



UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA

SEDE QUITO

CARRERA DE MECÁNICA

**DISEÑO Y SIMULACIÓN DE UN SISTEMA DE CONGELACIÓN PARA LA
CONSERVACIÓN DE 1000 kg DE CAMARÓN HASTA -20 °C UTILIZANDO CO_2
COMO FLUIDO REFRIGERANTE**

Trabajo de titulación previo a la obtención del

Título de Ingeniero Mecánico

AUTOR: OSWALDO EFRAÍN CEDEÑO TAPIA

TUTORA: MARÍA CRISTINA CALERO ARMAS

Quito – Ecuador

2026

CERTIFICADO DE RESPONSABILIDAD Y AUTORÍA DEL TRABAJO DE TITULACIÓN

Yo, Oswaldo Efraín Cedeño Tapia con documento de identificación N° 1721517066 manifiesto que:

Soy el autor y responsable del presente trabajo; y autorizo a que sin fines de lucro la Universidad Politécnica Salesiana pueda usar, difundir, reproducir o publicar de manera total o parcial el presente trabajo de titulación.

Quito, 3 de marzo del año 2026

Atentamente,



Oswaldo Efraín Cedeño Tapia

1721517066

**CERTIFICADO DE CESIÓN DE DERECHOS DE AUTOR DEL TRABAJO DE
TITULACIÓN A LA UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA**

Yo, Oswaldo Efraín Cedeño Tapia con documento de identificación N° 1721517066, expreso mi voluntad y por medio del presente documento cedo a la Universidad Politécnica Salesiana la titularidad sobre los derechos patrimoniales en virtud de que soy autor de la Propuesta Tecnológica: “Diseño y simulación de un sistema de congelación para la conservación de 1000 kg de camarón hasta -20 °C utilizando CO_2 como fluido refrigerante”, el cual ha sido desarrollado para optar por el título de: Ingeniero Mecánico, en la Universidad Politécnica Salesiana, quedando la Universidad facultada para ejercer plenamente los derechos cedidos anteriormente.

En concordancia con lo manifestado, suscribo este documento en el momento que hago la entrega del trabajo final en formato digital a la Biblioteca de la Universidad Politécnica Salesiana.

Quito, 3 de marzo del año 2026

Atentamente,



Oswaldo Efraín Cedeño Tapia

1721517066

CERTIFICADO DE DIRECCIÓN DEL TRABAJO DE TITULACIÓN

Yo, María Cristina Calero Armas con documento de identificación N° 1714550645, docente de la Universidad Politécnica Salesiana, declaro que bajo mi tutoría fue desarrollado el trabajo de titulación: DISEÑO Y SIMULACIÓN DE UN SISTEMA DE CONGELACIÓN PARA LA CONSERVACIÓN DE 1000 kg DE CAMARÓN HASTA -20 °C UTILIZANDO CO_2 COMO FLUIDO REFRIGERANTE, realizado por Oswaldo Efraín Cedeño Tapia con documento de identificación N° 1721517066, obteniendo como resultado final el trabajo de titulación bajo la opción Propuesta Tecnológica que cumple con todos los requisitos determinados por la Universidad Politécnica Salesiana.

Quito, 3 de marzo del año 2026

Atentamente,



Fís. María Cristina Calero Armas, MSc.

1714550645

DEDICATORIA

A la memoria de **María Eugenia Hidalgo Vilaña**, mi abuelita; por su amor y entrega total, por su alegría y sus tristezas, por haber sido mi paño de lágrimas y mi compañera en la música nacional. Su guía y crianza, junto a su ejemplo de vida y superación, indudablemente me trajeron hasta aquí.

Aunque ya no esté físicamente a mi lado, su amor -que trasciende cualquier parámetro de la física y mecánica- me ha motivado a jamás claudicar, como un robledal cuya grandeza necesita del agua y no la implora; su testimonio de vida ha sido el cimiento de todo lo que soy ahora.

Este título es más suyo que mío, ahora, permítame compararle con el cielo, y a mí me corresponde ser el mar, le extraño y le amo por siempre.

AGRADECIMIENTO

A mis hermanos: A **Ricardo Cedeño**, por darme ese soporte cuando sentía que no pisaba fondo, por ser mi confidente, por confiar plenamente en mí y mis capacidades y por siempre estar incansable a mi lado con cada decisión tomada, fuiste el impulso para poder alcanzar esto, ya que, sin ti, habría sido todo muy diferente. A **Édison Cedeño**, por ser el mejor maestro y amigo que he tenido desde que soy niño, tu presencia ha sido el refugio necesario durante este largo camino académico; gracias por inculcar en mí, el don de ser perseverante, por siempre impulsarme a alcanzar la excelencia académica, a jamás rendirme y, sobre todo, la disciplina que exige ser un atleta del más alto nivel.

A mis padres: **Bolívar Cedeño y Guadalupe Tapia**, por ser el soporte constante en mi vida, porque a pesar de todo, confiaron en mí, incluso en los días de mayor incertidumbre, todo mi amor y gratitud para ustedes. A mi padre, por hacer lo posible con lo que tuvo disponible en su momento y, sobre todo, por enseñarme el amor y pasión al fútbol soccer, que ha sido algo fundamental en mi vida; A mi madre, por su infinito amor, por sustentar cada duda personal o existencial y por mantenernos con vida, esos momentos únicos al conversar que son invaluable y eternos que quedan grabados en la memoria y, por su forma particular de haberme criado, por enseñarme a tener personalidad de ganador. A mis tíos: **Carlos Tapia y Oswaldo Tapia**, cuyo ejemplo de superación y lucha constante han sido aliento prioritario en mi vida para culminar esta etapa. Gracias por acompañarme en este proceso; por ser padres, guías, y amigos para mí.

A mis cuñadas: **Grace Cargua**, por sus consejos técnicos y charlas personales en el intento de ayudarme a ser mejor. A **Yanara Rosero**, quien es una hermana en mí vida, por siempre estar al pendiente desde que nos conocimos, su orientación e intensa preocupación hacia mí persona para jamás desistir en mis objetivos y, sobre todo, por cuidar de mi mamá mientras yo no estoy, porque hay acciones que valen mucho más que mil palabras.

A mi sobrino, **Matías Efraín Cedeño**, quien, con sus risas y ocurrencias, tiene el don de subir el ánimo a las personas, por ser amoroso con mi mamá, y que tenga siempre presente que siempre se puede ser mejor.

A mis amigos: **Diego Mora**, con quien llevo una amistad de muchos años, y que, a pesar de las diferencias y similitudes, se convirtió en mi familia sin necesidad de consanguinidad alguna.

A **Lenin Aucatoma**, el mejor amigo que me dejó la universidad, por demostrarme la humildad que caracteriza a un buen ser humano a pesar de los títulos y logros académicos que pueda alcanzar, y, sobre todo, el amor al fútbol que nos hizo tan cercanos.

A mi psicóloga, **Ximena Tapia**, por siempre estar disponible para mí; por proporcionarme las herramientas necesarias para poder cumplir todos mis objetivos personales y buscar plenamente mi felicidad.

A mis preparadores físicos: **Álvaro Martínez, Geovanny González y Edwin Ñacato**, quienes con el tiempo dejaron de ser solo mis entrenadores para convertirse en personas cercanas a mi vida.

A mi preparador de arqueros, **Juan José Bermeo**, por haberme extendido la mano en uno de los momentos más difíciles de mi vida. Gracias por su apoyo incondicional, por las exigencias personales en cada entrenamiento, por las charlas incómodas y por esa amistad que se mantiene firme hasta el día de hoy.

Índice general

CERTIFICADO DE RESPONSABILIDAD Y AUTORÍA DEL TRABAJO DE TITULACIÓN.....	II
CERTIFICADO DE CESIÓN DE DERECHOS DE AUTOR DEL TRABAJO DE TITULACIÓN A LA UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA.....	III
CERTIFICADO DE DIRECCIÓN DEL TRABAJO DE TITULACIÓN	IV
DEDICATORIA.....	V
AGRADECIMIENTO.....	VI
Índice de figuras	XIII
Resumen	XV
Abstract	XVI
Introducción	1
Problema.....	3
Antecedentes	5
Justificación.....	7
Objetivos	8
Objetivo general	8
Objetivos específicos.....	8
Capítulo I	9
Fundamentos teóricos.....	9
1.1 Proceso descriptivo del camarón entero	9

1.1	Termodinámica de la congelación de los alimentos	11
1.2	Sistema de refrigeración de compresión mecánica mediante CO ₂	13
1.2.1	Compresión	15
1.2.3	Condensación	16
1.2.4	Expansión	17
1.2.5	Evaporación.....	17
1.3	Coefficiente de rendimiento (COP)	18
1.4	Fenómenos de transferencia de calor y mecánica de fluidos.....	19
1.4.1	Mecanismos fundamentales de transferencia de calor	19
1.5	Fundamentos de mecánica de fluidos aplicados a la congelación.....	23
1.6	Refrigerantes.....	25
1.6.1	CO ₂ (R – 744) como refrigerante natural	25
1.6.2	Propiedades termodinámicas del CO ₂	27
1.6.3	Comparación con otros refrigerantes	27
1.6.4	Aplicaciones industriales del R-744 en sistemas de congelación	28
Capítulo II	31
	Diseño térmico del sistema de congelación	31
2.1	Fundamento teórico del diseño térmico.....	31
2.2	Dimensionamiento.....	31
2.3	Cálculos para diseñar el cuarto de congelación.....	31
2.3.1	Cálculos de áreas de transmisión.....	32

2.3.2 Carga térmica del producto	33
2.3.3 Carga térmica por iluminación	35
2.3.4 Carga térmica por personas	36
2.3.5 Carga térmica por infiltración mediante intercambio de aire.....	37
2.3.6 Carga sensible por infiltración:	39
2.3.7 Carga térmica producida por motores eléctricos	39
2.3.8 Carga térmica total de refrigeración	40
2.3.9 Suficiencia frigorífica del sistema	41
2.4 Selección del refrigerante	42
2.5 Cálculos y dimensionamiento para el evaporador	42
2.6 Válvula o dispositivo de expansión	44
2.7 Compresor: métodos, cálculos y resultados	45
2.7.1 Trabajo específico de compresión y potencia	45
2.7.2 Cálculo del COP del ciclo	46
2.8 Calor rechazado en el condensador y dimensionamiento con cálculos.....	46
2.8.1 Caudal volumétrico de aspiración y desplazamiento	46
2.9 Selección de los equipos del sistema de congelación.....	47
2.9.1 Evaporador (enfriador de aire)	47
2.9.2 Compresor (R-744, CO ₂).....	48
2.9.3 Condensador (enfriado por aire).....	50
2.9.4 Mecanismo de regulación y estrangulamiento de flujo.....	50

2.9.5 Accesorios y elementos de seguridad.....	51
2.9.6 Conclusión de la selección de equipos	52
Capítulo III	53
Diseño y simulación del cuarto de congelación	53
3.1 Proceso de simulación	53
3.1.1 Modelado geométrico.....	53
3.1.2 Mallado.....	56
3.1.3 Parámetros de contorno del modelo	59
3.1.4 Resultados de la simulación	59
Capítulo IV.....	67
Análisis de factibilidad financiera.....	67
4.1 Factibilidad económica del sistema de congelación.....	67
4.1.1 Costos referenciales de aislamiento térmico	67
4.1.2 Valoración de suministros para la unidad de refrigeración	68
4.1.3 Valoración de servicios profesionales y montaje técnico	69
4.1.4 Costo total del cuarto de refrigeración	70
4.2 Determinación de la rentabilidad: Análisis del VPN y la Tasa Interna.....	70
4.3 Evaluación financiera mediante indicadores VPN y TIR con referencia a la empresa camaronera “ARCARIS S.A”.....	71
4.3.1 Datos financieros del proyecto	71
4.3.2 Estimación de ingresos y egresos operativos	72

4.3.2 Cálculo del VPN.....	72
4.3.3 Cálculo de TIR	73
Conclusiones y Recomendaciones	74
5.1 Conclusiones.....	74
5.2 Recomendaciones	76
Referencias	77
ANEXOS.....	80

Índice de figuras

Figura 1. <i>Diagrama del proceso de camarón entero de piscina, tratado con MBS</i>	10
Figura 2. <i>Curvas de congelación</i>	13
Figura 3. <i>Componentes del sistema de refrigeración por compresión mediante vapor.</i>	14
Figura 4. <i>Diagrama (Ph) Presión-Entalpía del sistema frigorífico mediante compresión mecánica y expansión directa</i>	15
Figura 5. <i>Conducción mediante un sólido</i>	20
Figura 6. <i>Transferencia de calor mediante convección natural y convección forzada</i>	21
Figura 7. <i>Transferencia de calor mediante radiación</i>	23
Figura 8. <i>Regiones asociadas con el valor del número de Reynolds</i>	24
Figura 9. <i>Diagrama de Mollier del CO2 subcrítico</i>	26
Figura 10. <i>Porcentaje estimado de uso de distintos refrigerantes a nivel global</i>	29
Figura 11. <i>Evaporador GÜNTNER para CO2</i>	48
Figura 12. <i>Compresor semihermético Danfoss HGX CO2 subcritical</i>	49
Figura 13. <i>Condensador Hispania CO2 Subcrítico</i>	50
Figura 14. <i>Válvula de expansión Danfoss</i>	51
Figura 15. <i>Esquema del cuarto de congelación.</i>	54
Figura 16. <i>Diseño del evaporador en SolidWorks</i>	55
Figura 17. <i>Diseño de jabs de camarón</i>	56
Figura 18. <i>Mallado general del cuarto de congelación, corte transversal, plano YZ</i> ...57	
Figura 19. <i>Mallado del cuarto de congelación, corte transversal, plano XZ</i>	58
Figura 20. <i>Nivel de refinamiento de la malla del cuarto de congelación</i>	58
Figura 21. <i>Esquema del flujo de velocidad lineal del aire</i>	60
Figura 22. <i>Plot 3D del mapa de temperatura</i>	61
Figura 23. <i>Corte de temperatura del cuarto, sin carga</i>	62
Figura 24. <i>Plot 3D de la temperatura con carga térmica</i>	63
Figura 25. <i>Gradiente de temperatura del cuarto, corte en carga térmica</i>	64
Figura 26. <i>Historial de la temperatura promedio del camarón en función de las iteraciones del solver.</i>	65

Lista de tablas

Tabla 1. <i>Características térmicas de productos alimenticios</i>	11
Tabla 2. <i>Comparación de distintos tipos de refrigerantes</i>	28
Tabla 4. <i>Cálculo de las transmisiones en las paredes del recinto</i>	32
Tabla 5. <i>Valores representativos de la temperatura promedio del camarón en función de las iteraciones del solver, utilizados para analizar la convergencia térmica del sistema</i> ...	66
Tabla 6. <i>Costos del aislamiento térmico</i>	67
Tabla 7. <i>Desglose de inversión para el equipamiento frigorífico</i>	68
Tabla 8. <i>Análisis de costos de intervención laboral</i>	69
Tabla 9. <i>Costo total del cuarto de refrigeración</i>	70
Tabla 10. <i>Estimación de ingresos y egresos en una proyección de 5 años</i>	72

Resumen

La presente propuesta tecnológica muestra el diseño de un sistema de congelación para la conservación de 1000 kg de camarón hasta una temperatura de $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$, utilizando dióxido de carbono (R-744) como fluido refrigerante en un ciclo de compresión en régimen subcrítico y se verifica mediante simulación computarizada.

El estudio comprende el análisis termodinámico del proceso de congelación del camarón, el cálculo de los requerimientos térmicos totales del sistema y dimensionamiento de los principales componentes frigoríficos, considerando criterios técnicos, ambientales y operativos. Adicionalmente, se utiliza la dinámica de fluidos computacional (CFD) para analizar el flujo de aire y la distribución térmica en el sistema, con el fin de verificar la uniformidad del proceso y la correcta extracción de calor del producto.

Los resultados obtenidos demuestran que el sistema diseñado logra alcanzar y mantiene de manera uniforme la temperatura objetivo de $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$ en la carga de camarón, validando el diseño térmico y la selección de equipos. Asimismo, el uso del CO_2 como refrigerante representa una alternativa ambientalmente sostenible frente a refrigerantes convencionales, cumpliendo con los requisitos técnicos para aplicaciones industriales de congelación de productos pesqueros.

Palabras clave: GWP, congelación, carga térmica, ciclo de compresión subcrítico, coeficiente COP.

Abstract

This technological proposal shows the design of a freezing system for the conservation of 1000 kg of shrimp up to a temperature of $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$, using carbon dioxide (R-744) as a cooling fluid in a compression cycle in a subcritical regime and is verified by computerized simulation.

The study includes the thermodynamic analysis of the shrimp freezing process, the calculation of the total thermal requirements of the system and the dimensioning of the main refrigeration components, considering technical, environmental and operational criteria. In addition, computational fluid dynamics (CFD) is used to analyze the airflow and thermal distribution in the system, in order to verify the uniformity of the process and the correct extraction of heat from the product.

The results obtained show that the designed system manages to achieve and uniformly maintains the target temperature of $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$ in the shrimp load, validating the thermal design and equipment selection. Likewise, the use of CO_2 as a refrigerant represents an environmentally sustainable alternative to conventional refrigerants, fulfilling the technical requirements for industrial applications for the freezing of fish products.

Keywords: GWP, freezing, thermal load, subcritical compression cycle, COP coefficient.

Introducción

En las últimas décadas, el sector dedicado al procesamiento de alimentos congelados ha incorporado herramientas de simulación computacional y modelado térmico como parte fundamental del diseño de sistemas de refrigeración y congelación. Estos avances permiten prever el comportamiento térmico de productos complejos antes de realizar costosos ensayos experimentales, aportando un respaldo científico confiable para la definición de criterios de diseño, por eso la importancia de incluir el modelado mediante software especializado [1].

El procesamiento del camarón representa un desafío particular debido a su composición química, contenido de agua y morfología irregular. De acuerdo con Gutiérrez [2], la estructura muscular del camarón presenta zonas con diferentes tasas de congelación y variaciones en la conductividad térmica, lo que requiere un control uniforme del flujo de aire frío dentro del cuarto de congelación. Actualmente, la dinámica de fluidos computacional constituye una herramienta robusta para analizar la interacción entre las corrientes de aire, los intercambiadores de calor y el producto, permitiendo identificar áreas con enfriamiento deficiente o exceso de flujo.

Una de las técnicas más efectivas para la conservación de productos alimenticios, especialmente en el sector pesquero, es el proceso de congelación, donde el valor comercial de los mismos está dictaminado por su calidad y frescura. En el caso del camarón ecuatoriano, el cual es el principal rubro de exportación no petrolero del país, el adecuado manejo y conservación durante las etapas de procesamiento y almacenamiento es crucial, ya que se debe garantizar la estabilidad físico-química y sus propiedades organolépticas [3].

El diseño de sistemas óptimos de congelación implica un análisis integral que abarca toda la termodinámica del proceso, la correcta selección del refrigerante, el análisis y configuración del proceso de refrigeración adecuado para cada producto junto con una adecuada uniformidad en la circulación de aire dentro del espacio de almacenamiento. En este contexto, el dióxido de carbono (CO_2) surge como una alternativa tecnológica relevante por las bajas emisiones

asociadas a su potencial de calentamiento global (GWP) y sus favorables propiedades termodinámicas en aplicaciones de baja temperatura [4].

El desarrollo del presente trabajo contempla el diseño y simulación de un sistema de congelación para conservar una carga de 1000 kg de camarón hasta $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$ utilizando $\text{CO}_2(\text{R} - 744)$ como fluido refrigerante. Mediante modelado termodinámico y la simulación computacional (CFD), se busca garantizar una distribución térmica, así como el análisis del flujo de aire al interior del sistema, con el objetivo de comprobar que el proceso de congelación se está realizando de manera uniforme y adecuada a la carga de camarón para la conservación del producto.

La aplicación de herramientas de ingeniería apoyadas en sistemas computacionales permite visualizar el comportamiento térmico del sistema antes de su implementación real e instalación física, con esto, se busca aportar una validación técnica importante para el sector industrial ecuatoriano. Este apartado analiza y desarrolla los fundamentos teóricos del proceso de congelación, considerando los principios fundamentales de la termodinámica aplicados a la congelación y los conceptos de transferencia de calor que darán sustento al diseño y simulación del sistema propuesto.

Problema

El camarón es un producto altamente perecible cuya calidad final se encuentra estrechamente relacionada con el nivel de eficiencia y uniformidad del proceso de congelación al que es sometido según su etapa de procesamiento y almacenamiento. En la industria camaronera, una congelación inadecuada puede provocar la formación de gradientes térmicos dentro del producto, generando zonas con enfriamiento insuficiente que afectan negativamente la textura, peso y propiedades organolépticas del camarón, además de incrementar el riesgo de deterioro microbiológico.

En muchos sistemas de congelación industrial, el diseño del cuarto frío y la distribución del flujo de aire no se realizan a partir de un análisis térmico detallado ni de una validación mediante simulación computacional. Esto puede ocasionar una circulación de aire no uniforme, presencia de zonas muertas y tiempos de congelación mayores a los requeridos, lo que se traduce en un uso ineficiente de la energía generando un deterioro en las características finales del producto.

Adicionalmente, el uso extendido de gradientes sintéticos de alto potencial de calentamiento global ha generado un aumento de las exigencias ambientales y normativas, lo que motiva la evaluación de alternativas sostenibles que cumplan con los requerimientos técnicos de congelación a baja temperatura. En este contexto, el CO_2 surge como una opción viable; no obstante, su aplicación requiere un diseño adecuado del sistema frigorífico, debido a las altas presiones de operación y las condiciones particulares de funcionamiento en régimen subcrítico.

