

Escuela Superior Politécnica del Litoral

Facultad de Ingeniería en Mecánica y Ciencias de la Producción

Diseño de estación de recarga de hidrógeno verde para flota piloto de buses en

Ecuador

INGE-2773

Proyecto Integrador

Previo la obtención del Título de:

Ingeniero en Mecánica

Presentado por:

Luis David Cortez Espinoza

Guayaquil - Ecuador

Año: 2024

Dedicatoria

Este trabajo es dedicado para todas las personas que tienen que nadar a contracorriente para lograr sus objetivos.

Agradecimientos

Agradezco profundamente a mis padres, Freddy Cortez y Mariana Espinoza, por su apoyo incondicional, sacrificio y motivación constante a lo largo de mi formación académica. Su ejemplo de esfuerzo y dedicación ha sido mi mayor inspiración. Asimismo, expreso mi gratitud al Dr. Jorge Amaya, cuyo conocimiento, guía y orientación fueron fundamentales para el desarrollo de esta tesis. Su paciencia y compromiso con la excelencia académica han sido clave en este proceso. A todos ellos, mi más sincero agradecimiento.

Declaración Expresa

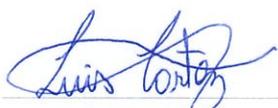
Yo, LUIS DAVID CORTEZ ESPINOZA acuerdo y reconozco que:

La titularidad de los derechos patrimoniales de autor (derechos de autor) del proyecto de graduación corresponderá al autor o autores, sin perjuicio de lo cual la ESPOL recibe en este acto una licencia gratuita de plazo indefinido para el uso no comercial y comercial de la obra con facultad de sublicenciar, incluyendo la autorización para su divulgación, así como para la creación y uso de obras derivadas. En el caso de usos comerciales se respetará el porcentaje de participación en beneficios que corresponda a favor del autor o autores.

La titularidad total y exclusiva sobre los derechos patrimoniales de patente de invención, modelo de utilidad, diseño industrial, secreto industrial, software o información no divulgada que corresponda o pueda corresponder respecto de cualquier investigación, desarrollo tecnológico o invención realizada por mí durante el desarrollo del proyecto de graduación, pertenecerán de forma total, exclusiva e indivisible a la ESPOL, sin perjuicio del porcentaje que me/nos corresponda de los beneficios económicos que la ESPOL reciba por la explotación de mi/nuestra innovación, de ser el caso.

En los casos donde la Oficina de Transferencia de Resultados de Investigación (OTRI) de la ESPOL comunique al autor que existe una innovación potencialmente patentable sobre los resultados del proyecto de graduación, no se realizará publicación o divulgación alguna, sin la autorización expresa y previa de la ESPOL.

Guayaquil, 18 de octubre del 2024



Luis David Cortez

Espinoza

Evaluadores

Dra. Emérita Alexandra Delgado Plaza

Profesor de Materia

Dr. Jorge Luis Amaya Rivas

Tutor de proyecto

Resumen

El proyecto se enfoca en la implementación del hidrógeno en el sector de transporte, específicamente en el diseño de una estación de recarga para una flota de 15 buses a hidrógeno, con un diseño escalable hacia 50 buses. Los objetivos del proyecto incluyen diseñar un sistema de producción y almacenamiento de hidrógeno verde, asegurar el cumplimiento de las temperaturas especificadas por la normativa SAE J2601 en el proceso de enfriamiento, y evaluar la viabilidad técnica y económica del proyecto. La producción de hidrógeno se realiza mediante un electrolizador PEM, mientras que el almacenamiento se lleva a cabo en tanques de acero austenítico 316L a 300 bar. Para mejorar la eficiencia, se implementa un sistema de compresión de dos etapas con interenfriamiento, lo que permite alcanzar los 900 bar para el almacenamiento. Posteriormente, el hidrógeno se enfría a -40°C para su dispensación utilizando un sistema de refrigeración externa. El diseño estimó un costo total de \$5.23 millones, lo que representa un aumento del 74.3% en comparación con una gasolinera convencional. A pesar de la mayor inversión, este proyecto contribuye a la sostenibilidad al reducir las emisiones y fomentar el uso de energías renovables, siendo esencial para la transición energética de Ecuador hacia 2030.

Palabras Clave: hidrógeno verde, estación de recarga, almacenamiento de hidrógeno, eficiencia.

Abstract

The project focuses on the implementation of hydrogen in the transportation sector, specifically designing a refueling station for a fleet of 15 hydrogen buses, with a scalable design towards 50 buses. The project objectives include designing a green hydrogen production and storage system, ensuring compliance with the temperature requirements specified by the SAE J2601 standard during the cooling process, and evaluating the technical and economic feasibility of the project. Hydrogen production is carried out using a PEM electrolyzer, while storage takes place in 316L austenitic steel tanks at 300 bar. To improve efficiency, a two-stage compression system with intercooling is implemented, allowing for storage at 900 bar. Subsequently, hydrogen is cooled to -40°C for dispensing using an external refrigeration system. The design estimated a total cost of \$5.23 million, representing a 74.3% increase compared to a conventional gas station. Despite the higher investment, the project contributes to sustainability by reducing emissions and promoting renewable energy use, playing a key role in Ecuador's energy transition towards 2030.

Keywords: Green hydrogen, refueling station, hydrogen storage, efficiency.

Índice general

Evaluadores.....	V
Resumen.....	I
Abstract.....	II
Índice general.....	III
Abreviaturas.....	VI
Simbología.....	VII
Índice De Figuras.....	VIII
Índice De Tablas.....	X
Capítulo 1.....	1
1.1 Introducción.....	2
1.2 Descripción del Problema.....	4
1.3 Justificación del Problema.....	5
1.4 Objetivos.....	6
1.4.1 Objetivo general.....	6
1.4.2 Objetivos específicos.....	7
1.5 Marco teórico.....	7
1.5.1 Producción de hidrógeno.....	7
1.5.2 Estaciones de recarga de hidrógeno.....	8
1.5.3 Almacenamiento y transporte de hidrógeno.....	9
1.5.4 Enfriamiento de hidrógeno.....	11
1.5.5 Vehículos a celdas de combustible.....	11
Capítulo 2.....	13
2. Metodología.....	14
2.1 Metodología de diseño para la estación de recarga de hidrógeno.....	14
2.2 Definición de especificaciones iniciales y requerimientos del proyecto.....	15

2.3 Definición de etapas de la estación de recarga de hidrógeno verde.....	16
2.4 Selección de equipos para producción de hidrógeno in-situ.....	17
2.4.1 Criterios para la Matriz de Decisión.....	17
2.4.2 Matriz de Decisión.....	17
2.5 Diseño de sistema de almacenamiento de baja presión.....	19
2.5.1 Criterios para la Matriz de Decisión.....	19
2.5.2 Matriz de Decisión.....	20
2.5.3 Cálculos teóricos del diseño de tanques para almacenamiento de baja presión.....	20
2.5.4 Estimación del tiempo de disipación de calor de los tanques.....	24
2.5.5 Simulación de tanques.....	27
2.6 Diseño de sistema de compresión de hidrógeno.....	33
2.7 Almacenamiento de alta presión de hidrógeno.....	35
2.8 Sistema de enfriamiento de hidrógeno.....	37
Capítulo 3.....	46
3. Resultados y análisis.....	47
3.1 Producción de hidrógeno.....	47
3.2 Sistema de almacenamiento de baja presión.....	49
3.3 Sistema de compresión de hidrógeno.....	55
3.4 Sistema de almacenamiento de alta presión.....	58
3.5 Sistema de enfriamiento de hidrógeno.....	59
3.5.1 Resultados de los cálculos de los requerimientos iniciales.....	59
3.5.2 Selección de equipos primarios.....	62
3.5.3 Diseño del Evaporador (intercambiador de calor).....	65
3.5.4 Selección de accesorios para el sistema de enfriamiento.....	68
3.6 Estimación de costos.....	69
3.6.1 Electrolizador.....	70

3.6.2 Sistema de almacenamiento de baja presión	71
3.6.3 Sistema de compresión.....	72
3.6.4 Sistema de almacenamiento de alta presión.....	72
3.6.5 Sistema de enfriamiento de hidrógeno.....	73
3.6.6 Costos adicionales	73
3.6.7 Análisis de costos	74
Capítulo 4.....	76
4.1 Conclusiones y recomendaciones.....	77
4.1.1 Conclusiones	77
4.1.2 Recomendaciones	78
Referencias.....	79
Anexos	83
Anexo A:.....	83
Anexo B:	88
Anexo C:.....	90
Anexo D:.....	93
Anexo E:	94
Anexo F:	95
Anexo G:.....	97
Anexo H:.....	99
Anexo I:	102

Abreviaturas

ASME American Society of Mechanical Engineers

FCEV Fuel Cell Electric Vehicle

GEI Gases de Efecto Invernadero

J-T Joule-Thomson

ODS Objetivos de desarrollo sostenible

PEM Proton Exchange Membran

SAE Society of Automotive Engineers

SOEC Solid Oxide Electrolysis Cell

VEB Vehículos Eléctricos a Batería

ESPOL Escuela Superior Politécnica del Litoral

Simbología

NH ₃	Aminiacó
h	Cóeficiente de convección
CO ₂	Dióxido de Carbono
°C	Grados Celcius
g	Gramos
H ₂	Hidrógeno
K	Kelvin
kg	Kilogramos
km	Kilómetros
kW	Kilo Watts
CH ₄	Metano
m	Metro
m ³	Metro cúbico
MPa	Mega Pascal
MW	Mega Watts
N ₂ O	Óxido de Nitrógeno
s	Segundos

Índice De Figuras

Figura 1.1 Ciclo de vida del hidrógeno usado como combustible en metodología centralizada y descentralizada	9
Figura 2.1 Metodología de diseño para la estación de recarga de hidrógeno.....	14
Figura 2.2 Etapas del hidrógeno en la estación de recarga de hidrógeno.....	16
Figura 2.3 Transferencia de calor en los tanques.....	24
Figura 2.4 Divisiones del sólido.....	27
Figura 2.5 Elementos superficiales del sólido	28
Figura 2.6 Espesor del tanque en elementos superficiales	28
Figura 2.7 Topología compartida.....	29
Figura 2.8 Propiedades del hidrógeno	29
Figura 2.9 Propiedades del acero 316L	30
Figura 2.10 Mallado por geometrías	30
Figura 2.11 Condiciones de temperatura.....	31
Figura 2.12 Tamaño mínimo de captura.....	32
Figura 2.13 Mallado final (vista interna).....	33
Figura 2.14 Compartición de la topología (vista externa).....	33
Figura 2.15 Esquema de sistema de refrigeración básico.....	38
Figura 2.16 Esquema del sistema de refrigeración y ecuaciones. Gráfico de Genetron Propiedades	39
Figura 2.17 Esquema de sistema de refrigeración de hidrógeno, segunda alternativa.....	40
Figura 2.18 Diagrama del intercambiador de calor tubo y coraza	41
Figura 3.1 Electrolizador PEM ME450 de Quest One	47
Figura 3.2 Circulo de Mohr, parte cilíndrica	50
Figura 3.3 Circulo de Mohr, parte esférica.....	51

Figura 3.4 Introducción de los 300 bar en el tanque de almacenamiento	52
Figura 3.5 Deformación total del tanque con la presión interna de 300 bar.....	52
Figura 3.6 Gráfico temperatura vs time step.....	54
Figura 3.7 Gráfico de la temperatura en función del tiempo	55
Figura 3.8 Esquema del sistema de compresión de hidrógeno	56
Figura 3.9 Especificaciones del compresor seleccionado, KD95	58
Figura 3.10 grafica de temperatura vs entropía, segunda alternativa.....	61
Figura 3.11 Capacidades de los equipos proporcionados por Bitzer	62
Figura 3.12 Unidad condensadora LH265E/S6F	63
Figura 3.13 Selección de válvula de expansión en cool selector 2	64
Figura 3.14 Válvula de expansión TE 20-9	64
Figura 3.15 Diagrama interno del intercambiador de calor	67
Figura 3.16 Dirección del flujo en los tubos del intercambiador de calor.....	67
Figura 3.17 Dirección del flujo en la coraza del intercambiador de calor.....	67
Figura 3.18 Diagrama de componentes principales y accesorios con sus respectivos diámetros de tuberías.....	69
Figura 3.19 Diagrama final de la estación de recarga de hidrógeno verde diseñada	70
Figura 3.20 Porcentaje de contribución de costos por apartado	75

Índice De Tablas

Tabla 2.1 Criterios para selección de tipo de electrolizador	17
Tabla 2.2 Matriz de decisión para selección de electrolizadores	18
Tabla 2.3 Criterios para selección de materiales para tanques del sistema de baja presión	19
Tabla 2.4 Matriz de decisión para selección de materiales para tanques del sistema de almacenamiento de baja presión	20
Tabla 2.5 Especificaciones para desarrollar el sistema de baja presión	21
Tabla 2.6 Datos iniciales para cálculo de transferencia de calor	25
Tabla 2.7 Métricas del mallado	32
Tabla 2.8 Especificaciones para desarrollar el sistema de baja presión	34
Tabla 2.9 Requerimientos de diseño para sistema de refrigeración	37
Tabla 2.10 Requerimientos de diseño para sistema de refrigeración	39
Tabla 2.11 Condiciones de operación del intercambiador de calor	42
Tabla 2.12 Propiedades del hidrógeno obtenidas en EES	42
Tabla 2.13 Propiedades del refrigerante R507A obtenidas en EES	42
Tabla 2.14 Dimensiones establecidas para el intercambiador de calor	43
Tabla 3.1 Presión y temperatura del hidrógeno por etapas.....	48
Tabla 3.2 Capacidad de compresión requerida por etapa	48
Tabla 3.3 Capacidad de enfriamiento total requerida.....	48
Tabla 3.4 Especificaciones de los tanques de almacenamiento de baja presión.....	49
Tabla 3.5 Esfuerzos presentados en los tanques	50
Tabla 3.6 resultados para el tiempo de disipación de calor	53
Tabla 3.7 Resultados de iteraciones para análisis de puntos de convergencia de la temperatura.....	54

Tabla 3.8	Porcentaje de error entre la temperatura esperada y la simulación en ANSYS.....	55
Tabla 3.9	resultados de condición del hidrógeno en el proceso de compresión	56
Tabla 3.10	resultados de capacidad de compresión requerida por etapa de compresión	56
Tabla 3.11	capacidad de enfriadores para enfriadores después de la primera y segunda etapa...	57
Tabla 3.12	propiedades termodinámicas de la segunda alternativa de ciclo de refrigeración.....	60
Tabla 3.13	Capacidad de refrigeración calculada vs la ofrecida por los equipos	61
Tabla 3.14	Flujos masicos calculados vs flujos de los equipos en selección	62
Tabla 3.15	Diámetros de entrada y salida de unidad de condensación	63
Tabla 3.16	Diámetros de entrada y salida de la válvula de expansión	65
Tabla 3.17	Variables calculadas para el intercambiadore de calor determinado	65
Tabla 3.18	Variables para determinar la longitud del intercambiador	66
Tabla 3.19	Resumen de características principales del intercambiador de calor	66
Tabla 3.20	Accesorios para el sistema de refrigeración	68
Tabla 3.21	Estimación de costos del material requerido	71
Tabla 3.22	Costos de fabricación	71
Tabla 3.23	Costos de pintado de los 10 tanques	72
Tabla 3.24	Estimación de costos del sistema de enfriamiento de hidrógeno.....	73
Tabla 3.25	Estimación de costos adicionales.....	74
Tabla 3.26	Estimación del costo de implementación de la estación de recarga de hidrógeno	74

Capítulo 1

1.1 Introducción

El cambio climático es uno de los principales desafíos para la humanidad en el siglo XXI, con impactos que incluyen el aumento de temperaturas, fenómenos meteorológicos extremos y el derretimiento de glaciares. Frente a esta crisis, en 2015 se firmó el Acuerdo de París, un tratado internacional en el que 195 países, incluido el Ecuador, se comprometieron a reducir sus emisiones de gases de efecto invernadero a través de la descarbonización de la economía. Este acuerdo busca limitar el aumento de la temperatura global a menos de 2°C, y preferiblemente a 1.5°C, por encima de los niveles preindustriales. Para alcanzar esta meta, cada país establece Contribuciones Determinadas a Nivel Nacional y, planes en los que detallan las estrategias y objetivos específicos para la reducción de emisiones (UNFCCC, 2023).

El cambio climático es provocado principalmente por la acumulación de gases de efecto invernadero (GEI) en la atmósfera, como el dióxido de carbono (CO₂), el metano (CH₄) y el óxido de nitrógeno (N₂O), que atrapan el calor y generan un efecto invernadero que eleva la temperatura global. A pesar de que existen otros elementos que también influyen en el clima, como los aerosoles, el carbono y otros contaminantes liberados en procesos industriales y de transporte; el cambio climático se ve provocado en su mayoría debido a GEI (Ritchie, 2020).

Es así como el principal foco de atención está en reducir estas emisiones a través de la descarbonización de la economía global erradicando la dependencia de carburos en sectores clave como la generación de electricidad, industria, transporte y vivienda llegando a conseguir así la reducción de la huella de carbono y mitigar los efectos del cambio climático. Para cumplir esta meta, el mundo debe pasar por una transición hacia fuentes de energía más limpias y sostenibles, así como la adopción de tecnologías que reduzcan las emisiones de gases contaminantes.

El sector del transporte es un gran emisor de GEI, responsable aproximadamente del 23% de las emisiones de carbono relacionadas con la energía a nivel mundial. Esta contribución incluye

emisiones de vehículos terrestres, aéreos y marítimos, y es impulsada tanto por el crecimiento económico como por el aumento de la demanda de movilidad y transporte de mercancías. Debido a esta elevada participación, la descarbonización del transporte es clave para lograr los objetivos climáticos establecidos en el Acuerdo de París (Ritchie, 2020).

En la carrera por descarbonizar el sector de transporte, la implementación de vehículos eléctricos ha ido aumentando, liderados por vehículos eléctricos a baterías (VEB), debido a sus beneficios para reducir las emisiones del sector transporte. Sin embargo, las barreras clave para una adopción masiva de VEB incluyen su alto costo inicial y una infraestructura de carga aún en desarrollo en muchas áreas. Así como los desafíos con las baterías, como su densidad energética, duración y el tiempo necesario para una recarga rápida aún limitan su conveniencia y accesibilidad en comparación con los vehículos de combustibles fósiles, lo que subraya la necesidad de alternativas complementarias o mejoras en la tecnología de baterías para lograr un transporte más sostenible (Sanguesa, 2021; Roy, 2022).

Por otro lado, el hidrógeno verde es una alternativa prometedora en la transición energética y va más allá del transporte, con aplicaciones en la industria, generación de electricidad, y calefacción. Este tipo de hidrógeno se produce mediante electrólisis del agua utilizando electricidad, pero lo que hace que sea llamado “verde” y sea una alternativa para la descarbonización es que la electricidad para producirlo debe ser generada a partir de fuentes renovables, como la solar y eólica, produciendo así un combustible sin emisiones directas de carbono. Aunque actualmente es más costoso que el hidrógeno gris (que se obtiene de combustibles fósiles en el proceso denominado como reformado de metano con vapor), las mejoras tecnológicas están impulsando una rápida reducción en los costos, haciéndolo cada vez más competitivo (Álvarez, 2022). Además, se proyecta que la demanda global de hidrógeno verde

aumente hasta representar una gran parte del consumo en sectores difíciles de electrificar, como la industria química, siderúrgica y la producción de amoníaco para fertilizantes (IRENA, 2022).

En el sector de transporte, el hidrógeno verde puede ser especialmente útil para vehículos pesados, como camiones y autobuses de largo recorrido, donde los vehículos eléctricos de batería enfrentan limitaciones. En este contexto, se prevé que el uso de hidrógeno en el transporte contribuya significativamente a la descarbonización, especialmente en rutas de larga distancia y transporte pesado (Gulli, 2023).

No obstante, la implementación de la tecnología del hidrógeno enfrenta diversas barreras. Estas incluyen la falta de infraestructura de distribución, los altos costos de producción y la necesidad de desarrollar tecnologías de almacenamiento y transporte eficientes. Superar estas barreras es crucial para que el hidrógeno pueda convertirse en un pilar fundamental de la descarbonización del transporte y contribuir de manera efectiva a la lucha contra el cambio climático (Chapman, 2020).

1.2 Descripción del Problema

El rápido crecimiento urbano y la necesidad de mitigar las emisiones de gases de efecto invernadero han impulsado la búsqueda de soluciones sostenibles en la movilidad. En este contexto, Ecuador ha adoptado la *"Hoja de Ruta del Hidrógeno Verde"*, posicionándose junto a otros países que ven en este recurso una alternativa clave para combatir el cambio climático, dado que el hidrógeno verde se produce mediante fuentes renovables y genera emisiones netas cercanas a cero en su ciclo de vida.

Uno de los proyectos piloto de esta estrategia es la introducción de una flota de 50 autobuses públicos impulsados por hidrógeno verde en la provincia de Pichincha, con una implementación proyectada para 2030 (Ministerio de Energía y Minas del Ecuador, 2023). Este proyecto no solo busca reducir significativamente las emisiones del sector transporte, uno de los

principales generadores de gases de efecto invernadero, sino también fomentar el desarrollo de una infraestructura tecnológica innovadora que potencie el uso de energías limpias a nivel nacional.

Sin embargo, la materialización de este plan enfrenta desafíos técnicos, económicos y logísticos. Entre estos, destaca el diseño de estaciones de hidrógeno verde que sean funcionales y sostenibles en el contexto ecuatoriano. Dichas estaciones deben ser capaces de integrar y optimizar los procesos de producción, almacenamiento, distribución y entrega del hidrógeno, mientras garantizan altos estándares de seguridad para operadores y usuarios, eficiencia energética para minimizar pérdidas en cada etapa y confiabilidad operativa para asegurar un suministro constante.

1.3 Justificación del Problema

Este proyecto es fundamental para acelerar la transición energética de Ecuador, alineándose con la "Hoja de Ruta del Hidrógeno Verde" y los compromisos adquiridos en el marco del Acuerdo de París. La lucha contra el cambio climático exige la reducción de emisiones de gases de efecto invernadero, lo que implica adoptar tecnologías limpias y sostenibles. El hidrógeno verde, producido a partir de fuentes renovables, se presenta como una solución escalable que permite avanzar hacia un modelo energético más limpio y eficiente. Ecuador dispone de un alto potencial en energías renovables, incluyendo hidroeléctrica, solar, eólica, geotérmica y biomasa. La matriz eléctrica nacional cuenta con un 60 % de capacidad instalada de generación hidroeléctrica, que aporta aproximadamente el 78 % de la energía total generada (Ministerio de Energía y Minas del Ecuador, 2023), lo que posiciona al país como un candidato ideal para integrar la cadena de valor del hidrógeno verde. Es así como, el diseño de estaciones de hidrógeno verde enfocadas en el transporte público no solo responde a las necesidades de un proyecto piloto, sino que sienta las bases para una infraestructura replicable y escalable. Estas estaciones permitirán facilitar la

movilidad sostenible en áreas urbanas, contribuyendo a la reducción de emisiones en uno de los sectores con mayor impacto ambiental.

La implementación de estas estaciones también contribuye a la diversificación de la matriz energética nacional, reduciendo la dependencia de combustibles fósiles en el transporte público y mejorando su eficiencia operativa. Esto puede generar una reducción de costos en el largo plazo, además de otros beneficios económicos relacionados con el fortalecimiento de la infraestructura energética del país.

El diseño de una gasolinera de hidrógeno verde contribuye directamente a los Objetivos de Desarrollo Sostenible (ODS) 7, 8 y 13. Promueve el acceso a energía asequible, segura y sostenible (ODS 7) al utilizar hidrógeno verde como combustible limpio, derivado de fuentes renovables. Fomenta el crecimiento económico inclusivo y sostenible (ODS 8) al impulsar una industria emergente que genera empleos verdes en la producción, almacenamiento y distribución del hidrógeno. Además, mitiga el cambio climático (ODS 13) al reducir las emisiones de gases de efecto invernadero, reemplazando combustibles fósiles por una alternativa con cero emisiones directas, contribuyendo así a la transición hacia una economía baja en carbono.

1.4 Objetivos

1.4.1 Objetivo general

Diseñar una estación de hidrógeno verde para el abastecimiento de una flota piloto de buses, optimizando los procesos de producción, almacenamiento y enfriamiento, con énfasis en la eficiencia energética y costos de implementación.

1.4.2 Objetivos específicos

1. Diseñar el sistema de producción y almacenamiento de hidrogeno verde que produzca la cantidad necesaria para la alimentación de una flota de buses.
2. Diseñar un sistema de enfriamiento para hidrógeno que asegure el cumplimiento de las temperaturas especificadas por la normativa SAE J2601 antes de su suministro.
3. Evaluar la viabilidad técnica y económica de las estaciones de hidrógeno, considerando los costos de implementación.

1.5 Marco teórico

1.5.1 Producción de hidrógeno

Para la implementación del hidrógeno en el sector de transporte terrestre, primero se debe analizar la situación actual respecto a la producción de este. Si lo que se busca es cumplir con la meta de descarbonizar la economía, el hidrógeno debe ser producido sin generar emisiones de CO₂ o reducirlas lo más posible (IRENA, 2022).

Actualmente, el reformado de metano con vapor es el proceso de producción de hidrógeno más común debido a sus bajos costos, sin embargo, este produce CO₂. Afortunadamente se han desarrollado sistemas capaces de capturar hasta el 90% el CO₂ antes de ser emitido a la atmosfera, lo que implica que el hidrógeno producido es bajo en emisiones, conocido también como hidrógeno azul (National Research Council of Canada, 2022).

Sin embargo, la mayoría de los proyectos piloto para la implementación del hidrógeno se dan a través de la electrólisis impulsada por electricidad provenientes de fuentes renovables debido a que no hay emisiones directas ligadas al proceso de producción de hidrógeno. En Australia, por ejemplo, en la frontera entre New South Wales y Victoria, la empresa Australian Gas Infrastructure

Group (AGIG) está construyendo una instalación de 10 MW con un electrolizador que producirá hasta 500 toneladas de hidrógeno verde al año. Este hidrógeno será inicialmente mezclado con gas natural para abastecer a cerca de 40,000 clientes residenciales e industriales, donde también se busca fortalecer la infraestructura de gas renovable en Australia (COAG Energy Council, 2019).

Por otro lado, en Canadá ha implementado varios proyectos piloto de hidrógeno verde como parte de su estrategia para alcanzar la neutralidad de carbono en 2050. Un proyecto destacado es "Project Nujio'qonik" en Terranova y Labrador, gestionado por World Energy GH₂, que emplea energía eólica para generar hidrógeno verde y espera producir hasta 210,000 toneladas de hidrógeno y 1.2 millones de toneladas de amoníaco verde anualmente (Buck, 2024).

Y así, hay muchos otros países implementando proyectos piloto o a gran escala para introducir el hidrógeno verde en sus economías para descarbonizarlas.

1.5.2 Estaciones de recarga de hidrógeno

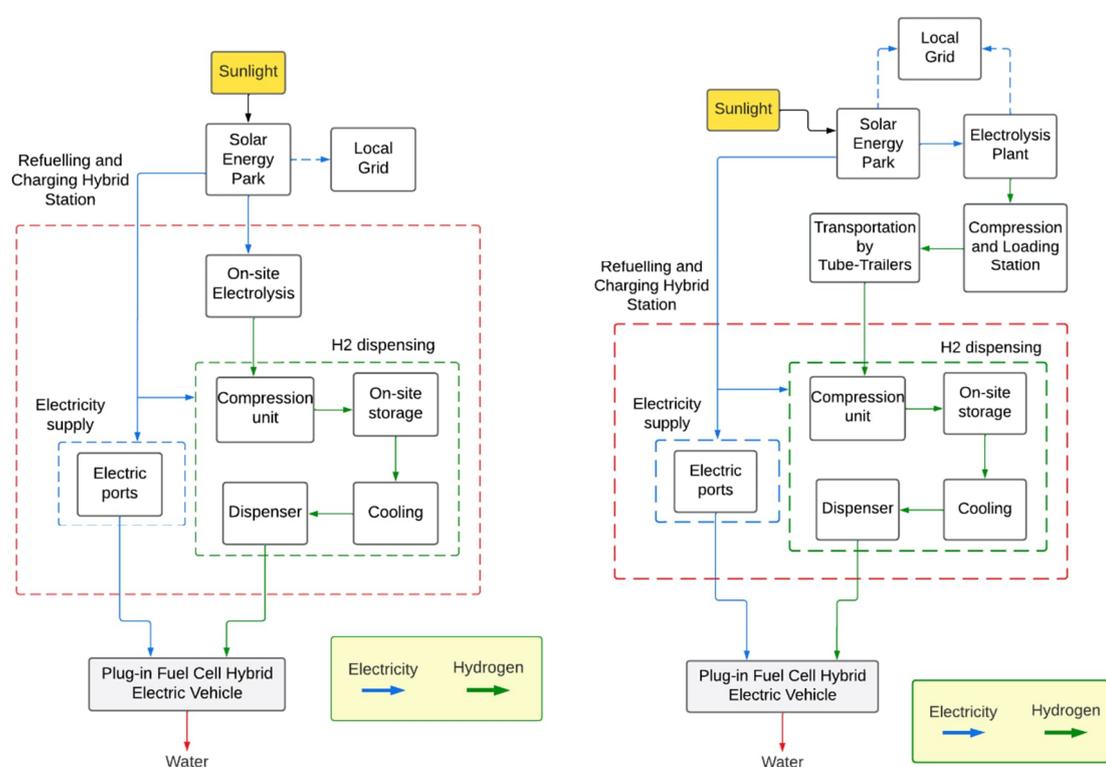
Estos mismos países no se están quedando atrás en desarrollar proyectos piloto para la implementación del hidrógeno en el sector de transporte. Existen dos metodologías clave para implementar el hidrógeno en el sector del transporte: centralizada y descentralizada (Pobitra, 2024).

En un sistema de producción centralizada, el hidrógeno se genera en grandes instalaciones fuera de los puntos de consumo, aprovechando en muchos casos fuentes de energía renovable de gran escala, como parques eólicos o solares ubicados lejos de los centros de demanda. Este método permite economías de escala, pero requiere una infraestructura de transporte robusta y costosa para distribuir el hidrógeno hacia las estaciones de carga, (Cortez, 2024) como se muestra en la figura 1.1.

La figura 1.1 por otro lado también muestra el enfoque descentralizado donde la producción de hidrógeno es llevada a cabo en el mismo sitio de consumo, como en estaciones de servicio de hidrógeno. Esto elimina la necesidad de transporte y reduce los costos asociados (Cortez, 2024).

