], ASCE [10] y la normativa nacional NEC-15 [12], [13]

4.7.1 Consideraciones de diseño

El skid de KOD de alta presión, que se observa en la Figura 35, tendrá una geometría definida conforme a las dimensiones establecidas por el sistema de tuberías y recipiente. La estructura estará compuesta por perfiles de acero estructural, incluyendo vigas y columnas de sección UPN, HEB, etc. El material que se va a utilizar para los perfiles es acero ASTM A-36.



Figura 35. Vista isométrica de la estructura del skid.

4.7.2 ANÁLISIS DE CARGAS

Las cargas que serán consideradas en el análisis incluyen los siguientes:

Página 88 de 128

Carga muerta (DL)

Aquí se consideran las cargas permanentes correspondientes al peso de equipos y estructura: Peso propio de la estructura (determinada mediante software de análisis estructural), peso de los equipos (KOD, bombas), Peso de tuberías y soportes (importada del análisis de tuberías), peso de bandejas, gratín y recubrimientos metálicos.

El peso por área de equipos se indica en la Tabla 22:

Peso por área de bomba de embolo				
Largo de base	1600.00	mm		
Ancho de base	547.00	mm		
Área	0.88	m ²		
Peso equipo	400.00	kgf		
Carga por área	457	kgf/m ²		
Peso por área bomba de cavi	dad progresiva			
Largo de base	1290.00	mm		
Ancho de base	375.00	mm		
Área	0.48	m ²		
Peso equipo	140.00	kgf		
Carga por área	290	kgf/m ²		
Peso por longitud de recipier	ite			
Largo de soporte	0.66	m		
Peso equipo	1560	kgf		
Carga lineal	2364	kgf/m		
Carga lineal por soporte	1182	kgf/m		

Tabla 22. Peso de equipos.

El total de cargas a aplicar se indica como se indica en la Tabla 23:

Descripción	Carga muerta (DL/PIPE) (kgf/m ²)	Carga muerta (DL/PIPE) (kgf/m)
Grating	15	-
Bomba cavidad progresiva	290	-
Bomba embolo	457	-
Recipiente	-	1307

Tabla 23. Carga muerta.

Carga viva (LL)

Esta carga corresponde a las fuerzas temporales o móviles que soporta la estructura durante su vida útil, son variables en magnitud y ubicación: Carga de mantenimiento y operación en pasarelas y plataformas, carga por contención de fluidos (agua de lluvia) en bandejas.

Estas cargas se definen en base a las recomendaciones de la norma NEC-15 [12] y se ven en la Tabla 24.

Tabla 24. Carga viva.		
Descripción	Carga viva (L) (kg/ m ²)	Carga viva (L) (kg/m)
Mantenimiento	200	-
Bandeja contención fluidos	150	-

Carga de viento (W)

Esta fuerza se ejerce por acción del viento en los elementos estructurales y equipos montados en el skid. La aplicación de cargas laterales se hace sobre los elementos expuestos al viento acorde a ASCE 7-16.

Carga sísmica (S)

Es la fuerza y deformación que se produce en una estructura o en el suelo debido a un terremoto. El cálculo del espectro de diseño y definición del coeficiente sísmico basal se sigue de acuerdo con la sección 4.2.5 y NEC-15[13]. Los coeficientes de este estudio se indican en la Tabla 25.



Descripción	Valor	
Ubicación:	SHS	
Tipo Suelo:	D	
Zona Sísmica	I	
L	1.3	
R	3	
z	0.15	
Fa	1.6	
Fd	1.62	
Fs	1.02	
n	2.6	

Tabla 25. Coeficientes de diseño sísmico acorde a la norma NEC-15.

El coeficiente basal de diseño obtenido para el skid es: V = 0.27

El espectro de frecuencia reducido para este análisis se indica en la Figura 36.



Figura 36. Espectro de diseño para el skid

4.7.3 COMBINACIONES DE CARGA

Con base en los estudios preliminares, se establecen los criterios de diseño estructural. Estas cargas se combinan según la normativa NEC-15, generando los escenarios de carga críticos para el diseño.

Las combinaciones de carga por última resistencia corresponden a las ecuaciones 54, 55, 56, 57, 58, 59, 60.

4.8 ANÁLISIS ESTRUCTURAL CON SAP2000

4.8.1 MODELADO Y ANÁLISIS ESTRUCTURAL

El análisis estructural se llevará a cabo mediante la implementación de un modelo tridimensional en SAP2000. Este modelo incluirá todos los elementos estructurales del skid.

4.8.1 Geometría del sistema

El modelo 3d desarrollado en AutoCad se importa y se asignan las secciones correspondientes. El modelo y perfiles definidos se muestran en la Figura 37.



Contorno nivel 1 skid	UPN 200	Viga longitudinal central skid	IPE 200	Viga Iongitudinal	IPE 180
Viga transversal skid	IPE 140	Base bomba transferencia	UPN 120	Soportes tubería	UPN 80
Contorno nivel 2 skid	UPN 180	Contorno nivel 3 skid	UPN 140	Columnas	HEB 200

Figura 37. Vista isométrica de la estructura del skid

4.8.2 CONFIGURACIÓN DEL ANÁLISIS

El material que se va a utilizar para los perfiles es acero ASTM A-36, acorde a la Figura 38:

Página 92 de 128

Seneral Data	_		
Material Name and Display Colo	r [4	36	
Material Type	S	teel	
Material Grade		Grade 36	
Material Notes		Modify	/Show Notes
Veight and Mass			Units
Weight per Unit Volume	7,849		Ton f, m, C 🔍
Mass per Unit Volume	0,8004		
sotropic Property Data			
Modulus Of Elasticity, E			20389019,
Poisson, U			0,3
Coefficient Of Thermal Expansi	on, A		1,170E-05
Shear Modulus, G			7841930,
Other Properties For Steel Materi	als		
Minimum Yield Stress, Fy			25310,507
Minimum Tensile Stress, Fu			40778,04
Expected Yield Stress, Fye			37965,76
Expected Tensile Stress, Fue			44855,84
Switch To Advanced Property	Display		

Figura 38. Propiedades del acero ASTM A-36.

Asignación de cargas

Se asignan la carga muerta (DL) y carga viva (LL) acorde a las fuerzas desarrolladas en la sección 4.7.2. Se considera en el estudio la carga operativa del sistema de tuberías. Por lo que se aplican las cargas de operación en los soportes del skid. Esto se observa en la Figura 39.



Figura 39. Cargas aplicadas en soportes de tuberías.

Carga de viento (W)

La carga de viento aplicada se muestra en la Figura 40.

exposure and riessare opernoients	Wind Coefficients	
O Exposure from Extents of Rigid Diaphrage	ms Wind Speed (mph)	70,
Exposure from Frame and Area Objects Include Area Objects	Exposure Type	c ~
Include Frame Objects (Open Structu	re) Topographical Factor, Kzt	1,
Wind Exposure Parameters	Gust Factor	0,85
Wind Direction Angle 0,	Directionality Factor, Kd	0,85
Windward Coeff, Cp	Solid / Gross Area Ratio	0,2
Leeward Coeff, Cp		
Case (ASCE 7-16 Fig. 27.3-8)		
e1 Ratio (ASCE 7-16 Fig. 27.3-8)		
e2 Ratio (ASCE 7-16 Fig. 27.3-8)		
Modify/Show Exposure Widths		
Modify/Show Exposure Widths		
Modify/Show Exposure Widths Exposure Height Program Calculated		_
Modify/Show Exposure Widths Exposure Height Program Calculated User Specified Reset D	efaults	

Figura 40. Cuadro de condiciones de carga de viento.

Carga sísmica (S)

La carga sísmica aplicada se muestra en la Figura 41.

				Function Damping Ratio
Function Name	NEC			0,05
arameters		Define Function		
Zone Coefficient, Z	0,15	Period	Acceleration	
η Coefficient	2,6	0.	0.2704	Add
Site Factor, Fa	1.6	0.2	0,2704	Modify
Site Factor, Fd	1.62	0.4	0,2704	Delete
Soil Type	D ~	0.5	0.2/04	
Inelastic Behavior Fctor of Subsurface, Fs	1.02	0.7	0,1976	
Importance Factor, I	1.3	0,9	0,1356 0,1158	
Response Modification Factor, R	3	1.2 1.5 1.7 ¥	0.0881 0.063 0.0522 ¥	
Convert to User Defined				
unction Graph				
	Display Graph	(5,8822 . (0,0163)	
	ОК	Cancel		

Figura 41. Cuadro de condiciones de carga de sismo.

Se asignan restricciones de tipo pin en los siguientes puntos: 19, 23, 26, 30, 56, 58, 114, 115.

Página 94 de 128

Las combinaciones de carga se crean en el estudio según lo desarrollado en la sección 4.7.3. Como se ve en la Figura 42.

efine Load Combinations		X S Define Load Combinations	
Load Combinations	Click to:	Load Combinations	Click to:
1.4(Ds+Dp) 1.2(Ds+Dp)+1.6(L+OPER)	Add New Combo	0.9(Ds+Dp)-Wx 0.9(Ds+Dp)+Wy	Add New Combo
1.2(Ds+Dp)+(L+OPER)+Wx 1.2(Ds+Dp)+(L+OPER)-Wx	Add Copy of Combo	0.9(Ds+Dp)-Wy 1.3(Ds+Dp)+(L+OPER)+Sxe	Add Copy of Combo
1.2(Ds+Dp)+(L+OPER)+Wy 1.2(Ds+Dp)+(L+OPER)-Wy	Modify/Show Combo	1.3(Ds+Dp)+(L+OPER)-Sxe 1.3(Ds+Dp)+(L+OPER)+Sye	Modify/Show Combo
0.9(Ds+Dp)+WX 0.9(Ds+Dp)-WX 0.9(Ds+Dp)-WX	Delete Combo	1.3(Ds+Dp)+(L+OPER)-Sye 0.8(Ds+Dp)+Sxe	Delete Combo
0.9(Ds+Dp)-Wy 1.3(Ds+Dp)+(L+OPER)+Sxe	Add Default Design Combos	0.8(Ds+Dp)-Sxe 0.8(Ds+Dp)+Sye 0.8/Ds+Dp)-Sve	Add Default Design Combos
1.3(Ds+Dp)+(L+OPER)-Sxe 1.3(Ds+Dp)+(L+OPER)+Sye	Convert Combos to Nonlinear Cases	1.3(Ds+Dp)+(L+OPER)+Sxd 1.3(Ds+Dp)+(L+OPER)+Syd	Convert Combos to Nonlinear Cases
1.3(Ds+Dp)+(L+OPER)-Sye 0.8(Ds+Dp)+Sxe 0.8(Ds+Dp)-Sxe	ОК	0.8(Ds+Dp)+Sxd 0.8(Ds+Dp)+Syd	ОК
0.8(Ds+Dp)+Sye	✓ Cancel	(Ds+Dp)+(L+OPER)	Cancel

Figura 42 Cuadro de combinaciones de carga para análisis.

