

UNIVERSIDAD DE CIENFUEGOS

“Sede: Carlos Rafael Rodríguez Rodríguez.”

Facultad de Ingeniería



TRABAJO DE DIPLOMA EN OPCIÓN AL TÍTULO DE INGENIERO MECÁNICO

Título: Caracterización y evaluación en las mejoras del desempeño energético de la Fábrica de hielo “Ernesto Ché Guevara”.

Autor: Luis Joel Núñez Castellanos

Tutores: Dr. C Juan B. Cogollos Martínez

MSc. Milagros Montesino Pérez

Cienfuegos 2018

DECLARATORIA DE AUTORIDAD



Por la presente declaro que soy el único autor de este trabajo de diploma titulado:

Que constituye la culminación de los estudios en la especialidad de Ingeniería Mecánica en la Universidad de Cienfuegos, autorizando a que el mismo sea utilizado por el Centro de Estudio Superior para los fines que estime conveniente, ya sea parcial o totalmente, que además no podrá ser presentado sin la aprobación de dicha institución. Para que así conste firmamos la presente a los _____ días del mes de _____ del _____.

Autor:

Tutor:

Los abajo firmantes certificamos que el presente trabajo ha sido revisado según acuerdo de la dirección de nuestro centro y el mismo cumple los requisitos que debe tener un trabajo de esta envergadura referente a la temática señalada.

Información Científico Técnico
Nombre y Apellidos. Firma.

Firma del Vice Decano.

Firma Tutor

Sistema de Documentación y Proyecto.
Nombre y Apellido. Firma.

PENSAMIENTO



...La lucha por la calidad del producto es una lucha revolucionaria y de vanguardia, y nunca se equivoquen en pensar que por el hecho de ser revolucionario se puede dar al pueblo un producto de mala calidad, eso sería atentar contra la Revolución...

che

DEDICATORIA

A dios, por darme la oportunidad de vivir y por estar conmigo en cada paso que doy, por fortalecer mi corazón e iluminar mi mente y por haber puesto en mi camino a aquellas personas que han sido mi soporte y compañía durante todo el período de estudio.

A Miriam Díaz Ramos y Mario Rodríguez, por darme educación, quererme mucho, creer en mí y porque siempre me apoyaron, gracias por brindarme una carrera para mi futuro, todo esto se lo debo a ustedes.

Mis abuelos Oneida y Luis por quererme y apoyarme siempre, esto también se lo debo a ustedes.

A mis tíos que están en todo momento a mi lado brindándome su amor y ayuda para llegar hasta aquí.

A mis padres por apoyarme en todo momento y guiarme por el mejor camino, brindándome cariño y comprensión.

A mis amigos por ayudarme cuando lo necesité y acompañarme en todo momento.

A mis tutores Milagros Montesino Pérez y Juan B. Cogollos Martínez por brindarme su orientación, apoyo, dedicación en el período de realización de este trabajo.

AGRADECIMIENTOS

Agradezco a todas las personas que han contribuido en la realización de este proyecto.

A mis abuelos, por hacer de mí la persona que soy, por enseñarme todo lo que sé, por su ayuda y sus consejos, por estar siempre ahí cuando los necesito.

A mis padres y tíos, por complacerme y darme todos los gustos, a pesar de sus regaños, por guiarme y enseñarme a vivir, por no fallarme y por quererme tanto.

A mis tutores, que sin su ayuda esta investigación no hubiese sido posible, por su paciencia y su dedicación.

A mi novia, por estar siempre junto a mí, en las buenas y en las malas, por quererme como yo la quiero y por ser la persona que es.

A toda mi familia, por estar siempre al pendiente, por apoyarme y confiar en mí.

A todos mis amigos y mis compañeros de trabajo por su ayuda y colaboración.

A los profesores Milagros y Juan B. Cogollos por todo lo que me enseñaron y por atenderme siempre que los necesité.

A todos ellos, Gracias.

Resumen

Resumen:

El siguiente trabajo se muestra la caracterización y evaluación del desempeño energético de la Fábrica de hielo “Ernesto Ché Guevara” perteneciente al Ministro de la Industria Alimenticia (MINAL) ,que es la única con que cuenta el municipio de Cienfuegos desde 1978 y con su explotación sin paradas para una reparación capital se ha ido deteriorando, por estas razones se realiza una caracterización energética, como resultado de los cálculos térmicos de la nevera se seleccionó un compresor modelo ZR44KCE de 30,9 kW de capacidad que resultó más económico que el compresor existente en la fábrica .

Se diseña un pre enfriador de agua con el objetivo de disminuir el tiempo de producción de hielo, con el objetivo de disminuir el consumo de electricidad de la fábrica y el comportamiento energético actual de la planta.

Se identifican los procesos productivos más consumidores de energía eléctrica y se establecen indicadores de consumo y producción para que sea factible energéticamente la producción de hielo.

Summary

The following work is based on reducing the energy performance index of the "Ernesto Ché Guevara" ice factory belonging to the Minister of the Food Industry (MINAL), it is the only one that the municipality of Cienfuegos has had since 1978 and with its exploitation without stops for a capital repair has been deteriorating, this factory is very important because it is used for cooling processes in entities of the OLPP, for it calculations were made of thermal loads of the most consuming electric power equipment in order to identify the causes and to give solution to this problem that damages the economy of the country.

Índice

INDICE

Resumen:	6
INTRODUCCIÓN.	1
Problema Científico	3
Hipótesis	3
Objetivo General:	3
Objetivos específicos	3
Capítulo I.	4
Bases Conceptuales Previas.	5
1.1 Propiedades físicas del hielo de agua.	6
1.1.1 Clasificación del hielo artificial	8
1.1.2 Según su forma:	9
1.1.3 Requisitos sanitarios para el hielo y el agua potable.	10
1.1.4 Hielo en bloques.	11
1.1.6 Las ventajas del hielo en bloque	11
1.1.5 Fabricación.	12
1.1.7 Sus aplicaciones	13
1.1.8 Sistema de refrigeración por compresión de vapor:.....	14
1.1.9 Características del amoníaco:.....	15
1.2 Descripción del proceso tecnológico de la producción de hielo	16
1.3 Cargas térmicas.....	17
1.4 Requisitos que deben cumplir los espacios refrigerados:.....	19
1.5 Principio de funcionamiento de los materiales aislantes artificiales.....	20
1.6 Conclusiones parciales.	22
Capítulo II. Cálculo de cargas térmicas de la nevera, diseño y comprobación del pre enfriador	23
2.1 Cálculo de la carga térmica del depósito de almacenamiento de hielo por transmisión a través de las paredes	24
2.2 Cálculos de los coeficientes globales de transferencia de calor.	26
2.3 Selección del compresor para este régimen de trabajo:	29
2.4 Diseño del intercambiador de calor para el pre enfriamiento del agua	31
2.4.1 Metodología de cálculo térmico del intercambiador de calor.	31
2.4.2 Cálculo del volumen (masa) de agua a enfriar	33
2.4.3 Cálculo del coeficiente pelicular de transferencia de calor por el lado del agua.....	34

Índice

2.4.4 Cálculo del coeficiente pelicular de transferencia de calor por el lado del amoníaco, $\alpha\theta$	35
2.4.5 Cálculo del coeficiente global de transferencia de calor, U.....	37
2.4.6 Cálculo del área de transferencia de calor necesaria	37
2.4.7 Cálculo constructivo del intercambiador de calor.....	37
2.5 Evaluación del intercambiador de calor construido.....	38
2.5.1 Metodología de cálculo para la evaluación del intercambiador de calor... ..	39
2.5.2 Cálculo de la cantidad real de agua a enfriar, M.....	40
2.5.3 Cálculo del coeficiente pelicular de transferencia de calor por el lado del agua.....	41
2.5.4 Cálculo del coeficiente pelicular de transferencia de calor por el lado del amoníaco, $\alpha\theta$	42
2.5.5 Cálculo del coeficiente global de transferencia de calor, U.....	43
2.5.6 Cálculo del tiempo de enfriamiento.....	43
2.6 Conclusiones parciales.....	45
Capítulo III Análisis del desempeño energético.....	46
3.1 Cálculo del índice de desempeño energético para los procesos más consumidores de energía eléctrica de la instalación en los años 2016 y 2017.....	54
3.2 Conclusiones parciales:	58
Conclusiones generales:	59
Bibliografía.....	61
Anexos	63

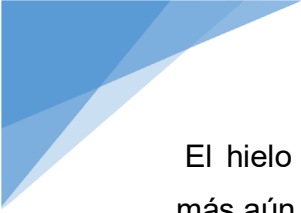


Introducción

INTRODUCCIÓN.

Antiguamente, los griegos y romanos (200 a. C) comprimían la nieve en pozos para utilizarla en épocas de mayor calor. Esta práctica continuó hasta casi mediados del siglo XX en algunas zonas rurales catalanas, pero su gran desarrollo tuvo lugar entre los siglos XVI y XIX. Los llamados Pous de glaç (nevera o pozo de nieve), se construían en laderas umbrías de los montes, de forma cónica con la base en la superficie y con un pozo en el fondo separado por una rejilla que permitía recoger el hielo. Se comenzaba a recolectar la nieve en primavera luego de las últimas nevadas, ésta se cortaba y se llevaba a los pozos de nieve, donde la prensaban para convertirla en hielo. Al pisar la nieve ésta se comprimía, permitiendo conservarla por más tiempo en forma de hielo, luego se cubrían con tierra, hojas y paja formando una superficie homogénea que aislaba el hielo del calor exterior, de esta forma conservaban hielo preparado en invierno.

La actividad de los neveros artificiales cayó en desuso con la invención de las máquinas frigoríficas, creándose fábricas de hielo y más tarde los frigoríficos domésticos. La progresiva implantación de fábricas de hielo a partir de 1890 en diversas ciudades, fue dejando de lado la red de neveros artificiales y la producción de hielo aprovechando el clima. Los principios de la refrigeración fueron difíciles, pues los constructores de máquinas refrigerantes imitaban las máquinas de vapor, de modo que los equipos eran de poco rendimiento y se averiaban frecuentemente. Ocasionalmente, las fallas en las máquinas producían la pérdida de almacenes enteros de productos perecederos. En la actualidad, existe una amplia gama de máquinas y equipos utilizados en procesos de refrigeración, empleándolos para enfriar, conservar y congelar variedad de productos, algunas aplicaciones industriales para enfriamiento y conservación se centran en el campo alimenticio, cocktailero y área de la salud (química y farmacéutica), así como también en la industria pesquera, enfriar y conservar productos marinos, desde su captura hasta su comercialización, es por todas estas necesidades, que se realiza la fabricación de hielo a nivel industrial y doméstico, pese a que existe una gran variedad de hielos, los más demandados y comercializados son el hielo en bloques, cubos y escamas.



Introducción

El hielo por ser en definitiva agua muchas veces se almacena a la intemperie, más aún cuando se trata de utilizarlo para el enfriamiento de líquidos envasados.

Las plantas o fábricas de hielo se diseñan para trabajar en régimen continuo, es decir, para funcionar las 24 horas del día, el sistema de refrigeración, que comprende el compresor, el condensador, tuberías y recipientes, el equipo de control y la máquina de hielo misma, deberá estar diseñado de manera que sea altamente confiable, con dispositivos de seguridad para cualquier tipo de avería o mal funcionamiento previsibles y para las que utilicen refrigerante amoníaco, por su grado de toxicidad deberán cumplir con requisitos adicionales. (Pita Vives, Vicente A, s. f.)

Esta fábrica tiene un sistema de refrigeración de una etapa de compresión de vapor sin bombas, utiliza como refrigerante el amoníaco y tiene una capacidad de 30 a 32 toneladas de hielo diaria. El sistema de refrigeración incluye un tanque para el preenfriamiento del agua para hacer el hielo, para que la mismo alcance una temperatura entre 3 y 5 °C con un evaporador que utiliza el mismo refrigerante. Actualmente este tanque no está funcionando por la falta del evaporador, por lo cual la máquina de elaboración del hielo recibe el agua la temperatura ambiente (entre 28 y 32 °C, lo cual provoca un aumento del tiempo de elaboración del hielo y por tanto un incremento del consumo de energía de la planta afectando el objeto social de la empresa.



Introducción

Problema Científico

En la Fábrica de hielo “Ernesto Ché Guevara” Pueblo Grifo se desconoce el comportamiento energético actual.

Hipótesis

Si se realiza un estudio energético en la fábrica de hielo y se obtienen los índices de desempeño energéticos se logrará un mejor control y disminución del consumo de energía eléctrica.

Objetivo General:

Realizar una caracterización energética de la fábrica de hielo “Ernesto Ché Guevara” Pueblo Grifo y proponer mejoras técnicas para obtener un incremento en el desempeño energético para garantizar una disminución del consumo de energía eléctrica.

Objetivos específicos

1. Realizar búsqueda bibliográfica sobre cálculo de cargas térmicas e índices de desempeño energético.
2. Hacer una caracterización energética de la unidad.
3. Realizar el cálculo de carga térmica en la nevera.
4. Evaluar las principales medidas para reducir la carga térmica y aumentar la eficiencia del sistema.
5. Calcular las pérdidas energéticas y sobreconsumo de electricidad por estas causas para la selección de un compresor óptimo para estas condiciones.
6. Diseñar y evaluar el pre enfriador de agua.



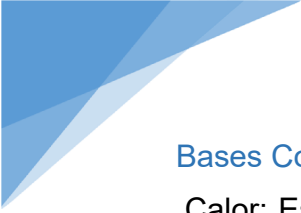
Capítulo I

Capítulo I.

La Refrigeración es una técnica que se ha desarrollado con el transcurso del tiempo y el avance de la civilización; como resultado de las necesidades que la misma sociedad presenta a medida que avanza la tecnología y la invención en diferentes campos, contribuyendo a elevar el nivel de vida de las personas. La base sobre la que se fabrican nuevas sustancias y materiales la suministra la ciencia, siendo un tema muy interesante la selección de los refrigerantes, por dos razones principales: en primer lugar, los parámetros de operación que alcanza cada uno de ellos, esto es: presión y temperatura de evaporación y condensación y en segundo lugar la contribución a la destrucción de la capa de Ozono logrando aumentar el calentamiento global. (Ing. Gelys Guanipa R, s. f.)

Las aplicaciones de la Refrigeración son muy numerosas, siendo una de las más comunes la conservación de alimentos, acondicionamiento ambiental, enfriamiento de equipos y últimamente en los desarrollos tecnológicos de avanzada en el área de los ordenadores. La diversidad de equipos empleados para refrigeración y acondicionamiento de aire es muy grande, y su funcionamiento se ajusta, en términos generales, a ciertos procesos termodinámicos tales como: evaporación, compresión, condensación y expansión. Cada sistema tiene sus características particulares. Cada tipo de compresor opera según distintos mecanismos de compresión (alternativos, rotativos, helicoidales, entre otros). Cada dispositivo de control está diseñado para mantener algún parámetro de funcionamiento de un equipo entre determinados límites, principalmente: temperaturas, presiones, acumulación de hielo, entre otros fenómenos que se desea controlar.

Algunos sistemas logran eliminar el uso de compresores valiéndose de procesos de absorción, pero a su vez requieren de fuentes externas directa e indirecta, como, por ejemplo: energía eléctrica, gas natural, vapor de agua o calor residual. Así pues, la selección de sistemas de Refrigeración, dependen en gran medida de cuanta carga térmica se desea extraer, del tipo de instalación que se requiere y del costo tanto inicial como de mantenimiento. (Ing. Gelys Guanipa R, s. f.)



Capítulo I

Bases Conceptuales Previas.

Calor: Es una forma de energía (térmica), generada por el movimiento molecular en la materia, esta energía se transfiere por una diferencia de temperatura.

