

DETERMINACIÓN DE LA CAPACIDAD OPERATIVA DEL TÚNEL DE CONGELACIÓN DE UNA EMPRESA PESQUERA*

FABIOLA OLIVARES**

<https://orcid.org/0000-0002-0722-5320>

JANE MARTÍNEZ-CAJAHUANCA

<https://orcid.org/0000-0003-1359-7080>

DOMINGO SÁNCHEZ-AMADO

<https://orcid.org/0000-0002-3519-8569>

ANDRÉS MOLLEDA

<https://orcid.org/0000-0003-2732-0752>

Universidad Nacional Agraria La Molina, Facultad de Pesquería, Lima, Perú

Recibido: 7 de febrero del 2022 / Aprobado: 10 de marzo del 2022

doi: <https://doi.org/10.26439/ing.ind2022.n42.5731>

RESUMEN: El objetivo fue determinar la capacidad operativa del túnel de congelación de una empresa de servicios pesqueros. Se inspeccionó el funcionamiento del equipo, se recopilaron los parámetros operacionales teóricos y, en cuarenta puntos seleccionados, se evaluó la velocidad (1,8 a 4,4 m/s) y la temperatura del aire (-25°C y -11°C), así como la temperatura inicial y final del proceso de congelación de perico (*Coryphaena hippurus*) entero eviscerado. La capacidad operativa real del equipo (77,2 kW) se calculó mediante la aplicación de expresiones matemáticas que permitieron determinar las cargas térmicas y, posteriormente, se comparó con la capacidad de diseño (75 kW). La velocidad y temperatura del aire al interior del equipo y la distribución de temperatura en el producto no fueron uniformes y dependieron de la ubicación de los ventiladores y de los puntos donde se realizaron las mediciones. Estas variaciones afectaron las cargas térmicas generadas por el producto y fueron directamente proporcionales a la velocidad del aire e inversamente proporcionales a la temperatura en el centro del producto. Los resultados indicaron que el túnel se encontraba trabajando por encima de su capacidad;

* Todos autores han contribuido con la misma intensidad en el diseño, obtención de datos, análisis, revisión crítica de su contenido y aprobación final de la versión publicada.

** Correos electrónicos en orden de aparición: folivares@lamolina.edu.pe, 20101443@lamolina.edu.pe, dsa@lamolina.edu.pe, amolleda@lamolina.edu.pe

los tiempos de congelación eran superiores a los reportados para perico congelado a temperaturas de entre $-18\text{ }^{\circ}\text{C}$ y $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$.

PALABRAS CLAVES: capacidad de diseño / capacidad real / parámetros operacionales / carga térmica

DETERMINATION OF THE OPERATIONAL CAPACITY OF THE FREEZING TUNNEL OF A FISHING COMPANY

SUMMARY: This study determined the operational capacity of the freezing tunnel of a fishing services company. The operation of the equipment was inspected, the theoretical operational parameters were collected, and in 40 selected points, the speed ($1,8 - 4,4\text{ m/s}$) and temperature ($-25\text{ }^{\circ}\text{C}$ and $-11\text{ }^{\circ}\text{C}$) of the air, and the initial and final freezing temperatures of whole gutted mahi-mahi (*Coryphaena hippurus*) were evaluated. The real operating capacity of the equipment ($77,2\text{ kW}$) was calculated by applying mathematical expressions that allowed to determine the thermal loads, and later it was compared with the design capacity (75 kW). The speed and temperature of the air inside the equipment and the temperature distribution of the product were not uniform. They depended on the location of the fans and the measurement points. These variations affected the thermal loads generated by the product and were directly proportional to the speed of the air and inversely proportional to the temperature in the center of the product. The results showed the tunnel was working above its capacity; freezing times were higher than those reported for mahi-mahi frozen at temperatures between $-18\text{ }^{\circ}\text{C}$ and $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$.

KEYWORDS: design capacity / real capacity / operational parameters / thermal load

1. INTRODUCCIÓN

Para la conservación de alimentos, el congelado es un método ampliamente utilizado en la industria pesquera, ya que las bajas temperaturas evitan el desarrollo de microorganismos y disminuye el efecto de las enzimas sobre el producto. El tiempo de congelación del producto es un factor importante, se puede predecir aplicando la ecuación de Planck o con métodos simples que utilizan aproximaciones analíticas que tienen en cuenta el calor sensible y el carácter gradual del proceso de cambio de fase de los alimentos (Pham, 1984; Santos et al., 2007). Por lo general, un producto entre 10 cm y 12,5 cm de espesor debería demorar entre 5 a 6 horas para congelarse hasta $-18\text{ }^{\circ}\text{C}$ o $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$, y a una temperatura de operación de $-35\text{ }^{\circ}\text{C}$ (Johnston et al., 1994).

La congelación por aire se realiza en equipos especialmente diseñados para este fin, como túneles de congelación o congeladores de banda transportadora (Ordóñez Muñoz, 2006). En estos equipos, el aire frío circula a través de los productos que están situados sobre bandejas que se introducen en coches que ruedan en el cuarto y sobre ellas hay un evaporador (Seitz Lyng, 2008). El ventilador adosado al evaporador envía una corriente a los coches y otro, en el extremo opuesto, absorbe el aire que pasó por las carretas, generándose un circuito cerrado que va bajando la temperatura hasta llegar a la fijada (Céspedes Urrutia, 2012).

El sistema de refrigeración utilizado en estos equipos tiene como objetivo enfriar un determinado espacio, es decir, quitar calor; siendo los más utilizados los que se basan en la vaporización de fluidos condensables que se recuperan por absorción o compresión, teniendo este último un rendimiento superior (Binaggia Coto, 2007). El sistema por compresión consiste en una circulación continua de refrigerante a través del evaporador, compresor, condensador y válvula de expansión en un sistema cerrado, creando zonas de alta y baja presión, con el propósito de que el fluido absorba calor en un lugar y lo disipe en el otro (Vélez Navia, 2011). El compresor es considerado como la verdadera máquina de toda instalación frigorífica (Lucas, 2016; Widell & Eikevik, 2010); mientras que el condensador es básicamente el intercambiador de calor que rechaza todo el calor del sistema de refrigeración, incluyendo no solo el calor absorbido por el evaporador, sino también la energía transferida por el compresor (Binaggia Coto, 2007; Ordóñez Muñoz, 2006).