En el submenú diseño de elementos de acero, Figura 43, se selecciona la opción configuración de análisis y de definen criterios de estudio acorde al funcionamiento y requerimientos de diseño del skid.

				Item Description	
	Item	Value	^		
1	Design Code	AISC 360-16			
2	Multi-Response Case Design	Envelopes			
3	Framing Type	OMF			
4	Seismic Design Category	D			
5	Importance Factor	1,			
6	Design System Rho	1,			
7	Design System Sds	0,5			
в	Design System R	3,			
9	Design System Omega0	3,			
0	Design System Cd	5,5			
1	Design Provision	LRFD			
2	Analysis Method	Direct Analysis			
3	Second Order Method	General 2nd Order			
4	Stiffness Reduction Method	Tau-b Fixed			
5	Phi(Bending)	0,9			
6	Phi(Compression)	0,9			
7	Phi(Tension-Yielding)	0,9			
8	Phi(Tension-Fracture)	0,75			
9	Phi(Shear)	0,9			
0	Phi(Shear-Short Webed Rolled I)	1,			
1	Phi(Torsion)	0,9		Explanation of Color Coding for Values	
2	Ignore Seismic Code?	No		Blue: Default Value	
3	Ignore Special Seismic Load?	No	~		
				Black: Not a Default Value	
Т	Default Values	Reset To Previous Values		Perfe Velve that has abarred during the	
				current session	
	All Items Selected Items	All Items Selected Ite	ms		

Figura 43. Cuadro de configuración de diseño de perfiles.

5. Resultados y discusión

5.1 DISEÑO DE RECIPIENTE A PRESIÓN

En esta sección se presentan los resultados obtenidos del diseño del recipiente a presión, incluyendo los espesores requeridos para el cuerpo y tapas, dimensiones de boquillas, peso total del recipiente y detalles constructivos. Se valida el cumplimiento del código ASME BPVC Sec. VIII, Div. 1, asegurando la resistencia estructural del equipo bajo las condiciones de operación previstas.

5.1.1 Resultados

Se detallan los valores calculados de espesores mínimos, configuración geométrica, área de refuerzo y dimensiones de los soportes. También se presenta el peso estimado del recipiente en condiciones operativas.

Espesores requeridos para cuerpo y tapas en presión interna

En la Tabla 26, se observa los resultados del dimensionamiento de espesores para el cuerpo y tapas del recipiente. Los espesores seleccionados son mayores a los requeridos y están disponibles en el mercado.

Componente	Material	Diámetro (DO) (in)	t requerido (in)	Corrosión admisible (in)	t nominal (in)	Elongación (%)
Tapa elipsoidal 1	SA-516 GR.70	30	0.292	0.125	0.375	4.19
Cuerpo	SA-516 GR.70	30	0.293	0.125	0.375	1.92
Tapa elipsoidal 2	SA-516 GR.70	30	0.292	0.125	0.375	4.19

Tabla 26. Espesores requeridos para cuerpo y tapas para presión interna.

Espesores requeridos para cuerpo y tapas en presión externa

Los espesores seleccionados son mayores a los requeridos para presión externa y están disponibles en el mercado. Los resultados se observan en la Tabla 27.



Tabla 27. Espesores requeridos para cuerpo y tapas para presión externa.

Componente	Material	Presión admisible (psi)	Presión diseño (psi)
Cuerpo	SA-516 GR.70	61.11	14.7
Tapas	SA-516 GR.70	124.25	14.7

Espesores requeridos para boquillas

En la Tabla 28 se observa el espesor requerido en las boquillas del recipiente, se observa que las tuberías de diámetro 2" deben ser cédula 160, la tubería de 4" debe tener cédula 80 y el manhole requiere una tubería cédula estándar.

Ítem	Servicio	Diámetro (in)	t requerido (in)	Corrosión admisible (in)	t nominal (in)	Ced.
MH	Entrada de condensado	20"	0.193	0.0625	0.375	STD
N1	Salida de gas	2"	0.198	0.0625	0.344	160
N2	Alivio	2"	0.198	0.0625	0.344	160
N3	Salida de condensado	2"	0.198	0.0625	0.344	160
N4	Drenaje	2"	0.198	0.0625	0.344	160
N5	Indicador de nivel / Transmisor	2"	0.198	0.0625	0.344	160
N6	Interruptor de nivel bajo-bajo	2"	0.198	0.0625	0.344	160
N7	Interruptor de nivel alto-alto	2"	0.198	0.0625	0.344	160
N8	Indicador de presión	4"	0.27	0.0625	0.337	80
N9	Indicador de temperatura	2"	0.198	0.0625	0.344	160
N10	Transmisor de presión	2"	0.198	0.0625	0.344	160
N11	Boca de inspección	2"	0.198	0.0625	0.344	160
N12	Entrada de gas	2"	0.198	0.0625	0.344	160

Tabla 28. Espesores requeridos para boquillas.

5.1.2 Análisis mediante software

Se muestran los resultados del análisis computacional del recipiente realizado con Software especializado, validando tensiones admisibles, estabilidad frente a cargas externas y cumplimiento de los requisitos normativos para presión interna y externa.

Diseño por presión interna

Se observa en la Figura 44 y Figura 45 el cálculo realizado por el software para el espesor del cuerpo y tapas. El espesor definido es igual calculado en la sección anterior.

Cylindrical shell under internal pressure

ASME VIII Div.	1 2019						
t = minimum re	quired thickness	$t_n = nom$	nal thickness	E = Weld joint efficiency			
P = internal pres	ssure	S = Allowable stress			emperature		
R = Internal Rad	lius	Ca = corrosion + tolerance			rcular stress		
R_0 = outside rad	ius	Tol% = to	lerance for pipes	$P_a = maximum$ allowable pressure			
$t_{n,min} = (t+Cq)/T$	ol% shall be ≤ 🛵	$t_{ij} = (t_{ij} \times Tol_{ij}) - Ca$ shall be $\geq t$			Hydrostatic pressure		
UG-27 (c)	$t = \max \begin{cases} P(R + Ca)/(SE \\ P(R + Ca)/(2SE \\ P(R + Ca)/(2SE$	(-0.6P) (+0.4P)	$\sigma = \max \begin{cases} P((R + Ca) + 0.6t_u)/(2 + Ca) - 0.4t_u)/(2 + Ca) - 0.4t_u)/(2 + Ca) - 0.4t_u)/(2 + Ca) = 0.4t_u/(2 + Ca) - 0.4t_u)/(2 + Ca) = 0.4t_u/(2 + Ca) - 0.4t_u/(2 + Ca) = 0.4t_u/(2 + Ca) - 0.4t_u)/(2 + Ca) = 0.4t_u/(2 + Ca) = 0$	Et_u) Et_u)	$P_{\alpha} = \min \begin{cases} SEt_{u} / ((R + C\alpha) + 0.6t_{u}) \\ 2SEt_{u} / ((R + C\alpha) - 0.4t_{u}) \end{cases}$		
Appendix 1-1 (a)(1)	$t = PR_o \left/ \left(SE + 0.4P\right) \right.$		$\sigma = P(R_o - 0.4t_u) f(Et_u)$		$P_{\alpha} = SEt_u f(R_o - 0.4t_u)$		

Shell (02) : 31.05 (Barrel)

SA516GR70			Plate						Schedule:	/ NF	PS:/	
ta = 0,3750 in		R = 14,6	25 in	Tol% =	/		PWHT: No Radiography: Spo					
	$R_0 = 15,0$				00 in Cor. = 0,125 in			UG-16(b	UG-16(b) = 0,0625 in			
P (psi)			$P_h(psi)$	<i>T</i> (°F)	S (psi)	Ε	ty (in)	σ (psi)	$P_a(psi)$	t (in)	In min (in)	
								15.834,				
Operation	N	225,8	0,8	170	20.000	0,85	0,2500	7	285,2	0,1982	0,3232	
Horizontal test	Х	346,9	1,1	70	34.200	0,85	0,2500	24.320,	487,8	0,1781	0,3031	
								8				
MAWP (170 °F,	Con	oded) = 2	85,2 psi			MAWP (70 °F, new) = 429,3 psi						
Table UG-79-1:	Extr	eme fiber	elongation	n ratio = 5	0 t _a / R _f (1	$1 - R_f / R_o$) = 1,27 %	$R_f = 1$	4,813 in ;	$R_0 = +\infty$)		

Figura 44. Diseño de cuerpo cilíndrico.