Calor sensible: Es el calor que se puede medir o sentir, provoca un cambio de temperatura de una sustancia, pero no un cambio de su estado, las sustancias al estar en estado líquido, sólido o gaseoso, contienen calor sensible hasta cierto grado, hasta que sus temperaturas sean mayores que el cero absoluto. También se define como la suma de la energía interna del sistema más el producto del volumen del sistema por la presión ejercida sobre el sistema por su entorno, y no implica cambio de humedad.

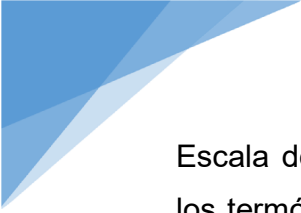
Calor latente: La palabra latente se deriva del vocablo latino (latín: latens; de latere, estar escondido) que significa escondido. Por lo cual se trata de un calor escondido, que no lo puede registrar un termómetro ni se puede sentir. También se denomina como la cantidad de calor absorbida o desprendida por un mol, o una unidad de masa de una sustancia, durante un cambio de estado a temperatura y presión constantes. En este caso estamos en presencia de un cambio de humedad en la sustancia.

Calor latente de fusión: Es el calor necesario para pasar una libra de sólido a líquido sin cambiar su temperatura a una presión atmosférica normal.

Calor Latente de vaporización: Es el calor necesario para pasar una libra de líquido a vapor sin cambiar su temperatura a una presión atmosférica normal.

Frio: Es un término relativo que describe el nivel bajo de energía o temperatura, de un objeto o área en comparación con un nivel de energía o temperatura conocido. Un ejemplo de lo relativo es que una persona que viviera en el Ártico diría que un ambiente que esté a una temperatura de 15°C es caliente, pero para una persona en el Ecuador sería fría. (Ing Gelys Guanipa R, s. f.)

Temperatura: Es solo una indicación de la intensidad o grado de calor de una sustancia u objeto, por ejemplo, dos trozos de cobre uno de un kilogramo y otro de cincuenta kilogramos, indicarán la misma temperatura independiente de la masa de cada trozo.



Capítulo I

Escala de temperatura: Es cada una de las maneras convencionales de graduar los termómetros con valores numéricos definidos, existiendo fórmulas específicas que relacionan las diferentes escalas. Las escalas más conocidas son: Fahrenheit y Celsius. (Ing Gelys Guanipa R, s. f.)

El sistema de refrigeración de una máquina de hacer hielo debería ser normalmente una unidad separada, que pueda mantenerse en buenas condiciones de funcionamiento mediante un sistema de control más o menos sencillo. En cambio, una planta centralizada que atienda distintas necesidades de refrigeración requerirá un sistema de control más complejo, sobre todo si las necesidades de refrigeración varían de forma independiente. La mayoría de los refrigerantes comunes, tales como el amoníaco y los hidrocarburos halogenados, que se conocen bajo nombres comerciales como Arctón, Cladón, Freón e Isceón, se consideran normalmente adecuados para las plantas de hielo, siempre y cuando no sean dañinos a la capa de ozono.

Nuestro país en el marco de una revolución energética, y en los momentos actuales, en que tenemos seria crisis energética, se encamina a la reducción de los consumos con medidas técnicas y organizativas en el sector industrial, tiene como prioridad básica la inclusión de medias encaminadas al incremento de la eficiencia energética y por tanto el índice de desempeño energético en instalaciones altamente consumidoras de energía y otras (Partido Comunista de Cuba, 2011)

1.1 Propiedades físicas del hielo de agua.

Información tomada de («Cálculo térmico del pre enfriador de agua para el llenado de los moldes de hielo en una Fábrica de 920 a 980 tm de capacidad.», s. f.), que coincide con otros autores muestran que el hielo de agua posee una estructura que pertenece al sistema hexagonal, el cual presenta diversas formas de acuerdo con las condiciones específicas de su obtención. La densidad del hielo es función de la temperatura y de la presencia de burbujas de aire.

Para uso práctico se adopta que la densidad del hielo, $\rho_h = 917 \text{ kg/m}^3$,

Capítulo I

Para cuando sea hielo artificial opaco $\rho_H = 850 - 860 \text{ kg/m}^3$,

Para cuando sea hielo artificial cristalino $\rho_H = 910 - 920 \text{ kg/m}^3$.

Al transformarse el agua en hielo su volumen aumenta en aproximadamente un 9 %. Para presiones muy elevadas la densidad del hielo es mayor que la del agua.

La temperatura de fusión del hielo a presión atmosférica normal se establece como 273 K (0 °C), siendo igual a la temperatura de congelación del agua. Con el aumento de la presión, la temperatura de fusión del hielo disminuye, por ejemplo, bajo una presión de 61.5 MPa el agua se congela a 268 K (-5 °C).

El calor de fusión del hielo, r_h , varía entre 331 y 335.46 kJ/kg adoptándose con suficiente exactitud $r_h = 335 \text{ kJ/kg}$.

La capacidad calorífica específica del hielo es función de su temperatura (ver Tabla 1). Para temperaturas de 273 a 253 K, se adopta como capacidad calorífica específica media, $C_h = 2.09 \text{ kJ/kg}$.

Tabla 1 Capacidad calorífica del hielo en función de su temperatura

Temperatura, K	268	263	258	253
Capacidad calorífica específica C_h , kJ/kg	2.07	2.05	1.97	1.95

La conductividad térmica del hielo, λ_h varía también de acuerdo con su temperatura (ver

Tabla 2). Para temperatura de hasta 253 K, el coeficiente medio de conductividad térmica es $\lambda_h = 2.3 \text{ W/(mK)}$

La difusividad térmica, a_h , a 273 K es $a_h = 0.00419 \text{ m}^2/\text{h}$.

La resistencia a la compresión se muestra en la según la temperatura del hielo.

Tabla 2 Coeficiente de conductividad térmica del hielo en función de su temperatura

Temperatura, K	273	223	173
Coeficiente de conductividad térmica	2.23	2.78	3.48



Capítulo I

$\lambda_h, \text{W/(mK)}$			
----------------------------	--	--	--

Tabla 3 Resistencia a la compresión del hielo en función de su temperatura

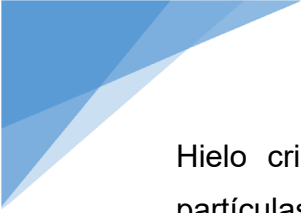
Temperatura, K	273	263	253
Resistencia a la compresión, MPa	1.471	2.942	4.903

El coeficiente de rozamiento del hielo con el acero, en reposo, seco, es de 0.266. El de rozamiento cinemático del hielo sobre el metal tiene un valor aproximadamente igual a 0.02.

1.1.1 Clasificación del hielo artificial

Según su calidad se clasifica en hielo en turbio u opaco. Es el hielo de aspecto lechoso debido a la presencia de sales y burbujas de aire. El agua diluye los gases de los cuales se compone el aire. Durante la congelación el aire se separa en forma de pequeñas burbujas, que quedan encerradas entre los cristales de hielo. La presencia de las burbujas de aire impide el paso de la luz. («Cálculo térmico del pre enfriador de agua para el llenado de los moldes de hielo en una Fábrica de 920 a 980 tm de capacidad.», s. f.)

El agua, generalmente contiene sales disueltas, fundamentalmente de calcio y magnesio. La congelación de esta solución comienza con la formación de cristales de agua limpia. La solución que queda sin congelar aumenta cada vez más su concentración y disminuye su temperatura de congelación, pudiendo congelarse en forma de película, o que quede sin congelar encerrada entre los cristales de hielo. Las otras impurezas mecánicas que contiene el agua, como polvo, arena y otros se quedan atrapados entre los cristales de hielo y actúan acrecentando el grado de turbiedad y de acuerdo a la composición de las partículas contenidas en el agua se podrá observar bloques de hielo de color blanco lechoso o con determinado grado de opacidad.



Capítulo I

Hielo cristalino o transparente; En el proceso de congelación del agua las partículas contenidas en ella se separan de los cristales formados, además se extrae el aire contenido en el agua por agitación o soplado eliminando al mismo tiempo las impurezas, entonces el hielo que se obtiene es transparente.

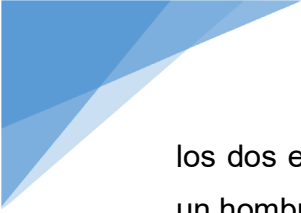
En la obtención de hielo en bloques, si lo que se aplica solamente es el soplado entonces el hielo obtenido será transparente, excepto en el centro que será algo turbio, y su grosor dependerá de los componentes del agua y el procedimiento aplicado, aunque no debe ser mayor que la tercera parte de la altura del bloque. Normalmente se prefiere llamar o definir al hielo cristalino como aquel que es claro y transparente hasta el mismo centro o el llamado corazón del bloque, para ello será necesario extraer el aire y las sales naturales del agua, estas últimas mediante un tratamiento anterior por destilación del agua (hielo destilado), en otros casos es posible en el proceso de congelación, pero requiere una tención muy directa al proceso. («Cálculo térmico del pre enfriador de agua para el llenado de los moldes de hielo en una Fábrica de 920 a 980 tm de capacidad.», s. f.)

1.1.2 Según su forma:

Hielo en bloques. Este tipo de hielo se presenta en forma de paralelepípedo rectangular o de pirámide truncada. en muchos casos el bloque se produce en recipientes abiertos, inmersos en baño de salmuera (tradicional o clásica). La construcción del molde en forma de pirámide facilita la liberación del bloque de hielo, con una inclinación de las paredes entre 1 y 2 %, una altura entre 800 mm y 1650 mm. La sección transversal de los mismos en su generalidad guarda una relación de 1:1 (cuadrado) o 1:2 (rectangular).

Existe una amplia variedad de molde en función de la masa que se desea obtener en el bloque. En los países europeos es costumbre los bloques de hielo de masa pequeña (de 5 a 50 kg) y en algunos países hasta 200 kg.

En Cuba están muy difundidos los formatos norteamericanos para masas de 136 kg y 182 kg (conocidas por piedras de 300 y 400 lb), aunque el más utilizado de



Capítulo I

los dos es el de 136 kg, ya que se considera que 150 kg es el peso máximo que un hombre promedio puede manipular con facilidad.

Hielo en placas. Este tipo de hielo se forma sobre una superficie vertical lisa con una longitud de 3 a 6 m, una altura de 2 a 3 m y espesor de 250 a 300 mm. La masa de esta placa es de 1.5 a 5.5 t.

1.1.3 Requisitos sanitarios para el hielo y el agua potable.

Existen normas que establecen las condiciones que debe cumplir el agua para que sea potable y dentro de éstas las específicas para la producción de hielo destinado al consumo humano.

Los helados y el hielo alimenticio no deben contener:

Más de 30 000 gérmenes aerobios mesófilos por mililitro de producto.

Más de 100 bacterias coliformes por mililitro de producto.

Exenta de Escherichiacoli por mililitro, de gérmenes patógenos, especialmente estafilococos en 0.1 ml y de salmonella en 25 ml.

Se controlará la calidad del agua por medio de análisis en laboratorios especializados, certificados y autorizados al efecto.

Como orientación se enuncian las características (propiedades) del agua destinada a la fabricación del hielo.

- Color: incolora (según escala de platino – cobalto) 10 unidades máximo
- Sabor: insípida
- Turbiedad: (según escala de silicio) 10 unidades máximo
- Dureza total: (como CO_3Ca) 60 – 120 mg/l
- Iones cloro: 60 mg/l máximo
- Iones sulfato 40 mg/l máximo
- Hierro total: 0.3 mg/l máximo
- Nitritos: 0.00
- Cloro residual: 0.15 mg/l
- Total, contenido de sales: 500 mg/l

En cualquier caso, deberá consultarse a un especialista en tratamiento de agua y el tratamiento es independiente al dado para el agua destinada al enfriamiento en



Capítulo I

el sistema de refrigeración. («Cálculo térmico del pre enfriador de agua para el llenado de los moldes de hielo en una Fábrica de 920 a 980 tm de capacidad.», s. f.)

1.1.4 Hielo en bloques.

En el año 1869 comienza la fabricación del hielo en bloque; este hielo es uno de los más vendidos debido a una variedad de aplicaciones y características las cuales serán señaladas más adelante en las ventajas y desventajas de éste.

Uno de los mayores consumidores de bloques de hielo es la industria pesquera, ya que lo usan para conservar el pescado desde el momento que son atrapados hasta que son vendidos; este tipo de hielo también se utiliza en la industria alimentos es cual se usa para conservar los alimentos y bebidas frías.

1.1.5 Las ventajas del hielo en bloque

Su almacenamiento, manipulación y su transporte son fáciles y sencillos; pues este tipo de hielo es de forma compacta por lo que no es necesario un gran espacio de almacenamiento, y su venta se hace por unidad (un bloque).

La tasa de fusión está parcialmente en disminución, por lo que las pérdidas durante el almacenamiento y su distribución son ínfimas.

El hielo se puede sintetizar en partículas de diferentes tamaños, mediante su trituración y antes de ser usado.

Este tipo de hielo tiene la capacidad de poder desacoplarse con una gran facilidad, más que los otros tipos de hielo los cuales tienden a pegarse unos con otros formando una masa sólida.

Las máquinas son de diseño robusto, de gran capacidad frigorífica y de fácil mantenimiento.

Las principales desventajas del hielo en bloque son las siguientes:

Se requiere de tiempos largos para completar la congelación del agua en los moldes (de 8 a 36 hrs. para bloques de 12 a 140 kg). El proceso implica costos muy elevados de mano de obra, ya que las operaciones requieren de una atención continua y este al no ser un proceso automático, tarda demasiado en empezar a trabajar y fabricar hielo. Las instalaciones ocupan más espacio que las modernas



Capítulo I

máquinas de hielo automáticas. Se requieren salmueras con tratamientos adecuadas para aminorar la corrosión del equipo; el hielo debe ser triturado antes de utilizarlo.

Se encuentran instalaciones para transportar el hielo en bloque, las cuales cuentan con sistemas eléctricos y de refrigeración para preservar los bloques de hielo; son portátiles, fáciles y confiables para transportar por tierra y por mar, además, su instalación y desinstalación se realiza en el menor tiempo posible para alcanzar un rendimiento óptimo. Las ventajas resultan especialmente importantes en zonas remotas en las que escasean las personas con conocimientos en el ámbito de la refrigeración y mantenimiento.

Estas unidades son montadas en contenedores normalizados de 12 [m] y su instalación es bastante sencilla, sólo es necesario de una base nivelada, la temperatura de almacenamiento es de aproximadamente $-5\text{ }^{\circ}\text{C}$. («Cálculo térmico del pre enfriador de agua para el llenado de los moldes de hielo en una Fábrica de 920 a 980 tm de capacidad.», s. f.)

1.1.6 Fabricación.

La primera etapa consiste en rellenar moldes de metal con agua, los cuales son sumergidos en un estanque con salmuera de cloruro sódico o cálcico refrigerado a una temperatura muy inferior a la de congelación de agua. La dimensión de los moldes y la temperatura de la salmuera son seleccionadas por el tiempo de congelación, el cual debe durar entre 8 a 24 horas, si la congelación es demasiado rápida ésta produce el llamado “hielo quebradizo”.

El peso del bloque puede fluctuar entre 12 y 150 [kg], mientras más ancho sea el espesor del bloque de hielo, más durará el período de congelación del agua.

Luego de haber pasado las horas de congelación, con una grúa se levanta una hilera de moldes, posteriormente estos son trasladados a un estanque de descongelación en donde son sumergidos en agua y volteándose en dicho estanque para así desprender el bloque de hielo del molde; una vez terminado este ciclo y que los moldes estén completamente vacíos se vuelve a rellenar con agua y sumergirlos en salmuera (como se muestra en la figura 1.9), es decir se

Capítulo I

vuelve a realizar la misma operación descrita anteriormente hasta generar la cantidad de hielo requerida; por lo tanto el proceso de producción del hielo en bloque se define como un operación discontinua, pero se necesita la mano de obra de un modo continuo para atender todas las operaciones (extracción y manipulación del hielo).