Figura 1.1

Ciclo de vida del hidrógeno usado como combustible en metodología centralizada y descentralizada



Nota: Artículo científico (Cortez, 2024). Lengua nativa: Ingles

1.5.3 Almacenamiento y transporte de hidrógeno

El hidrógeno se puede almacenar y transportar de diversas maneras, cada una con ventajas y desafíos específicos en términos de eficiencia, seguridad y costo. Las principales formas de almacenamiento dependen del estado en el que se almacena (gaseoso, líquido e incluso sólido), así como también en compuestos químicos.

El hidrógeno en su estado gaseoso es la forma más común de almacenamiento, en la que el hidrógeno se comprime en cilindros de acero o materiales compuestos a alta presión, generalmente entre 350 hasta 700 bar en estado gaseoso. Este método es adecuado para aplicaciones de transporte pues los cilindros suelen agruparse en remolques para ser transportados por carretera. Esta modalidad es adecuada para distancias cortas y cantidades moderadas de hidrógeno, como el suministro a estaciones de recarga de vehículos. En algunos países, el hidrógeno puede transportarse a través de redes de tuberías dedicadas o mezclado con gas natural en ductos de gas existentes. Las tuberías son una opción eficiente para transportar grandes volúmenes a larga distancia, especialmente cuando hay una demanda constante, como en áreas industriales. No obstante, la construcción de una infraestructura específica es costosa y requiere estrictas medidas de seguridad debido a las propiedades del hidrógeno, que puede provocar fragilización en algunos metales (Kumar,2018)

Por otro lado, también se tiene el almacenamiento del hidrógeno en estado líquido, esto se logra enfriándolo a temperaturas criogénicas (alrededor de $-253\text{ }^{\circ}\text{C}$) en cisternas criogénicas especialmente diseñadas para mantener esta baja temperatura. Este método permite una mayor densidad de almacenamiento en comparación con el hidrógeno comprimido lo que es ventajoso para transportar grandes cantidades en un volumen reducido, lo cual es ideal para largas distancias, pero conlleva un gran consumo de energía para su licuefacción y presenta desafíos para mantener la temperatura, además del riesgo de pérdidas por evaporación (Genovese, 2023).

Por último, el hidrógeno también puede almacenarse en forma de compuestos químicos, como amoníaco (NH_3) o metanol, que pueden descomponerse para liberar hidrógeno cuando se necesita. Este método es especialmente útil para el transporte y almacenamiento a gran escala, ya que evita problemas de presión y temperatura, pero requiere de procesos adicionales de conversión (Aziz, 2020).

1.5.4 Enfriamiento de hidrógeno

El fenómeno observado durante el proceso de abastecimiento de hidrógeno, donde ocurre un aumento de temperatura en el tanque debido a la compresión, está relacionado con el efecto Joule-Thomson (J-T). Este fenómeno implica que el gas de hidrógeno, al ser comprimido en el tanque a alta presión (generalmente hasta 900 bar), experimenta un aumento de temperatura en lugar de enfriarse, ya que el hidrógeno tiene un coeficiente J-T negativo en un rango amplio de condiciones. Esta característica complica el llenado seguro y eficiente del tanque, el calor generado reduce la densidad del gas y afecta la cantidad que se puede almacenar dentro de los límites de temperatura seguros del tanque, usualmente entre -40 y 85 °C (Elgowainy, 2024).

Para mitigar este efecto y maximizar la cantidad de hidrógeno que entra en el tanque, es fundamental realizar un enfriamiento previo (precooling) del gas antes de dispensarlo. Esto no solo permite una carga más completa y rápida, sino que también mantiene el sistema dentro de los parámetros de seguridad y asegura una experiencia de carga comparable a la de los combustibles convencionales. En este contexto, la norma SAE J2601 establece los lineamientos para el preenfriamiento del hidrógeno a -40 °C, contribuyendo a mantener el sistema dentro de las limitaciones operativas y de seguridad (Genovese, 2023).

1.5.5 Vehículos a celdas de combustible

Los vehículos eléctricos de celdas de combustible (FCEV por sus siglas en inglés) son una alternativa prometedora para el transporte con bajas emisiones. Estos vehículos convierten hidrógeno almacenado en electricidad a través de una celda de combustible, generando solo vapor de agua como subproducto. Un FCEV promedio tiene una autonomía que puede superar los 500 kilómetros, lo cual es comparable y, en algunos casos, superior a los VEB. Además, la recarga de hidrógeno toma entre 3 y 5 minutos, mucho menos que el tiempo necesario para recargar la batería de un BEV, lo que facilita una mayor disponibilidad del vehículo y conveniencia para el usuario

en viajes largos. La capacidad de almacenamiento de hidrógeno en un FCEV generalmente se encuentra en tanques de entre 4 y 6 kg de hidrógeno a altas presiones como 700 bar (Gómez, 2023).

Por ejemplo, el Toyota Mirai, uno de los modelos más populares de FCEV, tiene una capacidad de 5 kg de hidrógeno, lo que le permite una autonomía de alrededor de 650 km en condiciones óptimas (Página oficial de Toyota, 2022).

Los FCEV presentan ventajas frente a los BEV, como la rápida recarga y la menor pérdida de rendimiento en climas fríos, un desafío común para los vehículos a batería. Sin embargo, uno de los principales desafíos de los FCEV es la infraestructura limitada de estaciones de hidrógeno, especialmente fuera de mercados pioneros como Japón, Alemania y California, lo cual limita su adopción masiva a corto plazo (de Wolf, 2023).

Capítulo 2

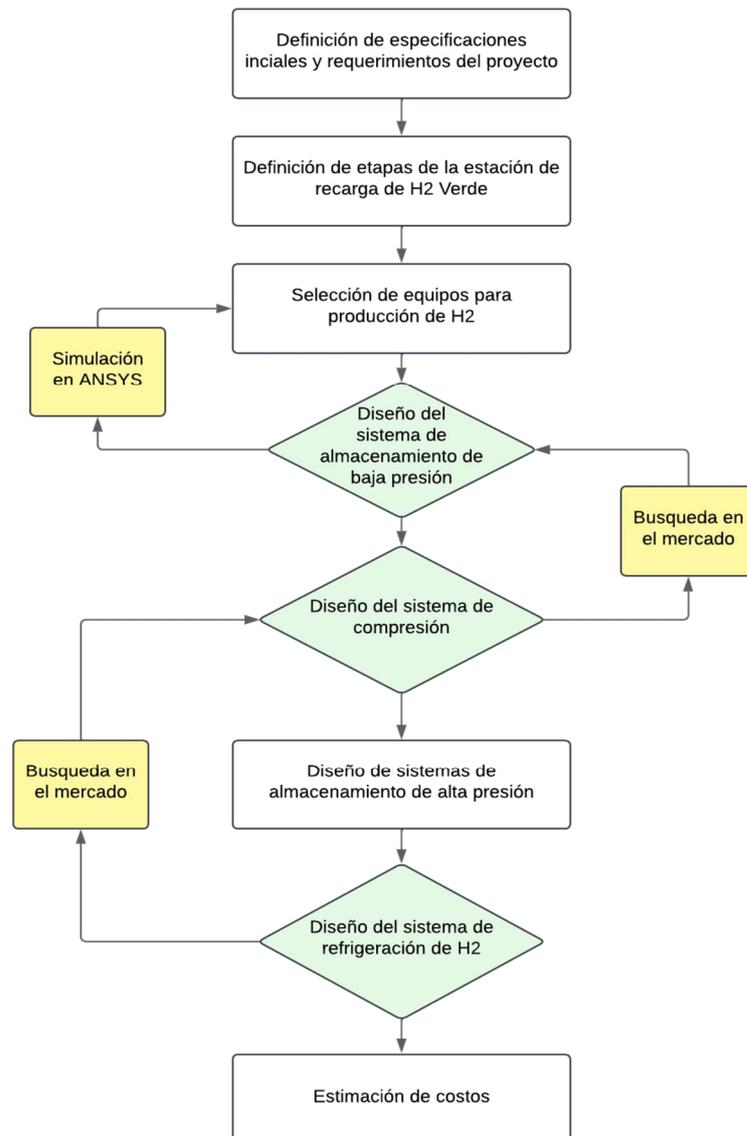
2. Metodología.

En presente capítulo se describe el enfoque metodológico adoptado para diseñar la estación de recarga de hidrógeno verde.

2.1 Metodología de diseño para la estación de recarga de hidrógeno

La figura 2.1 presenta la metodología utilizada en el proceso de diseño de la estación de recarga de hidrógeno:

Figura 2.1 Metodología de diseño para la estación de recarga de hidrógeno
Metodología de diseño para la estación de recarga de hidrógeno



2.2 Definición de especificaciones iniciales y requerimientos del proyecto

El proyecto buscó diseñar una estación de recarga que pueda proveer hidrógeno verde a una flota piloto de buses para transporte público del Ecuador, esto debido al proyecto que se plantea en la hoja de ruta del hidrógeno por el ministerio de energía y minas.

A pesar de que, en dicha hoja de ruta, el plan piloto determina una flota de 50 buses, en esta tesis se busca diseñar una estación de recarga de hidrogeno para suplir una flota de solo 15 buses, esto con el fin de simplificar ciertos parámetros; sin embargo, es un diseño escalable que puede ser adaptado para una flota de 50 buses.

Teniendo en cuenta que los buses a celdas de hidrógeno tienen una capacidad máxima alrededor de 35 kg de hidrógeno (Ajanovic, 2021), la estación de recarga debería producir 525 kg de hidrógeno verde al día.

Por otro lado, se prevé que esta estación de recarga tenga alta demanda energética, debido al gran consumo energético de equipos eléctricos requeridos, particularmente el electrolizador, encargado de producir el hidrógeno. Así mismo, para usar el hidrógeno como posible solución o mitigante del cambio climático, este deber ser producido de forma limpia, por ende, la energía de la estación de recarga debe ser proveniente de fuentes renovables.

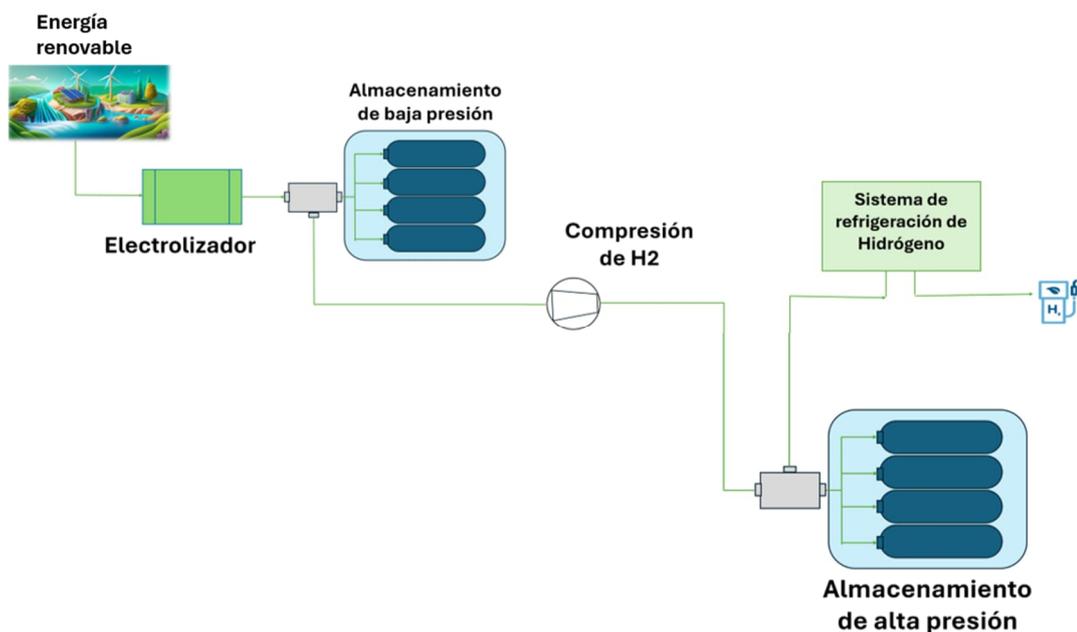
El diseño de un sistema energético renovable autónomo, como el uso exclusivo de paneles solares para una estación de recarga de hidrógeno verde, resulta costoso y poco eficiente debido a la alta inversión inicial y a la intermitencia de la fuente de energía, por consiguiente, no entra en el alcance de esta tesis. Por ende, se asume que esta estación tendrá conexión directa con la hidroeléctrica más cercana (sin conexión a la red general), asegurando que la energía es proveniente de fuentes renovables y por ende el hidrógeno producido será 100% verde.

2.3 Definición de etapas de la estación de recarga de hidrógeno verde

Como se expuso en el marco teórico, el hidrógeno verde tiene el potencial de liderar la descarbonización de la economía debido a que se puede producir a partir de energía renovable, por ende, esta energía es considerada, junto con el agua, la materia prima fundamental de su ciclo de vida. La figura 2.2 muestra todas las etapas de la estación de recarga, desde la mencionada energía renovable.

Figura 2.2

Etapas del hidrógeno en la estación de recarga de hidrógeno.



En la siguiente fase, se lleva a cabo la producción de hidrógeno, que, para ser clasificado como verde, se realiza mediante un electrolizador, como se detalló previamente. Posteriormente el hidrógeno se almacena en tanques de baja presión.

Después, para su dispensación, el hidrógeno primero debe alcanzar altas presiones superiores a los 700 bar. Por lo tanto, tras el almacenamiento a baja presión, se procede a comprimir hasta los 900 bar, lo que permite su almacenamiento a esta presión elevada.

Finalmente, el hidrógeno se enfría a -40°C al momento de ser dispensado debido al efecto J-T, tal como se explicó en el marco teórico. Este enfriamiento se realiza mediante un sistema de refrigeración externo.

2.4 Selección de equipos para producción de hidrógeno in-situ

Existen tres tipos principales de electrolizadores utilizados en la producción de hidrógeno: el electrolizador alcalino, el de membrana de intercambio protónico (PEM) y el de óxido sólido (SOEC).

2.4.1 Criterios para la Matriz de Decisión

La tabla 2.1 define los criterios para la matriz de decisión del electrolizador a usar en la estación de recarga.

Tabla 2.1

Criterios para selección de tipo de electrolizador

Criterio	Descripción	Peso (%)
Eficiencia energética	Rendimiento energético en la conversión de electricidad a hidrógeno.	40%
Costo de implementación	Costo inicial y de instalación	30%
Durabilidad	Vida útil en condiciones normales de operación	20%
Madurez tecnológica	Nivel de desarrollo y aceptación comercial	10%

2.4.2 Matriz de Decisión

La tabla 2.2 muestra la matriz de decisión con los respectivos valores (donde 1 es bajo rendimiento y 5 alto rendimiento) otorgados a cada uno del tipo de electrolizadores.

Tabla 2.2**Matriz de decisión para selección de electrolizadores**

Material	Eficiencia energética (40%)	Costo de implementación (30%)	Durabilidad (20%)	Madurez tecnológica (10%)	Puntuación total
PEM	4	3	4	5	3.8
SOEC	5	2	3	3	3.5
Alcalino	3	4	4	4	3.6

Los electrolizadores PEM destacan por su equilibrio entre eficiencia energética, madurez tecnológica y capacidad de operar a presiones altas, lo que los hace ideales para aplicaciones móviles y estaciones descentralizadas (Tippkötter, 2019). Los electrolizadores alcalinos son más económicos en costos iniciales y tienen una buena durabilidad, siendo adecuados para operaciones continuas y proyectos con restricciones presupuestarias, aunque su eficiencia energética es menor y requiere mayores consumos de energía para operar a altas presiones (Espinosa, 2021). Por otro lado, los SOEC ofrecen la mayor eficiencia energética gracias al uso de calor externo, pero su alto costo de implementación y problemas de durabilidad debido a la degradación en altas temperaturas los limitan en aplicaciones comerciales a corto plazo (Flores, 2019).

Para una flota de 15 buses, cada uno con una capacidad de almacenamiento de 35 kg de hidrógeno, se requeriría producir al menos 525 kg de hidrógeno al día para garantizar el suministro necesario. En este sentido, la selección del equipo se centró en un electrolizador PEM que cumpla con esta especificación de producción diaria y que también sea capaz de entregar hidrógeno a una presión de 3 MPa (normalmente lo máximo a lo que suelen entregar el hidrógeno), lo que garantiza que el hidrógeno producido pueda ser almacenado y distribuido eficientemente a los vehículos para su uso como combustible. Antes de que el hidrógeno sea enviado al sistema de almacenamiento de baja presión, este debe ser comprimido hasta los 30 MPa, por ende, se

implementa un sistema de compresión de dos etapas con enfriamiento intermedio, este sistema es el mismo detallado en la sección 2.6; así el hidrógeno llegue al almacenamiento de baja presión a 30MPa y 50°C. Asumiendo solo 12 horas de trabajo por día, se tendría un flujo masico de 12.15g/s.

2.5 Diseño de sistema de almacenamiento de baja presión

Para el diseño de los tanques de almacenamiento de hidrógeno a 30 MPa, se inició seleccionando el material más adecuado, considerando que esta tesis busca optimizar procesos de alto consumo energético. Las alternativas para la selección del material se basaron en una revisión de la literatura científica, la cual asegura que los tanques “type I” en su mayoría están hechos de acero inoxidable austenítico: 304, 304L, 316, 316L (Liu, 2023).

2.5.1 Criterios para la Matriz de Decisión

La tabla 2.3 define los criterios para la matriz de decisión del material para el sistema de baja presión, así como el peso en porcentaje de cada uno.

Tabla 2.3

Criterios para selección de materiales para tanques del sistema de baja presión

Criterio	Descripción	Peso (%)
Resistencia a la corrosión	Capacidad del material para resistir la corrosión en presencia de hidrógeno y posibles contaminantes, evitando fallos por fisuración bajo presión o corrosión localizada.	40%
Resistencia mecánica	Habilidad del material para soportar altas presiones sin deformación ni fallos estructurales	30%
Facilidad de soldadura	Propiedades que permiten realizar uniones seguras y duraderas, minimizando riesgos como la sensibilización o formación de carburos, especialmente en ambientes críticos.	20%
Costo relativo	Impacto económico del material en comparación con otras opciones, considerando tanto el costo inicial como la relación costo-beneficio a largo plazo debido a su durabilidad y rendimiento.	10%

2.5.2 Matriz de Decisión

La tabla 2.4 muestra la matriz de decisión con los respectivos valores (donde 1 es bajo rendimiento y 5 alto rendimiento) otorgados a cada uno de los materiales para proceder con la selección del material de los tanques, el cual fue clave para realizar el diseño de estos.

Tabla 2.4

Matriz de decisión para selección de materiales para tanques del sistema de almacenamiento de baja presión

Material	Resistencia a la Corrosión (40%)	Resistencia Mecánica (30%)	Facilidad de soldadura (20%)	Costo Relativo (10%)	Puntuación total
304	3	3	4	5	3.4
304L	3	3	5	5	3.6
316	4	4	4	4	4.0
316L	5	4	5	4	4.6

Finalmente, se ha seleccionado el acero inoxidable austenítico 316L, empleado en tanques Type I, debido a sus excelentes propiedades mecánicas, resistencia en condiciones de alta presión y temperaturas variables, y su capacidad para resistir la fragilización por hidrógeno (Liu, 2023). Además, su combinación de ductilidad y tenacidad garantiza seguridad y confiabilidad en aplicaciones de almacenamiento a alta presión.

2.5.3 Cálculos teóricos del diseño de tanques para almacenamiento de baja presión

El diseño se realizó para un tanque de volumen estandarizado de 20 m³, considerando las propiedades del hidrógeno y condiciones operativas. Dado que el hidrógeno ingresa a los tanques a 50°C y posteriormente se comprime a 900 bar, se identificó la necesidad de reducir su temperatura antes de la compresión para disminuir el consumo energético. Como solución, se planteó no utilizar sistemas de enfriamiento activos, sino aprovechar la conductividad térmica del acero 316L para disipar el calor al ambiente (Liu, 2023). Para validar esta propuesta, se calculó el

tiempo requerido para que el hidrógeno alcanzara la temperatura ambiente y se realizó una simulación en ANSYS.

La tabla 2.5 muestra las especificaciones de las cuales se partió para calcular el tiempo de disipación de calor.

Tabla 2.5

Especificaciones para desarrollar el sistema de baja presión

Variable		Valor	Unidades
Peso Total de H ₂	<i>m</i>	525	Kg
V. Unitario	<i>V_u</i>	3	m ³
Temperatura	<i>T</i>	323	K
Presión operación	<i>P</i>	30	MPa
Constante Gas	<i>R</i>	4.124	kJ/kgK
Diametro	<i>D</i>	0.8	m

Primero se calculó la densidad del hidrógeno a partir de la ecuación (1), donde el factor de compresibilidad “Z” fue determinado interpolando la tabla 5.1 del libro de Aguer Mario, “El Hidrogeno Fundamento de un futuro equilibrado” a partir de los valores de presión y temperatura.

$$\rho = \left(\frac{R*T}{P*1000} * Z \right)^{-1} \quad (1)$$

Con la densidad calculada, se procedió a determinar el número de tanques (ecuación 3) que será requerido para este sistema de almacenamiento, calculando primero el volumen total requerido (ecuación 2).

$$V_{req} = \frac{m}{\rho} \quad (2)$$

$$n = \frac{V_{req}}{V_u} \quad (3)$$

Después, se procedió con las dimensiones de los tanques, partiendo de que se trabaja con cilindros con extremos esféricos, el cual se calcula como el volumen de una esfera completa con la ecuación 4.

$$V_{extremos} = \frac{4}{3} \pi r^3 \quad (4)$$

Luego, restándolo del volumen definido, hallamos el volumen del cilindro principal (ecuación 5). Con estos datos se puede determinar la longitud del cilindro principal “ $L_{principal}$ ” (ecuación 6), y la del tanque completo “ L_{tanque} ” (ecuación 7).

$$V_{principal} = V_{total} - V_{extremos} \quad (5)$$

$$L_{principal} = \frac{V_{Principal}}{\pi r^2} \quad (6)$$

$$L_{tanque} = L_{principal} + 2r \quad (7)$$

A partir de estos datos obtenidos, se procedió a calcular los espesores del tanque basándose en la normativa ASME VIII para tanques de almacenamiento a presión.

Para ello, a parte de los datos calculados, se requiere conocer el esfuerzo de tensión máxima del material usado, el cual se halló en la ficha técnica proporcionada por un proveedor de planchas de Acero inoxidable 316L ecuatoriano con determinados espesores (ficha técnica en anexo A). Por último, se asume una eficiencia de soldadura de 85% y se asume un tipo de junta N°1, doblemente soldada a tope.

Con las ecuaciones 8 y 9 se determina el espesor del cilindro principal y su respectiva área.

$$tc = \frac{P*r}{SE-0.6P} \quad (8)$$

$$A_{cilindro} = 2\pi(r + E)L_{principal} \quad (9)$$

Así mismo las ecuaciones 10 y 11 determinan el espesor y área de la parte esférica

$$te = \frac{P*r}{2SE-0.4P} \quad (10)$$

$$A_{extremos} = 2\pi(r + E)(L_{principal} - L_{tanque}) \quad (11)$$

Con los datos de la presión, radio y espesor, se pudo proceder directamente con el cálculo de esfuerzos principales y cortante máximo para cilindros y esferas sin necesidad de graficar el círculo de Mohr (ecuación 12 13 y 14, sacadas del libro de Mecánica de materiales, Beer sexta edición) para posteriormente determinar el factor de seguridad con la ecuación 15, tanto para la parte esférica como la parte cilíndrica del tanque.

$$\sigma_1 = \frac{PR}{t} \quad (12)$$

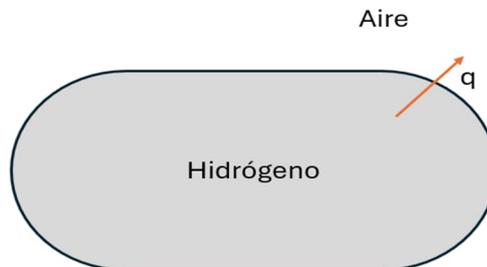
$$\sigma_2 = \frac{PR}{2*t} \quad (13)$$

$$\tau_{xy} = \frac{PR}{4*tc} \quad (14)$$

$$FS = \frac{Rm}{\sqrt{\sigma_1^2 - \sigma_1\sigma_2 + \sigma_2^2 + 3*\tau_{xy}^2}} \quad (15)$$

Finalmente, se procedió a estimar la transferencia de calor (q) del tanque al ambiente en condiciones transcendentales y cuánto tiempo le tomaría al hidrógeno llegar a temperaturas cercanas al ambiente. La figura 2.3 representa cada tanque de almacenamiento y la dirección de la transferencia de calor.

Figura 2.3
Transferencia de calor en los tanques



2.5.4 Estimación del tiempo de disipación de calor de los tanques

Se parte de los siguientes datos iniciales, donde “h” es el coeficiente de convección del aire, asumido de “15 W/m²K”. La conductividad del material Acero 316L, es según su ficha técnica de 15 W/mK. Por otro lado, se asume una conducción del hidrógeno de 0.3 W/mK, debido a las condiciones de presión y temperatura a las que se encuentra. La tabla 2.6 muestra los datos iniciales a partir de los cuales se procede a determinar el tiempo que les tomaría a estos tanques para llegar a una temperatura cercana a la temperatura ambiente (en condiciones de trabajo). En este caso se espera llegar a temperaturas cercanas al ambiente en no más de 15 horas.

La metodología de cálculo llevada a cabo fue iterando los valores de temperatura inicial cercanos a una temperatura ambiente deseada, en este caso un rango de 30°C a 32°C (para los cálculos en unidades Kelvin).

Tabla 2.6

Datos iniciales para cálculo de transferencia de calor

Variable	Valor	Unidad
Datos de Entrada		
Radio	R	0.4 m
Largo	L	5.5 m
Espesor	t	0.020 m
C. conducción 316L	K1	15 W/mK
Calor específico 316L	Cp1	500 J/kgK
C. conducción H	K2	0.3 W/mK
Calor específico H	Cp2	14283 J/kgK
Temp. Inicial	To	323 K
Temp. Final	Tf	(303-305) K
Temp. Infima	Tinf	298 K
C. convección aire	h	15 W/m ² K
Densidad	rho	19.16 kg/m ³
Viscosidad	vi	0.000010173 kg/ms

Para esto, se parte calculando el número de Prandtl (Pr), y Reynolds (Re), para por consiguiente determinar el Nusselt (Nu) y el coeficiente de convección (h) con las ecuaciones 16, 17, 18 y 19 respectivamente

$$Pr = \frac{Cp \cdot v}{k} \quad (16)$$

$$Re = \frac{vi \cdot D \cdot \rho}{\nu} \quad (17)$$

$$Nu = 3.6 + \frac{0.065 \left[\frac{D}{L} \right] \cdot Re \cdot Pr}{1 + 0.04 \left[\frac{D}{L} \cdot Re \cdot Pr \right]^{2/3}} \quad (18)$$

$$h = \frac{k \cdot Nu}{D} \quad (19)$$

Posteriormente, se procede a calcular la resistencia convectiva del hidrógeno “R1”, conductiva del acero “R2” y convectiva del aire externo “R3”, para de esta forma hallar la resistencia total “R” con las ecuaciones 20, 21, 22 y 23 respectivamente.

$$R1 = \frac{1}{hc*2\pi rL} \quad (20)$$

$$R2 = \frac{\ln\left(\frac{r+t}{r}\right)}{2\pi L*k} \quad (21)$$

$$R3 = \frac{1}{h*2\pi(r+t)L} \quad (22)$$

$$R = R1 + R2 + R3 \quad (23)$$

Con estos datos podemos calcular la transferencia de calor (ecuaciones 24 y 25)

$$Q' = \frac{\frac{T_i - T_f}{2} - T_{inf}}{R} \quad (24)$$

$$Q'' = \frac{Q'}{2\pi rL} \quad (25)$$

Y después, el calor total “Qh” disipado con la ecuación 26.

$$Q_h = m\rho * \left(\pi r^2 h + \frac{4}{3} \pi r^3 \right) Cp (T_i - T_f) \left[\frac{kJ}{s} \right] \quad (26)$$

De esta forma, finalmente podemos calcular el tiempo “t” para que se lleve a cabo el enfriamiento del hidrógeno hasta la temperatura ambiente con la ecuación 27. Este proceso se repite para el rango de temperaturas de 30°C a 32°C hasta hallar la temperatura más conveniente cercana a las 15 horas

$$t = \frac{Q''}{Q} [s] \quad (27)$$

Estos cálculos representan una estimación, debido a las asunciones realizadas y condiciones de trabajo. Sin embargo, sirven como valores comparables con los resultados obtenidos en la simulación de ANSYS.

2.5.5 Simulación de tanques

Teniendo en cuenta las dimensiones establecidas en la sección 2.5.3 se determinan las siguientes simplificaciones de trabajo para simulación en ANSYS:

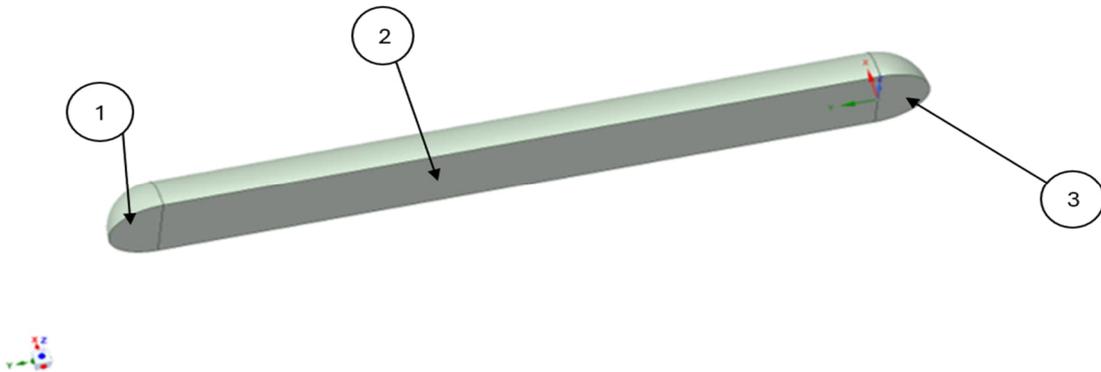
- **Simetría del modelo Físico**

El tanque de presión se corta a la mitad para evaluar la pérdida de calor desde el interior al exterior. También disminuye la carga computacional de la simulación.

- **Seccionamiento de geometría**

Esfera derecha (1), cilindro central (2) y esfera izquierda (3), como se muestra en la figura 2.4.

Figura 2.4
Divisiones del sólido



- **Uso de elementos tipo Shell**

Como se muestra en la figura 2.5, para el espesor del tanque se emplean elementos superficiales dado que su espesor es despreciable en comparación de las demás dimensiones. De este modo se pretende mejorar la calidad del mallado y preservar resultados coherentes.