En el mercado ecuatoriano, donde el camarón es uno de los productos de primer orden de exportación, existe necesidad de desarrollar soluciones de ingeniería que permitan diseñar sistemas de congelación eficientes, ambientalmente responsables y técnicamente validados. Sin embargo, se evidencia la ausencia de estudios que integren el análisis térmico, la selección y la simulación CFD para verificar la dinámica real del flujo de aire junto con la distribución térmica dentro del cuarto de congelación.

Ante esta problemática, se plantea la necesidad de diseñar y simular un sistema que es capaz de conservar 1000 kg de camarón hasta $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$, garantizando una distribución térmica uniforme y un proceso de congelación eficiente, empleando CO_2 como refrigerante natural y utilizando herramientas de simulación computacional como apoyo a la validación del diseño.

Antecedentes

La industria de procesamiento y conservación de productos pesqueros ha registrado una expansión sostenida durante las últimas décadas, como resultado del incremento en la demanda de productos congelados de alta calidad y altamente perecibles como el camarón. En este contexto, la congelación se ha consolidado como una de las técnicas más efectivas para preservar las propiedades físico-químicas, microbiológicas y organolépticas del producto, siempre que el proceso se realice bajo condiciones térmicas controladas y uniformes [2].

Diversos estudios han demostrado que la calidad del camarón se ve directamente condicionada por la rapidez de la homogeneidad con la que se desarrolla el proceso de congelación, ya que en una congelación lenta puede generar cristales de hielo de gran tamaño, ocasionando daño estructural en el tejido muscular y pérdidas de textura tras la congelación. Por esta razón, el diseño adecuado de sistemas de congelación industrial, junto con una correcta distribución de aire frío, constituye un aspecto crítico en plantas procesadoras de productos marinos.

Tradicionalmente, los sistemas de congelación industrial han empleado refrigerantes como el R-404a y el R-134a; sin embargo, debido a su alto potencial de calentamiento (GWP), su uso ha sido progresivamente restringido por normativas ambientales internacionales. Como alternativa, el refrigerante CO_2 identificado como R-744, ha resurgido en el mercado global siendo un refrigerante natural viable para las aplicaciones de baja temperatura, gracias a su bajo impacto ambiental, potencial de daño a la capa de ozono igual a cero y adecuadas propiedades termodinámicas en sistemas subcríticos [4].

En paralelo, el uso de herramientas de simulación computacional, particularmente la dinámica de fluidos computacional, ha posibilitado evaluar con alto nivel de detalle la dinámica del aire y la evolución del gradiente térmico en cámaras de congelación, reduciendo la necesidad de ensayos experimentales costosos. Se ha evidenciado que la simulación CFD es una herramienta eficaz para identificar zonas de estancamiento, gradientes térmicos y deficiencias en la transferencia de calor, contribuyendo al diseño optimizado de sistemas frigoríficos.

En el contexto ecuatoriano, siendo el camarón uno de los productos más importantes de exportación que no son petroleros, resulta fundamental el análisis y desarrollo de soluciones de ingeniería que permitan mejorar los procesos de congelación y sostenibilidad ambiental. En este sentido, la presente propuesta se enmarca en la necesidad de integrar criterios termodinámicos, ambientales y de simulación computacional para el diseño de un sistema de congelación eficiente y técnicamente validado [5].

Justificación

Dentro del sector exportador ecuatoriano, el camarón se posiciona como uno de los productos más relevantes de exportación, constituyendo el mayor rubro no petrolero, con una participación del 27 % en el primer trimestre de 2024, superando en un 17 % al sector petrolero durante el primer trimestre de 2025 [6].

Dada su relevancia económica, garantizar la calidad del producto durante su conservación es una prioridad para mantener la competitividad del país en los mercados de índole internacional. Actualmente, la mayoría de las empresas de ingeniería nacionales dedicadas a la construcción de cámaras de congelación se enfocan únicamente en el montaje físico del sistema, sin incluir análisis de simulación que permitan visualizar el comportamiento térmico y aerodinámico dentro del cuarto.

Por ello, el presente trabajo se justifica en la aplicación del modelado y simulación computacional como herramienta de validación y diseño técnico, promoviendo el uso de herramientas computacionales de ingeniería en el sector industrial ecuatoriano. Además, este estudio contribuirá al desarrollo de conocimiento técnico aplicado, proporcionando un modelo de referencia para futuros proyectos de congelación de alimentos de exportación, que demandan condiciones de operación confiables y precisas a bajas temperaturas.

Objetivos

Objetivo general

- Diseñar y simular un sistema de congelación para la conservación de 1000 kg de camarón hasta $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$ utilizando CO_2 como fluido refrigerante.

Objetivos específicos

- Establecer la situación actual de los sistemas de congelación de camarón que utilicen CO_2 .
- Diseñar el sistema térmico basado en los cálculos termodinámicos.
- Validar los resultados del diseño térmico mediante simulación en software especializado, analizando la velocidad de flujo del aire y la distribución de temperatura.
- Evaluar la factibilidad financiera del proyecto propuesto mediante indicadores financieros.

Capítulo I

Fundamentos teóricos

1.1 Proceso descriptivo del camarón entero

El camarón entero, se empaqueta en cajas plastificadas con embalaje que suelen ser de 1 kg, 2 kg o 5 lbs, dependiendo de los requerimientos del cliente, y para que el consumo se dé entre los 18 y 24 meses, el camarón debe estar congelado a una temperatura de hasta $-18\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Como se muestra en la descripción del proceso de empaque del camarón detallado en la Figura 1, el camarón es trasladado a la planta correspondiente en contenedores llamados “Bines”, una característica de estos contenedores es que están recubiertos en hielo y agua para de esta forma se garantice una temperatura de transporte entre $1\text{ }^{\circ}\text{C}$ y $4\text{ }^{\circ}\text{C}$. Es importante aclarar que desde la camaronera (piscinas de camarones), los camarones vienen con una sustancia llamada MBS, que es un conservante de alientos y es utilizado en el camarón para evitar ciertas enfermedades que puedan degradar los tejidos y no hacerlo apto para el consumo, estas enfermedades pueden ser melanosis, que consiste en una reacción enzimática que hace que el camarón se oscurezca y degrade. Después un supervisor de control de calidad analiza los resultados que proporciona el proveedor en una carta de garantía en la cual debe especificar que el camarón no tiene presencia alguna de antibióticos o pesticidas, esto especialmente si se va a exportar a Europa. A continuación, una muestra al azar es tomada y se realiza el respectivo análisis de MBS residual para saber cuántas partes por millón (ppm) contiene el lote y también se realiza una inspección visual o llamada análisis organoléptico. En caso de que el lote examinado exceda los 100 ppm de MBS, este se rechaza y si excede una temperatura mayor a $4\text{ }^{\circ}\text{C}$ se procede a añadir hielo al lote para mantener una temperatura óptima. Posterior al proceso de análisis, un tanque con agua y hielo a $0\text{ }^{\circ}\text{C}$ es preparado y se le añade MBS de ser necesario, después se pasa a la máquina clasificadora y se realiza un segundo análisis de control residual del producto. El producto es trasladado por la banda de inspección donde el camarón quebrado es retirado, también puede ser retirado si ha mudado con cabeza floja o de calidad inferior a la esperada, también se analiza si el camarón presenta cualquier materia extraña o anormal. Luego se pasa a la clasificadora para luego pasar a las empacadoras, y el producto que sale por los otros chutes, ya sea más grande o más pequeño, se clasifica de forma manual. Después se empaqueta de forma plastificada, con pañales si es que es requerido porque ciertos clientes prefieren que sea

empacado sin pañal, con el respectivo control que cada caja lleve hasta 100 ppm de MBS, luego los empaques plastificados pasan al lugar de sellado y etiquetado y se las conduce en los coches hasta el túnel de congelamiento. Posteriormente los empaques son almacenados en cámaras de mantenimiento a $-18\text{ }^{\circ}\text{C}$. El paso final es revisar que el contenedor contenga la información de peso, MBS no mayor a 100 ppm, temperatura, todo esto cumpliendo BPM (buenas prácticas de manufactura) [7].

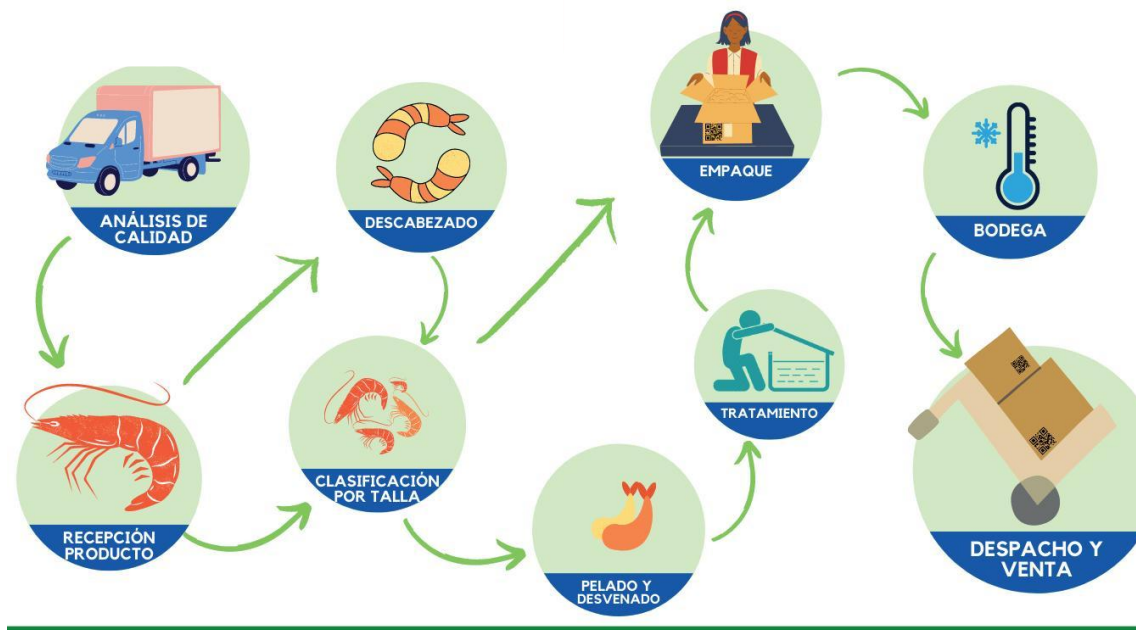


Figura 1. Diagrama del proceso de camarón entero de piscina, tratado con MBS, [8].

La presente propuesta tecnológica se centra específicamente en la etapa del congelamiento del camarón, usando CO_2 como fluido refrigerante.

En la Tabla 1 se muestran parámetros críticos como el porcentaje de agua del camarón, el calor específico que deberá ser usado por debajo del punto de congelación y el calor latente de fusión [9].

Tabla 1. Características térmicas de productos alimenticios [10]

Alimentos	Contenido de agua, % de masa	Punto de congelación, °C	Calor específico, kJ/kgK		Calor latente de fusión, kJ/kg
			Por encima del punto de congelación	Por debajo del punto de congelación	
Brócoli	80	-0,6	3,86	1,97	301
Camarón	83	-2,2	3,62	1,89	277
Carne de pollo	74	-2,8	3,32	1,77	247
Carne de res	67	-	3,08	1,68	224
Cerezas	80	-1,8	3,52	1,85	267
Espinaca	93	-3	3,96	2,01	311
Fresas	90	-0,8	3,86	1,97	301
Huevo entero	74	-0,6	3,32	1,77	247
Leche entera	88	-0,6	3,79	1,95	294
Lechuga	95	-0,2	4,02	2,04	317

1.1 Termodinámica de la congelación de los alimentos

El proceso de congelación consiste en remover de forma gradual el calor sensible y posteriormente el calor latente del alimento, hasta lograr alcanzar una temperatura lo suficientemente baja que inhiba las reacciones bioquímicas y el crecimiento microbiano, por eso este proceso es tan importante para la industria. Bajo un enfoque termodinámico, la congelación es el cambio de fase del agua contenida en el alimento, que cambia de estado líquido a estado sólido cuando su temperatura se reduce a valores menores que el punto de congelación [6].

El camarón es un producto que contiene un alto contenido de agua, aproximadamente entre un 70 % a 80 %, y tiene un proceso de congelación que se desarrolla en 2 etapas iniciales. Primero, el alimento se enfría desde su temperatura inicial a +4 °C hasta el punto de congelación que es aproximadamente -1.5 °C. En esta etapa predomina la extracción del calor sensible (Q_s), que se calcula mediante la siguiente ecuación:

$$Q_s = m \cdot C_p \cdot (T_i - T_f) \quad (1)$$

Donde:

m : masa del producto.

C_p : calor específico promedio del producto.

$(T_i - T_f)$: intervalo o variación que existe en la temperatura.

Posteriormente, se inicia la etapa de congelación, en la que el agua del tejido muscular del producto, cambia de fase a hielo. Este proceso ocurre a temperatura casi constante y requiere extraer calor latente de congelación (Q_l) definido por:

$$(Q_l) = m \cdot L_f \quad (2)$$

Donde:

L_f representa el calor latente del producto, en este caso del camarón que se encuentra entre 230 y 260 kJ/kg [7].

Una vez que se ha extraído el calor latente, el producto continúa enfriándose hasta la temperatura final de almacenamiento (-20 °C), etapa conocida como subenfriamiento, donde nuevamente predomina la remoción del calor sensible. La cantidad del calor extraída del sistema es la suma de estas tres etapas, y constituye el punto inicial para poder calcular la carga térmica total " Q_{total} " que el sistema de refrigeración deberá remover.

La rapidez con la que se van a desarrollar las etapas de congelación van a ser determinantes para la calidad del producto final, según Mendoza González [11], se nota claramente que a velocidades de congelación elevadas generan cristales de hielo más pequeños y distribuidos homogéneamente, reduciendo el daño estructural del tejido y preservando de mejor manera la textura del camarón tras su descongelación, y es por esto que el sistema debe garantizar una transferencia de calor uniforme en todo el volumen del producto, lo que se logrará mediante la simulación del flujo de aire en el cuarto frío. En la Figura 2 se presenta la curva de congelación característica del proceso, lo que permite identificar las etapas críticas de remoción de calor latente.

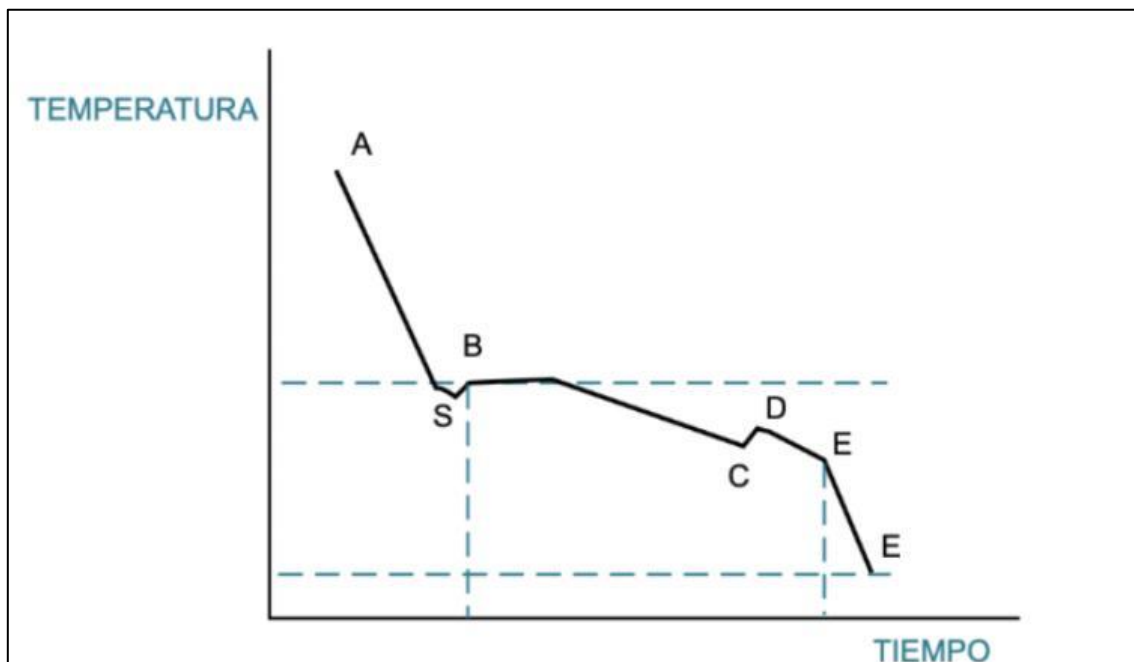


Figura 2. Curvas de congelación, [7].

1.2 Sistema de refrigeración de compresión mecánica mediante CO_2

El proceso de congelación en la industria se basa en la capacidad que tiene un sistema frigorífico para extraer el calor del producto y mantener temperaturas de funcionamiento por debajo de $0^\circ C$. En la presente propuesta tecnológica, el sistema utiliza un ciclo de compresión de vapor simple en régimen subcrítico con CO_2 como fluido refrigerante natural. Este tipo de ciclos es ampliamente empleado en aplicaciones de congelación profunda por ser simple, eficiente y generalmente compatible con el medio ambiente [4].

El sistema de congelación propuesto opera bajo un ciclo termodinámico basado en la compresión de vapor utilizando CO_2 como el fluido refrigerante del sistema, en condiciones subcríticas, asimismo opera mediante cuatro procesos termodinámicos fundamentales, representados en la Figura 3 y en el diagrama Presión-Entalpía de la Figura 4.

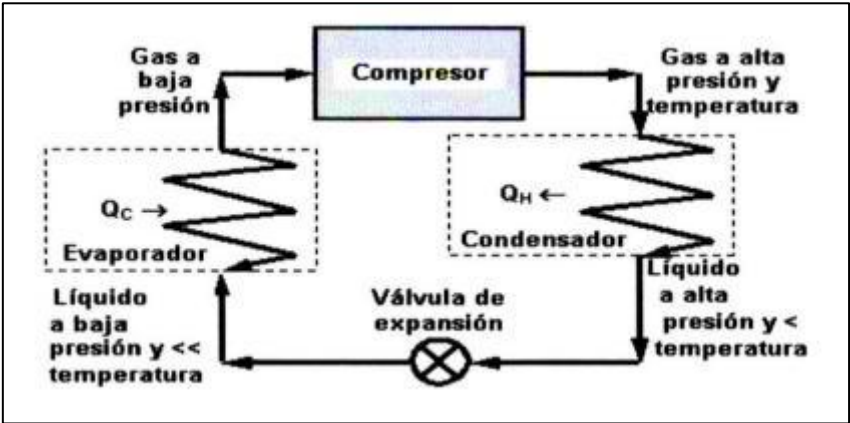


Figura 3. Componentes del sistema de refrigeración por compresión mediante vapor, [12].

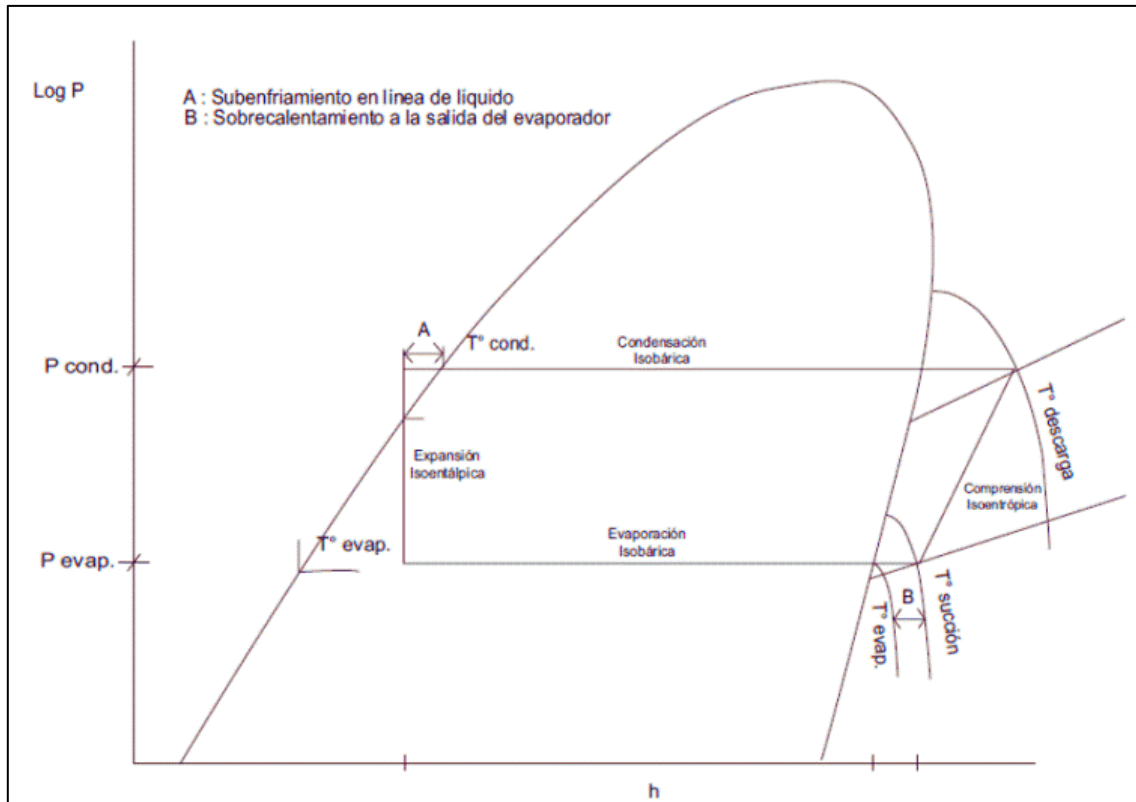


Figura 4. Diagrama (Ph) Presión-Entalpía del sistema frigorífico mediante compresión mecánica y expansión directa, [12].