Elliptical Head (30.10) under internal pressure

ASME VIII Div.1 20	19											
		$t_a = nor$	ninal thickne	255			E	= Weld jo	int efficiency			
1		$S_o = All$	owable stres	s			T=	= Tempera	ature			
l i	t,	$S_v = Yi$	eld Strength				ET	= modulu	is of elasticity			
		$t = \min$	imum requir	ed thi	ckness		S _a	$S_a =$ allowable stress at room temperature				
		P = intervectors P	ernal pressur	e			ST	S_T = tensile strength at room temperature				
		D = ins	ide diameter	of str	aight fla	nge	σ	σ = circular stress				
)	R = insi	ide radius of	straig	ht flange		P.	$P_a = Max$. allowable pressure				
$\Box \leftarrow R \rightarrow $		L = Inst	ide radius Ta	ble Ü	G-37		Ph	$P_h = Hvdrostatic pressure$				
		r = Insi	de radius Ta	ble 1-	4.4		Ca	= corrosi	ion + tolerance			
	-1	$L_{ef} = St$	$L_{ef} = \text{Straight flange} = 2 \text{ in}$				To	ing = toler	ance for pipes			
'		$t_{min} = (t$	$t_{min} = (t+Ca)/Tol_{11}$ shall be $\leq t_{m}$				t _e =	= (t_×Tol)- $C\alpha$ shall be \geq	t		
$\frac{ \xi_{\text{pris}} ^2}{ \xi_{\text{pris}} ^2} = \frac{ \xi_{\text{pris}} ^2}{ \xi_{\text{pris}$												
t = 0.3750 in	S-= 70.000 pc	i Tol	L = /					PI	WHT No. Rad	iography Snot		
Seamlere	D/2h = 2	. 107	r = 0.125 in		$\Gamma_{01} = 0$ i	n	IIC	-16(h) = 0	0625 in	iography . opor		
	P(nsi)	P _e (nsi)	. 0,127 III T/0F	<u> </u>	S.G	nei)	5	(nsi)	F=(lesi)	S. (nsi)		
Operation N	225.8	0.8	170	/	20.0	000	34	600	28 231	20 000		
Horizontal test X	346.9	11	70		34.2	200	35	1000	29 000	34 200		
	r (in)	L(in)	D _c (ir	D)	DG	in)	R	(in)	R_{a} (in)	h(in)		
Operation N	5 0975	26 4500	30.000	00	29.5	000	14	7500	15 0000	7 4375		
Horizontal test X	Horizontal test X 5 0975				29.5	000	14	7500	15,0000	7,4375		
Appendix 1.4 (c)			<i>`</i>			1,,,,,,,,,,,,,,,,,,,,,,,,,,,,,,,,,,,,,,						
$K = 1/6 [2+(D/2h)^2]$		f = PD F(OSF)	0.220		PIDV+	0.2 +1/	OFF		P = 2SEt / D	K+02+1		
K = 1/0 [2/(D/2h)]		f = PD V (23E)	+2P(F = 0.1)1	0-		2+(10)	1)1/	251	$P = 2SE_{ij}/[D$	$V \rightarrow (V = 1)1$		
	S(nai)	F	V [(in)	20000-0	3	D (nei)	$1 = 202 g_{\rm e} g_{\rm e}$	t (in)		
Oneration M	20,000	1	1	- 6	2500	12 244	1)	220.4	0.1677	0.2027		
Horizontal text V	20.000	1	1	0,1	2500	20.400	2,0	5707	0,1509	0,2927		
TIOTIZOIIda Cost 7	54.200			0,1		20.47.	, <i>2</i>	5/10,7	0,1500	0,2150		
Appendix 1-4 (f) If	$0.0005 \le t_s/L <$	< 0.002				-						
$r/D \le 0.08$; $C_1 = 9.31$	/D-0.086	$r/D \le 0.08$	$0 \le 0.08$; $C_2 = 1.25$ $\varphi < \beta$: c				$r = a/[\cos(\beta - \phi)]$					
$r/D > 0.08 : C_1 = 0.69$	2r/D+0.605	r/D > 0.08	$C_2 = 1.46 -$	2.6r/L		$\varphi \ge \beta$:	<i>i = a</i>					
a = 0.5D-r b	= L-r	$S_d = C_1 E_T (t)$	J(r) = C	+ <i>r</i>		$\beta = \operatorname{arc}$	$\cos(a/b)$, rad $\varphi = (Lt_2)^{0.5}/r$					
S.t.		S_t_	P_{e}/P_{y}	≤ 1.0	$P_{ck} = 0$.6Pe			P			
$P_e = \frac{1}{C R \left[(0.5 R / r) \right]}$	-1 $P_y = \overline{C}$	R (0.5 R /r)	-1 1.0 <	P_{a}/P_{v}	≤ 8.29 :	$P_{ck} = 0.4$	108 <i>P</i> , ·	+0.192 <i>P</i> ¢	1.5	shall be $\ge P$		
C22Ce[(0.52Ce))	1] C ₂ .	n [(0.52]))	1 PePy	> 8.29	$P : P_{ck} = 1$	2.0P ₂		0.5	1.5			
	t/L	C1	C2		<i>a</i> (1	n)	b	(m)	c (m)	$R_{e}(in)$		
Operation N	0,0095		1 4					1		1,		
riorizontai test X	0,0095	/ 	+ /	0	, n (/	/ D (m)	1 D /1 5 (")		
On writing 17	5e (ps1)	β (rad)	φ(rad	9	P. (os1)	Ρ,	(ps1)	(ps1)	(1.5 (psi)		
Uperation N	1							1	1	1		
Horizontal test A	/	/	/		1			/	1	/		
Straight flange												
		[PR/(SE	-0.6P)]		(P	P(R+0.6	t_)/(i	Et_)]	SEt. /	$(R + 0.6t_{c})$		
UG-27 (c)	<i>t</i> =	max PR 12SF	(+0.4P)	σ =	$= \max \{ P \}$	(R - 0.4t)	ັ) <i>ໄ</i> Ω	Et	$P_a = \min \left\{ 2.SEt \right\}$	(R - 0.4t)		
Annondir 1 1 (a)(1)		DE ICETU VE			(00 /4	0.470	577	5')	,	0.1.1		
rippenuix 1-1 (a)(1)	(mai)	(32 0.4F)	4 /im)	0=	Ville 61	- 0.4P)	P D	1	$a = 0 E_{k} / (R_{o} = t (in))$	1.4 (in)		
Onaration N	20,000	<u>L</u>	6 (in,	0	- σ(p 12.45	ISL)	P _a (ps1)		0.1696	0.2026		
Uperation N Uperation V	24,200	1	0,230	0	20.43	7	3. 5	720	0,1080	0,2930		
riorizonitat test A	54.200	1 1	0,230	v	20.0	12,1		13,8	0,1515	0,2705		
MAWP (170 °F, Corro	oded) = 335,6 p	si		N	íAWP (7	0 °F, ne	w) = (i05 psi				

Table UG-79-1: Extreme fiber elongation ratio = 75 t_{R} / R_f (1 - R_f / R_o) = 5,45 % (R_f = 5,16 in ; R_o = + ∞)

Figura 45. Diseño de tapas.

Resistencia por presión externa

Se observa en la Figura 46 y Figura 47 que el diseño para presión externa del recipiente mediante software corrobora la resistencia del equipo a esta condición de funcionamiento. Se observa que el cálculo determina una presión admisible mayor a la de diseño.



Element(s) of geometry under external pressure External Pressure – Elliptical Head (Section No. 1) (in operation)

Tag	Diamete	r Thickness	modulus of elasticity	Vacuum curve	Temperature				
	(in)	(in)	(psi)		(°F)				
001 30.10 Head	30,000	0,3750	29.000.000, 0	CS-2	170 °F				
ASME VIII Div.1 2019 UG-33									
External Pressure: P = 14,7 psi	r	nodulus of elasti	city: E = 29.000	.000 psi					
Material: SA516GR70	(Corrosion: 0,125 in							
Vacuum curve: CS-2	1	Folerance: 0 in							
Thickness as new: $t_0 = 0,375$ in	I	External Diameter: $D_0 = 30$ in							
Checked thickness: $t = 0,25$ in	c	outside height: $h_0 = 7,688$ in							
(c) Elliptical heads									
(a) Empirical neads $K_{\rm e}$ (Table LIG 33.1) = 0.878	T	Contralent outsid	a radius P. = K.	$D_0 = 26.3/$	1 in				
$(a)(I)(a): E = 1 \Rightarrow P_{a(a)} = 1.67 P = 202,64 g$	osi	squivalent outsid	e laulus Ag - Ag	. 20 - 20,54	.1				
UG-28 (<i>d</i>): $A = \frac{0.125}{R_o/t} = 0,001186$	1	$P_{a(d)} = \frac{B}{R_{o}/t} = 123,275 \text{ psi}$							
B (Subpart 3 Section II Part D or 0.0625E/(Ro/t)) 12.989,02 psi	= ($(a)(I)(b) P_{a} = MIN (P_{a(a)}, P_{a(d)}) = 123,275 \text{ psi} \ge P$							

Figura 46. Diseño de tapas por presión externa.

External Pressure – Shell (Section No. 2) (in operation) ASME VIII Div.1 2019

Bottom:	Head (component No. 1)		Suppor	Support line level: -2,4375 in						
top:	Head (component No. 3)		Support line level: 77,4375 in							
lements consi	dered.									
const	Tag	Diameter	Thickness	modulus of elasticity	Vacuum curve	Temperatur				
	5	(in)	(in)	(psi)		(°F)				
				29.000.000,						
001 30	0.10 Head (Straight flange) 002 31.05 Barrel 0.11 Head (Straight flange)	30,000 30,000 30,000	0,3750 0,3750 0,3750	0 29.000.000, 0 29.000.000, 0	CS-2 CS-2 CS-2	170 °F 170 °F 170 °F				
External Press Allowable stre	ure: P = 14,7 psi ss: S = 20.000 psi	Des mo	Design Temperature: 170 °F modulus of elasticity: E = 29.000.000 psi							
Unsupported s	hell length: 79,875 in	Pip	Pipe, tolerance on the new thickness: $\hat{c_1} = /$							
Diameter of se	ction: $D_0 = 30$ in	Vac	Vacuum curve: CS-2							
Checked thick	ness: $t = 0,25$ in									
UG 28 (c) Cv1	indrical shall with straight circul-	areaction								
L = 79.875 in	$L/D_0 =$	2.663		$D_0/t = 120$						
D₀/t≥4: A (Si	ubpart 3 Section II Part D Fig.G) = 0,0	D00363 D	₀/t≥10: Pa=	$\frac{4}{3}\frac{B}{D_o/t}$						
$D_0/t < 4$: $A = 1$	$\min\left(0.10, \frac{1.1}{(D_{1}/2)^{2}}\right) = /$	D	$D_0/t < 10$: $P_2 = \min \left\{ \left[\left(\frac{2.167}{D_c/t} - 0.0833 \right) B \right]; \left[\frac{2.5}{D_c/t} \left(1 - \frac{2.5}{D_c/t} \right) \right] \right\} = 0.0833 = 0.08$							

Figura 47. Diseño de cuerpo por presión externa.