Por otro lado, Melgarejo Moreno (2005) señala que no existe un refrigerante perfecto, al respecto hay una gran variedad de opiniones acerca de cuál es más apropiado para aplicaciones específicas. Aunque la mayoría de los refrigerantes poseen el inconveniente de dañar la capa de ozono y de contribuir al efecto de invernadero; existe un grupo de refrigerantes hidrofluorocarbonos (HFC) que al no poseer cloro no afectan la capa de ozono y tienen un menor potencial de calentamiento global (Carreño Barrera & Jadán Lucero, 2013; Lucas Hidalgo, 2016). De acuerdo la normativa europea F-GAS 517/2014, a partir del 2020 se han venido utilizando refrigerantes con un potencial de calentamiento

atmosférico (PCA) más bajo y será a partir del 2022 que las exigencias de PCA para algunas aplicaciones nuevas se reduzcan a 750 (Programa de las Naciones Unidas para el Medio Ambiente [PNUMA], 2015).

En las instalaciones frigoríficas con utilización de aire, como los túneles de congelamiento, la velocidad del aire es muy irregular y en algunas zonas no supera entre los 0,1-0,2 m/s, dependiendo del grado de saturación del túnel con producto y la distribución de este (Huertas Samayoa, 2013). De forma general, para el congelamiento de pescado, la velocidad de circulación del aire no debería exceder los 5 m/s (Céspedes Urrutia, 2012).

La carga térmica es la capacidad frigorífica con la que opera el túnel para congelar el producto y para determinarla se utiliza un sistema de cálculo, que implica el cálculo de todas las cargas que generan o aportan calor al lugar a congelar, es decir, las potencias caloríficas o frigoríficas para mantener fría la cámara y todo lo que se encuentre dentro de ella (Ordóñez Muñoz, 2006; Vélez Navia, 2011).

Desde que se inició el empleo del frío como sistema de conservación, el proceso tecnológico, las maquinarias, los equipos y la calidad del producto de las plantas de congelación han mejorado con la finalidad de cumplir las exigencias del mercado y del medio ambiente (Ramakrishnan et al., 2004). Sin embargo, las instalaciones para congelar, en algunos casos, no cumplen con los parámetros considerados en los diseños, como la carga térmica, la uniformidad en la velocidad del aire, la distribución de la temperatura o el tiempo de congelado, afectando directamente a las características sensoriales del producto durante el proceso de congelado y con las consecuencias en costos de producción respectivas.

Las empresas que brindan servicios pesqueros industriales también buscan la mejora de la calidad de sus productos, orientando sus esfuerzos en obtener altas eficiencias de sus equipos, maquinarias e instalaciones, por tal motivo el trabajo de investigación estuvo orientado a determinar la capacidad operativa del túnel de congelación de la empresa Servicios Industriales Pesqueros S. A. Para tal fin, se analizaron los parámetros de funcionamiento del túnel y se determinaron las cargas térmicas requeridas durante el proceso de congelado. Finalmente, los resultados obtenidos fueron comparados con los establecidos en el diseño del equipo.

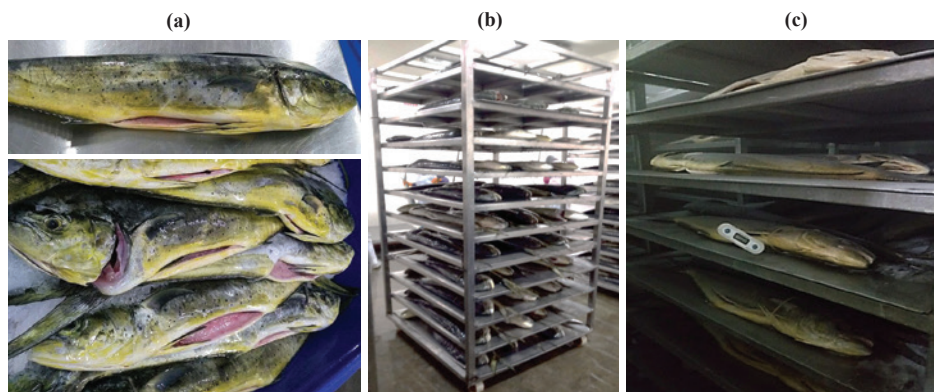
2. MATERIALES Y MÉTODOS

La determinación de la capacidad operativa del túnel de congelación se realizó en una de las plantas de congelados de la empresa Servicios Industriales Pesqueros S. A., ubicada en el Terminal Pesquero en Villa María del Triunfo, en Lima, Perú. El túnel de congelación con aire forzado evaluado tenía una capacidad máxima de 5 t, distribuidas en 8 coches de 660 kg cada uno. La temperatura de trabajo del túnel fue de $-40 \pm 1,5$ °C. Para la prueba

del proceso de congelación se utilizó perico (*Coryphaena hippurus*) entero eviscerado y sin agallas (véase la figura 1).

Figura 1

Perico (Coryphaena hippurus) utilizado para determinar la capacidad operativa del túnel de congelación



Nota. (a) Perico fresco, entero, eviscerado y sin agallas. (b) Distribución del perico en los coches de congelación. (c) Medición de la temperatura en el centro del producto al interior del túnel.

