

Centro Universitario de la Defensa en la Escuela Naval Militar

TRABAJO FIN DE GRADO

Diseño de un sistema de generación de hielo líquido para su uso en laboratorio.

Grado en Ingeniería Mecánica

ALUMNO: Rafael Francisco Liaño Mock

DIRECTORES: Jose Ignacio Iglesias Prado

CURSO ACADÉMICO: 2025-2026

Universidade Vigo



Centro Universitario de la Defensa
en la Escuela Naval Militar

TRABAJO FIN DE GRADO

Diseño de un sistema de generación de hielo líquido para su uso en laboratorio.

Grado en Ingeniería Mecánica

Intensificación en Tecnología Naval

Infantería de Marina

Universidade Vigo

RESUMEN

El presente Trabajo Fin de Grado aborda el diseño de una máquina de hielo líquido a escala de laboratorio orientada a su posible implantación como equipo experimental. El sistema propuesto se basa en una instalación frigorífica indirecta de pequeña potencia, con una capacidad frigorífica nominal de 1 kW, y con R290 como refrigerante, que enfría una disolución de agua con etilenglicol al 30 % empleada para la producción de hielo líquido. El objetivo del diseño, por lo tanto, es generar una suspensión bombeable y estable de microcristales de hielo, para lo cual se adopta un generador de superficie fría con extracción mecánica mediante rascado. A partir de los requerimientos y las condiciones de funcionamiento establecidas, se desarrolla el cálculo termodinámico del ciclo frigorífico, se obtienen sus principales variables de operación y se lleva a cabo el dimensionado de los componentes fundamentales del sistema. Finalmente, se completa el trabajo con la selección de equipos comerciales y con el desarrollo del modelo CAD del conjunto. El resultado es una propuesta técnicamente coherente que constituye una base válida para una futura construcción y validación experimental del equipo.

PALABRAS CLAVE

Hielo líquido, refrigeración indirecta, R290, ciclo frigorífico, CAD

AGRADECIMIENTOS

A mi tutor, el Dr. José Ignacio Iglesias Prado, por su ejemplo, orientación y apoyo a lo largo de la elaboración de este trabajo.

A todo el personal del CUD que, de manera desinteresada, contribuye a la formación de los futuros oficiales de la Armada y, en especial, a todos los oficiales profesores, por su dedicación y entrega durante estos años.

A la promoción 426 y, con un cariño muy especial, a la 156, por haberme regalado momentos de alegría y haberme acompañado también en los caminos más duros de estos cinco años. De manera muy especial, a la camareta 103, por haberme acompañado durante los dos últimos años.

Por último, y no menos importante, a mi familia, a mi novia y a todos aquellos que han confiado en mí hasta el final, sin dudar nunca.

De esta etapa me llevo una formación exigente, un aprendizaje constante y la satisfacción de haber crecido tanto en lo académico como en lo personal. Pero, por encima de todo, me llevo el orgullo de pertenecer al Cuerpo de Infantería de Marina, cuyos valores de disciplina, sacrificio, compañerismo y espíritu de servicio me acompañarán siempre.

A todos ellos, gracias. Suerte la mía.

CONTENIDO

Contenido 1
Índice de Figuras 4
Índice de Tablas 6
1 Introducción y objetivos 7
1.1 Introducción 7
1.2 Objetivo general 7
1.3 Objetivos específicos 8
2 Estado del arte 9
2.1 Refrigeración en entornos de laboratorio 9
2.2 Fundamentos de los ciclos frigoríficos 10
2.2.1 Principio de funcionamiento del ciclo frigorífico por compresión de vapor 10
2.2.2 Componentes principales de un sistema frigorífico 11
2.2.3 Consideraciones generales de diseño y selección 12
2.2.4 Limitaciones de los sistemas de refrigeración convencionales. 12
2.3 Hielo líquido como alternativa de refrigeración 12
2.3.1 Definición y características del hielo líquido 13
2.3.2 Propiedades térmicas y ventajas frente a fluidos convencionales 14
2.3.3 Aplicaciones del hielo líquido en entornos de laboratorio y experimentación 14
2.4 Tecnologías de generación de hielo líquido 14
2.4.1 Generación de hielo líquido en superficies frías 15
2.4.2 Sistemas con extracción mecánica de hielo 15
2.4.3 Métodos basados en subenfriamiento controlado 16
2.4.4 Otras tecnologías de generación de hielo líquido 16
2.5 Comparación de tecnologías y criterios de evaluación 17
2.6 Síntesis del estado del arte y marco para la selección tecnológica 18
3 Desarrollo del TFG 19
3.1 Planteamiento general del sistema 19
3.1.1 Necesidades de refrigeración y requisitos de diseño 20
3.1.2 Condiciones de funcionamiento adoptadas 21
3.1.3 Criterios generales de diseño del equipo 21
3.2 Definición de la arquitectura de la instalación 22
3.2.1 Descripción general de la máquina de hielo líquido. 22
3.2.2 Esquema funcional del sistema frigorífico 23

3.2.3 Disolución de agua con etilenglicol y producción de hielo líquido 23
3.2.4 Integración del conjunto en banco o maqueta de laboratorio 23
3.3 Selección del refrigerante y de la disolución de agua con etilenglicol 24
3.3.1 Justificación del uso de R290 24
3.3.2 Selección de la disolución de agua con etilenglicol 24
3.3.3 Concentración de etilenglicol y propiedades adoptadas 24
3.4 Diseño termodinámico del ciclo frigorífico 25
3.4.1 Temperaturas de diseño 25
3.4.2 Hipótesis de recalentamiento y subenfriamiento 26
3.4.3 Definición de estados del ciclo 26
3.4.4 Obtención de propiedades del R290 y representación del ciclo 27
3.4.5 Cálculo del ciclo frigorífico 28
3.4.6 Resumen de resultados del ciclo frigorífico y su interpretación 31
3.5 Dimensionado de los componentes principales 31
3.5.1 Dimensionado del evaporador/generador 32
3.5.2 Selección de la válvula de expansión 35
3.5.3 Selección del condensador 36
3.5.4 Selección del compresor 37
3.5.5 Selección de la bomba de circulación de la disolución de agua con etilenglicol 38
3.5.6 Cierre de la selección de componentes 38
3.6 Diseño CAD e integración del conjunto 38
3.6.1 Criterios de integración del conjunto 39
3.6.2 Modelado del generador y del sistema de rascado 39
3.6.3 Modelado del depósito y del sistema de agitación 41
3.6.4 Selección e integración del motor 43
3.6.5 Integración del motor en sus componentes 43
3.6.6 Integración final del conjunto y tuberías 44
3.6.7 Diseño del soporte 45
3.6.8 Cierre del diseño CAD e integración del conjunto 47
4 Resultados / Validación / Prueba 48
4.1 Validación termodinámica del ciclo frigorífico 48
4.2 Validación geométrica y funcional del diseño 48
4.3 Presupuesto estimado del sistema 49
4.4 Limitaciones de la validación realizada 52
5 Conclusiones y líneas futuras 54
5.1 Conclusiones 54

5.2 Líneas futuras 54
6 Bibliografía 56
Anexo I: Implicaciones Sociales, y/o Económicas, y/o Ambientales 59
Anexo II: Reflexiones Éticas y Sociales 60
Anexo III: Declaración de uso de Inteligencia Artificial 61
Anexo IV: Planos 62

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 2-1-Sistema de refrigeración típico en banco de ensayo de laboratorio[5].....10

Figura 3-1-Esquema general de la máquina de hielo líquido propuesta, con identificación simplificada del condensador, el evaporador/generador, el elemento de expansión, el compresor, la bomba de circulación y el tanque de hielo líquido.....22

Figura 3-2-Propiedades y criterios de diseño adoptados para la disolución agua-etilenglicol al 30 % empleada para la producción de hielo líquido[13].....25

Figura 3-3-Estados principales del ciclo frigorífico propuesto [16]. 26

Figura 3-4-Representación del ciclo frigorífico adoptado para el sistema en un diagrama presión-entalpía (p-h) del R290, obtenida mediante Coolselector®2 a partir de las condiciones de diseño establecidas[6].....28

Figura 3-5-Modelo CAD de la válvula de expansión termostática Danfoss seleccionada para el sistema, perteneciente a la familia TUB/TUBE/TCBE. 36

Figura 3-6-Condensador de placas Alfa Laval seleccionado y modelo CAD generado con base en las dimensiones recogidas en la documentación técnica del fabricante[20]. 36

Figura 3-7-Selección de compresor con su CAD correspondiente[21].....37

Figura 3-8-Selección del compresor mediante Danfoss Coolselector®2 para las condiciones de funcionamiento del sistema[20].....37

Figura 3-9-Bomba centrífuga de acero inoxidable LEO AMSm70/0.37 seleccionada para la circulación de la disolución de agua con etilenglicol y modelo CAD empleado para su integración en el conjunto[22].....38

Figura 3-10-Modelo CAD del generador de hielo líquido. 39

Figura 3-11-Modelo CAD del rascador y de la pieza de unión empleada para su fijación al sistema central.....40

Figura 3-12-Modelo CAD del generador con el sistema de rascado incorporado. 40

Figura 3-13-Vista en sección del generador y del sistema de rascado. 41

Figura 3-14-Modelo CAD del depósito de almacenamiento de hielo líquido. 41

Figura 3-15-Modelo CAD del sistema de agitación del depósito de hielo líquido. 42

Figura 3-16-Conjunto CAD del depósito de hielo líquido con el sistema de agitación incorporado. 42

Figura 3-17-Motor ABB seleccionado para el accionamiento del sistema[23]. 43

Figura 3-18-Modelo CAD del tanque de hielo líquido con el sistema de agitación y el rascador de la superficie de hielo líquido con su motor de accionamiento.....44

Figura 3-19-Modelo CAD del conjunto completo de la instalación con sus principales componentes y tuberías de conexión.....45

Figura 3-20-Modelo CAD del soporte diseñado para la instalación. 45

Figura 3-21-Modelo CAD del conjunto completo integrado sobre el soporte diseñado.....46

Figura 3-22-Modelo CAD del conjunto completo de la instalación con sus principales componentes, tuberías de conexión y bomba de circulación. 47

Figura 4-1-Modelo CAD del conjunto completo de la instalación con sus principales componentes, tuberías de conexión y bomba de circulación. 49

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 2-1-Función de los componentes principales del ciclo frigorífico. 11

Tabla 2-2-Comparación general entre fluidos monofásicos convencionales e hielo líquido como medio de refrigeración. 13

Tabla 2-3-Comparación cualitativa de las principales tecnologías de generación de hielo líquido según criterios de evaluación relevantes para su aplicación en laboratorio. 17

Tabla 3-1-Requisitos de diseño adoptados para el desarrollo del sistema frigorífico propuesto. 21

Tabla 3-3-Resultados principales obtenidos en el cálculo del ciclo frigorífico para las condiciones de diseño adoptadas. 31

Tabla 3-4-Configuración geométrica (parámetros en metros) finalmente adoptada para el generador y resultados principales del proceso iterativo. 34

Tabla 4-1-Coste estimado del circuito frigorífico. 50

Tabla 4-2-Coste estimado del sistema de generación de hielo líquido. 51

Tabla 4-3-Coste estimado del depósito, del sistema de agitación y del circuito de la disolución de agua con etilenglicol. 51

Tabla 4-4-Coste estimado de la estructura de soporte y de los elementos de integración 52

Tabla 4-5-Presupuesto total estimado del sistema. 52

1 INTRODUCCIÓN Y OBJETIVOS

1.1 Introducción

La refrigeración constituye un aspecto esencial en numerosos sistemas experimentales y bancos de ensayo, especialmente cuando se requiere evacuar calor de forma controlada, mantener condiciones térmicas estables y garantizar la repetibilidad de los resultados. En entornos de laboratorio, estas exigencias adquieren una relevancia particular, ya que pequeñas variaciones de temperatura pueden afectar de manera significativa al comportamiento del sistema analizado y a la validez de las medidas obtenidas.

En este contexto, los sistemas de refrigeración convencionales presentan ciertas limitaciones cuando se busca aumentar la capacidad de absorción de calor sin recurrir a equipos de mayor tamaño o a caudales elevados. Frente a ello, el hielo líquido se presenta como una alternativa de interés, al combinar la capacidad de transporte de un fluido con la elevada densidad energética asociada al calor latente de fusión de los microcristales de hielo. Esta característica permite plantear soluciones de refrigeración más compactas, con mayor estabilidad térmica y mejor comportamiento frente a variaciones de carga.

A partir de este planteamiento, el presente Trabajo Fin de Grado se orienta al diseño de una máquina de hielo líquido a escala de laboratorio, concebida para su posible implantación como equipo experimental. La solución propuesta se basa en una instalación frigorífica indirecta de pequeña potencia, con una capacidad frigorífica nominal de 1 kW, y con R290 como refrigerante, que enfría una disolución de agua con etilenglicol al 30 % empleada para la producción de hielo líquido. El objetivo del diseño, por lo tanto, es generar una suspensión bombeable y estable de microcristales de hielo, para lo cual se adopta un generador de superficie fría con extracción mecánica mediante rascado.

De este modo, el trabajo se sitúa en la intersección entre la ingeniería térmica, el diseño mecánico y la integración experimental de sistemas, abordando tanto el cálculo termodinámico del ciclo frigorífico como la definición de la arquitectura del equipo, la selección de componentes comerciales y el desarrollo geométrico del conjunto mediante modelado CAD. Todo ello permite avanzar hacia una propuesta técnicamente coherente y susceptible de servir como base para una futura construcción y validación experimental del sistema.

1.2 Objetivo general

El objetivo general del presente Trabajo Fin de Grado es realizar el diseño de una máquina de hielo líquido a escala de laboratorio, basada en un sistema de refrigeración indirecta con R290, que permita establecer una solución técnicamente coherente y viable como base para una futura implementación experimental.

1.3 Objetivos específicos

Para alcanzar el objetivo general, se plantean los siguientes objetivos específicos:

1. Analizar el estado del arte de la refrigeración y de la generación de hielo líquido.
2. Definir las condiciones de diseño y la arquitectura general del sistema.
3. Seleccionar los fluidos de trabajo y los componentes principales de la instalación.
4. Desarrollar el cálculo termodinámico del ciclo frigorífico.
5. Realizar el modelado CAD e integrar geométricamente el conjunto.
6. Valorar la viabilidad de la solución propuesta y plantear futuras líneas de desarrollo.

2 ESTADO DEL ARTE

2.1 Refrigeración en entornos de laboratorio

La refrigeración constituye un aspecto fundamental en numerosos ámbitos de la ingeniería mecánica, especialmente cuando se trabaja con sistemas experimentales o bancos de ensayo en entornos de laboratorio. En este tipo de aplicaciones, la capacidad para evacuar el calor generado durante el funcionamiento de equipos o procesos resulta esencial para garantizar tanto la seguridad de las instalaciones como la validez de los resultados obtenidos [1].

En el contexto de los estudios de Ingeniería Mecánica impartidos en el Centro Universitario de la Defensa en la Escuela Naval Militar, los laboratorios del edificio Isaac Peral desempeñan un papel clave en la formación práctica del alumno. En estas instalaciones se llevan a cabo ensayos y experimentos relacionados con distintas disciplinas de la ingeniería, en los que es habitual la generación de calor como consecuencia del funcionamiento de equipos mecánicos, térmicos o eléctricos [2].

A diferencia de los sistemas industriales, donde las condiciones de operación suelen estar claramente definidas y optimizadas para un régimen de funcionamiento concreto, los ensayos realizados en laboratorio presentan una mayor variabilidad. Las cargas térmicas pueden cambiar en función del tipo de experimento, de la duración del ensayo o del régimen de operación del equipo analizado. Esta circunstancia exige sistemas de refrigeración capaces de adaptarse a condiciones variables y de responder de forma eficaz ante incrementos puntuales de la carga térmica [1].

Asimismo, en el ámbito experimental resulta especialmente relevante el control preciso de la temperatura. Pequeñas variaciones térmicas pueden influir de manera significativa en el comportamiento de los sistemas estudiados, afectando a la repetibilidad de los ensayos y a la fiabilidad de las medidas obtenidas. Por ello, la refrigeración en laboratorio no debe entenderse únicamente como un medio para evitar sobrecalentamientos, sino como una herramienta fundamental para el correcto desarrollo de los experimentos [3], [4].

Tradicionalmente, en los laboratorios docentes y de investigación se han empleado soluciones de refrigeración relativamente sencillas, como circuitos de agua fría, intercambiadores de calor básicos o equipos frigoríficos compactos. Estas soluciones suelen ser adecuadas para aplicaciones con cargas térmicas moderadas y requisitos de control poco exigentes. Sin embargo, en determinados ensayos realizados, pueden requerirse sistemas con una mayor capacidad de disipación térmica o con una respuesta más rápida ante variaciones de carga.

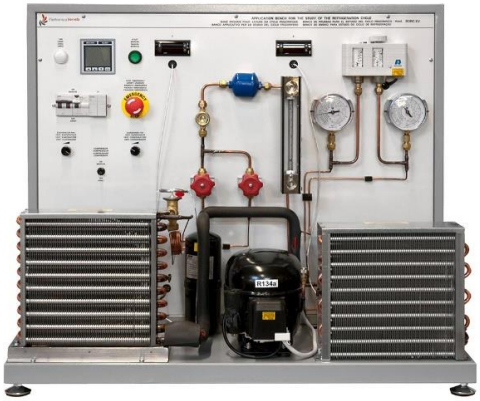


Figura 2-1-Sistema de refrigeración típico en banco de ensayo de laboratorio [5].

En este sentido, la ingeniería mecánica aplicada a la refrigeración de laboratorio ha ido incorporando soluciones más avanzadas que permiten mejorar la eficiencia del intercambio térmico y aumentar la estabilidad del sistema. El análisis de estas alternativas resulta especialmente relevante cuando se pretende diseñar o dimensionar sistemas de refrigeración específicos para aplicaciones experimentales, como es el caso del presente Trabajo de Fin de Grado[1].

Por tanto, el estudio de los distintos métodos de refrigeración utilizados en entornos de laboratorio y de sus limitaciones constituye un punto de partida imprescindible. Este análisis permite identificar las necesidades reales de las instalaciones experimentales del CUD-ENM y justifica la exploración de tecnologías de refrigeración alternativas, que serán abordadas en los apartados siguientes.

2.2 Fundamentos de los ciclos frigoríficos

Los sistemas de refrigeración empleados en aplicaciones de laboratorio, como los utilizados en los ensayos desarrollados en el CUD-ENM, se basan mayoritariamente en principios bien establecidos de la ingeniería térmica. Entre ellos, el ciclo frigorífico por compresión de vapor constituye la solución más extendida debido a su fiabilidad, versatilidad y capacidad para adaptarse a un amplio rango de condiciones de operación.

El conocimiento del funcionamiento de este ciclo resulta imprescindible para comprender tanto las limitaciones de los sistemas de refrigeración convencionales como las posibles mejoras que pueden introducirse mediante el empleo de tecnologías alternativas. Asimismo, el estudio de sus componentes y criterios de selección permite establecer una base sólida para el posterior análisis y diseño de sistemas de refrigeración más avanzados, como los destinados a la generación de hielo líquido [1], [6].

2.2.1 Principio de funcionamiento del ciclo frigorífico por compresión de vapor

El ciclo frigorífico por compresión de vapor tiene como objetivo transferir calor desde un foco frío, correspondiente al sistema a refrigerar, hacia un foco caliente, generalmente el ambiente, mediante el aporte de trabajo mecánico. Este proceso se lleva a cabo gracias a un fluido refrigerante que experimenta cambios de fase a lo largo del ciclo.

De forma esquemática, el ciclo se compone de cuatro etapas principales. En primer lugar, el refrigerante entra en el evaporador a baja presión y temperatura, donde absorbe calor del sistema a refrigerar y se evapora. A continuación, el vapor refrigerante es comprimido, aumentando su presión y temperatura. Posteriormente, en el condensador, el refrigerante cede calor al foco caliente y se condensa. Finalmente, el fluido atraviesa un dispositivo de expansión, donde se reduce su presión, cerrando así el ciclo.

Este principio de funcionamiento permite alcanzar temperaturas inferiores a la ambiental de forma controlada y continua, lo que explica su amplia implantación en sistemas de refrigeración tanto industriales como de laboratorio. No obstante, la capacidad de absorción de calor del sistema dependerá en gran medida de las condiciones de operación del ciclo y del diseño de sus componentes [1], [6].

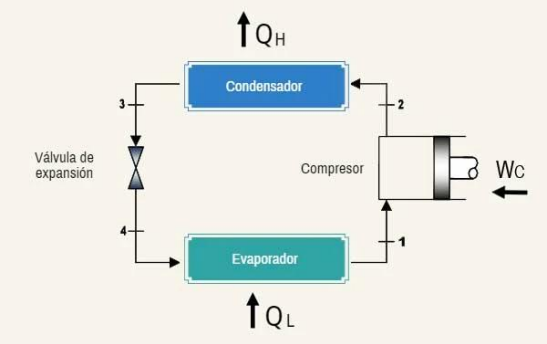


Figura 2-1-Esquema básico del ciclo frigorífico por compresión de vapor[5].

2.2.2 Componentes principales de un sistema frigorífico

El correcto funcionamiento del ciclo frigorífico por compresión de vapor depende del diseño y la selección adecuada de sus componentes principales, cada uno de los cuales desempeña una función específica dentro del sistema.

El compresor es el encargado de proporcionar el trabajo necesario para el funcionamiento del ciclo. Su misión consiste en aspirar el refrigerante en estado vapor a baja presión y elevar su presión y temperatura. En aplicaciones de laboratorio, se emplean habitualmente compresores herméticos o semiherméticos, valorados por su fiabilidad y facilidad de integración en sistemas compactos.

El condensador permite la cesión de calor del refrigerante al entorno, provocando su cambio de fase de vapor a líquido. Dependiendo de las condiciones de instalación, pueden emplearse condensadores refrigerados por aire o por agua. En entornos de laboratorio, la simplicidad constructiva y el mantenimiento reducido suelen ser criterios prioritarios en su selección.

El dispositivo de expansión, que puede adoptar distintas configuraciones (válvula termostática, capilar, válvula electrónica), tiene como función reducir la presión del refrigerante antes de su entrada al evaporador. Este elemento influye de manera directa en la estabilidad del sistema y en el control del proceso de evaporación.

Por último, el evaporador constituye el elemento clave desde el punto de vista de la refrigeración, ya que es el encargado de absorber el calor del sistema a refrigerar. Su diseño condiciona la capacidad de intercambio térmico del conjunto y resulta especialmente relevante en aplicaciones donde se requiere una elevada tasa de disipación de calor [1], [6], [7]

Componente	Función principal	Cambio principal del refrigerante
Compresor	Aporta trabajo y eleva la presión	Vapor a vapor comprimido
Condensador	Cede calor al foco caliente	Vapor a líquido
Dispositivo de expansión	Reduce la presión del refrigerante	Líquido a mezcla a baja presión
Evaporador	Absorbe calor del sistema a enfriar	Mezcla/líquido a vapor

Tabla 2-1-Función de los componentes principales del ciclo frigorífico.

2.2.3 Consideraciones generales de diseño y selección

El diseño y la selección de un sistema frigorífico para aplicaciones de laboratorio deben realizarse teniendo en cuenta una serie de criterios técnicos que van más allá de la simple capacidad frigorífica nominal. Entre estos criterios se encuentran el rango de temperaturas de operación, la estabilidad térmica requerida, la respuesta ante variaciones de carga y la fiabilidad del sistema a lo largo del tiempo.

En particular, cuando el sistema de refrigeración debe integrarse en un banco experimental o en una instalación docente, resulta fundamental priorizar soluciones robustas y fácilmente controlables. La simplicidad del sistema, la facilidad de mantenimiento y la previsibilidad de su comportamiento son aspectos especialmente valorados en este tipo de entornos.

Asimismo, la elección del sistema frigorífico condiciona las posibilidades de mejora del proceso de refrigeración. En sistemas convencionales, la capacidad de absorción de calor está limitada principalmente al calor sensible del fluido refrigerado, lo que puede resultar insuficiente en determinadas aplicaciones experimentales. Esta limitación pone de manifiesto la necesidad de analizar soluciones alternativas que permitan incrementar la densidad energética del sistema de refrigeración sin aumentar de forma significativa su complejidad.

En este contexto, el estudio de los ciclos frigoríficos y de sus componentes constituye una base imprescindible para comprender el funcionamiento de tecnologías avanzadas de refrigeración y para evaluar su posible aplicación en sistemas experimentales de laboratorio, como los que se desarrollan en el presente Trabajo Fin de Grado [1], [6].