Diseño de boquillas

El dimensionamiento de las boquillas determina espesores de tubería iguales a los obtenidos en la sección de cálculo mediante cálculos indicados en la norma. Como se indica en la Figura 48.



Summary of nozzles [Location and Dimensions].

		Loca	tion					Dimens	sions (in)			Flange		
Tag	Loc.	Ori.	Inc.	Exc.		Neck			R	einforcem	ient	Projectio	NIDO	Detine	т
	(in)	(°)	(°)	(in)	Diam.	Thk.	Sch.	NPS	Туре	(a)	(b)	'n	INPS	Rating	1 yp.
N1	5,700	270,00	0,00	0,000	2,375	0,3440	160	2	1	/	/	7,000	2	150	[<u>13</u>]
N8	23,400	270,00	0,00	0,000	4,500	0,3370	XS	4	Pad	0,3750	1,700	7,000	4	150	[<u>13</u>]
N2	70,900	270,00	0,00	0,000	2,375	0,3440	160	2	1	/	/	7,000	2	150	[<u>13</u>]
N6A	52,000	0,00	0,00	9,300	2,375	0,3440	160	2	1	/	/	11,000	2	150	[<u>13</u>]
MH 1	37,500	180,00	0,00	0,000	20,000	0,3750	STD	20	Pad	0,3750	5,000	7,000	20	150	[<mark>13</mark>]
N12	13,600	270,00	0,00	0,000	2,375	0,3440	160	2	1	/	/	7,000	2	150	[<u>13</u>]
N9	33,300	270,00	0,00	0,000	2,375	0,3440	160	2	1	/	/	7,000	2	150	[<u>13</u>]
N5	33,300	90,00	0,00	0,000	2,375	0,3440	160	2	1	1	/	7,000	2	150	[<u>13</u>]
N10	42,900	270,00	0,00	0,000	2,375	0,3440	160	2	1	/	/	7,000	2	150	[13]
N4	42,900	90,00	0,00	0,000	2,375	0,3440	160	2	1	/	/	7,000	2	150	[<u>13</u>]
N3	52,000	270,00	0,00	0,000	2,375	0,3440	160	2	1	/	/	7,000	2	150	[<u>13</u>]
N11	61,000	270,00	0,00	0,000	2,375	0,3440	160	2	1	/	/	7,000	2	150	[<u>13</u>]
N6B	52,000	0,00	0,00	-9,300	2,375	0,3440	160	2	1	/	/	11,000	2	150	[<u>13</u>]
N7A	5,700	180,00	0,00	5,000	2,375	0,3440	160	2	1	/	/	7,500	2	150	[13]
N7B	5,700	90,00	0,00	0,000	2,375	0,3440	160	2	1	/	/	7,000	2	150	[<u>13</u>]
(a) (b) · Pad (ri	$n\sigma = thi$	chase	Width · 9	Self Reinfo	rcing = H	aight o	ver thic	lmase · 1	Internal Pl	ate = thicl	mass Hai	aht		

Figura 48. Resumen de boquillas.

Diseño de soportes

Los resultados obtenidos mediante cálculo en el software determinan que la resistencia es suficiente para soportar las cargas de diseño y se indican en la Figura 49.

Case 7 - Operation Int.Max.P. (Seismic(++)) (Corroded inertias) (New Weight)						
Calculation method : ASME + Zick information						
Material of saddle : SA516GR60			Distance a = 12,5 in			
Pressure : P = 266,3 psi			Leng	Length L = 75 in		
Horizontal (longitudinal) reaction : RaHL = 515,77 lbf			Weig	ght of saddle : Ws = 79 lbf		
Horizontal	(cross) reaction : RaH = 0 lb	f		Vertical Load : Ray = 1.572,03 lbf		
Maximum shear load : T = 1.002 lbf				Reaction at support : Q = 1.572,03 lbf		
	Allowable stress S	31.140 psi	Т		Allowable stress Sr	31.140 psi
Shell	All. compres. stress Sc	31.140 psi	Pad		Thickness tr	0,375 in
	Yield Strength Sy	34.600 psi			Width b1	9 in
	Modulus of elasticity Ey	28.230,7 ksi			Angle θ1	139,1 °
	Thickness t	0,375 in			$\theta r = \theta_1 - 2. \arctan (Ra_H / Ra_V) =$	139,1 °
	Mean radius Rm	14,813 in			$b_1 \ge \min[b+1.56(R_m.t)^{0.5}, 2a]$	8,677 in
Head	Allowable stress Sh	31.140 psi			$\theta_1 \ge \theta + 12^\circ =$	132 °
	Yield Strength Shy	34.600 psi			b+2a =	30 in
	Thickness th	0,375 in				
					Yield Strength Leb	29.600 psi
	Allowable stress S3	/	Saddle		Width b	5 in
Stiffener					Angle θ	120 °
					$\theta = \theta - 2.\arctan\left(Ra_H / Ra_V\right)$	120 °
Longitudin	al stresses at the saddle leve	1 with a support				
D D D	M			D	M	
$\sigma_3^* = \frac{1.1 c_m}{2 t}$	$-\frac{101}{K_1 \pi R_m^2 t} = 5.399,98 t$	psi / 5.923,41 psi	$\sigma_4^* = \frac{1}{2}$	2 t	$+\frac{101}{K_1^*\pi R_m^2 t} = 5.181,6 \text{ psi}/$	4.891,48 psi
Si σ*3 < 0 (Compressive) : $ \sigma^*_3 \leq S_c$		Si σ*4	< 0 (0	Compressive) : $ \sigma^*_4 \leq S_c$	
$\sigma_{en} = 5.532.98 \text{ psi}/6.056.41 \text{ psi} \le SE$ $\sigma_{en} = 5.358.22 \text{ psi}/5.648.34 \text{ psi} \le SE$						
$M_{1} = -3.871.82 [bf in / -18.296.5 [bf in ; K_{1} = 0.107 ; K^{*}_{1} = 0.192 ; \sigma_{ee} = max (\sigma_{e} - \sigma^{*}_{3/4} , \sigma^{*}_{3/4} + 0.5P);$						
$\sigma_0 = P.R_m / t (P = 266,831 \text{ psi}); E = 1$						
ehear stress						
$K_2 = 1.1707$ $\tau_2 = K_2 T / (R_m \cdot t) = 211.2 \text{ psi} \le \tau_2 \text{ ym}$						
$\tau_2 = m_1 m_2 m_3 m_1 m_2 m_2 m_2 m_2 m_2 m_2 m_2 m_2 m_2 m_2$						
Circumferential stress						
$k = 0, 1 \eta = 1$						
K ₅ (Table 4.15.1) = 0,7603 $\sigma_{6,r} = (-K_5 Q/(e + \eta t_r)b_1)$			b ₁) k	= -17,71 psi	$\sigma_{6,r} \leq S$	
K ₇ (Table 4.15.1) = 0,0405 $\sigma_{7,r}^* = \frac{-Q}{4(t + \eta t_r)b_1} - \frac{12 K_7 Q R_m}{L(t + \eta t_r)^2} = -384,53 \text{ psi} \sigma_{7,r}^* \le 1.25 \text{ S}$				$\left \sigma_{7,r}^{*}\right \leq 1.25 \text{ S}$		

Case 7 - Operation Int.Max.P. (Seismic(++)) (Corroded inertias) (New Weight)

Figura 49. Diseño de soportes.

5.2 SISTEMA DE BOMBEO

Esta sección describe los resultados del dimensionamiento del sistema de bombeo, considerando dos etapas de operación: inicial y complementaria. Se analizaron la altura total requerida, selección de bombas, verificación de la NPSH y las curvas características del sistema.

5.2.1 Resultados en primera etapa

Se presentan los parámetros operativos del sistema en la fase inicial, incluyendo caudales, presiones, pérdidas de carga y características hidráulicas requeridas.

Capacidad de bomba requerida

Una vez realizado el análisis de flujo en la tubería se tiene en la Tabla 29 los requerimientos de la bomba de desplazamiento positivo de tipo cavidad progresiva. Con estos datos, se procede a la selección del equipo.

Descripción	Valor	
Tipo de bomba	Cavidad progresiva	
Altura estática total en la bomba: H0	191.68	ft
Carga total de la bomba: hA	191.893	ft
Potencia requerida: PA	0.196	hp
NPSHA	8.52	ft

Tabla 29. Requerimientos de bombeo para primera etapa.

5.2.1 Resultados en segunda etapa

Se detallan las condiciones de operación en la fase de transferencia, con énfasis en la presión de descarga hacia la línea principal y el comportamiento del sistema ante distintas condiciones de llenado del acumulador.

Capacidad de bomba requerida

En la Tabla 30 se indica los parámetros técnicos requeridos para la selección de la bomba de desplazamiento positivo de tipo émbolo triplex.

Tabla 30. Requerimientos de bombeo para segunda etapa.