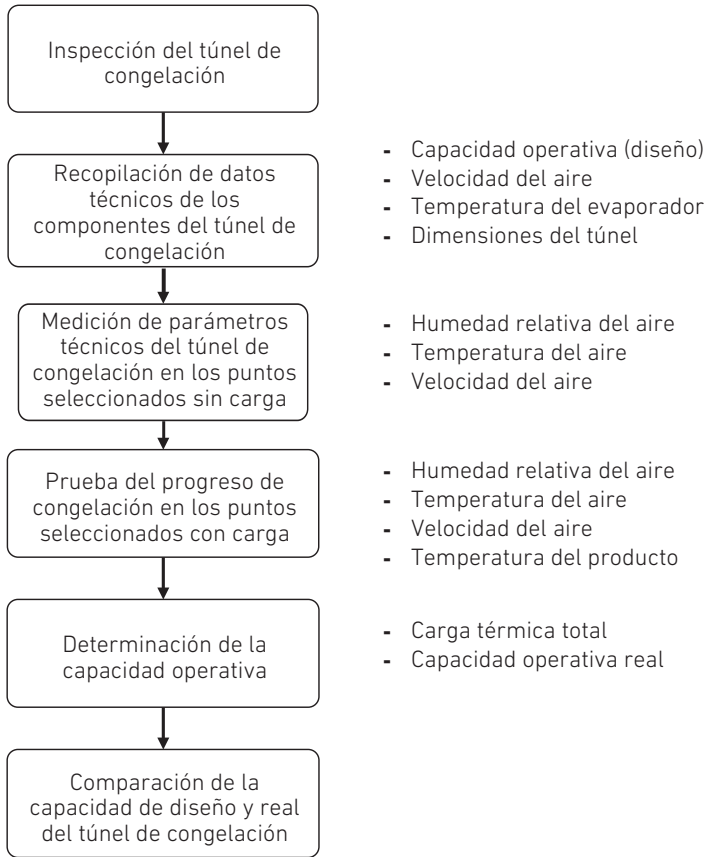
En la figura 2 se presenta la metodología utilizada para determinar la capacidad operativa del túnel de congelación. El primer paso fue realizar una inspección del equipo y luego recopilar los parámetros técnicos teóricos, como la capacidad de congelación, velocidad del aire, temperatura del evaporador, dimensiones del túnel y espesor del aislante de las paredes.

En la siguiente operación, con el túnel en funcionamiento sin materia prima, se determinaron los parámetros técnicos del equipo. Se establecieron cuarenta puntos de medida seleccionados, previamente, y se registró humedad relativa (higrómetro digital Extech Modelo 445713, EE. UU.), temperatura (termómetro digital Boeco, Alemania) y velocidad del aire al interior del túnel de congelación (anemómetro digital Benetech GM816, China).

Luego, se estibó el producto en bandejas de acero inoxidable (90 cm × 109,5 cm), ubicadas en cada nivel del coche de congelación, y los ocho coches con carga fueron colocados en el interior del túnel para iniciar la prueba del progreso de congelación como se puede apreciar en la figura 1(b). Las mediciones de temperatura del producto (centro geométrico) y la humedad relativa, temperatura y velocidad del aire se realizaron en los cuarenta puntos elegidos registrados al inicio y final del proceso de congelación como se observa en la figura 1(c). Todas las medidas se realizaron por triplicado.

Figura 2

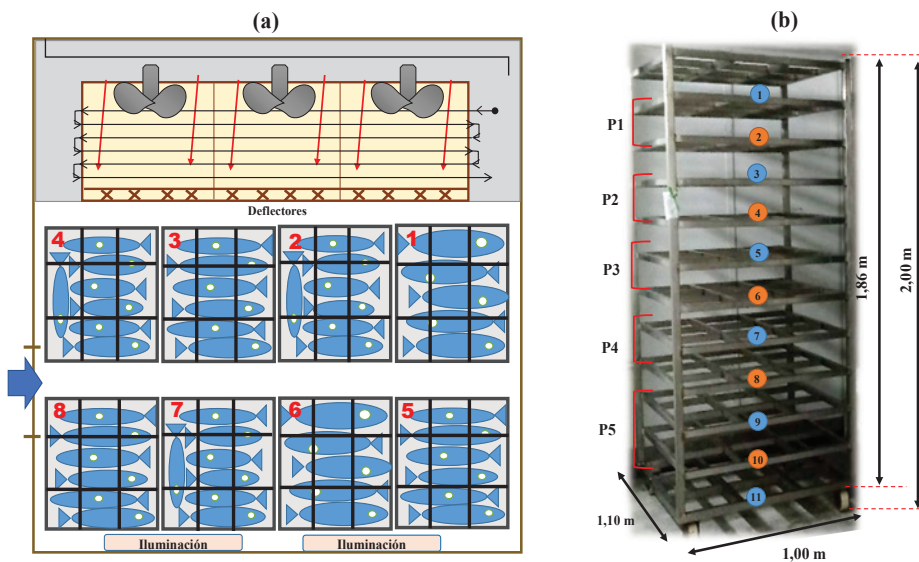
Esquema de la metodología a desarrollar para la determinación de la capacidad operativa del túnel de congelación



En la figura 3, se presenta el esquema de la distribución de los 40 puntos seleccionados para medir los parámetros mencionados, así como las dimensiones y los puntos de mediciones distribuidos en 5 puntos localizados verticalmente en cada coche.

Figura 3

Distribución, niveles y puntos de medición en los coches al interior del túnel de congelación



Nota. (a) Esquema de la distribución de los 8 coches de congelación. (b) Dimensiones, niveles y puntos de mediciones en los coches de congelación. P1 = punto de medición 1 (bandejas del nivel 1 y 2). P2 = punto de medición 2 (bandejas del nivel 3 y 4). P3 = punto de medición 3 (bandejas del nivel 5 y 6). P4 = punto de medición 4 (bandejas del nivel 7 y 8). P5 = punto de medición 5 (bandejas del nivel 9, 10 y 11).

Con los datos obtenidos de las operaciones previas y utilizando las expresiones matemáticas de transferencia de calor correspondientes, se determinó la carga térmica total o capacidad operativa real de congelación del túnel. En la tabla 1 se encuentran las expresiones matemáticas utilizadas para el cálculo de las cargas térmicas dependientes e independientes según corresponda. La carga térmica total fue la resultante de la sumatoria de las cargas térmicas relacionadas con la materia prima y las cargas relacionadas con el proceso de congelación o independientes; a este valor se le adicionó un factor de seguridad equivalente al 10 %, obteniendo, finalmente, la carga térmica total corregida o capacidad operativa real en kcal/día.