2.2.4 Limitaciones de los sistemas de refrigeración convencionales.

Los sistemas de refrigeración convencionales empleados en aplicaciones de laboratorio suelen utilizar fluidos monofásicos, como agua fría, salmueras o disoluciones glicoladas, para extraer y transportar calor. Estas soluciones presentan ventajas importantes en términos de simplicidad, disponibilidad comercial y facilidad de operación. Sin embargo, su capacidad de refrigeración depende principalmente del calor sensible del fluido, lo que limita la cantidad de energía que pueden absorber por unidad de volumen.

Como consecuencia, cuando se requiere una mayor capacidad frigorífica, es necesario aumentar el caudal del fluido, ampliar el salto térmico o incrementar la superficie de intercambio. En la práctica, esto puede traducirse en equipos de mayor tamaño, mayores necesidades de bombeo y una integración más compleja, especialmente en instalaciones compactas o de laboratorio.

Además, en procesos con cargas térmicas variables, estos sistemas pueden presentar una menor estabilidad térmica, ya que la temperatura del fluido cambia de forma apreciable conforme absorbe calor. Esta circunstancia puede dificultar el mantenimiento de condiciones uniformes y reducir la precisión en aplicaciones experimentales donde la repetibilidad de los ensayos resulta relevante.

Frente a estas limitaciones, el uso de fluidos con cambio de fase, como el hielo líquido, permite aumentar la densidad energética del sistema al aprovechar no solo el calor sensible, sino también el calor latente de fusión. Por ello, esta tecnología constituye una alternativa de interés para aplicaciones donde se busca una mayor capacidad de refrigeración y un mejor comportamiento frente a variaciones de carga [8], [9].

2.3 Hielo líquido como alternativa de refrigeración

Una vez descritos los fundamentos de la refrigeración y los ciclos frigoríficos empleados en sistemas de frío, resulta necesario abordar el concepto de hielo líquido y analizar las principales tecnologías existentes para su generación. Este apartado constituye un elemento clave del estado del arte, ya que permite contextualizar el sistema objeto de diseño dentro de las soluciones actualmente empleadas en el ámbito científico e industrial.

El hielo líquido puede definirse como una suspensión bifásica formada por microcristales de hielo dispersos en una solución líquida portadora, generalmente agua con un agente anticongelante. Esta configuración permite combinar la elevada capacidad de almacenamiento energético asociada al calor latente de fusión del hielo con la facilidad de transporte y manejo propia de un fluido [10].

Criterio	**Fluidos convencionales**	**Hielo líquido**
Mecanismo principal de almacenamiento energético	Calor sensible	Calor sensible + calor latente
Densidad energética	Menor	Mayor
Estabilidad térmica durante la absorción de calor	Menor	Mayor
Necesidad de caudal para una misma capacidad frigorífica	Más alta	Potencialmente menor
Respuesta ante variaciones de carga	Más limitada	Más favorable
Complejidad del sistema	Menor	Mayor

Tabla 2-2-Comparación general entre fluidos monofásicos convencionales e hielo líquido como medio de refrigeración.

2.3.1 Definición y características del hielo líquido

Desde el punto de vista termodinámico, el interés principal del hielo líquido reside en su capacidad para absorber grandes cantidades de calor a temperatura prácticamente constante, durante el proceso de fusión de los cristales de hielo. Esto lo convierte en un medio especialmente adecuado para aplicaciones en las que se requiere una refrigeración controlada, homogénea y estable, como ocurre en ensayos experimentales de laboratorio.

Entre las propiedades más relevantes del hielo líquido destacan; alta densidad energética, superior a la de los fluidos monofásicos convencionales; buena capacidad de intercambio térmico, debido a la gran superficie de contacto de los microcristales; comportamiento reológico dependiente de la fracción de hielo, lo que influye directamente en el diseño hidráulico del sistema; posibilidad de bombeo, siempre que el tamaño de partícula y la concentración de hielo se mantengan dentro de rangos adecuados.

Estas características hacen del hielo líquido una alternativa atractiva frente a sistemas tradicionales basados exclusivamente en agua fría o salmueras [8], [10].



Figura 2-2- Representación del hielo líquido como suspensión de microcristales de hielo en una fase líquida portadora [10].

2.3.2 Propiedades térmicas y ventajas frente a fluidos convencionales

Desde el punto de vista de la ingeniería térmica, el principal interés del hielo líquido como medio de refrigeración radica en sus propiedades térmicas, que lo diferencian de los fluidos refrigerantes convencionales empleados en laboratorio. Mientras que el uso de agua fría o salmueras permite aprovechar únicamente el calor sensible del fluido, el hielo líquido permite explotar adicionalmente el calor latente de fusión de los microcristales de hielo presentes en la suspensión.

Esta característica confiere al hielo líquido una mayor densidad energética, lo que permite absorber grandes cantidades de calor manteniendo una temperatura prácticamente constante durante el proceso de fusión. Esta propiedad resulta especialmente ventajosa en aplicaciones experimentales donde se requieren condiciones térmicas estables y una respuesta rápida ante variaciones de la carga térmica.

Asimismo, la presencia de microcristales de hielo favorece una mejora del intercambio térmico, al aumentar la superficie efectiva de contacto entre el fluido refrigerante y el sistema a enfriar, en comparación con fluidos monofásicos convencionales.

Desde un punto de vista operativo, el hielo líquido presenta además la ventaja de ser un fluido bombeable, siempre que la fracción de hielo y el tamaño de los cristales se mantengan dentro de rangos adecuados. Esta característica facilita su integración en sistemas compactos y circuitos cerrados, lo que resulta especialmente interesante en instalaciones de laboratorio con limitaciones de espacio, como las del Edificio Isaac Peral.

No obstante, el aprovechamiento de estas ventajas térmicas depende directamente del control del proceso de generación del hielo líquido. Un crecimiento no controlado de los cristales o una fracción de hielo excesiva puede provocar problemas de bombeabilidad y funcionamiento del sistema. Por ello, el análisis de las propiedades térmicas del hielo líquido debe complementarse con el estudio de las tecnologías de generación capaces de garantizar una suspensión estable y reproducible [8], [10], [11].

2.3.3 Aplicaciones del hielo líquido en entornos de laboratorio y experimentación

El uso de hielo líquido en laboratorios de ingeniería térmica se ha incrementado en los últimos años debido a su capacidad para proporcionar condiciones térmicas estables sin introducir perturbaciones significativas en el sistema bajo estudio. En comparación con baños termostáticos convencionales, el hielo líquido permite una respuesta térmica más rápida ante variaciones de carga, un mejor control de la temperatura del fluido refrigerante y la reducción de gradientes térmicos en intercambiadores o equipos de ensayo.

Estas características son especialmente valiosas en ensayos de validación experimental, pruebas de prototipos o estudios de comportamiento térmico, habituales en el ámbito académico y tecnológico del CUD-ENM.

2.4 Tecnologías de generación de hielo líquido

La aplicación práctica del hielo líquido como medio de refrigeración requiere disponer de un sistema capaz de generar de forma controlada una suspensión estable de microcristales de hielo en un fluido portador. Tal y como se recoge en la literatura especializada, el principal reto asociado a estos sistemas no reside únicamente en alcanzar temperaturas suficientemente bajas, sino en controlar el proceso de formación del hielo, evitando la aparición de bloques sólidos o la aglomeración excesiva de cristales.

A lo largo de los últimos años se han desarrollado diversas tecnologías de generación de hielo líquido, que difieren tanto en su principio de funcionamiento como en su grado de complejidad. En los siguientes apartados se describen las principales soluciones existentes, prestando especial atención a su posible aplicación en sistemas de pequeña escala y entornos de laboratorio [8].

2.4.1 Generación de hielo líquido en superficies frías

Uno de los métodos más estudiados para la generación de hielo líquido consiste en el enfriamiento directo del fluido portador mediante su contacto con una superficie fría. En este tipo de sistemas, el fluido circula en las proximidades de un evaporador cuya temperatura se mantiene por debajo del punto de congelación de la disolución, lo que provoca la formación inicial de hielo sobre la superficie de intercambio térmico.

Este mecanismo de generación se basa en principios bien conocidos de la ingeniería térmica y permite aprovechar de forma eficiente la capacidad frigorífica del sistema. Sin embargo, si el hielo formado permanece adherido a la superficie, puede dar lugar a una capa sólida continua que dificulta el intercambio térmico y compromete el funcionamiento del sistema.

Por este motivo, los sistemas basados únicamente en la formación pasiva de hielo en superficies frías presentan limitaciones importantes en cuanto al control del proceso y la estabilidad del hielo líquido generado. Estas limitaciones han motivado el desarrollo de soluciones complementarias que permitan gestionar de forma activa la formación y desprendimiento del hielo [8], [9].

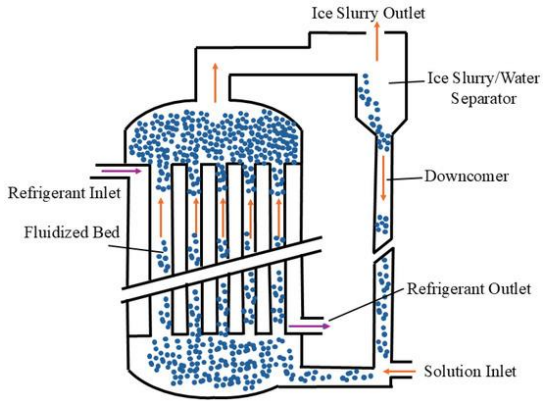


Figura 2-3-Esquema simplificado de generación de hielo líquido mediante formación de hielo sobre una superficie fría [8].

2.4.2 Sistemas con extracción mecánica de hielo

Una evolución directa de los sistemas de generación en superficies frías es la incorporación de mecanismos de extracción mecánica del hielo formado. En este tipo de configuraciones, el hielo que se genera sobre la superficie fría es desprendido de manera continua mediante elementos mecánicos, como raspadores o cuchillas, dando lugar a microcristales que se incorporan al fluido portador.

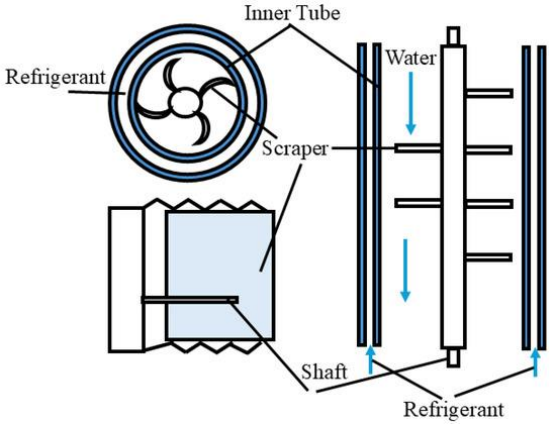


Figura 2-4-Esquema simplificado de un sistema de generación de hielo líquido con extracción mecánica mediante rascado [8].

Este enfoque permite un mayor control sobre el tamaño de los cristales de hielo y favorece la obtención de una suspensión más homogénea y estable. Además, al evitar la acumulación de hielo sólido sobre el evaporador, se mantiene un intercambio térmico eficiente a lo largo del tiempo.

Desde el punto de vista del diseño, estos sistemas presentan una mayor complejidad mecánica que las soluciones puramente pasivas, ya que requieren la integración de elementos móviles y sistemas de accionamiento. No obstante, su comportamiento predecible y su robustez operativa han favorecido su implantación tanto en aplicaciones industriales como en instalaciones experimentales [11], [12].

2.4.3 Métodos basados en subenfriamiento controlado

Otra estrategia para la generación de hielo líquido se basa en el fenómeno del subenfriamiento. En estos sistemas, el fluido portador se enfría por debajo de su punto de congelación sin que se produzca cristalización inmediata. Posteriormente, mediante la inducción controlada de la nucleación, se generan microcristales de hielo en el volumen del fluido

Desde un punto de vista teórico, este método permite prescindir de elementos mecánicos de extracción y simplificar la configuración del sistema. Sin embargo, en la práctica, el control del subenfriamiento resulta complejo, ya que pequeñas perturbaciones pueden provocar una cristalización rápida y no controlada, dando lugar a la formación de hielo sólido.

Estas dificultades hacen que los sistemas basados en subenfriamiento sean especialmente sensibles a las condiciones de operación y menos adecuados para aplicaciones en las que se requiere un funcionamiento estable y repetible, como ocurre en muchos entornos de laboratorio [11].

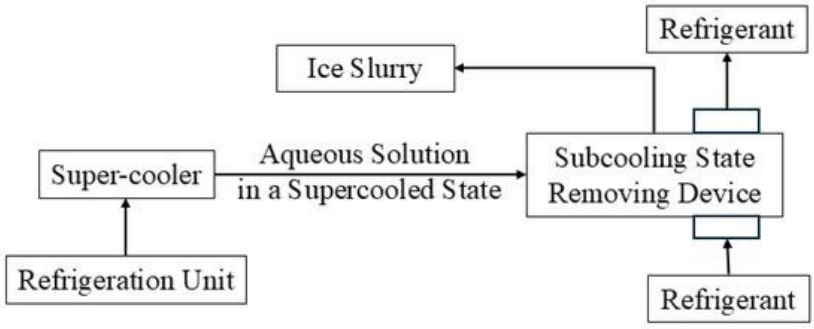


Figura 2-5-Esquema simplificado del proceso de generación de hielo líquido mediante subenfriamiento controlado [8].

2.4.4 Otras tecnologías de generación de hielo líquido

Además de los métodos descritos anteriormente, existen otras tecnologías menos extendidas para la generación de hielo líquido, como los sistemas basados en la reducción de presión o aquellos que combinan la producción de hielo sólido con su posterior mezcla con el fluido portador.

Aunque estas soluciones pueden resultar interesantes desde un punto de vista teórico o en aplicaciones muy específicas, su mayor complejidad operativa, junto con las dificultades asociadas al control del tamaño de los cristales y la estabilidad de la suspensión, limitan su implantación en sistemas de pequeña escala.

En consecuencia, estas tecnologías suelen quedar restringidas a aplicaciones muy concretas o a entornos de investigación avanzada, siendo menos habituales en instalaciones experimentales convencionales [9].

2.5 Comparación de tecnologías y criterios de evaluación

A partir del análisis de las distintas tecnologías de generación de hielo líquido descritas en los apartados anteriores, se observa que cada una de ellas presenta características propias que condicionan su posible aplicación en sistemas reales. Por este motivo, no resulta adecuado considerar una única solución como válida en todos los casos, sino que es necesario evaluar cada tecnología en función de los requisitos concretos del sistema a desarrollar.

En el caso de aplicaciones experimentales y de pequeña escala, como las que se plantean en los laboratorios del Edificio Isaac Peral, adquieren especial importancia aspectos como la simplicidad del sistema, la facilidad de control durante los ensayos y la estabilidad del funcionamiento a lo largo del tiempo. Estos criterios resultan determinantes para garantizar la repetibilidad de los experimentos y reducir posibles incidencias durante su operación.

Las tecnologías basadas en la formación de hielo sobre superficies frías destacan por apoyarse en principios de funcionamiento ampliamente conocidos en ingeniería térmica, lo que facilita su comprensión y análisis. No obstante, si el crecimiento del hielo no se controla adecuadamente, pueden aparecer problemas relacionados con la acumulación de hielo sólido y la pérdida de eficiencia del sistema.

Por otro lado, los sistemas que incorporan mecanismos activos para el control del crecimiento cristalino permiten obtener suspensiones de hielo líquido más homogéneas y estables. A cambio, estos sistemas suelen presentar una mayor complejidad mecánica y requieren un diseño más cuidadoso, así como un mayor mantenimiento, lo que debe tenerse en cuenta en aplicaciones de laboratorio.

Existen también tecnologías basadas en fenómenos de subenfriamiento u otros métodos menos convencionales. Aunque estas soluciones pueden resultar interesantes desde un punto de vista teórico, su elevada sensibilidad a las condiciones de operación y la dificultad para garantizar un funcionamiento reproducible limitan su uso en entornos experimentales habituales.

En conjunto, la comparación de las tecnologías de generación de hielo líquido permite definir una serie de criterios que servirán de base para la selección de la solución más adecuada en las siguientes fases del trabajo. Esta selección deberá realizarse teniendo en cuenta las limitaciones propias de un sistema de laboratorio y los objetivos del presente Trabajo Fin de Grado [8], [9].

Tecnología	Rendimiento térmico	Complejidad mecánica	Control del proceso	Mantenimiento	Adecuación para laboratorio
Superficie fría	Medio	Baja	Medio	Bajo	Alta
Extracción mecánica	Alto	Alta	Alto	Medio-Alto	Alta
Subenfriamiento controlado	Alto	Media	Muy alto	Medio	Media
Otras tecnologías	Variable	Alta	Variable	Alto	Baja

Tabla 2-3-Comparación cualitativa de las principales tecnologías de generación de hielo líquido según criterios de evaluación relevantes para su aplicación en laboratorio.

2.6 Síntesis del estado del arte y marco para la selección tecnológica

A lo largo del presente capítulo se han revisado los fundamentos de la refrigeración aplicados a entornos de laboratorio, así como el concepto de hielo líquido y las principales tecnologías existentes para su generación. Este análisis permite situar el problema abordado en el contexto actual de la ingeniería térmica y comprender las ventajas y limitaciones de las distintas soluciones disponibles.

Del estudio realizado se desprende que el hielo líquido constituye una alternativa de gran interés frente a los fluidos refrigerantes convencionales, especialmente en aplicaciones donde se requiere una elevada capacidad de absorción de calor, una temperatura estable y una buena adaptación a condiciones de operación variables. Estas características resultan especialmente relevantes en entornos experimentales, como los laboratorios del Edificio Isaac Peral, donde la repetibilidad de los ensayos y la fiabilidad del sistema son aspectos fundamentales.

Asimismo, el análisis de las distintas tecnologías de generación de hielo líquido pone de manifiesto que cada una de ellas presenta ventajas e inconvenientes en función de criterios como la complejidad del sistema, el control del crecimiento del hielo, la estabilidad de la suspensión generada y su adecuación a sistemas de pequeña escala. Por este motivo, la selección de una tecnología concreta no puede realizarse de forma general, sino que debe estar directamente relacionada con los objetivos y las limitaciones del sistema a desarrollar.

En este sentido, el estado del arte desarrollado en este capítulo permite establecer un marco de referencia claro para la selección de la tecnología de generación de hielo líquido que se abordará en las siguientes fases del trabajo. Dicha selección se realizará teniendo en cuenta los criterios técnicos identificados y el enfoque experimental del presente Trabajo Fin de Grado, sirviendo como base para el posterior diseño y dimensionamiento del sistema [8], [9].

3 DESARROLLO DEL TFG

3.1 Planteamiento general del sistema

Una vez analizadas las limitaciones de los sistemas de refrigeración convencionales y las ventajas del hielo líquido como medio de enfriamiento en aplicaciones de laboratorio, el desarrollo del presente TFG se orienta al diseño de una máquina de hielo líquido a escala reducida, concebida para su posible implantación como equipo experimental. El interés de esta solución radica en la capacidad del hielo líquido para proporcionar una elevada densidad energética, una respuesta térmica rápida y unas condiciones de refrigeración más estables que las de los fluidos monofásicos convencionales, aspectos especialmente valiosos en bancos de ensayo y montajes experimentales.

El sistema propuesto se concibe como una instalación frigorífica indirecta de pequeña potencia, diseñada para proporcionar una capacidad frigorífica nominal del orden de 1 kW. Para ello se adopta un ciclo de compresión de vapor simple que emplea R290 como refrigerante y que se utiliza para enfriar una disolución de agua con etilenglicol, seleccionada para permitir el funcionamiento a temperaturas inferiores a 0 °C con un margen adecuado frente a la congelación. Esta configuración permite separar el circuito frigorífico del circuito de utilización, reducir la carga de refrigerante en la zona de ensayo y mejorar tanto la seguridad como la flexibilidad del equipo.

Desde el punto de vista funcional, el objetivo del sistema no es únicamente producir frío, sino generar de forma controlada una suspensión de microcristales de hielo en un fluido portador, evitando la formación de bloques sólidos y garantizando una mezcla bombeable y estable. Tal como se ha recogido en el estado del arte, este requisito condiciona de manera decisiva el diseño del generador, ya que la simple formación de hielo sobre una superficie fría no resulta suficiente si no se incorpora un mecanismo que favorezca su desprendimiento continuo. Por ello, la solución adoptada se apoya en el concepto de generador de superficie rascada, ampliamente utilizado en sistemas de producción de hielo líquido y también presente en instalaciones experimentales de referencia.

En coherencia con este planteamiento, el desarrollo del TFG se estructura a partir de varias etapas encadenadas: definición de las condiciones de diseño, establecimiento de la arquitectura general del sistema, cálculo termodinámico del ciclo frigorífico, dimensionado de los componentes principales y desarrollo del modelo geométrico del conjunto. De este modo, el trabajo no se limita a un análisis teórico del ciclo, sino que avanza hacia una propuesta de diseño técnicamente coherente, susceptible de materializarse en una maqueta o banco de laboratorio [10].

3.1.1 Necesidades de refrigeración y requisitos de diseño

El sistema desarrollado en este TFG se plantea como un equipo de refrigeración de pequeña potencia destinado a un entorno de laboratorio. No se busca diseñar una instalación industrial, sino un banco de ensayo representativo que permita estudiar la producción de hielo líquido en condiciones controladas. Por ello, se adopta una potencia frigorífica nominal de 1 kW, valor adecuado para un sistema compacto, viable a escala experimental y compatible con una futura selección de componentes comerciales reales.

Desde el punto de vista funcional, la instalación debe ser capaz de trabajar por debajo de 0 °C y de enfriar una disolución de agua con etilenglicol al 30 %, seleccionada para evitar la congelación del circuito y mantener un funcionamiento estable en el entorno de temperatura previsto. En coherencia con ello, se fija como condición de diseño una temperatura de salida de la disolución de agua con etilenglicol de −5 °C, suficiente para una aplicación de refrigeración moderada en laboratorio y coherente con un sistema indirecto de pequeña potencia.

A partir de estas necesidades, el diseño se formula como una instalación de refrigeración indirecta con R290, lo que permite reducir la carga de refrigerante en la zona de uso y mejorar la seguridad del conjunto. Para el predimensionado del ciclo se adoptan hipótesis realistas de funcionamiento, con 5 °C de aproximación en evaporador y condensador, una temperatura de evaporación de −10 °C, una temperatura de condensación de 32 °C y valores de supercalentamiento y subenfriamiento de 5 °C. De este modo, el sistema queda definido sobre una base técnicamente coherente, útil tanto para el cálculo termodinámico como para la posterior selección de los componentes principales [13], [14].

Parámetro	**Valor adoptado**	**Justificación**
Potencia frigorífica nominal	1 kW	Escala adecuada para un banco de ensayo de laboratorio y coherente con el predimensionado del sistema.
Tipo de instalación	Refrigeración indirecta	Permite separar el circuito frigorífico del circuito de utilización, mejorando la seguridad y la flexibilidad experimental.
Refrigerante	R290	Buen comportamiento termodinámico, bajo impacto ambiental y adecuación a sistemas de pequeña potencia.
Disolución de agua con etilenglicol al 30 %	Agua + etilenglicol al 30 %	Permite operación subcero con margen frente a la congelación.
Temperatura de salida de la disolución de agua con etilenglicol	−5 °C	Condición de diseño adecuada para refrigeración moderada en laboratorio.
Approach en el evaporador	5 °C	Valor conservador habitual en predimensionado de sistemas de refrigeración indirecta.
Approach en el condensador	5 °C	Valor conservador adoptado para garantizar una cesión de calor estable.
Temperatura de evaporación	−10 °C	Resultado de aplicar el approach de 5 °C a la temperatura de salida de la disolución de agua con etilenglicol enfriada en el generador.

Parámetro	Valor adoptado	Justificación
Temperatura de condensación	32 °C	Obtenida a partir de la temperatura del agua de refrigeración y el approach adoptado en el condensador.
Supercalentamiento	5 °C	Valor adoptado para asegurar la entrada de vapor al compresor y evitar arrastre de líquido.
Subenfriamiento	5 °C	Valor adoptado para asegurar la llegada de líquido a la válvula de expansión.

Tabla 3-1-Requisitos de diseño adoptados para el desarrollo del sistema frigorífico propuesto.

3.1.2 Condiciones de funcionamiento adoptadas

Una vez fijados los requisitos generales del sistema, se establecen las condiciones de funcionamiento que servirán de base para el desarrollo del ciclo frigorífico. En el diseño se adopta una temperatura de salida de la disolución de agua con etilenglicol de −5 °C, valor que permite trabajar en un rango subcero moderado y que resulta compatible con una instalación experimental de laboratorio. Se emplea una disolución de agua con etilenglicol al 30 %, seleccionada para asegurar un margen adecuado frente a la congelación en las condiciones de operación previstas.