Descripción	Valor	
Tipo de bomba Embolo tr		
Altura estática total en la bomba: H0	1863.61	ft
Carga total de la bomba: hA	1863.85	ft
Potencia requerida: PA	1.9	hp
NPSHa	209.52	ft

5.2.2 Selección de bomba en primera etapa

Se justifica la elección de la bomba booster basándose en la curva del sistema y el rendimiento del equipo, verificando el punto de operación eficiente. Conforme a los requerimientos del sistema se selecciona una bomba de desplazamiento positivo de tipo cavidad progresiva.

En la Tabla 31 se observan los datos de la bomba propuesta. La hoja de datos se encuentra en el ANEXO 6:

Generales		
Fabricante	Seepex	
Modelo	BN 2-12V	
Servicio	Condensado	
Тіро	Cavidad progresiva	
Construcción		
Conexión entrada	2 1/2	NPS
Posición entrada	2	NPS
Conexión salida	Vertical	
Posición salida	Horizontal	

Tabla 31. Características de bomba booster para primera etapa.

Verificación de $NPSH_R$ en bomba:

De acuerdo con los datos de la bomba, se requieren 3.31 ft de fluido de trabajo para normal funcionamiento.

 $NPSHA \ge NPSH_R + 3$ ft 8.5 ft ≥ 3.31 ft + 3 ft 8.5 ft ≥ 6.31 ft = 1

Se cumple condición. Trabajo sin cavitación

Curva característica de la bomba

En la siguiente figura se presenta la curva característica de la bomba. Se selecciona la curva correspondiente a la presión de trabajo, así como el caudal de trabajo en el eje Y. Usando estos dos valores se determina la velocidad de funcionamiento de la bomba, así como la potencia absorbida. De esta manera se tiene que la velocidad de giro y potencia indicadas en la Figura 50 y Tabla 32.





Página 104 de 128

Tabla 32. Condición de funcionamiento de la bomba booster.

Rendimiento		
Caudal nominal	7	gpm
Presión diferencial	50	psi
NPHSr	3.31	ft
Velocidad nominal	235	rpm
Potencia nominal	1.02	hp

5.2.1 Selección de bomba en segunda etapa

Se presenta la selección de la bomba de transferencia considerando la presión de operación elevada y el caudal requerido, garantizando la entrega del fluido a la línea de proceso. Conforme a los requerimientos se selecciona una bomba de desplazamiento positivo de tipo émbolo.

En la Tabla 33 se observan los datos de la bomba propuesta. La hoja de datos se encuentra en el ANEXO 7:

Generales

Tabla 33 Características de bomba de transferencia para segunda etapa.

Generales		
Fabricante	NOV	
Modelo	32T-2	
Servicio	Condensado	
Tipo Embolo trí		olo tríplex
Construcción		
Conexión entrada	2	NPS
Posición entrada	1	NPS
Conexión salida	Horizontal	
Posición salida	Horizontal	

Verificación de NPSH_R en bomba

De acuerdo con los datos de la bomba, se requieren 128.55 ft de fluido de trabajo para normal funcionamiento.

 $NPSHA \ge NPSH_R + 3$ ft

 $209.52 \text{ ft} \ge 128.55 \text{ ft} + 3 \text{ ft}$

$209.52 \text{ ft} \ge 131.55 \text{ ft} = 1$

Se cumple condición. Trabajo sin cavitación

Curva característica de la bomba

En la Figura 51 se presenta la curva característica de la bomba. Se procede de la misma manera que en la determinación del funcionamiento de la bomba de transferencia. Se tiene que la velocidad de giro y potencia indicadas en la Tabla 34.



Figura 51. Curva característica de bomba de transferencia.

Tabla 34. Condición de funcionamiento de la bomba de transferencia.

Rendimiento		
Caudal nominal	7.95	gpm
Presión diferencial	465	psi
NPHSr	128.55	ft
Velocidad nominal	145	rpm
Potencia nominal	6.8	hp

5.3 ANÁLISIS DE TUBERÍAS

En esta sección se analizan los resultados del sistema de tuberías modelado con AutoPIPE. Se verifican tensiones admisibles, esfuerzos por cargas sostenidas y de expansión, así como las reacciones en soportes y conexiones.

5.3.1 Resultados

Se exponen las tensiones máximas registradas, reacciones en puntos críticos y las deformaciones del sistema, validando el diseño frente a escenarios operativos, térmicos y ocasionales (sísmicos y de viento).

Carga sostenida

La Figura 52 muestra las tensiones resultantes del peso propio y presión interna. El esfuerzo máximo se produce en el punto 83 (dentro del recuadro) que corresponde a un codo en la línea de succión de la primera fase de bombeo. El esfuerzo que soporta (12733 psi) es menor al permisible (20000 psi), por lo tanto, cumple con el requerimiento de la norma.



Figura 52. Esfuerzos por carga sostenida.

Carga de expansión

La Figura 53 ilustra los efectos de dilatación térmica y restricciones en el sistema. El esfuerzo máximo se produce en el punto 190 (dentro del recuadro) que corresponde a un codo en la línea de descarga de la primera fase de bombeo. El esfuerzo que soporta (7665 psi) es menor al permisible (30000 psi), por lo tanto, cumple con el requerimiento de la norma.



Figura 53. Esfuerzos por carga de expansión.

Cargas ocasionales

La Figura 54 ilustra los efectos de cargas ocasionales por viento, sismo y vibración en el sistema. El esfuerzo máximo se produce en el punto 83 (dentro del recuadro) que corresponde a un codo en la línea de succión de la primera fase de bombeo. El esfuerzo que soporta (14031 psi) es menor al permisible (26600 psi), por lo tanto, cumple con el requerimiento de la norma.



Figura 54. Esfuerzos por cargas ocasionales.
Reacción en soportes

En la Figura 55 se observa las máximas reacciones que existen en los soportes de tubería que están conectados al skid. Se observa que el máximo valor se tiene en el soporte 86 (resaltado en rojo), este se ubica en la línea de succión de la primera fase de bombeo.



Figura 55. Reacción máxima punto (86 1) soporte de tubería.

Reacción en equipos

En la Figura 56 se observa las máximas reacciones que existen en los puntos de conexión de tuberías a equipos. Se observa que el máximo valor se tiene en el soporte 207 (dentro del recuadro), este se ubica en la boquilla de conexión a la bomba de transferencia.





Figura 56. Reacción máxima punto 207 restricción de tubería (conexión a bomba de transferencia).

5.4 ANÁLISIS ESTRUCTURAL

Aquí se muestran los resultados del análisis estructural del skid realizados en SAP2000. Se evalúa la estabilidad global, deformaciones máximas, reacciones en la base y cumplimiento de las combinaciones de carga establecidas por la NEC-15.

5.4.1 Resultados

Se presentan los esfuerzos generados en los perfiles estructurales, la deformación total del conjunto y la relación de aprovechamiento de materiales, confirmando la resistencia y rigidez de la estructura ante las cargas de operación.

Deformaciones

En la Figura 57 se observa la representación gráfica del desplazamiento máximo en la estructura. Se tiene que la deformación máxima en condición de carga 1.2D + 1.6L es 10.3 mm en la viga central transversal del nivel 1.

Acorde al requerimiento de IBC, la deflexión máxima debe ser menor a lo indicado en la Tabla 1:

 $10.3mm \le \frac{6593mm}{240}$

$10.3mm \le 27.47mm = 1$

La condición se cumple.



Figura 57.Deformacion máxima en estructura del skid.

Reacciones en base

La distribución de fuerzas sobre los puntos de apoyo se observa en la siguiente figura. Estas fuerzas se deben usar para realizar el diseño de conexiones de placas base. Se observa en la Figura 58.





Página 111 de 128

Diseño de perfiles

La Figura 59 muestra la relación de esfuerzos de cada perfil de la estructura del skid. El valor máximo registrado fue de aproximadamente 0.78, correspondiente a uno de los perfiles longitudinales del nivel 1 del skid, lo cual se encuentra dentro del margen de seguridad requerido.



S St	eel Design 1 - Su	mmary Data - AISC 36	50-16					— C	x c	
File	View Edit	Format-Filter-Sort	Select Options							
Units:	As Noted				Steel Des	sign 1 - Summary Da	ta - AISC 360-16		~	
T IRCET.										
	Frame Text	Design Sec Text	t DesignType Text	Status Text	Ratio Unitless	RatioType Text	Combo Text	Location m	^	
۶.	69	UPN120) Beam	No Messages	0,674967	PMM	1.2(Ds+Dp)+1.6(L+			
	18	IPE200	Beam	No Messages	0,672109	PMM	1.2(Ds+Dp)+1.6(L+	0		
	17	IPE200	Beam	No Messages	0,670009	PMM	1.2(Ds+Dp)+1.6(L+	0,807		
	75	UPN120) Beam	No Messages	0,652713	PMM	1.2(Ds+Dp)+1.6(L+	1,6		
	57	L60X5	Column	No Messages	0,649847	PMM	1.3(Ds+Dp)+(L+OPE	0		

Figura 59. Relación de esfuerzos de perfiles de estructura.

5.5 MODELO 3D

El plano de implementación general del recipiente a presión, sistema de tuberías, bombas y estructura acorde a los requerimientos establecidos en este estudio se encuentran en el ANEXO 5.

6. CONCLUSIONES

El diseño del recipiente a presión, realizado conforme a la norma ASME BPVC Sección VIII, División 1, permitió establecer de forma precisa los espesores requeridos de cuerpo con valor nominal de 0.375 in, el espesor de tapas con un valor de 0.375 in. Las dimensiones y cédulas de boquillas y los soportes estructurales. El análisis computacional mediante Software especializado validó su resistencia frente a las condiciones operativas.

El análisis del sistema de tuberías, desarrollado bajo la norma ASME B31.3, demostró que las tensiones generadas por cargas sostenidas, con valor 12733 psi, carga de expansión, cuyo valor es 7665 psi, esfuerzo de carga térmica de 14031 psi y ocasionales, con valor 14031 psi. Estas se encuentran dentro de los límites permisibles: 20000 psi, 30000 psi y 26600 psi, respectivamente.