1.1.7 Sus aplicaciones

- Su principal uso es en la industria pesquera, ya que es utilizado para la conservación de pescados y/o carnes de varios tipos. En la conservación de productos enlatados. En el proceso de enfriamiento de líquidos, bebidas gaseosas y/o bebidas alcohólicas (cervezas). En el proceso productivo de las industrias para el control de temperatura de los equipos en el procedimiento en sí. En el manejo de la temperatura de piscinas, criaderos, etc.

En la figura 1 se muestran fragmentos homogéneos de hielo en bloques



Figura 1- Fragmentos de hielo en bloques

http://www.hielomex.com/Productos/index.php?main_page=product_info&products_id=102

En la figura 2 se ilustra el sistema de fabricación de los hielos en bloques.





Capítulo I

Figura 2- Sistema de fabricación de los hielos en bloques.

http://www.hielomex.com/Productos/index.php?main_page=product_info&products_id=102

1.1.8 Sistema de refrigeración por compresión de vapor:

Este sistema está compuesto por los siguientes elementos; un compresor hermético, un condensador enfriado por aire, un tubo capilar (para el caso de uso doméstico) y un evaporador (tubo en forma de serpentín). El conjunto del compresor y condensador, forman un solo ensamble llamado unidad condensadora; además tiene un filtro para humedad e impurezas, un visor de líquido y un acumulador para la succión. Tina de congelación: Es un recipiente metálico aislado, el cual contiene una solución anticongelante, ésta es enfriada por el evaporador y en la que se introducen los moldes o cubetas con el agua para el proceso de congelación. Sistemas de control: (para encendido y apagado), consta de un presostato dual, cuya función es limitar la presión mínima en el evaporador y máxima en el condensador mediante el sensor de la presión en terminales del compresor.

Sistema de medición: consta de un manómetro de alta y uno de baja presión, que permiten medir las presiones en los terminales de descarga y succión del compresor respectivamente. Además, cuenta con un termómetro que mide la temperatura de la solución anticongelante en el evaporador.

En la figura 3 se observa cada uno de los elementos por los que circula el refrigerante en el ciclo de refrigeración con el que opera la máquina, las flechas indican el sentido del flujo.

Capítulo I

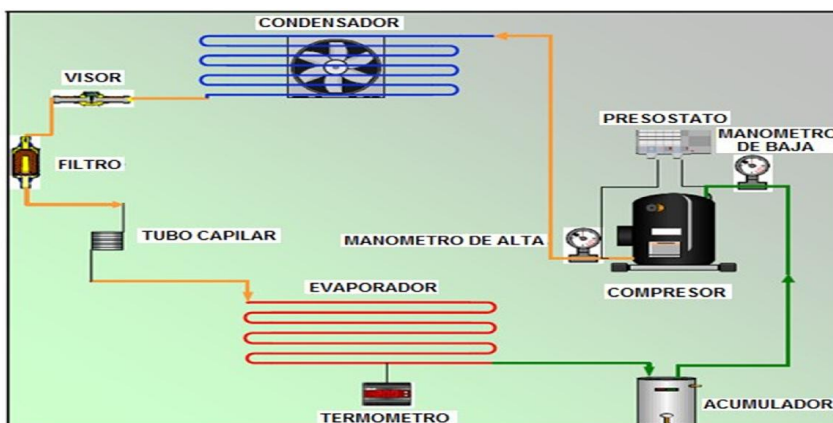


Figura 3: Elementos del sistema de refrigeración para una máquina productora de hielo en bloque.

<http://repositorio.uis.edu.co/jspui/bitstream/123456789/5806/2/126223.pdf>

En la figura 4 se muestra el interior de la tina de congelación, en el que se observa el evaporador sumergido en la solución anticongelante, las cubetas con el agua a congelar y el eje de agitación. Los anticongelantes utilizados para refrigeración son: salmuera (agua + sal), cloruro de calcio, etilenglicol, propine glicol, entre otros.

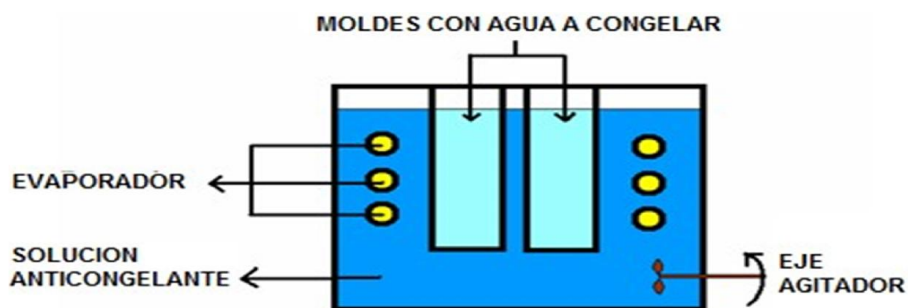
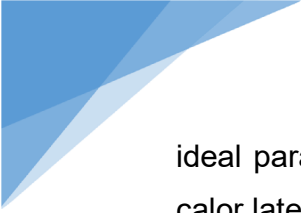


Figura 4- Interior de una tina de congelación

<http://repositorio.uis.edu.co/jspui/bitstream/123456789/5806/2/126223.pdf>

El refrigerante a utilizar será el amoniaco, este refrigerante se encuentra en el segundo grupo, siendo tóxico o corrosivo, combustible o explosivo a una concentración de 3,5% o más en volumen. Es algo inflamable y con un bajo nivel de explosión dependiendo de las condiciones a las que se encuentre y pese a esto, sus excelentes propiedades termodinámicas lo hacen ser un refrigerante



Capítulo I

ideal para fábricas de hielo y grandes cámaras de enfriamiento, debido a su alto calor latente de vaporización.

1.1.9 Características del amoniaco:

Tiene un alto efecto refrigerante por unidad de peso. Posee un punto de ebullición bajo la presión atmosférica estándar ($-2,22^{\circ}\text{C}$), las presiones en el evaporador y condensador en las condiciones estándar de (-15°C y 30°C) son $34,27\text{ lb/plg}^2$ y $169,2\text{ lb/plg}^2$ abs. La temperatura adiabática en la descarga es relativamente alta siendo de $98,89^{\circ}\text{C}$ para las condiciones de toneladas estándar, por lo cual es adecuado tener un enfriamiento del agua tanto en el cabezal, como en el cilindro del compresor. Cuando este refrigerante se encuentra en presencia de humedad se vuelve corrosivo para los materiales no ferrosos. El amoniaco no es miscible con el aceite, por lo tanto, deberá usarse un separador de aceite en el tubo de descarga del compresor. Este refrigerante es de bajo costo, por lo que resulta más económico. Su estabilidad química, afinidad por el agua y su no miscibilidad con el aceite hacen al amoniaco un refrigerante ideal para ser usado en sistemas muy grandes donde la toxicidad no es un factor importante.

1.2 Descripción del proceso tecnológico de la producción de hielo

La instalación frigorífica de la fábrica de hielo funciona con refrigerante secundario, una disolución de agua y sal conocida como salmuera, la cual se enfría con el refrigerante primario en el evaporador y se envía al tanque de producción donde se forma el hielo de agua. El circuito primario utiliza como refrigerante al amoníaco y se encarga de enfriar al refrigerante secundario antes dicho (la salmuera) y al agua de llenado de los moldes almacenada en el pre enfriador. En el anexo 3 se muestra el diagrama del proceso técnico – productivo de la fabricación del hielo de agua en la unidad.

Para la caracterización energética de la empresa se deben utilizar los valores de producción y consumo de los años anteriores para realizar tres tipos de diagramas:



Capítulo I

1. Un diagrama de dispersión de la energía usada en un periodo de tiempo prolongado con respecto a la producción realizada durante ese mismo período ya que revela una importante información sobre el comportamiento energético de ese período además de caracterizar la situación actual de los consumos energéticos por portadores fundamentales, determinando la producción asociada significativa, el porcentaje de energía no asociada a la producción y los posibles problemas que afectan los parámetros y establecer metas y planes para reducir la energía no asociada a la producción por tipo de portador.
2. Los gráficos de Consumo y Producción en el tiempo (C_P vs T) consiste en mostrar la variación simultánea del consumo energético con la producción realizada en el tiempo. El grafico se realiza para cada portador energético importante de la empresa y se puede establecerse a nivel de empresa, área o equipos, dichos gráficos muestran períodos en que se producen comportamientos anormales de variación del consumo energético con respecto a la variación de la producción. Permiten identificar causas o factores que producen variaciones significativas de los consumos
3. Los gráficos de Índice de Consumo vs Producción establecen metas de índices de consumos en función de una producción planificada por las condiciones de mercado, evalúan el comportamiento de la eficiencia energética de la empresa en un período dado, determinan el punto crítico de producción de la empresa o de productividad de un equipo y planificar estos indicadores en las zonas de alta eficiencia energética además de determinar factores que influyen en las variaciones del índice de consumo a nivel de empresa, área o equipo.

1.3 Cargas térmicas

El cálculo de carga térmica de una cámara de refrigeración tiene por objeto la determinación de la cantidad de calor que es necesario extraer de la misma en un tiempo determinado para crear y mantener en su interior las requeridas temperatura y humedad relativa. («Cámaras de refrigeración», s. f.)

Cada una de las cámaras de refrigeración se compone de un espacio en el que se busca extraer la energía térmica del mismo, esto con la idea de poder enfriar por



Capítulo I

medio de un sistema de refrigeración. Es ocupada en la mayoría de los casos para conservar alimentos o productos químicos.

Anteriormente se pensaba que una cámara de refrigeración enfriaba el espacio en el que encontraba, sin embargo, no es esta su forma de operar, sino que se dedican a extraer la energía en forma de calor, la cual muchas veces se contiene en el interior de estos lugares, esto se realiza por medio de un sistema frigorífico. Para lograr este resultado, se deben tener ubicados varios evaporadores de líquido refrigerante en el interior del espacio. Cada uno de estos evaporadores se dedican a absorber la energía térmica, intercambiándola por refrigerante evaporado, así, mientras el líquido se evapora a una temperatura muy baja, al interior del lugar se va absorbiendo la energía térmica del aire que se encuentra en este espacio. Esta cámara debe estar completamente aislada térmicamente, esto con el fin de minimizar cualquier transferencia de calor a la estructura, esto es posible gracias a paneles frigoríficos que se construyen con polímeros sintéticos, los cuales son de bajo coeficiente de transferencia de calor.

La forma en que están construidas las cámaras de refrigeración responde directamente a la función que cumplirán, esto se refiere a la absorción térmica y a las condiciones medioambientales a las que estará sometida, lo cual se refiere a todos aquellos parámetros de temperatura y carga térmica. («Cámaras de refrigeración», s. f.) El cálculo de las cargas térmicas a vencer por el sistema de refrigeración o climatización es una de las tareas principales del ingeniero en estas ramas.

En refrigeración, esta cantidad de calor a extraer de la cámara se calcula por día, 24 horas, y se toma de 16 a 20 horas diarias de operación del equipo de refrigeración para vencer dicha carga, dejando las horas restantes del día para descongelación de los serpentines y como un factor de reserva para cargas poco frecuentes. Para cámaras con serpentines de enfriamiento a temperatura de evaporación del refrigerante de -1°C o más, se toman de 18 a 20 horas diarias de funcionamiento de la refrigeración. Si la cámara opera a más de 0°C es práctica general tomar 16 horas de operación, lo que permite suficiente tiempo de parada de los compresores para que el aire de la cámara (sobre 0°C) pueda utilizarse



Capítulo I

para deshielo. Pero si la temperatura de la cámara es inferior a 0°C, se suele utilizar medios de descongelación tales como gas caliente, electricidad, etc., de manera que el descharchado de los serpentines se pueda realizar rápidamente y con un mínimo de aumento en la temperatura de la cámara, permitiendo un tiempo de operación de los compresores de 18 horas diarias. La humedad relativa en las cámaras se suele obtener manteniendo un diferencial fijo entre las temperaturas de la cámara y la de evaporación del refrigerante. (Margarita Lapidó Rodríguez., 2002)

1.4 Requisitos que deben cumplir los espacios refrigerados:

- Aislamiento frente a la transmisión de calor.
- Barrera de vapor contra la humedad – Sellado de juntas
- Puertas de acceso de dimensiones adecuadas Pero herméticas.
- Protección frente a focos de calor (pinturas, revestimientos...)

Aislamiento frente a la transmisión de calor:

Un buen aislante debe satisfacer ciertos requisitos:

- Resistencia máxima al flujo de calor
- Estabilidad: no se debe pudrir
- No debe ser inflamable
- No debe absorber humedad, ya que puede perder sus propiedades
- Debe ser a prueba de roedores e insectos
- Debe ser manejable y fácil de instalar
- Debe tener un precio razonable
- De fácil disposición

Barrera de vapor frente a la humedad:

La mayor parte de los aislantes térmicos pierden sus características aislantes por la presencia de humedad en su interior. El agua acumulada puede apelmazar el aislante y hacer que éste pierda parte de sus propiedades (desplaza el aire). Si el agua se llega a congelar, puede destruir las paredes del espacio refrigerado al



Capítulo I

dilatarse. Es habitual sellar la pared exterior, dejando juntas en la pared interior para evacuar la humedad, que se convertirá en escarcha en el evaporador.

Puertas de acceso:

Deben asegurar la continuidad del aislante. Por ello, a veces su peso es excesivo y necesitan sólidos sistemas de anclaje. Otros casos, como las vitrinas expositoras, no se deben empañar. El cristal es un aislante pobre, por lo que la solución pasa por varias capas con cámara de aire, nitrógeno, argón u otros gases nobles.

Protección frente a focos de calor:

Por puro sentido común, no se debe situar maquinaria productora de calor cerca de los espacios refrigerados (calderas, etc.)

Si es posible, evitar el emplazamiento con el exterior expuesto al sol

Si no es posible, provocar sombras, pintar la superficie de color blanco o revestirla de aluminio.

Para la transmisión de calor es necesario diferencia de temperatura, transmitiéndose el calor de los cuerpos de mayor temperatura a los de menor.

La Termodinámica estudia los procesos de transferencia de energía en sistemas en equilibrio.

La Transmisión de Calor complementa los principios de la termodinámica, de manera que puedan determinarse aspectos tales como:

- Velocidad de la transferencia de calor
- Estados intermedios

Los mecanismos de transmisión de calor:

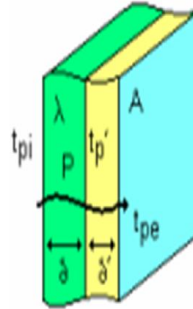
- Conducción, en el interior de los cuerpos
- Convección, entre sólidos y fluidos
- Radiación, a través de un fluido, o el vacío

CONDUCCION: en el interior de los sólidos

Capítulo I

!- Para una pared plana recubierta de un aislante de conductividad λ'

$$P = \lambda \frac{A}{\delta} (t_{pi} - t_{p'}) = \lambda' \frac{A}{\delta'} (t_{p'} - t_{pe}) = \frac{(t_{pi} - t_{p'})}{\frac{\delta}{\lambda A}} = \frac{(t_{p'} - t_{pe})}{\frac{\delta'}{\lambda' A}} =$$
$$= \frac{(t_{pi} - t_{p'})}{R_k} = \frac{(t_{p'} - t_{pe})}{R_{k'}} = \frac{(t_{pi} - t_{pe})}{\frac{\delta}{\lambda A} + \frac{\delta'}{\lambda' A}} = \frac{(t_{pi} - t_{pe})}{R_k + R_{k'}}$$



1.5 Principio de funcionamiento de los materiales aislantes artificiales.

(Ver anexo4)

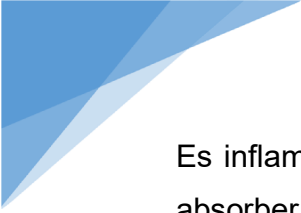
Interponer capas intermedias en las que exista el vacío (el mejor aislante, pero es difícil de lograr y mantener); es decir, se interponen capas entre las que el calor se transmite únicamente por radiación. Normalmente se “sustituye” el vacío por aire, entre las capas de material se produce transmisión de calor por radiación y por convección. Importante que el aire esté en reposo, y que no exista humedad dentro del aislante. También se utilizan agentes espumantes, como el CO₂.