Tabla 1
Expresiones matemáticas utilizadas para el cálculo de las cargas térmicas para determinar la capacidad operativa del túnel de congelación

Carga térmica	Expresión matemática	Nomenclatura
Dependientes		
Calor sensible	Producto no congelado	Qs : calor sensible del producto no congelado (kcal)
	$Qs = m * Ce * (Ti - T_{cong})$ (1)	Qsc : calor sensible del producto congelado (kcal) m : masa del producto (kg) Ce : calor específico del producto (kcal/kg°C) Ti : temperatura al ingresar al túnel (°C) T_{cong} : temperatura de congelación (°C) Tf : temperatura final del producto (°C)
	Producto congelado	
	$Qsc = m * Ce * (Ti - Tf)$ (2)	
Calor latente	$Ql = \Lambda * m$ (3)	Ql : calor latente de congelación del producto (kcal) m : masa del producto (kg) Λ : calor latente del producto (kcal/kg)
Independientes		
Calor de transmisión por conducción	$Qc = A * U * (T_{ext} - T_{int})$ (4)	Qc : calor de transmisión por conducción (kcal/h) A : área externa de los muros (m²) T_{ext} : temperatura externa (°C) T_{int} : temperatura interna (°C) U : coeficiente de transmisión de calor (kcal/m²h°C) x : espesor del aislante (m) k : conductividad térmica (kcal/mh°C) he : coeficiente de convección del muro con el aire exterior (kcal/m²h°C) hi : coeficiente de convección del muro con el aire interior (kcal/m²h°C)
	$U = \frac{1}{\frac{1}{he} + \frac{x}{k} + \frac{1}{hi}}$ (5)	
Calor referido al cambio de aire e infiltraciones	$Qr = N * \frac{V}{Ve} * (h_{ext} - h_{int})$ (6)	Qr : calor por renovación de aire (kcal/día) N : renovaciones de aire al día V : volumen interno del frigorífico (m³) Ve : volumen específico del aire de ingreso (m³/kg) h_{ext} : entalpía del aire externo (kcal/kg) h_{int} : entalpía del aire interno (kcal/kg)
Calor disipado por personas trabajando	$Qp = N.^\circ \text{ de personas} * \frac{h \text{ de estadía}}{\text{día}} * f$ (7)	Qp : carga térmica por personas (kcal/día) f : factor de conversión (kcal/h)

Calor por iluminación	$Qi = W * \frac{h \text{ de uso}}{\text{día}} * f$	(8)	Qi : cargas térmica por iluminación (kcal/día) W : potencia necesaria por unidad de área (W/m²) f : factor por iluminación (3,42 Btu/Wh o 0,86 kcal/Wh)
Calor disipado por motores eléctrico	$Qm = Hp * N.º \text{ de motores} * \frac{h \text{ de uso}}{\text{día}} * f$	(9)	Qm : carga térmica por los motores (kcal/día) Hp : potencia del motor (hp) f : factor de conversión (Btu/hph)

El análisis de las cargas dependientes se realizó individualmente por cada punto de medición, debido a que los datos de temperatura inicial al ingresar al túnel, temperatura final de congelación y kilogramos del producto a congelar fueron diferentes en cada punto.

Finalmente, se comparó la capacidad real con la capacidad de diseño obtenida de la ficha técnica del túnel de congelación a fin de verificar el funcionamiento del equipo.

3. RESULTADOS Y DISCUSIÓN

La inspección visual realizada al túnel de congelación nos indicó el estado óptimo de los equipos con respecto a su conservación y funcionamiento. Este resultado, que se debe, principalmente, al cumplimiento del plan de mantenimiento anual establecido por la empresa, permitió prever fallas en los equipos y como consecuencia obtener un rendimiento eficiente y alargar la vida del equipo. En la tabla 2 se presentan los resultados de la inspección visual realizada.

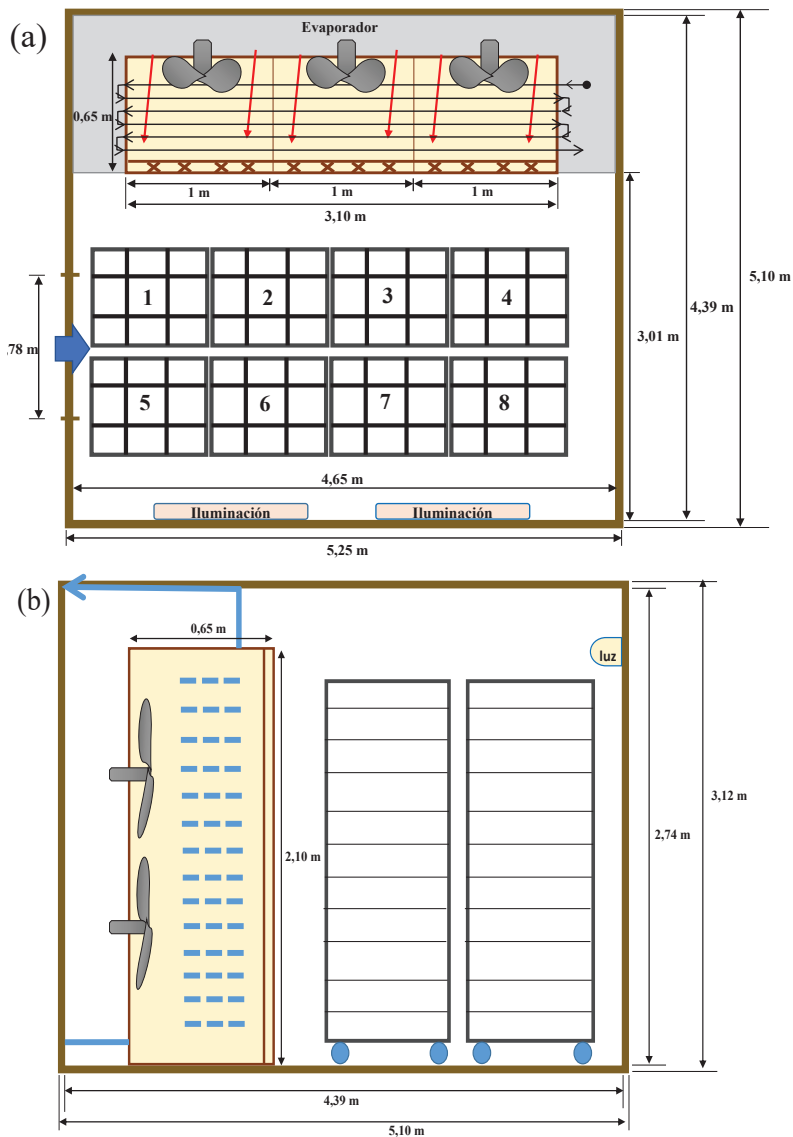
Tabla 2
Resultado de la inspección visual y mantenimiento de los componentes principales del túnel de congelación