El dimensionamiento del sistema de bombeo permitió seleccionar bombas adecuadas. Para la primera etapa de bombeo se selecciona una bomba marca Seepex, modelo BN 2-12V y para la segunda etapa se elige una bomba marca NOV, modelo 32T-2. Las curvas características analizadas aseguran que ambos equipos operan en su punto óptimo y dentro de los márgenes de NPSH_R

La validación estructural del skid, realizada en SAP2000 conforme a la norma NEC-15, confirmó que la estructura resiste adecuadamente las combinaciones de carga previstas, incluyendo carga muerta, viva, sísmica, viento. El porcentaje de esfuerzo máximo en la estructura fue 78%. La deformación máxima registrada fue de 10 mm, que se mantiene dentro de los rangos aceptables.

El uso de herramientas de software especializado permitió integrar y verificar cada componente del diseño de forma precisa y eficiente. Este enfoque basado en simulaciones robustas respalda la viabilidad técnica del diseño nacional del skid de bombeo, lo cual representa una alternativa confiable a los sistemas importados y responde a la necesidad de fortalecer la industria local.

7. Recomendaciones

Implementar una fase de validación en campo mediante pruebas hidrostáticas y operativas antes de la fabricación del skid, con el fin de confirmar que el desempeño real se ajusta a los parámetros de diseño establecidos.

Incluir un análisis de fatiga y ciclos de carga en futuros estudios, especialmente considerando que el sistema opera de forma intermitente y estará sometido a variaciones de presión constantes.

Implementar el diseño de los sistemas eléctricos e instrumentación y control a partir de este diseño mecánico de manera que se complemente el diseño del equipo.

Promover el diseño de skids modulares para aplicaciones similares en otros campos petroleros, aprovechando la experiencia obtenida en este diseño para mejorar la eficiencia del desarrollo y montaje de sistemas futuros.

Referencias

- [1] Sala Multicompetente De La Corte Provincial De Justicia De Sucumbíos,
 "Acción de Protección de garantías jurisdiccionales de los derechos constitucionales por Explotación petrolera en la Amazonía/ Contaminación por quema de gas natural," 2021, Nueva Loja.
- [2] F. Facchinelli, E. Crescini, G. Della Fera, and M. De Marchi, "The Apaguen los Mecheros campaign: Supporting climate justice in the Amazonian cities of Ecuador by estimating the health risks of gas flaring," *Landsc Urban Plan*, vol. 240, Dec. 2023, doi: 10.1016/j.landurbplan.2023.104898.
- [3] M. Tahmasebzadehbaie and H. Sayyaadi, "Technoeconomical, environmental, and reliability assessment of different flare gas recovery technologies," J Clean Prod, vol. 367, Sep. 2022, doi: 10.1016/j.jclepro.2022.133009.
- J. Asadi, E. Yazdani, Y. Hosseinzadeh Dehaghani, and P. Kazempoor,
 "Technical evaluation and optimization of a flare gas recovery system for improving energy efficiency and reducing emissions," *Energy Convers Manag*, vol. 236, May 2021, doi: 10.1016/j.enconman.2021.114076.
- [5] V. Rajović, F. Kiss, N. Maravić, and O. Bera, "Environmental flows and life cycle assessment of associated petroleum gas utilization via combined heat and power plants and heat boilers at oil fields," *Energy Convers Manag*, vol. 118, pp. 96–104, Jun. 2016, doi: 10.1016/j.enconman.2016.03.084.
- [6] Secretaria de Inversiones Publico-Privadas, "Ecuador Open for Business," 2023.
- [7] L. Blanco, *Innovacion en las medianas empresas del sector manufacturero*, 1st ed. Universidad Politécnica Salesiana, 2018.
- [8] B. Katikheyan, "Manage Change to Flare Systems," Jan. 2020. [Online]. Available: www.aiche.org/cep
- [9] The American Society of Mechanical Engineers, "Boiler and Pressure Vessel Code, Section VIII, Division1," 2023 [Online]. Available: www.asme.org/cer
- [10] Structural Engineering Institute, "Minimum Design Loads and Associated Criteria for Buildings and Other Structures (ASCE 7-16)," Jan. 01, 2017 doi: 10.1061/9780784414248.
- [11] D. Moss and M. Basic, *Pressure Vessel Design Manual*, 4th ed. Elsevier, 2013.
- [12] Ministerio de Desarrollo Urbano y Vivienda, "Norma Ecuatoriana de la Construcción (NEC-2015), Cargas no Sísmicas," 2015
- [13] Ministerio de Desarrollo Urbano y Vivienda, "Norma Ecuatoriana de la Construcción (NEC-2015), Cargas Sísmicas," 2015
- [14] The American Society of Mechanical Engineers, "Boiler and Pressure Vessel Code, Section VIII, Division 2," 2023 [Online]. Available: www.asme.org/cer

- [15] The American Society of Mechanical Engineers, "Boiler and Pressure Vessel Code Section II, Part D," 2023 [Online]. Available: www.asme.org/cer
- [16] R. Mott and J. Untener, *Aplied Fuid Mechanics*, 7th ed. New Jersey: Pearson Education, 2015.
- [17] American Petroleum Institute, "Recommended Practice for Design and Installation of Offshore Production Platform Piping Systems (API 14E)," 2013
- [18] J. Chae, "Considerations for Flexibility Analyses of Piping Systems in Vibration Applications," *Gas Machinery Conference 2017*, 2017.
- [19] The American Society of Mechanical Engineers, "Pressure Piping (B31.3),"2022 [Online]. Available: http://go.asme.org/831committee
- [20] D. Podder and S. Chatterjee, *Introduction to Structural Analysis*, 1st ed. CRC Press, 2022.
- [21] R. Suárez, "Análisis Comparativo Del Espectro De Diseño Propuestos Por Las Normas Asce 7-16 Y Nec-15 Con Los Espectros De Respuesta Del Sismo De Pedernales Del 16 De Abril Del 2016 Obtenidos Para Las Estaciones De La Renac Del Ig-Epn.," Universidad Estatal Península De Santa Elena, La Libertad, 2021.
- [22] American Institute of Steel Construction, "Asce Hazard Tool." Accessed: Mar. 18, 2025. [Online]. Available: https://ascehazardtool.org/
- [23] International Code Council, "International Building Code (IBC-2021)," 2021
- [24] J. C. . Sowinski, ASME section VIII division 1 : example problem manual, 3rd ed. American Society of Mechanical Engineers (ASME), The Equity Engineering Group, Inc, 2022.
- [25] M. Villacrés, "Diseño de un separador trifásico horizontal de capacidad nominal 200 BBL aplicando la norma ASME VIII DIV. 1 mediante software especializado," Universidad Politécnica Salesiana, Quito, 2024.
- [26] C. Suntaxi, "Propuesta De Un Procedimiento De Diseño Mecánico De Un Depurador De Gas Con Capacidad De 200 Gls Según El Código Asme VIII División 1 Para Optimizar Tiempos De Diseño," Universidad Politécnica Salesiana, 2022.
- [27] D. García, "Ingeniería Conceptual, Básica y de Detalle de un sistema de alta presión para la reinyección de las interfaces recuperadas de gasolina base al Poliducto Shushufindi– Quito en el Terminal Oyambaro de EP. Petroecuador," Universidad De Las Fuerzas Armadas, 2021.
- [28] American Institute of Steel Construction, "Specification for Structural Steel (AISC 360-16)," 2016

ANEXO 1: CALCULO DE BOQUILLAS DE 2"

1 NOZZLE DESIGN DATA FOR PIPE 2" SCH 160			
Design Pressure	P=	225.00	psi
Design Temperature	T=	240	°F
Nozzle NPS	NPS=	2" SCH 160	
Nozzle OD Diameter	Do=	2.375	inch
Nozzle Nominal Thickness	tn nom=	0.344	inch
Nozzle Rn Radius	Rnc=	0.906	inch
Nozzle ID Diameter	IDn=	1.687	inch
Nozzle IR Radius	RI=	0.8435	inch
Nozzle Finished Opening chord length	d=	1.812	inch
Nozzle Corroded Allowance	CAN=	0.0625	inch
Nozzle Material		SA-106 Gr. B	3
Nozzle Allowance Stress	Sn=	17100	psi
Total Internal Design Pressure	P=	225.00	ps
Shell Nominal Thickness	t=	0.375	inch
Shell Corroded Thickness	tc=	0.25	inch
Nozzle/ Shell Efficiency	En=	1	
Length	L=	7	inch

2.- NOZZLE NECK THICKNESS CALCULATIONS

2.1.- MINIMUM NOZZLE WALL THICKNESS - UG-27

t=P*Rn/(Sn*E-0.6*P)	trn=	0.0120	inch
Nozzle Thickness Required ta=t+ CA	ta=	0.0745	inch
Nozzle Nominal Thickness	tn nom=	0.344	inch
Nozzle corroded thickness	tn=	0.2815	inch
2.1 MINIMUM NOZZLE WALL THICKNESS - UG-45			
Tug16-B=t min per UG 16 (b)	t min =	0.0625	inch
tb1=max(tre=1+CA;tUG16-b)	tb1=	0.2921	inch
tb2	tb2=	0.0000	inch
tTABLEUG-45	tTABLEUG45=	0.1350	inch
tb3=tTABLEUG-45 +ca	tb3=	0.1975	inch
tb=min(tb3;max(tb1;tb2))	tb=	0.1975	inch
tUG45=max(ta;tb)	tUG45=	0.1975	inch
Selected	tn =	0.344	inch
Thickness New (tn min.) 0,875*tn	tn min =	0.301	inch
Thickness min. Corr. Wall	tn min.corr.=	0.239	inch
THICKNESS IS OK			
3 REINFORCEMENT REQUIREMENTS			

Maximum hole in shell without reinforcement	UG-36 (C)(3)	2.375	inch
Maximum nole in shell without reinforcement	UG-36 (C)(3)	2.375	inch
Maximum hole in shell without reinforcement	UG-36 (C)(3)	2.375	inch
Nozzle finished opening	dnc=	1.812	inch