Figura 2.5**Elementos superficiales del sólido**

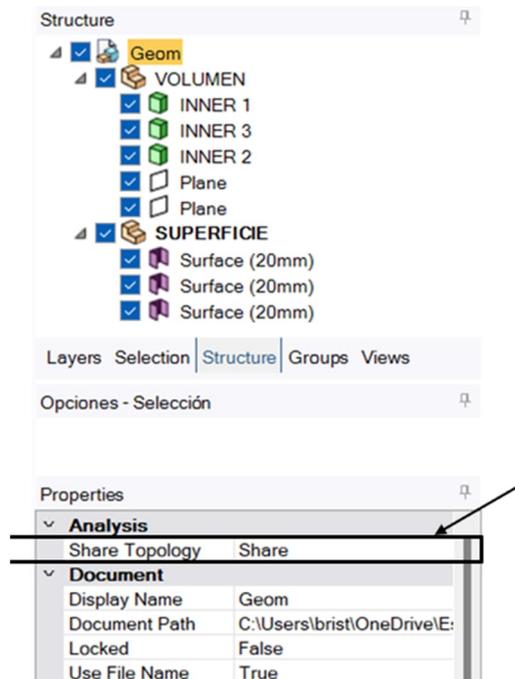
Para los elementos superficiales se colocó el espesor correspondiente al tanque, ese dato se proporcionó en el apartado de propiedades como se muestra en la figura 2.6.

Figura 2.6**Espesor del tanque en elementos superficiales**

Properties	
Appearance	
Color	ARGB: 255, 143, 175, 14
Style	By Layer, By Style
Tessellation Quality	5
Material	
Material Name	Unknown Material
Fluid	False
Density	None
Midsurface	
Driving Dimension	False
Offset Type	Bottom
Thickness	20mm

Finalmente se comparte la topología para generar un buen mallado, mostrado en la figura 2.7.

Figura 2.7
Topología compartida



Con esto, se estableció las propiedades térmicas tanto del hidrógeno como del material del tanque. Las figuras 2.8 y 2.9 muestran los valores y unidades de medidas de dichas propiedades.

Figura 2.8
Propiedades del hidrógeno

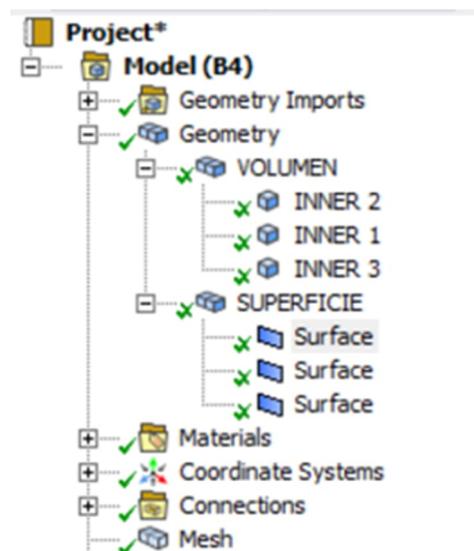
Properties of Outline Row 3: Hidrogeno				
	A	B	C	D E
1	Property	Value	Unit	
2	Material Field Variables	Table		
3	Density	19,16	kg m ⁻³	
4	Isotropic Thermal Conductivity	0,3	W m ⁻¹ K ⁻¹	
5	Specific Heat Constant Pressure, C _p	14283	J kg ⁻¹ K ⁻¹	

Figura 2.9
Propiedades del acero 316L

Properties of Outline Row 4: Stainless steel, 316, annealed					
	A	B	C	D	E
1	Property	Value	Unit		
2	Material Field Variables	Table			
3	Density	7969	kg m ⁻³		
4	Isotropic Thermal Conductivity	15	W m ⁻¹ C ⁻¹		
5	Specific Heat Constant Pressure, C _p	500	J kg ⁻¹ C ⁻¹		

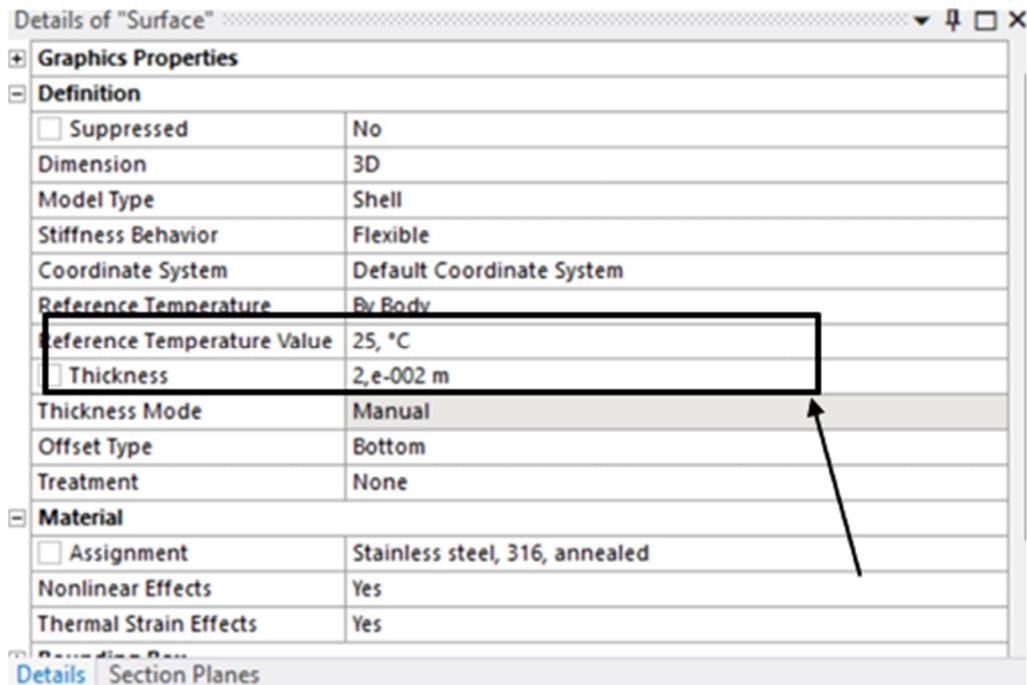
Procediendo con el mallado, primero se separó las geometrías del volumen del hidrogeno y las superficies del tanque como se muestra en la figura 2.10.

Figura 2.10
Mallado por geometrías



Por otro lado, para los elementos superficiales se colocaron las condiciones de temperatura como se muestra en la figura 2.11.

Figura 2.11
Condiciones de temperatura



Para el mallado se emplearon las siguientes configuraciones (mostradas en la figura 2.12):

1. Preferencia física

Dado que se está trabajando con gases, se emplea un análisis fluido dinámico (CFD-Fluent).

2. Tamaño de elementos

Se itera el tamaño de elementos (Finalmente se trabaja con tamaños de 0.05 m).

3. Mesh Defeaturing

Para simplificación de la geometría se establece que los detalles con tamaños más pequeños que 0.0004m se omiten.

4. Capture Curvature

Se capturan detalles de curvaturas de hasta 0.004m. Y el ángulo normal de curvatura, es decir el ángulo máximo para insertar otro nodo es 8°.

5. Capture Proximity

Se establece el tamaño mínimo para capturar detalles como ranuras, aletas o agujeros de hasta 0.008m.

Figura 2.12

Tamaño mínimo de captura

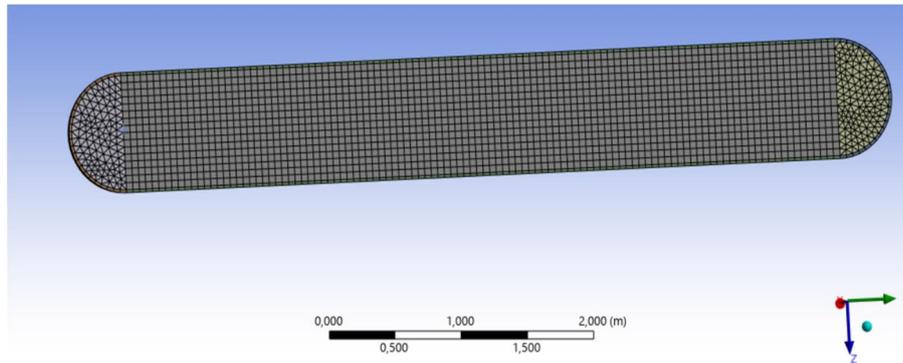
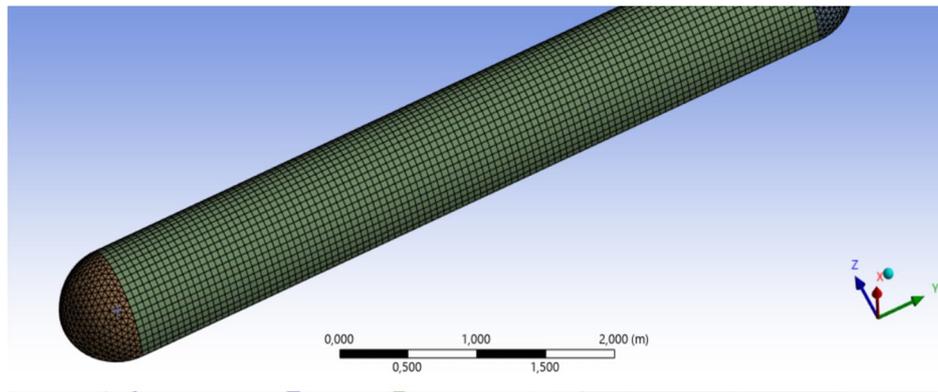
Details of "Mesh"	
Display	
Display Style	Use Geometry Setting
Defaults	
Physics Preference	CFD
Solver Preference	Fluent
<input type="checkbox"/> Element Size	5,e-002 m
Export Format	Standard
Export Preview Surface Mesh	No
Sizing	
Use Adaptive Sizing	No
Use Uniform Size Function For Sheets	No
<input type="checkbox"/> Growth Rate	Default (1,2)
<input type="checkbox"/> Max Size	5,e-002 m
Mesh Defeaturing	Yes
<input type="checkbox"/> Defeature Size	Default (2,5e-004 m)
Capture Curvature	Yes
<input type="checkbox"/> Curvature Min Size	4,e-003 m
<input type="checkbox"/> Curvature Normal Angle	8,°
Capture Proximity	Yes
<input type="checkbox"/> Proximity Min Size	8,e-003 m
<input type="checkbox"/> Proximity Gap Factor	3,
Proximity Size Sources	Faces and Edges
Bounding Box Diagonal	6,3632 m
Average Surface Area	1,667 m ²
Minimum Edge Length	0,8 m

La tabla 2.7 resume las métricas del mallado y las figuras 2.13 y 2.14 muestran el mallado final del sólido.

Tabla 2.7

Métricas del mallado

	Min	Avg	Max
Calidad de Elemento	0.29826	0.91369	1
Relación de Aspecto	1	1.4935	7.262
Jacobiano	0.4652	0.91266	1
Angulo de deformación	0	2,8126E-07	1.4788E-06
Desviación Paralela	0	6.9177	35.452
Maximo Angulo triangulos	60.016	67.354	100.83
Maximo Angulo Cuadrilatero	90	90	90

Figura 2.13**Mallado final (vista interna)****Figura 2.14****Compartición de la topología (vista externa)**

2.6 Diseño de sistema de compresión de hidrógeno

El sistema de compresión de hidrógeno propuesto se basa en un diseño de dos etapas, acompañado de un sistema de enfriamiento intermedio. Esta configuración responde a la necesidad de mitigar el incremento de temperatura que ocurre cuando el hidrógeno es comprimido desde una presión inicial de 300 bar hasta una presión final de 900 bar. Al dividir el proceso en dos etapas, se reduce la carga térmica en cada compresor, permitiendo mantener la temperatura del hidrógeno cercana a 300 K después de cada etapa mediante un sistema de refrigeración básico. Se parte de datos detallados en la tabla 2.8.

Tabla 2.8**Especificaciones para desarrollar el sistema de baja presión**

Parámetros	Valor	Unidades
Presión inicial	300	P_1 [bar]
Presión final	900	P_3 [bar]
Temperatura inicial	301	T_1 [K]
Relación de calores específicos	1.41	γ
Constante de gas específico	4.123	$R_{especifico}$ [kJ/kg K]
Calor específico	13.94	C_p [kJ/kgK]
Flujo de masa	80	\dot{m} [kg/h]
Coefficiente de rendimiento	4	COP
Eficiencia isentropica	0.85	ei
Eficiencia mecánica	0.98	em
Eficiencia del generador	0.96	eg

Una vez establecido los parámetros iniciales, se procede a calcular la presión intermedia “P2” optima, así como su determinada temperatura “T2” con las ecuaciones 28 y 29 respectivamente.

$$P_2 = \sqrt{P_1 \cdot P_3} \quad (28)$$

$$T_2 = T_1 \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma \eta_c}} \quad (29)$$

Así mismo, se procede a calcular el trabajo específico, total y la potencia requerida para este sistema de compresión con las ecuaciones 30, 31 y 32 respectivamente.

$$W_{etapa1} = \frac{\gamma}{\gamma-1} R_{especifico} T_1 \left(\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right) \left[\frac{kJ}{kg} \right] \quad (30)$$

$$\dot{W}_{etapa1} = \frac{W_{etapa1} \dot{m}}{ei \cdot em \cdot eg} \left[\frac{kJ}{h} \right] \quad (31)$$

$$P_{etapa1} = \frac{W_{etapa1}}{3600} [kW] \quad (32)$$

Una vez calculado la potencia requerida de la primera etapa de compresión se procede a los cálculos del sistema de refrigeración intermedio. En este caso, el hidrogeno se debe enfría desde T_2 hasta los 300K antes de ingresar a la segunda etapa de compresión. Se empieza determinando el calor a remover en el intercambiador de calor “Q1” con la ecuación 33.

$$Q_1 = Cp \dot{m} (T_2 - 300) [kJ/h] \quad (33)$$

Luego se procede a determinar su respectivo consumo energético con la ecuación 34.

$$P_{enfriamiento} = \frac{Q_1}{COP(3600)} [kW] \quad (34)$$

Por otro lado, los cálculos de la primera etapa de compresión se ven reflejados en la segunda etapa de compresión, debido a que se calculó la presión intermedia optima; el incremento en la temperatura y el consumo energético de la segunda etapa de compresión (desde P_2 hasta los 900 bar) es igual al de la primera etapa de compresión.

Así mismo, debido a que después de la segunda etapa de compresión el hidrógeno alcanza una temperatura alta, se procede a poner una segunda etapa de enfriamiento con el mismo consumo energético (se requiere enfriar la misma temperatura al primer enfriador); de esta forma, el hidrógeno llega a temperaturas cercanas al ambiente al sistema de almacenamiento de alta presión.

2.7 Almacenamiento de alta presión de hidrógeno

El diseño del sistema de almacenamiento de alta presión está intrínsecamente relacionado con el sistema de compresión seleccionado, ya que la temperatura del hidrógeno al ingresar a los tanques de almacenamiento es una variable crítica. En este caso, el hidrógeno fue comprimido hasta 900 bar antes de ser almacenado en tanques especializados. El control adecuado de la

temperatura a esta etapa es fundamental no solo para preservar la integridad del sistema de almacenamiento, sino también para optimizar las fases posteriores del proceso, como el enfriamiento del hidrógeno a la hora de ser dispensado.

Para almacenar hidrógeno a una presión de 900 bar, se emplearán tanques de **Tipo IV**, que cumplen con los estándares internacionales de seguridad y eficiencia para el almacenamiento de gases comprimidos a alta presión (Liu, 2023). Estos tanques están compuestos por:

1. Recipiente interno (liner):

- Fabricado de polímeros como polietileno o poliamida, que ofrecen excelente estanqueidad y resistencia química al hidrógeno.
- Su función principal es contener el gas y prevenir fugas.

2. Capa estructural externa:

- Construida con fibras de carbono impregnadas con resinas epoxi, lo que proporciona una alta resistencia mecánica frente a la presión interna.
- Estas fibras permiten al tanque soportar presiones elevadas sin comprometer su seguridad.

3. Protección externa:

- Una cubierta adicional de materiales compuestos o polímeros que protege contra impactos externos y condiciones ambientales adversas.

La baja conductividad térmica de los tanques Tipo IV implica que el calor generado durante la compresión del hidrógeno no puede disiparse de manera eficiente a través del contacto con el aire.

Para mitigar estos efectos y preparar el hidrógeno para la siguiente etapa del proceso (enfriamiento hasta -40°C), es esencial que el gas comprimido llegue a estos tanques a una temperatura lo más cercana posible a la temperatura ambiente.

2.8 Sistema de enfriamiento de hidrógeno

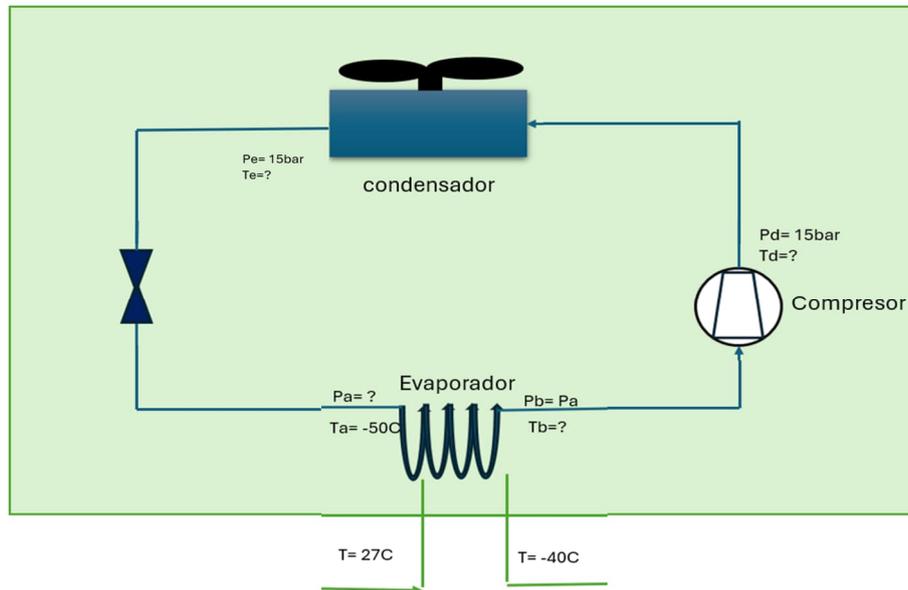
En relación con la unidad de enfriamiento, se identificaron dos alternativas, detalladas en las figuras 2.15 y 2.17. Para evaluar su viabilidad en una implementación práctica, se realizó la selección del ciclo de refrigeración y de los equipos correspondientes utilizando la plataforma de Bitzer. Esta herramienta resulta fundamental para el diseño y selección de componentes en sistemas de refrigeración, además de permitir el cálculo del rendimiento de los compresores considerando el refrigerante, las condiciones operativas y otros parámetros. También ofrece información técnica clave, como capacidades de enfriamiento, consumo energético, y catálogo de productos implementables en dichos ciclos de refrigeración.

Se partió del ciclo de refrigeración convencional (figura 2.15) y con los parámetros requeridos de enfriamiento detallados en la tabla 2.9, se procedió a calcular la transferencia de calor (Capacidad de refrigeración).

Tabla 2.9

Requerimientos de diseño para sistema de refrigeración.

Variable		Valor	Unidad
Datos de Entrada			
Temp. Inicial H	To1	305	K
Temp. Final H	Tf1	233	K
Flujo Másico H	$\dot{m}1$	0.023	kg/s
Calor específico H	Cp1	14283	J/kgK

Figura 2.15**Esquema de sistema de refrigeración básico.**

Nota: Elaboración propia

Posteriormente, se realizó la determinación de las propiedades termodinámicas del ciclo de refrigeración, esto a través de la obtención de las entalpías en cada punto del ciclo, partiendo del hecho de que se trabajó con el refrigerante R507A. Para el cálculo de las entalpías se hizo uso del software ESS, ampliamente utilizado en ingeniería para resolver ecuaciones algebraicas y diferenciales relacionadas con aplicaciones termodinámicas, de transferencia de calor, mecánica de fluidos, entre otras disciplinas. Así mismo, El software también arroja como resultado la curva de temperatura vs entropía.

De esta forma, a partir de los datos expuestos en la tabla 2.10, se realizó la obtención de las propiedades termodinámicas de cada estado. Así mismo, Las ecuaciones detallan a continuación por cada estado y la ubicación de los estados en el ciclo de refrigeración, flujo másico, trabajo y desempeño en la figura 2.16.

Por otro lado, el código usado para la determinación de las propiedades termodinámicas de cada estado en el software ESS se encuentra en la sección de anexos, Anexo B.

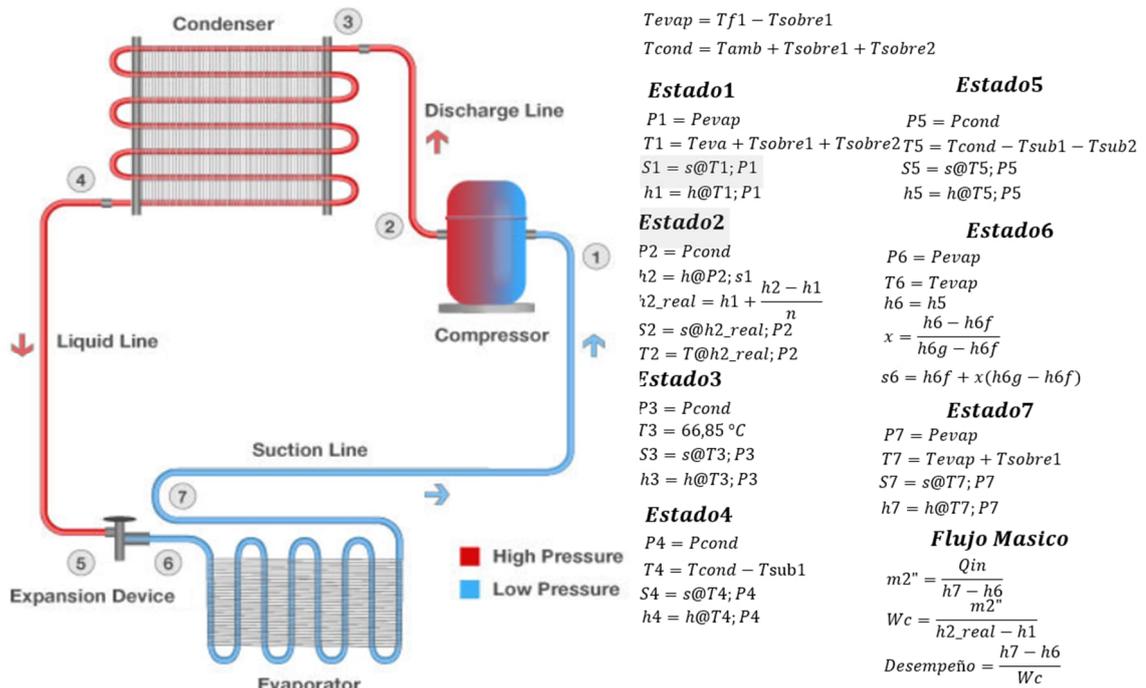
Tabla 2.10

Requerimientos de diseño para sistema de refrigeración.

Variable	Valor	Unidad
Datos de Entrada		
Temp. Final Hidrogeno	Tf1	-40 C
Temp. Ambiente	Tamb	30 C
Temp. Evap	Tevap	228 K
Temp. Cond	Tcond	318 K
Sub enfriamiento Cond	Tsub1	3 C
Sub enfriamiento Ad	Tsub2	2 C
Sobrecalentamiento	Tsobre1	5 C
Recalentamiento Ad	Tsobre2	10 C

Figura 2.16

Esquema del sistema de refrigeración y ecuaciones. Gráfico de *Genetron Propiedades*.

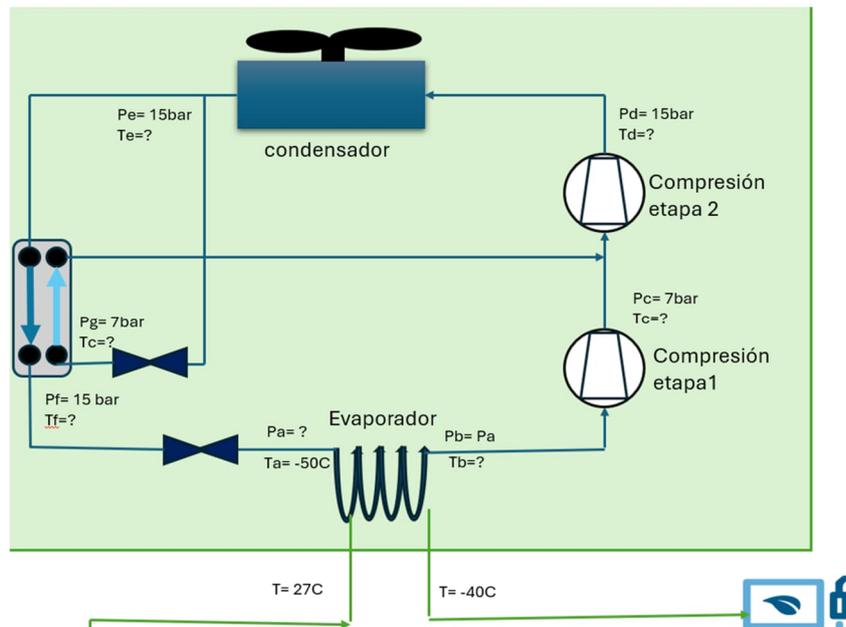


Con los resultados obtenidos, se procedió a identificar los equipos para llevar a cabo la implementación del ciclo de refrigeración, sin embargo, se observó que no se contaba con un

condensador de la capacidad requerida en el catálogo del proveedor. Por ende, se buscó probando con otro ciclo de refrigeración, el cual se detalla en la figura 2.17.

Figura 2.17

Esquema de sistema de refrigeración de hidrógeno, segunda alternativa.



Nota: Elaboración propia

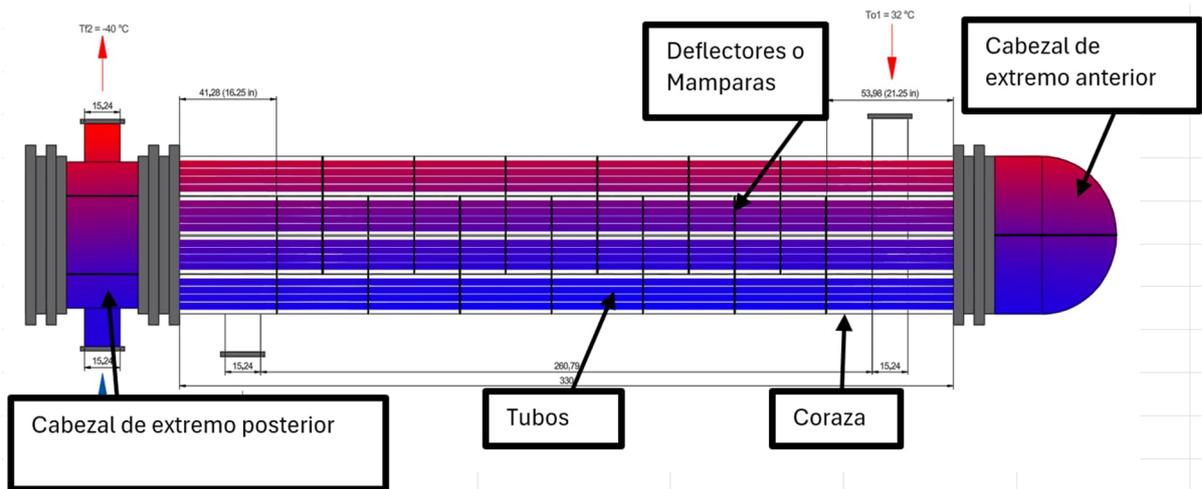
De esta forma, se repitió el proceso de cálculo de propiedades termodinámicas con el software ESS, para su posterior selección de equipos, en este caso, las ecuaciones para determinar las propiedades mecánicas de cada estado en este ciclo de refrigeración se detallan a continuación. Así mismo, el código que se usó en ESS para determinar las propiedades termodinámicas de este ciclo se lo adjunta en la sección de anexos, Anexo C.

Así, una vez determinadas las propiedades termodinámicas, se realizó la selección de equipos con el mismo proveedor sobre este ciclo de refrigeración con la plataforma Bitzer.

Por último, con todos los resultados obtenidos hasta este punto, se llevó a cabo el diseño del intercambiador de calor, que en este caso se propuso uno de tubo y coraza en contraflujo. Primero se hizo un diagrama de intercambiador como se observa en la figura 2.18, donde por lo tubos pasaría el refrigerante y por la coraza el hidrógeno.

Figura 2.18

Diagrama del intercambiador de calor tubo y coraza.



Por consiguiente, se establecen las condiciones de operación, partiendo del hecho de que 35kg de hidrógeno deben ser dispensado en alrededor de 25 minutos, por ende, se asume un flujo másico del hidrógeno de 0.023 kg/s. El resto de las condiciones, en su mayoría ya determinadas, se presentan en la tabla 2.11.

Tabla 2.11**Condiciones de operación del intercambiador de calor**

Variable		Valor	Unidad
Capacidad refrigeración	Qin	23.65	kW
Flujo Másico H	m"1	0.023	kg/s
Flujo Másico R	m"2	0.161	kg/s
Temp. Inicial H	To1	32	C
Temp. Inicial R	To2	-45	C
Temp. Final H	Tf1	-40	C
Temp. Final R	Tf2	-40	C

Por otro lado, las tablas 2.12 y 2.13 resumen las propiedades del hidrógeno y del refrigerante R507A respectivamente teniendo en cuenta las condiciones a las que trabajarán. Estas propiedades fueron también determinadas con el software EES.

Tabla 2.12**Propiedades del hidrógeno obtenidas en EES**

Variable		Valor	Unidad
Presión	P1	70000	kPa
Temperatura	T1	-4	C
Viscosidad H	vi	0.0000117	kg/ms
C. conducción H	K1	0.3	W/mK
Prandtl H	Pr1	0.7747	N/A
Viscosidad T=-40	vi2	0.0000115	kg/ms

Tabla 2.13**Propiedades del refrigerante R507A obtenidas en EES**

Variable		Valor	Unidad
Presión	P1	110.1	kPa
Temperatura	T1	-42.5	C
Viscosidad R	vr	0.0000092	kg/ms
C. conducción R	K2	0.009629	W/mK
Prandtl R	Pr2	0.754	N/A
Viscosidad T=32	vr2	0.0000115	kg/ms

Así mismo, se establecieron como parámetros fijos las dimensiones para el intercambiador de calor presentadas en la tabla 2.14. Estos valores fueron tomados en cuenta a partir de ejemplos encontrados en la literatura y comercialmente.