Aislantes más utilizados:

- Lana de roca
- Lana de vidrio
- Poli estireno expandido
- Poli estireno extruido
- Espuma de poliuretano
- Espuma elastómera

Las características fundamentales del Poli estireno expandido (ver anexo 1) (EPS) son:

Producto derivado del petróleo y del gas natural, del cual se obtiene el polímero plástico estireno en forma de gránulos. Se introduce en un molde y se inyecta vapor de agua, expandiéndose los gránulos y adoptando la forma del molde. Se presenta en forma de paneles de diferente rigidez y en formas varias mediante la utilización de moldes (bovedillas, etc. etc.)



Capítulo I

Es inflamable y es atacable por los rayos UV. Además, tiene el inconveniente de absorber la humedad. Además de cómo aislante térmico, se utiliza en el embalaje de objetos frágiles Conductividad: 0,030 a 0,045 W/ (mK). (Ver anexo 1) (CARLOS J RENEDO, s. f.)



Conclusiones Parciales

1.6 Conclusiones parciales.

1. La revisión bibliográfica nos permitió conocer que las aplicaciones de la refrigeración son numerosas y existen diversidad de equipos para su uso, en su funcionamiento se aplican varios procesos termodinámicos como la evaporación, compresión, condensación y expansión.
2. Existen varias tecnologías para la producción de hielo como son, generador de hielo en escamas, generador de hielo en cilindros y generador de hielo en bloques. La fabricación de hielo en bloques es una de las más utilizadas debido a la variedad de sus usos, como son, combinados pesqueros, industria de alimentos, enfriamiento de bebidas dado a sus ventajas como almacenamiento manipulación y transporte.
3. Para determinar la cantidad de calor que es necesario extraer de la cámara es necesario utilizar el método de cálculo de cargas térmicas, teniendo en cuenta los procesos de transferencia de calor por conducción y convección y radiación.
4. Los gráficos de índice de consumo vs producción ayudan a identificar metas de índices de consumos en función de una producción planificada por las condiciones de mercado, además de determinan el punto crítico de producción de la empresa o de productividad de un equipo y planificar estos indicadores en las zonas de alta eficiencia energética.

Capítulo II

Capítulo II. Cálculo de cargas térmicas de la nevera, diseño y comprobación del pre enfriador

En la fábrica de hielo “Ernesto Ché Guevara” de Pueblo Griffo el depósito de hielo se diseña para el almacenamiento de la producción de 3 – 4 días sus dimensiones se obtienen de la siguiente manera (Monteagudo García, Manuel J. et al., 1986)

$$V = \frac{G_{ha}}{\rho_h \beta} \quad Ec II. 1$$

Donde:

V – volumen del depósito de hielo; m³

G_{ha} – Cantidad de hielo que se desea almacenar, kg;

ρ_h – Densidad del hielo, kg/m³;

β – Coeficiente de ocupación del depósito de hielo – 0,85.

El área de almacenamiento es igual a:

$$F = L \cdot A = \frac{V}{H} \quad Ec II. 2$$

Donde:

L, A, H – Largo, ancho y altura del depósito, m;

Las dimensiones interiores del depósito de hielo existente son:

Largo: 23,4 m Ancho: 10,4 m Altura: 3.66 m Área: 243.36m²

Volumen: 890.7m³

Las medidas interiores del molde de hielo [(formato norteamericano para masa del bloque de hielo de 136 kg), (Monteagudo García, Manuel J. et al., 1986)] son:

Parte superior	Parte inferior	Altura
292x572 mm	267x546 mm	1118 mm

Considerando un aprovechamiento del área de almacenamiento, β₁ de 0.80 (Ibidem pág. 45) y el coeficiente de ocupación dado anteriormente, se necesita un área mínimo para almacenar dos tercios de la producción de hielo del plan mensual de 230 t, que se obtiene por la siguiente expresión:

$$F_{min} = \frac{G_{ha}}{\rho_h \cdot \beta \cdot \beta_1} \quad Ec II. 3$$



Capítulo II

$$F_{\min} = \frac{230000 * 2/3}{1000 * 0.8 * 0.85}$$
$$F_{\min} = 225\text{m}^2$$

Teniendo en cuenta que el área de almacenamiento necesaria, $F_{\min}$ es menor, pero muy próxima al valor del área de almacenamiento construida ($225 \approx 243 \text{ m}^2$), no se propondrán modificaciones constructivas al depósito de almacenamiento de hielo, sino que se utilizará el mismo depósito y se tiene entonces una reserva de área .

En este método la carga térmica Q , de una cámara de refrigeración comercial se descompone en las siguientes cargas parciales que relacionamos a continuación:

$$Q = Q_a + Q_v + Q_h + Q_m \quad \text{Ec II. 4}$$

Donde:

- Carga de transmisión de calor por conducción, radiación y convección a través de las paredes, techo y piso de la cámara $Q_a = Q_{\text{paredes}} + Q_{\text{techo}} + Q_{\text{piso}}$
- Carga de infiltración del aire exterior en la cámara Q_v
- Carga del producto a conservar en la cámara Q_h
- Carga miscelánea, que comprende las cargas térmicas debidas a personas y equipos eléctricos Q_m

2.1 Cálculo de la carga térmica del depósito de almacenamiento de hielo por transmisión a través de las paredes

El cálculo de carga térmica del depósito de almacenamiento de hielo tendrá en cuenta la ganancia de calor a través de los elementos constructivos, excepto para el piso, debido a la diferencia de temperatura entre el interior de la nevera y el exterior, así como por la radiación solar directa en 24 h, para la primera se utilizará la siguiente expresión (Ibídempag. 212):

Capítulo II

$$Q_{paredes} = 24 \sum k_{dh} F_{dh} (t_a - t_{dh})$$

Ec II.5

Donde:

K_{dh} – Coeficiente global de transferencia de calor de las paredes, techos y piso del depósito de hielo, W/(m²K)

F_{dh} – Superficie de las paredes, techo y piso del depósito de hielo, m²

T_{dh} – Temperatura en el interior del depósito de hielo, t_{dh} = -5 °C

T_a – Temperatura ambiente considerada, °C, t_a = 32°C.

Para la obtención de la ganancia de calor por radiación solar en aquellos elementos constructivos expuestos a la misma se considera añadiendo a la diferencia de temperatura de la

$$Q_{paredes} = 24 \sum k_{dh} F_{dh} (t_a - t_{dh})$$

Ec II.5 5

el valor que representa el incremento adicional Δt_s de la temperatura de la superficie expuesta.

$$\Delta t_s = \frac{I \cdot P \cdot a}{\alpha_e}$$

Ec II.6

Donde:

I – Intensidad media de la radiación solar

P – Coeficiente que considera la inercia

a – Coeficiente de absorción de la

a = 0.40 (Ibidem pág. 62)

α_e – Coeficiente pelicular de transmisión

$$\Delta t_s = I \cdot P \cdot a \cdot \alpha_e$$

Ec II.6

$$\Delta t_s = \frac{1020 \cdot 0.75 \cdot 0.4}{23.3}$$

$$\Delta t_s = 13.1 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Capítulo II

2.2 Cálculos de los coeficientes globales de transferencia de calor.

Los coeficientes globales de transferencia de calor para los distintos elementos constructivos, excepto para el piso se obtuvieron a partir de la metodología dada en (Monteagudo García, Manuel J. et al., 1986) utilizando la expresión:

$$k_r = k_{dh} = \frac{1}{\left(\frac{1}{\alpha_e} + \sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_i}\right)} \quad Ec II.7$$

Donde:

δ_i – Espesor de las distintas capas del elemento constructivo excepto la del aislante térmico, m

λ_i – Coeficientes de conductividad térmica de los materiales de construcción que componen el elemento constructivo, W/ (m.K)

α_i – Coeficiente pelicular de transmisión de calor del lado más frío del elemento constructivo, W/m²K

δ_{at_r} – Espesor del aislante térmico utilizado en el elemento constructivo, mpoliestireno expandido (poli espuma) con un espesor de 0.20 m

λ_{at} – Coeficiente de conductividad térmica del aislante térmico utilizado en el elemento constructivo, W/ (m.K), poli estireno expandido (poli espuma)

$\lambda = 0.034 \text{ at } = 273 \text{ K}.$

La ganancia de calor debido a la diferencia de temperatura entre la tierra y el interior de la cámara a través del piso se calcula por la siguiente expresión (ibídem pág. 60)

$$Q_{piso} = 24 \sum [k_e F (t_e - t_i)] \quad Ec II.8$$

Donde:

k_e – Coeficiente convencional de transmisión de calor correspondiente a cada zona en cuestión, W/ (m². K)

F – Área correspondiente a cada zona del piso, m²

Capítulo II

Tabla 5. Datos para el cálculo de la ganancia de calor a través de los elementos constructivos.

No.	Tipo	Ubicación	Radiación solar	Área, m ²	Coefficientek _{dh} , W/ (m.K) (Sustituyendo en Ec II.5)
1	Pared exterior	Norte	No	85.644	0.55
2	Pared exterior	Sur	No	85.644	0.55
3	Pared exterior	Este	No	85.644	0.55
4	Pared exterior	Oeste	No	85.644	0.55
5	Techo	-	No	243.36	0.48

Sustituyendo

en

$$Q_{paredes} = 24 \sum k_{dh} F_{dh} (t_a - t_{dh})$$

Ec II.5

Ec II.5

Cálculo a través de las paredes

$$Q_{paredes} = 24 \{ [0.55 * 85.6 * (32 + 5)] * 4 \}$$

$$Q_{paredes} = 167314.18 \frac{W}{día} = 167.3 \text{ kW} - \text{h/día}$$

Cálculo a través del techo

$$Q_{techo} = 24 * (0.48 * 243.36 * (32 - (-5)))$$

$$Q_{techo} = 103.7 \text{ kW} - \text{h/día}$$

$$Q_{piso} = 4.7 \text{ kW-k/día}$$

$$Q_a \text{ total} = (167.3 + 103.7 + 4.7) = 275.78 \text{ KW/día}$$

Consideramos un tiempo de funcionamiento de la instalación de 16 h/día por lo que la carga térmica horaria a vencer es:

$$Q_a(\text{tot}) = \frac{275.78}{16} = 17.23 \text{ kW}$$

Carga por infiltración de aire:

$$Q_v = V_i * R * G$$

$$\text{Largura int} = l - 2 \text{ espesor pared} = 23,4 - 2(0.02) = 23,36 \text{ m}$$

$$\text{Anchura int} = a - 2 \text{ espesor pared} = 10,4 \text{ m} - 2*(0.2) = 10 \text{ m}$$

$$\text{Altura int} = h - \text{espesor pared} = 3.66 - 0.02 = 3,64 \text{ m}$$



Capítulo II

$$V_i = 23,4\text{m} \times 10,4\text{ m} \times 3,66\text{ m} = 890,7\text{ m}^3$$

Según el (anexo 5) de Cálculo de Necesidades frigorífica se calculan los recambios medios de aire/día (R) y la carga de calor de aire infiltrado (G).

Para las siguientes condiciones: $890,7\text{ m}^3$

Tempe inferiores a 0°C (anexo 5)

$$T_{ext} = 32^\circ\text{C}$$

$$T_{int} = -5^\circ\text{C}$$

$$R = 2,04\text{ recambios/día}$$

Para las siguientes condiciones:

$$T_{int} = -5^\circ\text{C}$$

$$T_{ext} = 32^\circ\text{C}$$

HR=60(Considerada para el cálculo)

$$G = 22,3\text{ Kcal/m}^3$$

$$Q_v = 890,7 \times 2,04 \times 22,3 = 40519,61\text{Kcal/d} = 2532,47\text{Kcal/h}$$

Cálculo de carga por número de personas trabajando (ver anexo 6)

$$Q_n = P \times N \times t$$

$$Q_n = 259 \times 4 \times 1$$

$$Q_n = 1036\text{Kcal/día} = 64,75\text{ Kcal/h}$$

N—Número de persona

P—Equivalente calorífico de las personas (ver anexo 6): 259 Kcal/día

t= Número de horas al día en que el personal w ---t=4h

Cálculo de carga por iluminación:

$$Q_i = 860 \times P \times t$$

P —Potencia total de las luminarias (KW) (0,28)

t= Tiempo de trabajo de las iluminarias (6horas)

$$Q_i = 860 \times 0,28 \times 6$$

$$Q_i = 1444,8\text{ Kcal/día}$$

$$Q_i = 90\text{ Kcal/h}$$



Capítulo II

1 KW-----860Kcal/h

1TR-----3.517kW

$Q_n + Q_v + Q_i = 2685, 25 \text{Kcal/h} = 3,12 \text{kWh}$

Ganancia de calor por carga de hielo que entra a diario a la nevera:

La entrada de hielo a la nevera con preefriador es de 60,9 toneladas diarias y sin preefriador es de 60,9 toneladas cada tres días.

$$Q_h = G_h * c_{ph} * (t_h - t_n)$$

c_{ph} -Calor específico del hielo

t_h -temperatura a la que entra el hielo a la nevera

t_n -temperatura de la nevera

n_p -número de producciones

Entrada diaria de hielo a la nevera -60,9Tn

$$n_p = 230000 / 60900$$

$$n_p = 3,776 \text{ días}$$

$$Q_h = 230000 * 2.09 * (t_h - t_n) / (3,776 * 3600)$$

$$Q_h = 6.63 \text{kW}$$

Ganancia de calor total en la nevera:

$$Q_{\text{total}} = Q_a + Q_v + Q_i + Q_m + Q_h$$

$$Q_{\text{total}} = 17,23 \text{ kW} + 3,12 \text{ kW} + 6,63 \text{ kW}$$

$$Q_{\text{total}} = 26.98 \text{ kW}$$

2.3 Selección del compresor para este régimen de trabajo:

La fábrica cuenta con un compresor AU – 200 de 50 kW de capacidad como se muestra en el (anexo 7), por lo que este equipo no es adecuado para este régimen de trabajo dado a su capacidad que representa el doble con respecto a la carga térmica demandada.