ANEXO 2: CALCULO DE BOQUILLA DE 4"

1 NOZZLE DESIGN DATA FOR PIPE 4" SCH 80			
Design Pressure	P=	225.00	psi
Design Temperature	T=	240	°F
Nozzle NPS	NPS=	4" SCH 80	
Nozzle OD Diameter	Do=	4.5	inch
Nozzle Nominal Thickness	tn nom=	0.337	inch
Nozzle Rn Radius	Rnc=	1.976	inch
Nozzle ID Diameter	IDn=	3.826	inch
Nozzle IR Radius	RI=	1.913	inch
Nozzle Finished Opening chord length	d=	3.951	inch
Nozzle Corroded Allowance	CAN=	0.0625	inch
Nozzle Material		SA-106 Gr.	В
Nozzle Allowance Stress	Sn=	17100	psi
Shell Material		SA-516 Gr.	70
Shell Allowance Stress	Sv=	20000	psi
Shell corrosion Allowance	CA=	0.125	inch
Shell OD Diameter	Odv	30	
Shell ID Diameter	IDv=	29.25	inch
Shell Nominal Thickness	t=	0.375	inch
Shell Corroded Thickness	tc=	0.25	inch
Elasticity Modulus	E=	2.90E+07	psi
Nozzle/ Shell Efficiency	En=	1	
Shell Efficiency	Ev=	1	
Length	L=	7	inch
Pad Material		SA-516 Gr.	70
Pad Allowance Stress	Sp=	20000	psi
Pad nominal thickness	te=	0.375	inch
2 NOZZLE NECK THICKNESS CALCULATIONS			
2.1 MINIMUM NOZZLE WALL THICKNESS - UG-45			
Tug16-B=t min per UG 16 (b)	t min =	0.0625	inch
tb1=max(tre=1+CA;tUG16-b)	tb1=	0.2921	inch
tb2	tb2=	0.0000	inch
tTABLEUG-45	tTABLEUG45=	0.1350	inch
tb3=tTABLEUG-45 +ca	tb3=	0.1975	inch
tb=min(tb3;max(tb1;tb2))	tb=	0.1975	inch
2.1 MINIMUM NOZZLE WALL THICKNESS - UG-45			
tUG45=max(ta;tb)	tUG45=	0.1975	inch
Selected	tn =	0.337	inch
Thickness New (tn min.) 0,875*tn	tn min =	0.295	inch
Thickness min. Corr. Wall	tn min.corr.=	0.232	inch
THICKNESS IS OK			
3 REINFORCEMENT REQUIREMENTS			
Nozzle finished opening	dnc=	3.951	inch

Página 118 de 128

44	UNIVERS	IDAD PO	LITÉCNIC	А
25	SAL	ES		1
TT	/ 3 AL			à

Maximum hole in shell without reinforcement	UG-36 (C)(3)	2.375	inch					
CHECK REINFORCEMENT REQU	IREMENT							
4 REINFORCEMENT CALCULATIONS FOR INTERNAL / EXTERNAL PRESSURE UG-37								
		Internal	External					
Nozzle Nominal Corroded Thickness	tn=	0.232	0,0000					
Nozzle Required Thickness	trn=	0.0262	0,0000					
Shell Nominal Corroded Thickness	t=	0.25	0,0000					
Shell Required Thickness	tr=	0.1671	0,0000					
4.1 AREA REINFORCEMENT REQUIRED								
A=d*tr*F+2*tn*tr+F(1-fr1)	0.671							
4.2 REINFORCEMENT DIMENSIONS								
Reinforcement diameter = max(d,Rn+tn+t)	Dp=	7 902	inch					
Reinforcement thickness = min(2.5t;2.5tn+tc)	te=	0.5	inch					
fr1=Sn/Sv	fr1=	0.855						
fr2=Sn/Sv	fr2=	0.855						
fr3=min(Sn;Sp)/Sv	fr3=	0.855						
fr4=Sp/Sv	fr4=	1						
Weld fillet nozzle outward	leg 41=	0.25	inch					
Weld fillet pad	leg 42=	0.25	inch					
Weld fillet nozzle inward	leg 43=	0	inch					
4.3 AREA REINFORCEMENT AVAILABLE								
A1=d*(E1*t-F*tr)-2*tn* (E1*t-F*tr)*(1-fr1)	0.322							
A1=2*(t+tn)*(E1*t-F*tr)-2*tn* (E1*t-F*tr)*(1-fr1)	0.074							
A1	0.322							
A2=5*(tn-trn)*fr2*t	0.220							
A2=5*(tn-trn)*fr2*tn	0.205							
A2	0.205							
A3	0							
A41=(leg)^2*fr2	0.052							
A43=(leg)^2*fr2	0							
A1+A2+A3+A41+A43 > A, Require Reinforcement	0.579							
REINFORCEMENT REQUI	RED							
A2=5*(tn-trn)*fr2*t	0.220							
A2=2*(tn-trn)*(2.5*tn + te)*fr2	0.953							
A2	0.220							
A41=(leg)^2*fr3	0.052							
A42=(leg)^2*fr4	0.061							
A43=(leg)^2*fr2	0.000							
A5=(Dp-d-2*tn)*te*fr4	1.743							
With Reinforcement	2 200							
A1 + A2 + A3 +A41+A42 + A43 + A5 > A	2.399							
REINFORCEMENT CORRECT								

ANEXO 3: CALCULOS HIDRAULICOS EN PRIMERA FASE DE BOMBEO

Propiedades Del Fluido					
Línea de succión			Línea de descarga		
Tubería 2 in sch 80			Tubería 2 in sch 80		
Diámetro: D	0.162	ft	Diámetro: D	0.162	ft
Rugosidad de la pared: e	0.00015	ft	Rugosidad de la pared: e	0.00015	ft
Longitud: L	13.6	ft	Longitud: L	22	ft
Área: A	0.02	ft2	Área: A	0.02	ft2
D/e	1077.22		D/e	1077.22	
L/D	84.17		L/D	136.15	
Velocidad del flujo	0.76	ft/s	Velocidad del flujo	0.76	ft/s
Cabezal de velocidad	0.00	ft	Cabezal de velocidad	0.01	ft
Número de Reynolds	41049.4		Número de Reynolds	41049.4	
Factor de fricción	0.0247		Factor de fricción	0.0247	
Perdidas De Energía					
Pérdidas de energía en la	tubería 1			0.078	ft
Tubería: K1	2.08	1	Perdida de energía hL1	0.019	
Entrada: K2	0.50	1	Perdida de energía hL2	0.004	
Válvula de bola: K3	0.20	2	Perdida de energía hL3	0.004	
Tee flujo derivado: K4	1.28	2	Perdida de energía hL4	0.023	
Reducción 0.8: K5	0.16	1	Perdida de energía hL5	0.001	
Codo 90 LR: K6	0.50	6	Perdida de energía hL6	0.027	
Pérdidas de energía en la	tubería 2			0.125	ft
Tubería: K1	0.030	1	Perdida de energía hL1	0.03	
Entrada: K2	0.004	1	Perdida de energía hL2	0.00	
Válvula de bola: K3	0.004	2	Perdida de energía hL3	0.00	
Tee flujo derivado: K4	0.035	3	Perdida de energía hL4	0.03	
Reducción 0.8: K5	0.001	1	Perdida de energía hL5	0.00	
Codo 90 LR: K6	0.022	5	Perdida de energía hL6	0.02	
Tee flujo directo: K7	0.006	2	Perdida de energía hL7	0.01	
Válvula check: K8	0.022	1	Perdida de energía hL8	0.02	
			Total, Perdida de energía hLtot	0.204	ft

ANEXO 4: CALCULOS HIDRAULICOS EN SEGUNDA FASE DE BOMBEO

Propiedades Del Fluido					
Línea de succión			Línea de descarga		
Tubería 2 in sch 80			Tubería 2 in sch 80		
Diámetro: D	0.162	ft	Diámetro: D	0.162	ft
Rugosidad de la pared: e	0.00015	ft	Rugosidad de la pared: e	0.00015	ft
Longitud: L	22.14	ft	Longitud: L	16.72	ft
Área: A	0.021	ft2	Área: A	0.021	ft2
D/e	1077.22		D/e	1077.22	
L/D	137.01		L/D	103.45	
Velocidad del flujo	0.761	ft/s	Velocidad del flujo	0.761	ft/s
Cabezal de velocidad	0.012	ft	Cabezal de velocidad	0.012	ft
Número de Reynolds	41049.4		Número de Reynolds	41049.4	
Factor de fricción	0.0247		Factor de fricción	0.0247	
Perdidas De Energía					
Pérdidas de energía en la	tubería 1			0.124	ft
Tubería: K1	3.379	1	Perdida de energía hL1	0.030	
Entrada: K2	0.500	1	Perdida de energía hL2	0.004	
Válvula de bola: K3	0.200	2	Perdida de energía hL3	0.004	
Tee flujo derivado: K4	1.280	3	Perdida de energía hL4	0.035	
Reducción 0.8: K5	0.160	0	Perdida de energía hL5	0.000	
Codo 90 LR: K6	0.500	5	Perdida de energía hL6	0.022	
Tee flujo directo: K7	0.350	2	Perdida de energía hL7	0.006	
Válvula check: K8	2.500	1	Perdida de energía hL8	0.022	
Pérdidas de energía en la	tubería 2			0.097	ft
Tubería: K1	2.551	1	Perdida de energía hL1	0.023	
Entrada: K2	0.500	1	Perdida de energía hL2	0.004	
Válvula de bola: K3	0.200	1	Perdida de energía hL3	0.002	
Tee flujo derivado: K4	1.280	2	Perdida de energía hL4	0.023	
Reducción 0.8: K5	0.160	1	Perdida de energía hL5	0.001	
Codo 90 LR: K6	0.500	4	Perdida de energía hL6	0.018	
Tee flujo directo: K7	0.350	1	Perdida de energía hL7	0.003	
Válvula check: K8	2.500	1	Perdida de energía hL8	0.022	
			Total, Perdida de energía hLtot	0.245	ft