Tabla 2.14

Dimensiones establecidas para el intercambiador de calor

Variable		Valor	Unidad
Diametro Externo Tubo	ODt	1.00	in
Diametro Interno Tubo	IDt	0.834	in
Número de Pasos	N	4	und
Diametro Coraza	IDc	25	in
Número de Tubos	Nt	230	und
Espacio entre tubos	Et	0.25	in
Distancia centro tubos	Ec	1.00	in
BWG	BWG	14	N/A
Material de Tubos	Acero Inoxidable 316L		
C. conducción 316L	K3	15	W/mK

Con estos datos iniciales establecidos, lo primero fue calcular la convección interna, es decir la convección del refrigerante. Para esto, se calcula el número de Reynolds y por consiguiente el coeficiente de convección interna con las ecuaciones 35 y 36.

$$Re = \frac{4m''(np/nt)}{\pi * Di * \nu} \quad (35)$$

$$hi = \left(\frac{k}{Di}\right) * 0,027 * Re^{0,8} Pr^{\frac{1}{3}} \left(\frac{\mu}{\mu_0}\right)^{0,14} \quad (36)$$

Por otro lado, se determina el espacio entre deflectores con la ecuación 37.

$$Ed = 0,3 * IDc \quad (37)$$

Así mismo, se determina la convección externa, es decir la convección del hidrógeno. Para ello se calcula el área del flujo (ecuación 38), la velocidad del fluido (ecuación 39), el número de Reynolds (ecuación 40), el factor de corrección (ecuación 41) y se determina el diámetro equivalente según la figura 3.12 del libro de Fundamentos de transferencia de calor de Incropera,

adjunta en anexos, Anexo D. De esta forma, con todas estas variables se halla el coeficiente de convección externa con la ecuación 42.

$$Af = \frac{IDc * Ed * Et}{Ec} \quad (38)$$

$$G = \frac{\dot{m}}{Af} \quad (39)$$

$$Re = \frac{Deq * G}{\nu} \quad (40)$$

$$Jh = 0,5 * \left(1 + \frac{B}{IDc}\right) * (0,08Re^{0,6821} + 0,7Re^{0,1772}) \quad (41)$$

$$ho = \left(\frac{k}{Deq}\right) * Jh * Pr^{\frac{1}{3}} \left(\frac{\mu}{\mu_0}\right)^{0,14} \quad (42)$$

Con los resultados obtenidos, se procede a calcular el coeficiente de transferencia global, y el factor de incrustación total con las ecuaciones 43 y 44. Se asume un factor de incrustación de 0,0002 m²K/W del refrigerante y de 0,00003 m²K/W para el hidrógeno. Con estas variables se calcula el coeficiente de transferencia global total con la ecuación 45.

$$U = \left(\frac{ODt}{hi * IDt} + \frac{ODt * LN\left(\frac{ODt}{IDt}\right)}{2 * Ktubo} + \frac{1}{ho}\right)^{-1} \quad (43)$$

$$Rd = \frac{Rfr * ODt}{IDt} + Rfh \quad (44)$$

$$Ut = \left(\frac{1}{U} + Rd\right)^{-1} \quad (45)$$

Por último, se calcula la longitud requerida del intercambiador de calor, para esto se calcula el diferencial de temperatura de cada fluido (ecuación 46), se determinan las razones de temperatura P y R, y se calcula S a partir de alfa (ecuaciones 47 y 48); posteriormente el factor de corrección para hallar la longitud (ecuaciones 49 y 50).

$$\Delta T = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2} \right)} \quad (46)$$

$$\alpha = \left(\frac{1-RP}{1-P} \right)^{1/N} \quad (47)$$

$$S = \left(\frac{\alpha-1}{\alpha-R} \right) \quad (48)$$

$$F = \frac{\sqrt{R^2+1} \ln \left(\frac{1-S}{1-RS} \right)}{(R-1) \ln \left[\frac{2-S(R+1-\sqrt{R^2+1})}{2-S(R+1+\sqrt{R^2+1})} \right]} \quad (49)$$

$$L = \frac{Q}{Ut * F * DTm * \pi * IDt * N} \quad (50)$$

Con los resultados de todos los cálculos, se pudo diseñar todas las geometrías y dimensiones del intercambiador, con el bosquejo del interior y exterior, haciendo hincapié en la dirección de los fluidos.

Capítulo 3

3. Resultados y análisis

3.1 Producción de hidrógeno

Teniendo en cuenta las consideraciones iniciales propuestas en la sección 2.4 para la selección del electrolizador, se llevó a cabo una búsqueda rigurosa, llegando a seleccionar el electrolizador que más se ajustó a dichas exigencias. En este caso se seleccionó el electrolizador PEM ME450 de Quest One, el cual se observa en la figura 3.1.

Figura 3.1

Electrolizador PEM ME450 de Quest One



Este electrolizador cuenta con una capacidad de producción de 450 kg de hidrógeno por día, sin embargo, es adaptable a necesidades específicas y se podría aumentar para conseguir los 525kg de hidrógeno requeridos por día. Así mismo, tiene un consumo específico de energía es de 53 kWh/kg de H₂, con una eficiencia del sistema del 75%, más detalles en la ficha técnica adjunta en anexos, Anexo E.

Por otro lado, como se explicó en la sección 2.4, el hidrógeno debe ser enviado al sistema de almacenamiento de baja presión con una presión de 30MPa, porque se implementaría un sistema de compresión de 2 etapas con enfriamiento intermedio igual al sistema de compresión de la sección 3.3.

La tabla 3.1 muestra los datos de presión y temperaturas calculados para el proceso de compresión de hidrógeno antes del almacenamiento de baja presión. Así mismo, la tabla 3.2 y 3.3 muestran las capacidades de compresión y enfriamiento requeridas en este sistema, las cuales son fáciles de encontrar en el mercado actual.

Tabla 3.1
Presión y temperatura del hidrógeno por etapas

Variable	Valor	Unidades
Presión 1	30	P1 [bar]
Temperatura 1	301	T1 [K]
Presión 2	95	P2 [bar]
Temperatura 2a	418.2	T2a [K]
Temperatura 2b	323	T2b [K]
Presión 3	300	P3 [bar]
Temperatura 3a	448.8	T3a [K]
Temperatura 3b	323	T3b [K]
Flujo másico	12.15	m [g/s]

Tabla 3.2
Capacidad de compresión requerida por etapa

Consumo electrico 1er etapa		
Variable	Valor	Unidades
Trabajo específico	1.7	kJ/g
Potencia	25.7	kW
Consumo electrico	616.5	kWh
Consumo electrico 2da etapa		
Trabajo específico	1.8	kJ/g
Potencia	27.6	kW
Consumo electrico	192.9	kWh

Tabla 3.3
Capacidad de enfriamiento total requerida

Variable	Valor	Unidades
Transferencia de calor	16130.6	kJ/h
Capacidad de enfriamiento	1.1	kW
Capacidad de enfriamiento total	2.2	kW

Estas capacidades de compresión y enfriamiento se encuentran en equipos disponibles en el mercado actual de compresores y sistemas de enfriamiento, por ende, se puede considerar viable esta pre-conversión del hidrógeno antes de ser almacenado. Así mismo es de mencionar que comúnmente, los proveedores de electrolizadores entregan el sistema de producción de hidrógeno completo, con la compresión y enfriamiento requerido por el cliente, como resulta en este caso con el proveedor seleccionado.

3.2 Sistema de almacenamiento de baja presión

Las especificaciones de los tanques para el sistema de almacenamiento de baja presión se presentan en la tabla 3.4.

Tabla 3.4
Especificaciones de los tanques de almacenamiento de baja presión

Variable		Valor	Unidades
N Tanques	N	10	und
Volumen	V	27.8958555	m ³
Presión Diseño	Pd	4351.2	psi
Theta	∅	6.28	°
Area	A	15.74	m ²
V. Cilindro	Vc	2.76	m ³
V. Esfera	Ve	0.27	m ³
V.Total	Vt	3.03	m ³
Espesor cilindrico	t	20	mm
Espesor Esferico	t2	10	mm

Por otro lado, la tabla 3.5 presenta los resultados de los esfuerzos obtenidos tanto de la parte cilíndrica como de la parte esférica, así como sus factores de seguridad, mientras que la figura 3.2 y 3.3 muestra los círculos de mohr respectivamente.

Tabla 3.5**Esfuerzos presentados en los tanques**

Esfuerzos parte cilíndrica			
E. Normal 1	O1	87312.28	psi
E. Normal 2	O2	43656.14	psi
Cortante	Txy	21828.07	psi
FS Energia Distorisón	FS	1.06	N/A
Esfuerzos parte esférica			
E. Normal 1	O1	43656.14	psi
E. Normal 2	O2	43656.14	psi
Cortante	Txy	21828.07	psi
Factor de seguridad	FS	1.56	N/A

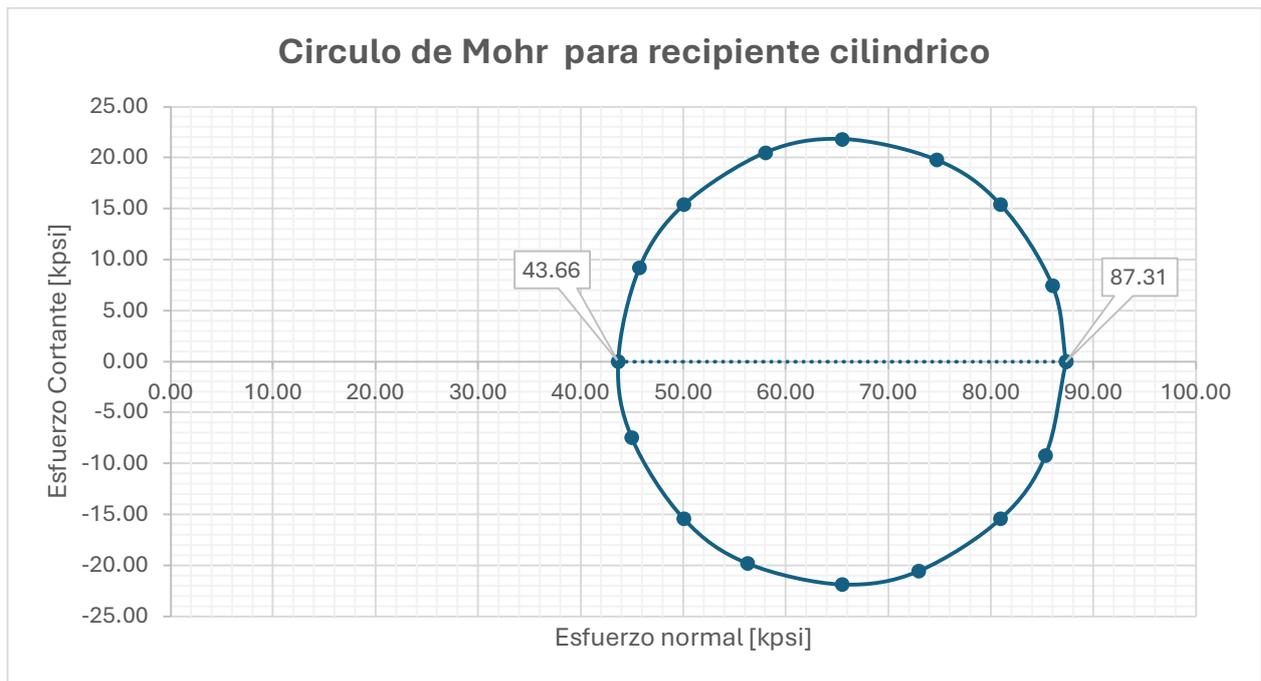
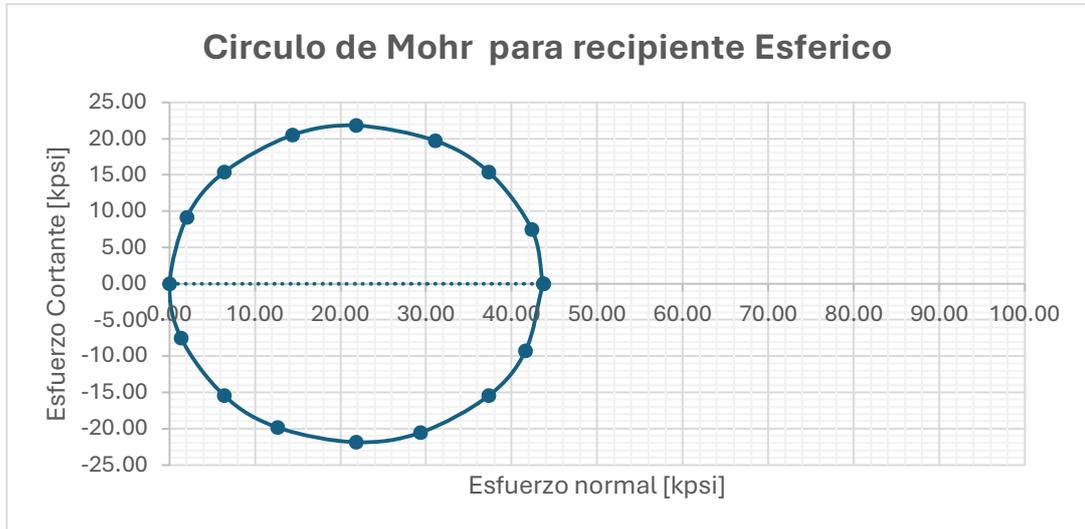
Figura 3.2**Circulo de Mohr, parte cilíndrica.**

Figura 3.3**Circulo de Mohr, parte esférica.**

En el diseño de los tanques para almacenamiento de hidrógeno a 300 bar, se ha determinado que un espesor de 20 mm en la sección cilíndrica y 10 mm en las cabezas esféricas resulta en un factor de seguridad reducido, de 1.56 y 1.06, respectivamente. De acuerdo con la normativa ASME VIII, el factor de seguridad recomendado es 3, lo que indica que la configuración propuesta no garantiza un margen de seguridad adecuado. Para validar este análisis, se realizó una simulación en ANSYS, colocando la presión de 300 bar dentro del tanque y asumiendo 3 puntos de sujeción, cuyos resultados evidenciaron deformaciones en la estructura y un factor de seguridad también cercano a 1 como se observa en la figura 3.4 y 3.5, lo que confirma la vulnerabilidad del diseño ante las condiciones de operación. No obstante, un incremento en el espesor de las paredes del tanque generaría un efecto no deseado, ya que aumentaría el tiempo de enfriamiento del hidrógeno por convección natural, lo que limita el objetivo de evitar el uso de sistemas adicionales de refrigeración. Este escenario plantea un conflicto entre la eficiencia térmica y la seguridad estructural, dado que una mayor seguridad implicaría una reducción en la tasa de disipación de calor. Como posible solución, se propone aumentar el espesor de los tanques e implementar ventiladores para favorecer la disipación de calor mediante convección forzada, lo que permitiría

mitigar el impacto térmico sin incurrir en un consumo energético significativo, garantizando así un equilibrio entre seguridad y eficiencia operativa.

Figura 3.4
Introducción de los 300 bar en el tanque de almacenamiento.

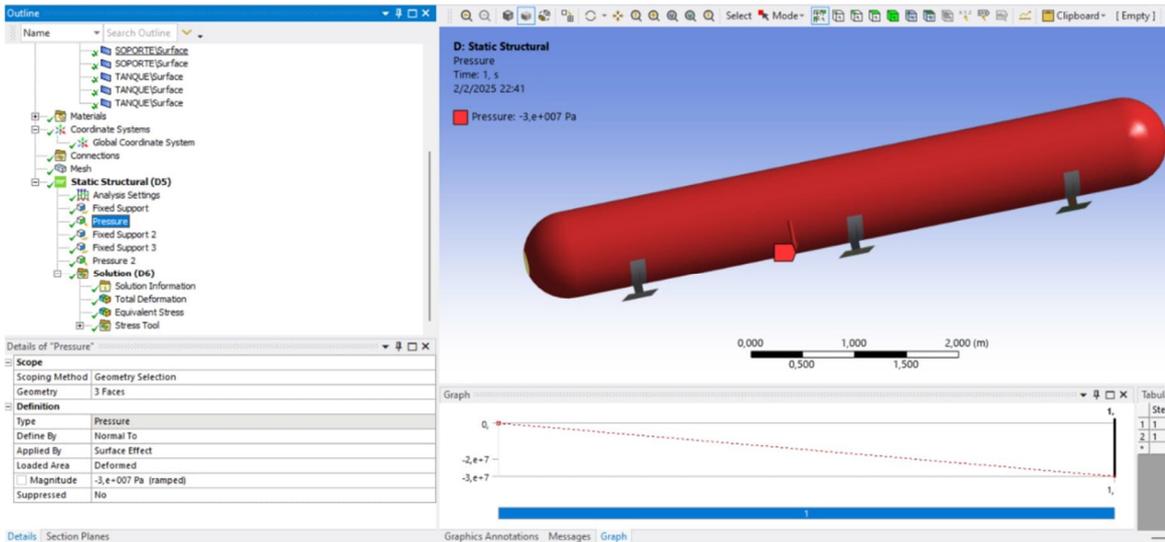
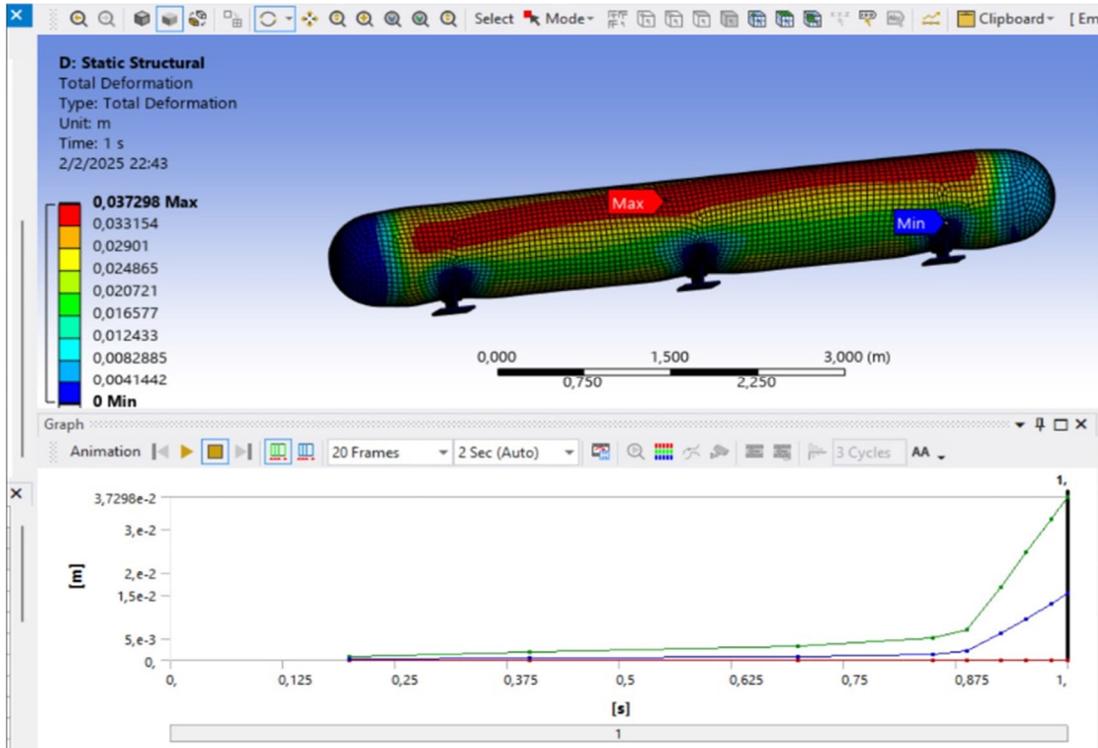


Figura 3.5
Deformación total del tanque con la presión interna de 300 bar.



Por otro lado, con los cálculos hechos en la sección 2.5.4 para determinar el tiempo de disipación de calor, se llegan a los resultados mostrados en la tabla 3.6. Según estos cálculos teóricos, a cada tanque le tomaría 15 horas aproximadamente para que el calor se disipe por convección, esto se puede lograr en la noche, cuando la estación no esté operativa.

Tabla 3.6
resultados para el tiempo de disipación de calor

Variable		Valor	Unidades
Prandlt	Pr	0.48	N/A
Reynold	Re	0.00	N/A
Nusselt	Nu	3.66	N/A
C. convección	hc	1.37	W/m ² K
R conv1	R1	0.05	K/W
R cond1	R2	0.000	K/W
R conv2	R3	0.005	K/W
R total	R	0.06	K/W
Razón transferencia	Q"	277.67	W
Razón superficial	Q"/A	20.09	W/m ²
Calor Total	Q	15040.84	kJ
Tiempo	t	54167.60	s
Tiempo	t	15.05	h

Por otro lado, a partir de la simulación en ANSYS se realizó un análisis de convergencia determinando como parámetro las 15 horas de disipación. De esta forma, aumentando el número de iteraciones en el lapso establecido, el tiempo entre iteración disminuye, y se determina que la temperatura converge alrededor de los 32°C como se muestra en la tabla 3.7. En esta misma tabla, y en la figura 3.6 se observa como el error va disminuyendo respecto a la iteración anterior.

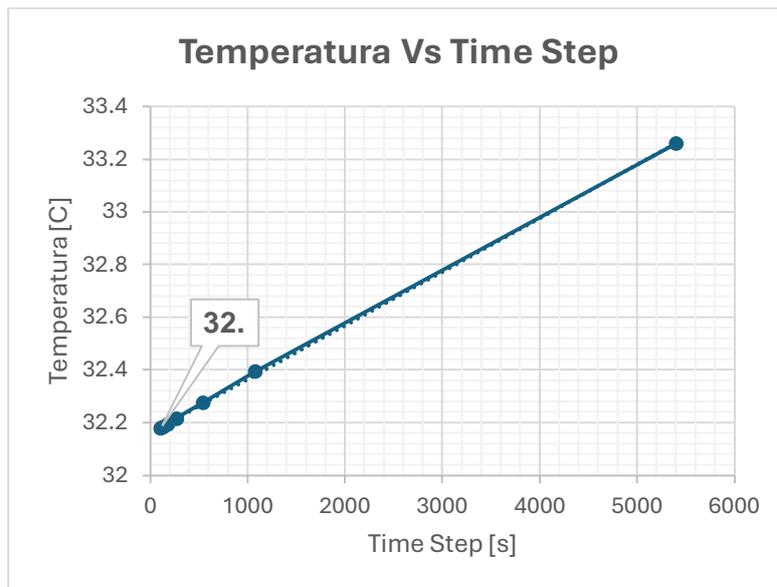
Tabla 3.7

Resultados de iteraciones para análisis de puntos de convergencia de la temperatura.

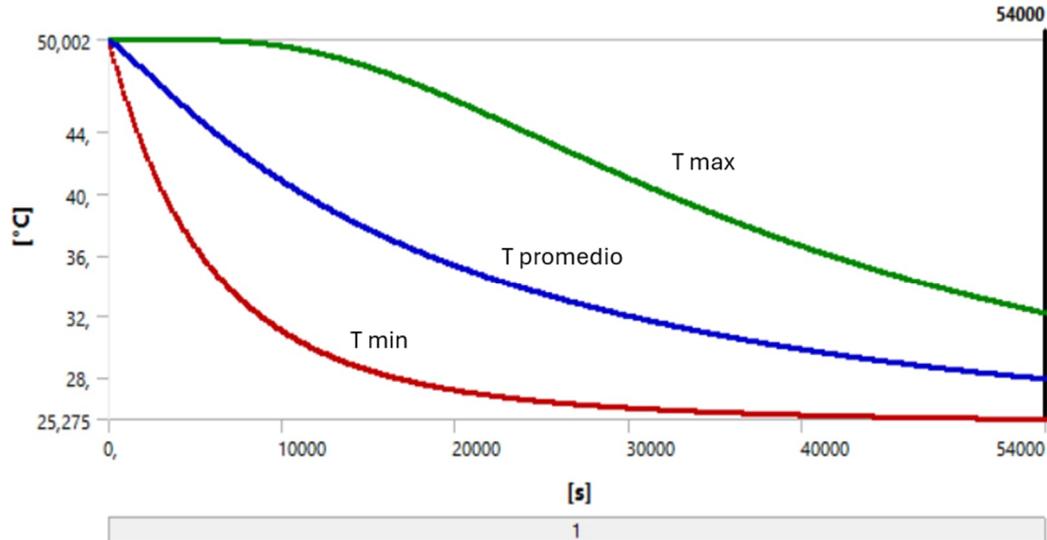
Iteraciones	Time [s]	Temperatura [°C]	Error
10	5400	33.26	
50	1080	32.394	2.60%
100	540	32.276	0.36%
200	270	32.216	0.19%
300	180	32.195	0.07%
400	135	32.185	0.03%
500	108	32.179	0.02%

Figura 3.6

Gráfico temperatura vs time step



Así mismo, la gráfica 3.7 muestran los resultados del cambio de la temperatura en función del tiempo.

Figura 3.7**Gráfico de la temperatura en función del tiempo**

Finalmente, la tabla 3.8 muestra un rango de porcentaje de error de 6.77% a 0.56% en la estimación del tiempo de enfriamiento por convección a través de cálculos teóricos y la simulación en ANSYS, lo que da confiabilidad sobre ambos métodos, y la posible implementación de estos tanques como sistema de almacenamiento de baja presión, aprovechando la disipación de calor para mejorar la eficiencia en su futura compresión y de toda la estación de recarga.

Tabla 3.8**Porcentaje de error entre la temperatura esperada y la simulación en ANSYS**

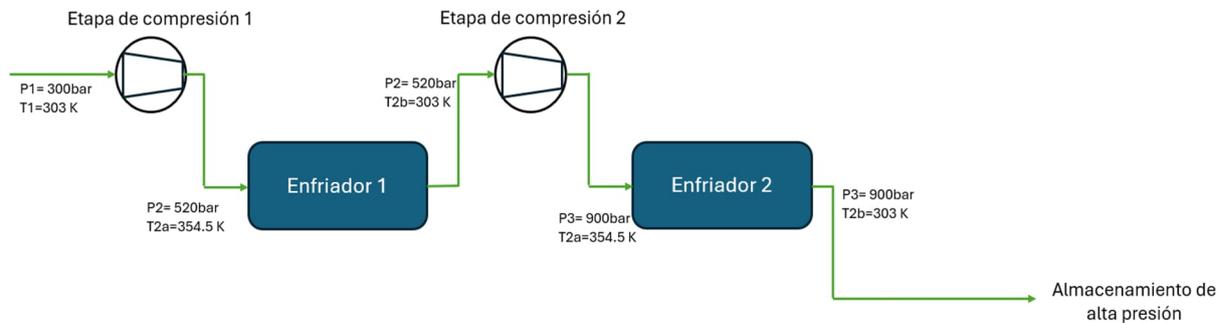
Variable	Valor	Unidad
Datos de Entrada		
Temp. simulación	T _s	32.179 C
Temp. esperada	T _c	30-32 C
Resultados		
Error	E	6.77-0.56 %

3.3 Sistema de compresión de hidrógeno

La tabla 3.9 muestra los resultados de las condiciones de presión y temperatura por las que pasa el hidrógeno en el proceso de compresión. Así mismo, la figura 3.8 muestra de forma más clara el sistema de compresión de hidrógeno con sus respectivos datos obtenidos.

Tabla 3.9**resultados de condición del hidrógeno en el proceso de compresión**

Temperatura inicial	T1 [K]	303
Presión intermedia	P2 [bar]	520
Temperatura despues de compresion 1	T2a [K]	354.5
Temperatura despues de enfriar	T2b [K]	303
Presión final	P3 [bar]	900
Temperatura final	T3a [K]	354.5
Temperatura final después de enfriar	T3b [K]	300

Figura 3.8**Esquema del sistema de compresión de hidrógeno**

Por otro lado, la tabla 3.10 muestra los resultados de la capacidad de compresión requerida, valores que se encuentran en mercado actual de compresores, lo que indicia viabilidad en este sistema de compresión. Así mismo, en esta tabla se muestra el consumo energético para el sistema de compresión completo.

Tabla 3.10**resultados de capacidad de compresión requerida por etapa de compresión**

Consumo electrico 1er etapa		
Trabajo específico	0.7	kJ/g
Potencia	20.5	kW
Consumo electrico	164	kWh
Consumo electrico 2da etapa		
Trabajo específico	0.7	kJ/g
Potencia	20.5	kW
Consumo electrico	164	kWh

Por último, la tabla 3.11 muestra los resultados obtenidos para los enfriadores después de la primera y segunda etapa.

Tabla 3.11
capacidad de enfriadores para enfriadores después de la primera y segunda etapa.

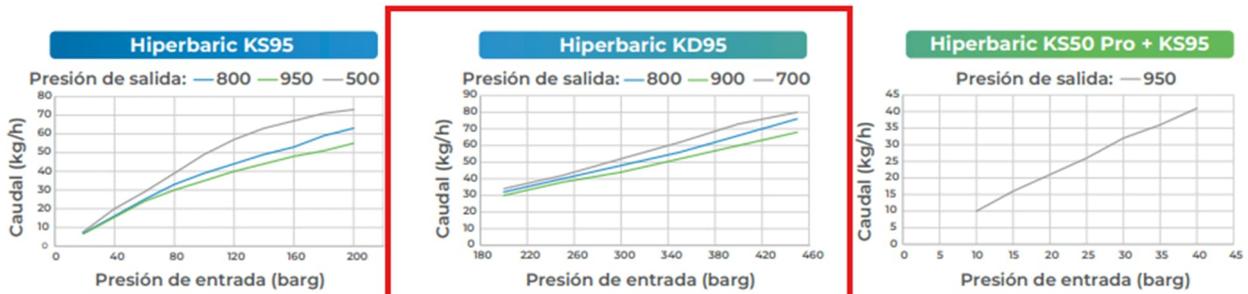
Variable	Valor	Unidades
Transferencia de calor	15225.3	kJ/h
Capacidad de enfriamiento	1.1	kW
Capacidad de enfriamiento total	2.1	kW

Para este sistema de compresión, a partir de los parámetros calculados, se ha seleccionado el compresor KD95 de Hiperbaric, una marca reconocida en la industria por su experiencia en la fabricación de compresores para aplicaciones de hidrógeno. El KD95 ha sido utilizado en estaciones de recarga de hidrógeno a gran escala, lo que garantiza su fiabilidad y desempeño en entornos exigentes. Este compresor está diseñado específicamente para manejar las altas presiones requeridas, y sus parámetros de operación (detallados en la figura 3.9), se encuentran por encima de los valores calculados, por ende, ofrece confiabilidad como resultado de selección de equipo. La ficha técnica de este equipo se encuentra adjunta en la sección de anexos, Anexo F

Figura 3.9

Especificaciones del compresor seleccionado, KD95

Hiperbaric KS95 - 950 barg de presión máxima de salida					
Modelo	Presión de entrada (barg)	Caudal de hidrógeno (kg / h)	Caudal de hidrógeno (kg / día)	Consumo energético (kWh / kg de H ₂)	Potencia total instalada (hasta...kW)
KS95 *	20-200 / 20-200	10 / 20	236 / 471	4.6 / 4.6	85 / 130
KD95 **	200-500 / 200-500	40 / 80	960 / 1920	1.6 / 1.4	85 / 130
KS50 Pro + KS95 *	10-50	32	756	4	150



* Datos para presión de entrada: 30 barg - ** Datos para presión de entrada: 300 barg

3.4 Sistema de almacenamiento de alta presión

Como se estableció en el Capítulo 2, el almacenamiento de hidrógeno a alta presión se requiere almacenar 525 kg de hidrógeno comprimido a una presión de 900 bar, por lo que se ha seleccionado un tanque tipo IV debido a sus ventajas en aplicaciones de alta presión.