A partir de esta condición, se fija una diferencia de temperatura de aproximación en el evaporador de 5 °C, criterio conservador habitual en fases de predimensionado. De este modo, la temperatura de evaporación del refrigerante queda establecida en −10 °C, garantizando un gradiente térmico suficiente para el intercambio de calor entre el refrigerante y la disolución de agua con etilenglicol.

De forma análoga, para el condensador se adopta una aproximación de 5 °C. Considerando agua de refrigeración a 17 °C y una salida del agua del condensador de 27 °C, se obtiene una temperatura de condensación de 32 °C, valor que se empleará como referencia en el cálculo del ciclo y en la estimación de la potencia térmica disipada.

Con el fin de representar un funcionamiento más próximo al de una instalación real, se introduce además un supercalentamiento de 5 °C a la salida del evaporador y un subenfriamiento de 5 °C a la salida del condensador. Estas hipótesis permiten definir con claridad los estados principales del ciclo y constituyen la base para la obtención posterior de presiones, entalpías, caudal másico y potencia de compresión.

3.1.3 Criterios generales de diseño del equipo

El diseño del equipo se ha planteado priorizando una solución estable, segura y adecuada para su uso en laboratorio, ya que en este tipo de instalaciones no solo importa la capacidad frigorífica, sino también la facilidad de control, la repetibilidad del funcionamiento y la posibilidad de integrar el sistema en un banco experimental. Estos criterios ya aparecen de forma clara en el estado del arte, donde se destaca la importancia de la simplicidad, el control del proceso y la adecuación a pequeña escala.

Además, se ha buscado una configuración técnicamente coherente y constructivamente viable, compatible con el uso de componentes comerciales y con su posterior modelado CAD. De este modo, el trabajo se orienta a un prediseño realista que debe describirse de forma argumentada y adecuada.

3.2 Definición de la arquitectura de la instalación

Con el fin de facilitar la comprensión global del sistema, a continuación, se presenta un esquema general de la máquina de hielo líquido propuesta. En él se identifican los principales elementos del ciclo frigorífico con R290 y del sistema de enfriamiento y generación de hielo líquido a partir de la disolución de agua con etilenglicol, mostrando de forma simplificada la relación funcional entre ambos subsistemas.

3.2.1 Descripción general de la máquina de hielo líquido.

La máquina propuesta se concibe como un sistema frigorífico de compresión de vapor de simple etapa que trabaja con R290 y cuya misión es alimentar un generador de hielo líquido a pequeña escala. Desde el punto de vista funcional, el conjunto se organiza en torno a los cuatro elementos básicos del ciclo frigorífico —compresor, condensador, dispositivo de expansión y evaporador—, adoptándose una potencia frigorífica nominal de 1 kW como valor de diseño para una futura aplicación experimental en laboratorio.

A diferencia de una instalación de expansión directa convencional, en este trabajo se plantea una configuración indirecta. El ciclo de compresión de vapor emplea R290 como refrigerante y se utiliza para enfriar, en el generador, una disolución de agua con etilenglicol a partir de la cual se produce el hielo líquido. La producción de hielo líquido se realiza sobre una superficie fría con extracción mecánica, de modo que los cristales formados se desprenden continuamente y pasan a la suspensión. Esta solución resulta especialmente adecuada cuando se busca mantener una mezcla bombeable y evitar la formación de una capa sólida continua sobre la superficie de intercambio.

De forma general, el equipo queda constituido por tres bloques: el ciclo frigorífico por compresión de vapor con R290, la disolución de agua con etilenglicol y el subsistema de generación de hielo líquido, en el que se integra el elemento rascador y el volumen de proceso. A ellos se añaden los elementos auxiliares necesarios para el funcionamiento del conjunto, como las líneas de unión, la instrumentación básica y los componentes de control y seguridad. Con esta arquitectura se persigue una solución compacta, coherente con el cálculo termodinámico realizado y compatible con su posterior desarrollo mediante modelado CAD y maqueta de laboratorio [10].

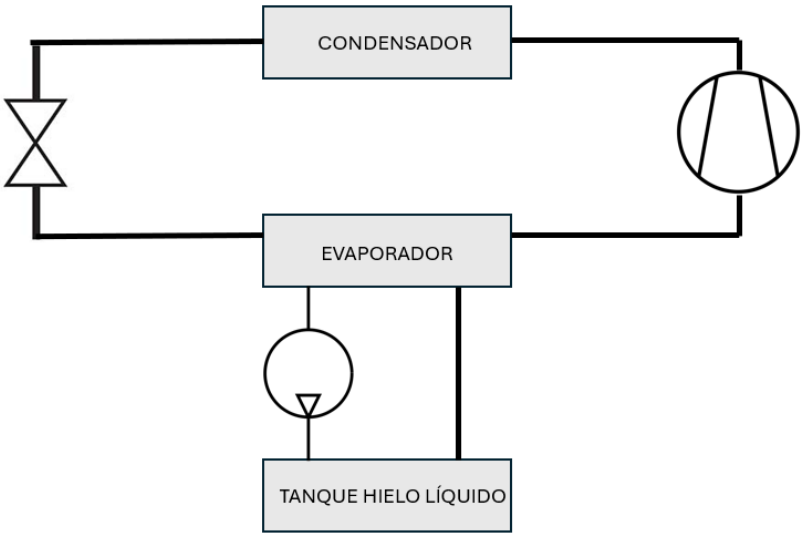


Figura 3-1-Esquema general de la máquina de hielo líquido propuesta, con identificación simplificada del condensador, el evaporador/generador, el elemento de expansión, el compresor, la bomba de circulación y el tanque de hielo líquido.

3.2.2 Esquema funcional del sistema frigorífico

Desde el punto de vista funcional, el sistema se organiza en torno a un ciclo frigorífico por compresión de vapor en el que el refrigerante recorre sucesivamente el compresor, el condensador, el dispositivo de expansión y el evaporador/generador, reproduciendo el esquema clásico del ciclo frigorífico. Esta secuencia se ha representado mediante los cuatro estados principales 1–2–3–4, asociados respectivamente a la entrada del compresor, salida del compresor, salida del condensador y salida del dispositivo de expansión, lo que permite enlazar directamente el esquema funcional con el análisis termodinámico posterior.

Sobre esta base se plantea una configuración indirecta, en la que el refrigerante no actúa directamente sobre la carga térmica final, sino que cede su capacidad frigorífica en el generador a una disolución de agua con etilenglicol. Esta disolución circula por el sistema de generación de hielo líquido y constituye el medio a través del cual se obtiene una suspensión bombeable de microcristales. La elección de esta arquitectura responde tanto a criterios de seguridad como de control del proceso.

El funcionamiento conjunto puede resumirse del siguiente modo: el evaporador/generador extrae calor de la disolución de agua con etilenglicol, favoreciendo la formación de hielo sobre la superficie fría; posteriormente, el sistema de extracción mecánica desprende de forma continua ese hielo y lo incorpora a la suspensión, evitando la acumulación de una capa sólida que penalice el intercambio térmico. Mientras tanto, el condensador rechaza al foco caliente el calor absorbido en el evaporador más el trabajo aportado por el compresor. De este modo, la arquitectura propuesta integra en un mismo conjunto el ciclo frigorífico convencional y el subsistema específico de generación de hielo líquido, manteniendo una solución compacta y adecuada para una futura maqueta de laboratorio [5].

3.2.3 Disolución de agua con etilenglicol y producción de hielo líquido

La disolución empleada para la producción de hielo líquido está formada por agua con etilenglicol al 30 %, seleccionada para trabajar a temperaturas subcero sin riesgo de congelación del conjunto. Esta concentración se adopta como compromiso entre seguridad frente a congelación y comportamiento térmico e hidráulico del fluido.

Durante el funcionamiento, este fluido se enfría en el generador hasta alcanzar condiciones favorables para la formación de hielo, pasando de una disolución líquida a una suspensión de microcristales de hielo en una fase líquida portadora, es decir, hielo líquido. Tal y como recoge la bibliografía de referencia, este tipo de suspensión permite combinar capacidad de bombeo con una elevada densidad energética.

La producción de hielo líquido se plantea mediante un sistema de superficie fría con extracción mecánica, ya que esta configuración permite desprender de forma continua el hielo formado sobre la pared del generador y mantener una suspensión más estable. Además, los sistemas de superficie rascada son una de las soluciones más estudiadas y empleadas en instalaciones de este tipo[10].

Para asegurar la circulación de la disolución de agua con etilenglicol, el sistema incorpora una bomba de recirculación situada en la línea de salida del hielo líquido del generador, al considerarse este el tramo más desfavorable para el movimiento de la suspensión. Además, se disponen dos llaves de paso, una a la entrada y otra a la salida del generador, con el fin de permitir el aislamiento de este subsistema respecto del depósito y de la bomba. Esta disposición facilita las operaciones de mantenimiento, el desmontaje parcial del conjunto y la manipulación independiente del tanque durante los ensayos.

3.2.4 Integración del conjunto en banco o maqueta de laboratorio

La configuración propuesta se plantea para su integración en un banco o maqueta de laboratorio compacta, en la que queden claramente diferenciados el ciclo frigorífico con R290, el sistema de circulación de la disolución de agua con etilenglicol y el generador de hielo líquido. Esta disposición

responde al carácter experimental del trabajo y a la necesidad de disponer de un montaje ordenado, accesible y compatible con un posterior desarrollo físico.

Desde el punto de vista constructivo, la integración del conjunto exige una disposición que facilite el montaje, el acceso a las conexiones principales y la posible instrumentación del sistema. Por ello, la distribución de los elementos debe favorecer tanto la estabilidad del conjunto como la claridad funcional de la instalación.

En consecuencia, el sistema se orienta hacia una solución compacta y modular, compatible con su modelado CAD y con una futura materialización a escala de laboratorio. De este modo, la integración en banco forma parte del propio diseño, al condicionar la disposición espacial del equipo y su viabilidad constructiva.

3.3 Selección del refrigerante y de la disolución de agua con etilenglicol

La elección del refrigerante y de la disolución de agua con etilenglicol condiciona tanto el comportamiento térmico del sistema como su adecuación al entorno de laboratorio. En una instalación indirecta de pequeña potencia como la planteada en este trabajo, esta selección debe responder no solo a criterios de rendimiento, sino también a criterios de seguridad, impacto ambiental y compatibilidad con la arquitectura general adoptada.

3.3.1 Justificación del uso de R290

Como refrigerante principal se selecciona R290 (propano), por tratarse de un refrigerante natural con ODP (Potencial de Agotamiento del Ozono) nulo y un GWP (Potencial de Calentamiento Global) muy reducido, además de presentar buenas propiedades para aplicaciones de refrigeración. Estas características lo convierten en una alternativa técnicamente adecuada para sistemas de pequeña potencia y coherente con un planteamiento orientado a reducir el impacto ambiental del equipo.

No obstante, el R290 es un refrigerante inflamable, por lo que su utilización exige prestar atención al diseño y a las condiciones de seguridad del sistema. En el presente TFG, este aspecto se considera compatible con la solución propuesta al tratarse de una instalación de pequeña escala y de configuración indirecta, lo que permite mantener una arquitectura más controlada y adecuada para un desarrollo experimental [7], [14].

3.3.2 Selección de la disolución de agua con etilenglicol

Se selecciona una disolución de agua con etilenglicol, al tratarse de una solución habitual en sistemas de intercambio térmico que deben trabajar por debajo de 0 °C sin congelación del circuito. Además, sus propiedades dependen de la concentración y de la temperatura, por lo que su elección debe fijarse desde la fase de diseño.

En este trabajo se adopta una concentración del 30 %, ya que permite trabajar a la temperatura objetivo del sistema con margen frente a la congelación. Las tablas técnicas de soluciones agua-etilenglicol muestran que, para ese orden de concentración, el punto de congelación queda claramente por debajo de −5 °C, condición suficiente para el funcionamiento previsto en el sistema de enfriamiento de la disolución.

Esta elección se entiende como una solución de compromiso: al añadir etilenglicol se mejora la protección frente a la congelación, pero también aumentan la viscosidad y disminuye la capacidad calorífica respecto al agua pura. Por ello, se adopta una concentración moderada, suficiente para garantizar la operación subcero sin penalizar en exceso el comportamiento hidráulico y térmico del circuito [13].

3.3.3 Concentración de etilenglicol y propiedades adoptadas

Para el diseño de la disolución de trabajo se adopta una concentración de etilenglicol del 30 % en volumen, al considerarse suficiente para trabajar a la temperatura objetivo del sistema con margen frente

a la congelación. Las tablas técnicas de mezclas agua-etilenglicol indican que, para esa concentración, el punto de congelación se sitúa en torno a −13,7 °C, valor claramente inferior a la temperatura de trabajo adoptada para la disolución de agua con etilenglicol empleada en la producción de hielo líquido.

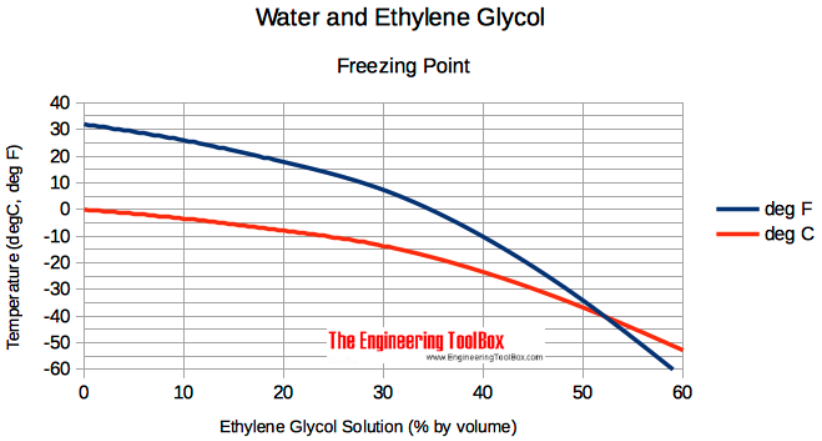


Figura 3-2-Propiedades y criterios de diseño adoptados para la disolución agua-etilenglicol al 30 % empleada para la producción de hielo líquido [13].

Además de la protección frente a la congelación, esta concentración permite mantener unas propiedades razonables para una instalación de pequeña escala. La misma fuente muestra que, al aumentar el contenido de etilenglicol, la viscosidad de la mezcla aumenta y la capacidad calorífica disminuye respecto al agua, por lo que no resulta conveniente sobredimensionar la concentración si no es necesario. En este sentido, el 30 % se adopta como una solución de compromiso entre seguridad térmica y comportamiento hidráulico del circuito.

A efectos de diseño, esta elección justifica el empleo de la mezcla agua-etilenglicol como disolución de trabajo para la producción de hielo líquido en el rango subcero considerado en el TFG. De este modo, la concentración adoptada resulta coherente con las condiciones de funcionamiento fijadas previamente y con el carácter experimental y compacto de la instalación propuesta. Fuente: elaboración propia a partir de datos técnicos de la mezcla agua-etilenglico l[13].

3.4 Diseño termodinámico del ciclo frigorífico

El diseño termodinámico del ciclo constituye la base del dimensionado del sistema, ya que a partir de él se fijan las condiciones de operación con las que posteriormente se seleccionan el compresor, los intercambiadores y el dispositivo de expansión. En refrigeración, la selección del equipo depende de la carga térmica, de la temperatura de evaporación requerida y de la temperatura de condensación prevista, por lo que la definición de estas condiciones resulta necesaria desde la fase inicial de diseño.

3.4.1 Temperaturas de diseño

El primer paso del análisis consiste en fijar las temperaturas de evaporación y condensación con las que se desarrollará el ciclo. Según la literatura técnica de refrigeración, estas magnitudes no se eligen de forma aislada, sino en función de la temperatura útil que debe alcanzarse y de las condiciones del foco caliente, ya que de ellas depende posteriormente la selección del compresor y el equilibrio entre los componentes principales del sistema.

En este trabajo se adoptan como hipótesis de diseño una temperatura de evaporación de −10 °C y una temperatura de condensación de 32 °C, valores coherentes con el rango térmico buscado para la disolución de agua con etilenglicol empleada en la producción de hielo líquido y con el carácter del dimensionado. Estas temperaturas se emplean como referencia para definir los estados del refrigerante y desarrollar el cálculo posterior del ciclo.

3.4.2 Hipótesis de recalentamiento y subenfriamiento

Para definir el ciclo se adopta una hipótesis de recalentamiento a la salida del evaporador, ya que en los sistemas de expansión seca la alimentación del evaporador se controla precisamente a partir del recalentamiento del refrigerante. Además, la bibliografía técnica indica que trabajar con márgenes excesivos de recalentamiento perjudica el aprovechamiento del evaporador y reduce el rendimiento del sistema.

En este trabajo se fija un recalentamiento de 5 °C, valor adoptado como hipótesis de diseño para asegurar la llegada de vapor al compresor sin introducir un margen innecesariamente alto. De este modo, se mantiene una condición razonable para el predimensionado del ciclo y para la definición posterior de los estados del refrigerante.

De forma análoga, se adopta un subenfriamiento de 5 °C a la salida del condensador. Esta hipótesis resulta útil en el diseño, ya que la documentación técnica de Copeland señala que el refrigerante líquido que llega al dispositivo de expansión debe encontrarse ligeramente subenfriado para evitar la aparición de gas flash y asegurar una alimentación líquida estable [15].

3.4.3 Definición de estados del ciclo

Una vez fijadas las temperaturas de diseño y las hipótesis de recalentamiento y subenfriamiento, el ciclo puede definirse a partir de sus cuatro estados principales, asociados a la entrada y salida de los elementos básicos de la instalación. En un sistema de compresión de vapor, el refrigerante recorre sucesivamente el evaporador, el compresor, el condensador y el dispositivo de expansión, por lo que la identificación ordenada de estos puntos resulta necesaria para desarrollar el cálculo termodinámico.

En este trabajo se adopta la numeración 1–2–3–4, correspondiente a la entrada del compresor, la salida del compresor, la salida del condensador y la salida del dispositivo de expansión, respectivamente. Esta secuencia permite relacionar de forma directa el esquema funcional del sistema con el cálculo de presiones, temperaturas y entalpías del refrigerante en cada tramo del ciclo.

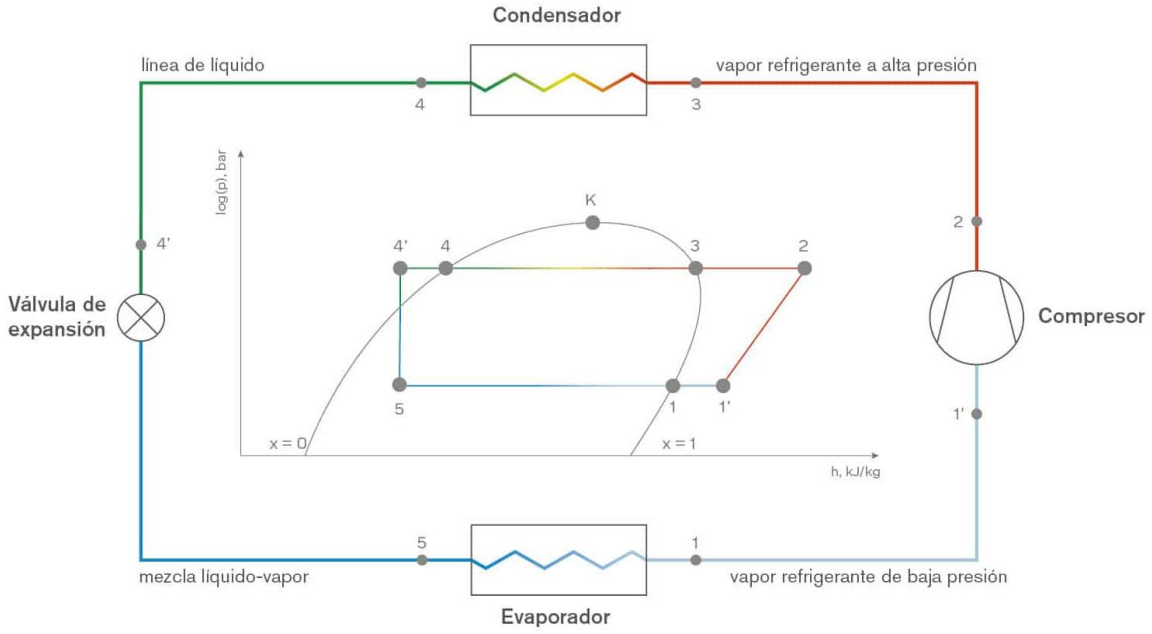


Figura 3-3-Estados principales del ciclo frigorífico propuesto [16].

Además, esta definición de estados será la base para la obtención posterior de las propiedades del R290 y para el cálculo de la potencia frigorífica, el trabajo de compresión y el calor cedido en el condensador. De este modo, la numeración adoptada no responde solo a una cuestión de representación, sino que organiza todo el desarrollo termodinámico posterior del sistema.

3.4.4 Obtención de propiedades del R290 y representación del ciclo

Una vez definidos los estados principales del ciclo, se obtienen las propiedades termodinámicas del R290 necesarias para caracterizar cada punto de funcionamiento. Para ello, en el presente trabajo se emplean las herramientas de cálculo de propiedades del NIST, a partir de las condiciones de temperatura y presión fijadas previamente, obteniéndose así los valores de presión, entalpía, entropía y volumen específico en cada uno de los estados del ciclo. Esta información constituye la base del análisis termodinámico posterior y se recoge de forma resumida en la tabla de propiedades del refrigerante [17].

A continuación, el ciclo se representa de forma gráfica sobre un diagrama presión-entalpía (p-h) mediante la aplicación Coolselector®2 de Danfoss, lo que permite visualizar las transformaciones de compresión, condensación, expansión y evaporación y comparar gráficamente la coherencia de los resultados obtenidos. De este modo, el uso combinado de NIST para la obtención de propiedades y de Coolselector®2 para la representación del ciclo permite disponer tanto de una base numérica para el cálculo como de una herramienta visual de apoyo para la interpretación del comportamiento del sistema.

A continuación, se recogen las propiedades termodinámicas del R290 en los estados principales del ciclo, obtenidas a partir de las condiciones de operación adoptadas. Estos valores permiten caracterizar el comportamiento del refrigerante en cada punto y sirven de base para el cálculo posterior del efecto frigorífico, el trabajo de compresión y el calor cedido en el condensador.

Estado	***T* (°C)**	***P*** **(bar)**	***h*** **(kJ/kg)**	***s*** **(kJ/kg·K)**	***v*** **(dm³/kg)**	***v*** **(m³/kg)**	***x***	**Región**
1	-5	3,453	574,949	2,4168	134,35	0,13435	—	Vapor recalentado
2s	42,44	11,346	629,16	2,4168	48,230	0,048230	—	Vapor recalentado
3	27	11,346	270,56	1,2416	20,428	0,020428	—	Líquido subenfriado
4	-10	3,453	270,56	1,2708	46,060	0,046060	0,2452	Mezcla (bifásica)
2	60,933	11,346	667,301	2,5334	47,708	0,047708	—	Vapor recalentado

Tabla 3-2-Propiedades termodinámicas del R290 adoptadas en los estados principales del ciclo frigorífico [17].

Con objeto de complementar la información numérica anterior, el ciclo se representa gráficamente en un diagrama p-h, lo que facilita la interpretación de los estados definidos y la comprobación visual de la coherencia del proceso frigorífico adoptado.

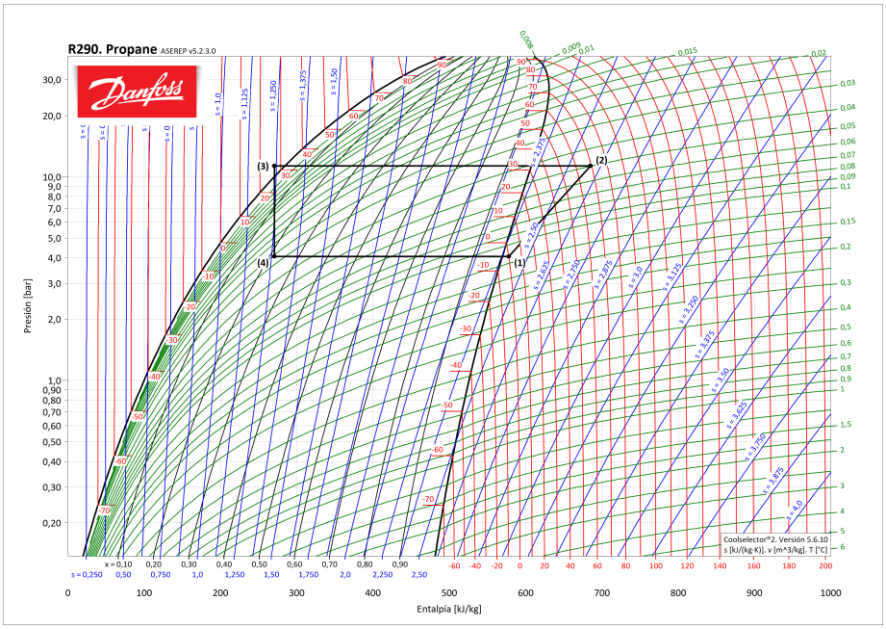


Figura 3-4-Representación del ciclo frigorífico adoptado para el sistema en un diagrama presión-entalpía (p-h) del R290, obtenida mediante Coolselector®2 a partir de las condiciones de diseño establecidas [6].