Capítulo II

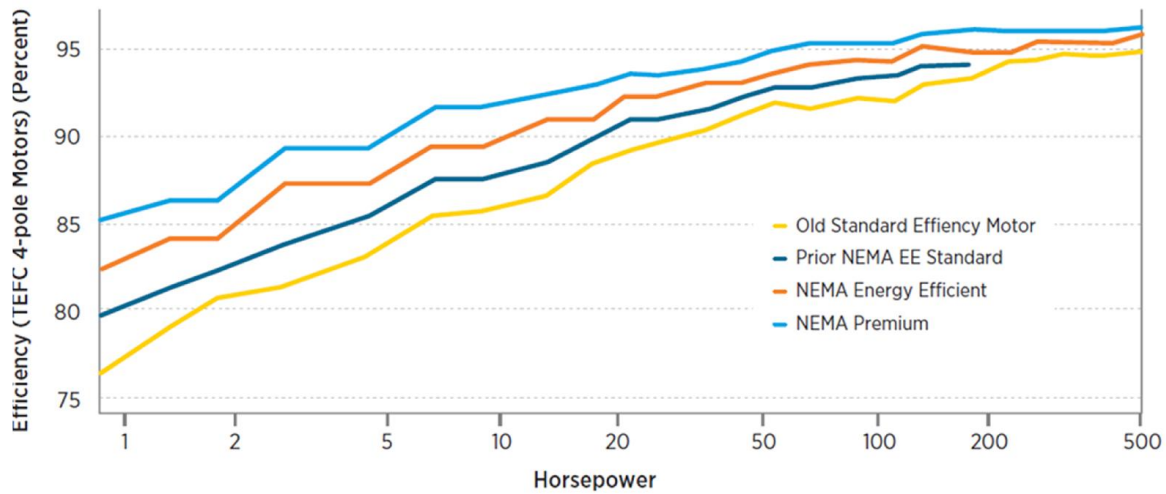


Figura 4 - Tabla de eficiencia y caballos de fuerza para diferentes tipos de motores

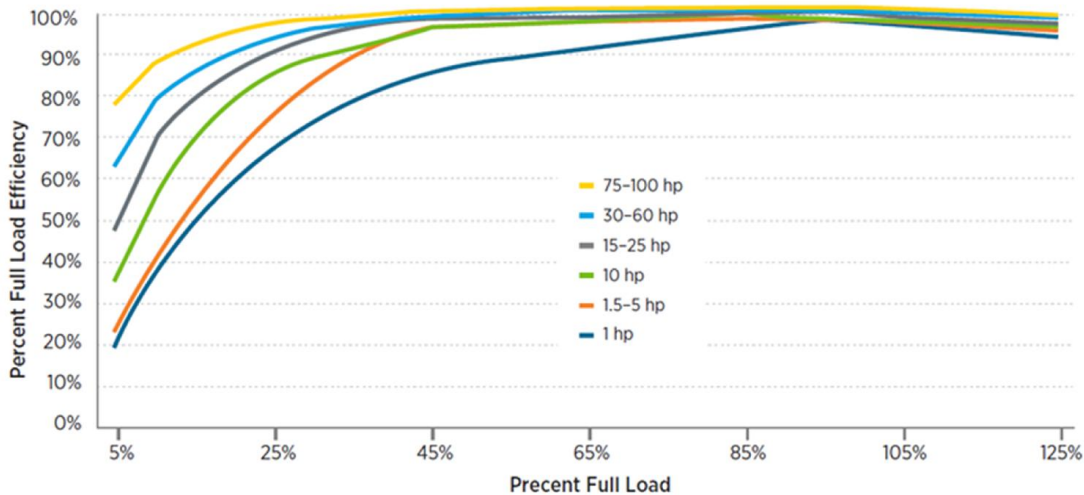


Figura 5- Porcentaje de eficiencia a plena carga y Porcentaje a plena carga

Motor actual 50 kW (67 hp) (ver anexo 9), eficiencia estándar tiene según la gráfica de la figura 4 (curva amarilla) una eficiencia a plena carga de 92%. Si está trabajando a 26.98 kW eso significa un factor de carga (capacidad del motor/la carga que se le demanda) $K_c=0.54$, por lo que si entramos a la gráfica de la figura 5 la eficiencia es un 97% de la de plena carga, o sea $\eta=0.97 \times 0.92=0.89$ (89%). Entonces la potencia que demanda de la red es:



Capítulo II

$$Pelec_{50kW} = \frac{kc * Pn}{\eta_{Kc}} = \frac{0.54 * 50}{0.89} = 30.33 kW$$

Por lo que se propone un compresor modelo ZR44KCE de 30,9 kW de capacidad que representa (40 hp) de alta eficiencia (curva naranja en la figura 4) tiene una eficiencia a plena carga de 93%. Si trabaja a 26.98 kW, o sea, $Kc=0.89$, entonces la eficiencia es aproximadamente el 100% de la de plena carga o sea $\eta=0.93$ (93%). Entonces la potencia que demanda el nuevo motor será:

$$Pelec_{30kW} = \frac{kc * Pn}{\eta_{Kc}} = \frac{0.89 * 30,09}{0.93} = 28.83 kW$$

Considerando que trabaja 16 h/día entonces el ahorro de energía es:

$$\Delta E = (Pelec_{50kW} - Pelec_{30kW}) * t = (30.33 - 28.70) * 16 = 24 kWh/día$$

2.4 Diseño del intercambiador de calor para el pre enfriamiento del agua

Para esta tarea se decide aprovechar el tanque colector del agua existente y se precisaron las siguientes exigencias constructivas en función de la tecnología existente en el territorio:

1. Ser sencillo y de fácil construcción
2. No poseer aletas
3. No poseer curvaturas
4. Ser construido por secciones para su traslado y montaje
5. Ser compacto

2.4.1 Metodología de cálculo térmico del intercambiador de calor.

Se realiza una amplia revisión bibliográfica y búsqueda en Internet determinando utilizar la metodología que ofrece (Kern, 1999 págs. 716 - 717), considerando que el serpentín sumergido es uno de los métodos más simples y económicos de obtener superficie para enfriamiento, se utilizan conexiones estándar para su construcción y se cumple con el resto de las exigencias antes planteadas.

Los coeficientes de transferencia de calor en tanques o canaletas usualmente son difíciles de evaluar. El uso de grandes factores de obstrucción es un requisito no solamente desde el punto de vista de la obstrucción sino como un medio de

Capítulo II

proveer un factor adicional de seguridad. Se deben de evitar factores de obstrucción menores a $0.001\text{m}^2\text{C}/\text{W}$.

En estos casos se considera que hay espacio libre considerable en la sección transversal del tanque de manera que la velocidad lineal del agua sobre el serpentín puede ser extremadamente pequeña y el coeficiente se aproximará al de convección libre.

$$\ln\left(\frac{t_{ent}-T_{sat}}{t_{sal}-T_{sat}}\right) = \frac{UA\theta}{MC} \quad \text{Ec II. 9}$$

Dónde:

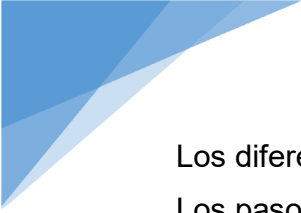
- M – Cantidad de agua a enfriar, Kg;
- A – Área de transferencia de calor, m^2
- t_{ent} – Temperatura inicial del agua, $^{\circ}\text{C}$;
- t_{sal} – Temperatura final del agua, $^{\circ}\text{C}$;
- T_{sat} – Temperatura del amoníaco, $^{\circ}\text{C}$;
- θ – Tiempo de enfriamiento, segundos;
- U – Coeficiente total de transferencia de calor, $\text{W}/\text{m}^2\text{C}$;
- C – Calor específico del agua, $\text{J}/\text{Kg}^{\circ}\text{C}$.

Se toman las siguientes suposiciones (Ídem):

1. U es constante para todo el proceso y en toda la superficie.
2. El flujo de líquido es constante.
3. Los calores específicos son constantes para el proceso.
4. El medio calefactor o enfriador tiene una temperatura de entrada constante.
5. No hay cambios parciales de fase.
6. Las pérdidas de calor son despreciables.

La metodología de cálculo consistirá en obtener el área de transferencia de calor del intercambiador para posteriormente proceder a su diseño, utilizaremos para ello la Ec II.8 la cual despejada queda como:

$$A = \frac{M.C_p.\ln\left(\frac{t_{ent}-T_{sat}}{t_{sal}-T_{sat}}\right)}{U.\theta} \quad \text{Ec II. 9}$$



Capítulo II

Los diferentes parámetros se enunciaron en la ecuación anterior.

Los pasos necesarios para su obtención son los siguientes:

- Determinar el volumen (masa) de agua a enfriar.
- Obtener el calor específico del agua a la temperatura media.
- Obtener por tabla la temperatura de saturación para el amoníaco.
- Calcular el valor de diferencia media de temperatura logarítmica MLDT ΔT .
- Calcular los coeficientes de transferencia de calor tanto por el lado del agua como por el del amoníaco.
- Fijar el tiempo deseado de enfriamiento del agua.
- Calcular el área de transferencia de calor, la longitud y el número de tubos del equipo.

Datos disponibles:

- Dimensiones del tanque:
Largo = 4 m
Ancho = 1.10 m
Profundidad = 1.0 m
- Temperatura de entrada del agua al tanque: 27 °C
- Temperatura deseada de salida del agua para los moldes: 3 °C
- Tiempo de enfriamiento: 45 min = 0.75 h = 2700 s

2.4.2 Cálculo del volumen (masa) de agua a enfriar

$V = L.A.H$ Ec II.10

Donde:

V – volumen de agua en el tanque, m³;

L – Largo del tanque, m;

A – Ancho del tanque, m;

H – Profundidad del tanque, m.

Sustituyendo en Ec II.4

$$V = 4 \times 1.10 \times 1$$

$$V = 4.4 \text{ m}^3$$

La temperatura media del agua t_{med} se obtiene:

Capítulo II

$$t_{med} = \frac{t_{ent} + t_{sal}}{2}$$

Ec II. 11

Donde:

t_{ent} , t_{sal} – temperaturas de entrada y salida del agua del tanque, °C.

$$t_{med} = (27 + 3) / 2$$

$$t_{med} = 15 \text{ °C}$$

Para 15 °C se obtiene por interpolación de (Monteagudo García, 1986 Anexo 17) que la densidad del agua, $\rho = 997.95 \text{ kg/m}^3$.

El volumen másico del agua, M se obtiene:

$$M = \rho \cdot V \dots \dots \dots \text{Ec II. 12}$$

$$M = 997.95 \times 4.4$$

$$M = 4390.98 \text{ kg}$$

2.4.3 Cálculo del coeficiente pelicular de transferencia de calor por el lado del agua.

La ecuación para la obtención del coeficiente pelicular de transferencia de calor para el lado del agua se toma según (Herrera, y otros, 1985 pág. 61) como caso de convección libre para tubos verticales

$$\overline{Nu} = C(GrPr)^n \quad \text{Ec II. 13}$$

Donde:

$\overline{Nu}$ – Número de Nusselt;

C – Coeficiente adimensional constante, normalmente menor que 1;

Gr, Pr – Número de Grashof, Número de Prandtl;

(GrPr) – Número de Rayleigh;

n – Exponente constante.

Para tubos verticales, la dimensión característica es la longitud del tubo y se puede utilizar la siguiente ecuación.

$$GrPr = \left(\frac{\beta g l^3 \Delta t}{\nu^2} \right) Pr \quad \text{Ec II. 14}$$

Para la temperatura media del agua $t_{med} = 15 \text{ °C}$ por interpolación se obtiene (Monteagudo García, 1986 Anexo 17)

$$\beta = 1.26 \times 10^{-4} \text{ K}^{-1}$$

Capítulo II

$$\gamma = 1.156 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$\lambda = 0.5885 \text{ W/ (m.K)}$$

$$\text{Pr} = 8.24$$

$$\Delta t = t_{med} - t_p \quad \text{Ec II. 15}$$

$$t_p = \frac{t_{med} + t_{sat}}{2} \quad \text{Ec II. 16}$$

$$t_p = (15 + (-15)) / 2$$

$$t_p = 0 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Sustituyendo en Ec II.9

$$\Delta t = 15 - 0$$

$$\Delta t = 15 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Sustituyendo en Ec II.8

$$\text{GrPr} = \left(\frac{1.26 \times 10^{-4} * 9.81 * 1^3 * 15}{(1.156 \times 10^{-6})^2} \right) * 8.24$$

$$\text{GrPr} = 1.14325 \times 10^{11}$$

De (Krasnochiokov, y otros, 1977 tabla 15) y (Herrera, y otros, 1985 Tabla 1.5 pág 62)

$$\text{C} = 0.15; n = 1/3$$

Sustituyendo en Ec II.13

$$\overline{Nu} = 0.15(1.14325 \times 10^{11})^{1/3}$$

$$\overline{Nu} = 728.0116499$$

$$\alpha_{agua} = \frac{\overline{Nu}\lambda}{l} \quad \text{Ec II. 17}$$

$$\alpha_{agua} = \frac{728 * 0.5885}{1}$$

$$\alpha_{agua} = 428.3988 \text{ W/m}^2\text{K}$$

2.4.4 Cálculo del coeficiente pelicular de transferencia de calor por el lado del amoníaco, α_θ .

Propiedades del amoníaco para $t_s = -15 \text{ } ^\circ\text{C}$ mediante interpolación (Monteagudo García, 1986 Anexo 10)

Capítulo II

$$v = 3.34 * 10^{-7} \text{ m/s}^2$$

$$\sigma = 0.03685 \text{ N/m}$$

$$\lambda = 0.5455 \text{ W/m.K}$$

$$\rho_{\text{liq.}} = 658.6 \text{ kg/m}^3$$

$$\rho_{\text{vapor}} = 2.0045 \text{ kg/m}^3$$

Tomado de (Romankov, y otros, 1981 pág. 191)

$$\alpha_{\theta} = b^3 \frac{\lambda^2}{v \sigma T_{ebu}} \Delta t^2 \quad \text{Ec II. 18}$$

Donde:

b – Coeficiente adimensional que depende solamente de la relación entre las densidades del líquido y del vapor.

$$b = 0.075 \left[1 + 10 \left(\frac{\rho_{\text{liq.}}}{\rho_{\text{vapor}}} - 1 \right)^{-2/3} \right] \quad \text{Ec II. 19}$$

$$b = 0.075 \left[1 + 10 \left(\frac{652.6}{2.0045} - 1 \right)^{-2/3} \right]$$

$$b = 0.090880272$$

$$\Delta t = t_{\text{pared}} - t_{\text{sat}} \quad \text{Ec II. 20}$$

$$t_{\text{pared}} = \frac{t_{\text{med}} + t_{\text{sat}}}{2} \quad \text{Ec II. 21}$$

$$t_{\text{pared}} = \frac{\left(\frac{27+3}{2} \right) - 15}{2}$$

$$t_{\text{pared}} = 0 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\Delta t = 0 - (-15)$$

$$\Delta t = 15 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Sustituyendo en Ec II.18

$$\alpha_{\theta} = (0.09)^3 \frac{(0.5455)^2}{(3.34 * 10^{-7}) * 0.03685 * 258.15} (15)^2$$

$$\alpha_{\theta} = 15361.84 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Capítulo II

2.4.5 Cálculo del coeficiente global de transferencia de calor, U.

$$U = \frac{1}{\left(\frac{1}{\alpha_{\theta}}\right) + \left(\frac{1}{\alpha_{agua}}\right) + R_{inc}} \quad \text{Ec II. 22}$$

$$R_{inc} = 0.001 \text{ m}^2 \text{ K/W (Roque, 1985), (Stoecker, 1972 pág. 111)}$$

$$U = \frac{1}{\left(\frac{1}{15361.84}\right) + \left(\frac{1}{428.4348}\right) + 0.001}$$

$$U = 294.1891 \text{ W/m}^2 \text{ K}$$

2.4.6 Cálculo del área de transferencia de calor necesaria

Sustituyendo en

$$A = \frac{M \cdot C_p \cdot \ln\left(\frac{t_{ent} - T_{sat}}{t_{sal} - T_{sat}}\right)}{U \cdot \theta} \quad \text{Ec II. 9}$$

15 y considerando que se necesita un tiempo de 45 minutos para el enfriamiento debido a las exigencias del proceso tecnológico:

Para $t_{med} = 15^\circ \text{C}$

$$c_p = 4.187 \text{ kJ/Kg}^\circ \text{C} = 4187 \text{ J/Kg}^\circ \text{C}$$

$$A = \frac{4390.98 \times 4187 \times \ln\left(\frac{27 - (-15)}{3 - (-15)}\right)}{294.1891 \times 2700}$$

$$A = 19.6125 \text{ m}^2$$

2.4.7 Cálculo constructivo del intercambiador de calor

De acuerdo a la disponibilidad de tubería se decide utilizar tubos de la siguiente característica:

Designación nominal – 1 ¼

Diámetro exterior, $\varnothing_e$ – 34.92 mm

Diámetro interior, $\varnothing_i$ – 32.12 mm

Espesor, ρ – 1.4 mm

Se determina la longitud de tubos, l

$$A = \pi d_e l_t \quad \text{Ec II. 23}$$

Despejando x en la ecuación (1) obtenemos:

$$l_t = \frac{A}{\pi d_e}$$
$$l_t = \frac{19.6125}{\pi * 0.03492}$$

$$l_t = 178.8644 \text{ m}$$

2.5 Evaluación del intercambiador de

Las Fig. 7 y Fig. 7 Evaporador construido
Fig.8 muestran el diseño y la foto del

Capítulo II

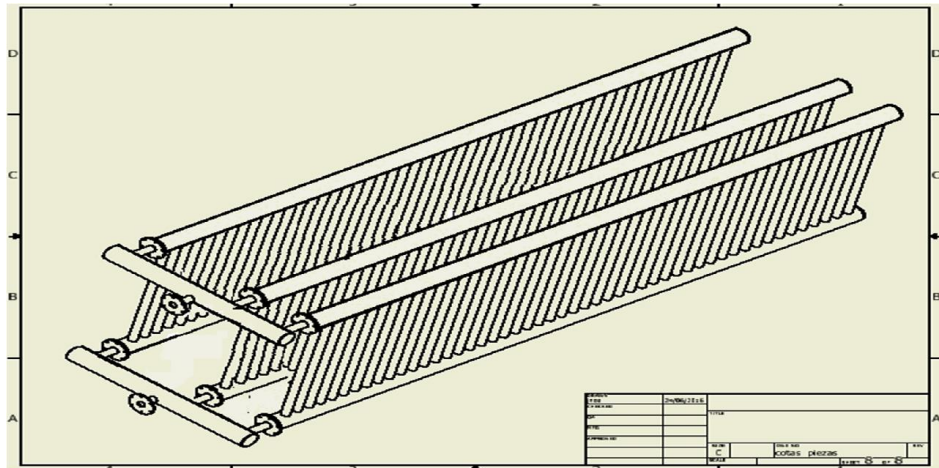


Fig. 7 Evaporador construido del tanque



Fig. 8 Foto del evaporador construido

2.5.1 Metodología de cálculo para la

En el capítulo de (Kern, 1999 págs. 730 - 755) dedicado a tratar el calentamiento y enfriamiento de líquidos en lotes se comenta también que hay varios modos de considerar los procesos de transferencia de calor: si se desea lograr cierta operación en un tiempo dado, los requerimientos de superficie usualmente se desconocen y el caso contrario, cuando se conoce la superficie de transferencia de calor y el tiempo requerido para la operación usualmente se desconoce. Hay una tercera posibilidad cuando el tiempo y la superficie se conocen, pero la temperatura al final del período se desconoce. Nosotros conocemos el área de

Capítulo II

transferencia de calor, el tiempo de enfriamiento y la temperatura al final del período de tiempo, por lo que la metodología aplicar será similar a la enunciada en

$$T_{\text{ent}} - T_{\text{sat}} - T_{\text{sat}} = UA\theta MC$$

Ec II. 9 8 despejamos para obtener el tiempo y compararlo con el obtenido en la práctica.

Los datos acerca del intercambiador de calor y del proceso real se enuncian en los epígrafes siguientes:

2.5.2 Cálculo de la cantidad real de agua a enfriar, M.

$$M = (V_{\text{tanque}} - V_{IC}) * \rho_{\text{agua}} \quad \text{Ec II. 25}$$

Donde:

M – Cantidad real de agua a enfriar, Kg;

V_{tanque} – volumen del tanque pre enfriador de agua, m³;

V_{IC} – volumen del intercambiador de calor construido, m³;

ρ_{agua} – Densidad del agua a su temperatura media, kg/m³.

$V_{\text{tanque}} = 4.4 \text{ m}^3$ (ver V = L.A.H..... Ec10)

$$V_{IC} = \frac{\pi d^2 l N_T}{4} \quad \text{Ec II. 26}$$

Donde:

d – diámetro exterior del tubo, m;

l – longitud total del tubo, m;

N_t – número de tubos, adimensional.

El intercambiador de calor consta de tres

$$d_{\text{ext}} = 34.92 \text{ mm}$$

Sustituyendo en $V_{IC} = \frac{\pi d^2 l N_T}{4}$

$$V_{IC} = \frac{\pi (0.03492)^2 * 1 * 3 * 50}{4}$$

$$V_{IC} = 0.1436 \text{ m}^3$$

A – Área de transferencia de calor real del intercambiador de calor, m²

Capítulo II

$$A =$$

$$\frac{V_{IC}}{\frac{d}{4}}$$

Ec II. 127

$$A = \frac{4 * 0.1436}{0.03492}$$

$$A = 16 \text{ m}^2$$

t_{ent} – Temperatura inicial o de entrada del agua real, °C;

$$t_{ent} = 27 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

t_{sal} – Temperatura final del agua real, °C;

$$t_{sal} = 9 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Sustituyendo

en

$$t_{med} = \frac{t_{ent} + t_{sal}}{2}$$

Ec II. 11

Ec II.11

$$t_{med \text{ agua}} = \frac{27+9}{2}$$

$$t_{med \text{ agua}} = 18 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Para $t = 18 \text{ }^{\circ}\text{C}$ -- $\rho_{agua} = 998.5 \text{ kg/m}^3$ por interpolación se obtiene (Monteagudo García, 1986 Anexo 17)

Sustituyendo en Ec II.25

$$M = (4.4 - 0.1436) * 998.5$$

$$M = 4250 \text{ kg}$$

θ – Tiempo de enfriamiento real, segundos;

$$\theta = 45 \text{ minutos} = 2700 \text{ segundos}$$

2.5.3 Cálculo del coeficiente pelicular de

$$= C(GrPr)^n$$

Ec II. 13

19

y

la

$$GrPr = \left(\frac{\beta g l^3 \Delta t}{\nu^2} \right) Pr$$

Ec II. 14

20

Para la temperatura media del agua $t_{med}=18 \text{ }^{\circ}\text{C}$ por interpolación se obtiene (Monteagudo García, 1986 Anexo 17)

Capítulo II

$$\beta = 1.596 \times 10^{-4} \text{ K}^{-1}$$

$$\gamma = 1.06 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$\lambda = 0.5936 \text{ W/ (m.K)}$$

$$\text{Pr} = 7.514$$

Sustituyendo en Ec II.28

$$t_p = (18 + (-15)) / 2$$

$$t_p = 1.5 \text{ }^\circ\text{C}$$

Sustituyendo en Ec II.15

$$\Delta t = 15 - 1.5$$

$$\Delta t = 13.5 \text{ }^\circ\text{C} = 13.5 \text{ K}$$

Sustituyendo en Ec II.14

$$\text{GrPr} = \left(\frac{1.596 \times 10^{-4} * 9.81 * 1^3 * 13.5}{(1.06 \times 10^{-6})^2} \right) * 7.514$$

$$\text{GrPr} = 1.4135 \times 10^{+11}$$

De (Krasnochiokov, y otros, 1977 tabla 15) y (Herrera, y otros, 1985 Tabla 1.5 pág 62)

$$\text{C} = 0.15; n = 1/3$$

Sustituyendo en Ec II.7

$$\overline{\text{Nu}} = 0.15(1.4135 \times 10^{11})^{1/3}$$

$$\overline{\text{Nu}} = 781.37$$

Sustituyendo en Ec II. 29

$$\alpha_{\text{agua}} = \frac{781.37 * 0.5936}{1}$$

$$\alpha_{\text{agua}} = 463.82 \text{ W/m}^2\text{K}$$

2.5.4 Cálculo del coeficiente pelicular de transferencia de calor por el lado del amoníaco, α_θ .

Las propiedades termo físicas del amoníaco para $t_s = -15 \text{ }^\circ\text{C}$ son:

$$\nu = 3.34 * 10^{-7} \text{ m/s}^2$$

$$\sigma = 0.03685 \text{ N/m}$$

$$\lambda = 0.5455 \text{ W/m.K}$$

Capítulo II

$$\rho_{\text{liq.}} = 658.6 \text{ kg/m}^3$$

$$\rho_{\text{vapor}} = 2.0045 \text{ kg/m}^3$$

Continuamos aplicando la Ec II.30 y se mantiene utilizando la Ec II.31 que

$$b = 0.090880272$$

Sustituyendo en Ec II.33

$$t_{\text{pared}} = \frac{\left(\frac{27+9}{2}\right) - 15}{2}$$

Sustituyendo en Ecuación 33

$$t_{\text{pared}} = 1.5 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$\Delta t = 1.5 - (-15)$$

$$\Delta t = 16.5 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Sustituyendo en Ec II.18

$$\alpha_{\theta} = (0.09)^3 \frac{(0.5455)^2}{(3.34 * 10^{-7}) * 0.03685 * 258.15} (16.5)^2$$

$$\alpha_{\theta} = 18587.84 \text{ W/m}^2\text{K}$$

2.5.5 Cálculo del coeficiente global de transferencia de calor, U.

Sustituyendo en la Ec II.34 y utilizando:

$$R_{\text{inc}} = 0.002 \text{ m}^2\text{K/W}$$

$$U = \frac{1}{\left(\frac{1}{18587.84}\right) + \left(\frac{1}{463.82}\right) + 0.001}$$

$$U = 237.54 \text{ W/m}^2\text{K}$$

2.5.6 Cálculo del tiempo de enfriamiento

Transformando la Ec II. 9 obtenemos:

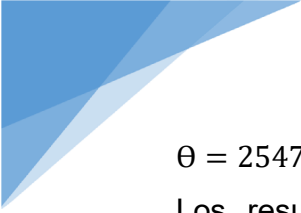
$$\theta = \frac{M. C. \ln\left(\frac{t_{\text{ent}} - T_{\text{sat}}}{t_{\text{sal}} - T_{\text{sat}}}\right)}{U. A} \quad \text{Ec II. 35}$$

$$\text{Para } t_{\text{med}} = 18 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$c_p = 4.1846 \text{ kJ/kg} = 4184 \text{ J/Kg}^{\circ}\text{C}$$

Sustituyendo en Ec II.29

$$\theta = \frac{4250 \times 4184 \times \ln\left(\frac{27 - (-15)}{9 - (-15)}\right)}{237.54 \times 16}$$



Capítulo II

$$\theta = 2547.067 \text{ segundos} = 42.4511 \text{ minutos} \approx 45 \text{ minutos}$$

Los resultados obtenidos en el recalcu lo son aproximadamente igual a los obtenidos en la práctica, por lo que se puede afirmar que el intercambiador de calor funciona según lo calculado inicialmente.

Cálculo de la ganancia de calor en el pre enfriador:

$$M=4250 \text{ kg}$$

Considerando un tiempo de 45 minutos, se obtiene que:

$$\text{Flujo de agua} = 4250/2700=1.57 \text{ kg/s}$$

$$T_m=18^{\circ}\text{C}$$

$$c_p = 4.854 \text{ kJ/Kg}^{\circ}\text{C}$$

$$\Delta t = 27 - 9 = 18$$

$$Q_{\text{pre}} = 4.854 * 1,57 * 18 = 137.17 \text{ KW}$$



Conclusiones Parciales

2.6 Conclusiones parciales.

1. Las cargas por infiltraciones de aire, iluminación y número de personas trabajando se consideraron despreciables, resultando la mayor carga térmica en la nevera la que ocurre a través de las paredes, techo y piso con 17.23 KW.
2. Se seleccionó un compresor modelo ZR44KCE de 30,9 kW de capacidad que resultó más económico que el compresor existente en la fábrica, representando un ahorro de energía de 24 kW h/día.
3. Para enfriar un volumen de agua de 0.1436 m^3 hasta 9°C a partir del uso del intercambiador de calor construido se requieren 42.45 minutos, no lográndose el valor de diseño por la modificación en el número de tubos.
4. El diseño del pre enfriador y el cálculo de la nevera permiten el análisis del comportamiento energético y la producción de hielo.

Capítulo III

Capítulo III Análisis del desempeño energético

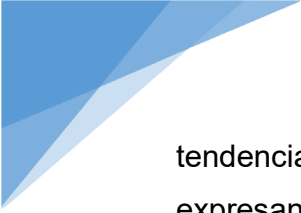
En este capítulo se caracteriza energéticamente los años 2015, 2016 y 2017, para ello contamos con los consumos y producciones de estos años. Se realizan tres tipos de diagramas, Consumo EE vs Producción, Producción vs Consumo EE vs Tiempo e Índice de Consumo vs Producción, con el objetivo de evaluar energéticamente la empresa e identificar los valores de producción mínimo para el cuál incrementa significativamente la producción, además de identificar los valores de energía no asociada a la producción, así como también conocer el factor de correlación entre la producción y la energía.

Todos estos factores se analizan antes y después de la puesta en explotación del pre enfriador de agua que funciona desde agosto del año 2016, para establecer una comparación y comprobar la factibilidad de este equipo.

Tabla 6 - Producciones y Consumos desde el año 2015 hasta el año 2017

2015	2015	2016	2016	2017	2017
Produccion de hielo, ton	Consumo EE, MWh	Produccion de hielo, ton	Consumo EE, MWh	Produccion de hielo, ton	Consumo EE, MWh
95.772	43	133.44	43.68	161.46	36.494
40.02	23.97	189.474	44.508	175.812	39.991
63.18	40.785	239.982	54.765	84.456	21.248
83.766	38.047	143.106	41.6	90.666	19.729
140.208	61.092	200.238	53.364	222.18	49.607
148.35	50.408	244.398	58.984	297.114	65.324
200.709	56.335	239.292	62.432	469.2	85.332
209.346	57.332	402.453	85	417.864	89.879
156.492	49.946	60.858	35.6	170.43	35.875
181.608	52.345	186.435	64.897	221.628	48.618
178.02	49.755	175.398	47.432	164.358	40.677
139.612	55.854	131.36	53.321	175.95	44.38
1637.083	579	2346.434	645.583	2651.118	577.154

Con los datos de la tabla 6 se realiza el diagrama de dispersión de Consumo EE vs Producción recopilando datos de consumo de energía y producción asociada al mismo período de tiempo, se grafican los pares (E, P) en un diagrama (x, y), en el eje vertical se ubica la escala de consumo y en el eje horizontal la producción y determinamos el coeficiente de correlación entre energía y producción. Después trazamos la recta que más ajuste a los puntos situados en el diagrama o línea de



Capítulo III

tendencia. Se calcula analíticamente la pendiente y el intercepto de la recta, expresando su ecuación de la forma; $E=m*P+ E_o$.

Dónde: E _ Consumo de energía en el período seleccionado.

P _ Producción asociada en el período seleccionado.

m _ Pendiente de la recta que significa la razón de cambio medio de consumo de energía respecto a la producción.

E_o _ Intercepto de la línea en el eje y, que representa la energía no asociada directamente al nivel de producción.

$m*P$ _ Es la energía utilizada en el proceso productivo.

La energía no asociada a la producción en esta empresa puede corresponder a:

- Iluminación de la planta, electricidad para oficinas, ventilación.
- Energía usada en servicios de mantenimientos.
- Energía perdida en salideros de vapor, aire comprimido, deficiente aislamiento térmico.

La literatura indica que se pueden aceptar adecuados valores del coeficiente de correlación $R^2 \geq 0,75$. Valores inferiores al valor señalado indican una débil correlación entre los parámetros representados en el diagrama de dispersión, por tanto el índice de consumo formado por cociente entre ellos no refleja adecuadamente la eficiencia energética de la entidad.

Las causas más frecuentes de la baja correlación entre energía y producción en la entidad son:

- La poca estabilidad en los procesos productivos.
- Pobre disciplina tecnológica.
- El consumo de energía en la empresa no es controlado adecuadamente y las prácticas de operación y mantenimiento están pobremente definidas.