ANEXO 5: Modelo 3D del skid de bombeo de condensados:





Página







ANEXO 6. Hoja de datos de bomba booster:

Rem: 10 Product group N 1 Usep M Pressure 50 psi Sprep 236 rpm Sprep 236 rpm Sprep M	rem: 10 Product group N Standard Pumps converying capacity 7 USGPM Pressure 50 psi sered 236 rpm 236 rpm	
<section-header><section-header><section-header><section-header><section-header><section-header><section-header><text><text><text><text><section-header><section-header></section-header></section-header></text></text></text></text></section-header></section-header></section-header></section-header></section-header></section-header></section-header>	<section-header><section-header><section-header><section-header><section-header><section-header><section-header><section-header><section-header><section-header></section-header></section-header></section-header></section-header></section-header></section-header></section-header></section-header></section-header></section-header>	
Conversion Pressure Sol psi Image: Conversion of the conversi	CONVEYING CAPACITY PRESSURE 50 psi PRED 236 rpm *print in the second s	
<section-header><section-header><section-header><text><text><text><text><section-header><section-header><section-header></section-header></section-header></section-header></text></text></text></text></section-header></section-header></section-header>	Pressure 50 psi Press 236 rpm Difference State parts Press 236 rpm Difference State parts Press 236 rpm Difference State parts Press 236 rpm Press 236 rpm Difference Press 236 rpm Press 236 rpm	5
<image/> <text><text><text><text><section-header><section-header><section-header><list-item><list-item></list-item></list-item></section-header></section-header></section-header></text></text></text></text>	SPEED 236 rpm **pical ima **pical ima SEEPEX pumps from the BN range are used across all industries for pumping fluids that are free flowing up to more viscous products with without solids. It has compact design featuring many ease of maintenance features designed by SEEPEX. BN YOUR ADVANTAGES • Compact, space-saving design with directly flange-mounted drive (klock design) • Reduced capital cost, as it has fewer parts associated with the drive • Lasy to maintain with the use of the plug-in-shaft connection between the loating unit and drive • Neukoidity, it can be mounted vertically or horizontally and run in either director Multiple flange connection positions are possible	
*prioritrange. SEEFEC pumps from the BN range are used across all industries for pumping fluids that are free flowing up to more viscous products with or situes collect. It has compact design featuring many case of maintenance features designed by SEEFEC. BUICADUANTAGES Compact copital cost, as it has fewer parts associated with the drive. Chapter of the plug-in-shaft connection between the fatures of and drive. Poundard with the use of the plug-in-shaft connection between the fature in and drive. Chapter of the plug-in-shaft connection between the fatures in and drive. Revealing, it can be mounted vertically or horizontally and run in either direction. Margine fature operation positions are possible.	* typical ima SEEPEX pumps from the BN range are used across all industries for pumping fluids that are free flowing up to more viscous products with without solids. It has compact design featuring many ease of maintenance features designed ky SEEPEX BN YOUR ADVANTAGES • Compact, space-saving design with directly flange-mounted drive (block design) • Reduced capital cost, as it has fewer parts associated with the drive • Easy to maintain with the use of the plug-in-shaft connection between the rotating unit and drive • Iexakility, it can be mounted vertically or horizontally and run in either direction Multiple flange connection positions are possible	
<text><text><section-header><section-header><section-header><list-item><list-item><list-item></list-item></list-item></list-item></section-header></section-header></section-header></text></text>	* ypical ima SEEPEX pumps from the BN range are used across all industries for pumping fluids that are free flowing up to more viscous products with without solids. It has compact design featuring many ease of maintenance features designed by SEEPEX BN YOUR ADVANTAGES • Compact, space-saving design with directly flange-mounted drive (block design) • Reduced capital cost, as it has fewer parts associated with the drive • Lasy to maintain with the use of the plug-in-shaft connection between the rotating unit and drive • Prexibility, it can be mounted vertically or horizontally and run in either direction Multiple flange connection positions are possible	
SEEPEX pumps from the BN range are used across all industries for pumping fluids that are the flowing up to more viscous products with or structure of the second design floaturing many ease of maintenance floatures designed by SEEPEX.	SEEPEX pumps from the BN range are used across all industries for pumping fluids that are free flowing up to more viscous products with without solids. It has compact design featuring many ease of maintenance features designed by SEEPEX. BN YOUR ADVANTAGES Compact, space-saving design with directly flange-mounted drive (block design) Reduced capital cost, as it has fewer parts associated with the drive Sasy to maintain with the use of the plug-in-shaft connection between the rotating unit and drive Revisibility, it can be mounted vertically or horizontally and run in either direction Multiple flange connection positions are possible	aqe, desiqn m
BN 2OR ADVANTAGES • Compared, space-saving design with directly flange-mounted drive (klock design) • Adveced capital cost, as it has fewer parts associated with the drive • asys to maintain with the use of the plug-in-shaft connection between the totating unit and drive • Peakkilty, it can be mounted vertically or horizontally and run in either direction Multiple flange connection positions are possible	BN YOUR ADVANTAGES • Compact, space-saving design with directly flange-mounted drive (block design) • Reduced capital cost, as it has fewer parts associated with the drive • Easy to maintain with the use of the plug-in-shaft connection between the rotating unit and drive • Flexibility, it can be mounted vertically or horizontally and run in either direction Multiple flange connection positions are possible	hor
YOUR ADVANTAGES • Compact, space-saving design with directly flange-mounted drive (block design) • Reduced capital cost, as it has fewer parts associated with the drive • Easy to maintain with the use of the plug-in-shaft connection between the rotating unit and drive • Flexibility, it can be mounted vertically or horizontally and run in either direction Multiple flange connection positions are possible	YOUR ADVANTAGES • Compact, space-saving design with directly flange-mounted drive (block design) • Reduced capital cost, as it has fewer parts associated with the drive • Easy to maintain with the use of the plug-in-shaft connection between the rotating unit and drive • Flexibility, it can be mounted vertically or horizontally and run in either direction Multiple flange connection positions are possible	
 Reduced capital cost, as it has fewer parts associated with the drive Easy to maintain with the use of the plug-in-shaft connection between the notating unit and drive Flexibility, it can be mounted vertically or horizontally and run in either direction Multiple frange connection positions are possible 	 Reduced capital cost, as it has fewer parts associated with the drive Easy to maintain with the use of the plug-in-shaft connection between the rotating unit and drive Flexibility, it can be mounted vertically or horizontally and run in either direction Multiple flange connection positions are possible 	
 Easy to maintain with the use of the plug-in-shaft connection between the notating unit and drive Rexibility, it can be mounted vertically or horizontally and run in either direction. Multiple flange connection positions are possible 	Easy to maintain with the use of the plug-in-shaft connection between the rotating unit and drive Flexibility, it can be mounted vertically or horizontally and run in either direction Multiple flange connection positions are possible	
Flexibility, it can be mounted vertically or horizontally and run in either direction Multiple flange connection positions are possible	Flexibility, it can be mounted vertically or horizontally and run in either direction Multiple flange connection positions are possible	
Multiple flange connection positions are possible	Multiple flange connection positions are possible	

Página 125 de 128



CONDENSATE

Condensate

not specified not specified

temperature min 97°F norm. 99ºF max. 5-9

∞ntinuous 24 h/day outdoor, humid

50/104ºF

flowable

0.16 cps

0.5697 97°F - 120°F

Progressive cavity pump BN 2-12E / A6-J0-J0-H5-4E

Application data Conveyed product Flowability Viscosity Solids content Size of solids Density Product temperature

pH value Kind of operation Operating hours Location Altitude of installation Surrounding temperature

Performance data

Starting torque Req. operating power at pump shaft Inlet pressure

Materials and executions Installation Direction of rotation Lantern - Design

Lantern - Material Suction casing - Design Suction casing - Material

Pressure branch - Design Pressure branch - Material

Position of branch Suction connection Pressure connection Joint - Design

Joint - Material Joint - Universal joint sleeve: material Coupling rod - Design Coupling rod - Material Rotor - Design Rotor - Material Stator - Design Stator - Material Shaft sealing Code Quench

horizontal counter clockwise (left) with cover plates EN-JL 1040 (gci-25) standard 1.4408 / ASTM A351 grade CF8M standard 1.4408 / ASTM A351 grade CF8M position 1 NPS 21/2, drilled acc. to ASME B 16.5, Class 150, RF NPS 2, drilled acc. to ASME B 16.5, Class 150, RF for increased pressure load standard, holding bands 1.4401 FPM standard 1.4404 / AISI 316L standard 1.4404 / AISI 316L equal wall design FPM special mechanical seal 4E - single acting Cartridge

Página 126 de 128

Capacity 7 USGPM Pressure 50 psi 65 lb.ft 1 HP

design 1 (∞de M1)

atmosphere up to 876 ft

Speed 236 rpm

incr. inlet pressure (>0,5bar)

Tolerances according to SEEPEX standards.





Wheatley, T225-M (32T-2M), Triplex, Plunger Pump

Pumps in this series

T225-H (22T-2H) T225-H (32T-2H) T225-LS (22T-2L) T225-LS (32T-2L) T225-M (32T-2M) T225-M (22T-2M)

Specs

Spec	U.S. Standard	
Туре:	triplex	
Minimum Plunger Diameter:	1%	
Maximum Plunger Diameter	1%*	4
Stroke length:	21/4"	-10
Maximum Working Pressure	: 2,565 PSI	
Rod/Piston Load:	2550lb	
Gallons per Minute:	32.7	T
Barrels per Day:	1121	1 di
Brake Horse Power:	32.0	1 1



Pump speeds up to 465 RPM

32 horsepower 2 1/4* stroke horizontal triplex single acting plunger pump
 Available in four different fluid end materials

Pump Curves