3.4.5 Cálculo del ciclo frigorífico

Una vez obtenidas las propiedades termodinámicas del R290 en los estados principales del ciclo, se procede al cálculo de las prestaciones básicas del sistema a partir de los balances energéticos habituales del ciclo frigorífico por compresión de vapor. La diferencia de entalpía en el evaporador permite obtener el efecto frigorífico específico, la diferencia de entalpía en el compresor el trabajo específico de compresión y la diferencia de entalpía en el condensador el calor específico cedido. Estas magnitudes son las que permiten calcular posteriormente el caudal másico de refrigerante, la potencia del compresor y el COP del ciclo.

El efecto frigorífico específico, q_0, representa la cantidad de calor que el refrigerante absorbe en el evaporador por unidad de masa. En esta expresión, h_1 es la entalpía del refrigerante a la entrada del compresor, y h_4 la entalpía del refrigerante a la salida del dispositivo de expansión, que coincide con la entrada al evaporador.

$$q_0 = h_1 - h_4 \tag{1}$$

Sustituyendo los valores obtenidos:

$$q_0 = 574{,}949 - 270{,}56 = 304{,}389 \frac{kJ}{kg}$$

Una vez conocido el efecto frigorífico específico, puede determinarse el caudal másico de refrigerante, $\dot{m}$, necesario para proporcionar la potencia frigorífica útil del sistema. En esta ecuación, $\dot{Q}_0$ es la potencia frigorífica de diseño y q_0 el calor absorbido en el evaporador por unidad de masa.

$$\dot{m} = \frac{\dot{Q}_0}{q_0} \tag{2}$$

Tomando como potencia frigorífica de diseño:

$$\dot{Q}_0 = 1kW$$

resulta:

$$\dot{m} = \frac{1}{304{,}389} = 0{,}00329 kg/s$$

Para analizar el comportamiento del compresor, se considera en primer lugar el estado **2s**, correspondiente a una compresión ideal isentrópica. En este caso, la entropía del refrigerante permanece constante entre la entrada del compresor y la salida ideal, de modo que s_1 es la entropía en el estado 1 y s_{2s} la entropía en el estado ideal 2s.

$$s_{2s} = s_1$$

Esta condición permite definir el punto 2s y comparar posteriormente la compresión ideal con la compresión real del sistema.

El rendimiento isentrópico del compresor, η_{is}, relaciona el trabajo ideal de compresión con el trabajo real. En esta expresión, h_1 es la entalpía a la entrada del compresor, h_{2s} la entalpía a la salida ideal isentrópica y h_2 la entalpía a la salida real del compresor.

$$\eta_{is} = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1} \tag{3}$$

Sustituyendo los valores obtenidos:

$$\eta_{(is)} = \frac{629{,}16 - 574{,}949}{667{,}301 - 574{,}949} = 0{,}587$$

Por tanto:

$$\eta_{(is)} \approx 0{,}59$$

A partir del rendimiento isentrópico también puede obtenerse la entalpía real a la salida del compresor. En esta ecuación, h_2 es la entalpía real de salida, h_1 la entalpía de entrada, h_{2s} la entalpía ideal de salida y η_{is} el rendimiento isentrópico.

$$h_2 = h_1 + \frac{h_{(2s)} - h_1}{\eta_{(is)}} \tag{4}$$

Esta expresión es importante porque enlaza directamente la compresión ideal con la compresión real y justifica el valor adoptado para el estado 2.

El trabajo específico de compresión, w_c, representa la energía suministrada al refrigerante por unidad de masa en el compresor. En esta expresión, h_2 es la entalpía a la salida del compresor y h_1 la entalpía a su entrada.

$$w_c = h_2 - h_1 \tag{5}$$

Sustituyendo:

$$w_c = 667{,}301 - 574{,}949 = 92{,}352 kJ/kg$$

La potencia térmica requerida por el compresor, $\dot{W}_c$, se obtiene multiplicando el trabajo específico de compresión por el caudal másico de refrigerante. En esta ecuación, $\dot{m}$ es el caudal másico y w_c el trabajo específico real de compresión.

$$\dot{W}_c = \dot{m} w_c \tag{6}$$

Sustituyendo:

$$\dot{W}_c = 0{,}00329 \cdot 92{,}352 = 0{,}303 kW$$

Si se desea considerar el rendimiento global del conjunto motor-compresor, puede estimarse también la potencia eléctrica absorbida, P_{el}. En esta expresión, $\dot{W}_c$ es la potencia térmica de compresión y η_{em} el rendimiento electromecánico global.

$$P_{(el)} = \frac{\dot{W}_c}{\eta_{(em)}} \tag{7}$$

El calor específico cedido en el condensador, q_k, representa la energía cedida por el refrigerante al foco caliente por unidad de masa. En esta ecuación, h_2 es la entalpía a la salida del compresor y $h_3$la entalpía a la salida del condensador.

$$q_k = h_2 - h_3 \tag{8}$$

Sustituyendo:

$$q_k = 667{,}301 - 270{,}56 = 396{,}741 kJ/kg$$

La potencia térmica cedida en el condensador, $\dot{Q}_k$, se obtiene multiplicando el calor específico cedido por el caudal másico de refrigerante. En esta expresión, $\dot{m}$ es el caudal másico y q_k el calor cedido por unidad de masa.

$$\dot{Q}_k = \dot{m} q_k \tag{9}$$

Sustituyendo:

$$\dot{Q}_k = 0{,}00329 \cdot 396{,}741 = 1{,}303 kW$$

Este valor resulta coherente con el balance energético del ciclo, ya que el calor evacuado en el condensador debe ser igual a la suma de la potencia frigorífica útil y del trabajo del compresor.

El coeficiente de rendimiento del ciclo, COP, expresa la relación entre el efecto frigorífico útil y el trabajo específico de compresión.

$$COP = \frac{q_0}{w_c} \tag{10}$$

Sustituyendo:

$$COP = \frac{304{,}389}{92{,}352} = 3{,}30$$

3.4.6 Resumen de resultados del ciclo frigorífico y su interpretación

En la siguiente tabla se recogen los principales resultados obtenidos en el cálculo del ciclo frigorífico, incluyendo el efecto frigorífico específico, el caudal másico de refrigerante, la potencia del compresor, la potencia térmica disipada en el condensador y el coeficiente de rendimiento del sistema. Estos valores permiten resumir de forma clara el comportamiento previsto del ciclo en las condiciones de diseño adoptadas.

Magnitud	Símbolo	Valor	Unidad
Efecto frigorífico específico	(q_0)	304,39	kJ/kg
Caudal másico de refrigerante	$(\dot{m_{ref}})$	0,00329	kg/s
Trabajo específico de compresión	(w_c)	92,35	kJ/kg
Potencia del compresor	$(\dot{W_c})$	0,303	kW
Calor específico cedido en el condensador	(q_c)	396,74	kJ/kg
Potencia térmica en el condensador	$(\dot{Q_c})$	1,303	kW
Coeficiente de rendimiento del ciclo	COP	3,30	—

Tabla 3-2-Resultados principales obtenidos en el cálculo del ciclo frigorífico para las condiciones de diseño adoptadas.

Los resultados mostrados permiten establecer la base de partida para el diseño de la máquina. El caudal másico de refrigerante condiciona la selección y el dimensionado del circuito frigorífico, la potencia del compresor determina la demanda energética del sistema, y la potencia evacuada en el condensador fija las necesidades de disipación térmica en ese equipo. Por su parte, el efecto frigorífico específico y el coeficiente de rendimiento permiten valorar la adecuación del ciclo adoptado y sirven de referencia para el dimensionado del evaporador o generador, así como para el posterior desarrollo del sistema de superficie rascada.

3.5 Dimensionado de los componentes principales

Una vez definido el comportamiento termodinámico del ciclo y obtenidos sus resultados principales, el siguiente paso consiste en abordar el dimensionado de los componentes fundamentales de la instalación. En esta fase se analizan el compresor, el evaporador o generador, el condensador y el dispositivo de expansión, no con el objetivo de seleccionar todavía un modelo comercial definitivo, sino de comprobar que el sistema puede materializarse con equipos capaces de trabajar en los rangos de presión, temperatura y potencia previamente establecidos.

Este dimensionado se apoya directamente en los resultados obtenidos en el cálculo del ciclo, ya que magnitudes como el caudal másico de refrigerante, la potencia del compresor o la carga térmica a evacuar en el condensador son las que fijan las exigencias mínimas que deberán satisfacer los distintos equipos. A partir de este punto, el análisis se centra en verificar la viabilidad técnica de cada elemento y en establecer una base coherente para el posterior desarrollo geométrico del sistema.

3.5.1 Dimensionado del evaporador/generador

Para realizar el predimensionado del generador se parte de la potencia frigorífica útil que debe transferirse desde el refrigerante a la disolución de agua con etilenglicol. En este tipo de problema, el diseño térmico del intercambiador se basa en la relación entre la carga térmica, el coeficiente global de transferencia de calor, la superficie de intercambio y la diferencia media logarítmica de temperaturas. Por ello, el primer paso consiste en calcular dicha diferencia media de temperaturas, ya que representa la fuerza impulsora efectiva del intercambio térmico a lo largo del equipo.

La diferencia media logarítmica de temperaturas, ΔT_{lm}, permite representar mediante un único valor la variación de la diferencia de temperaturas entre ambos fluidos a lo largo del intercambiador. En este caso, se consideran dos diferencias extremas: ΔT_1correspondiente al extremo de entrada de la disolución de agua con etilenglicol, y ΔT_2, correspondiente al extremo de salida. Dado que en el evaporador el refrigerante cambia de fase a temperatura aproximadamente constante, esta formulación resulta adecuada para el predimensionado térmico del equipo [18].

$$\Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} \tag{11}$$

Sustituyendo:

$$\Delta T_{lm} = \frac{10 - 5}{\ln\left(\frac{10}{5}\right)} = \frac{5}{\ln(2)} = 7{,}21 \text{ K}$$

Se obtiene una diferencia media logarítmica de temperaturas de 7,21 °C, que será la referencia empleada en el cálculo de la capacidad global de intercambio térmico del generador.

Una vez conocida la diferencia media logarítmica de temperaturas, se determina el producto UA, que agrupa en un único término la capacidad global de transferencia de calor del equipo. En esta expresión, $\dot{Q}$ es la potencia térmica que debe intercambiarse, U es el coeficiente global de transferencia de calor y A es la superficie efectiva de intercambio. El valor obtenido permite fijar la exigencia térmica mínima que deberá cumplir la geometría seleccionada para el generador.

$$\dot{Q} = U \cdot A \cdot \Delta T_{lm} \tag{12}$$

Despejando:

$$UA = \frac{\dot{Q}}{\Delta T_{lm}}$$

Sustituyendo:

$$UA = \frac{1000}{7{,}21} = 138{,}7 \text{ W/K}$$

El producto UA requerido es 138,7 W/K, por lo que la configuración geométrica del generador deberá proporcionar, como mínimo, esa capacidad global de transferencia térmica para cubrir la potencia frigorífica de diseño.

Para el predimensionado térmico del generador se adopta una geometría anular formada por dos tubos concéntricos. Esta configuración permite representar de forma sencilla el intercambio térmico entre el refrigerante y la disolución de agua con etilenglicol, y resulta adecuada para una primera estimación de las dimensiones del equipo. En este modelo, el refrigerante circula por el espacio anular comprendido entre ambos tubos, mientras que la superficie de intercambio se asocia a la pared exterior del tubo interior

Para caracterizar hidráulicamente el canal anular se emplea el diámetro hidráulico, ya que este parámetro permite transformar una geometría no circular en una magnitud equivalente útil para el cálculo de la transferencia de calor y del flujo interno. En la expresión, A_f es el área de flujo del conducto y P_m es el perímetro mojado.

$$D_h = \frac{4A_f}{P_m} \tag{13}$$

En el caso de un conducto anular, el área de flujo viene dada por la diferencia entre las áreas de ambos tubos, mientras que el perímetro mojado corresponde a la suma de las superficies en contacto con el fluido. Si se denomina D_{int} al diámetro interior del tubo exterior y d_{ext} al diámetro exterior del tubo interior, las expresiones quedan definidas del modo siguiente.

$$A_f = \frac{\pi}{4}(D_{\text{int}}^2 - d_{\text{ext}}^2) \tag{14}$$

$$P_m = \pi(D_{\text{int}} + d_{\text{ext}}) \tag{15}$$

Sustituyendo ambas expresiones en la definición general del diámetro hidráulico, se obtiene una forma simplificada especialmente útil para el cálculo iterativo, ya que el diámetro hidráulico queda expresado directamente en función de los diámetros geométricos del canal anular.

$$D_h = D_{\text{int}} - d_{\text{ext}}$$

De este modo, el diámetro hidráulico del generador queda determinado únicamente por la separación entre ambos tubos, lo que simplifica el análisis geométrico y permite relacionar directamente la configuración adoptada con el comportamiento térmico esperado.

Una vez definida la geometría básica, la superficie de intercambio térmico se aproxima mediante la superficie lateral del tubo interior, ya que es sobre esa pared donde se produce el intercambio entre el refrigerante y la disolución de agua con etilenglicol. En esta expresión, A es la superficie de intercambio, d_{ext} es el diámetro exterior del tubo interior y L es la longitud efectiva del generador.

$$A = \pi\, d_{\text{ext}}\, L$$

Esta relación permite enlazar de forma directa la geometría del generador con la capacidad de intercambio térmico exigida en el apartado anterior. Así, una vez fijado el valor requerido del producto UA, la hoja de cálculo permite evaluar distintas combinaciones de diámetro y longitud hasta encontrar una configuración que proporcione una superficie compatible con la transferencia de calor necesaria.

Una vez definida la geometría preliminar del generador, es necesario estimar el coeficiente convectivo asociado al paso del refrigerante por el canal anular. Este parámetro permite valorar la intensidad del intercambio térmico entre el refrigerante y la pared del tubo interior y resulta necesario para calcular posteriormente la capacidad global de transferencia de calor del equipo. En el capítulo de cálculos esta estimación se plantea mediante una correlación de tipo Dittus–Boelter, aplicada como aproximación de predimensionado para el flujo interno en la geometría adoptada.

En la expresión empleada, h representa el coeficiente convectivo, G el flujo másico superficial del refrigerante, x la calidad del fluido a la entrada del evaporador, μ la viscosidad dinámica, Pr el número de Prandtl, k la conductividad térmica y D_h el diámetro hidráulico del canal anular. Con estas magnitudes, la estimación se realiza mediante la siguiente relación:

$$Nu = 0.023\, Re^{0.8} Pr^{0.4} \tag{16}$$

$$Nu = \frac{hD_h}{k} \tag{17}$$

$$Re = \frac{G(1-x)D_h}{\mu} \tag{18}$$

Para aplicar esta correlación, el flujo másico superficial se obtiene a partir del caudal másico de refrigerante y de la sección de paso del conducto. De este modo, el modelo incorpora tanto las propiedades del refrigerante como el efecto de la geometría adoptada sobre la transferencia de calor en el interior del generador.

$$G = \frac{\dot{m}}{\frac{\pi}{4}D_h^2} \tag{19}$$

En este trabajo no se desarrolla aquí la sustitución numérica detallada de estas expresiones, ya que esa parte del cálculo se realiza de forma iterativa en la hoja Excel empleada para el predimensionado. Dicha hoja implementa automáticamente las relaciones anteriores para las distintas combinaciones geométricas ensayadas, recalculando el coeficiente convectivo junto con el diámetro hidráulico, la superficie de intercambio y el producto UA de cada configuración. Por tanto, este apartado recoge únicamente la base teórica del procedimiento, mientras que los resultados concretos se presentan y comparan posteriormente a partir de la hoja de cálculo

Una vez obtenido el valor requerido del producto UA y estimado el coeficiente convectivo, el predimensionado del generador se completó mediante una hoja de cálculo. Esta herramienta permitió evaluar de forma iterativa distintas combinaciones geométricas del canal anular, modificando los diámetros característicos y la longitud del equipo, con el fin de comparar su capacidad de transferencia térmica con la exigida en el predimensionado térmico.

Para cada configuración analizada se recalcularon automáticamente las magnitudes geométricas y térmicas necesarias, entre ellas el diámetro hidráulico, el flujo másico superficial, el coeficiente convectivo, la superficie de intercambio y el valor del producto UA. De este modo, la hoja de cálculo permitió comparar de forma rápida distintas alternativas geométricas y seleccionar la más conveniente para continuar con el desarrollo del diseño.

Parámetro	Símbolo	Valor
Diámetro hidráulico	D_h	0,05
Diámetro interior del tubo exterior	D	0,20
Diámetro exterior del tubo interior	d	0,15
Superficie de intercambio	A	0,2356
Longitud del generador	L	0,50

Tabla 3-3-Configuración geométrica (parámetros en metros) finalmente adoptada para el generador y resultados principales del proceso iterativo.

Para comparar las distintas configuraciones ensayadas se empleó una función de error basada en la diferencia entre el valor del producto UA calculado para cada geometría y el valor requerido por el predimensionado térmico. En esta expresión, $(UA)_{\text{calc}}$ representa el valor obtenido para cada configuración evaluada y $(UA)_{\text{req}}$ el valor objetivo que debe satisfacer el generador.

$$\text{Dif} = \left[(UA)_{\text{calc}} - (UA)_{\text{req}}\right]^2 \tag{20}$$

Esta expresión permite valorar de forma homogénea el grado de ajuste de cada configuración geométrica respecto a la condición térmica objetivo.

Una vez seleccionada esta geometría, sus dimensiones se adoptan como base para los cálculos posteriores del generador. A partir de ellas se determinarán la superficie efectiva de intercambio y, en los apartados siguientes, los parámetros geométricos necesarios para el dimensionado del sistema de rascado.Cálculo de la superficie de intercambio del generador

Una vez seleccionada la geometría del generador, el siguiente paso consiste en determinar la superficie efectiva de intercambio térmico asociada a dicha configuración. En los generadores de superficie rascada, la transferencia de calor y la formación inicial del hielo tienen lugar sobre la pared fría del cilindro interior, por lo que esta superficie constituye la referencia geométrica básica para el desarrollo posterior del diseño. A partir de ella será posible calcular, en los apartados siguientes, la superficie sometida a rascado y el resto de parámetros geométricos del sistema.

Para esta primera estimación, la superficie de intercambio se aproxima mediante la superficie lateral del tubo interior del generador. En la expresión, A es la superficie de intercambio térmico, d es el diámetro exterior del tubo interior y L es la longitud efectiva del generador. Esta formulación resulta adecuada en un predimensionado, ya que permite relacionar directamente la geometría elegida con la capacidad de transferencia térmica del equipo.

$$A = \pi d\, L \tag{21}$$

Sustituyendo en la expresión anterior los valores correspondientes a la geometría seleccionada, con un diámetro exterior del tubo interior de $d = 0.15$ my una longitud efectiva de $L = 0.50$ m, se obtiene la superficie de intercambio del generador.

$$A = \pi \cdot 0.15 \cdot 0.50 = 0.23561945 \text{ m}^2$$

Por tanto, la superficie efectiva de intercambio térmico asociada a la geometría seleccionada es de 0,2356 m². Este valor se considera suficiente como base geométrica del predimensionado y se utilizará a continuación para el cálculo de la superficie vinculada al proceso de rascado.

Con la geometría adoptada y la superficie a rascar ya determinada, queda definida la base geométrica del generador para las fases posteriores del diseño. La superficie obtenida, de 0,2356 m², se considera adecuada como referencia para el desarrollo del conjunto, ya que permite continuar el trabajo con una configuración dimensional ya cerrada y coherente con el predimensionado térmico realizado. A partir de este punto, el diseño podrá centrarse en la selección del resto de componentes del sistema y en su posterior integración geométrica y constructiva.

3.5.2 Selección de la válvula de expansión

Para el control de la expansión del refrigerante se seleccionó una válvula de expansión termostática Danfoss. Este tipo de válvula mantiene un sobrecalentamiento constante a la salida del evaporador, regulando la cantidad de refrigerante inyectada y evitando la llegada de líquido a la aspiración del compresor.

Dentro de la gama del fabricante, se escogió una válvula de la familia TUB/TUBE/TCBE, ya que dispone de sobrecalentamiento ajustable, característica especialmente útil en una instalación experimental como la planteada. Según la documentación técnica de Danfoss, esta familia permite el ajuste del sobrecalentamiento estático mediante el husillo de regulación, y además está disponible para refrigerante R290.

La selección se realizó con la herramienta Coolselector®2 de Danfoss, introduciendo las condiciones de funcionamiento del sistema. El fabricante indica que en la elección deben considerarse el refrigerante, la capacidad frigorífica, la temperatura de evaporación, la temperatura de condensación, el sobrecalentamiento y el subenfriamiento. Por tanto, se adopta como solución para este trabajo una válvula Danfoss de la familia TUB/TUBE/TCBE, quedando la referencia exacta condicionada por la configuración final de conexiones y del montaje [19].



Figura 3-5-Modelo CAD de la válvula de expansión termostática Danfoss seleccionada para el sistema, perteneciente a la familia TUB/TUBE/TCBE.

3.5.3 Selección del condensador

Para la condensación del refrigerante se seleccionó un intercambiador de calor de placas termosoldadas Alfa Laval AC18/ACH18/ACK18. La elección de este tipo de condensador se debe principalmente a su diseño compacto, su facilidad de instalación y su adecuación para aplicaciones de refrigeración, donde el propio fabricante lo contempla expresamente como condensador.

Además, se escogió este modelo por sus dimensiones reducidas y por el número de placas, ya que ambas características lo hacen adecuado para una instalación experimental como la planteada en este trabajo. Según la ficha técnica, esta gama está diseñada para ofrecer una transferencia de calor eficiente con un tamaño reducido, y sus canales asimétricos permiten una solución más compacta, con menor carga de refrigerante o menor caída de presión en el lado del agua o la salmuera.

Por tanto, se adopta como solución para este trabajo un condensador de placas Alfa Laval de la serie AC18/ACH18/ACK18, al considerarse una opción adecuada desde el punto de vista térmico y constructivo para el sistema diseñado [20].



Figura 3-6-Condensador de placas Alfa Laval seleccionado y modelo CAD generado con base en las dimensiones recogidas en la documentación técnica del fabricante [20].

Dado que no se disponía de un modelo CAD comercial de este condensador, se realizó un modelado propio del componente a partir de las dimensiones y especificaciones recogidas en la documentación técnica del fabricante. De este modo, se generó una representación geométrica con medidas equivalentes a las del equipo seleccionado, permitiendo su integración en el conjunto CAD de la instalación y la comprobación de su compatibilidad espacial con el resto de elementos del sistema.

3.5.4 Selección del compresor

La selección del compresor se realizó mediante la herramienta Coolselector®2 de Danfoss, introduciendo las condiciones de funcionamiento del sistema, con una capacidad frigorífica de 1 kW, temperatura de evaporación de −10 °C, temperatura de condensación de 32 °C, recalentamiento útil de 5 °C y subenfriamiento de 5 °C. Como resultado de esta selección, se escogió el modelo NUG100NA, para refrigerante R290.



Figura 3-7-Selección de compresor con su CAD correspondiente [21].