Capítulo III

En la figura 9,10 y 11 se muestran los diagramas de dispersión de Consumo EE vs Producción:

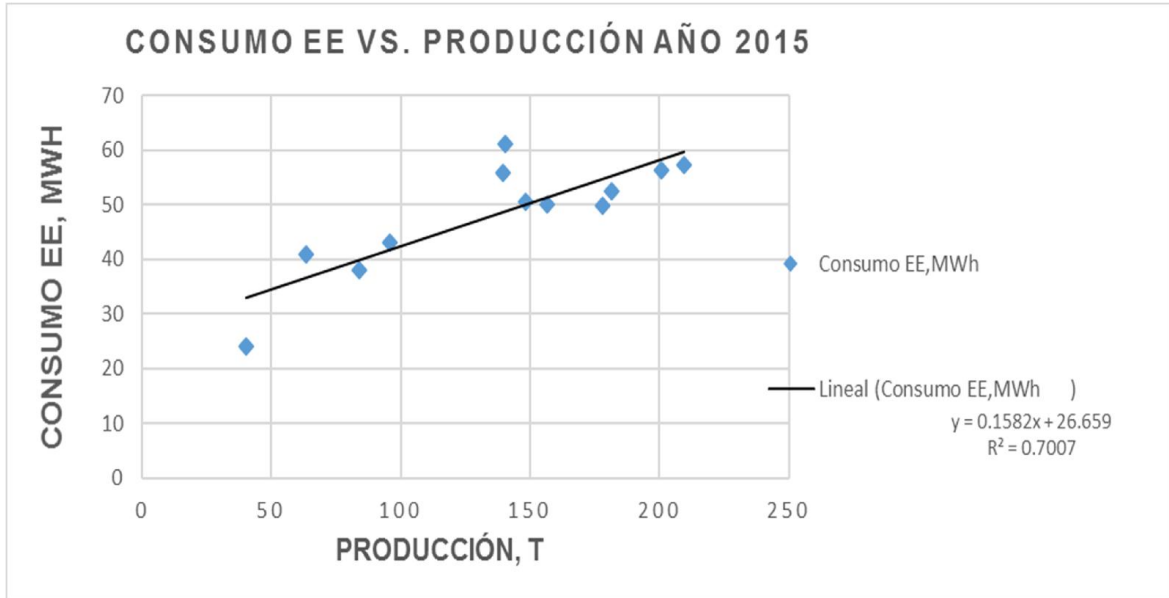


Figura 9. Diagrama de dispersión de Consumo EE vs Producción en el año 2015

Como se muestra en la fig. 9 en el año 2015 existe una buena correlación entre el consumo de electricidad y la producción con un coeficiente R^2 de 0,7 y 26,65 MWh de consumo de energía no asociada a la producción.

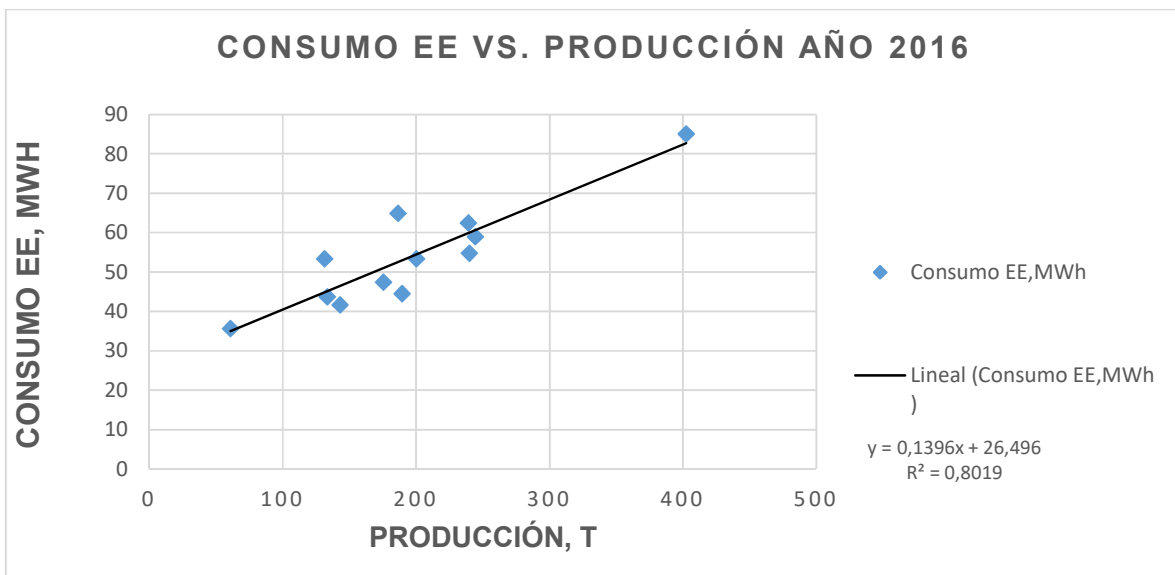


Figura 10. Diagrama de dispersión de Consumo EE vs Producción en el año 2016

Capítulo III

Mientras en el año 2016 la correlación entre el consumo de electricidad y la producción mejora con relación al año 2015 con un valor similar de la energía no asociada.

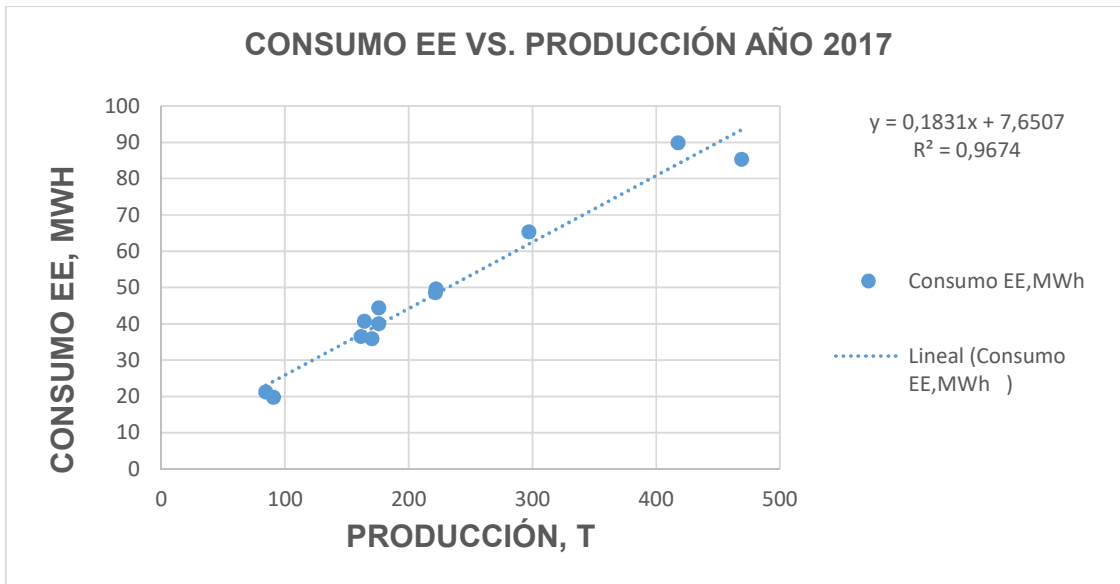


Figura 11. Diagrama de dispersión de Consumo EE vs Producción en el año 2015

En la fig. 11 existe una correlación de R^2 de 0.97 y una energía no asociada a la producción de 7.65 MWh, en esta fecha ya estaba instalado el pre enfriador.

Capítulo III

En las figuras 12,13, y 14, se muestran lo gráficos de Producción vs Consumo vs Tiempo para los años 2015,2016 y 2017.

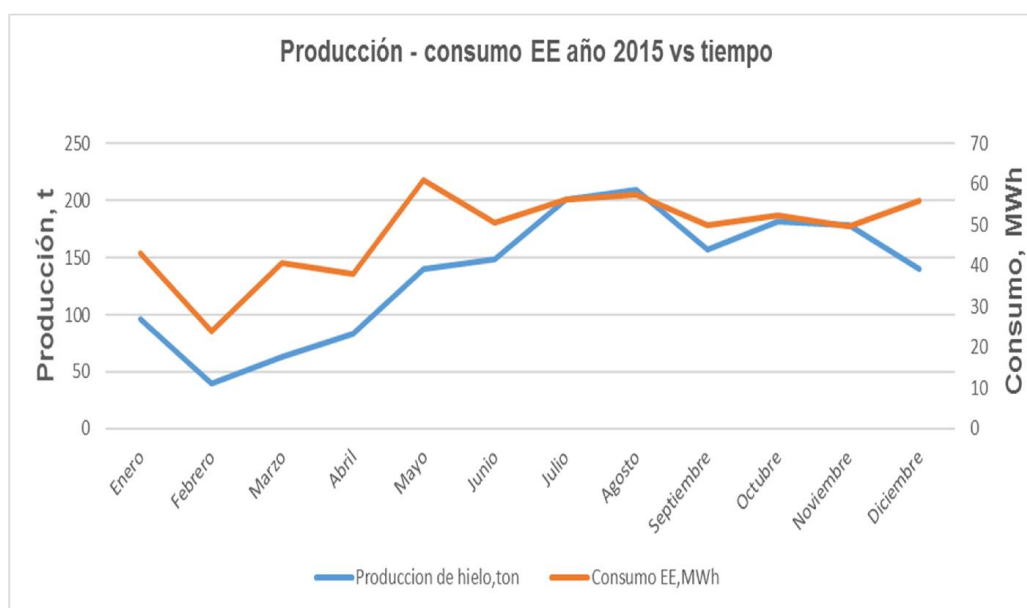


Figura 12- Gráfico de Producción vs Consumo vs Tiempo

Se observa que la producción de hielo y el consumo de electricidad varían con un comportamiento similar hasta el mes de junio, no comportándose igual a partir de esta fecha.

Capítulo III

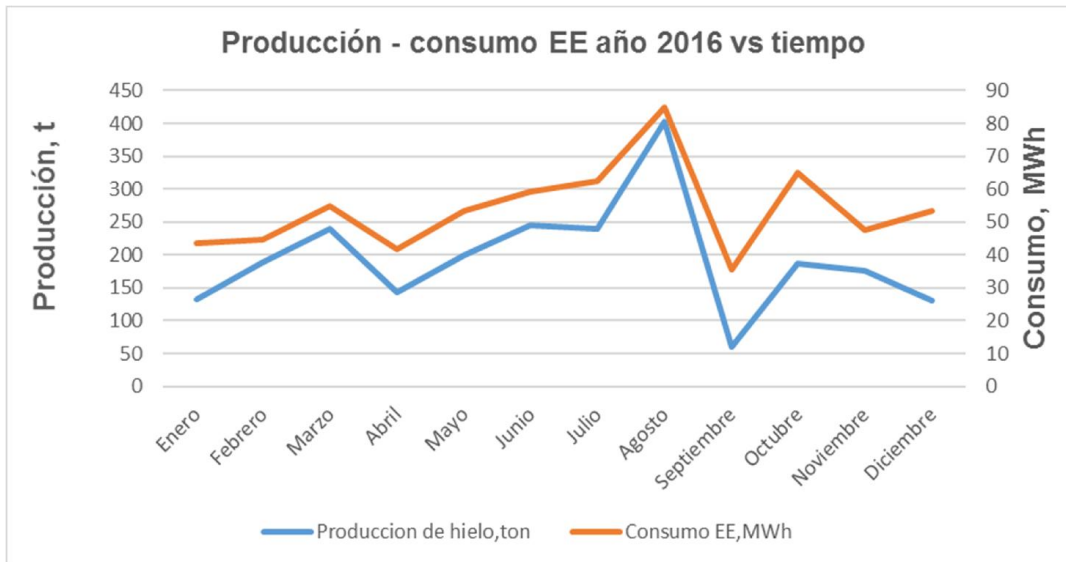


Figura 13- Gráfico de Producción vs Consumo vs Tiempo

En la fig. 13 se muestra un comportamiento similar de la producción con el consumo de electricidad ya que cuando aumenta la producción, aumenta el consumo. A partir del mes de agosto disminuye la producción de hielo y el consumo de electricidad.

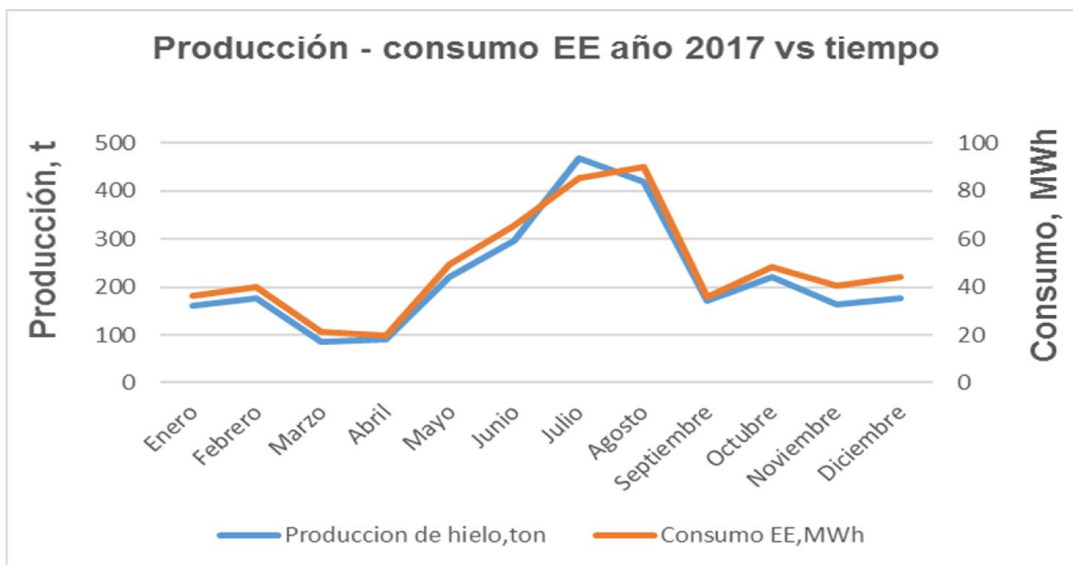


Figura 14- Gráfico de Producción vs Consumo vs Tiempo

Capítulo III

En la fig.14 se muestra un comportamiento estable, cumpliéndose en todo el año que a medida que se la producción se reduce, disminuye el consumo total de energía, en comparación con los años anteriores se observa una estabilidad superior y una disminución del consumo de energía.

Con los datos de la tabla 6 se realiza los gráficos de Índice de consumo – Producción que se realiza después de haber obtenido el gráfico E vs P y la ecuación, $E=m*P+E_0$, con un nivel de correlación significativo, este gráfico IC vs P es una hipérbola equilátera, con asíntotas en el eje x, al valor de la pendiente m de la expresión $E=f(P)$. En cada gráfico IC vs Producción existe un punto donde comienza a elevarse significativamente el índice de consumo para bajas producciones. Este punto se puede denominar punto crítico, producciones por encima del punto crítico no cambian significativamente el índice de consumo, sin embargo, por debajo de este punto crítico éste se incrementa rápidamente.

En las figuras 15,16 y 17 se muestran los gráficos de Índice de consumo vs Producción para los años 2015,2016 y 2017 con el objetivo de comparar dichos valores antes y después de la puesta en explotación del pre enfriador de agua.