Los tanques de alta presión fueron seleccionados a partir de las normativas internacionales como ISO 11119-3, ISO 11439 y UN ECE R134, que garantiza su operación en aplicaciones vehiculares y estacionarias, por lo que el proveedor debe entregar los tanques con los debidos certificados.

La densidad del hidrógeno a 900 bar y 15 °C es aproximadamente 42 kg/m³. Por lo tanto, el volumen total necesario para almacenar 525 kg de hidrógeno es de 13.12 m³. Por ende, dado que los tanques tipo IV disponibles comercialmente tienen volúmenes unitarios de aproximadamente 300 a 850 litros (0.3 a 0.85 m³), y para minimizar el número de tanques y optimizar el espacio, se selecciona un modelo con un volumen unitario de 850 litros (0.85 m³), lo

que implica que se requerirá 16 unidades en total. Características requeridas detalladas a continuación:

- **Modelo:** Tanque Tipo IV.
- **Volumen:** 850 litros (0.85 m³).
- **Refuerzo externo:** Fibra de carbono con resina epóxica.
- **Presión de trabajo:** 900 bar.
- **Espesor del material compuesto:** 10-12 mm (según normativas ISO 11119-3).
- **Peso del tanque:** 120-150 kg

Los detalles técnicos específicos de los tanques Tipo IV, como espesores exactos de las paredes, configuraciones internas, materiales específicos del revestimiento y envoltura, o sus límites de operación bajo diferentes condiciones, no suelen estar disponibles públicamente. Estos datos generalmente forman parte de diseños propietarios proporcionados directamente por los fabricantes, y su acceso requiere colaboración con los proveedores. Por esta razón, en este estudio, las dimensiones y capacidades de los tanques han sido estimadas en función de información general de la industria, referencias bibliográficas y parámetros típicos disponibles en la literatura científica. Esto permite realizar una aproximación razonable para calcular las dimensiones y cantidades necesarias para el sistema. En la sección 3.6 se estimarán los costos asociados a estos tanques.

3.5 Sistema de enfriamiento de hidrógeno

3.5.1 Resultados de los cálculos de los requerimientos iniciales

En base a los cálculos realizados en la sección 2.8, se obtuvo una capacidad de refrigeración de 23.65kW requerida, en otras palabras, para enfriar el hidrógeno desde los 30°C hasta los -40°C se requerirá un condensador y evaporador con una capacidad de refrigeración mayor a 23.65kW.

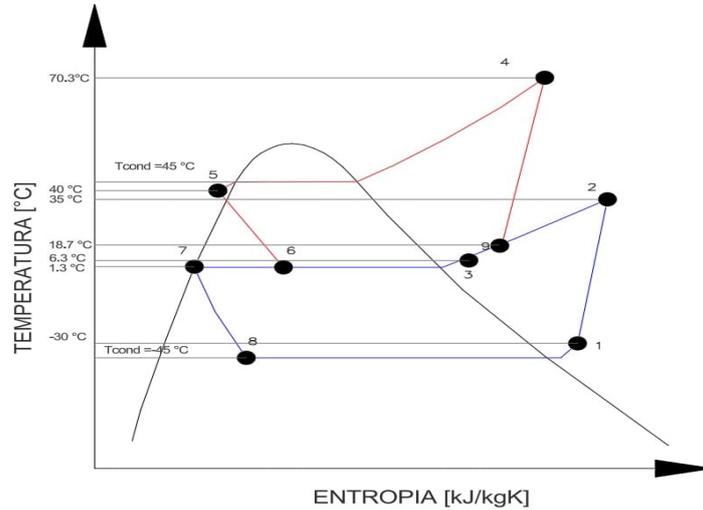
Con la primera alternativa de ciclo de refrigeración no se halló un condensador con esta capacidad, por ende, se la descartó con el fin de no tener inconvenientes con la selección de equipos o con la sinergia entre equipos, pues se buscaría que los equipos en el sistema de enfriamiento sean provenientes de un mismo proveedor para facilidades de instalación y mantenimientos.

Respecto a los resultados obtenidos por la segunda alternativa, la tabla 3.12 muestra las propiedades termodinámicas de cada estado del ciclo de refrigeración escogido (segunda alternativa), así mismo la figura 3.10 muestra las grafica temperatura vs entropía de estos mismos resultados.

Tabla 3.12
propiedades termodinámicas de la segunda alternativa de ciclo de refrigeración

Resultados Teoricos en ESS				
Estados	Presión [kPa]	Temp [K]	Entalpia [kJ/kg]	Entropia[kJ/kg K]
1	110.1	-30	348.8	1.675
2	650.3	35.04	395.7	1.706
3	650.3	6.3	367.7	1.611
4	2102	70.31	411.3	1.672
5	2102	40	259.9	1.198
6	650.3	1.3	259.9	1.218
7	650.3	1.3	201.8	1.007
8	110.1	-45	201.8	1.077
9	650.3	18.65	379.8	1.653

Figura 3.10
grafica de temperatura vs entropía, segunda alternativa



Con estos datos obtenidos, se procede a realizar la selección de equipos para el sistema de enfriamiento partiendo de la comparación de los requerimientos calculados (Capacidad de enfriamiento para condensador y evaporador, así como flujo másico), con las capacidades máximas de los equipos recomendados por la plataforma del proveedor.

Por un lado, la capacidad de refrigeración calculada es menor la capacidad de refrigeración del condensador y evaporador proporcionado por el proveedor como se muestra en la tabla 3.13 y la figura 3.11.

Tabla 3.13
Capacidad de refrigeración calculada vs la ofrecida por los equipos

Capacidad de refrigeración	Calculada [kW]	Equipos [kW]
Condensador	23.65	23.8
Evaporador	23.65	23.8

Por otro lado, el flujo masico de baja y alta presión calculados, se encuentran por debajo de las capacidades de los equipos que ofrece Bitzer como se muestra en la tabla 3.14 y la figura 3.11, lo que hace viable y confiable la implementación de este ciclo de refrigeración.

Tabla 3.14

Flujos masicos calculados vs flujos de los equipos en selección

	Calculado [g/s]	Equipo [g/s]
Flujo Baja Presión	0.1609	0.1625
Flujo Alta Presión	0.08663	0.088
Flujo Total	0.24753	0.251

Figura 3.11

Capacidades de los equipos proporcionados por Bitzer.

A partir de esto se procede con la selección de equipos principales, y accesorios secundarios que aseguren una mejor operación y facilidad de mantenimiento.

3.5.2 Selección de equipos primarios

En este caso, el software entrega dicha selección de equipos en base al catálogo de ellos mismo, esto facilita la sinergia entre equipos seleccionados y proporciona garantía de estos. Por otro lado, la ventaja de trabajar con este software es que proporciona el diámetro de las tuberías a utilizar para el sistema de refrigeración, pues cada equipo seleccionado tiene detallado sus diámetros de entrada y salida.

Bitzer entrega en la “Unidad condensadora” el sistema del condensador en conjunto de las dos etapas de compresión y el intercambiador de calor que se ubica antes de la válvula de expansión, es decir casi todo el ciclo menos los accesorios secundarios, la válvula de expansión y el evaporador. En este caso la unidad condensadora que se ajusta a este sistema de refrigeración es la LH265E que se muestra en la figura 3.12 (Ficha técnica adjunta en anexos, Anexo G). Los diámetros de entrada y salida se los detalla en la tabla 3.15.

Figura 3.12

Unidad condensadora LH265E/S6F

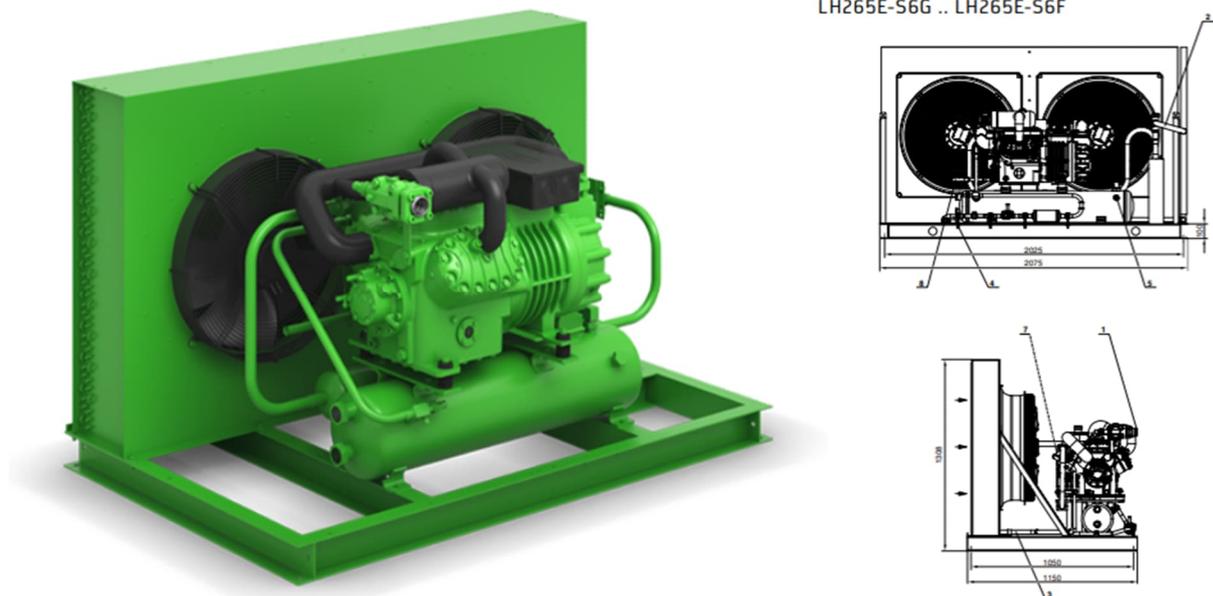


Tabla 3.15

Diámetros de entrada y salida de unidad de condensación

Variable		Valor	Unidad
Conexión entrada	Di	1 3/8	in
Conexión salida	Df	7/8	in
Tipo		LH265E/S6F-30.2Y-40P	

Por otro lado, la válvula de expansión fue seleccionada a partir del software *cool selector 2* (software de la marca Danfoss) como se muestra en la figura 3.13. En el software se ingresó los datos de temperatura, presión y refrigerante, determinados para la obtención de alternativas de

válvulas de expansión del proveedor Danfoss. En este caso se seleccionó la válvula TE 20-9 (figura 3.14, ficha técnica adjunta en la sección de anexos, Anexo H. La tabla de 3.16 presenta los diámetros correspondientes a esta válvula.

Figura 3.13

Selección de válvula de expansión en cool selector 2.

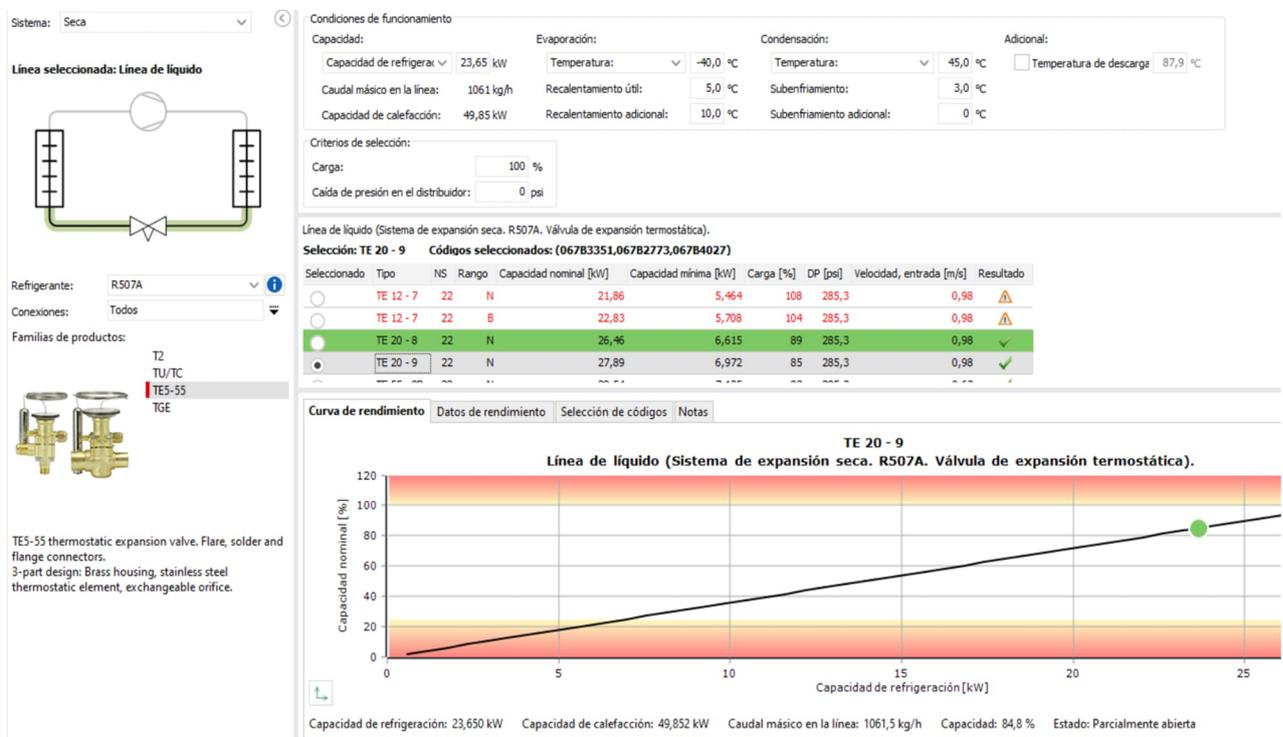


Figura 3.14

Válvula de expansión TE 20-9



Tabla 3.16**Diámetros de entrada y salida de la válvula de expansión**

Variable		Valor	Unidad
Conexión entrada	Di	7/8	in
Conexión salida	Df	1 1/8	in
Tipo		TE 20-9	

3.5.3 Diseño del Evaporador (intercambiador de calor)

Finalmente, el ultimo componente principal es el evaporador del ciclo de refrigeración, como se determinó en la sección 2.8, fue diseñado. La tabla 3.17 presenta los resultados respecto a la serie de cálculos llevados a cabo: Convección interna (refrigerante), geometría de deflectores, convección externa (hidrógeno), coeficiente de transferencia global de la sección 2.8

Tabla 3.17**Variables calculadas para el intercambiador de calor determinado**

Resultados			
Variable		Valor	Unidad
Reynold interna	Re1	18237.84	N/A
C. convección interna	hi	27.76	W/m ² K
Espacio entre deflector	Ed	7.50	in
Area de flujo	Af	0.03	m ²
Velocidad masica	G	0.76	kg/s m ²
Diametro Equivalente	Deq	0.03	m
Reynold externo	Re2	1637.36	N/A
Factor de corrección	jH	9.79	N/A
C.convección externa	ho	107.48	W/m ² K
Coeficiente Global	U	19.00	W/m ² K
F. Incrustación	Rd	0.000269808	m ² K/W
Coeficiente Global Total	Ut	18.89829387	W/m ² K

Por otro lado, la tabla 3.18 muestra las variables calculadas para determinar la longitud del intercambiador.

Tabla 3.18**Variables para determinar la longitud del intercambiador**

Variable		Valor	Unidad
Delta T1	DT1	72	C
Delta T2	DT2	5	C
Diferencia Logaritmica	DTm	25.12	C
Razón P	P	0.94	N/A
Razón R	R	0.07	N/A
alpha	a	1.95	N/A
Razón S	S	0.50	N/A
Factor de corrección C	Fc	0.99	N/A
Longitud	L	3.28	m

Finalmente, la tabla 3.19 muestra un resumen de las características principales del intercambiador de calor diseñado.

Tabla 3.19**Resumen de características principales del intercambiador de calor**

RESUMEN	
Fluido del lado de tubos	Refrigerante 507A
Fluido de lado de coraza	Hidrógeno
Coraza	Tipo AES, diámetro interior 25 in
Haz de tubos	230 tubos, diámetro externo 1 in, 14 BWG, 3.30 m de largo, con paso cuadrado de 1,25 in, dispuesto para 4 pasadas
Area de Transferencia	50 m ²
Deflectores	12 deflectores
Tiras de sellado	Un par cada diez filas de tubos
Boquillas	6 in, cedula 40 tanto para la coraza como para el lado de los tubos
Materiales	Acero inoxidable 316L

Así mismo la figura 3.15 muestran el diagrama final del número de pasos y número de tubos con una vista interna del intercambiador. Mientras que la figura 3.16 y 3.17 muestran la transferencia en los tubos y en la coraza respectivamente, que como se visualiza, es a contraflujo.

Figura 3.15

Diagrama interno del intercambiador de calor

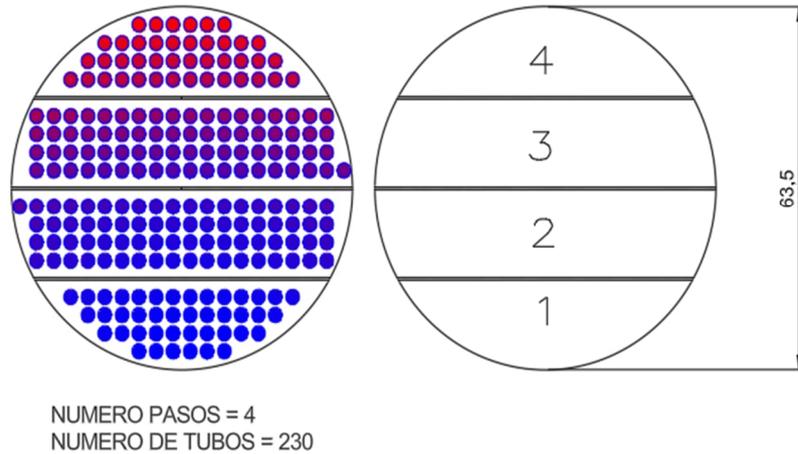


Figura 3.16

Dirección del flujo en los tubos del intercambiador de calor

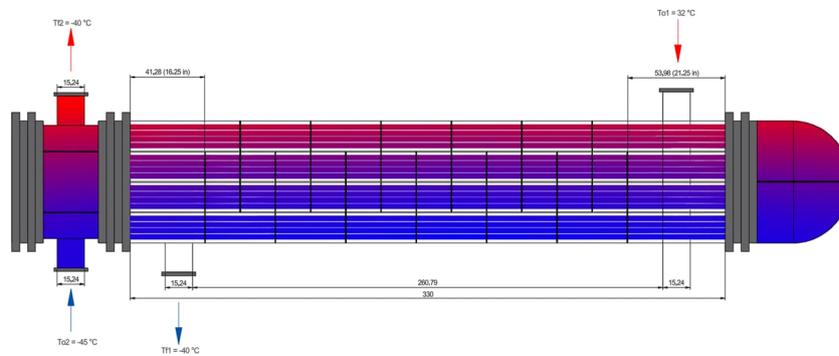
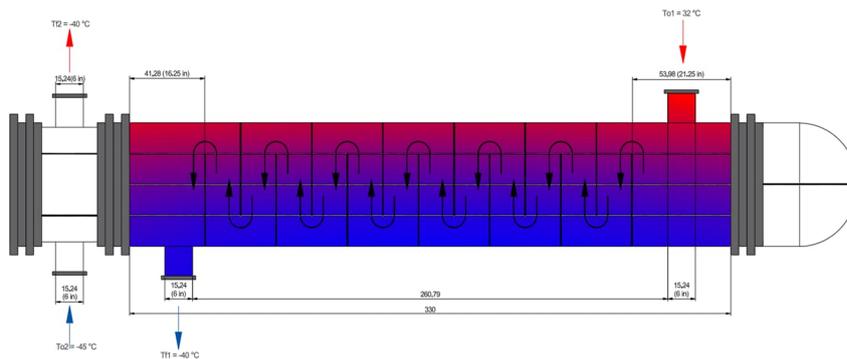


Figura 3.17

Dirección del flujo en la coraza del intercambiador de calor



3.5.4 Selección de accesorios para el sistema de enfriamiento

Por otro lado, se seleccionaron accesorios secundarios para ser implementados en el sistema de enfriamiento de tal forma que se ofrezca facilidades de operación y mantenimiento, en este caso, todos de la marca Danfoss. En este caso se implementó dos válvulas de cierre para facilitar revisiones y mantenimientos de los equipos, una de estas se sitúa después del condensador y la otra antes del primer compresor, es decir antes y después de la unidad condensadora seleccionada. Por otro lado, una válvula solenoide que permita regular el flujo, asegurando que no pase fluido al evaporador si el compresor falla o se apaga. Así mismo, un visor líquido para confirmar o alertar que el refrigerante se encuentre en estado líquido y un filtro deshidratador, para asegurar que el refrigerante no pase con impurezas a la válvula de expansión. La tabla 3.20 resume los accesorios seleccionados y sus diámetros de entrada y salida (Fichas técnicas adjuntas en anexos, Anexo I).

Tabla 3.20
Accesorios para el sistema de refrigeración

Valvula de cierre	GBC 22s v2		
Conexión entrada	Di	7/8	in
Conexión salida	Df	7/8	in
Visor líquido	SGP 22s		
Conexión entrada	Di	7/8	in
Conexión salida	Df	7/8	in
Valvula solenoide	EVR 18 v2		
Conexión entrada	Di	7/8	in
Conexión salida	Df	7/8	in
Filtro deshidratador	DCL 607		
Conexión entrada	Di	7/8	in
Conexión salida	Df	7/8	in

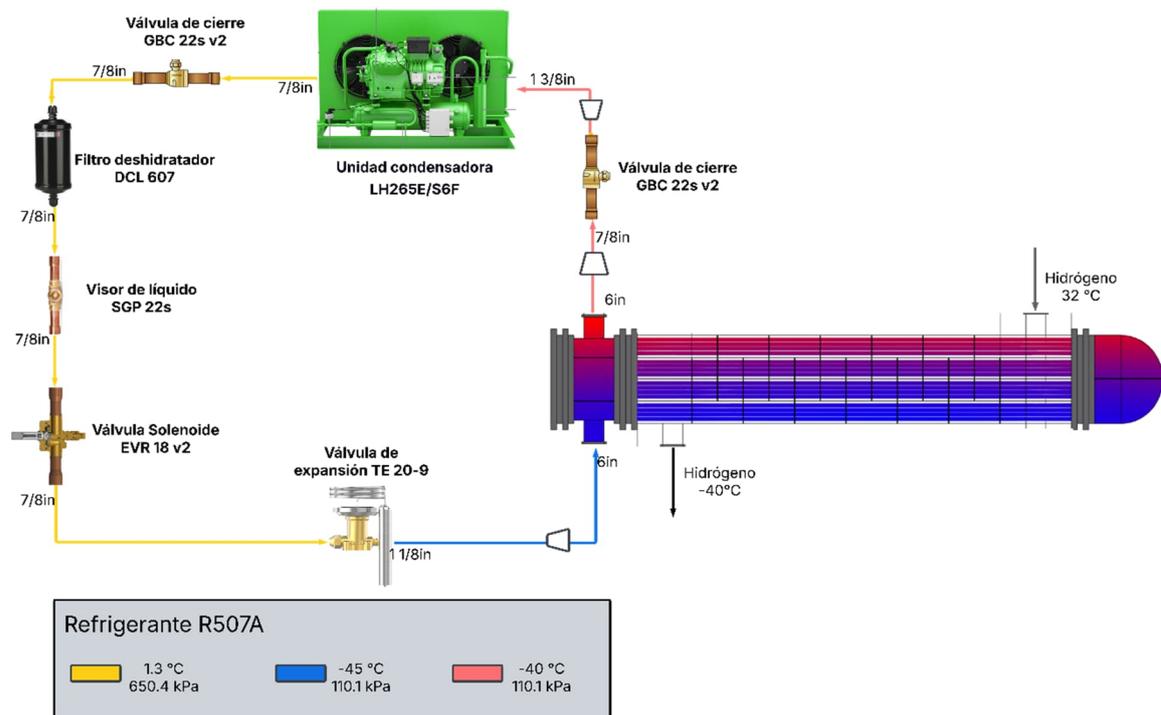
Por último, el diagrama presentado en la figura 3.18, muestra el ciclo cerrado con todos los componentes del sistema de refrigeración seleccionados, y sus respectivos diámetros de tubería

tanto de entrada como de salida. Por último, se presenta las condiciones de temperatura y presión a la que el refrigerante se encuentra en cada tubería.

Se puede asegurar una buena operatividad debido a que los componentes del sistema son de una marca especializada en específico y que se hallaron a través del software de esta. Así mismo, agregando la disponibilidad de los equipos y accesorios seleccionados, se puede concluir que este sistema aparte de presentar sinergia se considere viable respecto a su implementación técnica.

Figura 3.18

Diagrama de componentes principales y accesorios con sus respectivos diámetros de tuberías

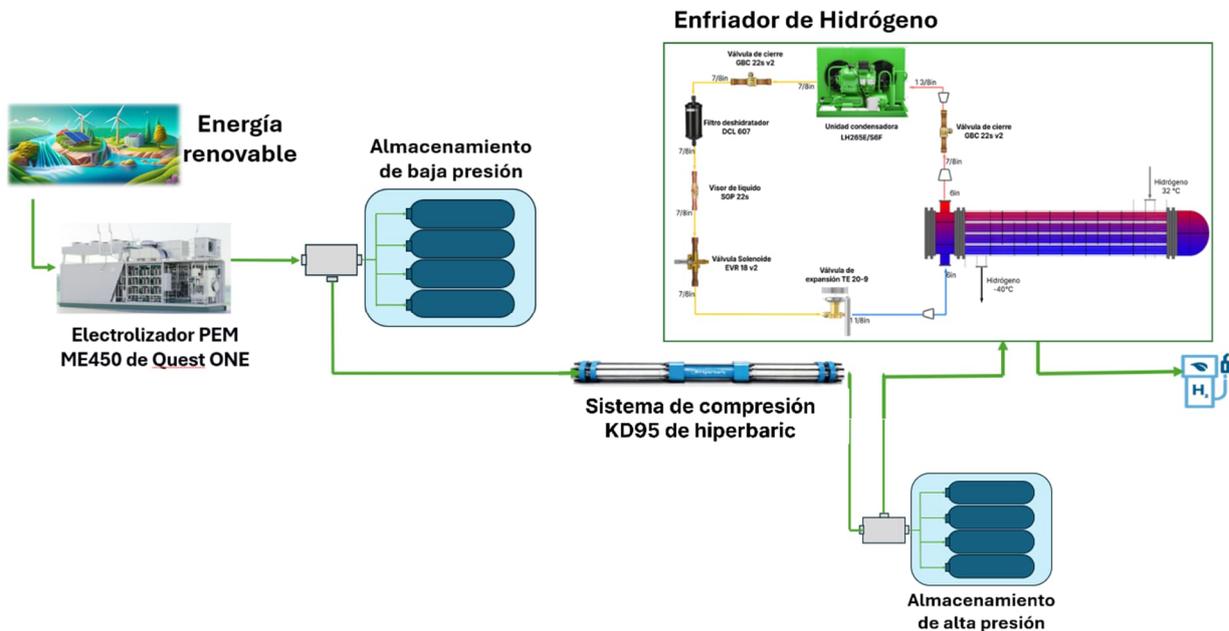


3.6 Estimación de costos

Una vez teniendo definido todas las etapas de la estación de recarga de hidrógeno verde, con sus respectivos diseños o selecciones de equipos como se muestra en la figura 3.1, se procede a estimar el costo etapa por etapa, y luego a estimar los costos adicionales.

Figura 3.19

Diagrama final de la estación de recarga de hidrógeno verde diseñada.



3.6.1 Electrolizador

El electrolizador PEM ME450 de Quest One tiene una capacidad de producción de aproximadamente 450 kg de hidrógeno por día. Escalar esta tecnología para una capacidad de producción diaria de 525 kg implicaría un aumento proporcional del tamaño y la capacidad del sistema. Considerando el costo aproximado de los electrolizadores PEM comerciales, esta alrededor de \$1000 por kW de capacidad instalada (IRENA, 2020), y el hecho de que un electrolizador de esta capacidad requeriría entre 2.5 MW y 3 MW de potencia eléctrica (dependiendo de su eficiencia), el costo estimado para un sistema ajustado a 525 kg de producción diaria podría situarse entre \$2'500,000 y \$3'000,000, incluyendo infraestructura adicional como sistemas de enfriamiento, control y acondicionamiento de agua. Por ende, el sistema de enfriamiento encargado de reducir la temperatura del hidrogeno producido, antes de pasar al sistema de almacenamiento de baja presión también está considerado.

3.6.2 Sistema de almacenamiento de baja presión

Primero se cotiza el acero 316L en función del peso, con un proveedor que venda este acero en planchas de 10 y 20 mm. Luego se calcula el peso total de material requerido, en este caso se multiplica la densidad del material por el volumen. De esta forma se halla el precio multiplicando el peso total por el costo en función del peso. La tabla 3.21 detalla las variables y resultados.

Tabla 3.21

Estimación de costos del material requerido

Variable	Valor	Unidades
Densidad	7980	kg/m ³
Volumen	3.148	m ³
Área	157.4	m ²
Costo	4	USD/kg
Resultados		
Peso	25121.04	kg
Costo final	100,484.16	USD

Así mismo, para la fabricación de estos tanques se asumen valores en función de un determinado porcentaje del coste del material. La tabla 3.22 detalla los procesos de fabricación con sus respectivos porcentajes para calcular el costo final de fabricación.

Tabla 3.22

Costos de fabricación

Variable	Valor	Unidades
Corte y conformado	30	%
Soldadura	25	%
Pruebas y acabado	15	%
Resultados		
Corte y conformado	30,145.25	USD
Soldadura	25,121.04	USD
Pruebas y acabado	15,072.62	USD
Costo final	70,338.91	USD

Por último, se estima el costo de pintar los 10 tanques que suman un área de 157.4 metros cuadrados. La tabla 3.23 resume los costos para el pintado de los tanques.