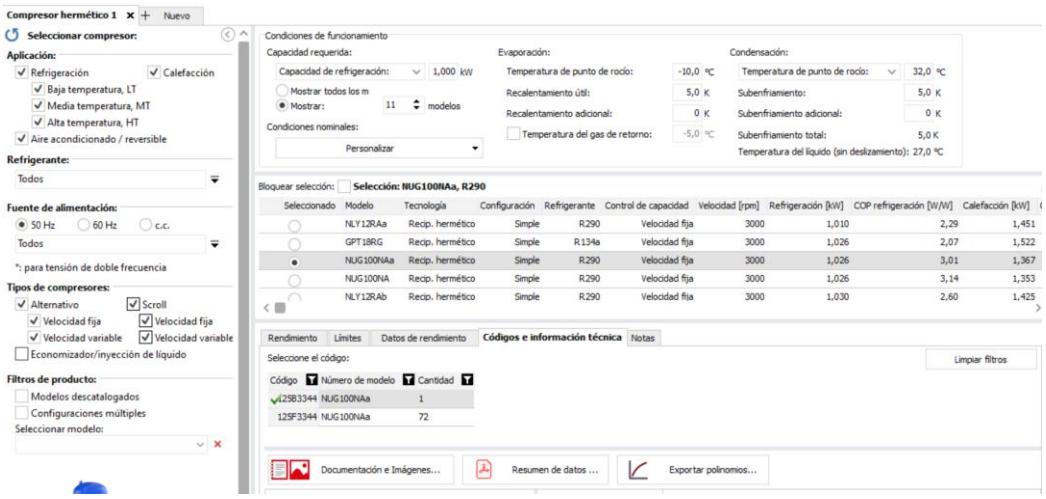


Figura 3-8-Selección del compresor mediante Danfoss Coolselector®2 para las condiciones de funcionamiento del sistema [20].

Se trata de un compresor hermético alternativo, de configuración simple y velocidad fija, seleccionado por ajustarse a las condiciones de trabajo del sistema y por proporcionar una capacidad frigorífica próxima a la requerida. Además, la selección mediante la herramienta del fabricante aporta una base coherente para justificar su compatibilidad con el ciclo adoptado en este trabajo. Danfoss dispone de gamas específicas de compresores herméticos para aplicaciones de refrigeración comercial y para refrigerante R290, lo que respalda la elección de este tipo de equipo en una instalación de pequeña potencia.

3.5.5 Selección de la bomba de circulación de la disolución de agua con etilenglicol

Para asegurar la circulación de la disolución de agua con etilenglicol se seleccionó una bomba centrífuga de acero inoxidable LEO AMSm70/0.37. La elección de este modelo se debe a que, dentro de la familia AMS, constituye la opción de menor potencia y caudal nominal, lo que resulta coherente con el carácter compacto y experimental de la instalación y con el objetivo de trabajar con caudales moderados en el circuito de la disolución de agua con etilenglicol. Según la documentación del fabricante, este modelo dispone de una potencia nominal de 0,37 kW, cuerpo de bomba y eje en acero inoxidable AISI 304, clase de aislamiento F, grado de protección IPX4 y una temperatura máxima del líquido de +85 °C. Además, presenta unas dimensiones de 332 × 210 × 224 mm, compatibles con la integración del conjunto en una maqueta de laboratorio.

Desde el punto de vista hidráulico, la bomba seleccionada ofrece una altura manométrica de 19,0 m para 30 l/min, 18,1 m para 40 l/min, 15,7 m para 60 l/min y 12,1 m para 80 l/min, valores que se consideran suficientes para una primera aproximación al circuito de la disolución diseñado. Por ello, se adopta como solución para este trabajo el modelo LEO AMSm70/0.37, quedando su integración definitiva condicionada por la disposición final de tuberías, válvulas y elementos auxiliares del sistema [22].

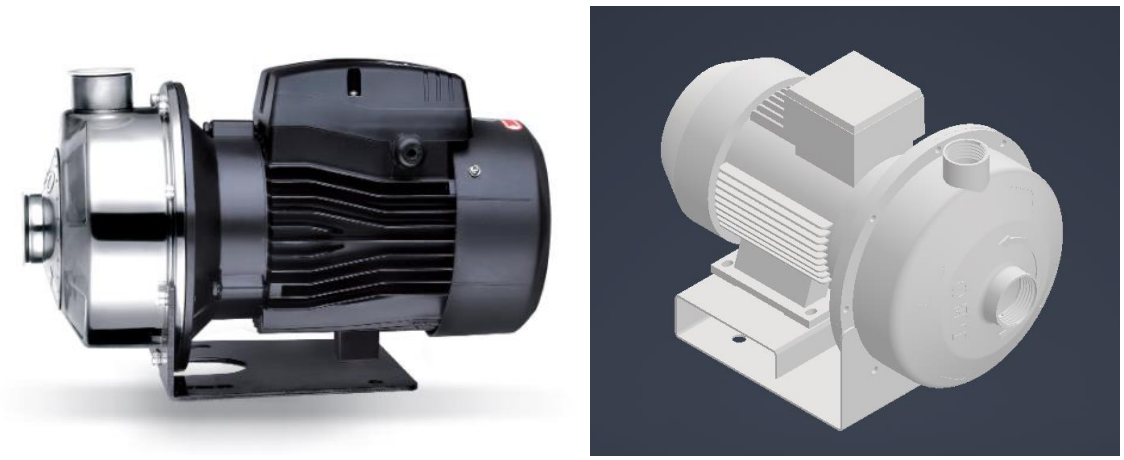


Figura 3-9-Bomba centrífuga de acero inoxidable LEO AMSm70/0.37 seleccionada para la circulación de la disolución de agua con etilenglicol y modelo CAD empleado para su integración en el conjunto [22].

3.5.6 Cierre de la selección de componentes

Con la selección del generador, de la válvula de expansión, del condensador y del compresor, queda definida la base material del sistema frigorífico propuesto. Las soluciones adoptadas resultan coherentes con las condiciones de funcionamiento fijadas previamente y permiten disponer de una configuración técnicamente viable para una máquina de hielo líquido de pequeña potencia. A partir de este punto, el desarrollo del trabajo se centra en la integración geométrica del conjunto y en su modelado CAD, con el fin de comprobar la compatibilidad entre componentes y avanzar hacia una propuesta constructiva coherente.

3.6 Diseño CAD e integración del conjunto

Una vez definidos los componentes principales del sistema, se aborda el diseño CAD e integración del conjunto. En esta fase, el objetivo es trasladar la solución adoptada a un modelo geométrico coherente, que permita comprobar la compatibilidad entre elementos, definir su disposición espacial y avanzar hacia una propuesta constructiva ordenada y viable para su posible materialización a escala de laboratorio.

El proceso de diseño se basa en la recopilación de modelos CAD de los componentes comerciales seleccionados y en su posterior ensamblaje dentro de un mismo entorno de diseño. Este procedimiento

permite verificar interferencias, ajustar posiciones relativas y completar el conjunto con los elementos auxiliares necesarios para su montaje.

En el caso del presente trabajo, esta fase resulta especialmente importante, ya que la instalación debe integrar de forma compacta el circuito frigorífico, el generador de hielo líquido, el depósito y los elementos auxiliares de accionamiento y conexión. Por ello, el modelo CAD no se plantea únicamente como una representación gráfica del sistema, sino como una herramienta de diseño orientada a comprobar su viabilidad geométrica y constructiva.

3.6.1 Criterios de integración del conjunto

El diseño CAD del sistema se ha planteado con el objetivo de integrar en un único conjunto todos los elementos principales de la máquina de hielo líquido. En esta fase se busca definir una disposición compacta, ordenada y viable desde el punto de vista constructivo, que permita reunir el generador, el sistema de rascado, el depósito de hielo líquido, el sistema de agitación, las tuberías de conexión, el accionamiento mecánico y el soporte general del equipo.

Para ello, el modelo geométrico se ha desarrollado teniendo en cuenta tanto la disposición funcional de los componentes como su compatibilidad espacial. El generador constituye el elemento principal del sistema, y a partir de él se organiza el resto del conjunto, incorporando el depósito de hielo líquido, el sistema de accionamiento compartido y las conexiones necesarias entre los distintos elementos.

Además, el diseño se ha orientado a una solución adecuada para una futura construcción a escala de laboratorio, por lo que se ha buscado mantener una configuración accesible, estable y fácilmente montable. De este modo, el modelo CAD no solo representa gráficamente el sistema, sino que sirve también para comprobar la viabilidad geométrica del conjunto y preparar su posible materialización física.

3.6.2 Modelado del generador y del sistema de rascado

El primer elemento desarrollado en el modelo CAD fue el generador, al constituir la parte principal del sistema y el punto de partida para la integración del resto de componentes. Su geometría se definió a partir de las dimensiones seleccionadas en los apartados anteriores, modelando el tubo principal como la superficie sobre la que tendrá lugar la formación y el desprendimiento del hielo.

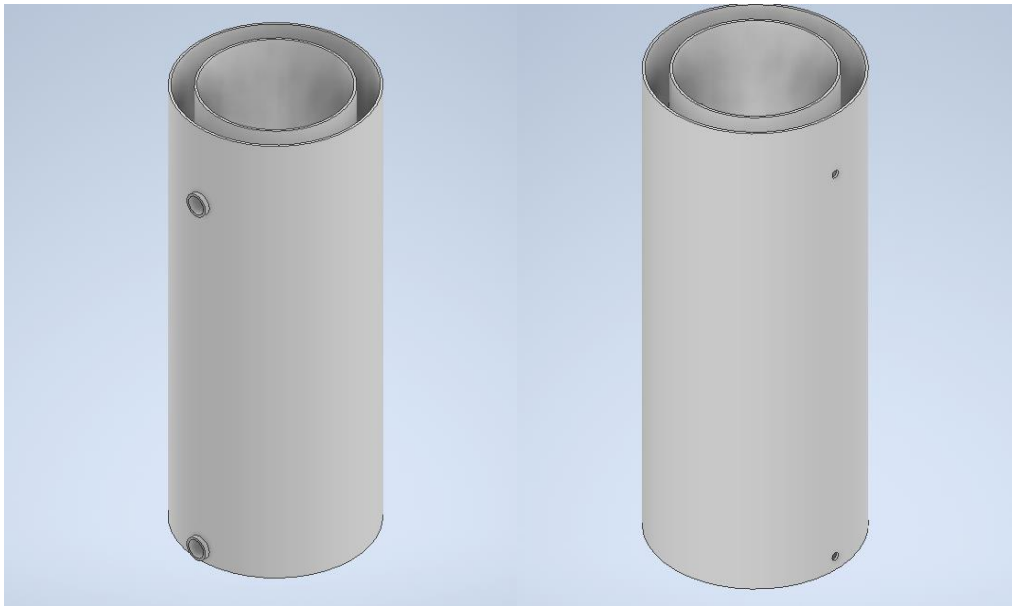


Figura 3-10-Modelo CAD del generador de hielo líquido.

Además del rascador, se modeló la pieza de unión que permite su fijación al sistema central de soporte. El diseño separado de ambos elementos facilita su montaje y ajuste dentro del generador, además de permitir una mejor adaptación geométrica entre la placa rascadora y el conjunto móvil.

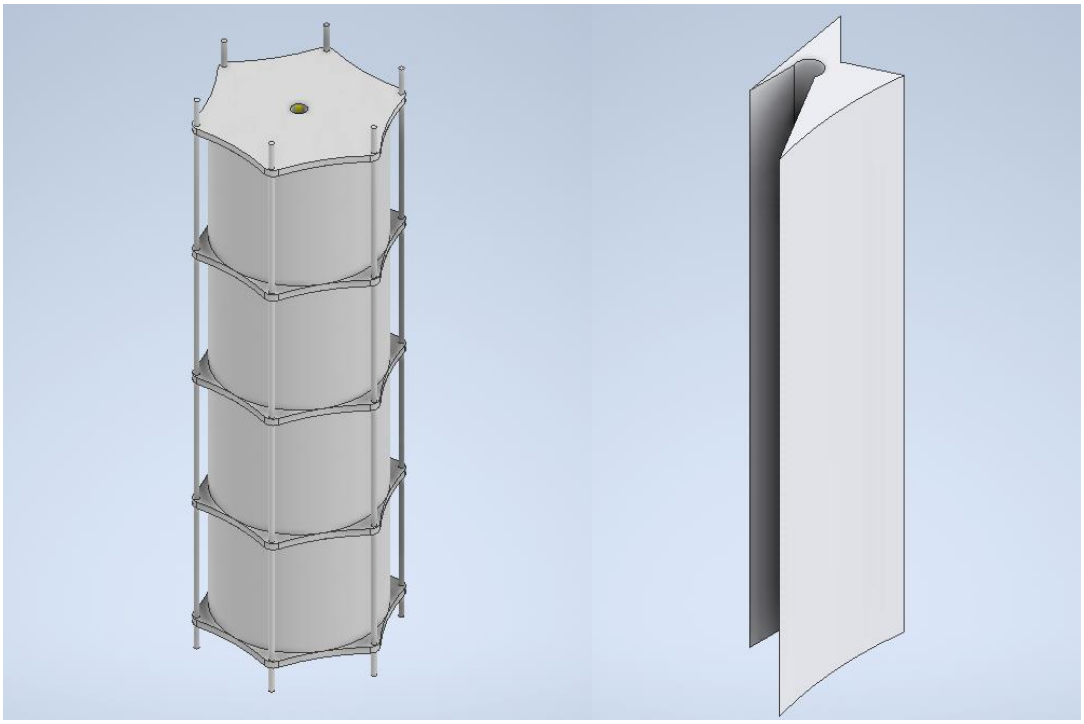


Figura 3-11-Modelo CAD del rascador y de la pieza de unión empleada para su fijación al sistema central.

Sobre este elemento se incorporó el sistema de rascado, formado por las placas encargadas de desprender el hielo de la pared interior del generador y por su sistema de sujeción central. Esta parte del diseño se planteó de forma que las placas quedasen alineadas con la superficie útil del generador y permitieran un funcionamiento compatible con la geometría interior del equipo.



Figura 3-12-Modelo CAD del generador con el sistema de rascado incorporado.

El conjunto formado por el tubo generador, las placas de rascado y el soporte central constituye la base del sistema de producción de hielo líquido. Su modelado permitió comprobar la compatibilidad geométrica entre los elementos móviles y la carcasa del generador, así como definir una configuración inicial válida para la integración posterior del accionamiento y de las conexiones del sistema.

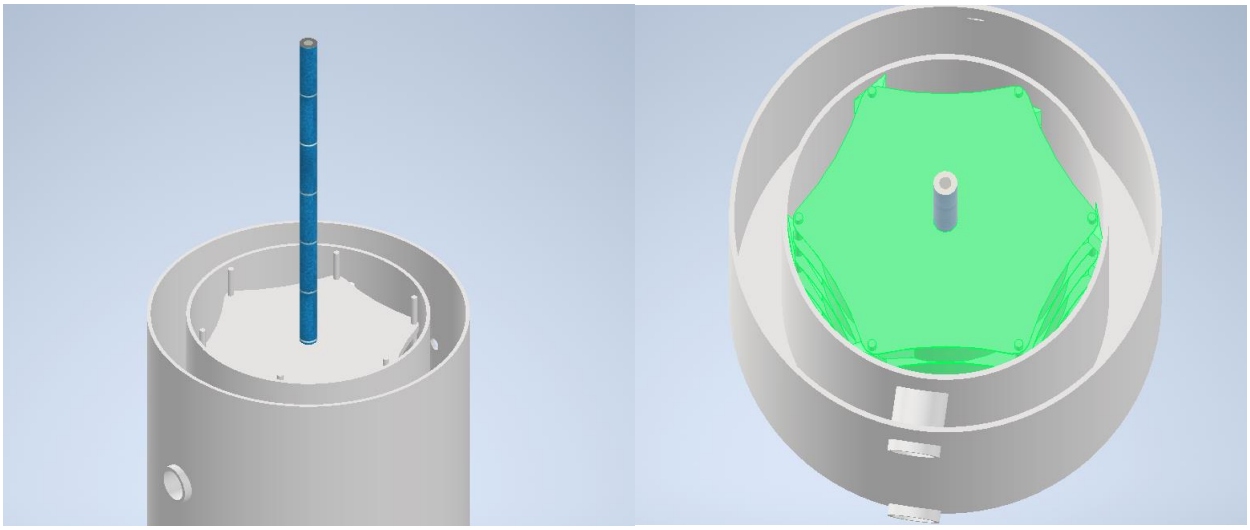


Figura 3-13-Vista en sección del generador y del sistema de rascado.

3.6.3 Modelado del depósito y del sistema de agitación

Una vez definido el generador y su sistema de rascado, se procedió al modelado del depósito destinado a almacenar el hielo líquido producido. Este elemento se diseñó con una geometría sencilla y compatible con la integración del resto del conjunto, de forma que permitiera recibir el hielo líquido procedente del generador y mantener un volumen útil adecuado para su acumulación.

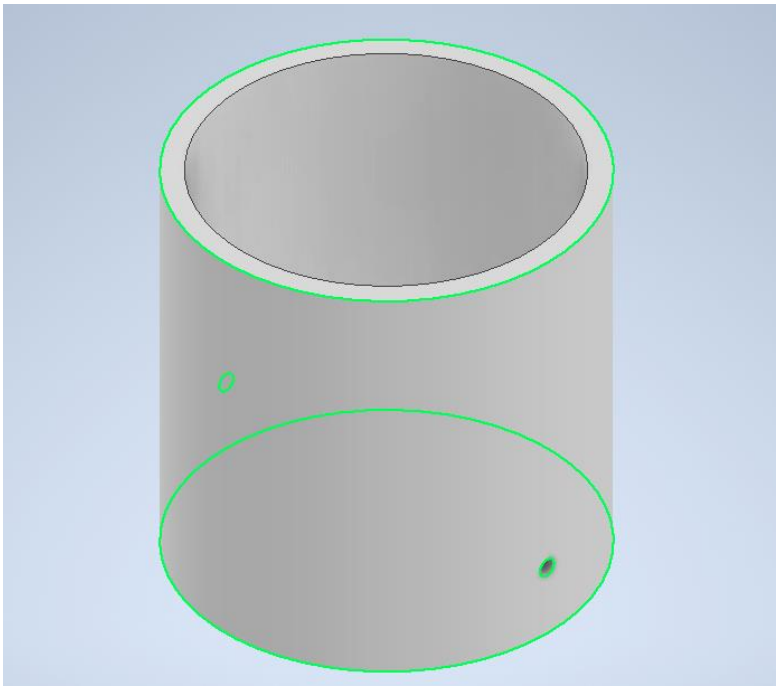


Figura 3-14-Modelo CAD del depósito de almacenamiento de hielo líquido.

En el interior del depósito se incorporó una hélice de agitación, cuya función es favorecer el movimiento del hielo líquido y evitar su sedimentación o acumulación localizada. De este modo, el sistema de agitación permite conservar una mezcla más homogénea dentro del tanque y mejorar el funcionamiento general del conjunto.

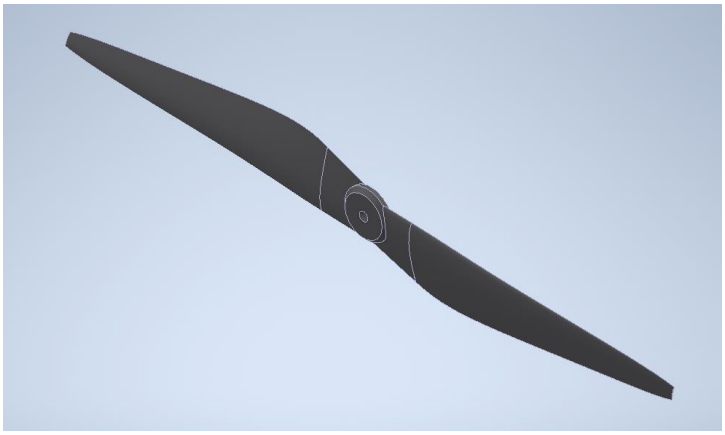


Figura 3-15-Modelo CAD del sistema de agitación del depósito de hielo líquido.

El modelado conjunto del depósito y de la hélice permitió comprobar la compatibilidad geométrica entre ambos elementos y definir una configuración válida para su integración posterior con el sistema de accionamiento. Esta fase resulta importante, ya que el mismo motor seleccionado se empleará tanto para el accionamiento del sistema de rascado del generador como para la agitación del depósito, por lo que el diseño debe facilitar una disposición ordenada y funcional de ambos subsistemas.

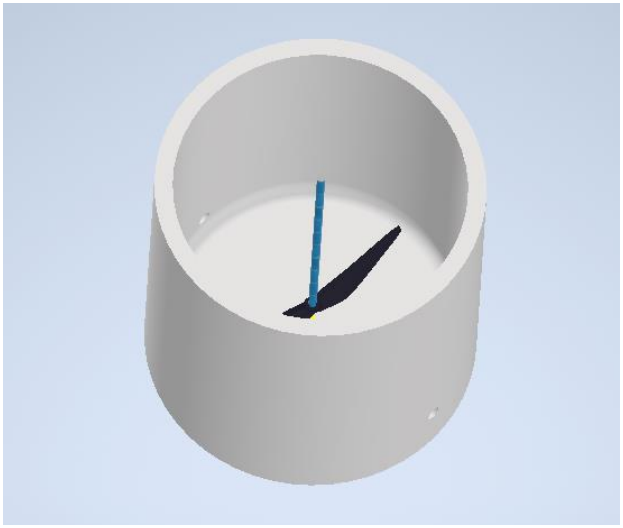


Figura 3-16-Conjunto CAD del depósito de hielo líquido con el sistema de agitación incorporado.

Además, el depósito se completó con una tapa superior atornillada mediante cuatro tornillos, que permite cerrar el tanque y definir de forma más realista su configuración constructiva, facilitando el montaje y el acceso a los elementos interiores cuando sea necesario.

3.6.4 Selección e integración del motor

Para el accionamiento del generador y del tanque de hielo líquido se adoptó un mismo motor, seleccionado como solución común para ambos subsistemas. El modelo escogido fue el ABB 3GBA082320-ADC, un motor trifásico de jaula de ardilla, con potencia de 0,75 kW, alimentación a 400 V y 50 Hz y velocidad nominal de 1446 r/min.



Figura 3-17-Motor ABB seleccionado para el accionamiento del sistema [23].

La elección de este motor se debe a que sus características se consideran adecuadas para ambas aplicaciones. Según la documentación del fabricante, se trata de un motor de servicio S1, con grado de protección IP55, par nominal de 5,00 N·m y posibilidad de giro en ambos sentidos, lo que lo hace compatible con el accionamiento tanto del sistema de rascado del generador como del sistema de agitación del tanque. Además, sus dimensiones, de 309 mm de largo, 192 mm de alto y 164 mm de ancho, facilitan su integración en un montaje compacto.

3.6.5 Integración del motor en sus componentes

Una vez modelados por separado los principales elementos de la instalación, se procedió a su integración en un mismo conjunto CAD. En esta fase se reunieron el generador con su sistema de rascado y accionamiento, así como el tanque de hielo líquido con su sistema de agitación y su correspondiente motor, con el objetivo de comprobar la compatibilidad geométrica entre subsistemas y definir una disposición general ordenada del montaje.

Por un lado, se integró el generador con el sistema de rascado y el motor encargado de proporcionar el movimiento necesario para el desprendimiento del hielo en el interior del equipo. Este montaje permitió comprobar la posición relativa entre el cuerpo del generador, el eje central, los elementos de rascado y el accionamiento, definiendo una configuración funcional coherente para esta parte del sistema.

Por otro lado, se integró el tanque de almacenamiento de hielo líquido con su sistema de agitación y el motor asociado, de forma que el conjunto permitiera mantener el movimiento del fluido en el interior del depósito. Este montaje sirvió para comprobar la disposición del eje de agitación, la hélice y el accionamiento, así como el espacio necesario para su integración dentro del sistema completo.

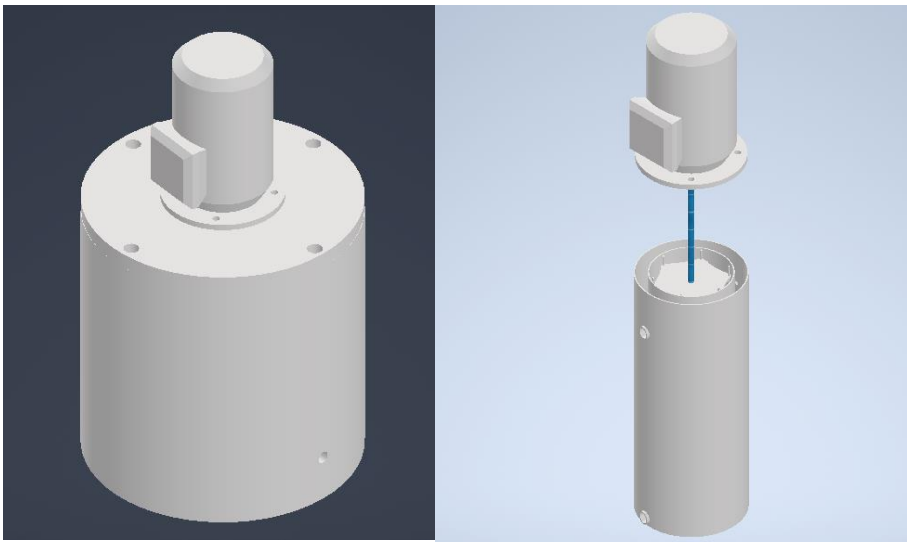


Figura 3-18-Modelo CAD del tanque de hielo líquido con el sistema de agitación y el rascador de la superficie de hielo líquido con su motor de accionamiento.