1.2.1 Compresión

En el primer proceso, el vapor saturado que abandona el evaporador, ingresa al compresor, donde su presión y temperatura aumentan de forma adiabática o cuasiadiabática. Durante la compresión, la entalpía del refrigerante se incrementa de h_1 a h_2 generando el trabajo de compresión:

$$w_{comp} = h_2 - h_1 \quad (3)$$

Este trabajo representa la energía suministrada al sistema, normalmente en forma de energía eléctrica para proceder a accionar el compresor.

Acorde a Cengel & Ghajar [10], una compresión ideal debe ser isentrópica ($S_2 = S_1$), pero en la práctica se presentan pérdidas por fricción y transferencia de calor, por lo que se introduce una eficiencia isentrópica del compresor (n_{is})

$$n_{is} = \frac{(h_{2s} - h_1)}{(h_2 - h_1)} \quad (4)$$

Para el CO_2 , la compresión requiere de consideraciones especiales debido a su alta densidad y presiones operativas. Según Verpe [1], los compresores que son diseñados para R-744 deben soportar presiones de hasta 90 bar y mantener un control preciso del sobrecalentamiento de succión, evitando que entre el líquido al compresor ya que esto podría causar daños mecánicos.

En sistemas industriales, la temperatura del gas posterior al proceso de compresión puede superar los 100 °C, por lo que se recomienda refrigerar el gas de descarga antes de la condensación [4].

1.2.3 Condensación

El segundo proceso ocurre a presión constante, en el cual el vapor, a elevada presión y temperatura, es enfriado en el condensador hasta lograr el cambio de estado a líquido saturado. El calor rechazado al medio se expresa como:

$$Q_H = h_2 - h_3 \quad (5)$$

Según Dincer & Kanoglu [13], la función principal del condensador es la de rechazar calor absorbido al medio ambiente a través del evaporador más el trabajo de compresión.

En sistemas que emplean R-744, el proceso de condensación debe mantenerse por debajo del punto crítico de 31 °C que garantiza una transformación de fase líquido a vapor bien definido. Por esta razón, el sistema propuesto opera a una temperatura de condensación de 25 °C, lo que asegura condiciones subcríticas [14].

1.2.4 Expansión

El líquido refrigerante, en este caso CO_2 , a alta presión, procedente del condensador pasa a través de un elemento que regula la expansión del refrigerante o válvula de estrangulación, donde su presión tiende a disminuir bruscamente. Este proceso es considerado isoentálpico ($h_3 = h_4$), por lo que no existe variación en la energía interna del refrigerante, pero sí varía su presión y temperatura.

El resultado es un estado bifásico compuesto por líquido y vapor frío que ingresa al evaporador. Según Cengel [10], durante la expansión la entropía aumenta y la temperatura disminuye sin intercambio de calor con el entorno.

El dispositivo de expansión permite regular el caudal del refrigerante en función de la demanda térmica, manteniendo estable la presión de evaporación. Verpe [1], destaca que el control de la expansión en el CO_2 debe ser muy preciso, debido a la alta relación del gradiente de presiones existentes entre el condensador y el evaporador.

1.2.5 Evaporación

Finalmente, para completar el ciclo, durante su paso por el evaporador, el refrigerante absorbe la energía térmica proveniente del producto a temperatura casi constante, cambiando de fase líquido-vapor a fase de vapor saturado. El calor absorbido se expresa como:

$$Q_L = h_1 - h_4 \quad (6)$$

En este valor se constituye la capacidad frigorífica útil del sistema.

Q_L representa la energía total que debe extraerse de la carga total (1000 kg de camarón) que serán calculadas mediante las ecuaciones de calor sensible y calor latente del producto.

El objetivo es que la velocidad de congelación sea máxima, para así obtener cristales pequeños de hielo y reducir la pérdida de textura y peso, por esa razón, el diseño del evaporador y la distribución del flujo de aire deben garantizar una transferencia térmica uniforme.

El calor absorbido por el evaporador es igual al calor liberado por el condensador más el trabajo del compresor, lo que cumple el primer principio de la termodinámica aplicado al ciclo cerrado:

$$Q_H = Q_L + W_{comp} \quad (7)$$

1.3 Coeficiente de rendimiento (COP)

El rendimiento de un sistema está determinado mediante el coeficiente de rendimiento (COP), se define como:

$$COP = \frac{Q_L}{W_{comp}} \quad (8)$$

Este parámetro refleja la eficiencia energética del ciclo: un COP mayor implica menor consumo eléctrico para una misma capacidad de enfriamiento. Para sistemas subcríticos con dióxido de carbono, los valores típicos de COP oscilan entre 1.8 y 2.5 en aplicaciones de congelación a baja temperatura [14].

Aunque estos valores son inferiores a los de refrigerantes convencionales como R-404A o R-134a, la ventaja ambiental y estabilidad térmica del CO_2 justifican su uso en sistemas más modernos, además de su ausencia de impacto sobre el agotamiento de la capa de ozono ($ODP=0$) y reducido potencial de calentamiento global ($GWP=1$).

1.4 Fenómenos de transferencia de calor y mecánica de fluidos

El proceso de congelación de alimentos depende directamente de los procesos de transferencia térmica entre el producto y el medio refrigerante. Comprender los mecanismos de conducción, convección y radiación es esencial para modelar la dinámica térmica de operación del sistema de congelación y para garantizar la distribución uniforme de temperatura dentro de la cámara frigorífica.

Según Incropera y DeWitt [6], la transferencia de calor está definida como: “la energía térmica que se transfiere debido a una diferencia de temperatura”. En el sistema propuesto en la presente propuesta tecnológica, el calor fluye desde la carga (camarón) hacia el aire frío impulsado por los evaporadores, hasta alcanzar la temperatura final de conservación de -20 °C.

1.4.1 Mecanismos fundamentales de transferencia de calor

a) Conducción

La conducción es un mecanismo de transferencia térmica que ocurre a través de un medio sólido o estacionario debido al movimiento microscópico de sus partículas. Este mecanismo está descrito por la Ley de Fourier:

$$q = -K \cdot A \cdot \frac{dT}{dx} \quad (9)$$

Donde:

q: tasa de flujo de calor (W),

K: conductividad térmica propia del material (W/m. K),

A: área transversal de transferencia (m^2),

$\frac{dT}{dx}$: gradiente de temperatura en la dirección x del flujo de calor [10].

La figura 5 esquematiza el proceso de conducción térmica a través de un sólido, representando gráficamente el flujo de calor impulsado por el gradiente de temperatura descrito por la Ley de Fourier.

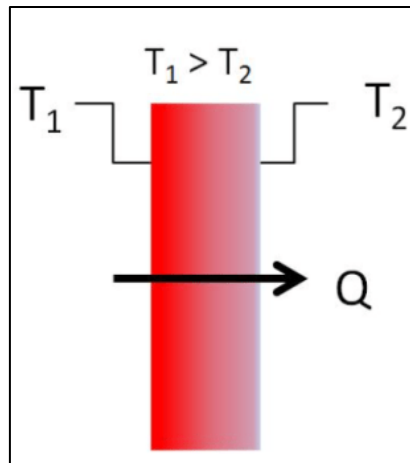


Figura 5. Conducción mediante un sólido [10].

En los alimentos, la conducción es dominante dentro del producto, ya que el camarón -al estar en contacto constante con el aire frío- transfiere energía internamente desde el centro hasta la superficie.

De acuerdo con Rahman [15], la conductividad térmica del camarón varía entre 1.6 y 2.0 (W/mK) dependiendo su cantidad de agua y del grado de congelación.

Durante la congelación se produce un cambio en la estructura interna del alimento como resultado del proceso de cristalización del agua presente, lo cual altera la conductividad térmica efectiva. Este fenómeno debe considerarse al calcular el tiempo total de congelación del producto [11].

b) Convección

La convección se presenta cuando el intercambio de calor sucede entre una superficie sólida y un fluido en régimen de movimiento. En la cámara de congelación, el aire circulante alrededor de los camarones va a extraer el calor superficial mediante convección forzada.

Este proceso se describe mediante la ley de enfriamiento de Newton:

$$Q = h \cdot A(T_s - T_\infty) \quad (10)$$

Donde:

Q: tasa de calor transferido (W),

h: coeficiente de transferencia de calor por convección ($W/m^2 \cdot K$),

A: área expuesta al flujo,

T_s : temperatura de la superficie del producto,

T_∞ : temperatura a la que está expuesta medio, en este caso de la cámara frigorífica, que sería la temperatura del fluido del aire.

Se presenta la Figura 6 para ejemplificar el fenómeno de convección forzada en el sistema, donde el movimiento del fluido (aire) incrementa la extracción del calor superficial del producto.

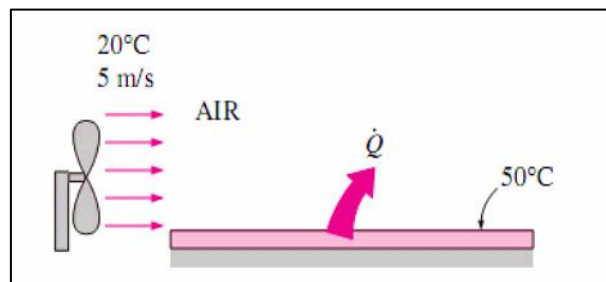


Figura 6. Transferencia de calor mediante convección natural y convección forzada, [10].

El valor de h depende de la velocidad del aire, su propiedad térmica y del tipo de flujo, ya sea laminar o turbulento. En sistemas de congelación industrial con ventiladores de alta velocidad (2-5 m/s) los coeficientes típicos oscilan entre 30 y 100 $W/m^2 \cdot K$ [13].

La eficiencia del evaporador y la orientación del flujo de aire son factores determinantes para lograr una distribución térmica uniforme. Estudios de Machado Ruíz [7], demostraron que una velocidad de aire constante y un flujo simétrico reducen las diferencias de temperatura entre productos, evitando zonas muertas y mejorando la calidad de congelación.

c) Radiación

La emisión de energía en forma de radiación se produce como consecuencia de la temperatura propia de la materia, sin necesidad de contacto físico ni de un medio material su efecto en los sistemas de congelación es mínimo comparado con otros mecanismos, pero no es despreciable.

La radiación neta entre superficies a distintas temperaturas se estima mediante la ley de Stefan-Boltzmann:

$$q = \varepsilon \cdot \sigma \cdot A(T_s^4 - T_{amb}^4) \quad (11)$$

Donde:

ε : emisividad de la superficie,

$\sigma = 5.67 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2 \text{K}^4$,

A : área,

T_s y T_{amb} : temperaturas absolutas (K).

En las cámaras frigoríficas con aislamiento adecuado, el efecto radiactivo es menor al 5 % total en pérdidas térmicas [10], aunque se considera en el balance energético total.

La Figura 7 esquematiza el intercambio de energía electromagnética entre superficies a distintas temperaturas, mecanismo que se integra en el balance energético total del sistema.

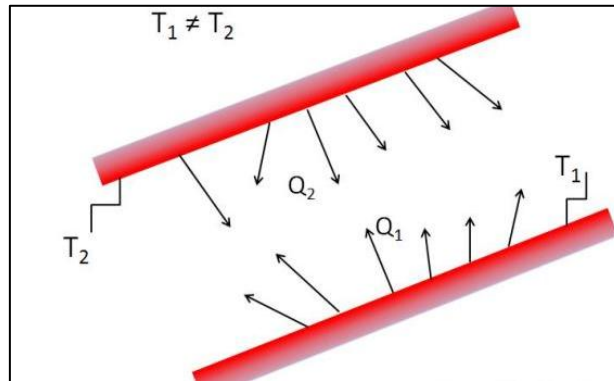


Figura 7. Transferencia de calor mediante radiación, [10].

1.5 Fundamentos de mecánica de fluidos aplicados a la congelación

La circulación del aire en el interior de la cámara frigorífica influye directamente en la velocidad de enfriamiento y en la homogeneidad de la temperatura. Este flujo se describe mediante las ecuaciones de continuidad y de movimiento de Navier-Stokes, que indican la conservación de masa y momento:

Ecuación de la continuidad de la masa:

$$\nabla \cdot v = 0 \quad (12)$$

Ecuación de cantidad de movimiento:

$$\rho \frac{\partial v}{\partial t} + \rho(\nabla \cdot v)v = -\nabla p + \mu \nabla^2 v \quad (13)$$

Donde:

ρ : densidad del aire,

\mathbf{v} : vector velocidad,

p : presión,

μ : viscosidad dinámica.

En el interior de la cámara, el flujo del aire puede ser laminar o turbulento, dependiendo del número de Reynolds (Re):

$$Re = \frac{\rho v D}{\mu} \quad (14)$$

Si $Re < 2300$: flujo laminar.

Si $2300 < Re < 4000$: transición.

Si $Re > 4000$: flujo turbulento.

La Figura 8 permite visualizar la formación de la capa límite y la transición del flujo de aire de laminar a turbulento, facilitando la interpretación física de los valores del número de Reynolds.

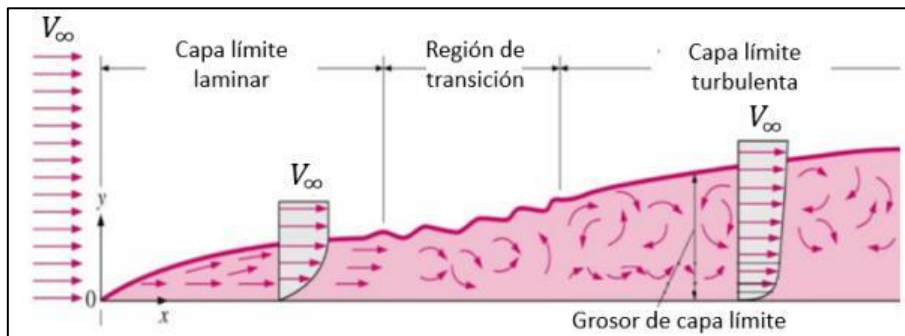


Figura 8. Regiones asociadas con el valor del número de Reynolds, [16].

Es importante considerar que la mayoría de sistemas de congelación forzada operan en régimen turbulento, lo que favorece la transferencia de energía térmica, ya que las capas límite son más delgadas y el coeficiente h aumenta significativamente.

Además, la transferencia convectiva se relaciona con el número de Nusselt (Nu) [10], que adimensionaliza el intercambio de calor:

$$Nu = \frac{hD}{k} \quad (15)$$

Correlaciones experimentales como las de Dittus-Boelter permiten relacionar Nu con el número de Reynolds y Prandtl (Pr):

$$Nu = 0.023Re^{0.8}Pr^{0.3} \quad (16)$$

Estas expresiones se emplean en los modelos de simulación para determinar el coeficiente global de transferencia de calor del aire en función de la velocidad del flujo, ya sea laminar o turbulento, y de las propiedades termo-físicas del fluido [10].

1.6 Refrigerantes

1.6.1 CO_2 (R – 744) como refrigerante natural

El dióxido de carbono, designado comercialmente como R-744, es un refrigerante natural que ha recobrado gran relevancia en los últimos años debido a su impacto ambiental casi nulo y a su muy buen desempeño en aplicaciones de refrigeración a baja temperatura. Su uso se considera una alternativa sostenible frente a los refrigerantes sintéticos de alto GWP, como el R-404A o el R-134a.

De acuerdo con Lorentzen [17], el CO_2 fue uno de los primeros refrigerantes empleados en sistemas de compresión a finales del siglo XIX; sin embargo, fue desplazado por los clorofluorcarbonos (CFC_s) y posteriormente por los hidrofluorcarbonos (HFC_s), debido a la simplicidad de operación de estos últimos.

No obstante, la creciente preocupación ambiental y la regulación internacional como establece el Protocolo de Montreal y también el Reglamento F-Gas de la Unión Europea, impulsaron su reintroducción en el mercado [18].

En la Figura 9, se puede apreciar el Diagrama de Mollier para el dióxido de carbono en régimen subcrítico, así como los valores de su densidad, entropía y temperatura. Los valores de entalpía de trabajo se encuentran aproximadamente entre 436 kJ/kg y 482 kJ/kg a una temperatura de $-35\text{ }^\circ\text{C}$ con una presión de saturación de 11.18 bar.

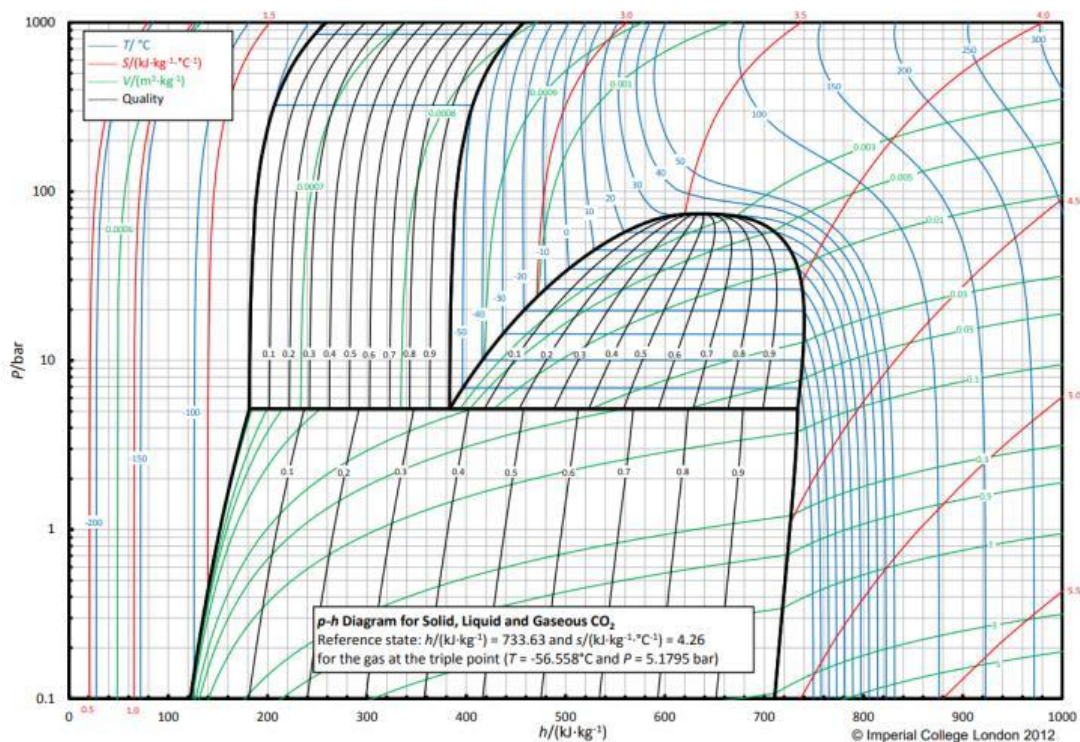


Figura 9. Diagrama de Mollier del CO_2 subcrítico, [19].

1.6.2 Propiedades termodinámicas del CO₂

El compuesto propuesto posee características que lo hacen ideal para sistemas de congelación industrial, las cuales son:

- Alta densidad volumétrica, que permite el uso de equipos más compactos y caudales más bajos.
- Excelente transferencia de calor en evaporadores y condensadores debido a su alta conductividad térmica.
- Estabilidad química y ausencia de inflamabilidad o toxicidad.
- Compatibilidad con materiales metálicos comunes como acero inoxidable y cobre, aunque requiere componentes diseñados específicamente para que soporten presiones elevadas.

Teóricamente, el R-744 no es el refrigerante más eficiente, debido a su baja temperatura crítica (31.1 °C) y a las altas pérdidas en expansión que siga a la condensación acerca de la temperatura crítica, sin embargo, si las pérdidas relacionadas con el diferencial de temperatura del evaporador, eficiencia del compresor y las pérdidas del sistema de presurización, el refrigerante R-744 es altamente comparable e incluso, para ciertas aplicaciones, es más eficiente que otros refrigerantes [1].

1.6.3 Comparación con otros refrigerantes

La Tabla 2 presenta una comparativa de propiedades termo físicas y ambientales del R-744 frente a diferentes tipos de refrigerantes sintéticos, justificando su selección para aplicaciones de congelación a baja temperatura.

Tabla 2. Comparación de distintos tipos de refrigerantes [13]

Propiedad	CO ₂ (R-744)	R-404A	R-134a
Tipo	Natural	Sintético (HFC mezcla)	Sintético (HFC)
Punto crítico (°C)	31.1	72.1	101.1
Presión crítica (bar)	73.8	37.3	40.6
Calor latente de vaporización (kJ/kg)	200–210	204	216
Conductividad térmica (W/mK)	0.08–0.14	0.07	0.08
GWP	1	3922	1430
ODP	0	0	0
Seguridad (ASHRAE)	A1 (no tóxico, no inflamable)	A1	A1
Costo del refrigerante	Medio	Alto	Medio

1.6.4 Aplicaciones industriales del R-744 en sistemas de congelación

El dióxido de carbono ha demostrado un desempeño sobresaliente en congeladores industriales, túneles de aire forzado y sistemas de almacenamiento de productos pesqueros. Su capacidad para operar a temperaturas inferiores a -30 °C lo posiciona como una opción destacada para conservación de camarón y otros mariscos.

Según Verpe [1], los sistemas de R-744 subcrítico se utilizan ampliamente en barcos pesqueros y plantas de procesamiento, donde logran una congelación más rápida y homogénea, reduciendo así las pérdidas por deshidratación. En comparación con los sistemas de amoníaco (NH₃), el CO₂ ofrece mayor seguridad y menores requerimientos de mantenimiento, aunque requiere componentes certificados para presiones elevadas.

Estudios recientes destacan que el uso de CO_2 como refrigerante principal puede reducir hasta un 25 % la huella de carbono en la refrigeración industrial, alineándose con los objetivos de la sostenibilidad global [20].