Tabla 3.23

Costos de pintado de los 10 tanques

Variable	Valor	Unidades
Sandblasting	10	USD/m ²
Primer + Acabado	11	USD/m ²
Mano de obra	1000	USD/u
Costo final	11742.4	USD

Es así como, para los tanques de almacenamiento de baja presión se estima un costo total de \$182,566.47.

3.6.3 Sistema de compresión

Para el sistema de compresión de hidrógeno, se utilizará un compresor de dos etapas con enfriamiento intermedio para comprimir el hidrógeno desde 300 hasta 900 bar ya definido y seleccionado en la sección 3.3. El costo estimado de este compresor para las especificaciones mencionadas se encuentra en el rango de **\$300,000 a \$500,000**, dependiendo de la configuración final y los requisitos adicionales de instalación y control.

3.6.4 Sistema de almacenamiento de alta presión

Con las dimensiones explicadas en la sección 3.4, se halló en la literatura académica, estimaciones de costo para la fabricación de tanques tipo 4. El costo de fabricación de un depósito de hidrógeno de 850 mm de diámetro y 1,9 metros de longitud que soporten 700 bar es de aproximadamente €29,628.62 (Grueso, 2019), este precio incluye materiales, costos generales, beneficio e IVA.

Estas condiciones son similares a las establecidas para este proyecto, por ende, se puede estimar el precio unitario de los tanques de almacenamiento de alta presión en los \$30,000, y debido a que son requeridos 16 unidades, el costo final sería **\$480,000**

3.6.5 Sistema de enfriamiento de hidrógeno

Finalmente, el sistema de enfriamiento de hidrógeno cuenta con mayor número de equipos y accesorios, la tabla 3.24 detalla el costo estimado según revisiones de precios en internet.

Tabla 3.24

Estimación de costos del sistema de enfriamiento de hidrógeno

Equipo	Modelo	Unidades	Precio	Total
Unidad Condensadora	LH265E/S6F-30.2Y-40P	1	\$13,221.74	\$13,221.74
Valvula de expansión	TE 20-9	1	\$875.93	\$875.93
Valvula de Cierre	GBC 22s v2	2	\$123.40	\$246.80
Visor de Liquido	SGP 22s	1	\$ 481.76	\$ 481.76
Valvula Solenoide	EVR 18 v2	1	\$145.42	\$145.42
Filtro Deshidratador	DCL 607	1	\$1,536.93	\$1,536.93
				\$16,508.58

Por otro lado, teniendo en cuenta las dimensiones, geometría y el material a usar en el intercambiador de calor, se estima que cueste lo mismo que cuesta fabricar un tanque del sistema de almacenamiento de baja presión (sin pintura), es decir aproximadamente \$17,000.00.

3.6.6 Costos adicionales

Por último, la tabla 3.25 resume los costos adicionales no relacionados con las etapas de la estación de recarga de hidrógeno. Estos costos estimados son muy variables dependiendo del país y el contexto en el que se desarrolle la estación de recarga.

Tabla 3.25**Estimación de costos adicionales**

Costo	Valor
Diseño de estación	\$ 50,000.00
Construcción	\$ 800,000.00
Energía anual	\$ 300,000.00
Dispensadores (x3)	\$ 300,000.00
Permisos	\$ 100,000.00
Costo final	\$ 1,550,000.00

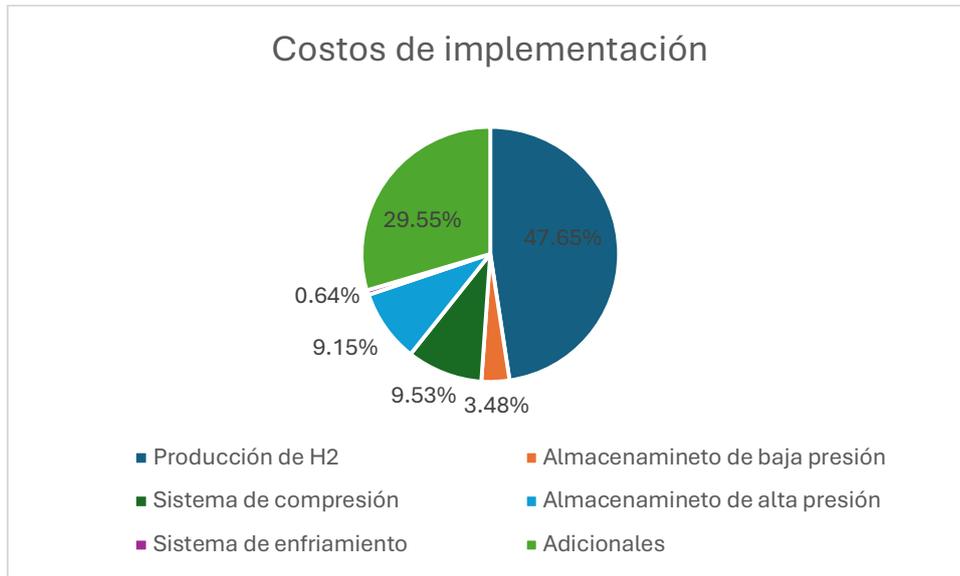
3.6.7 Análisis de costos

La tabla 3.26 resume todos los costos de implementación para la estación de recarga de hidrógeno verde propuesta en este proyecto.

Tabla 3.26**Estimación del costo de implementación de la estación de recarga de hidrógeno**

Apartados	Costo
Producción de H2	\$ 2,500,000.00
Almacenamiento de baja presión	\$ 182,565.47
Sistema de compresión	\$ 500,000.00
Almacenamiento de alta presión	\$ 480,000.00
Sistema de enfriamiento	\$ 33,508.58
Adicionales	\$ 1,550,000.00
Total	\$ 5,246,074.05

Por otro lado, la figura 3.20 muestra dichos costos en porcentajes, identificando cuales etapas son las que mayor demanda monetaria representan en la implementación de este proyecto.

Figura 3.20**Porcentaje de contribución de costos por apartado**

El costo total de implementar una estación de recarga de hidrógeno verde asciende a un estimado de \$5,229,074.05, lo

que representa un incremento del 74.3% frente al costo de \$3 millones de una gasolinera convencional en Ecuador (Periódico El Universo, 2021). Los principales apartados que contribuyen a este costo son la producción de hidrógeno (\$2.5 millones, 47.8% del total) y los adicionales (\$1.55 millones, 29.6%). Aunque los costos son significativamente mayores, especialmente en producción y almacenamiento, la estación de hidrógeno aporta beneficios ambientales clave al reducir las emisiones y promover el uso de energía renovable. En el contexto ecuatoriano, este sobre costo puede justificarse dentro de una estrategia de transición energética hacia 2030, particularmente en sectores como el transporte público, alineados con los objetivos de sostenibilidad global.

Capítulo 4

4.1 Conclusiones y recomendaciones

4.1.1 Conclusiones

- El sistema de producción se basó en la selección de un electrolizador disponible en el mercado local, capaz de generar los 525 kg diarios de hidrógeno requeridos para abastecer una flota de 15 autobuses. Para el almacenamiento a baja presión, los tanques de acero austenítico 316L operando a 300 bar fueron clave, aprovechando sus propiedades para facilitar la disipación de calor por convección. Sin embargo, el análisis de resistencia mecánica determinó que un factor de seguridad de 1.5 no era suficiente, lo cual se comprobó con las simulaciones del tanque, al este deformarse mínimamente, comprometiendo así la seguridad. Esto supone un conflicto de intereses entre la eficiencia térmica y la seguridad operacional ya que si se aumenta el espesor, el tiempo de enfriado por convección también aumentará, sin embargo el tanque soportaría mejor la presión.
- Para lograr el enfriamiento adecuado del hidrógeno antes de su dispensación, se implementó un proceso de compresión en etapas con interenfriamiento, lo que permitió reducir la temperatura del gas antes de ingresar al sistema de enfriamiento. Esto resultó beneficioso, ya que, al llegar a temperatura ambiente al intercambiador de calor, el hidrógeno pudo enfriarse más eficientemente hasta los -40°C requeridos por la normativa SAE J2601. Además, se destacó la disponibilidad de equipos en el mercado capaces de cumplir con la capacidad frigorífica necesaria, respaldada por herramientas de selección de los principales proveedores. Estos softwares no solo permiten definir un ciclo de refrigeración óptimo, sino que también garantizan la compatibilidad y confiabilidad del sistema, asegurando su correcta integración y funcionamiento.
- El estudio determinó que la inversión necesaria para una estación de recarga de hidrógeno verde es mayor en comparación con una gasolinera convencional, pero no muy lejana, con

un costo estimado de \$5.23 millones, lo que representa un incremento del 74.3%. La mayor parte de esta inversión corresponde a la producción de hidrógeno y los costos adicionales asociados a la infraestructura. Sin embargo, esta tecnología no solo contribuye a la reducción de emisiones contaminantes, sino que también impulsa el uso de fuentes de energía renovable. En el contexto de Ecuador, esta inversión adquiere relevancia dentro de las estrategias de transición energética proyectadas para 2030, especialmente en el sector del transporte público, donde la adopción del hidrógeno como combustible puede desempeñar un papel clave en el cumplimiento de los objetivos de sostenibilidad.

4.1.2 Recomendaciones

- Se recomienda implementar sistemas de ventilación de bajo consumo energético en los tanques de acero austenítico 316L utilizados para el almacenamiento a 300 bar. Esto permitirá potenciar el efecto de enfriamiento por convección forzada, reduciendo aún más el tiempo necesario para disipar el calor generado durante la compresión y el almacenamiento. Además, optimizar la circulación de aire alrededor de los tanques puede contribuir a una mayor estabilidad térmica del sistema, minimizando la necesidad de enfriamiento activo y reduciendo el consumo energético global de la estación.
- Para garantizar la eficiencia y fiabilidad a largo plazo, es fundamental coordinar un programa de mantenimiento periódico del electrolizador y del sistema de compresión de dos etapas con los proveedores de los equipos. Esto no solo asegurará que los componentes operen dentro de sus especificaciones óptimas, sino que también permitirá detectar posibles fallas con anticipación, evitando tiempos de inactividad imprevistos. Además, mantener activa la garantía de los equipos a través de revisiones técnicas periódicas contribuirá a extender su vida útil y optimizar el retorno de inversión en la infraestructura de la estación.

- Explorar incentivos fiscales, acuerdos internacionales y subsidios gubernamentales para reducir el impacto económico del electrolizador y fomentar la integración de energías renovables, mejorando la viabilidad financiera del proyecto.
- Dado el alto costo inicial de implementación de una estación de hidrógeno, se recomienda explorar mecanismos que ayuden a reducir la carga financiera del proyecto. Entre estos, se sugiere la búsqueda de incentivos fiscales, acuerdos internacionales para la importación de tecnología a costos reducidos y subsidios gubernamentales destinados a fomentar la transición energética. Además, establecer alianzas con organismos multilaterales y empresas interesadas en la movilidad sostenible puede facilitar la integración de energías renovables, mejorando la viabilidad económica del proyecto y acelerando su implementación en el contexto ecuatoriano.

Referencias

- [1] UNFCCC. (2023). *Key aspects of the Paris Agreement*. Recuperado de <https://unfccc.int/news/finale-cop21>
- [2] Ritchie, H. (2020). Sector by sector: Where do global greenhouse gas emissions come from? *OurWorldInData.org*. Recuperado de <https://ourworldindata.org/ghg-emissions-by-sector>
- [3] Sanguesa, J. A., Torres-Sanz, V., Garrido, P., Martinez, F. J., & Marquez-Barja, J. M. (2021). A review on electric vehicles: Technologies and challenges. *Smart Cities*, 4(1), 372-404. <https://doi.org/10.3390/smartcities4010021>
- [4] Global advancements and current challenges of electric vehicle batteries and their prospects: A comprehensive review. (2022). *Sustainability*, 14(24), 16684. <https://doi.org/10.3390/su142416684>
- [5] Álvarez Fernández, R., & Pérez-Dávila, O. (2022). Fuel cell hybrid vehicles and their role in the decarbonisation of road transport. *Journal of Cleaner Production*, 342, 130902. <https://doi.org/10.1016/j.jclepro.2022.130902>
- [6] IRENA. (n.d.). *Green hydrogen for industry: A guide to policy making*.
- [7] Gulli, C., Heid, B., Noffsinger, J., Waardenburg, M., & Wilthaner, M. (2023). *Global energy perspective 2023: Hydrogen outlook*. McKinsey Energy Solutions.
- [8] Chapman, A., Nguyen, D. H., Farabi-As, H., Itaoka, K., Hirose, K., & Fujii, Y. (2020). Hydrogen penetration and fuel cell vehicle deployment in the carbon constrained future energy system. *arXiv preprint*, arXiv:2008.13414. Recuperado de <https://arxiv.org/abs/2008.13414>
- [9] Ministerio de Energía y Minas del Ecuador. (2023). *Hoja de Ruta del Hidrógeno Verde en Ecuador*. Recuperado de <https://www.recursosyenergia.gob.ec/wp-content/uploads/2023/08/Hoja-de-Ruta-del-Hidrogeno-Verde-en-Ecuador.pdf>
- [10] National Research Council of Canada. (2022). *Life cycle assessment of hydrogen production pathways in Canada* (Volume: 1, Report No.: NRC-EME-56367).
- [11] COAG Energy Council, Hydrogen Working Group. (2019). *Australia's national hydrogen strategy*. AU. ISBN: 978 1-922125-62-0.
- [12] Buck, N. (2024). The gale forces of green hydrogen: Newfoundland's Project Nujio'qonik could transform the craggy coast into Canada's first commercial wind-to-hydrogen hub, but not everyone is stoked. *Corporate Knights*, 23(2).

- [13] Halder, P., Babaie, M., Salek, F., Haque, N., Savage, R., Stevanovic, S., Bodisco, T. A., & Zare, A. (2024). Advancements in hydrogen production, storage, distribution, and refuelling for a sustainable transport sector: Hydrogen fuel cell vehicles. *International Journal of Hydrogen Energy*, 52(Part D), 973-1004. <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2023.11.058>
- [14] Lundblad, H., Taljegard, M., & Johnsson, F. (2023). Centralized and decentralized electrolysis-based hydrogen supply systems for road transportation – A modeling study of current and future costs. *International Journal of Hydrogen Energy*, 48(12), 4830-4844. <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2022.10.242>
- [15] Cortez, L. D., Tapia-Bastidas, C. V., Helguero, J. A., & González, M. (2024). Environmental assessment of centralized and decentralized scenarios of green hydrogen implementation in the transportation sector. *Proceedings of the ASME Power Conference*, 2024, V001T01A004. <https://doi.org/10.1115/POWER2024-137530>
- [16] Kumar, A. (2018). Revisión: Fragilización por hidrógeno de metales y aleaciones en motores de combustión. *Revista Tecnología en Marcha*, 31(2), 3.
- [17] Genovese, M., & Fragiaco, P. (2023). Hydrogen refueling station: Overview of the technological status and research enhancement. *Journal of Energy Storage*, 61, 106758. <https://doi.org/10.1016/j.est.2023.106758>
- [18] Aziz, M., Wijayanta, A. T., & Nandiyanto, A. B. D. (2020). Ammonia as effective hydrogen storage: A review on production, storage, and utilization. *Energies*, 13(12), 3062. <https://doi.org/10.3390/en13123062>
- [19] Poudel, S., Tun, H., Reddi, K., & Elgowainy, A. (2024). Investigation of precooling unit design options in hydrogen refueling station for heavy-duty fuel-cell electric vehicles. *International Journal of Hydrogen Energy*, 48(2), 1234-1245. <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2024.02.197>
- [20] Gómez, J. A., & Santos, D. M. F. (2023). The status of on-board hydrogen storage in fuel cell electric vehicles. *Designs*, 7(4), 97. <https://doi.org/10.3390/designs7040097>
- [21] de Wolf, J. (2023). Hydrogen fuel cell vehicles: Addressing infrastructure challenges and future perspectives. *World Electric Vehicle Journal*, 14(9), 262. <https://doi.org/10.3390/wevj14090262>

- [22] Ajanovic, A., Glatt, A., & Haas, R. (2021). Prospects and impediments for hydrogen fuel cell buses. *Energy*, 235, 121340. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2021.121340>
- [23] Tippkötter, A., & Fröhlich, M. (2019). Electrolyzers in hydrogen production: A review of the state-of-the-art and future prospects. *International Journal of Hydrogen Energy*, 44(29), 15185-15200. <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2019.04.057>
- [24] Espinosa, J., & González, J. (2021). *Estudio de prefactibilidad técnica y económica de la producción de hidrógeno mediante electrólisis de agua*. Recuperado de <https://4echile.cl/wp-content/uploads/2021/09/Produccion-y-costos-H2-GNA.pdf>
- [25] Flores Guerrero, E. (2019). *Estado del arte de electrolizadores de óxido sólido*. Universidad de Sevilla.
- [26] Liu, J., Zhao, M., & Rong, L. (2023). Overview of hydrogen-resistant alloys for high-pressure hydrogen environment: on the hydrogen energy structural materials. *Clean Energy*, 7(1), 99-115. <https://doi.org/10.1016/j.cleaneng.2023.03.002>
- [27] Municipio de Quito. (2021). *Balance energético Quito 2021*.
- [28] Secretaría de Energía. (2023). *Hidrógeno a escala de servicios: Informe técnico*. Recuperado de https://www.gob.mx/cms/uploads/attachment/file/852554/09_2023_F_Hidrogeno_a_esca_la_de_servicios_310723_Rev3.pdf
- [29] Grueso, M. (2019). *Diseño y cálculo de un depósito de almacenamiento de hidrógeno para un vehículo industrial*. Recuperado de <https://m.riunet.upv.es/bitstream/handle/10251/156053/Grueso%20-%20Dise%C3%B1o%20y%20c%C3%A1lculo%20de%20un%20dep%C3%B3sito%20de%20almacenamiento%20de%20hidr%C3%B3geno%20para%20un%20veh%C3%ADculo%20industri....pdf?isAllowed=y&sequence=2>
- [30] <https://www.eluniverso.com/noticias/informes/instalar-una-gasolinera-requiere-el-tramite-de-unos-30-permisos-dice-el-inversionista-carlos-ledergerber-nota/>

Anexos

ANEXO A:

Ficha técnica del Acero 316L

Acero inoxidable austenítico

Aperam 316L Bajo contenido de carbono con molibdeno

Composición química

Elementos (%)	C	Si	Mn	Cr	Ni	Mo
316L	0,025	0,40	1,20	16,80	10,10	2,10

Valores típicos

Designación	Designación europea	Designación americana	IMDS Nr
316L	X5CrNiMo17-12-2/ 1.4401 ⁽¹⁾	UNS 31600/ Type 316 ⁽²⁾	336840014
	X2CrNiMo17-12-2/ 1.4404 ⁽¹⁾	UNS 31603/ Type 316L ⁽²⁾	

⁽¹⁾ Según EN 10088-2⁽²⁾ Según ASTM A 240

Nuestra oferta está conforme con:

- > Ficha de seguridad sobre material de Aperam Stainless Europe: aceros inoxidables.
- > Directiva de la Comisión Europea 2000/53/EC para los vehículos al final de su vida útil, y sus modificaciones posteriores.
- > PED (Directiva sobre los aparatos a presión) según EN 10028-7 y AD2000 Merkblatt W2 y W10 (TÜV W494).
- > Estándares NFA 36 711 para acero inoxidable en contacto con alimentos, productos y bebidas destinados al consumo humano y animal* (excluye el acero de embalaje).
- > Requerimientos del NSF/ANSI 51-2009, estándar internacional de "los materiales de Equipamientos del Sector de la Restauración" y de la F.D.A. (United States Food and Drug Administration) en lo que se refiere a los materiales que entran en contacto con alimentos.
- > El decreto francés No. 92-631 con fecha del 8 de julio de 1992 y el Reglamento (EC) No. 1935/2004 del 27 de octubre de 2004 sobre los materiales y artículos destinados a entrar en contacto con alimentos (y derogando las directivas 80/590/EEC y 89/109/EEC).

- > La orden gubernamental francesa del 13 de enero de 1976 en relación con los materiales y artículos en acero inoxidable que entran en contacto con alimentos.
- > El decreto ministerial italiano del 21 de marzo de 1973: sobre las calidades de acero inoxidable autorizadas a entrar en contacto con los alimentos o las personas.

Descripción general

Las principales características de nuestro 316L son:

- > Excelente resistencia a la corrosión en entorno ácido o con presencia de cloruros.
- > Excelente resistencia a la corrosión por picaduras, cavernosa e intergranular, incluido después de soldar.
- > Excelente aptitud de la soldadura y al pulido.
- > Alta ductilidad.
- > Buena aptitud a la embutición.

Aplicaciones

- > Industria alimentaria: depósitos, tubos, bombas.
- > Ingeniería naval.
- > Transporte terrestre: depósitos IMO, cisternas y remolques.
- > Construcción: elementos arquitectónicos, cubiertas, fachadas.
- > Industria hidráulica.
- > Industria química y farmacéutica.
- > Industria petrolera y gasera.
- > Industria papelera.

Gama de productos

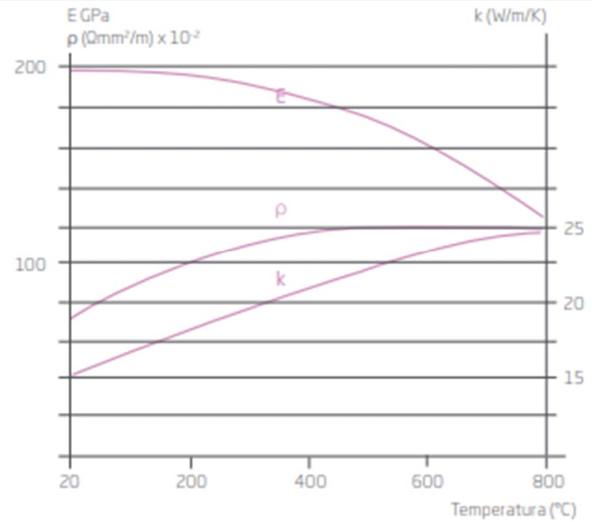
	Bobinas	Chapas	Discos	Flejes de precisión	Chapas de precisión	Tubos	Pletina
Espesor (mm)	0,30 hasta 13	0,15 hasta 13	0,38 hasta 2,50	0,06 hasta 2,5	0,20 hasta 2,5	0,80 hasta 2,5	2 hasta 20
Ancho (mm)	hasta 2.000	80 hasta 2.000	Ø 15 hasta 1.000	3 hasta 700	40 hasta 670	Ø 8 hasta 80	10 hasta 300
Acabado	2R / 2B / 2D / 1D	2R / 2B / 2D / 1D	2R / 2B / 2D / 1D	2R / 2B / 2D / 2H / 2F	2R / 2B / 2D / 2H / 2F	2B / 2D / 1D	1D / Polished

Propiedades físicas

Chapa laminada en frío. Recocido.

Densidad	d	kg/dm ³	20°C	7,9
Temperatura de fusión		°C	Liquidus	1.440
Calor específico	c	J/kg.K	20°C	500
Conductividad térmica	k	W/m.K	20°C	15
Coeficiente medio de dilatación térmica	α	10 ⁻⁴ /K	20-100°C	16,0
			20-300°C	17,0
			20-500°C	18,0
Resistividad eléctrica	ρ	Ω mm ² /m	20°C	0,75
Permeabilidad magnética	μ	at 0,8 kA/m DC or AC	20°C	1.005
Modulo de Young	E	GPa	20°C	200

Coeficiente de Poisson: 0,30



Propiedades mecánicas

Probeta

Longitud = 50 mm (Espesor < 3 mm)
 Longitud = 5,65 √ S₀ (Espesor ≥ 3 mm)
 Laminado en frío

Designación	Designación europea	ASTM A240	Rm ⁽¹⁾ (MPa)	Rp _{0,2} ⁽²⁾ (MPa)	A ⁽³⁾ %
316L	1.4401/4404	316/316L	620	300	52
DX2205	1.4462	2205	840	620	29
K44	1.4521	444	520	370	29

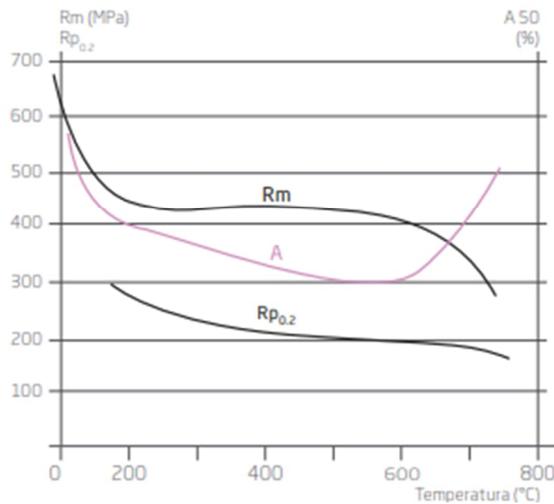
1 MPa = 1 N/mm² - Valores típicos

⁽¹⁾ Resistencia máxima a la tracción (UTS) - ⁽²⁾ Límite elástico (YS) - ⁽³⁾ Elongación (A)

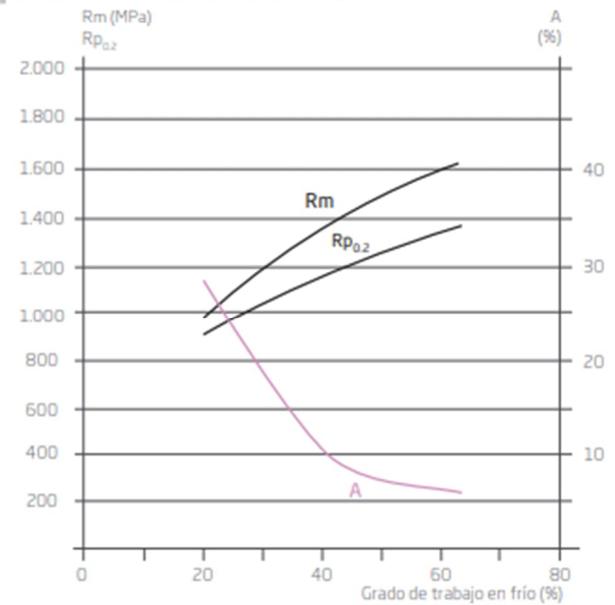
Condición de recocido

Según la norma ISO 6892-1, parte 1, probeta perpendicular al sentido de laminado.

A altas temperaturas (Valores típicos)



Efecto del laminado en frío (Valores típicos)

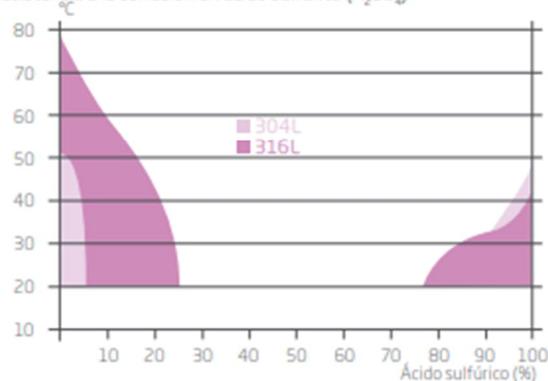


Resistencia a la corrosión

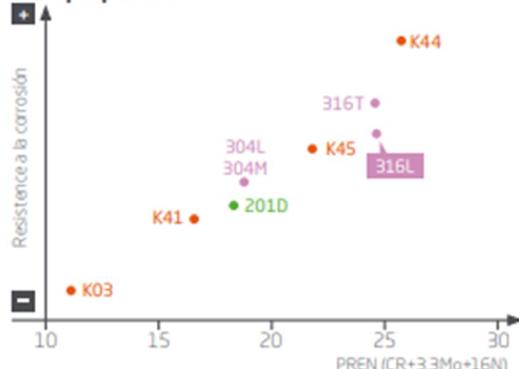
El 316L presenta una excelente resistencia en soluciones ácidas y una buena resistencia en entorno con contenido en cloruros. Se recomienda esta calidad para la fabricación de piezas que entran en contacto con agua salada a bajas temperaturas.

Corrosión generalizada

Resistencia a la corrosión en ácido sulfúrico (H₂SO₄)



Corrosión por picadura



Las calidades K44, duplex DX2205 (1.4462) y DX2304 (1.4362) pueden sustituir al 316L (18-11ML). Sin embargo, debido a su mayor resistencia a la corrosión, no se puede definir su potencial de picadura en condiciones idénticas (23°C) y con la misma concentración de cloruros (0,02M).

Potencial de picaduras

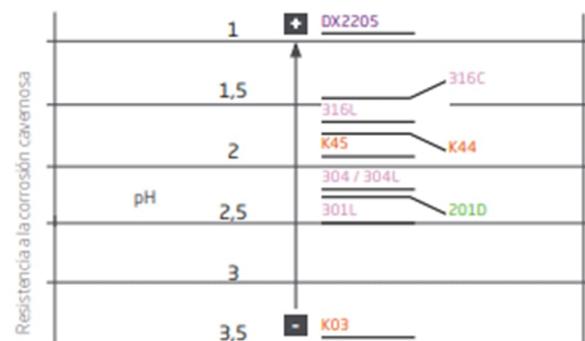
Según diferentes niveles de temperatura y concentración de cloruro (mV).

Designación	NaCl 0,02/23°C	NaCl 0,02/50°C	NaCl 0,05/23°C	NaCl 0,05/50°C
316L	630 mV	500 mV	455 mV	270 mV

Valores típicos

Corrosión cavernosa

pH de depasivación en entorno confinado NaCl 2M a 23°C



La corrosión cavernosa puede ser dividida en dos fases. Durante la primera de ellas, llamado iniciación, se generan picaduras en la zona de retención cuando el pH es inferior al pH de depasivación de la calidad.

La propagación es la segunda fase y es responsable de la disolución del metal. Para ralentizar este proceso, recomendamos elegir calidades que contienen molibdeno y níquel, puesto que estos elementos tienen un efecto positivo frenando la velocidad de propagación.

Corrosión intergranular

Estas calidades cumplen con los requisitos definidos por los ensayos de la norma: EN ISO 3651-2 (tratamientos de sensibilización T1 y T2), ASTM A 262, ex DIN 50914.

Conformado

En estado de recocido nuestros 316L pueden ser conformados en frío fácilmente a través de todos los procesos estándares como plegado, estampado, embutición, el fluororneado, etc.

Embutición profunda (Prueba Swift)

La prueba Swift es un método que determina el Ratio Límite de Embutición (LDR). El LDR se define como el ratio máximo entre el diámetro de la matriz (variable) y el diámetro del punzón (fijo) para el cual la embutición puede ser llevada correctamente.