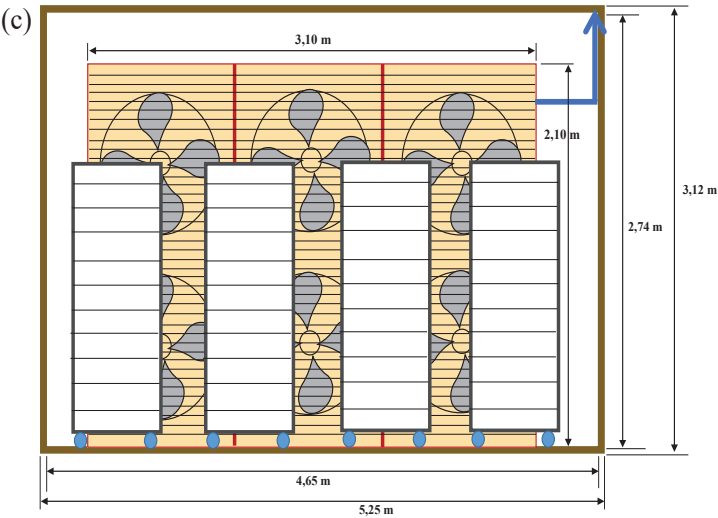
Componentes	Inspección visual
Compresor de tornillo	Trabaja con las presiones de succión y descarga establecidas. Adecuado control en el nivel de aceite y regulado con un presostato.
Condensador evaporativo	Buen estado del serpentín y ventiladores. Los elementos rotatorios (ventilador, motores, etc.) presentan buena lubricación y conservación. Motor con adecuada alimentación eléctrica en voltaje y amperaje.
Evaporador de tubos y aletas	Buen estado del serpentín y ventiladores. Los elementos rotatorios (ventilador, motores, etc.) presentan una correcta lubricación.

Sistema eléctrico	Las conexiones y terminales del circuito integral en perfectas condiciones. Los elementos complementarios del circuito integral limpios y ajustados debidamente.
Aislamientos de tuberías, conexiones y evaporadores	Sin fugas de refrigerante. Adecuada limpieza y no muestra signos de deterioro en el aislamiento de las tuberías, conexiones y evaporadores.

Figura 4

Vistas del túnel de congelación





Nota. (a) Vista de planta. (b) Vista lateral. (c) Vista frontal.

Las dimensiones externas del túnel de congelación fueron medidas y en la figura 4 se presenta la distribución interna del túnel, compuesto por los evaporadores y los ocho coches de congelación utilizados en el proceso.

Los datos técnicos del equipo se pueden ver en la tabla 3. El sistema de refrigeración estaba compuesto por un compresor de tornillo (marca BIZER, modelo HSN75) y un condensador evaporativo (marca CYH, modelo DHL).

Tabla 3
Información de los principales componentes del túnel de congelación de aire forzado

Componentes	Características técnicas
Túnel de congelación	
Dimensiones exteriores	Alto = 3,12 m Ancho = 5,10 m Largo = 5,25 m
Capacidad de congelación máxima	5000 kg/batch
Refrigerante	R-507 Mezcla de R-125/50 % y R-143/50 % ($T_{\text{ebullición}} = -46,7\text{ }^{\circ}\text{C}$)
Aislamiento térmico	Paneles de poliuretano de densidad 20 kg/m ³ y espesor 0,25 m
Temperatura del aire en el túnel	-33 °C
Temperatura de evaporación	-40 °C

	Unidad de evaporación
Evaporador	Marca y modelo: Güntner, MBN 065C/612-EL Temperatura máx./mín. tolerable: 100 °C/-50 C° Presión máx./mín. tolerable: 28 bar/1 bar Volumen: 137 L Flujo de aire: 4,5 m/s
Motoventiladores	Marca y modelo: Güntner, VT01159U Número de motores: 6 motoventiladores Potencia: 3,4 kW c/u Alimentación: 460 V - 60 Hz
Válvulas de expansión termostática	Marca y modelo: Danfoss, TES-12 Temperatura: -40 °C a 10 °C Presión tolerable: 28 bar Número de válvulas: 2
	Unidad de condensación
Compresor de tornillo	Marca y modelo: BITZER, HSN75 Número de motores: 1 compresor Potencia: 75 kW Alimentación: 400 V - 50 Hz
Condensador evaporativo	Marca y modelo: CYH, DHL Número de ventiladores: 2 Potencia de ventilador: 3,5 kW c/u Alimentación: 220 V - 60 Hz
Separador de aceite	Marca y modelo: BITZAER, OA4088
Enfriador de aceite	Marca y modelo: BITZAER, OW941

Con respecto al funcionamiento de los equipos, Ludeña Quiñones (2013) indica que los compresores de tornillo tienen una alta capacidad de enfriamiento debido a que su ciclo de trabajo no es limitado, sino permisible en un 100 %. Se trata de equipos silenciosos, que producen menos vibraciones por lo que no requieren un cuarto independiente para su instalación. Tampoco necesitan mantenimiento y limpieza constante. Todas estas características permiten bajar costos de producción y mantenimiento del equipo.

Así mismo, las ventajas de trabajar con un condensador evaporativo están relacionadas con el ahorro de energía, debido a que la capacidad de condensación está limitada por la temperatura del bulbo húmedo. Su estructura es compacta, ahorra en espacio y costos, y sobre todo posee una tecnología amigable con el medio ambiente porque no lo contamina (Ludeña Quiñones 2013).

En la tabla 4 se presentan los resultados de la velocidad y temperatura del aire y la temperatura en el centro del producto al inicio y final del proceso de congelación.

Tabla 4
Velocidad y temperatura del aire y temperatura inicial y final en el centro del producto tomados en los 40 puntos seleccionados durante el proceso de congelación

Coche de congelación	Velocidad del aire en metros por segundo*	Temperatura inicial en grados centígrados*		Temperatura final en grados centígrados*	
		Producto	Aire	Producto	Aire
1	3,16 ± 0,86	9,34 ± 0,55	14,00 ± 0,04	-18,18 ± 4,43	-33,00 ± 0,50
2	3,46 ± 0,65	9,00 ± 0,59	14,00 ± 0,50	-19,74 ± 3,73	-33,00 ± 0,50
3	3,52 ± 0,75	9,42 ± 0,47	14,00 ± 0,50	-20,10 ± 4,32	-33,00 ± 0,49
4	3,16 ± 0,79	9,00 ± 0,64	14,00 ± 0,47	-18,20 ± 4,19	-33,00 ± 0,50
5	2,90 ± 1,00	9,12 ± 0,62	14,00 ± 0,50	-17,16 ± 4,51	-33,00 ± 0,50
6	3,26 ± 0,74	9,08 ± 0,32	14,00 ± 0,50	-18,62 ± 4,15	-33,00 ± 0,51
7	3,34 ± 0,84	9,08 ± 0,55	14,00 ± 0,53	-19,12 ± 4,53	-33,00 ± 0,50
8	2,92 ± 1,01	9,06 ± 0,65	14,00 ± 0,50	-17,28 ± 4,45	-33,00 ± 0,50

* Los valores de velocidad y temperatura del aire son valores promedio y fueron tomados de 5 puntos diferentes del coche de congelación haciendo un total de 40 puntos de medición. Todas las medidas se realizaron por triplicado.