Desde un aspecto técnico, en el mercado global de sistemas que implementan refrigeración industrial, la distribución típica por cada tipo existente de refrigerante muestra que aproximadamente entre el 40 % y el 50 % de las instalaciones emplean amoníaco (R-717), debido a su eficiencia y uso tradicional en grandes cámaras frías y procesos alimentarios [18]. De acuerdo a la Figura 10, los sistemas basados en dióxido de carbono CO_2 (R-744) representan alrededor del 25 % al 30 % del mercado, creciendo rápidamente por su bajo GWP y cumplimiento de regulaciones ambientales. Los refrigerantes sintéticos tradicionales (como mezclas HFC de alto GWP) todavía se usan en aproximadamente 20 % a 30 % de los casos, aunque su papel está disminuyendo por políticas de reducción de emisiones. Otros refrigerantes incluyendo mezclas de bajo GWP e hidrocarburos, constituyen el resto, con aproximadamente 5 % a 10 % de participación en aplicaciones específicas de menor escala [21].

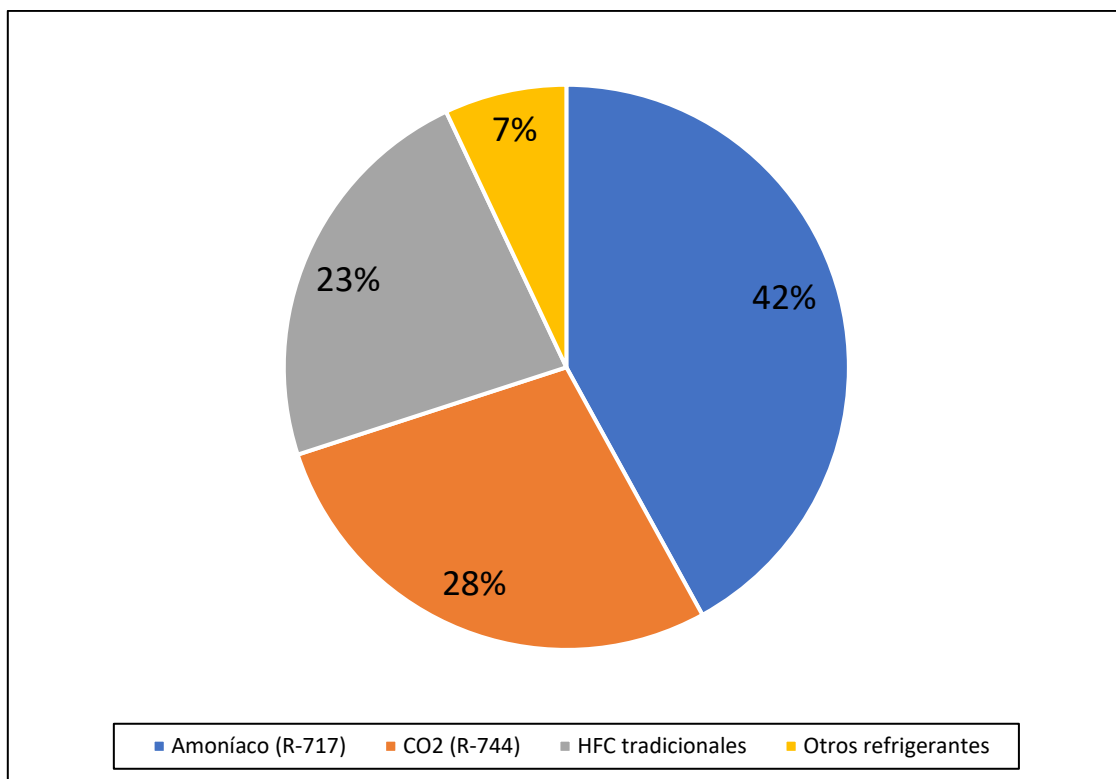


Figura 10. Porcentaje estimado de uso de distintos refrigerantes a nivel global.

En el presente capítulo se desarrollaron los fundamentos de la termodinámica que validan el diseño y también la simulación del sistema de congelación propuesto. Se abordaron los principios de la termodinámica, transferencia de calor, así como propiedades del refrigerante y producto a usar y la mecánica de fluidos para el desarrollo de esta propuesta tecnológica. Estos conceptos servirán como base para el cálculo térmico, dimensionamiento de los componentes y simulación computacional.

Capítulo II

Diseño térmico del sistema de congelación

2.1 Fundamento teórico del diseño térmico

El diseño térmico de un sistema de congelación se basa en la ley de conservación de energía, que indica que la potencia frigorífica del sistema debe compensar todas las cargas térmicas presentes. Estas cargas incluyen la energía extraída del producto durante el proceso de congelación, la transferencia de energía térmica que sucede mediante las paredes de la cámara, las infiltraciones de aire caliente del ambiente y el calor generado por los equipos internos.

En sistemas de refrigeración industrial, se considera que la potencia total requerida debe ser suficiente para mantener las condiciones óptimas de operación dentro del rango de temperatura deseado. El ciclo de refrigeración implementado en este proyecto es un proceso de compresión mediante vapor simple con CO_2 ($R - 744$), elegido por su eficiencia energética y bajo impacto ambiental.

2.2 Dimensionamiento

El espacio de congelación se adecuó para alojar 1000 kg de camarón distribuidos de tal manera que se requiere un volumen de $20 m^3$, distribuidos de la siguiente manera $3.60 m * 2.80 m * 2.00 m$.

2.3 Cálculos para diseñar el cuarto de congelación

Para los cálculos correspondientes se considera normas estándar por ASHRAE [9], datos climáticos del INAMHI, además, el diseño propuesto contempla un volumen total de $20 m^3$, destinado al almacenamiento al almacenamiento y congelación del camarón hasta los $-20\text{ }^\circ\text{C}$.

El análisis de los cálculos desarrollados para el diseño del cuarto de congelación permite evaluar la coherencia técnica de los resultados obtenidos, verificando que la capacidad térmica calculada sea suficiente para mantener las condiciones de operación establecidas. Cada una de

las cargas consideradas, de transmisión, infiltración de aire, producto y equipos internos, aporta de manera significativa al balance energético total del sistema.

2.3.1 Cálculos de áreas de transmisión

El área envolvente total de la cámara se obtiene considerando todas las superficies expuestas al ambiente (cuatro paredes, techo y piso). La fórmula empleada es:

$$A_{env} = 2(AB + AC + BC) \quad (17)$$

Donde:

A= 3.6 m (largo),

B= 2.8 m (ancho),

C= 2.0 m (alto).

De esta manera:

$$A_{env} = 2(3.6 * 2.8 + 3.6 * 2.0 + 2.8 * 2.0) = 45.8 \text{ m}^2$$

En la Tabla 4 se muestra el cálculo de las transmisiones en las paredes del recinto, tomando en cuenta el área total de las paredes, techo y piso, considerando además la temperatura externa e interna del mismo.

Tabla 3. Cálculo de las transmisiones en las paredes del recinto

Elemento	U (W/m ² .°C)	Área (m ²)	T _{ext} (°C)	T _{int} (°C)	ΔT (°C)	Q _r (W)
Pared 1	0.25	3.6×2.0 = 7.2	25	-30	55	0.25×7.2×55 = 99.0
Pared 2	0.25	3.6×2.0 = 7.2	25	-30	55	99.0
Pared 3	0.25	2.8×2.0 = 5.6	25	-30	55	77.0
Pared 4	0.25	2.8×2.0 = 5.6	25	-30	55	77.0

Elemento	U (W/m ² ·°C)	Área (m ²)	T _{ext} (°C)	T _{int} (°C)	ΔT (°C)	Q _r (W)
Techo	0.25	3.6×2.8 = 10.1	25	-30	55	138.9
Piso	0.35	3.6×2.8 = 10.1	25	-30	55	194.4
Total transmisión		45.8				685 W (0.685 kW)

2.3.2 Carga térmica del producto

La carga térmica del producto representa la energía total que debe extraerse del camarón durante el proceso de congelación, desde su temperatura inicial hasta alcanzar la temperatura final establecida para su conservación. Esta carga es la principal contribución al requerimiento frigorífico total de la cámara y depende de las propiedades termofísicas y fisicoquímicas del producto, su masa, las temperaturas de inicio y fin del proceso, y el tiempo disponible para la operación.

De acuerdo con la literatura técnica ASHRAE [9]; Cengel & Ghajar [10], el proceso de enfriamiento y congelación de un alimento se puede calcular en tres etapas:

Enfriamiento sensible inicial: donde el producto baja su temperatura inicial hasta llegar previo al punto de congelación.

Congelación (calor latente): proceso durante el cual se solidifica el agua contenida en el producto.

Enfriamiento final o subenfriamiento: en el cual, el producto congelado desciende hasta la temperatura final de almacenamiento

Matemáticamente, la energía total extraída se expresa como:

$$Q_{prod} = Q_{s1} + Q_l + Q_{s2} \quad (18)$$

Donde:

$$Q_{s1} = m \cdot c_p (T_i - T_{fr}) = \text{calor sensible inicial,}$$

$$Q_l = m \cdot L_f = \text{calor latente de congelación,}$$

$$Q_{s2} = m \cdot c_p (T_{fr} - T_f) = \text{calor sensible final}$$

Etapas 1:

$$Q_{s1} = m \cdot c_p (T_i - T_{fr})$$

$$Q_{s1} = 1000 \cdot 1.89(4 - (-1.5))$$

$$Q_{s1} = 10395 \text{ kJ}$$

Etapas 2:

$$Q_l = m \cdot L_f$$

$$Q_l = 1000 \cdot 240$$

$$Q_l = 240000 \text{ kJ}$$

Etapas 3:

$$Q_{s2} = m \cdot c_p (T_{fr} - T_f)$$

$$Q_{s2} = 1000 \cdot 1.89(-1.5 - (-20))$$

$$Q_{s2} = 34965 \text{ kJ}$$

Energía total a extraer:

$$Q_{total} = Q_{s1} + Q_l + Q_{s2}$$

$$Q_{total} = 10395 + 240000 + 34965$$

$$Q_{total} = 285360 \text{ kJ}$$

$$Q_{total} = \frac{285360 \text{ kJ}}{3600 \text{ s}}$$

$$Q_{total} = 79.26 \text{ kWh}$$

Considerando los principios termodinámicos, este valor representa la energía total que el sistema de refrigeración debe extraer del lote de 1000 kg de camarón para asegurar una temperatura interna del producto de -20 °C.

Según los cálculos realizados, el calor sensible inicial representa el 6.1 %, el calor latente el 73.3 % y el calor sensible final el 20.6 %, esto demuestra que la mayor parte del consumo energético se concentra durante la etapa de cambio de fase, siendo esta la más crítica del proceso bajo la perspectiva del dimensionamiento del frigorífico. En consecuencia, la cámara debe mantener un flujo constante y uniforme de aire para asegurar la extracción homogénea de calor, evitando formación de hielo superficial o gradientes térmicos pronunciados que afecten la calidad del producto.

2.3.3 Carga térmica por iluminación

Corresponde al calor liberado en el interior de la cámara por las iluminarias durante el periodo de operación. En recintos cerrados y a temperatura de congelación, prácticamente toda la potencia eléctrica consumida por la luminaria se transforma en calor dentro del volumen útil (tanto radiación como convección terminan disipándose como carga sensible), por ello, a efectos de balance térmico, se asume que:

$$Q_{ilum} = N * \dot{W} \quad (19)$$

Donde:

Q_{ilum} : carga por iluminación,

N : cantidad de focos,

\dot{W} : potencia unitaria de las luminarias.

Por lo tanto:

$$Q_{ilum} = N * \dot{W}$$

$$Q_{ilum} = 2 * 40W$$

$$Q_{ilum} = 0.080 kW$$

Es importante aclarar que estas luminarias son LED de ahorro (1 luminaria * 20W)

2.3.4 Carga térmica por personas

En proporciones que son variables, las personas también atribuyen cargas térmicas dentro del diseño del cuarto de congelación, va a depender mucho del tipo de actividad que se realiza, la temperatura a la que las personas estuvieron expuestas previo a ingresar a la cámara, el tipo de ropa que utilizan, la masa de los individuos, y la contextura en general.

Modelo adoptado (promedio en el período de diseño):

$$Q_{personas} = n(Q_s + Q_L)F_0 \quad (20)$$

Donde:

n es el número de personas simultáneas,

Q_s es el calor sensible por persona,

Q_L es el calor latente por persona,

F_0 es el factor de operación, que es la fracción de tiempo que la o las personas permanecen dentro de la cámara.

Para los cálculos se asumirá que máximo 2 personas estarán dentro de la cámara de congelación, por un máximo de 15 min por hora.

$$F_0 = \frac{15 \text{ min}}{60 \text{ min}} = 0.25$$

De acuerdo con ASHRAE (2018), en cámaras de baja temperatura (ropa térmica + actividad ligera), se toma:

$$Q_s = \text{entre } 0.10 - 0.12 \text{ kW}$$

$$Q_L = \text{entre } 0.02 - 0.04 \text{ kW}$$

De esta forma:

$$Q_{personas} = n * (Q_s + Q_L) * F_0$$

$$Q_{personas} = 2 * (0.12 + 0.03) * 0.25$$

$$Q_{personas} = 0.075 \text{ kW}$$

2.3.5 Carga térmica por infiltración mediante intercambio de aire

La infiltración representa el ingreso de aire exterior al interior de la cámara al abrir puertas o por sellos defectuosos. Ese aire debe ser enfriado abarcando el intervalo térmico que va desde

el ambiente hacia la zona interna del diseño, lo que genera una carga sensible adicional que el sistema de refrigeración debe remover. En cámaras pequeñas, una forma práctica de estimación es mediante el método de renovaciones de aire por hora (ACH), ampliamente usado en literatura de cámaras frigoríficas. En esa metodología, la expresión general adoptada es:

$$Q_{inf} = \dot{V} * \rho * C_{p\ aire} * (T_0 - T_i) \quad (21)$$

Con:

$$\dot{V} = \frac{V * N}{3600\ s}$$

Donde:

\dot{V} : flujo volumétrico infiltrado

V : volumen de la cámara

ρ : es la densidad del aire

$C_{p\ aire}$: calor específico del aire

T_0 : temperatura del exterior

T_i : temperatura del interior

N : número de renovaciones medidas por cada hora.

Por lo tanto:

Caudal volumétrico infiltrado:

$$\dot{V} = \frac{V * N}{3600\ s}$$

$$\dot{V} = \frac{20 * 2}{3600\ s}$$

$$\dot{V} = 0.0111\ m^3/s$$

Caudal másico del aire:

$$\dot{m} = \dot{V} * \rho$$

$$\dot{m} = 0.0111 * 1.32$$

$$\dot{m} = 0.0146 \text{ kg/s}$$

2.3.6 Carga sensible por infiltración:

$$Q_{inf} = \dot{m} * C_{p \text{ aire}} * (T_0 - T_i)$$

$$Q_{inf} = 0.0146 * 1006 * (25 - (-30))$$

$$Q_{inf} = 810.695 \text{ W} = 0.810 \text{ kW}$$

2.3.7 Carga térmica producida por motores eléctricos

La carga por motores eléctricos corresponde al calor disipado dentro de la cámara por equipos accionados eléctricamente. En un recinto cerrado, casi toda la energía eléctrica absorbida se transforma en calor que debe remover el sistema de refrigeración; por eso los manuales ASHRAE incluyen motores, luces y equipos como cargas internas del espacio refrigerado.

Según ASHRAE [9], el método por placa o catálogo se realiza con la siguiente fórmula:

$$Q_{motores} = \sum_i P_{e,i} \cdot F_{op} \cdot F_{loc} \quad (22)$$

Donde:

$P_{e,i}$ es la potencia eléctrica real del motor i (kW)

F_{op} es el factor de operación (fracción del tiempo encendido; en congelación continua Aprox. 1.0)

F_{loc} : 1.0 si está dentro del cuarto (caso de ventiladores del evaporador)

ASHRAE trata todo consumo eléctrico dentro del espacio como calor interno a incluir en el balance [9].

Usando 3 ventiladores:

$$P_{total} = 3 * 0.130$$

$$Q_{motores} = \sum_i P_{e,i} \cdot F_{op} \cdot F_{loc}$$

$$Q_{motores} = \sum_i 0.390 * 1.0 * 1.0$$

$$Q_{motores} = 0.390 \text{ kW}$$

2.3.8 Carga térmica total de refrigeración

La carga total de diseño se obtiene sumando la potencia asociada al producto y las cargas de cámara que se calcularon previamente. Este enfoque es el estándar en manuales de refrigeración industriales.

$$Q_{tot\ ref} = \left(\frac{Q_{prod}}{t_f} + Q_{trans} + Q_{inf} + Q_{int} \right) * Fs \quad (23)$$

Donde:

Q_{prod} = energía total del producto (kWh),

t_f = tiempo objetivo de congelación (h),

$Q_{trans}, Q_{inf}, Q_{int}$ = cargas de transición, infiltración, internas (kW)

Fs = factor de seguridad = 1.15.

Entonces, para un estimado de 8 horas para el objetivo:

$$P_{prod} = \frac{Q_{prod}}{t_f} = \frac{79.26}{8}$$

$$P_{prod} = 9.9075 \text{ kW}$$

$$Q_{tot\ ref} = \left(\frac{Q_{prod}}{t_f} + Q_{trans} + Q_{inf} + Q_{int} \right) * Fs$$

$$Q_{tot\ ref} = (9.9075 + 0.685 + 0.810 + (0.075 + 0.080 + 0.390)) * 1.15$$

$$Q_{tot\ ref} = 13.7396 \text{ kW}$$

2.3.9 Suficiencia frigorífica del sistema

La capacidad frigorífica representa la cantidad de energía térmica que el sistema diseñado debe extraer del sistema frigorífico para mantener las condiciones de diseño. Se calcula a partir de la carga térmica total obtenida previamente.

$$Cap_{ref} = \frac{Q_{tot\ ref}}{n_c} \quad (24)$$

Donde:

$Q_{tot\ ref}$ es la suma de las cargas de transmisión, producto, infiltración, iluminación, personas y motores.

n_c es la eficiencia global del sistema (aproximadamente 0.9 para considerar pérdidas menores en líneas, válvulas y conexiones)

$$Cap_{ref} = \frac{13.7396}{0.9}$$

$$Cap_{ref} = 15.2662 \text{ kW}$$

$$Cap_{ref} = 15.2662 \text{ kW} * \frac{1 \text{ Ton ref}}{3.517 \text{ kW}}$$

$$Cap_{ref} = 4.3407 Ton_{ref}$$

Según datos estadísticos de Dincer [13]; para una cámara de congelación de 15 a 25 metros cúbicos de volumen, se necesitan entre 4 a 6 toneladas de refrigeración, cuando se trata de mariscos o carnes que deban estar a $-30\text{ }^{\circ}\text{C}$.

2.4 Selección del refrigerante

Para los criterios en la selección del refrigerante, este debe permitir operar a baja temperatura, ser seguro y disponible, presentar bajo impacto ambiental y ofrecer una buena capacidad volumétrica y rendimiento aceptable.

Para este proyecto, se adopta como refrigerante al **$CO_2 R - 744$** , ya que cumple los criterios previamente mencionados:

- ODP = 0
- No es inflamable (A1, baja toxicidad)
- Tiene alta capacidad volumétrica = compresores más compactos.
- Tensión de vapor elevada = materiales y sellos para alta presión.
- GWP ≈ 1

2.5 Cálculos y dimensionamiento para el evaporador

Los criterios para el diseño del evaporador consisten en la condición de la cámara, con $T_{aire} = -30\text{ }^{\circ}\text{C}$, refrigerante a usar: CO_2 , y la temperatura de evaporación que adopta un diferencial de temperatura (TD) entre el aire y el evaporador de 5 K, valor típico de congelación con aire forzado.

$$T_{evap} = T_{aire} - TD \quad (25)$$

$$T_{evap} = -30 - 5 = -35 \text{ } ^\circ\text{C}$$

El evaporador debe extraer el calor del aire y del producto según la ecuación

$$Q_{evap} = \dot{m}_{air} \cdot c_{p \text{ air}} (T_{in} - T_{out}) \quad (26)$$

Y también:

$$Q_{evap} = \dot{m}_R \cdot (h_1 - h_4) \quad (27)$$

Donde:

\dot{m}_{air} : caudal másico del aire

$c_{p \text{ air}}$: es el calor específico del aire ≈ 1006 (kJ/kg K)

\dot{m}_R : flujo másico del refrigerante

Con CO_2 en etapa subcrítica a $-35 \text{ } ^\circ\text{C}$, $h_1 - h_4 \approx 143$ kJ/kg

Entonces:

$$\dot{m}_R = \frac{15.4272}{143}$$

$$\dot{m}_{refrigerante} = 0.1078 \frac{kg}{s}$$

Para el caudal del aire y el área del serpentín, se estima una velocidad de $2.5 - 3.0$ m/s.

$$\dot{V}_{air} = 2,400 \frac{m^3}{h} = 0,667 \frac{m^3}{s}$$

$$A_{frontal} = \frac{0.667}{3.0} = 0.22 \text{ m}^2$$

Con esta área, se puede elegir un serpentín de 0.7 m * 0.32 m de área útil y el caudal se puede lograr con 3 ventiladores axiales de $800 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$.

Donde:

ΔT_{lm} es el gradiente medio logarítmico de temperatura, próxima al TD adoptado como 5K.

$$A = \frac{15.42725}{40 * 5} = 77.13 \text{ m}^2$$

2.6 Válvula o dispositivo de expansión

EL dispositivo de expansión es el elemento que regula el flujo del refrigerante desde el condensador (alta presión) hasta el evaporador (baja presión), provocando una caída de presión que permite la evaporación a baja temperatura. En este proceso, el refrigerante líquido sufre una expansión isoentálpica, reduciendo su temperatura sin intercambiar calor con el entorno.

$$h_3 = h_4$$

La válvula controla el flujo en función del sobrecalentamiento medido al final del evaporador, garantizando que el refrigerante llegue completamente al compresor.