Expansión

La aptitud a la expansión se caracteriza por la altura (h) obtenida en el ensayo Erichsen también llamada Índice 'EI'.

Curvado

Los espesores inferiores a 0,8 mm pueden ser plegados a 180 grados, mientras que para los espesores superiores, el radio mínimo de plegado r se obtiene en función del espesor t por $r \geq 0,5 t$. (t = thickness). Cuando se curva el material, siempre se tiene que tomar en consideración el rebote elástico (spring back).

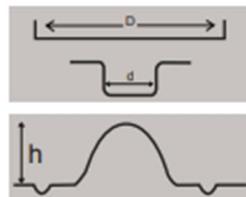
Designación	Designación europea	ASTM A240	LDR*	EI** (mm)
316L	1.4401/4404	316/316L	2,01	11,5
DX2205	1.4462	2205	1,9 - 1,95	9,5
K44	1.4521	444	2,10 - 2,15	8,6

* Limiting Drawing Ratio

** Índice Erichsen - Lubrificante = Mobilux EPOO - Valores típicos de las pruebas realizadas con un espesor de 0,8mm.

$$LDR = \frac{D_{max}}{d}$$

$$EI =$$



Soldadura

Proceso de soldadura	Sin metal de aportación	Con metal de aportación		Gas de protección*	
	Espesores típicos	Espesores	Metal de aportación		
			Alambrrn	Hilo	
Resistencia: continua, por puntos	≤ 2 mm				
TIG	< 1,5 mm	> 0,5 mm	ER 316 L ⁽¹⁾	ER 316 L ⁽¹⁾	Ar Ar + 5% H ₂ Ar + He
PLASMA	< 1,5 mm	> 0,5 mm		ER 316 L ⁽¹⁾	Ar Ar + 5% H ₂ Ar + He
MIG		> 0,8 mm		ER 316 L (Si) ⁽¹⁾	Ar + 2% CO ₂ Ar + 2% O ₂ Ar + 2% CO ₂ + 1% H ₂ Ar + 2% CO ₂ + He
SAW Electrodo		> 2 mm Reparación	E 316 L ⁽¹⁾		
Laser	< 5 mm				He En ciertas circunstancias: Ar

⁽¹⁾ ER 308L (AWS A5.9) + G 19 9L (NF EN ISO 14343)

En general, no es necesario ningún tratamiento térmico después de la soldadura. Sin embargo, para restaurar completamente la resistencia a la corrosión del metal, las soldaduras tienen que ser decapadas de manera mecánica o química, pasivadas y descontaminadas. En caso de aplicaciones que superan los 500°C, se tendrá que utilizar un metal de aportación especial para garantizar un nivel de ferrita inferior a 8% en la soldadura.

Tratamiento térmico y acabado

Recocido

Después del trabajo en frío (work hardening) y después de operaciones de soldadura, se puede restaurar la micro-estructura y eliminar las tensiones internas recociendo durante un par de minutos a $1050 \pm 25^\circ\text{C}$ seguido de un enfriamiento rápido (recristalización y disolución de carburos). Después del recocido, será necesario decapar y pasivar la superficie.

Decapado

- > Baño fluonítrico (10% HNO₃ + 2% HF) a temperatura ambiente o hasta 60°C.
- > Mezcla de ácido sulfúrico y nítrico (10% H₂SO₄ + 0,5% HNO₃) a 60°C.
- > Pastas de descascarillado para las zonas soldadas.

Pasivación

- > Baño en de ácido nítrico (36° Baumé) a 20°C.
- > Pastas de descascarillado para las zonas pasivadas.

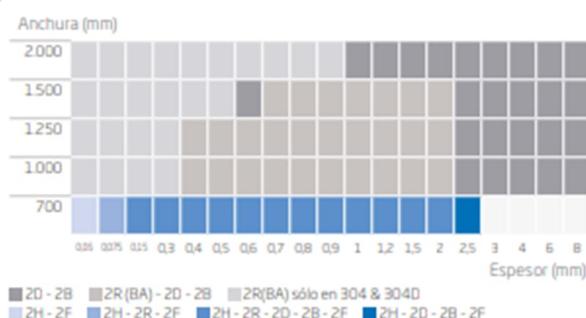
Pulido

La superficie de nuestro 316L es apta a cualquier tipo de pulido (esmerilado, scotch-brite, electro-pulido).

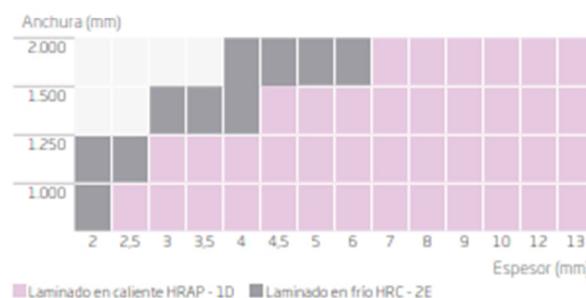
Gama dimensional

Las dimensiones disponibles dependen de nuestra capacidad productiva. Para información actualizada, gracias por contactar con nosotros.

Laminado en frío



Laminado en caliente y HRC



ANEXO B:

Código usado para determinar las propiedades termodinámicas del ciclo de refrigeración 1 en el Software ESS.

"Datos del ciclo de Enfriamiento"

$$T_{\text{evap}} = -45 \text{ [C]}$$

$$T_{\text{cond}} = 45 \text{ [C]}$$

$$\text{Sobrecalentamiento} = 5 \text{ [C]}$$

$$\text{Sobrecalentamiento_adicional} = 10 \text{ [C]}$$

$$\text{Subenfriamiento} = 3 \text{ [C]}$$

$$\text{Subenfriamiento_adicional} = 2 \text{ [C]}$$

$$P_{\text{evap}} = \text{Pressure}(\text{R507A}; T=T_{\text{evap}}; x=1)$$

$$P_{\text{cond}} = \text{Pressure}(\text{R507A}; T=T_{\text{cond}}; x=1)$$

$$\text{Capacidad_enfriamiento} = 24 \text{ [kW]}$$

"Estado 1"

$$P_1 = P_{\text{evap}}$$

$$T_1 = T_{\text{evap}} + \text{Sobrecalentamiento} + \text{Sobrecalentamiento_adicional}$$

$$S_1 = \text{Entropy}(\text{R507A}; P=P_1; T=T_1)$$

$$H_1 = \text{Enthalpy}(\text{R507A}; P=P_1; T=T_1)$$

"Estado 2"

$$P_2 = P_{\text{cond}}$$

$$H_2 = \text{Enthalpy}(\text{R507A}; P=P_2; s=S_1)$$

$$n = 0,7 \text{ "Eficiencia del Compresor"}$$

$$H_{2_real} = ((H_2 - H_1)/n) + H_1$$

$$S_2 = \text{Entropy}(\text{R507A}; h=H_{2_real}; P=P_2)$$

$$T_2 = \text{Temperature}(\text{R507A}; h=H_{2_real}; P=P_2)$$

"Estado 3"

$$P_3 = P_{\text{cond}}$$

$$T_3 = 66,85 \text{ [C]}$$

$$S_3 = \text{Entropy}(\text{R507A}; P=P_3; T=T_3)$$

$$H_3 = \text{Enthalpy}(\text{R507A}; P=P_3; T=T_3)$$

"Estado 4"

$$P4 = P_{\text{cond}}$$

$$T4 = T_{\text{cond-Subenfriamiento}}$$

$$H4 = \text{Enthalpy}(\text{R507A}; P=P4; T=T4)$$

$$S4 = \text{Entropy}(\text{R507A}; P=P4; T=T4)$$

"Estado 5"

$$P5 = P_{\text{cond}}$$

$$T5 = T_{\text{cond-Subenfriamiento-Subenfriamiento_adicional}}$$

$$H5 = \text{Enthalpy}(\text{R507A}; P=P5; T=T5)$$

$$S5 = \text{Entropy}(\text{R507A}; P=P5; T=T5)$$

"Estado 6"

$$P6 = P_{\text{evap}}$$

$$T6 = T_{\text{evap}}$$

$$H6 = H5$$

$$X = \frac{H6 - \text{Enthalpy}(\text{R507A}; P=P6; x=0)}{\text{Enthalpy}(\text{R507A}; P=P6; x=1) - \text{Enthalpy}(\text{R507A}; P=P6; x=0)}$$

$$\text{Enthalpy}(\text{R507A}; P=P6; x=0)$$

$$S6 = \text{Entropy}(\text{R507A}; P=P6; x=0) + X * (\text{Entropy}(\text{R507A}; P=P6; x=1) - \text{Entropy}(\text{R507A}; P=P6; x=0))$$

"Estado 7"

$$P7 = P_{\text{evap}}$$

$$T7 = T_{\text{evap}} + \text{Sobrecalentamiento}$$

$$S7 = \text{Entropy}(\text{R507A}; P=P7; T=T7)$$

$$H7 = \text{ENthalpy}(\text{R507A}; P=P7; T=T7)$$

"Calculo FLujo Masico"

$$\text{Flujo_masico} = \text{Capacidad_enfriamiento} / (H7 - H6)$$

"Capacidad/Desempeño"

$$\text{Capacidad_compresor} = \text{Flujo_masico} * (H2_{\text{real}} - H1)$$

$$\text{Desempeño} = (H7 - H6) / \text{Capacidad_compresor}$$

ANEXO C:

Código usado para determinar las propiedades termodinámicas del ciclo de refrigeración 2 en el Software ESS.

"Datos del ciclo de Enfriamiento"

$$T_{\text{evap}} = -45 \text{ [C]}$$

$$T_{\text{cond}} = 45 \text{ [C]}$$

$$\text{Sobrecalentamiento} = 5 \text{ [C]}$$

$$\text{Sobrecalentamiento_adicional} = 10 \text{ [C]}$$

$$\text{Sobrecalentamiento_inter} = 5 \text{ [C]}$$

$$\text{Subenfriamiento} = 3 \text{ [C]}$$

$$\text{Subenfriamiento_adicional} = 2 \text{ [C]}$$

$$\text{Subenfriamiento_inter} = 2 \text{ [C]}$$

$$P_{\text{evap}} = \text{Pressure}(\text{R507A}; T=T_{\text{evap}}; x=1)$$

$$P_{\text{cond}} = \text{Pressure}(\text{R507A}; T=T_{\text{cond}}; x=1)$$

$$\text{Capacidad_enfriamiento} = 23,65 \text{ [kW]}$$

"Estado 1"

$$P_1 = P_{\text{evap}}$$

$$T_1 = T_{\text{evap}} + \text{Sobrecalentamiento} + \text{Sobrecalentamiento_adicional}$$

$$S_1 = \text{Entropy}(\text{R507A}; P=P_1; T=T_1)$$

$$H_1 = \text{Enthalpy}(\text{R507A}; P=P_1; T=T_1)$$

"Estado 2"

$$T_{\text{inter}} = 1,3 \text{ [C]}$$

$$P_2 = \text{Pressure}(\text{R507A}; T=T_{\text{inter}}; x=0)$$

$$H_2 = \text{Enthalpy}(\text{R507A}; P=P_2; s=S_1)$$

$$n = 0,8 \text{ "Eficiencia del Compresor"}$$

$$H_{2_real} = ((H_2 - H_1)/n) + H_1$$

$$S_2 = \text{Entropy}(\text{R507A}; h=H_{2_real}; P=P_2)$$

$$T_2 = \text{Temperature}(\text{R507A}; h=H_{2_real}; P=P_2)$$

"Estado 3"

$$P_3 = P_2$$

$$T_3 = T_{\text{inter}} + \text{Sobrecalentamiento_inter}$$

$$S3 = \text{Entropy}(\text{R507A}; P=P3; T=T3)$$

$$H3 = \text{Enthalpy}(\text{R507A}; P=P3; T=T3)$$

"Estado 5"

$$P5 = P_{\text{cond}}$$

$$T5 = T_{\text{cond}} - \text{Subenfriamiento} - \text{Subenfriamiento}_{\text{adicional}}$$

$$H5 = \text{Enthalpy}(\text{R507A}; P=P5; T=T5)$$

$$S5 = \text{Entropy}(\text{R507A}; P=P5; T=T5)$$

"Estado 6"

$$P6 = P2$$

$$T6 = T_{\text{inter}}$$

$$H6 = H5$$

$$X = \frac{H6 - \text{Enthalpy}(\text{R507A}; P=P6; x=0)}{\text{Enthalpy}(\text{R507A}; P=P6; x=1) - \text{Enthalpy}(\text{R507A}; P=P6; x=0)}$$

$$\text{Enthalpy}(\text{R507A}; P=P6; x=0)$$

$$S6 = \text{Entropy}(\text{R507A}; P=P6; x=0) + X * (\text{Entropy}(\text{R507A}; P=P6; x=1) - \text{Entropy}(\text{R507A}; P=P6; x=0))$$

"Estado 7"

$$P7 = P2$$

$$T7 = T_{\text{inter}}$$

$$S7 = \text{Entropy}(\text{R507A}; P=P7; x=0)$$

$$H7 = \text{Enthalpy}(\text{R507A}; P=P7; x=0)$$

"Estado 8"

$$P8 = P_{\text{evap}}$$

$$T8 = T_{\text{evap}}$$

$$H8 = H7$$

$$X2 = \frac{H8 - \text{Enthalpy}(\text{R507A}; P=P8; x=0)}{\text{Enthalpy}(\text{R507A}; P=P8; x=1) - \text{Enthalpy}(\text{R507A}; P=P8; x=0)}$$

$$\text{Enthalpy}(\text{R507A}; P=P8; x=0)$$

$$S8 = \text{Entropy}(\text{R507A}; P=P8; x=0) + X * (\text{Entropy}(\text{R507A}; P=P8; x=1) - \text{Entropy}(\text{R507A}; P=P8; x=0))$$

"Balance de Masa"

$$\text{Flujo}_{\text{Lp}} = \text{Capacidad}_{\text{enfriamiento}} / (H1 - H8)$$

"Balance de Energia"

$$\text{Flujo}_{\text{T}} = (\text{Flujo}_{\text{Lp}} * (H7 - H3)) / (H6 - H3)$$

$$\text{Flujo}_{\text{Hp}} = \text{Flujo}_{\text{T}} - \text{Flujo}_{\text{Lp}}$$

"Estado 9"

$$H9 = (\text{Flujo_Hp} * H3 + \text{Flujo_Lp} * H2) / \text{Flujo_T}$$

$$P9 = P2$$

$$T9 = \text{Temperature}(\text{R507A}; h = H9; P = P9)$$

$$S9 = \text{Entropy}(\text{R507A}; P = P9; T = T9)$$

"Estado 4"

$$P4 = P_{\text{cond}}$$

$$H4 = \text{Enthalpy}(\text{R507A}; P = P4; s = S9)$$

$$n2 = 0,8 \text{ "Eficiencia del Compresor"}$$

$$H4_{\text{real}} = ((H4 - H9) / n2) + H9$$

$$S4 = \text{Entropy}(\text{R507A}; h = H4_{\text{real}}; P = P4)$$

$$T4 = \text{Temperature}(\text{R507A}; h = H4_{\text{real}}; P = P4)$$

ANEXO D:

Figura 3.12 del libro de Fundamentos de transferencia de calor de Incropera.

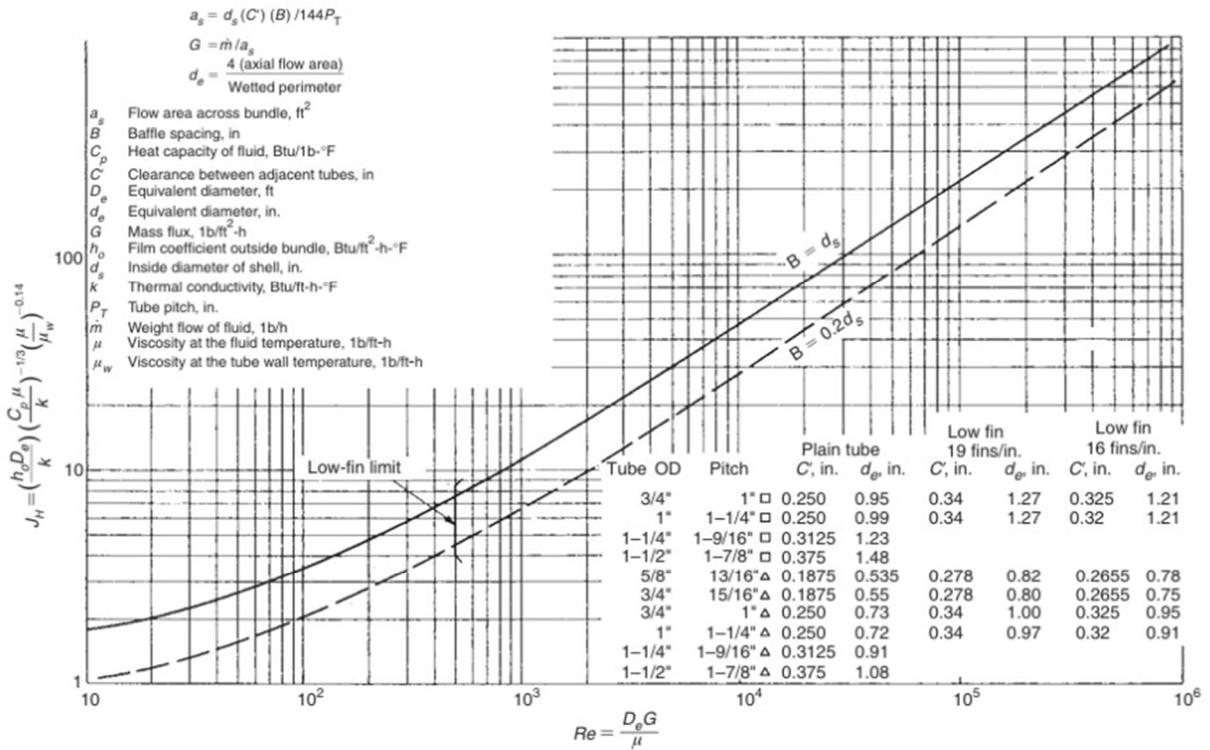


Figure 3.12 Correlation for shell-side heat-transfer coefficient. For rotated square tube layouts, use the parameter values for square pitch and replace P_T with $P_T/\sqrt{2}$ in the equation for a_s (Source: Wolverine Tube, Inc. Originally published in Ref. [4]).

ANEXO E:

Ficha técnica del electrolizador seleccionado.

PEM electrolyzers for a sustainable energy supply system – Quest One ME450

Plug-and-play hydrogen: The Quest One ME450 electrolyzer is a proven turn-key solution for the easy and efficient production of green hydrogen. In the space of just one standard 40-foot container, enough hydrogen can be produced to refuel 90 cars daily. Each ME450 has an electrolysis capacity of 1 MW and can produce 450 kg of high purity hydrogen daily. Its modularity makes it suitable

for projects requiring 1 – 5 MW of electrolysis capacity. Thanks to a multiple stack design, high plant availability and excellent spare parts availability, and our extensive service offering, risks can be minimized, and costs reduced. Due to the proven design the technology of the Quest One PEM electrolyzer is reliable and future-proof.

H ₂ production nominal	450 kg/d 210 Nm ³ /h
System specific energy consumption ^{1,2}	4.7 kWh/Nm ³ H ₂ 53 kWh/kg
System efficiency ^{1,2}	75 %
Performance class	1 MW
H ₂ production modulation range	42 – 210 Nm ³ /h 20 – 100 % H ₂
H ₂ purity	5.0 (meets ISO 14687:2019 Table 2)
H ₂ output pressure	20 – 30 bar (g)
Load change	30 s (Standby to nominal load)
Heat recovery	Heat output: 170 kW BoL 350 kW EoL 57 °C Transfer to customer system >90% system efficiency
H ₂ O required quality	TrinkwV 2020 EU Directive 2020/2184-EU
H ₂ O consumption nominal	260 kg / h (at 10° dH)
Power supply electrolysis ³	3 x 480 V Y, 3 x 480 V ▲ / 50 Hz (acc. IEC 60038), Connecting power: 1.325 MVA
Power supply peripherie	3 x 400 V / 50 Hz (acc. IEC 60038), Connecting value: 150 kW
Dimensions L x W x H	40' Container, incl. attachments ca. 13.2 x 4.0 x 5.7 m
Weight	ca. 36 t (operational)
Ambient temperature	-20 °C ⁴ bis +40 °C

Technical changes reserved
¹ Standard conditions: BoL, 15 °C outdoor temperature, 30 bar(g) H₂ transfer pressure
² 200 Nm³/h, based on Higher Heating Value (HHV)
³ Transformer is required for galvanic isolation
⁴ Optionally expandable down to -30 °C with the cold package

We are the fuel of the global energy transition

As a technological pioneer, we have been playing a decisive role in shaping hydrogen technology for over 25 years. We believe that mobility, production, and consumption are possible without emissions. To achieve this, Quest One

builds on cooperation with visionary customers and partners, and the power of our parent company MAN Energy Solutions. Together, we are making hydrogen production green and the CO₂-neutral transformation of all sectors a reality.

Revision 2.0

Find out more at questone.com

ANEXO F:

Ficha técnica del sistema de compresión seleccionado.



• Compresor de pistón en dos etapas



El componente más importante de toda la unidad es el compresor de pistón de alta presión.

Tiene distintas secciones para llevar a cabo la compresión.

Número de etapas	2^o
Carrera	Simple
Reducción de la potencia	0 a 100% del caudal^b
Temperatura de salida	<40°C
Superficie ocupada	Un contenedor Plug-&-Play 20'^c
Variantes	Configurable para incluir uno o dos compresores^d

^a Excepto el modelo KD95 (una etapa)

^c Incluye sistemas de enfriamiento, control, seguridad y ventilación

^b Gracias a la unidad hidráulica de la bomba axial utilizada

^d Qué duplica el caudal

Ventajas y beneficios



El concepto "Oil Free" garantiza una alta pureza del hidrógeno



Mayor eficiencia en la compresión requiriendo menos energía



Mejor enfriamiento gracias al innovador diseño del compresor de pistón



Nivel de ruido: < 75 dB
(a un metro de distancia)



Tecnología avanzada de **pistón alternativo**



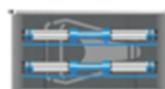
Seguro y fiable, gracias al sistema de venteo



Especificaciones técnicas de los grupos compresores de hidrógeno de Hiperbaric



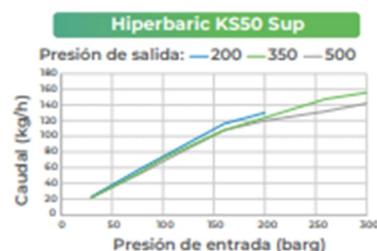
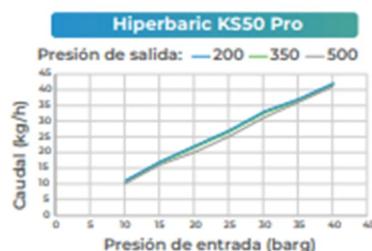
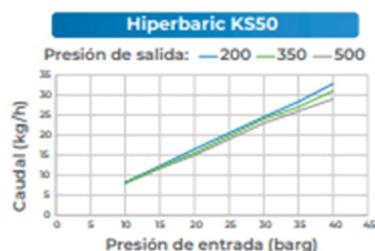
Un compresor



Dos compresores

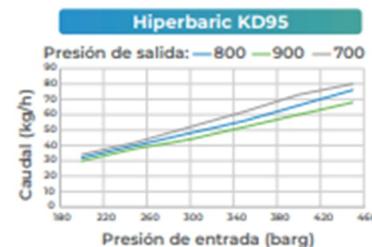
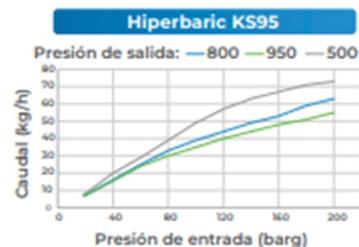
Hiperbaric KS50 - 500 barg de presión máxima de salida

Modelo	Presión de entrada (barg)	Caudal de hidrógeno (kg/h)	Caudal de hidrógeno (kg/día)	Consumo energético (kWh/kg de H ₂)	Potencia total instalada (hasta...kW)
KS50 *	10-50 / 10-50	24 / 47	565 / 1130	1.3 / 1.4	75 / 120
KS50 Pro *		32 / 64	772 / 1544	1.3 / 1.4	115 / 190
KS50 Sup **	20-300 / 20-300	140 / 280	3360 / 6720	<1 / <1	115 / 190



Hiperbaric KS95 - 950 barg de presión máxima de salida

Modelo	Presión de entrada (barg)	Caudal de hidrógeno (kg/h)	Caudal de hidrógeno (kg/día)	Consumo energético (kWh/kg de H ₂)	Potencia total instalada (hasta...kW)
KS95 *	20-200 / 20-200	10 / 20	236 / 471	4.6 / 4.6	85 / 130
KD95 **	200-500 / 200-500	40 / 80	960 / 1920	1.6 / 1.4	85 / 130
KS50 Pro + KS95 *	10-50	32	756	4	150



* Datos para presión de entrada: 30 barg - ** Datos para presión de entrada: 300 barg

ANEXO G:

Ficha técnica de la unidad condensadora seleccionada.

LHE: THE STANDARD CONDENSING UNIT

BITZER ECOLINE COMPRESSOR

- // Semi-hermetic reciprocating compressor
- // Highly efficient
- // Well proven and reliable
- // Crankcase heater
- // Discharge gas temperature sensor
- // Oil (pressure/level) control

MINI-CHANNEL CONDENSER

- // Approved design: copper tubes Ø 5mm** and aluminium fins
- // Best heat exchange
- // Lower refrigerant charge
- // Optional: special coated condenser

EFFICIENT AND LOW SOUND EC FANS*

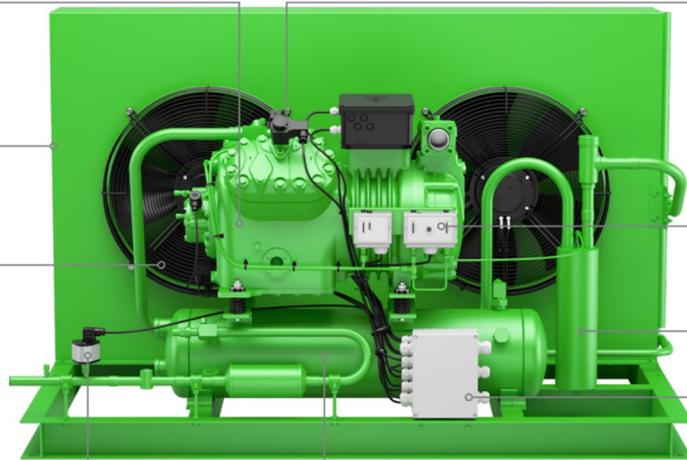
- // Less power consumption
- // Sound-optimised air duct
- // Ecodesign Product Regulation 327/2011

PIPING

- // Made of steel



The product picture shows a fully equipped LHE unit. For the standard extent of delivery and optionally available equipment, please see the following pages.



ELECTRONIC SPEED CONTROL DEVICE FOR CONDENSER FAN (WINTER CONTROLLER)
 // Pressure range 5 to 15 bar
 // Pressure range 8 to 25 bar

BITZER LIQUID RECEIVER
 // Optional: larger volume
 // PRV connection
 // Sight glass and shut-off valve

ACCESSORY PACK

- // HP/LP switch (mounted)
- // Wiring to terminal/junction box
- // Liquid line with sight glass and filter dryer
- // Insulated suction line to outer unit edge until LH84E

VARISTEP – MECHANICAL CAPACITY CONTROL

- // Highly efficient BITZER ECOLINE compressor with VARISTEP capacity control from 10%-100% (details on request)

START UNLOADER

- // Compressor family CE4 .. BE6
- // Cylinder head with PTC sensor (mounted)
- // Control valve, enclosed

HP/LP SWITCH

- // Mounted
- // With HP safety pressure cut-out, mounted (from compressor type 4NES-14(Y))

OIL SEPARATOR

- // With check valve in discharge line (mounted)

WIRING OF ELECTRICAL COMPONENTS

- // To terminal box of compressor
- // To junction box (mounted)
- // Optional mounted and wired ex-factory

WEATHER PROTECTION HOUSING

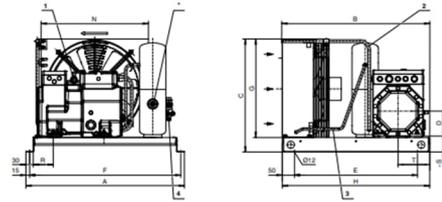
- // Simple to assemble
- // Robust design with compact dimensions

*- Except LH25SE – AC instead of EC fans, ** Except LH25SE – Ø 7mm copper tubes

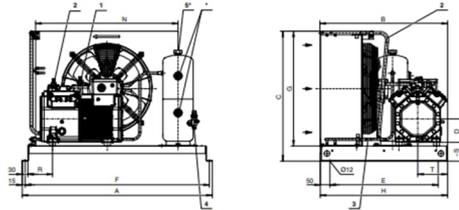
HIGH AMBIENT TEMPERATURE						
Type	weight in kg (standard extent of delivery)	max fan power in W	max condenser air flow in m ³ /h	receiver volume in dm ³	max. operating current in A	sound pressure level at 10/25°C 50 Hz at 10 m in dB(A)
LH33E/2KES-05Y	71	135	1650	3	4,2	45,5
LH33E/2HES-07Y	71	135	1650	3	5,1	45,5
LH44E/2HES-1Y	80	155	2000	5,6	5,2	43
LH44E/2HES-2Y	81	155	2000	5,6	5,9	43
LH33E/2GES-2Y	92	155	2600	5,6	6,4	44
LH64E/2FES-2Y	104	330	4300	7,8	7,1	45
LH64E/2EES-2Y	127	330	4300	7,8	7,8	45
LH64E/2DES-2Y	127	330	4300	7,8	9,3	45
LH84E/2CES-3Y	136	340	4600	13	10,8	45,3
LH84E/4FES-3Y	148	340	4600	13	11,2	45,7
LH104E/2DES-3Y	182	2 x 330	8000	15	10,4	46
LH104E/2CES-4Y	182	2 x 330	8000	15	11,8	46
LH104E/4EES-4Y	196	2 x 330	8000	15	14	47
LH104E/4EES-6Y	198	2 x 330	8000	15	15,4	47
LH114E/4FES-5Y	212	2 x 330	9300	15	12,6	48,6
LH114E/4DES-5Y	212	2 x 330	9300	15	16,3	48,6
LH114E/4DES-7Y	215	2 x 330	9300	15	18,3	48,6
LH124E/4CES-6Y	254	2 x 330	9800	30	19,5	55,3
LH124E/4CES-9Y	254	2 x 330	9800	30	22	55,3
LH124E/4TES-9Y	300	2 x 330	9800	30	21,7	55,3
LH124E/4TES-12Y	307	2 x 330	9800	30	26,9	55,3
LH135E/4PES-12Y	323	2 x 340	10400	30	24,7	53,4
LH135E/4NES-14Y	325	2 x 340	10400	30	28,6	55,3
LH265E/4JE-15Y	551	2 x 760	26000	39	33	on request
LH265E/4JE-22Y	582	2 x 760	26000	39	39,5	on request
LH265E/4HE-18Y	555	2 x 760	26000	39	39	on request
LH265E/4HE-25Y	575	2 x 760	26000	39	46,2	on request
LH265E/4GE-23Y	564	2 x 760	26000	39	46,2	on request
LH265E/4GE-30Y	578	2 x 760	26000	39	53,5	on request
LH265E/4FE-28Y	579	2 x 760	26000	39	55	on request
LH265E/4FE-35Y	579	2 x 760	26000	39	64,4	on request
LH265E/6JE-25Y	585	2 x 760	26000	39	48,7	on request
LH265E/6JE-33Y	603	2 x 760	26000	39	55,5	on request
LH265E/6HE-28Y	596	2 x 760	26000	39	55,5	on request
LH265E/6HE-35Y	607	2 x 760	26000	39	66,7	on request
LH265E/6GE-34Y	600	2 x 760	26000	39	67,8	on request
LH265E/6GE-40Y	610	2 x 760	26000	39	76,2	on request
2-STAGE						
LH265E/56G-25.2Y	605	2 x 760	26000	39	52	on request
LH265E/56F-30.2Y	606	2 x 760	26000	39	60	on request

Technical data

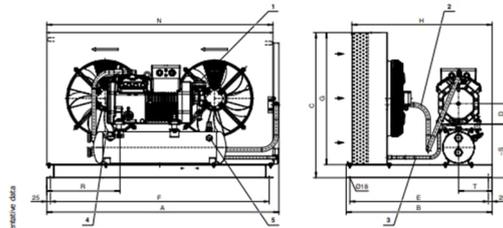
STANDARD UNIT (high ambient units on request)
LH32E/2KES-05(Y) .. LH84E/2CES-4(Y)



STANDARD UNIT (high ambient units on request)
LH64E/4FES-3(Y) .. LH84E/4DES-5(Y) / LH84E/4CES-6(Y)



STANDARD UNIT (high ambient units on request)
LH104E/4DES-7(Y) .. LH135E/6HE-28(Y)



Technical data

4 Refrigerant R410A
5 Connection for pressure relief valve
6 Connection for pressure relief valve
7 Connection for pressure relief valve
8 Connection for pressure relief valve
9 Connection for pressure relief valve
* Option set

K-SERIES » LHE » ECOLITE » ECOSTAR

ANEXO H:

Ficha técnica de la válvula de expansión seleccionada.