Con respecto a los resultados de velocidad del aire durante el proceso de congelación, no se evidenció variación significativa entre los valores iniciales y finales. Sin embargo, la velocidad varía significativamente con la distancia entre los ventiladores y los coches de congelación. Efecto que también fue reportado por Valiente Morante (2001).

La velocidad del aire a través de los puntos seleccionados en los coches 1, 2, 3 y 4, cercanos a los ventiladores, presentaron velocidades entre 1,8 y 4,4 m/s, siendo estas mayores que las velocidades encontradas en los coches 5, 6, 7 y 8, que se encontraban más alejados de los ventiladores (1,3 a 4,2 m/s).

Comparando entre los coches más cercanos a los difusores, los coches 2 y 3, ubicados en el centro del túnel, presentaron mayor velocidad (2,5 a 4,4 m/s) que las velocidades en los coches 1 y 4 (1,8 a 4 m/s), ubicados en los extremos del túnel. El mismo análisis es aplicado para las mediciones tomados en los coches 6 y 7 que presentaron mayor velocidad (2,0 a 4,2 m/s) que los tomados en los coches 5 y 8 (1,3 a 3,9 m/s).

También se observó que la velocidad del aire es mayor en la zona baja cercana al piso (3,8 a 4,4 m/s) y menor en la zona alta o cercana al techo (1,3 a 2,6 m/s). Este comportamiento se visualiza en los 8 coches de congelación que están al interior del túnel; con respecto a este comportamiento, Valiente Morante (2001) indica que esta variación de la velocidad del aire se debe al direccionamiento de los deflectores del evaporador y cuando están ubicados con dirección hacia abajo y remueven mayor cantidad de aire en zonas cercanas al piso.

La temperatura inicial del producto a congelar estuvo entre 8 y 10 °C (véase la tabla 4); con respecto a los resultados de la temperatura final del producto congelado, se observó que las mediciones tomadas en los puntos más cercanos a los ventiladores presentaron temperaturas menores (-25,3 a -11,5 °C) que los puntos más alejados (-24 a -10,5 °C); comportamiento que coincide con lo reportado por Melgarejo Moreno (2005) quien afirma que las zonas más cercanas a los ventiladores o difusores presentarán temperaturas menores.

La velocidad del aire tuvo un comportamiento similar al descrito en la temperatura y fue disminuyendo en las zonas cercanas al piso. Al respecto, Melgarejo Moreno (2005) indica que se debe a la circulación de aire, estableciendo que en zonas de mayor velocidad de aire habrá menor temperatura.

Las temperaturas finales del producto congelado al interior del túnel se encuentran entre -25 °C y -11 °C; además, el 60 % de las mediciones registraron temperaturas menores a -18 °C y el 40 % restante registraron temperaturas mayores a -18 °C. Esto refleja una inadecuada circulación del aire en la zona alta de los coches (Villacreses Zambrano, 2009).

Determinación de la capacidad operativa

Para el cálculo de la capacidad operativa del túnel, se utilizaron 5046 kg/batch de perico, la cantidad de producto colocado en cada coche de congelación fue de 630 kg/batch; mientras que en cada uno de los once niveles del coche de congelación fue de 57 kg/batch. Dependiendo del punto de medición de velocidad de aire y temperatura, la cantidad de producto a congelar cambió. Es así como los cuatro primeros puntos localizados en la dimensión vertical del coche de congelación presentaron 114 kg/batch de producto cada uno, mientras que el punto cinco presentó 171 kg/batch de producto. Esta variación en la cantidad de producto se repitió en los 8 coches de congelación estudiados.

En la tabla 5, se observan los resultados de las cargas térmicas provenientes de los factores dependientes para cada uno de los 40 puntos seleccionados durante el proceso de congelación de perico entero eviscerado sin agallas. La sumatoria de estas cargas dio como resultado final 392 815,3 kcal/batch, lo que significa que 392 815,3 kcal es la cantidad de calor que debe retirar el túnel durante el proceso de congelación durante diez horas de trabajo o batch.

Si evaluamos el comportamiento del flujo de calor, se observó que, en los puntos más cercanos a los difusores o ventiladores, se retiró mayor cantidad de calor; esto se reflejó en las mediciones en los puntos de los coches 1, 2, 3 y 4 que presentaron mayores cargas térmicas dependientes (8495,0 kcal/batch a 13 846,1 kcal/batch), que las calculadas en los coches 5, 6, 7 y 8 (8486,5 kcal/batch a 13 806,6 kcal/batch). El total de la carga retirada por el túnel de congelación por concepto del producto fue de 392 815,3 kcal/batch (39 281,5 kcal/h).

Para el análisis de las cargas dependientes entre los puntos del nivel 1 y 5 fue necesario llevar la carga calculada a las mismas condiciones de congelación, debido a que la cantidad de pescado en el punto 5 fue mayor que en los otros niveles. Sin embargo, esta diferencia de masa no afectó el comportamiento del flujo de calor y se observó una mayor capacidad térmica dependiente en los puntos ubicados en las zonas cercanas al piso y menores valores en las zonas altas cercanas al techo. Comportamiento que se observó en los ocho coches de congelación evaluados bajo las mismas condiciones.