Se integró el generador con el sistema de rascado y el motor encargado de proporcionar el movimiento necesario para el desprendimiento del hielo en el interior del equipo. Este montaje permitió comprobar la posición relativa entre el cuerpo del generador, el eje central, los elementos de rascado y el accionamiento, definiendo una configuración funcional coherente para esta parte del sistema.

Además, el depósito se completó con una tapa superior atornillada mediante cuatro tornillos, que permite cerrar el tanque y definir de forma más realista su configuración constructiva, facilitando el montaje y el acceso a los elementos interiores cuando sea necesario.

La integración de ambos subsistemas en un mismo modelo permitió verificar la disposición global de la instalación y establecer una base geométrica válida para el diseño posterior del soporte y de los elementos auxiliares de montaje. De este modo, el modelo CAD permitió comprobar no solo la forma individual de cada componente, sino también la viabilidad espacial y constructiva del conjunto completo.

3.6.6 Integración final del conjunto y tuberías

Una vez modelados los principales subsistemas de la instalación, se procedió a su integración en un modelo CAD conjunto. En esta fase se reunieron el generador con su sistema de rascado y accionamiento, el tanque de hielo líquido con su sistema de agitación y su motor, así como las tuberías de conexión entre los distintos elementos, con el fin de comprobar la compatibilidad geométrica del montaje completo.

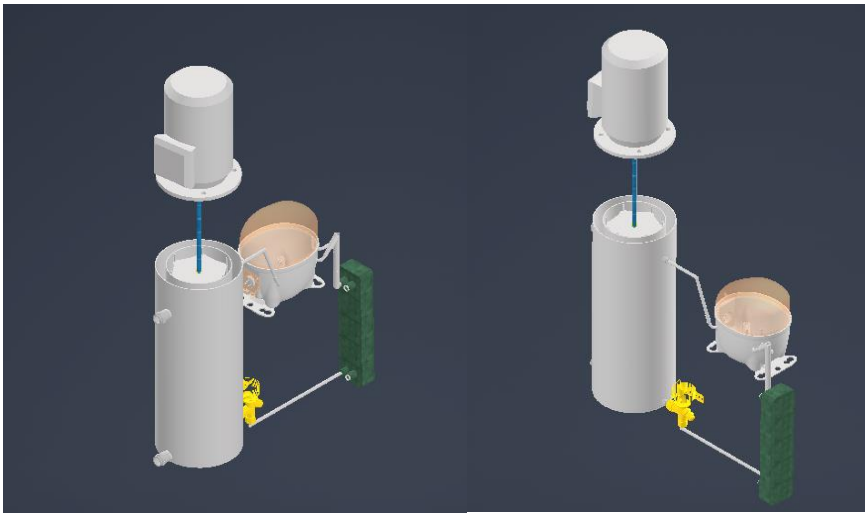


Figura 3-19-Modelo CAD del conjunto completo de la instalación con sus principales componentes y tuberías de conexión.

La integración de todos los elementos en un mismo ensamblaje permitió definir una disposición general ordenada del sistema y comprobar la relación espacial entre sus componentes. Además, el trazado de las tuberías permitió visualizar de forma más realista el montaje y verificar que la configuración adoptada resulta compatible con la conexión entre el circuito frigorífico, el generador y el tanque de almacenamiento.

De este modo, el modelo CAD final no solo representa cada elemento por separado, sino también el funcionamiento conjunto de la instalación desde el punto de vista geométrico. Esta fase permitió dejar definida una base constructiva completa del sistema antes de abordar el diseño del soporte general.

3.6.7 Diseño del soporte

Una vez definida la disposición general del conjunto, se procedió al diseño de un soporte a medida para la instalación. Este elemento se planteó con el objetivo de proporcionar una base estable al sistema y permitir el montaje ordenado de los principales componentes, asegurando una disposición compacta y coherente del conjunto.

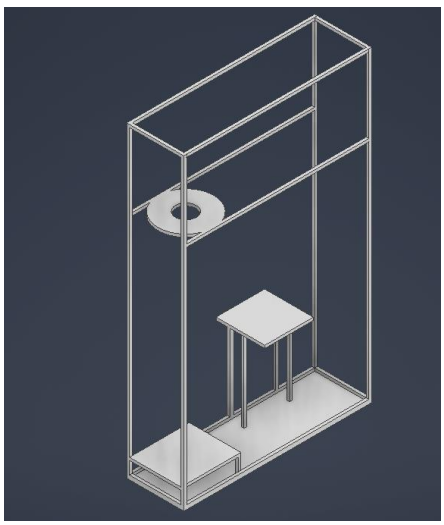


Figura 3-20-Modelo CAD del soporte diseñado para la instalación.

El soporte se diseñó teniendo en cuenta la geometría del generador, del tanque, de los motores y de las conexiones principales, buscando una solución que facilitase la integración del conjunto y dejase espacio suficiente para el montaje de los distintos elementos. Además, se procuró mantener una configuración accesible y compatible con una futura construcción a escala de laboratorio.

La incorporación del soporte al modelo CAD permitió completar la integración constructiva del sistema y comprobar la viabilidad espacial del montaje final. De este modo, el diseño desarrollado no solo define la forma de cada componente, sino también la manera en la que todos ellos pueden disponerse conjuntamente dentro de una única solución estructural.

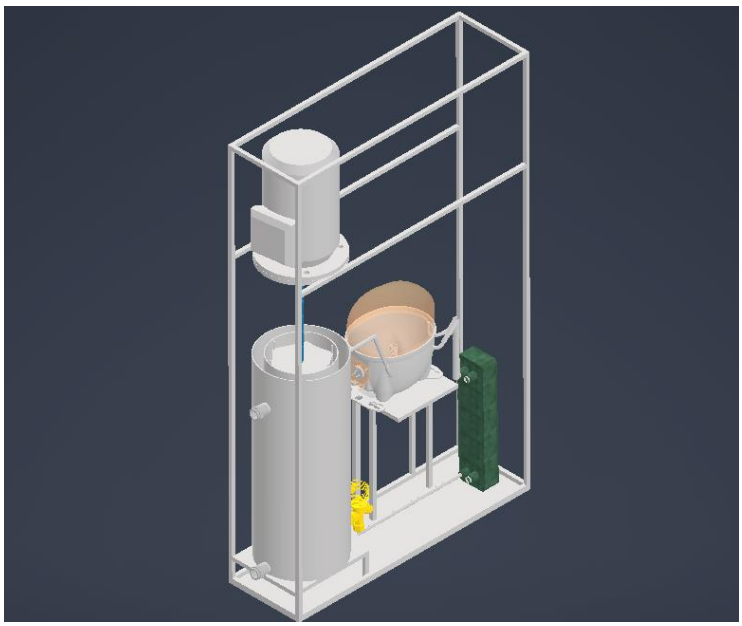


Figura 3-21-Modelo CAD del conjunto completo integrado sobre el soporte diseñado.

En la integración final del circuito de la disolución de agua con etilenglicol, la bomba de circulación se dispone en la línea de salida del hielo líquido procedente del generador, al considerarse este el punto más desfavorable para el transporte de la suspensión dentro del sistema. Esta disposición permite impulsar el fluido una vez formado y favorecer su circulación entre el generador y el depósito de almacenamiento. Asimismo, se incorporan dos llaves de paso, una a la entrada y otra a la salida del generador, con el objetivo de poder aislar este subsistema respecto del tanque y de la bomba. De este modo, se facilita el desmontaje parcial del conjunto, la manipulación independiente del depósito y la realización de operaciones de mantenimiento o ajuste sin necesidad de intervenir sobre todo el circuito de la disolución.

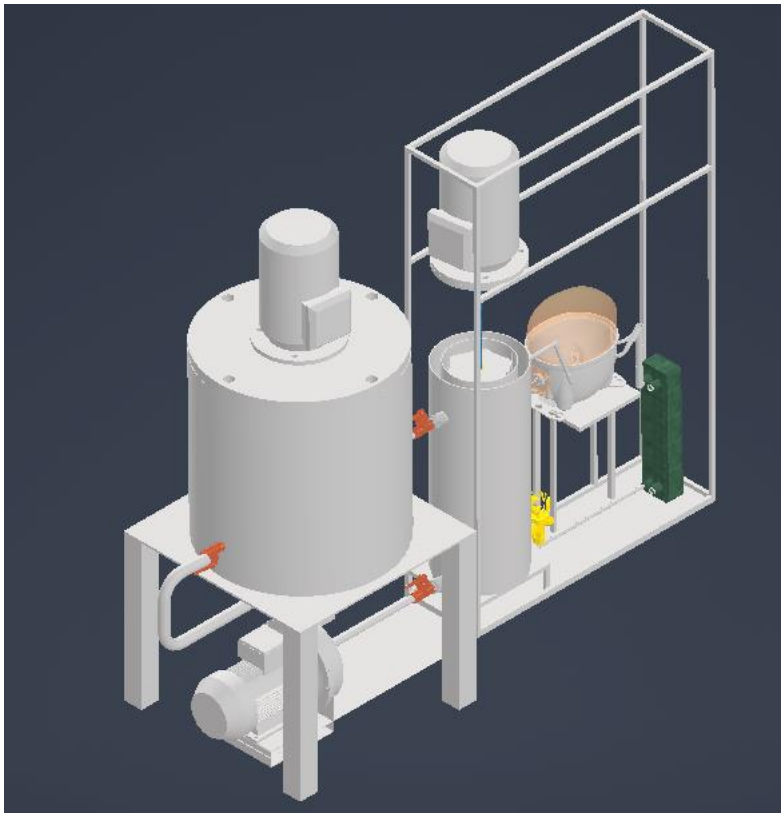


Figura 3-22-Modelo CAD del conjunto completo de la instalación con sus principales componentes, tuberías de conexión y bomba de circulación.

La integración de las tuberías permitió definir la conexión entre el generador y el tanque de hielo líquido, completando el recorrido del fluido dentro del sistema. Asimismo, la incorporación de la bomba permitió reservar el espacio necesario para su montaje y comprobar su posición relativa respecto al resto de componentes, dejando así una disposición general coherente del conjunto.

Con esta fase queda definida la integración geométrica de los principales elementos funcionales de la instalación. El modelo CAD resultante permite visualizar el sistema de forma unitaria y comprobar la compatibilidad espacial entre sus componentes antes de cerrar el diseño del conjunto.

3.6.8 Cierre del diseño CAD e integración del conjunto

Con el modelado de los principales componentes, su integración en un mismo conjunto y la incorporación de las tuberías, la bomba y el soporte, queda definida una propuesta geométrica completa del sistema. Esta fase ha permitido comprobar la compatibilidad entre los distintos elementos de la instalación y avanzar desde la selección de componentes hacia una solución constructiva coherente. De este modo, el modelo CAD desarrollado constituye una base válida para la futura materialización del equipo y para la evaluación final del diseño propuesto.

4 RESULTADOS / VALIDACIÓN / PRUEBA

4.1 Validación termodinámica del ciclo frigorífico

Una vez obtenido el ciclo frigorífico y resumidos sus resultados principales, procede comprobar que los valores calculados presentan coherencia con el funcionamiento esperado de un sistema de compresión de vapor. Esta validación se apoya, por un lado, en las propiedades termofísicas del R290 empleadas en el cálculo y, por otro, en la comprobación de que la relación entre evaporador, compresor y condensador responde al comportamiento básico del ciclo adoptado.

En primer lugar, los resultados obtenidos son consistentes con el balance energético global del sistema. En el cálculo realizado se adopta una potencia frigorífica útil de 1 kW, una potencia de compresor de 0,303 kW y una potencia térmica en el condensador de 1,303 kW, de modo que el calor cedido resulta coherente con la suma del frío útil producido y del trabajo de compresión. Esta es una de las comprobaciones más claras de que el ciclo está bien cerrado desde el punto de vista energético.

Además, el valor obtenido para el COP, igual a 3,30, puede considerarse razonable para las condiciones de diseño adoptadas, con evaporación a −10 °C, condensación a 32 °C y márgenes moderados de recalentamiento y subenfriamiento. En un ciclo de compresión de vapor, el rendimiento depende de forma directa de esas temperaturas de trabajo, por lo que este resultado puede interpretarse como compatible con una instalación indirecta de pequeña potencia y con el objetivo experimental del sistema.

Por tanto, puede afirmarse que el ciclo calculado constituye una base termodinámica válida para continuar con el diseño del equipo. Aunque esta validación no sustituye a una comprobación experimental sobre una instalación construida, sí permite justificar que el predimensionado, la selección de componentes y el desarrollo geométrico posterior parten de resultados físicamente coherentes y técnicamente aprovechables.

4.2 Validación geométrica y funcional del diseño

Además de la coherencia termodinámica del ciclo, en una fase de diseño resulta necesario comprobar que la disposición espacial del conjunto sea compatible con un futuro montaje real. En un ensamblaje mecánico, la validación geométrica se basa en verificar que los distintos componentes puedan convivir en el mismo volumen sin solapes no deseados, ya que dos piezas no deben ocupar simultáneamente el mismo espacio salvo que así se haya previsto expresamente en el diseño.

En este sentido, como se ha mencionado en el apartado anterior, el modelado tridimensional del sistema permite realizar una comprobación de la compatibilidad espacial entre los distintos elementos principales del equipo. Este tipo de análisis resulta útil para detectar posibles interferencias, localizar su

posición dentro del conjunto y corregir la geometría o la colocación relativa de los componentes antes de una eventual fabricación.

Por otra parte, la validación funcional del diseño no depende solo del encaje entre piezas, sino también de la viabilidad del trazado de las uniones entre componentes. En este ámbito, el entorno Tube & Pipe de Autodesk Inventor permite definir recorridos de tuberías rígidas, tubos curvados y mangueras flexibles dentro del ensamblaje, incorporando estilos, restricciones geométricas y ajuste de longitudes, lo que lo convierte en una herramienta adecuada para comprobar de forma el recorrido de las conexiones del sistema preliminar.

Finalmente, la validez geométrica de un sistema de este tipo también debe entenderse desde un punto de vista constructivo. ASHRAE señala que el diseño de tuberías debe considerar no solo el fluido, la presión o la temperatura de trabajo, sino también aspectos como los soportes, la flexibilidad, los costes de instalación y los esfuerzos asociados a la expansión. Por ello, la comprobación geométrica realizada en esta fase puede considerarse suficiente como validación del diseño, aunque su confirmación definitiva exigiría la construcción y el ensayo del prototipo.

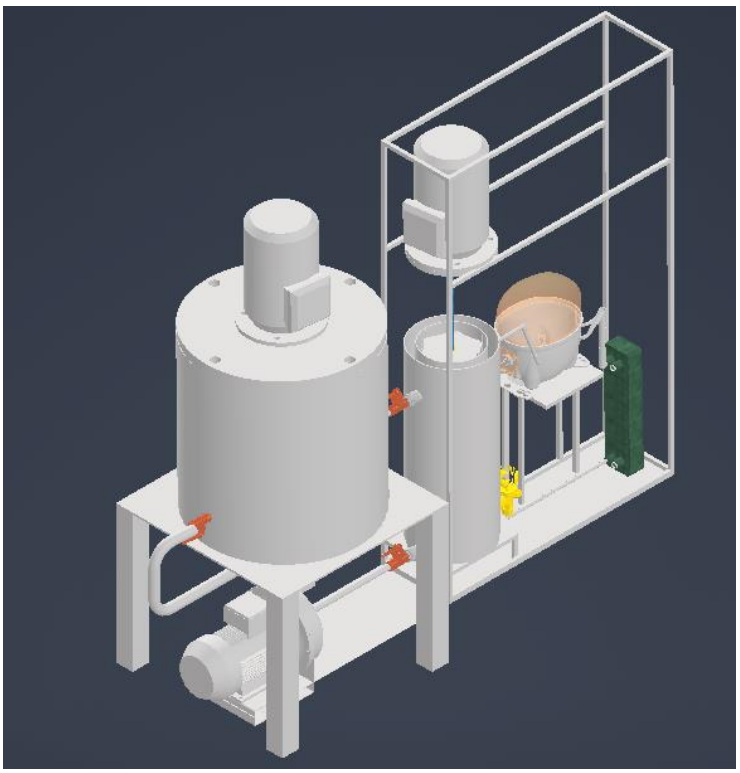


Figura 4-1-Modelo CAD del conjunto completo de la instalación con sus principales componentes, tuberías de conexión y bomba de circulación.

4.3 Presupuesto estimado del sistema

En este apartado se realiza una estimación económica del sistema diseñado, con el objetivo de valorar de forma orientativa su coste de fabricación y montaje. Para ello, el presupuesto se organiza por bloques, distinguiendo los componentes principales del circuito frigorífico, el sistema de generación de hielo líquido, el depósito con su sistema de agitación, la estructura de soporte y los elementos auxiliares de unión. En el caso de las piezas de diseño propio, el precio se ha estimado de forma aproximada a partir del material, la geometría y la dificultad de fabricación.

El primer bloque del presupuesto corresponde al circuito frigorífico, en el que se incluyen los equipos principales seleccionados para el funcionamiento del ciclo: el compresor hermético alternativo Danfoss NUG100NA para R290, la válvula de expansión termostática Danfoss de la familia TU/TC para R290 y el condensador de placas termosoldadas Alfa Laval de la serie AC18 / ACH18 / ACK18. A partir de estos elementos se estructura la estimación económica del circuito principal, al ser los componentes que definen la compresión, la expansión y la cesión de calor del refrigerante.

Junto con estos equipos principales, en la valoración del circuito frigorífico se consideran también los elementos auxiliares necesarios para completar el montaje, entre los que se incluyen la tubería de cobre, los racores, el aislamiento y el material de unión. Aunque su coste es menor que el de los componentes principales, su incorporación al presupuesto resulta necesaria para reflejar de forma más realista el coste del circuito tal y como ha sido diseñado. En la valoración del circuito frigorífico se consideran también los elementos auxiliares necesarios para completar el montaje, entre los que se incluyen la tubería de cobre, los racores, el aislamiento y el material de unión. Aunque su coste es menor que el de los componentes principales, su incorporación al presupuesto resulta necesaria para reflejar de forma más realista el coste del circuito tal y como ha sido diseñado [24], [25], [26], [27].

Elemento	**Número de elementos**	**Precio unitario**	**Precio total**
Compresor hermético alternativo Danfoss NUG100NA	1	103,99 €	103,99 €
Válvula de expansión termostática Danfoss TCBE R290	1	217,06 €	217,06 €
Condensador de placas Alfa Laval ACH18-10H-F	1	387,84 €	387,84 €
Tubería de cobre frigorífica 5/8" (rollo 15 m)	1	78,51 €	78,51 €
Material de unión y soldadura	1	22,85 €	22,85 €
TOTAL			**810,25 €**

Tabla 4-1-Coste estimado del circuito frigorífico.

La estimación económica del circuito frigorífico muestra que la mayor parte del coste de este bloque se concentra en los equipos principales del ciclo, especialmente en el condensador de placas y en la válvula de expansión. Frente a ello, la tubería frigorífica y el material de unión representan una fracción menor del presupuesto, aunque su incorporación resulta necesaria para reflejar de forma más realista el coste del subsistema tal y como ha sido diseñado.

El segundo bloque del presupuesto corresponde al sistema de generación de hielo líquido, en el que se incluyen el cilindro generador, el rascador, el eje, los soportes y el sistema de accionamiento. En este caso, la mayor parte de los elementos no se adquieren como un conjunto comercial cerrado, sino que parten del diseño propio del equipo, por lo que su coste se ha estimado de forma aproximada a partir del material y de la dificultad de fabricación, mientras que para el motor de accionamiento se toma como referencia un equipo comercial equivalente de ABB [23].

Elemento	Número de elementos	Precio unitario	Precio total
Cilindro generador	1	180,00 €	180,00 €
Rascador	1	45,00 €	45,00 €
Eje	1	35,00 €	35,00 €
Soportes y elementos de fijación	1	40,00 €	40,00 €
Sistema de accionamiento (motor ABB 0,75 kW, 1000 rpm, B3)	1	147,60 €	147,60 €
TOTAL			**447,60 €**

Tabla 4-2-Coste estimado del sistema de generación de hielo líquido.

Las piezas de diseño propio se han valorado mediante una estimación razonable de fabricación unitaria, atendiendo al material, la geometría y la dificultad de mecanizado. No obstante, en el caso de la hélice de agitación, aunque su fabricación sería técnicamente viable dentro del propio desarrollo del sistema, se ha adoptado de forma conservadora como referencia económica una hélice comercial de prestaciones equivalentes. En concreto, se toma como referencia una hoja agitadora IKA R 1303 de 80 mm, disponible comercialmente, al considerarse una solución más desfavorable desde el punto de vista económico y, por tanto, adecuada para estimar el coste en el peor caso. Esta elección simplifica además la selección del componente y proporciona una base de comparación directa con una solución real de mercado [28].

El siguiente bloque del presupuesto corresponde al depósito de almacenamiento, al sistema de agitación y a los elementos auxiliares del circuito de la disolución de agua con etilenglicol. Además del tanque y del sistema de mezcla, en esta partida se incorpora la bomba de circulación seleccionada para impulsar el hielo líquido desde la salida del generador, así como dos llaves de paso situadas a la entrada y a la salida de este subsistema, necesarias para permitir su aislamiento respecto del resto de la instalación. De este modo, esta parte del presupuesto recoge los elementos que completan el circuito de la disolución de agua con etilenglicol y facilitan tanto su funcionamiento como las operaciones de montaje, mantenimiento y manipulación del conjunto [29].

Elemento	Número de elementos	Precio unitario	Precio total
Depósito de almacenamiento de acero inoxidable 20 L	1	108,64 €	108,64 €
Sistema de accionamiento (motor ABB 0,75 kW, 1000 rpm, B3)	1	147,60 €	147,60 €
Eje y hélice de agitación	1	156,53 €	156,53 €
Bomba centrífuga	1	251,00 €	251,00 €
Llaves de paso	4	32,81 €	131,24 €
TOTAL			**794,01 €**

Tabla 4-3-Coste estimado del depósito, del sistema de agitación y del circuito de la disolución de agua con etilenglicol.

El último bloque del presupuesto corresponde a la estructura de soporte y a los elementos de integración del conjunto, ya que son los que permiten fijar los distintos componentes y mantener una disposición compacta y estable del sistema. Para esta partida se toma como referencia una estructura construida a partir de perfilería metálica o perfiles modulares, junto con la tornillería, los soportes y los accesorios necesarios para el montaje, considerando esta parte como el cierre constructivo del equipo diseñado[30].

Elemento	Número de elementos	Precio unitario	Precio total
Perfilería de aluminio 30 × 30	8 m	12,44 €/m	99,52 €
Tornillería y escuadras de unión	1	35,00 €	35,00 €
Soportes de fijación	1	40,00 €	40,00 €
Elementos auxiliares de integración	1	45,00 €	45,00 €
TOTAL			**219,52 €**

Tabla 4-4-Coste estimado de la estructura de soporte y de los elementos de integración

La partida correspondiente a la estructura de soporte se ha valorado a partir del precio visible de la perfilería modular seleccionada y de una estimación razonable para los elementos de unión, fijación e integración necesarios para completar el montaje del conjunto. De este modo, el bloque refleja no solo el coste del material estructural principal, sino también el de los accesorios imprescindibles para su ensamblaje.

Sección	Presupuesto
Circuito frigorífico	810,25 €
Sistema de generación de hielo líquido	447,60 €
Depósito y sistema de agitación	794,01 €
Estructura de soporte e integración	219,52 €
COSTE TOTAL DEL PROYECTO	**2.271,38 €**

Tabla 4-5-Presupuesto total estimado del sistema.

A partir de la suma de los bloques anteriores, el coste total estimado del sistema asciende a 2.271,38 €. De este modo, el presupuesto recoge de forma ordenada el coste aproximado del conjunto diseñado y permite identificar con claridad el peso económico de cada uno de los subsistemas principales.

Todos los importes recogidos en el presente presupuesto se expresan como precios de licitación y no incluyen el Impuesto sobre el Valor Añadido (IVA).