Con el flujo másico:

$$\dot{m}_{refrigerante} = 0.1078 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

Se seleccionará una válvula acorde al flujo másico, temperatura de evaporación de $-35\text{ }^{\circ}\text{C}$, sobrecalentamiento de 6 K, subenfriamiento de 2 a 5 K, y CO_2 como fluido refrigerante por lo que la válvula deberá soportar presiones mayores o iguales a 90 bar.

2.7 Compresor: métodos, cálculos y resultados

En estados representativos para el dióxido de carbono en estado subcrítico a $-35\text{ }^{\circ}\text{C}$ de evaporación y $-28\text{ }^{\circ}\text{C}$ de condensación se adopta:

$$h_1 = 395 \text{ kJ/kg}$$

$$h_4 = 252 \text{ kJ/kg}$$

Por lo tanto, la capacidad en el evaporador es:

$$Q_{evap} = \dot{m}_R \cdot (h_1 - h_4)$$

$$Q_{evap} = 0.1078 \cdot (395 - 252)$$

$$Q_{evap} = 15.4271 \text{ kW}$$

Los valores de las entalpías del CO_2 se encuentran detallados en el proceso subcrítico del refrigerante del diagrama P-h de la Figura 9.

2.7.1 Trabajo específico de compresión y potencia

Para CO_2 subcrítico a $-35\text{ }^{\circ}\text{C}$, $h_2 - h_1 = 48 \text{ kJ/kg}$

Entonces la potencia del compresor será:

$$W_{comp} = \dot{m}_R \cdot (h_2 - h_1)$$

$$W_{comp} = 0.107882 \cdot (48)$$

$$W_{comp} = 5.1783 \text{ kW}$$

2.7.2 Cálculo del COP del ciclo

$$COP = \frac{Q_{ev}}{W_{comp}}$$

$$COP = \frac{15.4271}{5.18}$$

$$COP = 2.9782$$

2.8 Calor rechazado en el condensador y dimensionamiento con cálculos

Ahora, el calor rechazado en el condensador se puede expresar cómo:

$$Q_c = Q_{ev} + W_{comp} \quad (28)$$

$$Q_c = 15.7241 + 5.1783$$

$$Q_c = 20.9024 \text{ kW} = \text{cierre del ciclo}$$

2.8.1 Caudal volumétrico de aspiración y desplazamiento

El volumen específico varía ya que el flujo volumétrico también varía dependiendo del punto donde se analice, de esta forma, el flujo volumétrico se determina generalmente en la entrada de succión del compresor.

$$\dot{V} = \dot{m} * v \quad (29)$$

Donde:

\dot{V} : caudal del refrigerante

\dot{m} : flujo másico del refrigerante

v : volumen específico del sistema

$$\dot{V} = \dot{m} * v$$

$$\dot{V} = 0.1078 * 0.040$$

$$\dot{V} = 0.0043 \text{ m}^3/\text{s}$$

2.9 Selección de los equipos del sistema de congelación

Con base en los resultados obtenidos del análisis térmico, los cálculos de carga frigorífica y la validación mediante CFD de las corrientes de aire en el interior del recinto, se procede a la selección de los equipos que conforman el sistema de congelación propuesto para la conservación de 1000 kg de camarón hasta una temperatura final de $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$, utilizando dióxido de carbono (R-744) como fluido refrigerante.

2.9.1 Evaporador (*enfriador de aire*)

De acuerdo con los resultados de la simulación mediante CFD, el aire impulsado por el evaporador alcanza una temperatura promedio de $-27\text{ }^{\circ}\text{C}$, con una velocidad característica del flujo del orden de 4 m/s en la zona de descarga, lo cual garantiza una adecuada transferencia convectiva de calor y una distribución térmica uniforme alrededor de la carga de camarón.

Considerando una temperatura de cámara de $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$ y un diferencial de temperatura aire-evaporador (TD) de aproximadamente 5 K, se adopta una temperatura de evaporación de diseño de $-35\text{ }^{\circ}\text{C}$, valor típico en aplicaciones de congelación industrial de productos marinos.

La capacidad frigorífica requerida del evaporador se selecciona considerando un margen de seguridad del 15 % respecto a la carga térmica total calculada, con el fin de compensar efectos de escarcha, ciclos de deshielo y pérdidas adicionales. En consecuencia, se selecciona un evaporador cúbico industrial para baja temperatura, como muestra la Figura 11, con las siguientes características generales:

- Capacidad nominal: aproximadamente 20 – 22 kW a $T_e = -35\text{ °C}$
- Caudal de aire: del orden de 2000–2400 m³/h
- Configuración: 3 ventiladores axiales
- Tipo de deshielo: eléctrico, con bandeja y drenaje calefactados
- Aplicación: congelación forzada de productos pesqueros

Este tipo de evaporador es normalmente utilizado en cámaras de congelación rápida y resulta coherente con los resultados obtenidos mediante CFD, donde se verificó la ausencia de zonas muertas y una adecuada penetración del aire frío a través de la carga.



Figura 11. Evaporador GÜNTNER para CO_2 , [22].

2.9.2 Compresor (R-744, CO_2)

Dadas las condiciones climáticas de diseño, con una temperatura ambiente aproximada de 25 °C, el sistema se proyecta para operar en régimen subcrítico con dióxido de carbono (R-744), lo cual permite una condensación adecuada sin necesidad de operar permanentemente en régimen transcrito.

El compresor se selecciona para operar en un régimen de evaporación de -35 °C y un nivel de condensación fijado en 25 °C, cumpliendo con los requerimientos de alta presión característicos

del CO₂. Se adopta un compresor alternativo semihermético diseñado específicamente para R-744, con capacidad frigorífica del orden de 18–22 kW en condiciones de baja temperatura, como se indica en la Figura 12.

Las principales características consideradas en la selección del compresor son:

- Compatibilidad con R-744 (CO₂)
- Capacidad adecuada para congelación profunda
- Soporte para presiones de operación superiores a 90 bar
- Eficiencia isentrópica acorde a sistemas subcríticos
- Potencia eléctrica aproximada: 9–11 kW

Este tipo de compresor es utilizado en aplicaciones industriales de congelación y garantiza una operación segura, eficiente y ambientalmente sostenible.



Figura 12. Compresor semihermético Danfoss HGX CO₂ subcritical, [23].

2.9.3 Condensador (enfriado por aire)

El calor rechazado en el condensador se determina como la suma de la capacidad frigorífica del evaporador más el trabajo de compresión del compresor. Para el sistema propuesto, el calor a disipar se estima del orden de 30 kW.

En función de este valor y de la temperatura ambiente de diseño (25 °C), se selecciona un condensador enfriado por aire como se aprecia en la Figura 13, apto para operación subcrítica con CO₂, con las siguientes características generales:

- Capacidad de rechazo térmico: 30–35 kW
- Tipo: condensador aire-refrigerante con ventiladores axiales
- Aplicación: sistemas industriales de baja temperatura con R-744



Figura 13. Condensador Hispania CO₂ Subcrítico, [24].

2.9.4 Mecanismo de regulación y estrangulamiento de flujo

Para el control de circulación del agente refrigerante hacia el evaporador se selecciona una válvula o dispositivo de expansión electrónica (EEV), debido a la necesidad de un control preciso del sobrecalentamiento en sistemas con CO₂ y a las elevadas presiones de operación del refrigerante.

Los criterios adoptados para la selección de la válvula son:

- Refrigerante: R-744 (CO₂)
- Temperatura de evaporación: -35 °C
- Sobrecalentamiento de diseño: 6 K
- Capacidad compatible con el flujo másico del sistema
- Presión máxima admisible ≥ 90 bar

La utilización de la válvula electrónica visualizada en la Figura 14, mejora la estabilidad del sistema, optimiza el rendimiento energético y reduce riesgos operativos.



Figura 14. Válvula de expansión Danfoss, [23].

2.9.5 Accesorios y elementos de seguridad

Debido a las altas presiones características de los sistemas que operan con dióxido de carbono, el diseño contempla la inclusión de los siguientes accesorios de seguridad y control, indispensables en aplicaciones industriales:

- Válvulas de seguridad (PSV)
- Sensores de protección para niveles de presión en alta y baja
- Filtro deshidratador compatible con CO₂
- Separador de líquido
- Instrumentación de presión y temperatura
- Protecciones eléctricas del compresor

Estos elementos garantizan una operación segura, confiable y conforme a las buenas prácticas de ingeniería en sistemas frigoríficos industriales.

2.9.6 Conclusión de la selección de equipos

La selección final de los equipos se realizó de manera coherente con los resultados del análisis térmico, los cálculos de carga frigorífica y la simulación de las corrientes de aire dentro del recinto de congelación. Los equipos seleccionados permiten garantizar una congelación uniforme del producto, alcanzar la temperatura objetivo de $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$ y operar de forma segura bajo condiciones subcríticas utilizando CO_2 como refrigerante natural.

El sistema propuesto cumple con los criterios técnicos, ambientales y de seguridad requeridos para aplicaciones industriales de congelación de productos pesqueros, constituyendo una solución viable y técnicamente sustentada para la conservación de 1000 kg de camarón.

Capítulo III

Diseño y simulación del cuarto de congelación

3.1 Proceso de simulación

El proceso de simulación computacional tuvo como propósito evaluar la dinámica del comportamiento térmico y fluidodinámico del aire dentro del sistema de congelación diseñado, así como verificar que la distribución de la temperatura permita alcanzar de manera uniforme la temperatura de conservación de $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$ en la carga de camarón. Para ello, se empleó un enfoque de CFD, el cual permite estudiar el comportamiento del aire y la transferencia de calor sin la necesidad de construir prototipos físicos, reduciendo costos y tiempo de análisis.

La simulación se desarrolló en varias etapas claramente definidas: modelado geométrico, mallado, definición de condiciones de frontera y análisis de resultados, las cuales se describen a continuación.

3.1.1 Modelado geométrico

El modelado geométrico del sistema de congelación se realizó mediante el uso de plataformas con entorno CAD tal como se aprecia en la Figura 15, donde se presentó el volumen interno del cuarto frío, el evaporador, los ventiladores (fans) y la disposición de la carga térmica correspondiente a 1000 kg de camarón empacado en cajas y jabs.

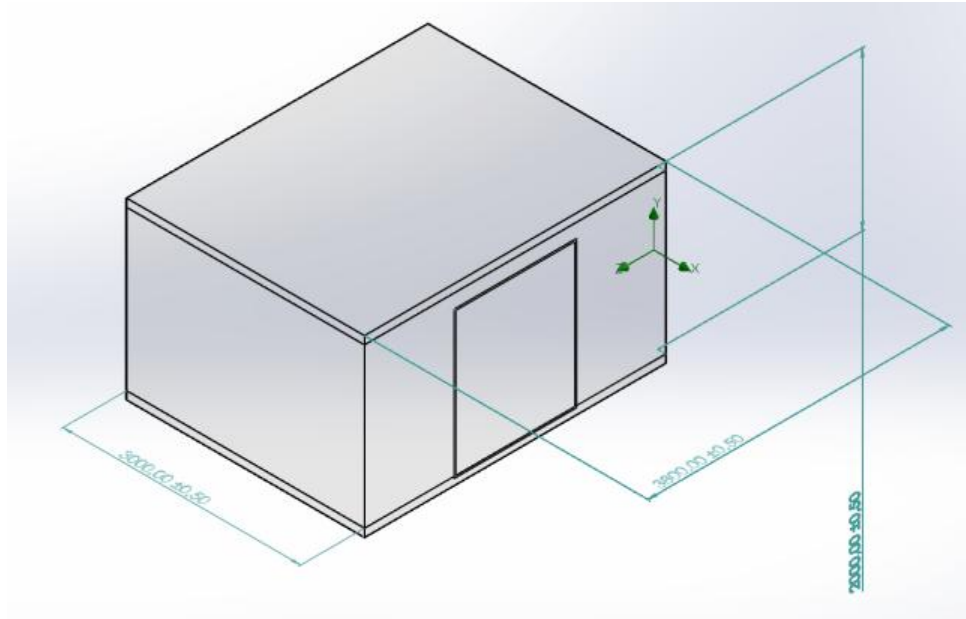


Figura 15. Esquema del cuarto de congelación.

Se consideró las dimensiones establecidas en los cálculos del capítulo 2, así como el espesor de los paneles aislantes, los cuales fueron modelados con las propiedades térmicas equivalentes. Para efectos de la simulación CFD, se consideró únicamente el dominio de aire interno, ya que es el medio principal encargado del mecanismo convectivo de intercambio térmico.

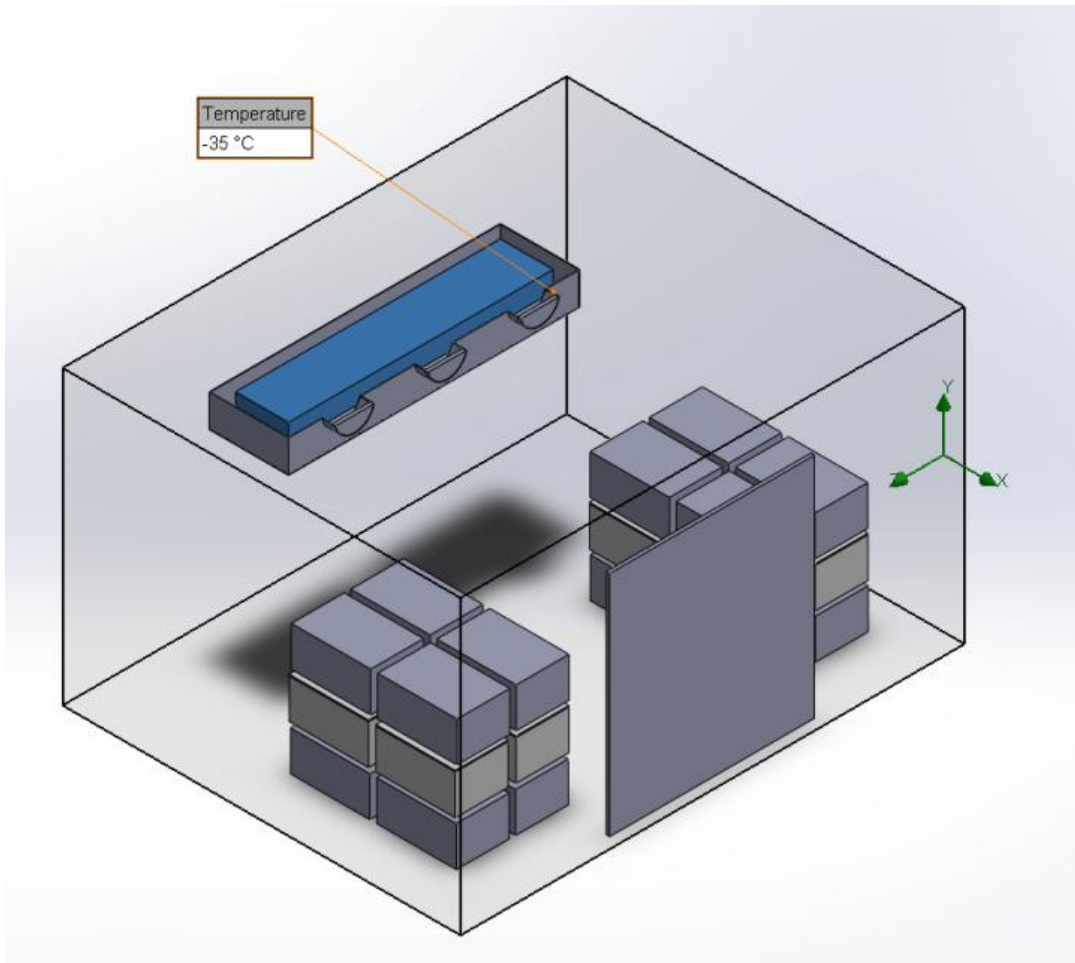


Figura 16. Diseño del evaporador en SolidWorks.

El evaporador fue modelado como una superficie de entrada de aire frío, instalado en el plano superior del habitáculo, de acuerdo con las prácticas industriales habituales, permitiendo una correcta circulación del aire, tal como indica la figura 16. Asimismo, se incluyeron ventiladores que influyen en la trayectoria del flujo con el fin de evitar zonas de recirculación o estancamiento. El interior del evaporador se representó como un medio poroso a una temperatura de -35 °C , de donde sale el aire frío por los ventiladores hacia la habitación.

La carga del camarón fue presentada como un volumen sólido poroso equivalente con las características propias del material, indicada en la Figura 17, lo que permite simular el efecto del flujo del aire sobre el producto y la transferencia térmica entre el aire frío y el producto almacenado.

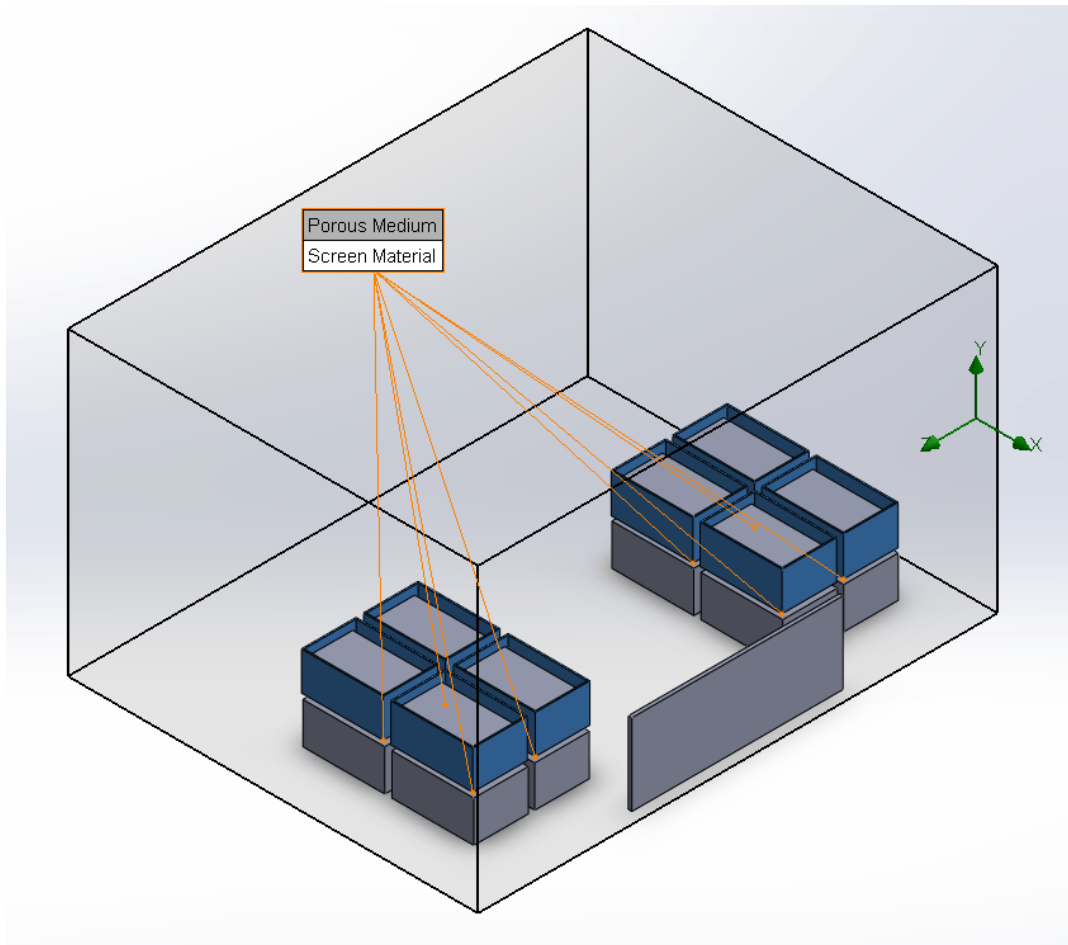


Figura 17. Diseño de jabas de camarón.

3.1.2 Mallado

Una vez definida la geometría, se procedió a generar el mallado computacional del dominio del fluido. El mallado se realizó utilizando elementos tridimensionales no estructurados, refinando principalmente las zonas más cercanas al evaporador, la carga térmica y a las paredes del cuarto frío, donde se esperan mayores gradientes de velocidad y temperatura.

El tamaño de los elementos fue seleccionado para buscar un equilibrio entre precisión numérica y tiempo de cálculo. Se aplicó un refinamiento progresivo en las regiones de entrada del flujo de aire, con el fin de capturar adecuadamente el comportamiento del aire impulsado por los ventiladores del evaporador.

Para garantizar la calidad del mallado, se verificaron parámetros como la relación de aspecto, ortogonalidad y geometría de los elementos, asegurando la estabilidad del solver en el proceso iterativo de cálculo.

En las Figuras 18 a 20, se muestra el proceso de mallado del sistema con cortes en diferentes planos y el mallado general.