Tabla 5
Cargas térmicas dependientes calculadas durante el proceso de congelación de perico entero eviscerado sin agallas

Coche de congelación	Punto de medición					Carga térmica dependiente por coche	
	1	2	3	4	5	kcal/batch*	kcal/h
1	8516,8	8854,9	9020,8	9015,5	13 668,9	49 076,9	4907,7
2	8664,8	8914,2	8886,3	9049,3	13 844,0	49 358,6	4935,9
3	8752,0	8942,3	8981,6	9121,9	13 846,1	49 643,9	4964,4
4	8495,0	8798,4	8874,6	9090,3	13 662,2	48 920,5	4892,1
5	8486,5	8809,9	8821,6	8962,9	13 630,1	48 711,0	4871,1
6	8580,5	8842,5	8902,7	8976,7	13 806,6	49 109,0	4910,9
7	8653,5	8839,0	8967,8	9017,7	13 727,1	49 205,1	4920,5
8	8500,8	8759,6	8863,9	9055,1	13 610,8	48 790,2	4879,0
Carga térmica dependiente total (Qd)						392 815,3	39 281,5

* 1 batch = 10 horas de trabajo del túnel

Por otro lado, Guzmán (2018) señala que la carga térmica dependiente tiene relación directamente proporcional con la velocidad del aire e inversamente proporcional con

la temperatura final del pescado que se desea enfriar. Este comportamiento se justifica considerando que dependiendo de la ubicación o nivel en el que se encuentra el producto, la cantidad de calor que retira o absorbe el evaporador cambian por el efecto de la velocidad del aire; es así que un flujo mayor del aire retira mayor cantidad de calor. Comportamiento que se evidenció en todos los puntos de medición evaluados a las mismas condiciones.

En la tabla 6 se presentan los valores de las cargas térmicas independientes a la congelación de perico entero. Para los cálculos fue necesario considerar los datos técnicos de los principales componentes del túnel de congelación (véase la tabla 3) y algunos datos técnicos sugeridos por Dossat (2009) y Palomo Cano (2017).

La carga de calor referido a la transmisión por conducción representó solo el 1,24 % del total de la carga independiente y dependió de los coeficientes de convección del aire externo, del espesor y conductividad térmica de los materiales de la pared. Por otra parte, la carga de calor por renovación del aire dependió del número de renovaciones del aire al día a temperaturas menores de 0 °C (Dossat, 2009) y representó 3,34 % (709,5 kcal/h) de la carga total. El cálculo de las entalpías del aire interno y externo se realizó en una carta psicrométrica a bajas temperaturas y a temperatura normal utilizando los datos de humedad relativa y temperatura reportados.

Tabla 6
Cargas térmicas de factores independientes al proceso de congelación de perico entero eviscerado sin agallas

Carga térmica independiente		kcal/batch*	kcal/h
Calor por conducción (Q_c)		2626,1	262,6
Por las paredes	1443,6		
Por el techo	594,7		
Por el piso	587,8		
Calor por renovación del aire (Q_r)		7095,0	709,5
Calor disipado por personas trabajando (Q_p)		661,0	66,1
Calor por iluminación (Q_i)		206,0	20,6
Calor disipado por los motores eléctricos (Q_m)		201 780,0	20 178,0
Carga térmica independiente total (Q_{ind})		209 742,0	20 974,2

* 1 batch = 10 horas de trabajo del túnel

La carga de calor disipado por personas trabajando fue 66,1 kcal/h (1189,2 kcal/día) y fue calculada teniendo en cuenta el tiempo que 1 persona manipuló el producto al interior del túnel de congelación durante las 18 horas al día de funcionamiento. Se consideró que el calor liberado por persona (fp) a temperatura de $-33\text{ }^{\circ}\text{C}$ fue de 396,4 kcal/h (Dossat, 2009).

La menor carga independiente fue la obtenida por el calor por iluminación 20,6 kcal/h y representó el 0,10 % de la carga total. Esta cantidad de calor fue desprendido por las cuatro luminarias de 36 W cada una, que trabajaron durante las 18 horas de funcionamiento del túnel, y se consideró que cada luminaria aportaba 0,86 kcal/Wh (Dossat, 2009).

En contraparte, la mayor carga térmica fue producida por el calor disipado por los motores eléctricos al interior del túnel y representó el 95 % de la carga total. Para su cálculo se tomó en cuenta la potencia del motor del ventilador 3,4 kW (4,56 hp) que, de acuerdo con Dossat (2009), equivale a 2950 Btu/hph (737,5 kcal/hph).

La capacidad operativa real del túnel de congelación fue de 60 518,3 kcal/h (77,2 kW) y representó la capacidad necesaria del compresor del túnel para comprimir cierta cantidad de masa del refrigerante R-507 que cambia de estado en el evaporador durante el proceso de congelación.

De acuerdo con los datos técnicos del fabricante, la capacidad operativa de diseño o teórica fue de 75 kW, este valor hace referencia a la potencia máxima que el túnel de congelación debe operar para lograr que todo el producto alcance una temperatura final en el centro térmico inferior a $-18\text{ }^{\circ}\text{C}$.

La diferencia de capacidades operativas indica que el túnel de congelación estuvo sobrecargado de producto, razón por la cual el tiempo de congelación para piezas de pescado de aproximadamente 10 cm de espesor fue de 10 horas. Al respecto, Johnston et al. (1994) reportan que un producto entre 10 y 12,5 cm de espesor, debería demorar en congelar a temperaturas entre $-18\text{ }^{\circ}\text{C}$ y $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$, entre 5 a 6 horas como máximo. Asimismo, mencionan que es necesario considerar la velocidad y la temperatura final de congelamiento, así como los parámetros del proceso de transferencia de calor, sistema de refrigeración y condiciones de funcionamiento del equipo.

Finalmente, es importante mencionar que el tiempo de congelación puede calcularse y puede ser bastante preciso para productos de forma uniforme, como bloques de filetes; pero para productos de forma irregular, modalidades para empaquetar y otros factores hacen que el cálculo sea difícil e inseguro. Sin embargo, si se asume que el pescado se enfrió antes de congelar y que todo el calor es extraído a la temperatura de congelación inicial; los tiempos de congelación calculados solo deben usarse para dar una aproximación de la figura verdadera y no deberían utilizarse para diseñar equipos de congelación.

4. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

El túnel de congelación de la empresa de servicios pesqueros fue instalado con una capacidad de diseño de 75 kW; sin embargo, la capacidad real o capacidad operativa fue de 77,2 kW (66 570,1 kcal/h). Esta diferencia indicaría que el túnel está trabajando por encima de su máxima capacidad de enfriamiento y se está sobrecargado de producto.