4.4 Limitaciones de la validación realizada

Aun cuando los resultados obtenidos permiten considerar técnicamente viable la solución propuesta, la validación desarrollada en este trabajo debe entenderse dentro del alcance propio de una fase de diseño. En ingeniería, la validación basada en modelos, cálculos y representaciones digitales constituye una herramienta útil para reducir incertidumbre en etapas tempranas, pero no sustituye por completo la comprobación experimental sobre un sistema físico real.

En este sentido, como se ha mencionado en los apartados anteriores, la coherencia termodinámica del ciclo y la compatibilidad geométrica del conjunto permiten justificar la factibilidad del diseño, pero no garantizan por sí solas el comportamiento real del equipo una vez construido. Aspectos como las pérdidas térmicas, las caídas de presión reales, las tolerancias de montaje o el ajuste efectivo entre componentes solo pueden evaluarse con mayor precisión durante la fabricación y el ensayo del sistema.

Además, en instalaciones frigoríficas de pequeña potencia, la respuesta final del sistema depende no solo del ciclo teórico, sino también de la correcta integración de los componentes, del control de funcionamiento y de las condiciones reales de operación. Por ello, la verificación definitiva de parámetros como la capacidad frigorífica, el consumo eléctrico, la estabilidad de funcionamiento o el rendimiento global requiere ensayos experimentales realizados sobre el equipo ensamblado.

Por tanto, la validación presentada en este trabajo debe interpretarse como una validación suficiente para sustentar el diseño propuesto, aunque necesariamente incompleta desde el punto de vista experimental. Esta limitación no invalida el trabajo realizado, sino que delimita su alcance y señala que la siguiente fase lógica del desarrollo consistiría en la construcción del prototipo y su posterior comprobación en condiciones reales de funcionamiento.

5 CONCLUSIONES Y LÍNEAS FUTURAS

5.1 Conclusiones

A partir del desarrollo realizado, puede concluirse que la solución adoptada resulta técnicamente adecuada para el objetivo planteado. El empleo de un ciclo de compresión mecánica de vapor con compresor, condensador, dispositivo de expansión y evaporador responde al esquema básico de funcionamiento de los sistemas frigoríficos convencionales, por lo que constituye una base válida para el diseño de un equipo experimental de pequeña potencia.

Asimismo, como se ha expuesto en el capítulo anterior, la validación realizada permite sostener que el sistema es coherente tanto desde el punto de vista termodinámico como desde el punto de vista geométrico y funcional. En consecuencia, el trabajo alcanza un grado de definición suficiente para justificar la factibilidad del diseño y para servir como base de una futura fase de desarrollo más avanzada. Esta interpretación es coherente con el enfoque de ingeniería de sistemas, en el que las fases iniciales de diseño y verificación permiten madurar una solución antes de su fabricación y ensayo.

No obstante, la conclusión anterior debe entenderse dentro del alcance propio de un diseño. La validación definitiva de un sistema de este tipo requiere ensamblaje, integración y ensayo sobre el prototipo, ya que la verificación y validación completas exigen comprobar el comportamiento del producto real frente a los requisitos establecidos. Por ello, el trabajo puede darse por concluido como diseño técnicamente fundamentado, aunque su confirmación final queda necesariamente ligada a una fase experimental posterior.

5.2 Líneas futuras

Como continuación natural de este trabajo, la primera línea futura debería orientarse a la construcción del prototipo y a su validación experimental. Solo mediante el montaje real del sistema será posible comprobar con precisión parámetros como la capacidad frigorífica efectiva, el consumo eléctrico, la estabilidad de funcionamiento y el comportamiento del conjunto en condiciones reales de operación, ya que la verificación completa de un diseño exige contrastar el producto físico con los requisitos definidos.

Una segunda línea futura consistiría en optimizar el diseño del equipo desde el punto de vista constructivo y funcional. En particular, sería conveniente revisar el dimensionado definitivo de tuberías, soportes, aislamiento, instrumentación y sistema de control, con el fin de mejorar la integración del conjunto y reducir incertidumbres asociadas al montaje y a la operación continua del prototipo. Esta fase permitiría pasar de un diseño a una solución más próxima a su aplicación práctica.

Además, desde una perspectiva aplicada, el sistema podría evolucionar hacia soluciones de apoyo logístico en entornos desplegados. La refrigeración es un elemento relevante en la gestión de productos

sanitarios termosensibles y en la conservación de determinados suministros, y tanto la OTAN como los sistemas logísticos militares subrayan la importancia de disponer de capacidades ágiles de sostenimiento y de cadena de frío en ambientes austeros. En ese sentido, una versión compacta y robusta del equipo podría estudiarse como apoyo a necesidades de campaña relacionadas con la conservación térmica de material sensible.

En particular, en el ámbito de la Infantería de Marina, esta línea futura podría orientarse al estudio de aplicaciones expedicionarias, donde la movilidad, la compacidad y la autonomía del sistema tendrían especial interés. Un desarrollo posterior podría analizar su integración como recurso de apoyo en despliegues avanzados, especialmente para sostenimiento logístico, conservación de productos termosensibles o apoyo sanitario en escenarios donde la capacidad de refrigeración condiciona directamente la continuidad operativa[31], [32].

6 BIBLIOGRAFÍA

[1] «ASHRAE Laboratory Design Guide, 2nd Ed.» Accedido: 18 de marzo de 2026. [En línea]. Disponible en: https://www.ashrae.org/technical-resources/bookstore/ashrae-laboratory-design-guide-2nd-ed?

[2] adminCUD, «Información sobre los recursos materiales directamente relacionados con el título». Accedido: 18 de marzo de 2026. [En línea]. Disponible en: https://cud.uvigo.es/recursos-materiales/

[3] F. bin N. Sarbaland, M. Kobayashi, D. Tanaka, R. Fujita, N. Tanaka, y M. Furuya, «Temperature Control in Microfluidic Devices: Approaches, Challenges, and Future Directions», *Appl. Sci.*, vol. 15, n.º 18, p. 9902, ene. 2025, doi: 10.3390/app15189902.

[4] G. L. Harris, «Selected Laboratoryand measurement practices and procedures to support basic mass calibrations: 2019 Edition», National Institute of Standards and Technology, Gaithersburg, MD, NIST IR 6969-2019, may 2019. doi: 10.6028/NIST.IR.6969-2019.

[5] A. Aguirre, «Ciclo de refrigeración: Diagrama y conceptos básicos», Area Academy. Accedido: 18 de marzo de 2026. [En línea]. Disponible en: https://areacooling.com/areacademy/es/ciclo-basico-de-refrigeracion/

[6] DANFOSS A/S, «DANFOSS». [En línea]. Disponible en: https://assets.danfoss.com/documents/latest/49699/AX000086437108en-000202.pdf?

[7] «Industrial Refrigeration Application Handbook | Danfoss». Accedido: 18 de marzo de 2026. [En línea]. Disponible en: https://www.danfoss.com/en/industries/refrigeration-and-air-conditioning/dcs/industrial-refrigeration/industrial-refrigeration-application-handbook/?

[8] H. Song, P. G. Verdin, y J. Zhang, «Research Developments and Applications of Ice Slurry», *Energies*, vol. 17, n.º 20, p. 5213, ene. 2024, doi: 10.3390/en17205213.

[9] M. Kauffeld, M. J. Wang, V. Goldstein, y K. E. Kasza, «Ice slurry applications», *Int. J. Refrig.*, vol. 33, n.º 8, pp. 1491-1505, dic. 2010, doi: 10.1016/j.ijrefrig.2010.07.018.

[10] D. Rubén Diz Montero, «ESTUDIOS SOBRE EL COMPORTAMIENTO FLUIDO-DINÁMICO Y TÉRMICO DEL HIELO LÍQUIDO EN PROCESOS DE INTERCAMBIO DE CALOR», Área de Máquinas y Motores Térmicos Vigo, 2015, Vigo.

[11] F. Lyu, R. Zhu, W. Tang, Y. Ding, y J. Liu, «Progress of ice slurry in food industry: application, production, heat and mass transfer», *Int. J. Food Sci. Technol.*, vol. 57, n.º 2, pp. 842-855, feb. 2022, doi: 10.1111/ijfs.15493.

[12] E. Stamatiou, J. W. Meewisse, y M. Kawaji, «Ice slurry generation involving moving parts», *Int. J. Refrig.*, vol. 28, n.º 1, pp. 60-72, ene. 2005, doi: 10.1016/j.ijrefrig.2004.07.016.

[13] «Ethylene Glycol Heat-Transfer Fluid Properties: Density, Data & Charts». Accedido: 18 de marzo de 2026. [En línea]. Disponible en: https://www.engineeringtoolbox.com/ethylene-glycol-d_146.html

[14] «Propane R-290», Copeland. Accedido: 18 de marzo de 2026. [En línea]. Disponible en: https://www.copeland.com/en-us/products/refrigeration/natural-refrigerants/propane

[15] «Refrigerant changeover guidelines». [En línea]. Disponible en: https://webapps.copeland.com/online-product-information/Publication/LaunchPDF?
[16] A. Aguirre, «Ciclo de refrigeración: Diagrama y conceptos básicos», Area Academy. Accedido: 9 de abril de 2026. [En línea]. Disponible en: https://areacooling.com/areacademy/es/ciclo-basico-de-refrigeracion/
[17] NIST, «Propiedades termofísicas de sistemas fluidos». Accedido: 25 de marzo de 2026. [En línea]. Disponible en: https://webbook.nist.gov/chemistry/fluid/?
[18] ASHRAE 2, «Heat-EX. ASHRAE».
[19] DANFOSS A/S, «Válvula Expansion».
[20] ALPHA LAVAL, «Condensador ALPHA».
[21] DANFOSS 2, «Compressor DANFOSS».
[22] «Pump». Accedido: 8 de abril de 2026. [En línea]. Disponible en: https://www.leopumps-europe.com/en/pump/AMS%20(deb%3C200l__mn)/AMSm70__0.37.html
[23] «Motor eléctrico trifasico ABB, 0,18 Kw, 1000 Rpm, B3», shop.electrodinamic.com. Accedido: 6 de abril de 2026. [En línea]. Disponible en: https://shop.electrodinamic.com/motores/2582-motor-electrico-trifasico-abb-de-018-kw-025-hp-1000-rpm-b3-patas-oeje-14-mm.html
[24] «20 VARILLAS SOLDADURA 5% PLATA 250G SUPER EGO | Obramat». Accedido: 6 de abril de 2026. [En línea]. Disponible en: https://www.obramat.es/productos/20-varillas-soldadura-5-plata-250g-super-ego-10600730.html
[25] «TUBO COBRE REFRIGERACION 5/8». Accedido: 6 de abril de 2026. [En línea]. Disponible en: https://www.obramat.es/productos/tubo-cobre-refrigeracion-5-8-15m-10141656.html
[26] «Thermostatic expansion valve, TCBE, R290». Accedido: 6 de abril de 2026. [En línea]. Disponible en: https://designcenter.danfoss.com/products/climate-solutions-for-cooling/valves/expansion-valves/thermostatic-expansion-valves/tu---tc/p/068U4383
[27] «Reciprocating compressor, NUG100NA | U range | Hermetic Reciprocating compressors | Compressors | Climate Solutions for cooling | Danfoss Great Britain Product Store». Accedido: 6 de abril de 2026. [En línea]. Disponible en: https://store.danfoss.com/gb/en/Climate-Solutions-for-cooling/Compressors/Hermetic-Reciprocating-compressors/U-range/Reciprocating-compressor%2C-NUG100NA/p/125B3345?
[28] «IKA R 1303 Dissolver Stirrer Shaft 2746700 – 80 mm Blade – New Open Box | eBay». Accedido: 8 de abril de 2026. [En línea]. Disponible en: https://www.ebay.es/itm/357411026201?
[29] «Depósito de expansión de acero inoxidable de 20 litros con tapa». Accedido: 6 de abril de 2026. [En línea]. Disponible en: https://www.manomano.es/p/deposito-de-expansion-abierto-de-acero-inoxidable-82618704
[30] «Perfil basico 30 x 30 aluminio anodizado natural», Proycsa, S.L. Accedido: 6 de abril de 2026. [En línea]. Disponible en: https://proycsa.es/producto/perfil-basico-30-x-30-aluminio-anodizado-natural/
[31] «NATO's role in logistics», Site name seo. Accedido: 26 de marzo de 2026. [En línea]. Disponible en: https://www.nato.int/en/what-we-do/deterrence-and-defence/natos-role-in-logistics
[32] «Medical Logistics», Military Health System. Accedido: 26 de marzo de 2026. [En línea]. Disponible en: https://www.health.mil/Military-Health-Topics/Health-Readiness/Medical-Logistics
[33] *Regulation (EU) 2024/573 of the European Parliament and of the Council of 7 February 2024 on fluorinated greenhouse gases, amending Directive (EU) 2019/1937 and repealing Regulation (EU) No 517/2014 (Text with EEA relevance)*. 2024. Accedido: 26 de marzo de 2026. [En línea]. Disponible en: http://data.europa.eu/eli/reg/2024/573/oj
[34] «ASHRAE Refrigerant Designations». Accedido: 26 de marzo de 2026. [En línea]. Disponible en: https://www.ashrae.org/technical-resources/standards-and-guidelines/ashrae-refrigerant-designations?
[35] «NSPE Code of Ethics for Engineers | National Society of Professional Engineers». Accedido: 26 de marzo de 2026. [En línea]. Disponible en: https://www.nspe.org/career-growth/nspe-code-ethics-engineers?

ANEXO I: IMPLICACIONES SOCIALES, Y/O ECONÓMICAS, Y/O AMBIENTALES

El sistema propuesto en este Trabajo Fin de Grado presenta implicaciones sociales, económicas y ambientales que conviene considerar, aun tratándose de un diseño. En primer lugar, desde el punto de vista social y de la seguridad, la utilización de R290 exige una atención especial, ya que ASHRAE clasifica este refrigerante dentro del grupo A3, es decir, de baja toxicidad y alta inflamabilidad. Por ello, cualquier desarrollo posterior del equipo deberá contemplar medidas adecuadas de diseño, manipulación y ventilación que garanticen una utilización segura en entorno de laboratorio.

Desde el punto de vista ambiental, la propuesta se alinea con la tendencia normativa actual de reducir el uso de gases fluorados de efecto invernadero y favorecer alternativas con menor impacto climático. El Reglamento (UE) 2024/573 tiene precisamente como objetivo prevenir las emisiones de gases fluorados y regular su uso, producción y comercialización, lo que refuerza el interés de soluciones basadas en refrigerantes alternativos como el R290, siempre que su aplicación se realice en condiciones seguras.

En el plano económico, aunque este trabajo no incluye todavía un presupuesto detallado cerrado, sí permite anticipar que la viabilidad del sistema no dependerá solo del coste de los componentes frigoríficos, sino también de los requisitos de seguridad asociados al uso de un refrigerante inflamable. En este sentido, puede inferirse que la adopción de R290 puede aportar ventajas por su encaje en el marco regulatorio actual, pero también puede exigir mayores precauciones de diseño, montaje y mantenimiento. Esta valoración debe entenderse como preliminar y vinculada a una futura fase de fabricación y ensayo.

En conjunto, puede afirmarse que el trabajo presenta un interés positivo desde el punto de vista ambiental y formativo, pero condicionado por la necesidad de garantizar la seguridad de la instalación y de validar experimentalmente el diseño. Por tanto, las implicaciones sociales, económicas y ambientales del sistema son relevantes y deberán tenerse en cuenta en una futura fase de desarrollo más próxima a su construcción real[33], [34].

ANEXO II: REFLEXIONES ÉTICAS Y SOCIALES

Desde una perspectiva ética, este trabajo debe valorarse no solo por su viabilidad técnica, sino también por la responsabilidad asociada a su diseño y a su posible aplicación futura. La ingeniería, según el código ético de la NSPE, debe ejercerse con honestidad, imparcialidad y orientada a la protección de la salud, la seguridad y el bienestar públicos, por lo que cualquier desarrollo posterior del sistema deberá priorizar estos criterios por encima de la mera funcionalidad del equipo.

En este sentido, la reflexión ética resulta especialmente relevante en un sistema de refrigeración que, en una fase futura, podría implicar montaje real, manipulación de componentes y uso de refrigerantes alternativos. El Reglamento (UE) 2024/573 exige certificación y formación para actividades que involucren gases fluorados o alternativas relevantes, incluidos refrigerantes naturales, y establece que esa formación debe cubrir la prevención de emisiones, la manipulación segura de equipos y los riesgos asociados a gases inflamables o tóxicos. Por ello, una continuación experimental del trabajo debería abordarse únicamente dentro de un marco de seguridad, capacitación y cumplimiento normativo.

Desde el punto de vista social, también resulta relevante la obligación de presentar el alcance real del proyecto de forma objetiva y veraz. La propia ética profesional de la ingeniería exige honestidad en la comunicación técnica, y eso implica reconocer que este Trabajo Fin de Grado corresponde a una fase de diseño y no a un sistema ya validado experimentalmente. Esta actitud, además de ser éticamente correcta, refuerza la calidad académica del trabajo y evita trasladar una percepción exagerada de sus resultados o de su grado de madurez tecnológica.

En conjunto, puede afirmarse que las principales reflexiones éticas y sociales derivadas de este trabajo se centran en la prioridad de la seguridad, la necesidad de una actuación técnica responsable y la obligación de comunicar con rigor el alcance real del diseño. Por tanto, cualquier evolución futura del sistema deberá mantener ese mismo criterio de prudencia, responsabilidad y honestidad profesional[33], [35].

ANEXO III: DECLARACIÓN DE USO DE INTELIGENCIA ARTIFICIAL

Declaro que, para la elaboración del presente Trabajo Fin de Grado, se han empleado herramientas de inteligencia artificial únicamente como apoyo puntual en tareas auxiliares de redacción, revisión formal, mejora de la expresión escrita y organización del contenido.

El uso de dichas herramientas no ha sustituido en ningún caso el trabajo intelectual propio, la toma de decisiones técnicas, el desarrollo de los cálculos, la selección de soluciones de diseño, la interpretación de resultados ni la elaboración original del contenido académico y técnico presentado en esta memoria.

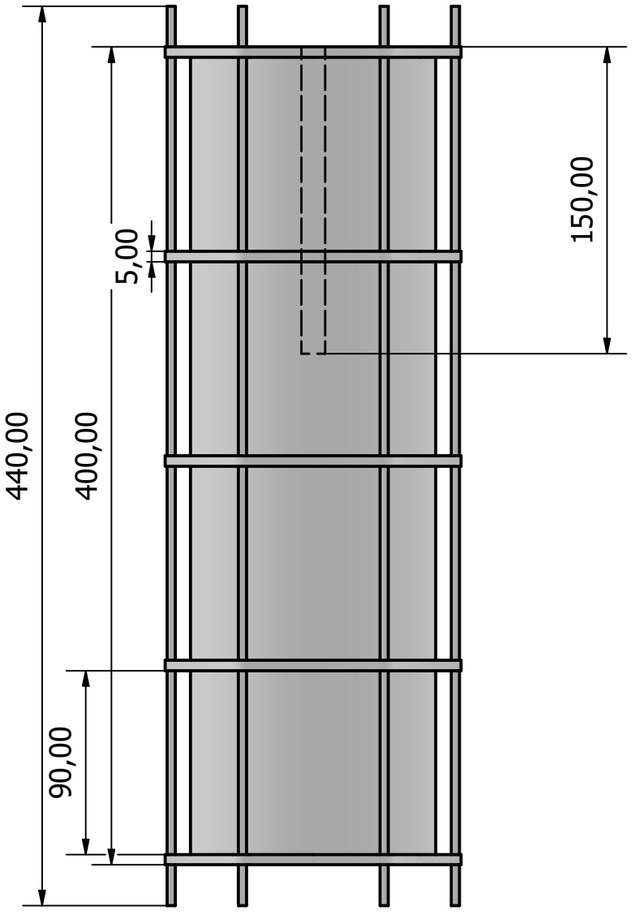
Asimismo, manifiesto que la responsabilidad sobre la veracidad, exactitud, coherencia y contenido final del trabajo corresponde exclusivamente al autor, quien ha revisado, contrastado y validado la información incorporada al documento.

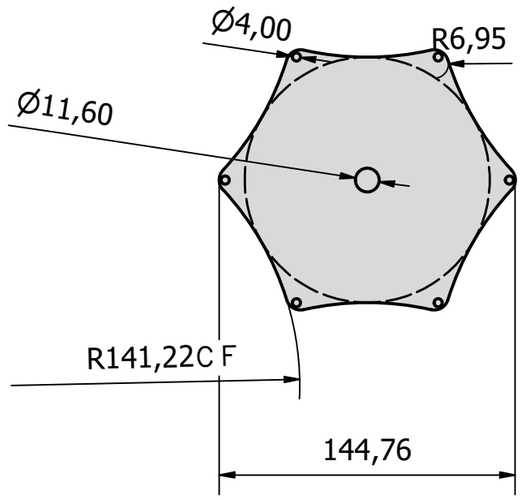
Y, para que así conste, se incluye la presente declaración junto con la documentación del Trabajo Fin de Grado.

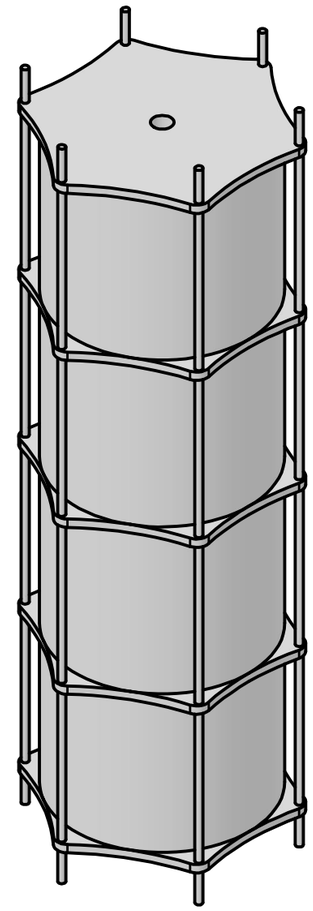
ANEXO IV: PLANOS

En este apartado se recogen los planos correspondientes al diseño desarrollado en el presente Trabajo Fin de Grado. Su finalidad es representar de forma gráfica la solución propuesta, definiendo la disposición general del conjunto, la integración de los componentes principales y aquellos elementos constructivos necesarios para su futura materialización.

La documentación gráfica incluida permite complementar la información desarrollada en la memoria, facilitando la interpretación geométrica del sistema y proporcionando una base técnica para una posible fase posterior de fabricación, montaje y validación experimental.