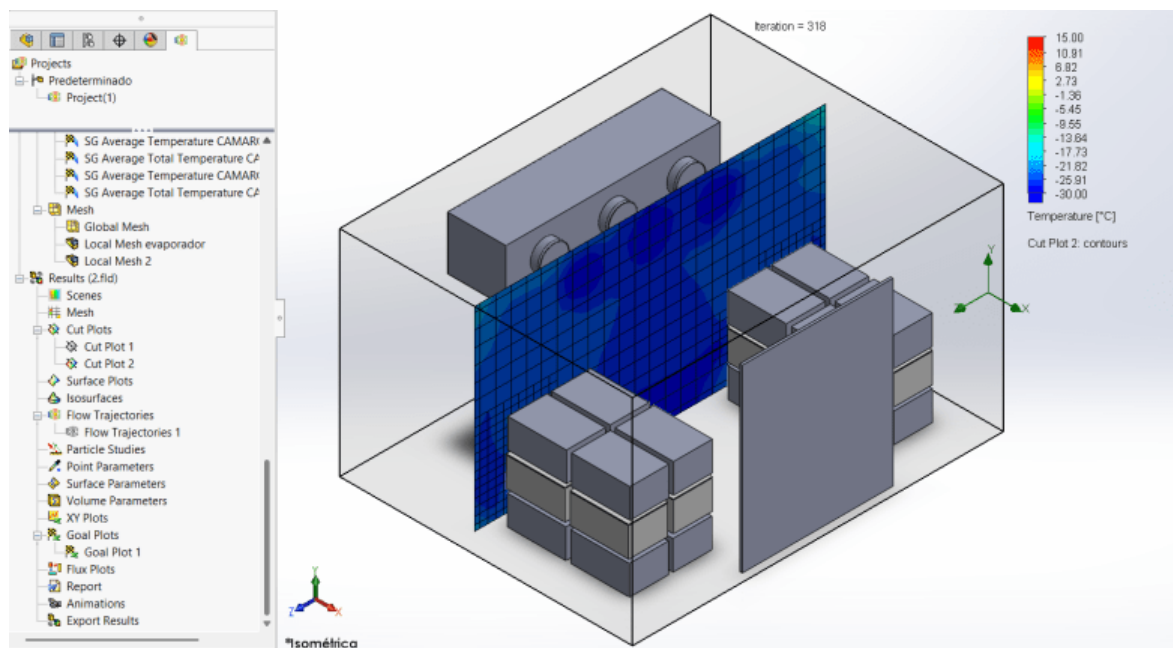


Figura 18. Mallado general del cuarto de congelación, corte transversal, plano YZ.

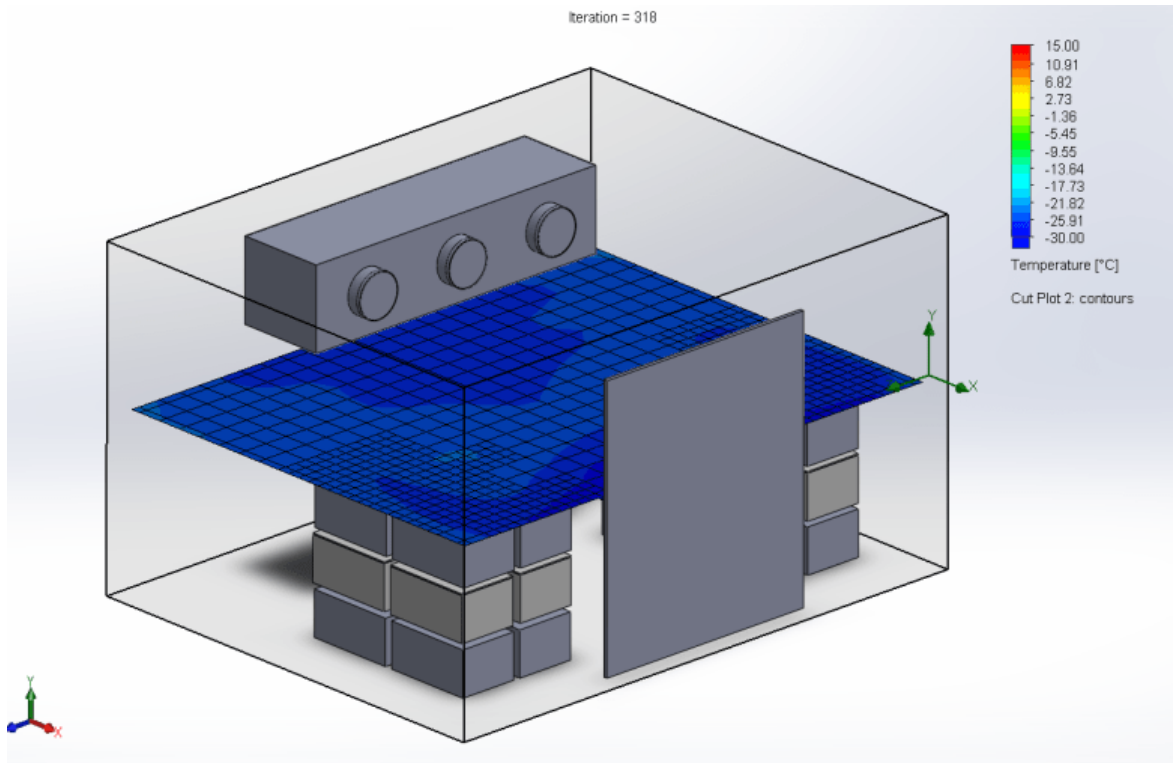


Figura 19. Mallado del cuarto de congelación, corte transversal, plano XZ.

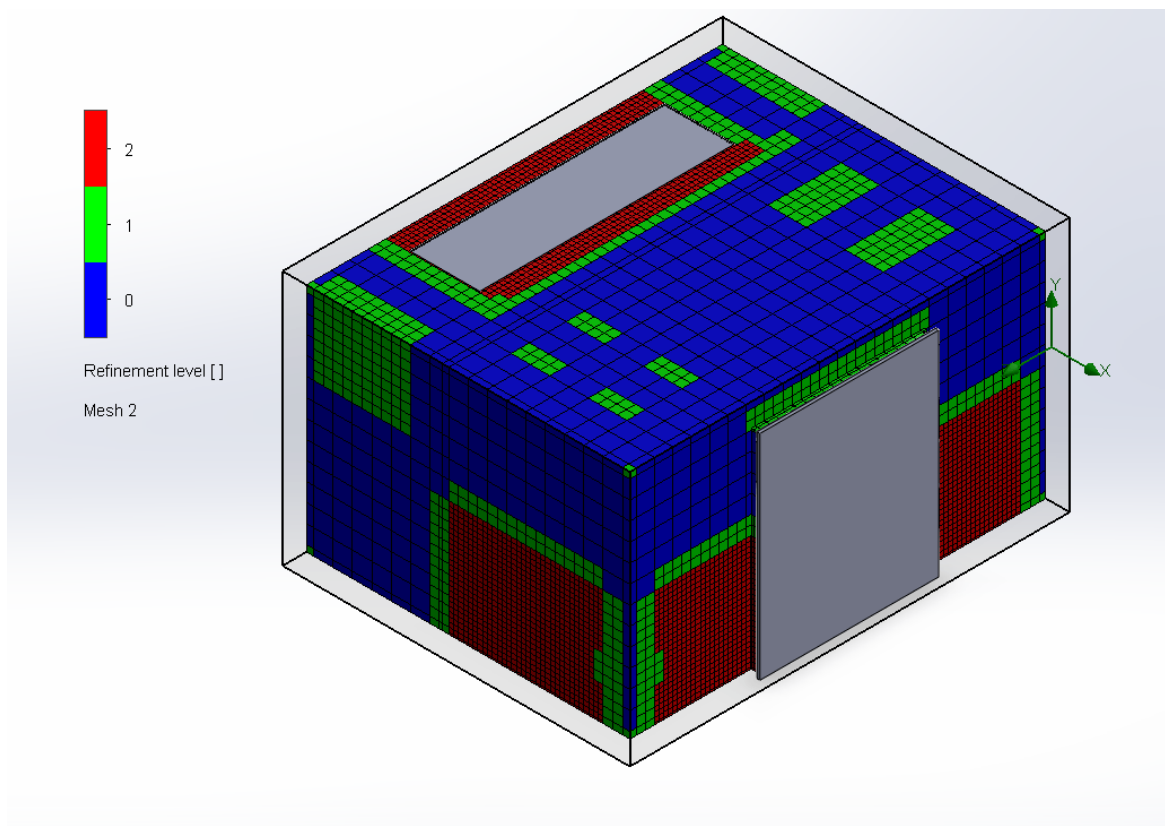


Figura 20. Nivel de refinamiento de la malla del cuarto de congelación.

3.1.3 Parámetros de contorno del modelo

Los parámetros de contorno del modelo fueron definidos de acuerdo con las condiciones reales de funcionamiento del sistema de congelación. En la salida del evaporador se estableció una condición de entrada de aire frío, con una velocidad característica dentro del rango industrial de 0.5 m/s a 5 m/s, garantizando un régimen de convección forzada adecuado para procesos de congelación rápida.

La temperatura del aire fue fijada, inicialmente con el cuerpo poroso dentro del evaporador a -35 °C que simula ser el proceso por el cual el CO_2 enfría el aire, el cual va a permitir extraer el calor sensible y latente del camarón hasta alcanzar los -20 °C requeridos para la conservación.

Las paredes del cuarto frío se modelaron como superficies sólidas con propiedades térmicas equivalentes al aislamiento seleccionado. La interacción térmica entre el aire y las paredes permite considerar las pérdidas de energía por transmisión.

3.1.4 Resultados de la simulación

Según la simulación CFD, los resultados obtenidos permiten analizar el comportamiento del flujo aerodinámico y la distribución de temperaturas dentro del cuarto frío.

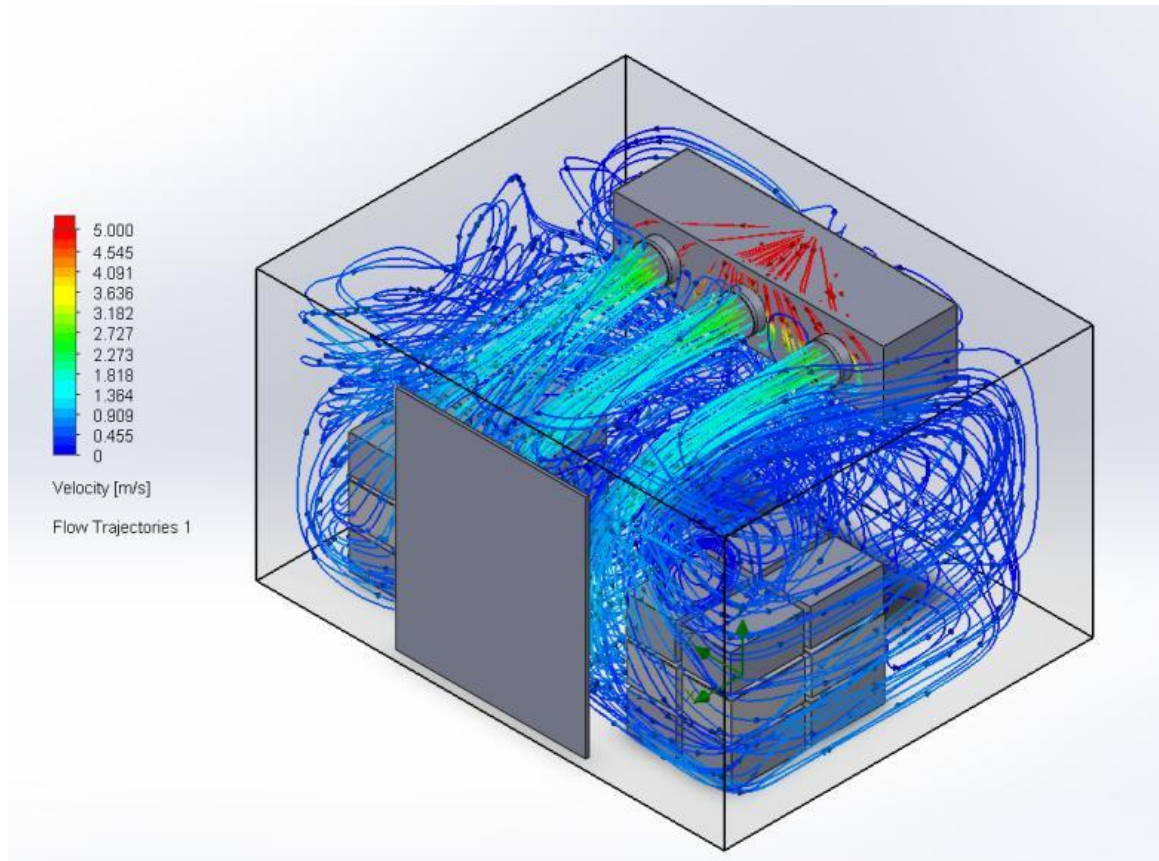


Figura 21. Esquema del flujo de velocidad lineal del aire.

En la Figura 21, correspondiente a las trayectorias del flujo de velocidad, se observa el comportamiento del aire impulsado por el evaporador hacia el interior del cuarto frío. El aire frío es descargado a alta velocidad desde el evaporador, alcanzando valores aproximados entre 5.0 m/s y 3.5 m/s los cuales se sitúan dentro de los márgenes sugeridos para sistemas de congelación por convección forzada.

Las trayectorias muestran que el flujo de aire se distribuye de manera uniforme a lo largo del recinto, generando zonas de recirculación en los extremos y alrededor de la carga almacenada. Este fenómeno favorece la homogeneización térmica, evitando la formación de zonas muertas o regiones con bajo intercambio de calor.

Asimismo, se evidencia que el aire rodea completamente los bloques que representan la carga de camarón, lo cual es ideal para el mecanismo de intercambio térmico mediante convección. La existencia de recirculaciones controladas indica un régimen de flujo predominantemente turbulento, condición favorable para acelerar el proceso de extracción del calor del producto.

En conjunto, el patrón de flujo obtenido confirma que la disposición del evaporador y la geometría interna del cuarto frío permiten una correcta circulación del aire frío, condición esencial para lograr una congelación uniforme del producto.

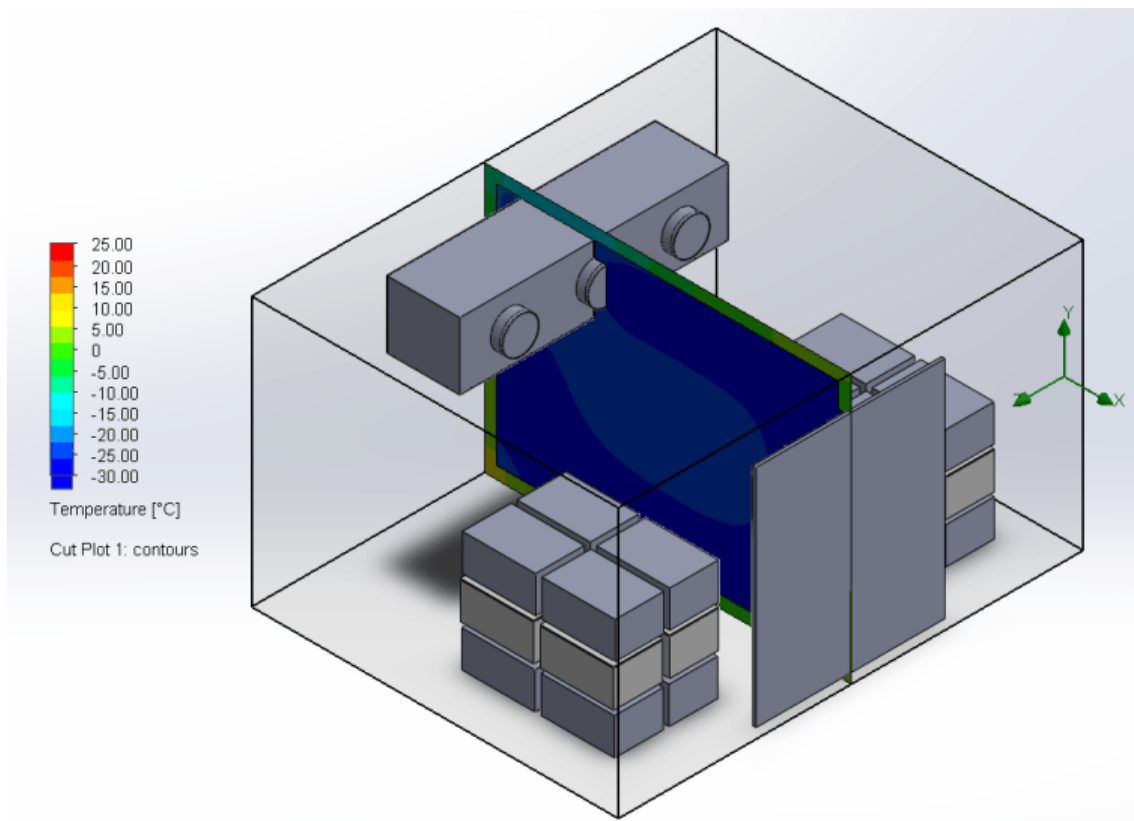


Figura 22. Plot 3D del mapa de temperatura.

La Figura 22, correspondiente al mapa de contornos de temperatura muestra la distribución térmica en un plano de corte del cuarto frío una vez alcanzado el régimen estacionario. Se observa que la mayor parte del volumen interno presenta temperaturas inferiores a $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$, evidenciadas por las zonas de color azul oscuro.

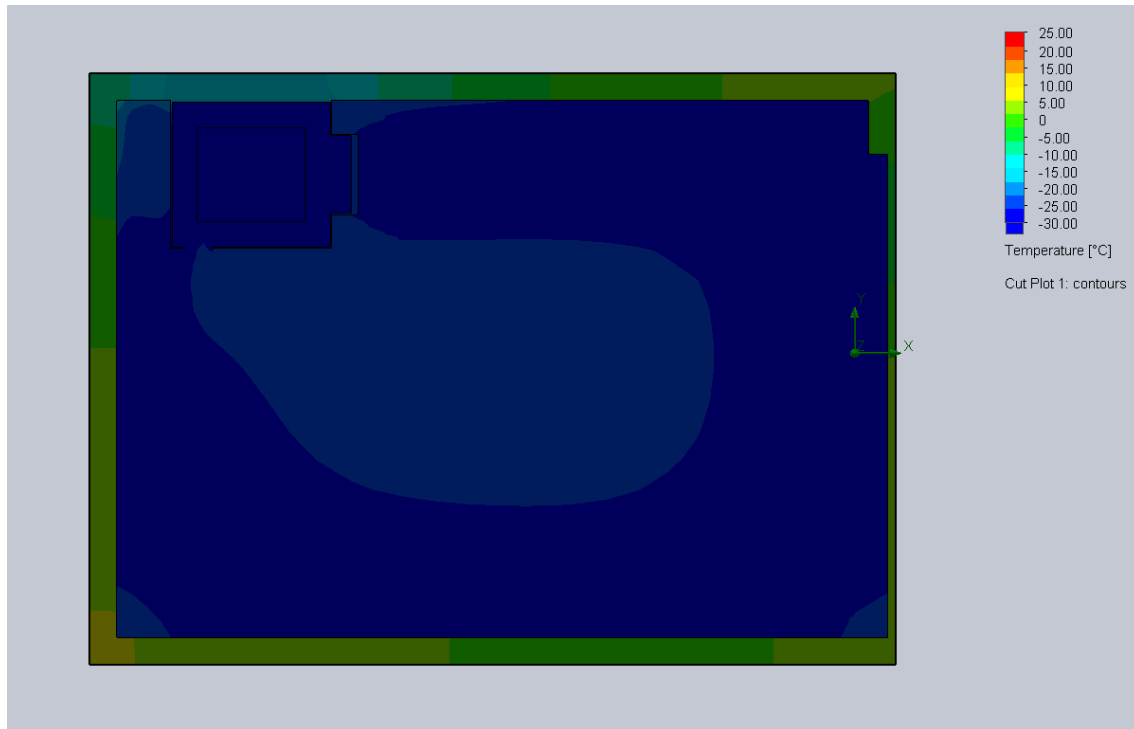


Figura 23. Corte de temperatura del cuarto, sin carga.

La Figura 23 representa el corte transversal realizado en el plano central del cuarto frío, correspondiente a la geometría mostrada en la Figura 22, considerando una condición sin carga térmica interna. En este escenario, no existe intercambio de calor con producto, por lo que la distribución de temperatura depende únicamente del sistema de refrigeración y de la circulación del aire impulsada por los evaporadores.

Se observa que la mayor parte del volumen interno del cuarto presenta temperaturas inferiores a $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$, predominando valores cercanos a $-25\text{ }^{\circ}\text{C}$, representados por las zonas de color azul oscuro. La región central del recinto, identificada por una tonalidad azul ligeramente más clara, muestra temperaturas del orden de $-18\text{ }^{\circ}\text{C}$ a $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$, valores que se consideran esperados debido a la mezcla del aire frío impulsado con el aire de retorno dentro del cuarto.

Cabe señalar que la distribución térmica se verá modificada cuando se introduzca la carga térmica correspondiente a las cajas de camarón, donde se espera la aparición de gradientes de

temperatura locales asociados a la interacción térmica entre la corriente del fluido aerodinámico y el producto, análisis que se desarrolla en la siguiente sección.