La distribución de la velocidad del aire al interior del túnel de congelación, así como la temperatura en el centro del producto, no fue uniforme y dependieron de la ubicación de los ventiladores. Este comportamiento trajo como consecuencia un mayor tiempo de permanencia del producto en el túnel.

La sobrecarga de producto y las variaciones de velocidad y temperatura del aire también afectaron al cálculo de las cargas térmicas, encontrándose que el 59 % de la cantidad de calor retirada por el túnel, durante las 10 horas de trabajo, provino de factores vinculados con el producto a congelar

La metodología utilizada en este trabajo de investigación puede extrapolarse y ser aplicada para el cálculo de la capacidad operativa de cualquier equipo de congelación, teniendo en cuenta la materia prima y las características específicas de los equipos a evaluar.

Es necesario realizar estudios complementarios y el uso de *software* adecuado para mejorar la metodología empleada y definir con mayor precisión las cargas térmicas de los equipos a evaluar.

REFERENCIAS

- Binaggia Coto, A. (2007). *Manual de operaciones del sistema de refrigeración con amoníaco de la empresa productos EFE, S. A.* [Tesis de grado, Universidad Simón Bolívar]. <https://silo.tips/download/universidad-simon-bolivar-decanato-de-estudios-profesionales-coordinacion-de-ing-57>
- Carreño Barrera, P. F., & Jadán Lucero, C. M. (2013). *Estudio del comportamiento termodinámico del refrigerante*. [Tesis de grado, Universidad Politécnica Salesiana Sede Cuenca]. <https://dspace.ups.edu.ec/bitstream/123456789/4803/1/UPS-CT002646.pdf>
- Céspedes Urrutia, R. S. (2012). *Sistema de refrigeración con capacidad de bodega para almacenar 300 kg de pescado* [Tesis de grado, Pontificia Universidad Católica del Perú]. Repositorio PUCP. <https://tesis.pucp.edu.pe/repositorio/handle/20.500.12404/1264>
- Dossat, R. J. (2009). *Principio de refrigeración*. Grupo Editorial Patria.

- Guzmán, W. (2018). *Diseño de planta piloto de refrigeración industrial y de estrategia de control* [Tesis de grado, Universidad de Piura]. <https://hdl.handle.net/11042/3308>
- Huertas Samayoa, Z. J. (2013). *Diseño de sistema frigorífico para control de la maduración de una carga de plátanos* [Tesis de grado, Universidad de San Carlos de Guatemala]. http://biblioteca.usac.edu.gt/tesis/08/08_0774_M.pdf
- Johnston, W. A., Nicholson, F. J., Roger, A., & Stroud, G. D. (1994). *Freezing and refrigerated storage in fisheries*. FAO Fisheries Technical Paper 340. FAO.
- Lucas Hidalgo, G. (2016). *Dimensionamiento y selección de un túnel de congelación para el procesamiento de banano (Musa sapientum) con Paleta* [Tesis de grado, Escuela Superior Politécnica del Litoral]. <https://es.scribd.com/document/377954469/D-CD88308>
- Ludeña Quiñones, F. M. (2013). *Diseño de un congelador de maíz entero con capacidad de 100 kg/hr* [Tesis de grado, Pontifica Universidad Católica del Perú]. Repositorio PUCP. <http://hdl.handle.net/20.500.12404/5368>
- Melgarejo Moreno, P. (2005). *Cámaras frigoríficas y túneles de enfriamiento rápido*. AMV Ediciones.
- Ordóñez Muñoz, J. C. (2006). *Preparación y almacenamiento de productos congelados* [Tesis de grado, Universidad Austral de Chile]. <http://cybertesis.uach.cl/tesis/uach/2006/bmficio.65p/doc/bmficio.65p.pdf>
- Palomo Cano, M. (2017). *Aislantes térmicos. Criterios de selección por requisitos energéticos* [Trabajo fin de grado, Universidad Politécnica de Madrid]. https://oa.upm.es/47071/1/TFG_Palomo_Cano_Marta.pdf
- Pham, Q. T. (1984). Extension to Planck's equation for predicting freezing times of foodstuffs of simple shapes. *International Journal of Refrigeration*, 7(6), 377-383. [https://doi.org/10.1016/0140-7007\(84\)90008-2](https://doi.org/10.1016/0140-7007(84)90008-2)
- Programa de las Naciones Unidas para el Medio Ambiente. (2015). Normas internacionales de refrigeración y aire acondicionado. https://wedocs.unep.org/bitstream/handle/20.500.11822/27218/7739IntStandardsRAC_SP.pdf?sequence=3&isAllowed=y
- Ramakrishnan, S., Wysk, R. A., & Prabhu, V. V. (2004). Prediction of process parameters for intelligent control of tunnel freezers using simulation. *Journal of Food Engineering*, 65(1), 23-31. <https://doi.org/10.1016/j.jfoodeng.2003.05.001>
- Santos, C., Carciofi, B., Dannenhauer, C., Hense, H., & Laurindo, J. (2007). Determination of heat transfer coefficient in cooling-freezing tunnels using experimental time-temperature data. *Journal of Food Process Engineering*, 30(6), 717-728. <https://doi.org/10.1111/j.1745-4530.2007.00121.x>

- Seitz Ling, N. S. (2008). *Factibilidad del enfriamiento rápido continuo para fruta fresca*. [Tesis de grado, Universidad de Chile]. https://repositorio.uchile.cl/bitstream/handle/2250/103141/seitz_nl.pdf
- Valiente M., O. (2001). *Refrigeración y congelado de pescado*. Editorial Ciencia y Tecnología.
- Vélez Navia, D. A. (2011). *Diseño de un túnel de congelamiento discontinuo para pescado en la empresa El Dorado en el cantón Esmeraldas* [Tesis de grado, Escuela Superior Politécnica de Chimborazo]. <http://dspace.esPOCH.edu.ec/handle/123456789/1969>
- Villacreses Zambrano, S. M. (2009). *Optimización de un proceso de congelación en Patacón Congelado IQT* [Tesis de grado, Escuela Superior Politécnica del Litoral]. <https://es.scribd.com/document/213644766/Optimizacion-de-un-Proceso-de-Congelacion-en-Patacon-Tesis>
- Widell, K. N. & Eikevik, T. (2010). Reducing power consumption in multi-compressor refrigeration systems. *International Journal of Refrigeration*, 33(1), 88-94. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2009.08.006>