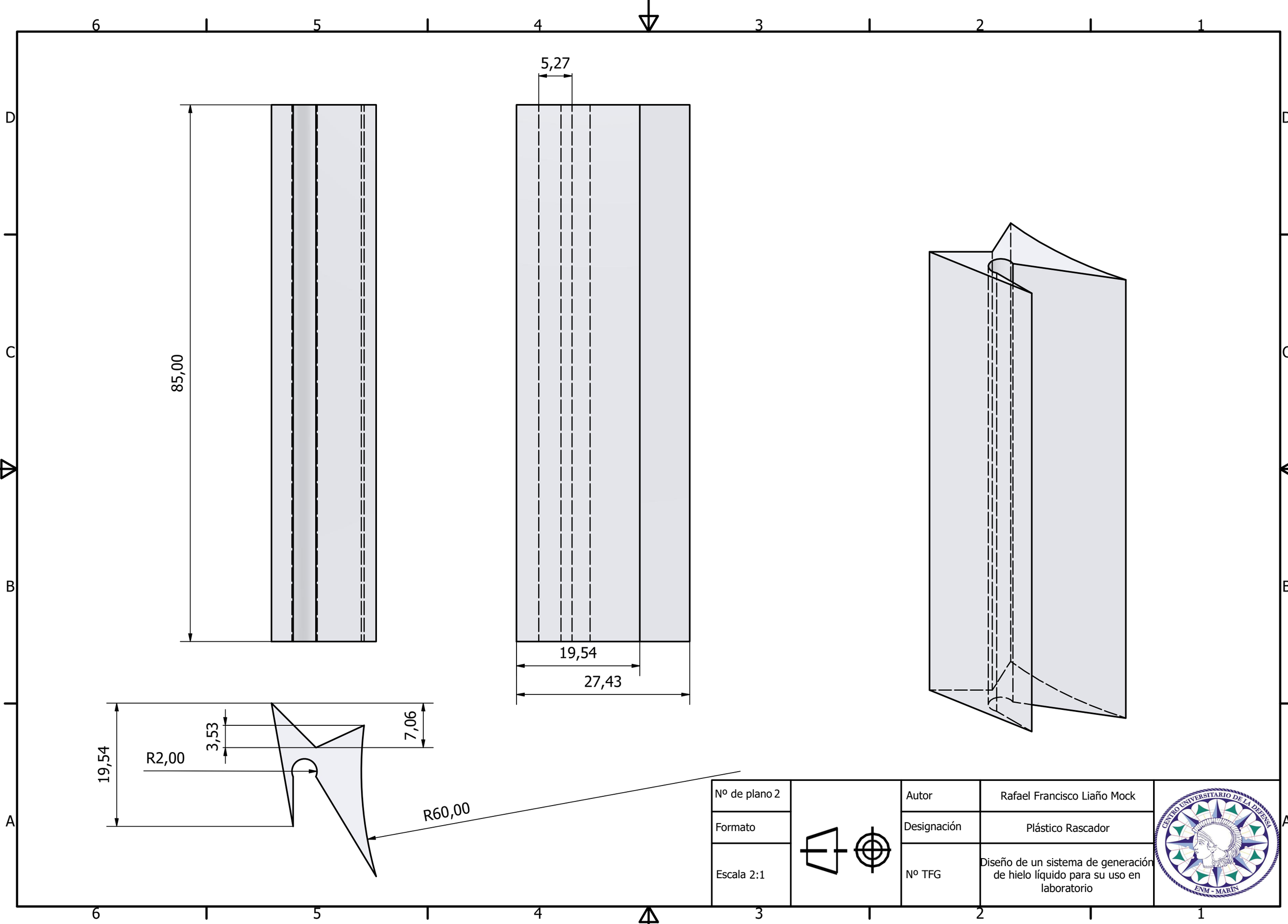






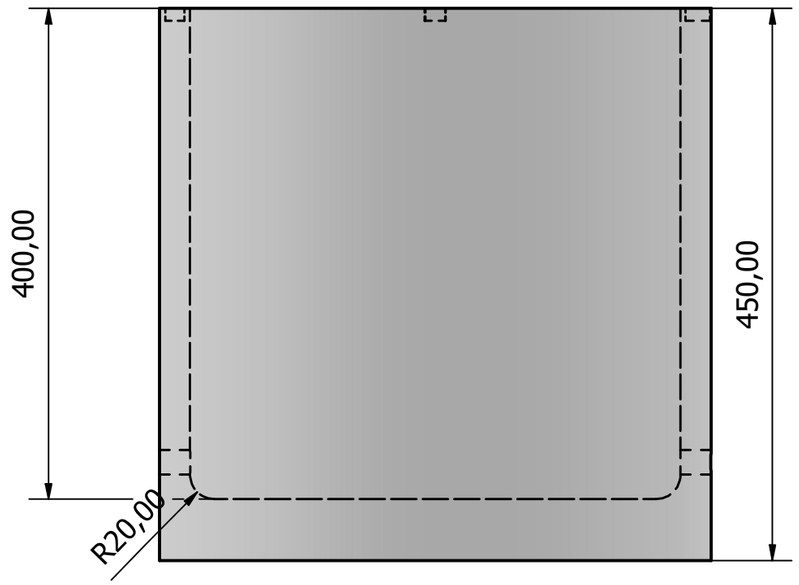
Nº de plano 1		Autor	Rafael Francisco Liaño Mock
Formato		Designación	Cilindro rascador
Escala 1:3		Nº TFG	Diseño de un sistema de generación de hielo líquido para su uso en laboratorio

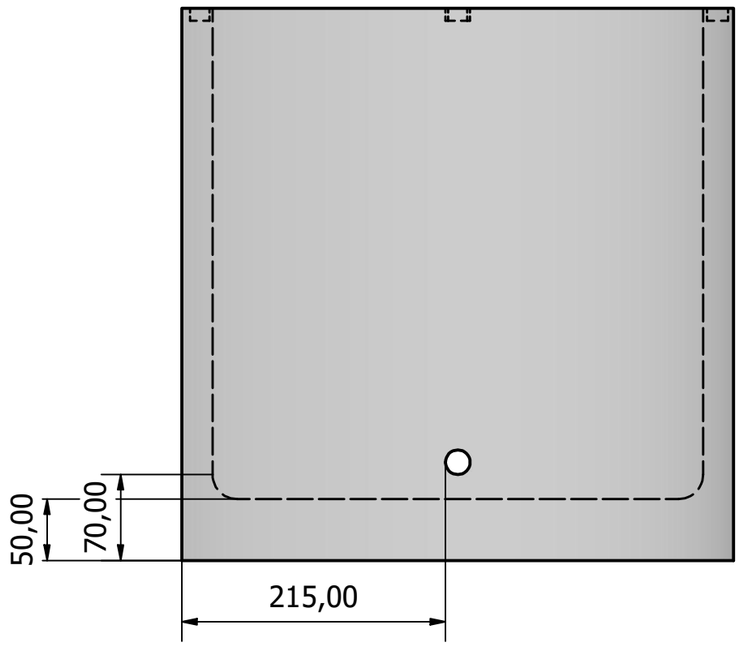
CENTRO UNIVERSITARIO DE LA DEFENSA
ENM - MARÍN

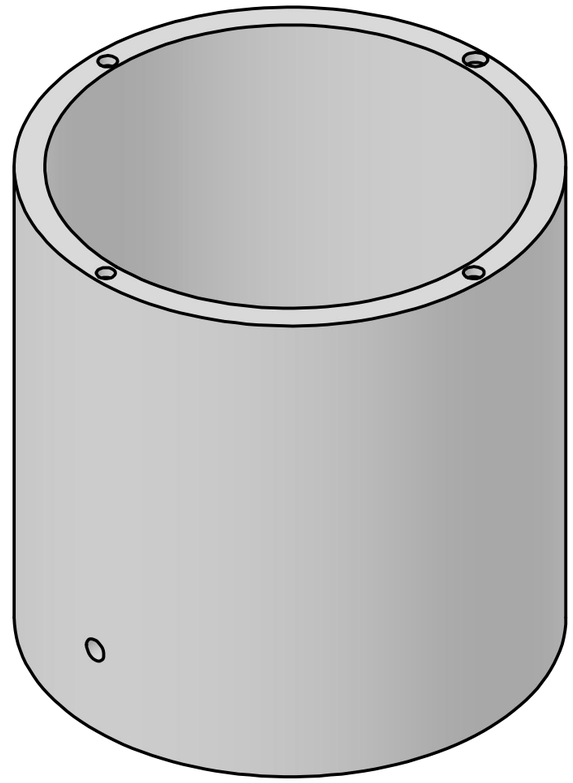


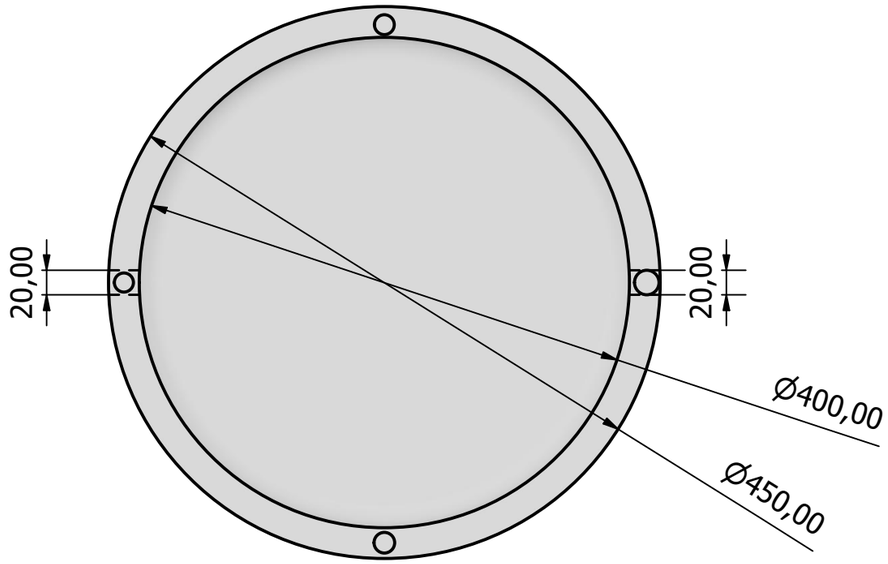
Nº de plano 2		Autor	Rafael Francisco Liaño Mock
Formato		Designación	Plástico Rascador
Escala 2:1		Nº TFG	Diseño de un sistema de generación de hielo líquido para su uso en laboratorio

CENTRO UNIVERSITARIO DE LA DEFENSA
ENM - MARÍN



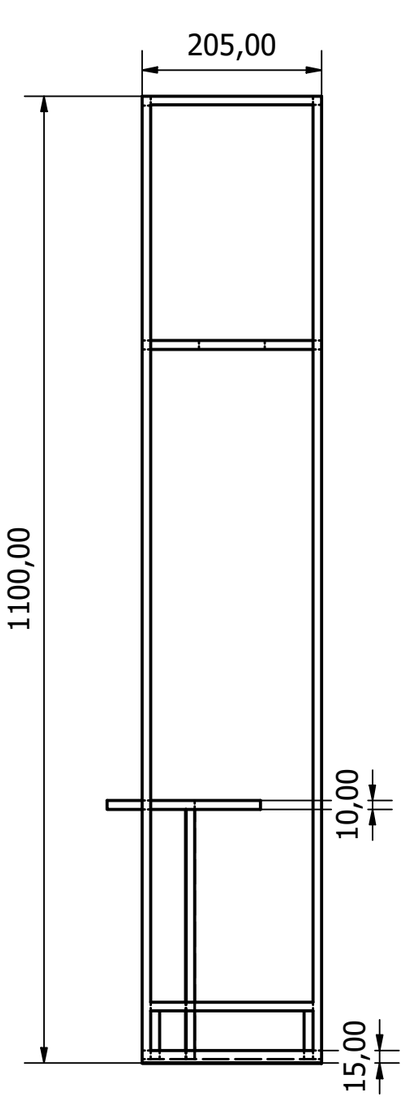


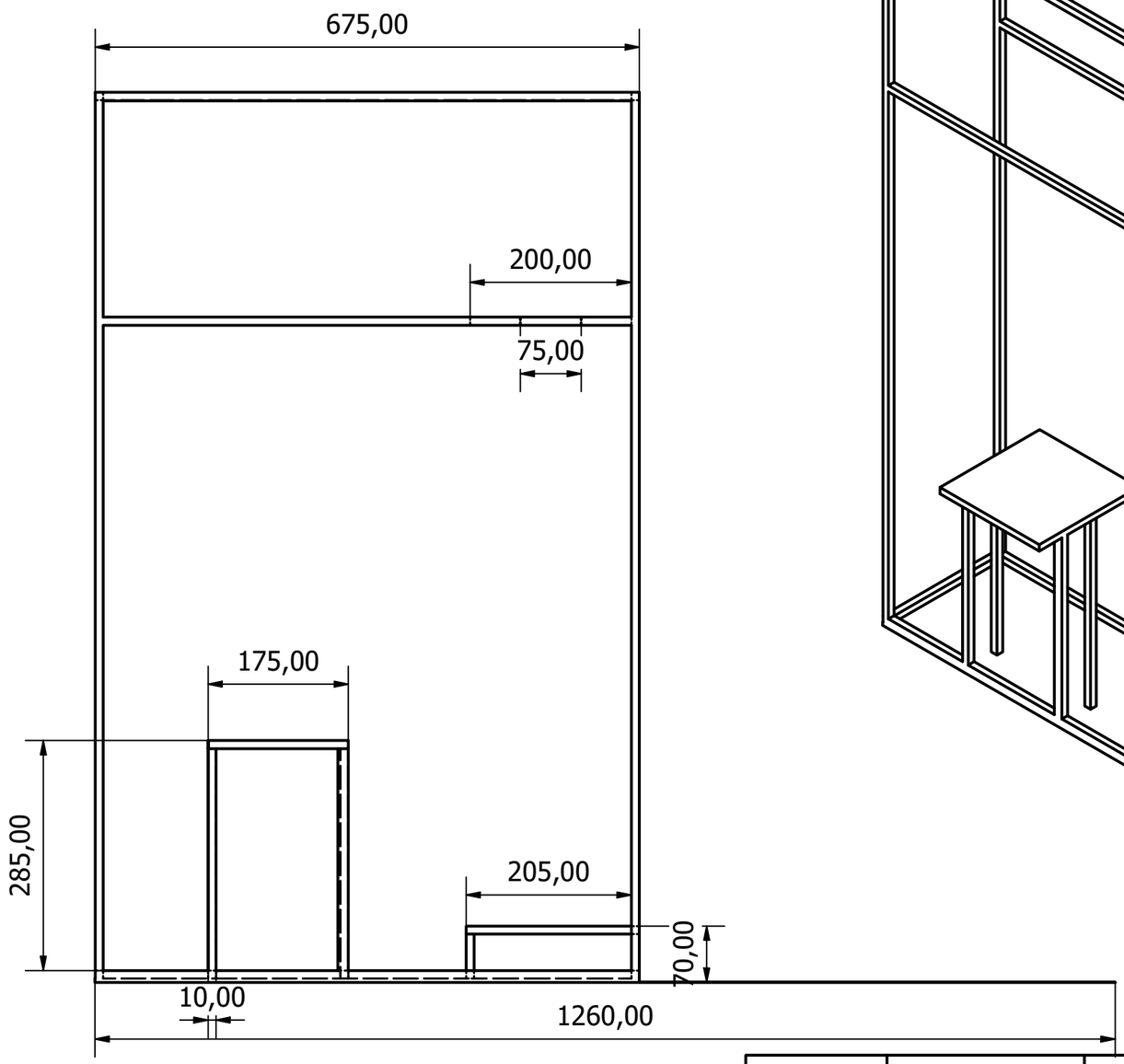


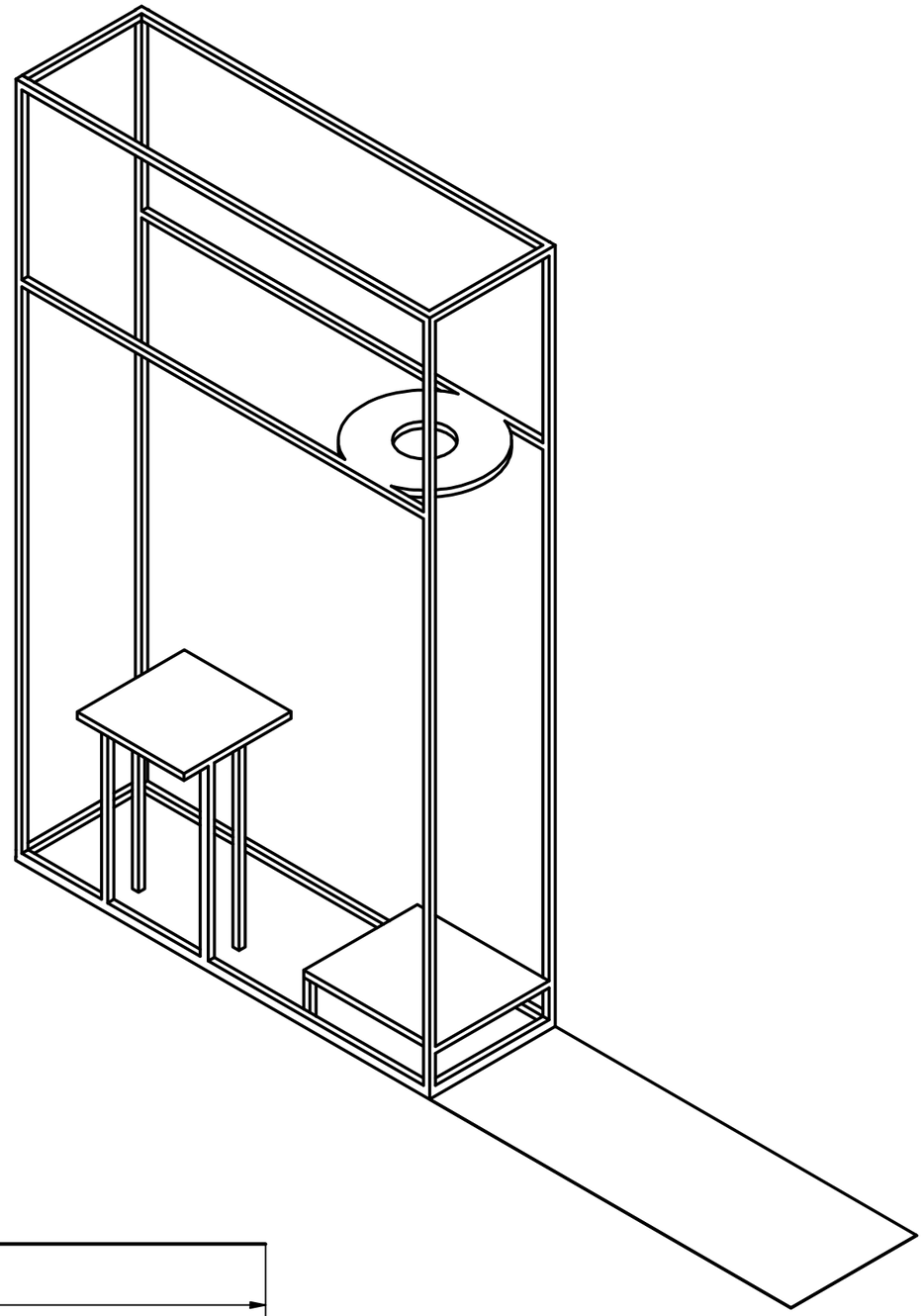


Nº de plano 3		Autor	Rafael Francisco Liaño Mock
Formato		Designación	Tanque
Escala 1:5		Nº TFG	Diseño de un sistema de generación de hielo líquido para su uso en laboratorio

CENTRO UNIVERSITARIO DE LA DEFENSA
ENM - MARÍN

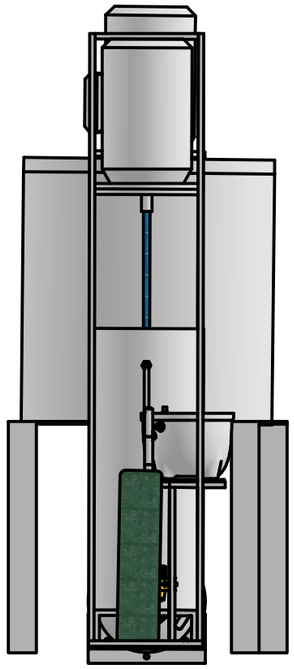


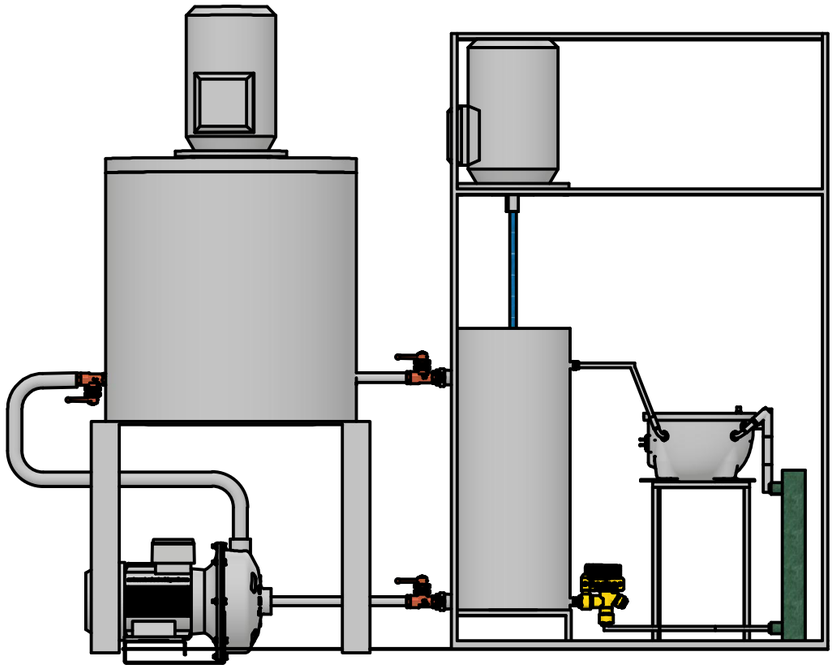


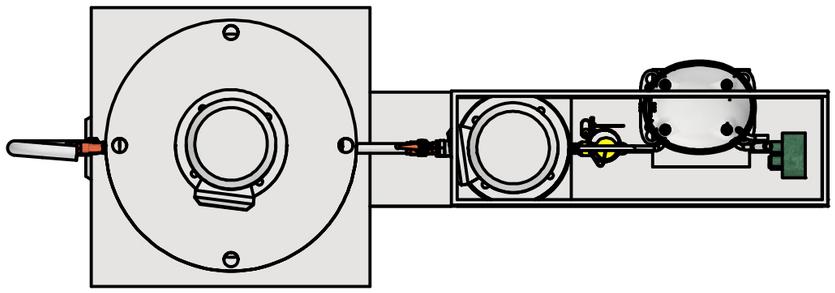


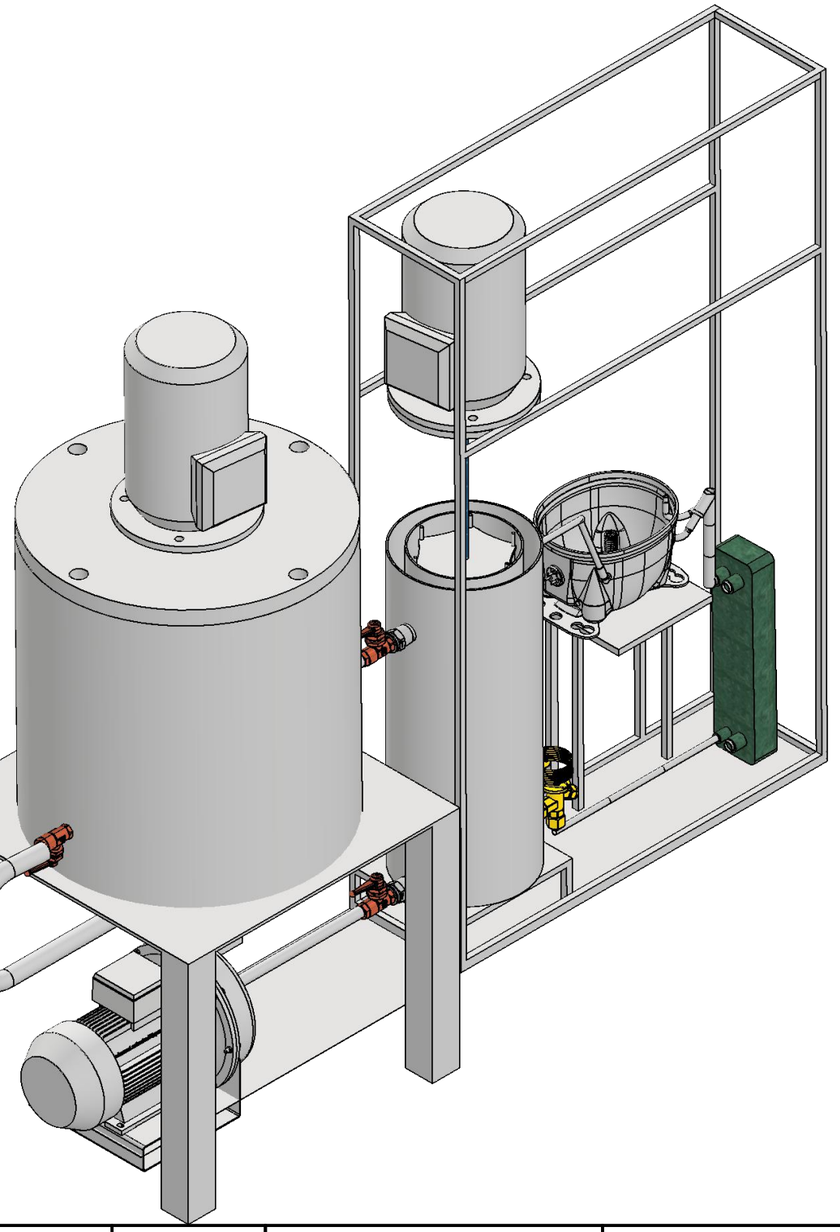
Nº de plano 4		Autor	Rafael Francisco Liaño Mock
Formato		Designación	Soporte
Escala 1:8		Nº TFG	Diseño de un sistema de generación de hielo líquido para su uso en laboratorio

CENTRO UNIVERSITARIO DE LA DEFENSA
ENM - MARÍN









Nº de plano 5		Autor	Rafael Francisco Liaño Mock	CENTRO UNIVERSITARIO DE LA DEFENSA ENM - MARÍN
Formato		Designación	Ensamblaje General	
Escala 1:11		Nº TFG	Diseño de un sistema de generación de hielo líquido para su uso en laboratrio	