Thermostatic expansion valves, Type TE 5 - TE 55

Figure 11: TE 12 and TE 20 Solder angleway, Weight: TE12: 3.31 lbs and TE20: 3.53 lbs

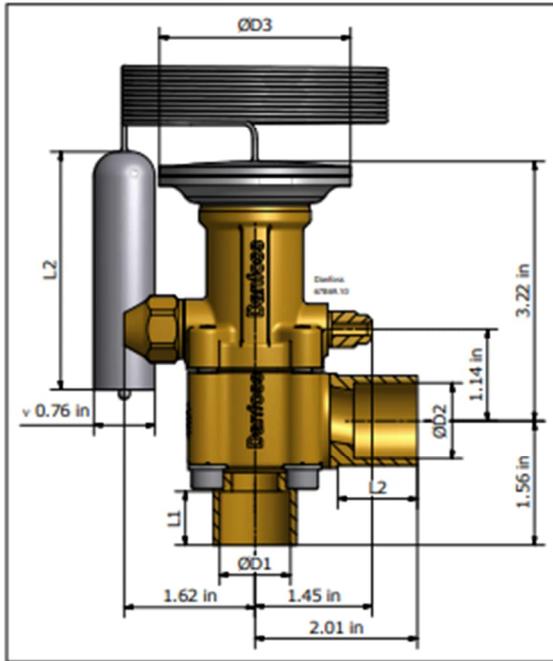


Table 9: TE 12 - Solder flanges, straightway, Weight: Without filter: 2.3 kg and 7.72 lbs

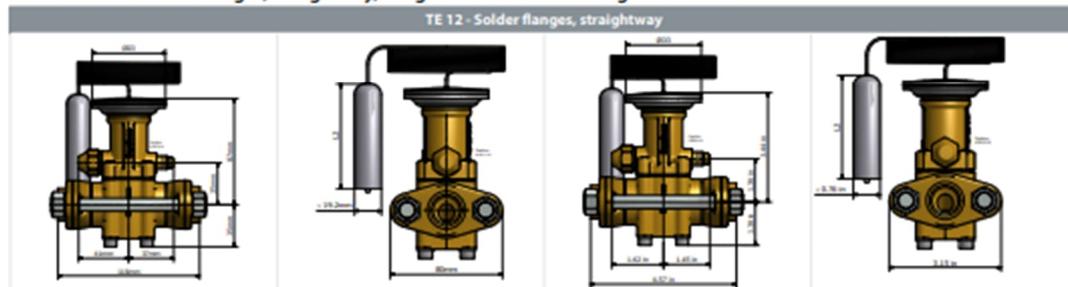


Table 10: TE 12 and TE 20 Bulb

Bulb	L ₂ [mm]	L ₂ [in]
TE 12 Standard	75	2.95
TE 12 Range -60 -- -25 °C (-75 -- -15 °F)	120	4.72
TE 20	120	4.72

Table 11: Inlet side

ØD ₁	L ₁ [mm]	L ₁ [in]
7/8 in. / 22 mm ODF	17	0.67

Table 12: Outlet side

ØD ₂	L ₁ [mm]	L ₁ [in]
1 1/8 in. / 28 mm ODM	25	0.98

Table 15: Element for expansion valve - including bulb strap, R407F/R407A

Valve type	Pressure equalization		MOP		Range		Capillary tube		Code no.
	Size	Type	[°C]	[°F]	[°C]	[°F]	[m]	[in]	
TE 5	¼ in / 6 mm	Flare	-	-	-40 - 10	-40 - 50	3	118	06783501
	¼ in / 6 mm	Flare	0	32	-40 - -5	-40 - 25	3	118	06783502
	¼ in / 6 mm	Flare	-10	15	-40 - -15	-40 - 5	3	118	06783503
	¼ in	Solder ODF	-	-	-40 - 10	-40 - 50	3	118	06783504
TE 12	¼ in / 6 mm	Flare	-	-	-40 - 10	-40 - 50	3	118	06783532
	¼ in / 6 mm	Flare	0	32	-40 - -5	-40 - 25	3	118	06783531
	¼ in / 6 mm	Flare	-10	15	-40 - -15	-40 - 5	3	118	06783533
TE 20	¼ in / 6 mm	Flare	-	-	-40 - 10	-40 - 50	3	118	06783561
	¼ in / 6 mm	Flare	0	32	-40 - -5	-40 - 25	3	118	06783560
	¼ in / 6 mm	Flare	-10	15	-40 - -15	-40 - 5	3	118	06783562
TE 55	¼ in / 6 mm	Flare	-	-	-40 - 10	-40 - 50	3	118	067G3500

Table 16: Element for expansion valve - including bulb strap, R448A/R449A

Valve type	Pressure equalization		MOP		Range		Capillary tube		Code no.
	Size	Type	[°C]	[°F]	[°C]	[°F]	[m]	[in]	
TE 5	¼ in. / 6 mm	Flare	-	-	-40 - 10	-40 - 50	3	118	06783252
	¼ in. / 6 mm	Flare	-20	-5	-60 - -25	-75 - -15	3	118	06783600
TE 12	¼ in. / 6 mm	Flare	-	-	-40 - 10	-40 - 50	3	118	06782512
TE 20	¼ in. / 6 mm	Flare	-	-	-40 - 10	-40 - 50	3	118	06783294
TE 55	¼ in. / 6 mm	Flare	-	-	-40 - 10	-40 - 50	3	118	067G3219

Table 17: Element for expansion valve - including bulb strap, R452A

Valve type	Pressure equalization		MOP		Range		Capillary tube		Code no.
	Size	Type	[°C]	[°F]	[°C]	[°F]	[m]	[in]	
TE 5	¼ in. / 6 mm	Flare	-	-	-40 - 10	-40 - 50	3	118	06783601
	¼ in. / 6 mm	Flare	-20	-5	-60 - -25	-75 - -15	3	118	06783602
TE 12	¼ in. / 6 mm	Flare	-	-	-40 - 10	-40 - 50	3	118	06783652
TE 20	¼ in. / 6 mm	Flare	-	-	-40 - 10	-40 - 50	3	118	06783680
TE 55	¼ in. / 6 mm	Flare	-	-	-40 - 10	-40 - 50	3	118	067G3600

Table 18: Element for expansion valve - including bulb strap, R455A

Valve type	Pressure equalization		MOP		Range		Capillary tube		Code no.
	Size	Type	[°C]	[°F]	[°C]	[°F]	[m]	[in]	
TE 5	¼ in. / 6 mm	Flare	-	-	-40 - 10	-40 - 50	3	118	06783397

Table 19: Element for expansion valve - including bulb strap, R454C

Valve type	Pressure equalization		MOP		Range		Capillary tube		Code no.
	Size	Type	[°C]	[°F]	[°C]	[°F]	[m]	[in]	
TE 5	¼ in. / 6 mm	Flare	-	-	-40 - 10	-40 - 50	3	118	06783398

Table 20: Element for expansion valve - including bulb strap, R1234yf

Valve type	Pressure equalization		MOP		Range		Capillary tube		Code no.
	Size	Type	[°C]	[°F]	[°C]	[°F]	[m]	[in]	
TE 5	¼ in. / 6 mm	Flare	-	-	-40 - 10	-40 - 50	3	118	06783399


Thermostatic expansion valves, Type TE 5 - TE 55

Valve type	Orifice no.	R407F	R407A	R448A/ R449A	R452A	R455A	R454C	R1234yf	R404A/ R507	R22	R513A	R134a	R407C	Code no.
TE 12	5	70	56	53	46	Contact Danfoss for more information			49	56	30	35	53	067B2708
	6	95	74	70	63				63	74	39	49	74	067B2709
	7	113	95	91	81				81	95	49	63	91	067B2710
TE 20	8	141	127	123	84				84	127	74	77	116	067B2771 ⁽¹⁾
	9	158	148	141	98				102	148	81	91	134	067B2773
TE 55	9B	123	109	113	84				84	113	70	74	109	067G2705 ⁽²⁾
	10	172	165	155	116				127	169	98	109	162	067G2701
	11	186	183	169	127				137	183	106	120	176	067G2704
	12	208	200	186	141				151	200	116	134	190	067G2707
	13	250	243	225	172				183	246	144	165	232	067G2710

⁽¹⁾ Recommend to use orifice no. 9B as alternative for orifice no. 08 and 09 on TE 55 when selecting the valve to work in range -60 – -25 °C / -75 – -15 °F. Extend capacity tables for range -60 – -25 °C / -75 – -15 °F are not provided

⁽²⁾ Alternative for orifice no. 08 and 09 in range -60 – -25 °C / -75 – -15 °F. Extend capacity tables for range -40 – 10 °C / -40 – 50 °F are not provided.

Table 27: Orifice for expansion valves, Rated capacity TR

Valve type	Orifice no.	R407F	R407A	R448A/ R449A	R452A	R455A	R454C	R1234yf	R404A/ R507	R22	R513A	R134a	R407C	Code no.
TE 5	0.5	3	2.5	2.5	2	2.5	2.5	1.5	2	2.5	1.5	1.5	3	067B2788
	1	5	5	5	4	5	4.5	2.5	4	4.5	3	3	5	067B2789
	2	8	7	7	6	7.5	6.5	4	5.5	7	4	4.5	7	067B2790
	3	10	9	9	8	9.5	8.5	5	7	9	5	6	9	067B2791
	4	13	12	13	11	13	11	7	10	12	7	8	13	067B2792
TE 12	5	20	16	15	13	Contact Danfoss for more information			14	16	8.5	10	15	067B2708
	6	27	21	20	18				18	21	11	14	21	067B2709
	7	32	27	26	23				23	27	14	18	26	067B2710
TE 20	8	40	36	35	24				24	36	21	22	33	067B2771 ⁽³⁾
	9	45	42	40	28				29	42	23	26	38	067B2773
TE 55	9B	35	31	32	24				24	32	20	21	31	067G2705 ⁽⁴⁾
	10	49	47	44	33				36	48	28	31	46	067G2701
	11	53	52	48	36				39	52	30	34	50	067G2704
	12	59	57	53	40				43	57	33	38	54	067G2707
	13	71	69	64	49				52	70	41	47	66	067G2710

⁽³⁾ Recommend to use orifice no. 9B as alternative for orifice no. 08 and 09 on TE 55 when selecting the valve to work in range -60 – -25 °C / -75 – -15 °F. Extend capacity tables for range -60 – -25 °C / -75 – -15 °F are not provide

⁽⁴⁾ Alternative for orifice no. 08 and 09 in range -60 – -25 °C / -75 – -15 °F. Extend capacity tables for range -40 – 10 °C / -40 – 50 °F are not provided.

The rated capacity is based on:

Evaporating temperature $t_e = 4.4\text{ °C} / 40\text{ °F}$

Condensing temperature $t_c = 38\text{ °C} / 100\text{ °F}$

Refrigerant temperature ahead of valve $t_1 = 37\text{ °C} / 98\text{ °F}$

ANEXO I:

Fichas técnicas de los accesorios del sistema de refrigeración.

Válvula de cierre GBC 22s v2

Datos técnicos

Tabla 2: Datos técnicos

Datos técnicos	GBC	GBCH	GBCT
Presión de trabajo máx.	45 bar / 650 psig	6 s - 28 s: 90 bar / 1305 psig 35 s - 42 s: 75 bar / 1085 psig	140 bar / 2031 psig
Rango de temperatura del medio	-40 °C - 100 °C / -40 °F - 212 °F	-40 °C - 100 °C / -40 °F - 212 °F	-40 °C - 149 °C / -40 °F - 300 °F
Sentido de caudal	Caudal único	Bi-flow	Bi-flow
Humedad y temperatura ambiente de transporte/almacenamiento	-40 - 65 °C / -40 - 150 °F. Humedad del aire: HR ≤ 95 %.		

⚠ PRECAUCIÓN:

Danfoss recomienda instalar las válvulas GBCT de modo que el lado de alta presión quede orientado hacia el lado de presión más alta del sistema cuando la válvula esté en posición cerrada.

PRECAUCIÓN CON GBCT: RIESGO DE ALTA PRESIÓN

No cierre con una temperatura del CO₂ líquido inferior a la temperatura ambiente. Este componente se instalará junto con una válvula de alivio de presión configurada para descargar a una presión no superior a la presión nominal de este componente. Este componente está diseñado para sistemas en los que se superará la presión crítica del refrigerante. La válvula de seguridad deberá cumplir con los requisitos de la sección VIII de ASME, estar marcada como «UV» y dimensionada en función de la capacidad del sistema de refrigeración.

Se añade una etiqueta naranja para colgar en todas las válvulas según los requisitos del certificado UL.

Identificación

Los datos relevantes del producto están disponibles en la etiqueta del producto y de la caja. Se muestra un ejemplo de etiqueta de caja y etiqueta de producto, incluida una explicación del contenido.

Figura 2: Etiqueta de caja



Figura 3: Etiqueta del producto



GBC soldar ODF/ODF, conexiones de cobre

Figura 6: GBC soldar ODF/ODF

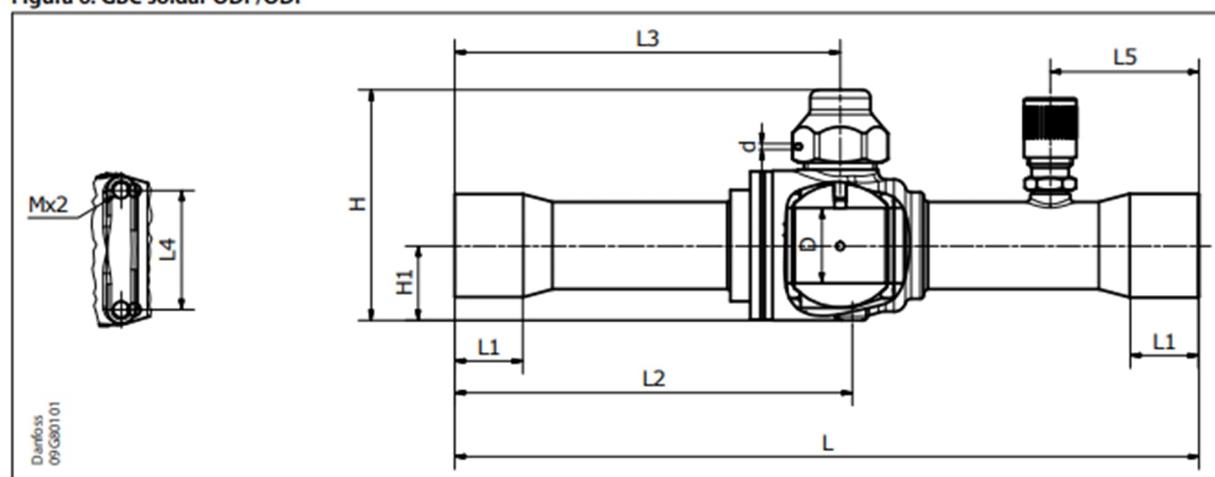


Tabla 6: GBC soldar ODF/ODF, conexiones de cobre

Tipo	Tamaño	Conexión [mm]	Tolerancia del conector [mm]	H [mm]	H1 [mm]	L [mm]	L1 [mm]	L2 [mm]	L3 [mm]	L4 [mm]	L5 [mm]	M [mm]	D [mm]	d [mm]	Peso [kg]	Código	
																sin puerto de acceso	con puerto de acceso
GBC 6s	1/4 in	6,35	+0,065/+0,155	50	15	139	7	75	73	22	31	M4 x 0,7	14	1,5	0,2	009L7520	009L7553
	6 mm	6,00														009L7570	009L7554
GBC 10s	3/8 in	9,52		50	15	139	8	75	73	22	31	M4 x 0,7	14	1,5	0,2	-	009L7555
	10 mm	10,00														009L7521	-
GBC 12s	1/2 in	12,70		50	15	161	10	86	84	22	31	M4 x 0,7	14	1,5	0,2	009L7522	009L7557
	12 mm	12,00														009L7572	009L7558
GBC 16s	5/8 in	16,00		50	15	161	12	86	84	22	31	M4 x 0,7	14	1,5	0,2	009L7523	009L7534
	16 mm	16,00														009L7524	009L7563
GBC 18s	3/4 in	19,05		58	19	185	14	99	96	30	37	M4 x 0,7	19	1,5	0,4	009L7574	009L7564
	18 mm	18,00														009L7525	009L7536
GBC 22s	7/8 in	22,22		58	19	185	17	99	96	30	37	M4 x 0,7	19	1,5	0,4	009L7525	009L7536
GBC 28s	1 1/8 in	28,58														80	25
	28 mm	28,00		009L7576	009L7566												
GBC 35s	1 3/8 in	35,00		89	30	251	25	136	130	48	44	M6 x 1,0	32	1,5	1,4	009L7528	009L7567
GBC 42s	35 mm	35,00														110	35
	42 mm	42,00		009L7579	009L7569												

Visor de líquido SGP 22s.

Technical data

Table 2: Technical data for SG/SGP

Technical data	SG	SGP
Max. working pressure	35 bar / 500 psig	52 bar / 754 psig
Media temperature range	-50 – 80 °C / -58 – 175 °F	
Environmental transport/storage temperature and humidity	-40 – 65 °C / -40 – 150 °F. Air humidity: RH≤95%.	

Table 3: I type indicator for R290, R600, R600a

Refrigerant	Moisture content ppm = parts per million					
	I type indicator					
	Media temperature 25 °C / 77 °F			Media temperature 43 °C / 109 °F		
	Green / dry	Intermed. color	Yellow / wet	Green / dry	Intermed. color	Yellow / wet
R290	< 25	25 – 50	> 50	< 50	50 – 100	> 100
R600	< 10	10 – 20	> 20	< 28	28 – 55	> 55
R600a	< 11	11 – 22	> 22	< 30	30 – 60	> 60

Table 4: N type indicator for R134a, R22, R32, R404A, R407A, R407C, R407F, R407H, R410A, R448A, R449A, R450A, R452A, R452B, R454B, R454C, R455A, R463A, R507, R513A, R515B, R1233zd(E), R1234ze(E), R1234yf, R1270, R744 (CO₂)

Refrigerant	Moisture content ppm = parts per million					
	N type indicator					
	Media temperature 25 °C / 77 °F			Media temperature 43 °C / 109 °F		
	Green / dry	Intermed. color	Yellow / wet	Green / dry	Intermed. color	Yellow / wet
R134a	< 30	30 – 100	> 100	< 45	45 – 170	> 170
R22	< 30	30 – 120	> 120	< 50	50 – 200	> 200
R32	< 64	64 – 289	> 289	< 116	116 – 459	> 459
R404A	< 20	20 – 70	> 70	< 25	25 – 100	> 100
R407A	< 29	29 – 115	> 115	< 48	48 – 192	> 192
R407C	< 30	30 – 140	> 140	< 60	60 – 225	> 225
R407F	< 30	30 – 168	> 168	< 60	60 – 240	> 240
R407H	< 35	35-180	> 180	< 60	60-365	> 365
R410A	< 66	66 – 266	> 266	< 135	135 – 540	> 540
R448A	< 28	28 – 110	> 110	< 70	70 – 227	> 227
R449A	< 29	29 – 105	> 105	< 53	53 – 200	> 200
R450A	< 23	23 – 148	> 148	< 46	46 – 245	> 245
R452A	< 20	20 – 79	> 79	< 30	30 – 143	> 143
R452B	< 70	70 – 260	> 260	< 144	144 – 260	> 260
R454B	< 29	29 – 161	> 161	< 58	58 – 250	> 250
R454C	< 25	25-115	> 115	< 30	30-190	> 190
R455A	< 20	20-95	> 95	< 25	25-145	> 145
R463A	< 55	55-280	> 280	< 95	95-435	> 435
R507	< 15	15 – 60	> 60	< 30	30 – 110	> 110
R513A	< 22	22 – 75	> 75	< 22	22 – 123	> 123
R515B	< 20	20-95	> 95	< 20	20-140	> 140
R1233zd(E)	< 18	18-90	> 90	< 20	20-150	> 150
R1234ze(E)	< 26	26 – 132	> 132	< 28	28 – 165	> 165
R1234yf	< 20	20-43	> 43	< 20	20-63	> 63
R1270	< 16	16 – 62	> 62	< 29	29 – 115	> 115
R744 (CO ₂)	< 80	80 – 195	> 195	-	-	-

Design and materials

Figure 4: Solder type

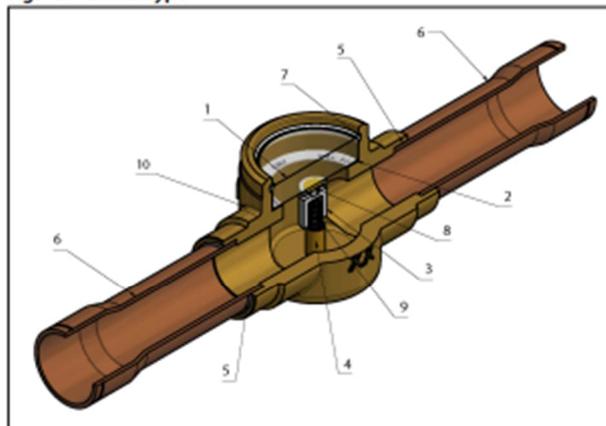


Figure 5: Socket type

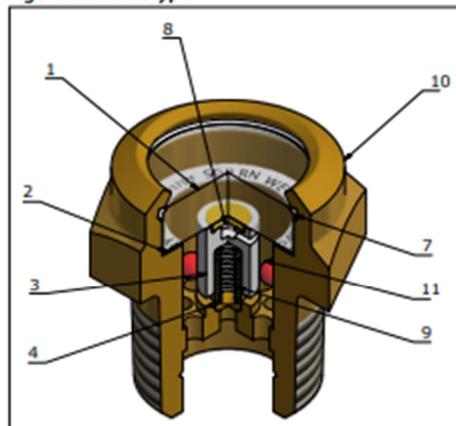


Table 6: Design and materials for SG/SGP

Position	Description	Material
1	Glass	Glass
2	Label	Paper
3	Indicator fixture	Plastic
4	Spring guide	Brass
5	Solder ring	Ag alloy
6	Connection tube	Copper
7	Teflon ring	PTFE
8	Indicator paper	Paper
9	Spring	Stainless steel
10	Valve body	Brass
11	Float ball	Plastic

Table 7: Design and materials for Indicator type

Indicator type	Label	Indicator fixture
I type		Green fixture
N type		White fixture

Válvula solenoide EVR 18 v2.

Upgrades and new features compatible with modern refrigerants

EVR valves are optimized for the business success of our customers, manufacturers, and end users. All innovations were tested to ensure they improved the product and optimized it to meet the needs of today's customers.

More robust design and system reliability

Several design features enable operation with a higher maximum working pressure (MWP). The new EVR range is compatible with higher pressure refrigerants such as R410A, and suitable for applications such as heat pumps and chillers running in extreme ambient temperatures during periods of maximum load.

- Increased diameter of cover screws enhance the reinforced covers for greater reliability under higher pressures.
- Robust housing design and stronger covers make EVR valves more reliable, extending their MWP up to 45 bar.
- Thicker copper connections reduce the risk of valve failure raising MWP.
- Improved gasket design increases the valve's robustness and reliability.

Switch to lower wattage coils

In addition to all the features mentioned above, the overall improvements in our EVR valves open up the possibility of changing to standard coils in applications where the operating conditions allow it. This would further streamline logistics and reduce your costs.

Enhanced functionality

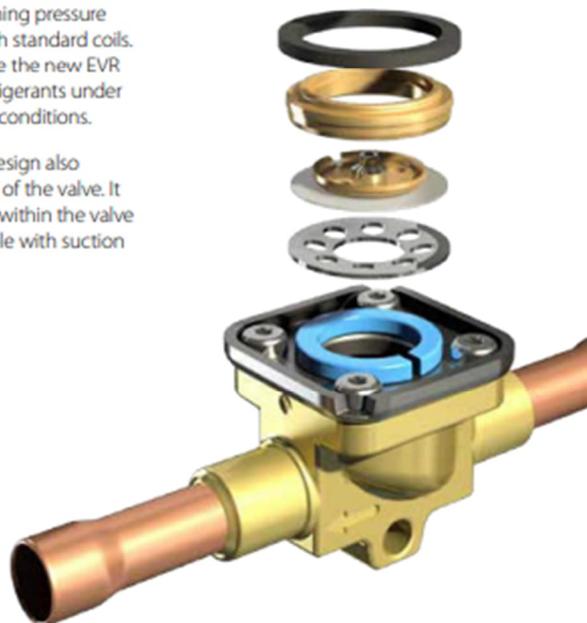
Other design features within the new EVR range enhance its functionality making it suitable for applications, which operate at part load for long periods, such as chillers. It can also now be used in applications such as icemakers and ice cream machines where a suction line solenoid valve is required for defrosting.

- Single-layer diaphragm instead of the usual two optimizes the opening of the valve and increases versatility and reliability. In high-capacity applications and tough operating conditions (e.g. hot gas defrost), the Danfoss single-layer solid 'monophragm' eliminates the risk of delamination.
- New pilot orifice design allows a higher maximum opening pressure differential (MOPD) with standard coils. This means you can use the new EVR with high-pressure refrigerants under demanding operating conditions.
- The new pilot orifice design also optimizes the opening of the valve. It reduces pressure drop within the valve and makes it compatible with suction line applications.

Easier service

EVR valves are ideal for applications such as food retail display cases since they enable service and maintenance to be carried out quickly, with no disruption to store trading hours. There is no need to de-solder the complete valve and put a new one into the system. Just leave the valve body in place, replace the internal parts as required and you can get the system up and running again quickly. Service kits are also available.

- New EVR features the same easy and fast serviceability as the current solenoid valves from Danfoss.



Fewer models. Broader scope.

Our revitalized EVR range saves on applied, development, and storage costs. Fewer more versatile products are applicable to more applications and refrigerants while being backward compatible.

30%

Range streamlining
for optimized
logistics

Air Conditioning:

Superior performance in high temperature applications (105 °C) and optimized for variable refrigerant flow conditions due to superior max. OPD and min. OPD. Available connection sizes from 6 mm to 42 mm - 1/4" to 2 1/8". Reliable and versatile design.

Refrigeration:

Reliable and versatile valve platform covers a wide range of functions, applications, and refrigerants. Improves life of refrigeration systems contributing to food safety while reducing energy consumption. Best in class product features.

Food Retail:

One platform approved for lower-GWP (Global Warming Potential) refrigerants, including R290 propane. Tight solenoid closure safeguards the system and with enhanced flow characteristics for high efficiency.

EVR V2 type	Kv value [m ³ /h]	Opening differential pressure with standard coil Δp [bar]		
		Min.	Max. (= MOPD) liquid	
			AC coil [10 W]	DC coil [20 W]
EVR 2 NC	0.15	0.00	38	33
EVR 3 NC	0.26	0.00	38	18
EVR 4 NC	0.7	0.03	38	28
EVR 6 NC	1.0	0.03	38	28
EVR 6 NO	1.0	0.03	21	21
EVR 8 NC	1.15	0.03	38	28
EVR 10 NC	1.47/2.2	0.03	38	20
EVR 10 NO	2.2	0.03	21	21
EVR 15 NC	3.3	0.03	38	20
EVR 15 NO	3.3	0.03	21	21
EVR 18 NC	3.9	0.03	38	20
EVR 20 NC	6.0	0.03	38	20
EVR 20 NO	6.0	0.03	19	19
EVR 22 NC	6.0	0.03	38	20
EVR 22 NO	6.0	0.03	19	19
EVR 25 NC	9.8	0.20	38	17
EVR 32 NC	16.7	0.20	38	17
EVR 40 NC	24.2	0.20	38	17

For Manual operation EVR please refer to Datasheet.

More than 20 refrigerants can be used:

R22/R407C, R134a, R404A/R507, R410A, R407A, R32, R290, R600, R600a, R1234yf, R1234ze, R404A, R407F, R125, R152A, R448A, R449A, R452A, and R450A.

For a complete list of approved refrigerants, visit www.products.danfoss.com and search for individual code numbers, where refrigerants are listed as part of technical data or check in **Coolselector®**.