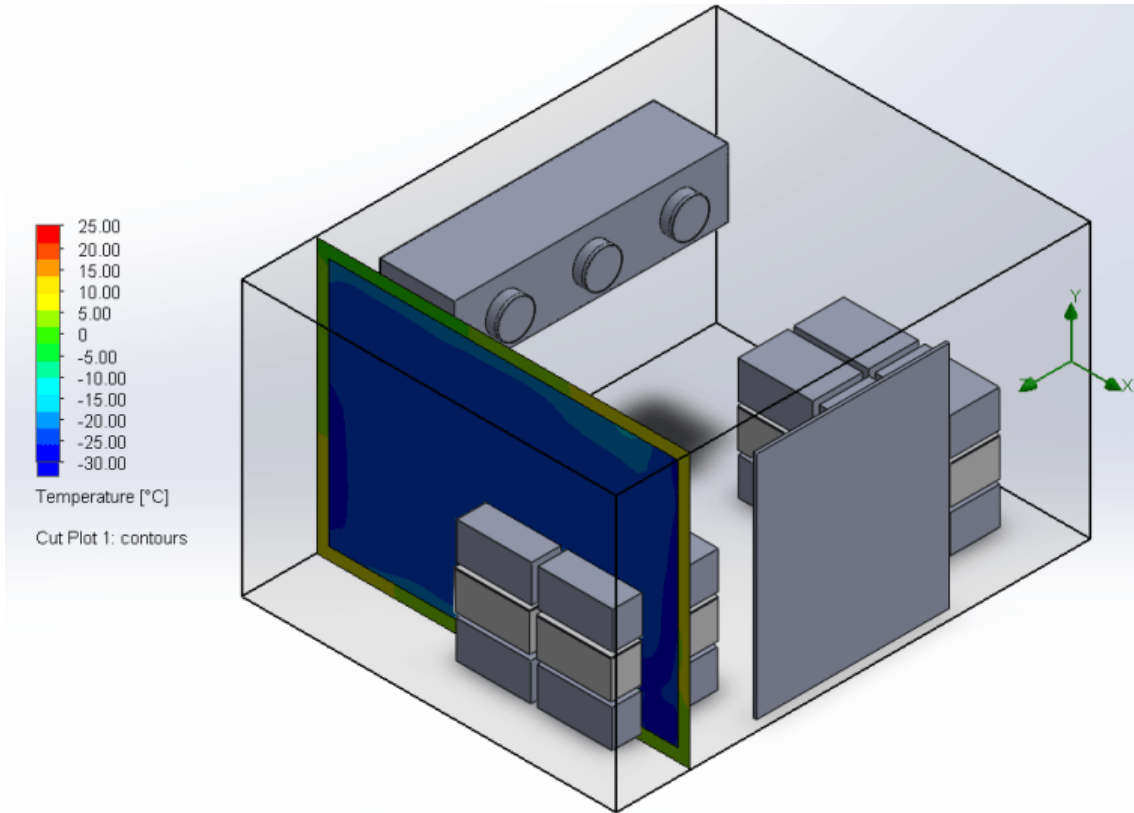


Figura 24. Plot 3D de la temperatura con carga térmica.

De acuerdo a la Figura 24, las regiones cercanas a la carga de camarón presentan temperaturas homogéneas, lo que indica que el aire frío logra penetrar adecuadamente entre los bloques, evitando los gradientes térmicos significativos. Esto es fundamental para garantizar que todo el producto alcance la temperatura de conservación requerida y se minimicen diferencias de congelación entre distintas zonas del cuarto frío.

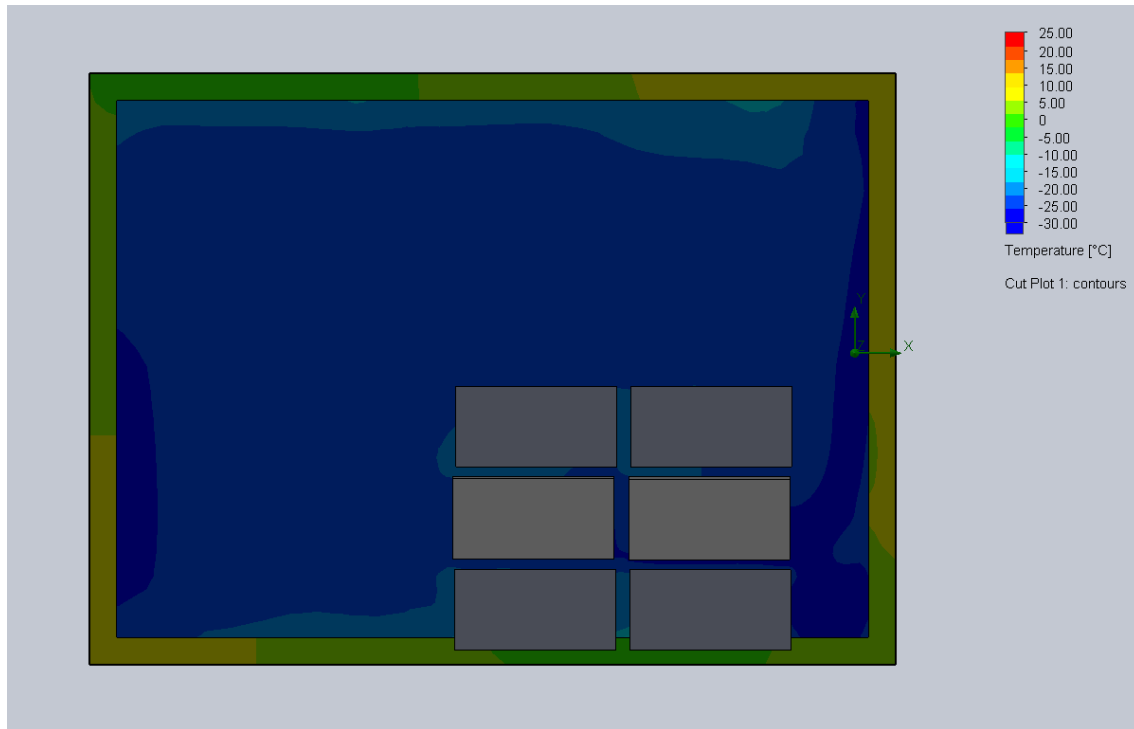


Figura 25. Gradiente de temperatura del cuarto, corte en carga térmica.

En la Figura 25 se puede apreciar que las paredes del recinto presentan gradientes de temperaturas con una ligera variación, esto debido a las pérdidas por transmisión, sin embargo, estas no afectan de manera significativa la temperatura del volumen interno, lo que confirma la efectividad del aislamiento térmico seleccionado. De igual manera, alrededor de las cajas donde están representadas las cargas térmicas de camarón, se puede apreciar una pequeña variación en el gradiente de temperatura, que es lo que se espera, ya que se está constatando que ocurre la actividad termodinámica entre el frío proporcionado por el evaporador, y la carga térmica de las jabs de camarones con sus propiedades físico-químicas.

En general, los resultados térmicos demuestran que el sistema es capaz de mantener una distribución uniforme de temperatura, cumpliendo con el objetivo de alcanzar y sostener una temperatura de $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$ en la carga almacenada.

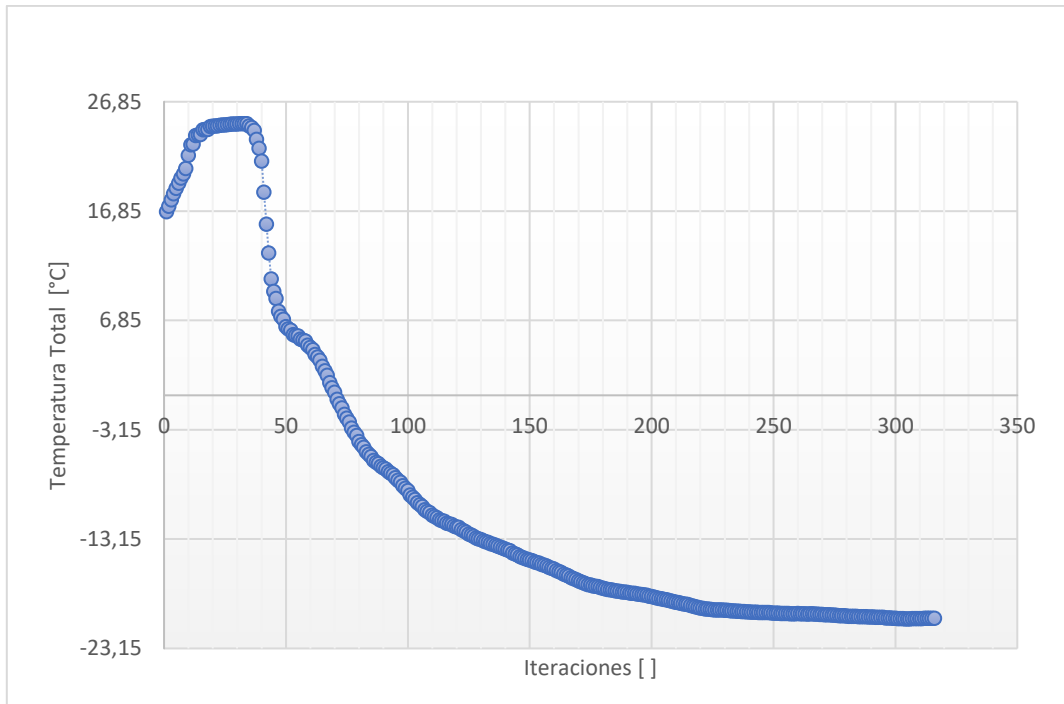


Figura 26. Historial de la temperatura promedio del camarón en función de las iteraciones del solver.

La Figura 26 muestra el historial de la temperatura promedio del bloque de camarón, registrado como Temperatura total del camarón (SG). El eje horizontal corresponde a las iteraciones del solver, por lo que representa la evolución numérica del cálculo. Se observa una fase inicial de estabilización numérica, seguida de un descenso pronunciado de temperatura, indicando la remoción rápida del calor sensible del producto. Posteriormente, la disminución de la temperatura se vuelve progresiva hasta alcanzar un valor cercano a $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$, donde la curva de congelación logra reducir la temperatura de producto hasta el valor objetivo del proyecto y mantener condiciones térmicas estables en el régimen final.

Tabla 4. Valores representativos de la temperatura promedio del camarón en función de las iteraciones del solver, utilizados para analizar la convergencia térmica del sistema

Iteraciones []	Temperatura Total [°C]
1	16,7857
50	6,2825
100	-8,7130
150	-15,0806
200	-18,4156
250	-19,9215
300	-20,4081
316	-20,3984

En la Tabla 5 se observa que, conforme avanzan las iteraciones, la temperatura del camarón disminuye progresivamente desde valores iniciales cercanos a 16.78 °C hasta alcanzar las temperaturas próximas de -20 °C, evidenciando un proceso de enfriamiento consistente. A partir de las 300 iteraciones, las variaciones de la temperatura son mínimas, lo que indica que el sistema ha alcanzado la convergencia térmica, estabilizándose alrededor de -20.39 °C.

Capítulo IV

Análisis de factibilidad financiera

4.1 Factibilidad económica del sistema de congelación

La proyección del escenario económico busca determinar la rentabilidad del sistema de congelación propuesto, considerando los costos de adquisición de equipos, materiales e instalación del sistema. Este análisis permite determinar si la implementación del sistema es técnicamente viable y económicamente justificable dentro del contexto industrial. La inversión inicial del sistema de congelación está compuesta principalmente por los equipos de refrigeración, el sistema de aislamiento térmico, los elementos auxiliares y los desembolsos requeridos para la puesta en marcha.

Los equipos principales de la solución propuesta de congelación corresponden al compresor, evaporador, condensador y ventiladores, los cuales fueron seleccionados de acuerdo con la capacidad frigorífica requerida y las condiciones de operación definidas en los capítulos anteriores.

4.1.1 Costos referenciales de aislamiento térmico

Se detalla en la Tabla 6 el presupuesto requerido para el aislamiento térmico del sistema mediante paneles de poliuretano, asegurando la eficiencia térmica de la cámara.

Tabla 5. Costos del aislamiento térmico

Elemento	Cantidad	Precio unitario	Costo
Panel PU 150 mm (paredes)	25.6 m ²	\$ 40/ m ²	\$ 1024
Panel PU 150 mm (techo)	10.08 m ²	\$ 40/ m ²	\$ 403.2
Panel PU 150 mm (piso)	10.08 m ²	\$ 40/ m ²	\$ 403.2

Puerta isotérmica (150 mm)	1	\$ 1200	\$ 1200
		TOTAL	\$ 3030.4

4.1.2 Valoración de suministros para la unidad de refrigeración

La Tabla 7 desglosa la inversión necesaria para los componentes principales del ciclo de refrigeración.

Tabla 6. Desglose de inversión para el equipamiento frigorífico

Ítem	Descripción del componente	Cantidad	Valor unitario	Costo total
1	Compresor semihermético Danfoss para CO2 (R-744) régimen subcrítico, capacidad nominal de 4.8TR	1	\$ 3200	\$3200
2	Evaporador de baja temperatura Güntner, aire forzado con ventiladores axiales para congelación	1	\$ 1600	\$ 1600
3	Condensador Hispania series HEB por aire compatible con sistemas subcríticos de CO2	1	\$ 1500	\$ 1500
4	Válvula de expansión termostática Danfoss TXV compatible con CO2 (alta presión)	1	\$ 210	\$ 210
5	Válvula solenoide Danfoss para refrigerante CO2	1	\$ 180	\$ 180
6	Controlador electrónico de temperatura para cámara de congelación	1	\$ 80	\$ 80

7	Tuberías y accesorios para refrigeración (línea de succión, descarga y líquido)	1	\$ 700	\$ 700
---	---	---	--------	--------

4.1.3 Valoración de servicios profesionales y montaje técnico

En la Tabla 8 se presenta el análisis de costos por intervención laboral y montaje técnico, contemplando la instalación especializada de los equipos y sistemas de control.

Tabla 7. Análisis de costos de intervención laboral

Descripción	Cantidad	Costo unitario	Costo total
Intervención especializada en refrigeración industrial	1	\$ 1200	\$ 1200
Instalación de equipos frigoríficos (compresor, evaporador, condensador)	1	\$ 600	\$ 600
Instalación de tuberías y accesorios de refrigeración	1	\$ 300	\$ 300
Instalación eléctrica, control e instrumentación	1	\$ 300	\$ 300
Pruebas, puesta en marcha y verificación operativa	1	\$ 300	\$ 300

4.1.4 Costo total del cuarto de refrigeración

Con el objetivo de garantizar la viabilidad económica del proyecto frente a variaciones externas, se ha incorporado un presupuesto para contingencias equivalente al 10 % de la inversión fija [25]. Este rubro técnico permitirá cubrir posibles desviaciones en el presupuesto derivadas de la fluctuación en precios de los materiales, ajustes técnicos imprevistos durante la fase de instalación o variaciones en costos de logística y transporte.

La Tabla 9 resume la inversión total del proyecto, incluyendo la reserva del 10% para contingencias, costos de aislamiento, costo de equipo y costo de mano de obra especializada.

Tabla 8. Costo total del cuarto de refrigeración

Descripción	Valor total
Costo del aislamiento para el cuarto	\$ 3030.4
Costo de los equipos	\$ 7470
Costo de mano de obra e instalación	\$ 2700
Reserva para contingencias	\$ 1330
Total	\$ 14530.4

4.2 Determinación de la rentabilidad: Análisis del VPN y la Tasa Interna

Con la finalidad de complementar el análisis de factibilidad económica del sistema de congelación propuesto, se realizó una evaluación financiera empleando indicadores comúnmente utilizados en proyectos de ingeniería, tales como el Valor Presente Neto (VPN) y la Tasa Interna de Retorno. Estos indicadores financieros permiten analizar la rentabilidad del proyecto en el tiempo, considerando una inversión inicial requerida para su implementación. El valor presente neto (VPN) representa el excedente resultante al contrastar los beneficios proyectados actualizados frente al capital desembolsado inicialmente para la ejecución del sistema [26].

Un valor de VPN que sea positivo indica que el proyecto es rentable, ya que los beneficios superan la inversión inicial. Por otro lado, la Tasa Interna, corresponde al descuento para el cual el VPN es cero. Un proyecto se considera financieramente viable cuando el TIR es mayor que dicha tasa [27].

4.3 Evaluación financiera mediante indicadores VPN y TIR con referencia a la empresa camaronera “ARCARIS S.A”

Para definir la viabilidad financiera del proyecto, tomando como referencia los datos de la camaronera ecuatoriana “ARCARIS S.A”, se aplicaron los indicadores financieros VPN y TIR, siguiendo la metodología de análisis económico donde se emplean criterios financieros para la toma de decisiones empresariales.

Se considera la inversión inicial del proyecto que corresponde al costo total del cuarto de congelación, el cual incluye los costos de aislamiento térmico, equipos del sistema de refrigeración, mano de obra especializada e instalación, previamente detallados en las secciones 4.1.1, 4.1.2, 4.1.3. Este valor representa la inversión necesaria para la implementación del sistema, el cual tiene un valor de \$ 14530.4. El análisis se realizó para un horizonte de 10 años, con una tasa del 14.37 % anual. Se considera un precio promedio de exportación de camarón de \$ 2.54 por libra [28].

El presente proyecto, los beneficios económicos están asociados principalmente a la correcta conservación del camarón, la reducción de pérdidas por deterioro del producto, la mejora en la calidad final y el cumplimiento de estándares internacionales de congelación. Estos factores justifican la inversión inicial del sistema de congelación propuesto.

4.3.1 Datos financieros del proyecto

- Inversión inicial: \$ 14530.4
- Tasa de descuento: 14.37 % anual (Referencia del sector acuícola según la Corporación Financiera Nacional)

- Ingresos proyectados: Considerando un precio promedio de exportación de \$ 2.54 por libra y una capacidad moderada de procesamiento a finales del año 2025 [29].

4.3.2 Estimación de ingresos y egresos operativos

La Tabla 10 proyecta un flujo neto de caja a 5 años, datos fundamentales para el cálculo del Valor Presente Neto (VPN) y la rentabilidad el proyecto.

Tabla 9. Estimación de ingresos y egresos en una proyección de 5 años

Año	Flujo de caja neto
2025	\$ 14530.4
2026	\$ 6200
2027	\$ 6800
2028	\$ 7500
2029	\$ 8200
2030	\$ 9000

4.3.2 Cálculo del VPN

Para el cálculo del VPN se utiliza la fórmula:

$$VPN = \sum_{t=1}^{10} \frac{F_t}{(1 + TIR)^t} - I_0 \quad (30)$$

Factor presente para 5 años al 14.37 %:

$$\sum_{t=1}^{10} \frac{1}{(1 + 0.1437)^5} = 6.1446$$

Entonces:

$$VPN = (4,071.64828 * 6.1446) - 14530.4$$

$$VPN = 25018 - 14530.4$$

$$VPN = \$ 10487.6$$

4.3.3 Cálculo de TIR

La TIR es la tasa que hace que el cálculo del VPN = 0, entonces resolviendo para r:

$$0 = 5000 * \left(\sum_{t=1}^{10} \frac{1}{(1+r)^t} \right) - 14530.4$$

$$14530.4 = 4,071.64828 * \left(\sum_{t=1}^{10} \frac{1}{(1+r)^t} \right)$$

$$r = 31.1 \%$$

El análisis financiero mediante TIR y VPN demuestra que la implementación del cuarto de congelación con una inversión inicial de \$ 14530.4 es económicamente viable, ya que el VPN genera un valor positivo de \$ 10487.6 y una rentabilidad superior al costo de oportunidad del capital del 31.1 %.

Conclusiones y Recomendaciones

5.1 Conclusiones

A partir de la comparación de refrigerantes sintéticos como el R-404A con un GWP de 3922, y el R-134a con un GWP de 1430, se evidenció que, el CO_2 posee un índice de contribución al efecto invernadero de 1, significativamente inferior, manteniendo un agotamiento de ozono casi nulo, lo que lo posiciona como una alternativa ambientalmente favorable para aplicaciones de congelación industrial. Acorde a la situación actual de sistemas que utilizan distintos tipos de refrigerantes para congelar camarón, si bien el amoníaco continúa siendo el refrigerante predominante en instalaciones industriales a gran escala, los sistemas basados en dióxido de carbono (R-744) han ganado relevancia debido a sus ventajas ambientales, su mayor nivel de seguridad operativa y su compatibilidad con normativas vigentes.

Se diseñó el sistema térmico de congelación para la conservación de 1000 kg de camarón hasta $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$, que incluye la determinación de la carga térmica del producto, el volumen total del cuarto y las dimensiones del mismo, las cargas internas y las pérdidas por transmisión e infiltración. Los resultados obtenidos permitieron dimensionar los principales componentes del sistema frigorífico, para un volumen de 20 m^3 se requirieron 4.3407 toneladas de refrigeración y un COP de 2.9782, valores que se encuentran entre los valores típicos aceptados para sistemas de congelación de baja temperatura.

A partir del análisis térmico y fluidodinámico mediante simulación CFD, se comprobó que la configuración del barrido aerodinámico en el interior del cuarto frío es adecuada, ya que en las simulaciones se aprecia que los vectores de velocidad lineal que están en el rango de 3 m/s a 5 m/s logran envolver todo el recinto permitiendo una convección forzada que cumple con el objetivo establecido y una distribución homogénea de la temperatura, tanto en zonas con carga térmica como en zonas sin carga. Los datos obtenidos tras el modelado en estado estable evidenciaron que el sistema es capaz de alcanzar y también mantener temperaturas cercanas a $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$ en la carga del camarón, respaldando el diseño propuesto, asimismo, el análisis de convergencia numérica demostró la estabilidad de la solución alrededor de las 300 iteraciones, alcanzando valores constantes de temperatura en la cámara de congelación entre $-25\text{ }^{\circ}\text{C}$ a

-30 °C, donde no existe carga y de -20 °C en las cargas de camarón, lo que confirma la confiabilidad de los resultados obtenidos.

El análisis de factibilidad económica permitió estimar los costos referenciales del sistema de congelación, con una inversión inicial de \$ 14530.4, valor que deberá ser considerado factible en el contexto industrial camaronero por los beneficios asociados a la correcta conservación del producto, así como respaldado por indicadores como el VPN que genera un valor positivo de \$ 10487.6, y el análisis del TIR que muestra una rentabilidad del 31.1 %, todo esto permite concluir que el proyecto es financieramente viable.

5.2 Recomendaciones

Para una futura implementación del sistema, se recomienda realizar una validación experimental, comparando los resultados obtenidos mediante simulación con mediciones reales de temperatura dentro del cuarto de congelación.

Se recomienda evaluar la incorporación de sistema de control avanzados, tales como variadores de velocidad para ventiladores y compresores, con el objetivo de optimizar la dinámica de la corriente de aire y así mejorar la capacidad energética del sistema.

En estudios posteriores, se podría analizar la respuesta funcional del equipo ante diversos regímenes de demanda y temperatura externa, considerando variaciones en la cantidad de producto almacenado y en la temperatura ambiente.

Referencias

- [1] V. E., «Industrial CO2 refrigeration systems,» *Danfoss White Paper*, 2018.
- [2] G. J., «Thermal properties of shrimp systems in cold storage,» *International Journal of refrigeration*, 2024.
- [3] Z. M. & A. L., «Conservación del camarón ecuatoriano,» *Exportaciones no petroleras*, 2022.
- [4] B. F. & P. García, «Análisis termodinámico de sistemas de refrigeración CO2,» *Revista mexicana de ingeniería química*, pp. 567-568, 2013.
- [5] S. L. V. Naranjo, «"Ampliación en la capacidad de refrigeración en proceso de congelamiento de camarón",» Guayaquil, 2015.
- [6] P. & D. D. Incropera F, «Fundamentals of heat and mass transfer,» *Food and bioproducts processing*, pp. 45-55, 1999.
- [7] M. V. & V. Ruiz, «Calor latente de congelación del camarón,» *Ciencia y tecnología de los alimentos*, 2008.
- [8] L. Joniaux, «Ventajas competitivas al implementar software en el control de producción y trazabilidad del camarón,» *ISSUU*, 2021.
- [9] ASHRAE, American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers., 2018.
- [10] C. Y. & G. A., «Heat and mass transfer,» *Fundamentals and applications*, 2011.
- [11] M. G. M., «Velocidad de congelación en alimentos marinos,» *Ingeniería industrial*, 2016.
- [12] N. R.S, «Sistemas de refrigeración por compresión,» *Técnica*, 2000.
- [13] D. I. & K. M., «Refrigeration systems and applications,» 2020.

- [14] G. A. & S. J., «CO2 subcritical systems in cold storage,» *International journal of refrigeration*, 2024.
- [15] R. Shafiur, *Food Properties Handbook*, Boca Raton: CRC Press, 2009.
- [16] N. Power, «Nuclear power for engineering,» 2022. [En línea]. Available: <https://www.nuclear-power.com/nuclear-engineering/fluid-dynamics/boundary-layer/velocity-boundary-layer-thermal-boundary-layer/>.
- [17] G. Lorentzen, *Revival of carbon dioxide as a refrigerant*, Trondheim, 1994.
- [18] E. C. Technologies, «Sistemas de refrigeración industrial con CO2: Guía de diseño y aplicación,» 2023.
- [19] I. C. o. london, «Thermophysics researches,» 2023. [En línea]. Available: <https://www.imperial.ac.uk/media/imperial-college/research-centres-and-groups/thermophysics/Chart-p-h-CO2.pdf>.
- [20] S. Engin y K. Norne, «Overview of the development and status of carbon dioxide (R-744) refrigeration systems onboard fishing vessels,» 2022.
- [21] ASHRAE, *Manual ASHRAE: Aplicaciones de climatización*, 2023.
- [22] GÜNTNER, «GÜNTNER AIRCOOLERS,» 2025. [En línea]. Available: file:///C:/Users/User/Downloads/GENERAL_IND_EVAP_AIRCOOLERS_IOM_001_V1_ENG_01_2024%20KAT975.2.PDF.
- [23] DANFOSS, «DANFOSS,» 2025. [En línea]. Available: <https://www.danfoss.com/es-es/products/dcs/compressors/compressors-for-refrigeration/semi-hermetic-reciprocating-compressors-1/semi-hermetic-co2-compressors-hgx-co2-series/#tab-overview>.
- [24] Friorecords, «Friorecords Condensadores,» 2025. [En línea]. Available: <https://www.friorecord.com/unidad-condensadora>.
- [25] S. Chain y Sapag Puelma, *Preparación y evaluación de proyectos* (6ta ed.). McGraw-Hill., 2014.

- [26] d. I. V. & Guadaño, «Caso práctico para analizar un proyecto de investigación con VAN y TIR,» *Estrategia financiera*, 2005.
- [27] Q. Monserrate, «La viabilidad de un proyecto, VAN, TIR,» 2018.
- [28] D. S. L. Calero, *Diseño de un adecuado sistema de control de costos para la producción en la camaronera ARCARIS S.A. ubicado en la Isla Puná cantón de Guayaquil, que ayude a la optimización de los recursos humanos y materiales*, Guayaquil, 2015.
- [29] C. F. Nacional, «EXPLORACIÓN DE CRIADEROS DE CAMARONES.,» Quito, 2025.

ANEXOS

Anexo 1: Evaporador Güntner: cubic compact low temperature.



Cubic COMPACT Air Cooler

Temp. de cámara °F	40	30	20	10	0	-10	-20	-30	-40
Factor de corrección de amperaje	1.06	1.09	1.11	1.13	1.15	1.18	1.21	1.24	1.27

Recomendación de tipos de deshielo en base a la temperatura de la cámara				
Temperatura	Deshielo aire	Deshielo agua	Deshielo eléctrico	Deshielo gas caliente
Temperatura ALTA > 4.4°C (40°F)	Sí	No	No	No
Temperatura MEDIA > -6.7°C (20°F) < 4.4°C (40°F)	No	Sí	Sí	Sí
Temperatura BAJA > -6.7°C (20°F)	No	Sí	Sí	Sí
Temperatura MUY BAJA > -40°C (-40°F)	No	No	Sí	Sí
*** La bandeja aislada se recomienda para cualquier aplicación con temperatura de cámara menor al punto de congelación.				

Enfriadores de Aire / Evaporadores					Familia	Tipo de unidad
Refrigerante / Fluido						
HFC	NH ₃	CO ₂	Glicol			
GHN	AGHN	CP/XGHN	GGHN	GHN	Unidad enfriadora / de techo	
MDN	MDAN		MDGN	MDN	Serpentín doble	
MHNP	MANP	MCNP	MGNP	MANP	Enfriador de producto	
MHF			MGF	MHF	Unidad enfriadora / de techo	
	GHK		GHK	GHK	Unidad enfriadora / de techo (acero)	
GBF	AGBF		GGBF	GBF	Enfriador de sala de proceso	
MBK	AGBK	CP/XGHN	MGBK	GBK	Enfriador para salas de proceso	

Anexo 2: Compresor semihermético Danfoss HGX CO2 subcritical



Subcritical CO₂ BOCK® compressors



Type	Displacement at 50Hz m ³ /h	Rated capacity S motor kW	Number of cylinders	Pressure LP/HP bar	Motor version	Frequency range Hz	ID
HGX12e/20-4 CO ₂	1.6	2.71	2	40/55	S	30-70	varies*
HGX12e/30-4 CO ₂	2.6	4.28					
HGX12e/40-4 CO ₂	3.6	6.09					
HGX12e/50-4 CO ₂	4.5	7.67					
HGX12e/60-4 CO ₂	5.4	9.31					
HGX12e/75-4 CO ₂	6.4	11.1	2	40/55	S	30-70	varies*
HGX22e/85-4 CO ₂	7.5	13.4					
HGX22e/105-4 CO ₂	9.2	16.4					
HGX22e/130-4 CO ₂	11.2	20.1	4	40/55	S	25-70	varies*
HGX34e/145-4 CO ₂	12.7	22.3					
HGX34e/170-4 CO ₂	14.9	26.4					
HGX34e/210-4 CO ₂	18.4	32.5					
HGX34e/255-4 CO ₂	22.3	39.9					
HGX44e/320-4 CO ₂	27.7	51.0	4	40/55	S	25-70	varies*
HGX44e/390-4 CO ₂	34.2	62.8					
HGX44e/475-4 CO ₂	41.3	75.7					
HGX44e/565-4 CO ₂	49.2	90.3					

Anexo 3. Condensador SERIES HEB CO₂ SUBCRÍTICO HISPANIA



HEB SERIES EVAPORATOR

EVAPORADORES SERIE HEB

HEB 5002 69 7D S1 2 3

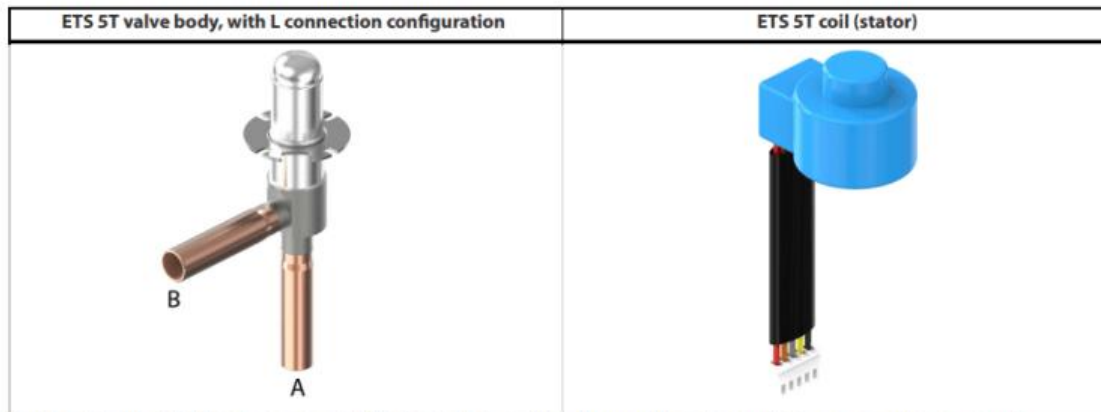


FIN SPACING 7 mm, with electrical defrost. Rt>=-20°C
 SEPARACIÓN ALETAS 7 mm, con desescarche eléctrico. Rt>=-20°C

Modelo / Model	Capacidad / Capacity R404A/R507A (btu/h)		Capacidad / Capacity R448A/R449A (btu/h)		Superficie / Surface (m ²)	Volumen interno / Tube Volume (dm ³)	Filas de serpentin / Coil Rows	Peso Neto / N.W. (kg)	Conexión / Connection (ømm)	
	te= -8°C	te= -25°C	te= -8°C	te= -25°C					Entrada / Inlet	Salida / Outlet
	DTI=8K	DTI=7K	DTI=8K	DTI=7K						
HEB 6301 60 7D	43956	36442	44054	37092	60.1	13.2	4	140.4	15	35
HEB 6301 90 7D	61787	50822	61826	50961	90.2	19.8	6	164.1	15	42
HEB 6301 120 7D	77461	59085	78981	61880	120.3	26.4	8	187.9	15	42
HEB 6301 150 7D	86944	71930	78545	66310	150.4	33	10	220	22	54
HEB 6302 123 7D	90816	69613	93164	73662	123.1	27	4	254.1	22	42
HEB 6302 185 7D	126527	103957	126578	104596	184.7	40.6	6	300.8	22	54
HEB 6302 247 7D	158753	121139	161724	126644	246.2	54.1	8	346.3	22	54
HEB 6302 308 7D	181661	146584	177964	142798	307.8	67.6	10	405.6	35	76
HEB 6303 186 7D	135535	100073	140745	107687	186.1	40.9	4	368.2	22	54
HEB 6303 279 7D	191250	141331	197770	151039	279.1	61.3	6	437	28	67
HEB 6303 373 7D	221072	88772	235669	165519	372.1	81.7	8	503	2×22	2×54
HEB 6303 465 7D	274477	221386	269443	215883	465.2	102.2	10	589.7	2×28	2×67
HEB 6304 249 7D	183971	141118	188609	149148	249	54.7	4	482.6	28	67
HEB 6304 374 7D	235907	51563	253064	-	373.5	82	6	569.6	2×22	2×54
HEB 6304 500 7D	321392	245338	327229	256228	498	109.4	8	665.4	2×22	2×67
HEB 6304 623 7D	372407	283439	377965	294306	622.6	136.7	10	773.8	2×35	2×76
HEB 8001 94 7D	62321	49519	62873	51074	93.8	20.6	4	203.1	15	42
HEB 8001 141 7D	86358	68149	86915	69505	140.8	30.9	6	245.5	22	54
HEB 8001 188 7D	104914	77026	107642	81209	187.7	41.2	8	281	22	54
HEB 8001 201 7D	118674	94935	110465	89498	234.6	51.5	10	324.6	28	67
HEB 8002 191 7D	127162	101015	128231	104058	191.4	42	4	387.5	22	54
HEB 8002 287 7D	176092	138895	177153	141880	287.2	63.1	6	448.3	28	67
HEB 8002 384 7D	214182	157366	219514	165602	382.9	84.1	8	518.5	28	76
HEB 8002 479 7D	244508	179925	249479	188000	478.6	105.1	10	600.4	35	89
HEB 8003 289 7D	192013	152528	193592	157052	289	63.5	4	531.6	2×22	2×54
HEB 8003 434 7D	258426	183580	269346	197851	433.5	95.2	6	644.1	2×22	2×54
HEB 8003 580 7D	317994	226513	329548	241978	578.1	127	8	751.9	2×22	2×67
HEB 8003 723 7D	369806	287958	366987	284768	722.6	158.7	10	875.4	2×35	2×76

Anexo 4: Válvula de expansión Danfoss ETS 5T

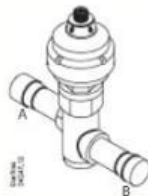
Table: 5/16 inch male



Besides using the ETS 5T coil as spare part, ETS 5T valve is hermetic and can not be taken apart, there are no other spare parts.

Ordering

ETS 12.5, ETS 25
Valve incl. actuator



Type	Rated capacity ¹⁾										Connection			
	R410A		R407C		R22		R134a		R404A		ODF × ODF (A × B)		Code no.	
	[kW]	[TR]	[kW]	[TR]	[kW]	[TR]	[kW]	[TR]	[kW]	[TR]	[in.]	[mm]	Straight way Single Pack	Angle way Single Pack
ETS 12.5	70	20	63	18	57	16	45	13	43	12	1/2 × 1/2	-	034 G4 209	034 G4 213
	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	12 × 12	034 G4 208	034 G4 212
	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	1/8 × 1/8	16 × 16	034 G4 210	034 G4 214
	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	1/8 × 1/8	22 × 22	034 G4 211	034 G4 215
ETS 25	144	41	129	37	117	34	93	27	88	25	1/2 × 1/2	-	034 G4 201	034 G4 205
	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	12 × 12	034 G4 200	034 G4 204
	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	1/8 × 1/8	16 × 16	034 G4 202	034 G4 206
	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	1/8 × 1/8	22 × 22	034 G4 203	034 G4 207

ETS 12.5 and ETS 25 do not feature sight glass



Data sheet

Electric expansion valve, type ETS

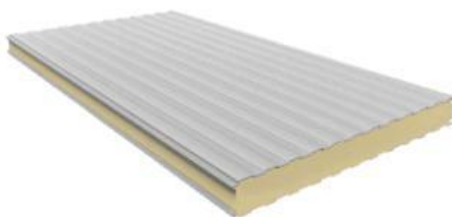
Technical data

Compatible refrigerants	R410A, R407C, R404A, R507, R134a, R22, R1234ze and other certain refrigerants (special valves for R744 (CO ₂) are available) For other refrigerants, please contact your local Danfoss representative
Refrigerant oil	All mineral oils and ester oils
Comply with P.E.D.	Yes
Max. opening pressure differential (MOPD) normal flow	33 bar (478.6 psi)
Max. opening pressure differential (MOPD) reverse flow	ETS 12.5, ETS 25, ETS 50, ETS 100: 33 bar (478.6 psi) ETS 250, ETS 400: 10 bar (145 psi)
Max. working pressure (PS/MWP)	ETS 12.5, ETS 25, ETS 50, ETS 100: 45.5 bar (660 psig) ETS 250, ETS 400: 34 bar (493 psig)
Refrigerant temperature range	-40 °C – 65 °C (-40 °F – 149 °F)
Ambient temperature	-40 °C – 60 °C (-40 °F – 140 °F)
Material of Construction	ETS 50, ETS 100: Body and AST enclosure in brass, connections in bi-metal (stainless steel/copper) ETS 12.5, ETS 25, ETS 250, ETS 400: Body and AST enclosure in brass, connections in copper

Electrical data

Anexo 5: Paneles de aislamiento

PANEL SANDWICH CÁMARAS FRIGORÍFICAS



DATOS TÉCNICOS

DIMENSIONES

Ancho útil	1100 mm (± 3 mm)
Espesor	60 - 80 - 100 mm

REVESTIMIENTO

Cara interior	Acero prelacado
Cara exterior	Acero prelacado
Aislante	Poliuretano (PUR) y Poli-isocianurato (PIR)

FRIGORÍFICO

COLOR PRINCIPAL



BLANCO

USO

Cámaras Frigoríficas

Sectorización



PRINCIPALES CARACTERÍSTICAS DEL PANEL SANDWICH FRIGORÍFICO

CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS

CARACTERÍSTICAS PRINCIPALES PARA PANEL DE 100mm

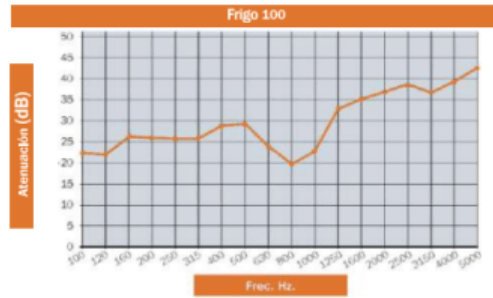
Espesor nominal	100 mm (+- 3 mm)
Densidad media de la espuma	42 kg/m ³ (+-10%)
Peso	12,92 kg/m ²
Volumen	30 m ² /m ³
Ancho Útil	1.100 mm (+- 3 mm)
Rectitud	0 mm (+- 5 mm)
Contracción - Comado longitudinal	0 mm (+- 5 mm)
Resistencia a compresión	0,096 MPa
Resistencia a tracción	0,092 MPa
Reacción al fuego PUR-UNE 13501-1	hasta B-s2-d0 *
Reacción al fuego PIR-UNE 13501-1	hasta B-s1-d0 *
Comportamiento al fuego exterior	Broof (t1) para espesor chapa >0,4mm

(*) otras clasificaciones a consultar

AISLAMIENTO TÉRMICO Y PESO

ESPESOR	TRANSMISIÓN TÉRMICA		PESO
60 mm	0,270 Kcal/m ² h°C	0,318 W/m ² k	11,32 kg/m ²
80 mm	0,200 Kcal/m ² h°C	0,241 W/m ² k	12,12 kg/m ²
100 mm	0,160 Kcal/m ² h°C	0,194 W/m ² k	12,92 kg/m ²

AISLAMIENTO ACÚSTICO



TABLAS DE RESISTENCIA

Espesor de panel (mm)	Luces (m)																
	0.5/0.5	3	3.5	4	4.5	5	5.5	6	6.5	7	7.5	8	8.5	9	9.5	10	10.5
60	198	128	94	64	45	30											
80	281	179	129	93	73	52	28										
100	331	228	180	150	118	96	78	64	41								

Espesor de panel (mm)	Luces (m)													
	0.5/0.5	2	3	3.5	4	4.5	5	5.5	6	6.5	7	7.5	8	8.5
60	303	216	152	111	90	67	52							
80	362	287	223	174	138	105	83	65	54					
100		391	282	210	167	133	108	89	75	63	54			

Sobrecargas de servicio admisibles, uniformemente distribuidas en kg/m². Las tablas se han obtenido en función de los resultados experimentales determinados en laboratorio y de la metodología de cálculo establecida, de acuerdo a lo indicado en la norma UNE-EN 14509. Estos resultados cumplen los Estados Límite Últimos prescritos en dicha normativa y con una limitación del Estado Límite de Servicio de deformaciones de L/200.

SECCIÓN TRANSVERSAL



Anexo 6: Tabla propiedades termodinámicas de alimentos comunes

c) Alimentos

Alimentos	Contenido de agua, % (masa)	Punto de congelación, °C	Calor específico, kJ/kg · K		Calor latente de fusión, kJ/kg	Alimentos	Contenido de agua, % (masa)	Punto de congelación, °C	Calor específico, kJ/kg · K		Calor latente de fusión, kJ/kg
			Por encima del punto de congelación	Por debajo del punto de congelación					Por encima del punto de congelación	Por debajo del punto de congelación	
Brócoli	90	-0.6	3.86	1.97	301	Helado	63	-5.6	2.95	1.63	210
Camarón	83	-2.2	3.62	1.89	277	Mantequilla	16	—	—	1.04	53
Carne de pollo	74	-2.8	3.32	1.77	247	Manzanas	84	-1.1	3.65	1.90	281
Carne de res	67	—	3.08	1.68	224	Naranjas	87	-0.8	3.75	1.94	291
Cerezas	80	-1.8	3.52	1.85	267	Papas	78	-0.6	3.45	1.82	261
Espinaca	93	-0.3	3.96	2.01	311	Pavo	64	—	2.98	1.65	214
Fresas	90	-0.8	3.86	1.97	301	Plátanos	75	-0.8	3.35	1.78	251
Huevo entero	74	-0.6	3.32	1.77	247	Queso suizo	39	-10.0	2.15	1.33	130
Leche entera	88	-0.6	3.79	1.95	294	Salmón	64	-2.2	2.98	1.65	214
Lechuga	95	-0.2	4.02	2.04	317	Sandía	93	-0.4	3.96	2.01	311
Maíz dulce	74	-0.6	3.32	1.77	247	Tomates (maduros)	94	-0.5	3.99	2.02	314

Fuente: Los valores han sido obtenidos de varios manuales y otras fuentes, o se han calculado. El contenido de agua y los datos de punto de congelación para alimentos provienen del ASHRAE, *Handbook of Fundamentals*, versión SI, Atlanta, Georgia, American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc., 1993, Capítulo 30, Tabla 1. El punto de congelación es la temperatura a la que comienza la congelación para frutas y verduras, así como la temperatura promedio de congelación para otros alimentos.