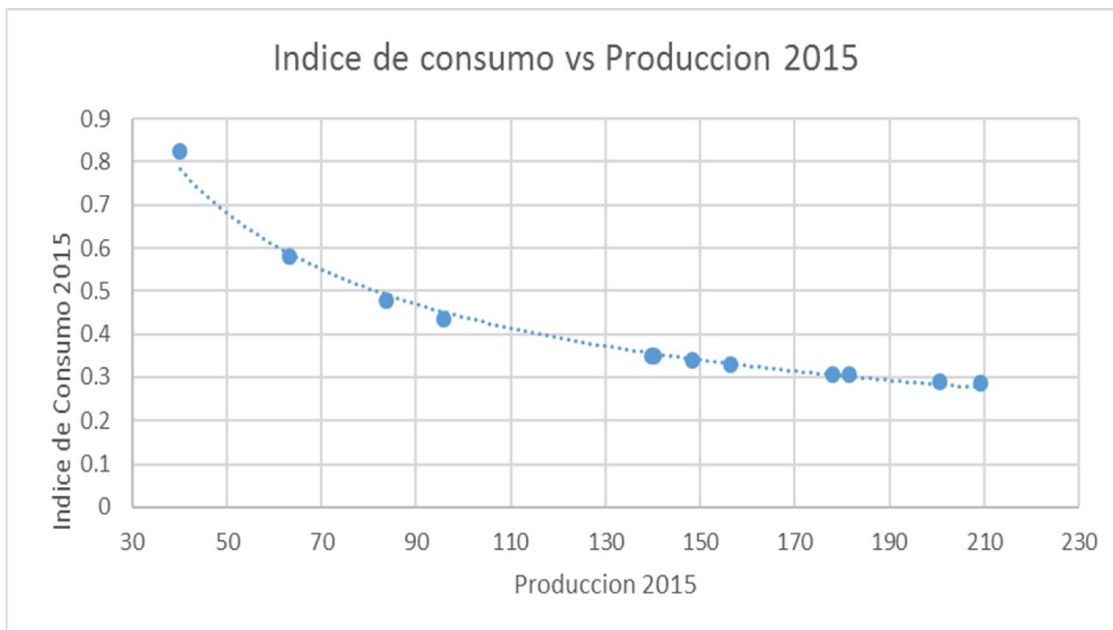


Figura 15- Gráficos de Índice de consumo vs Producción para el año 2015

Capítulo III

Como se observa en el gráfico para valores menores de producción a 96 toneladas de hielo con un índice de consumo de (0,44 MWh/Tm) no es factible la producción de hielo ya que aumenta considerablemente el índice de consumo energético para una menor producción.

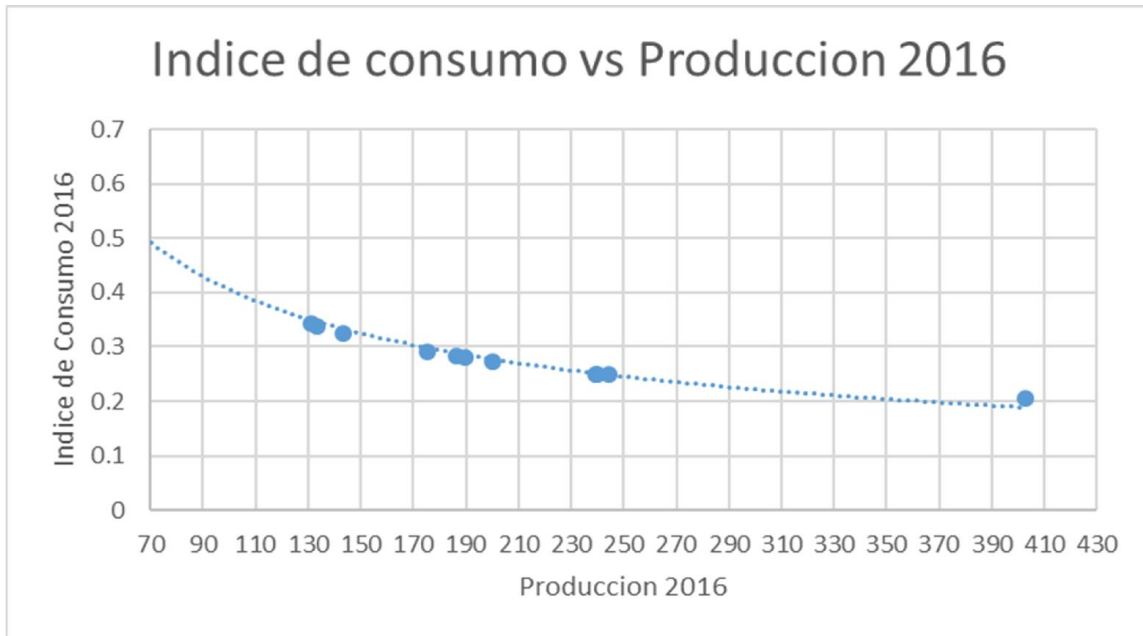


Figura 16- Gráficos de Índice de consumo vs Producción para el año 2016

Se obtuvo en el año 2016 un mejor comportamiento con un punto crítico mayor que el año anterior con 175 toneladas con un índice de consumo de 0,29 MWh/Tm. En este año se logró disminuir el índice de consumo más que a la mitad y elevar la producción al doble.

Capítulo III

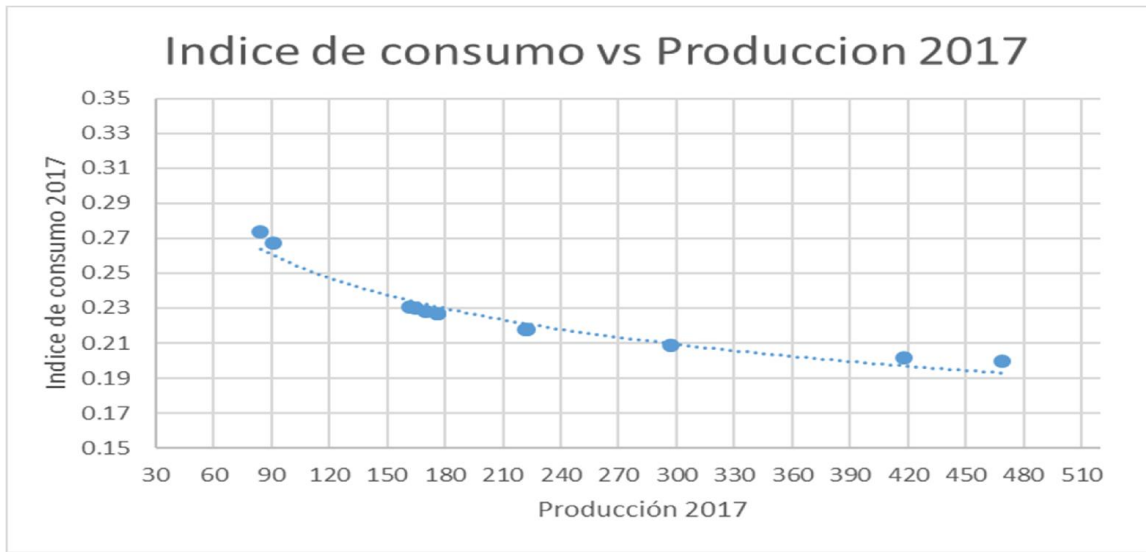


Figura 17- Gráficos de Índice de consumo vs Producción para el año 2017

Se observa una disminución del índice de consumo en el punto crítico con 0,21MWh/Tm y un aumento en la producción en este punto crítico con 222 Toneladas. Por lo que se deduce que para valores inferiores de producción que este no es factible energéticamente producir hielo.

3.1 Cálculo del índice de desempeño energético para los procesos más consumidores de energía eléctrica de la instalación en los años 2016 y 2017.

Para garantizar un buen comportamiento energético en la planta es imprescindible conocer los índices de consumos en cada uno de los procesos fundamentales de producción en la planta.

En este caso se identifican tres procesos fundamentales.

- Pre enfriador
- Fabricación del hielo en el tanque de salmuera
- Almacenamiento en la nevera

El consumo de energía eléctrica en el tratamiento del agua es proporcional a la cantidad de hielo producido, siempre estará presente y sólo podrá ser más eficiente realizando cambios de la tecnología que hoy se utilizan, por tanto, este consumo quedará dentro del cálculo del consumo energético del tanque de salmuera.

Capítulo III

De acuerdo con la planta la energía total consumida por la planta ($E_t(p)$) en función de la producción se calcula de acuerdo con la ecuación Ec III.36:

$$E_{T(p)} = E_o + E_{pe(p)} + E_{ts(p)} + E_{n(p)} \quad \text{Ec III.1}$$

E_o - Energía no asociada a la producción

$m \cdot p$ - energía utilizada en el proceso productivo

$E_{pe(p)}$ - Energía consumida en el pre enfriador de agua en función de la producción.

$E_{ts(p)}$ - Energía consumida en el tanque de salmuera para hacer hielo (Modelo de regresión de los años 2016 y 2017 de E vs P)

$E_{n(p)}$ - Energía consumida por la nevera (Metodología de cálculo de cargas térmicas de la nevera)

m - pendiente de la recta que significa la razón de cambio del consumo de energía respecto a la producción.

Como se ha demostrado anteriormente, la energía eléctrica consumida mensualmente se ajusta a un modelo lineal respecto a la producción de hielo realizada:

$$E_{T(p)} = E_o + m \cdot p \quad \text{Ec III.2}$$

Por tanto, sustituyendo en la ecuación Ec III.1 nos queda:

$$E_o + m \cdot p = E_o + E_{pre(p)} + E_{ts(p)} + E_{n(p)} \quad \text{Ec III.3}$$

En epígrafes anteriores se obtuvieron los modelos matemáticos que relacionan el consumo energía eléctrica del pre enfriador y de la nevera en función de varios parámetros de diseño y de la cantidad de hielo producido, es por eso que se obtendrá la energía eléctrica consumida en el tanque de salmuera a partir de manipular matemáticamente la Ec III.3 :

$$E_{ts(p)} = m \cdot p - E_{pre(p)} - E_{n(p)}$$

Para el análisis se utilizaron los datos de consumo de energía eléctrica mensual y la producción de la planta en el período de los años 2015 y 2017, esto garantiza hacer el análisis de la planta sin pre enfriador (2015 hasta agosto de 2016) y con pre enfriador (agosto de 2016 hasta 2017), (utilizando la tabla 6)

Sin pre enfriador:

$$E_{t(p)} = 26,65 + 0,16 \cdot P \quad \text{Ec III.4}$$



Capítulo III

Con pre enfriador:

$$E_{t(p)} = 7,65 + 0,18 \cdot P \quad \text{Ec III. 5}$$

Del análisis de los modelos podemos concluir que las pendientes de las rectas tienen valores muy similares, solo cambia la energía no asociada a la producción, que en el año 2015 fue 3,5 veces superior a la que existió en el año 2017.

Utilizando los modelos de diseño del pre enfriador y de comprobación de la nevera para determinar el consumo de energía eléctrica en estos procesos en función del nivel de producción, pueden obtenerse los índices de consumo energético de estos procesos.

Sustituyendo estas magnitudes y las pendientes (ecuación III.4 y 5 según el período comprendido), y posteriormente se sustituyen los valores obtenidos en la Ec III.3, se obtiene la energía consumida en el tanque de salmuera en función de la producción.

Al dividir estos valores de energía eléctrica consumida en cada proceso entre la producción mensual de hielo, se obtienen los índices de consumo por procesos:

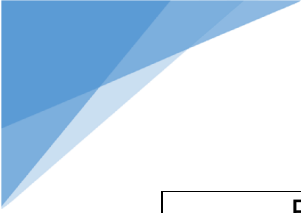
$$Ic_{ts} = \frac{E_{ts(p)}}{P} \quad \text{Ec III. 6}$$

$$Ic_{ts} = \frac{E_{pre(p)}}{P} \quad \text{Ec III. 7}$$

$$Ic_{ts} = \frac{E_n(p)}{P} \quad \text{Ec III. 8}$$

Como se observa, estos índices de consumo no son función de la cantidad de hielo producido, por tanto, pueden ser utilizados para gestionar la energía eléctrica en la planta.

En la tabla 7 se muestran los resultados obtenidos después de realizados los cálculos para los procesos productivos antes y después de la puesta en explotación del pre enfriador de agua.



Capítulo III

Tabla 7- Índices de consumo por proceso

Procesos	Sin Pre enfriador MWh/tm	Con Pre enfriador MWh/tm
Tanque de Salmuera	$1,39 \cdot 10^{-1}$	$1,57 \cdot 10^{-1}$
Nevera	$2,22 \cdot 10^{-4}$	$4,43 \cdot 10^{-4}$
Pre enfriador	-	$2,47 \cdot 10^{-2}$

Se observa que el índice de consumo de la nevera es inferior al del tanque de salmuera, como también el índice de consumo del pre enfriador es inferior al del tanque de salmuera. Por tanto, habrá que dirigir trabajos de investigación a este proceso en vista a lograr una mayor estrategia energética.



Conclusiones Parciales

3.2 Conclusiones parciales:

1. En los años 2015 y 2016 se obtuvo una buena correlación entre consumo y producción, con un alto nivel de energía no asociada a la producción, en el año 2017 se tiene un factor de correlación mayor, que trajo consigo un aumento en el ahorro de energía y disminución de la energía no asociada a la producción
2. En el año 2017 se observa una disminución del índice de consumo en el punto crítico con 0,21MWh/Tm y un aumento en la producción en este punto crítico con 222 Toneladas. Por lo que se deduce que para valores inferiores de producción que este no es factible energéticamente producir hielo.
3. El área más consumidora de energía eléctrica fue el tanque de salmuera y su consumo aumenta con el uso del pre enfriador, ya que el nivel mínimo de producción no se alcanza en la mayoría de los meses de este año.
4. Se determinó que la energía total consumida en la planta en función de la producción se calcula $E_{T(p)} = E_o + E_{pe(p)} + E_{ts(p)} + E_{n(p)}$, lo que se ajusta a un modelo lineal .
5. Del análisis de los modelos podemos concluir que las pendientes de las rectas tienen valores muy similares, solo cambia la energía no asociada a la producción, que en el año 2015 fue 3,5 veces superior a la que existió en el año 2017.



Conclusiones Generales

Conclusiones generales:

1. La revisión bibliográfica nos permitió conocer las aplicaciones de la refrigeración, los procesos termodinámicos y las tecnologías para la producción de hielo que son numerosas. La fabricación de hielo en bloques es una de las más utilizadas debido a la variedad de sus usos, como son, combinados pesqueros, industria de alimentos, enfriamiento de bebidas dado a sus ventajas como almacenamiento, manipulación y transporte.
2. El cálculo de cargas térmicas, teniendo en cuenta los procesos de transferencia de calor por conducción que ocurre a través de las paredes, techo y piso resultó ser de 17.23 kW por lo que se debe de utilizar un compresor modelo ZR44KCE de 30,9 kW de capacidad que resulta más económico que el compresor existente en la fábrica, representando un ahorro de energía de 24 kW h/día.
3. Para enfriar un volumen de agua de 0.1436 m^3 hasta 9°C a partir del uso del intercambiador de calor construido se requieren 42.45 minutos, no lográndose el valor de temperatura de diseño por la modificación en el número de tubos.
4. En los años 2015 y 2016 se obtuvo una buena correlación entre consumo y producción, con un alto nivel de energía no asociada a la producción, en el año 2017 se tiene un factor de correlación mayor, que trajo consigo un aumento en el ahorro de energía y disminución de la energía no asociada a la producción. El área más consumidora de energía eléctrica fue el tanque de salmuera y su consumo aumenta con el uso del pre enfriador, ya que el nivel mínimo de producción no se alcanza en la mayoría de los meses de este año.
5. Se determinó que la energía total consumida en la planta en función de la producción se calcula $E_{T(p)} = E_o + E_{pe(p)} + E_{ts(p)} + E_{n(p)}$, lo que se ajusta a un modelo lineal, del análisis de los modelos podemos concluir que las pendientes de las rectas tienen valores muy similares, solo cambia la energía no asociada a la producción, que en el año 2015 fue 3,5 veces superior a la que existió en el año 2017.



Recomendaciones

Recomendaciones:

1. Determinar el índice de consumo por procesos productivos en la planta, ya que es necesario implementar la norma ISO 50001.
2. Evaluar la propuesta de independizar la nevera del sistema de producción con un compresor calculado en este trabajo.
3. Crear una estrategia de comunicación y Marketing para comercializar la producción de hielo de la planta.



Bibliografía

Bibliografía.

Cálculo térmico del pre enfriador de agua para el llenado de los moldes de hielo en una Fábrica de 920 a 980 tm de capacidad. (s. f.). Universidad de Cienfuegos.

CAMARAS DE FRIO EN EL PROCESO DE CONSERVACION POST COSECHA DE FRUTAS Y VERDURAS. (s. f.). Recuperado a partir de <http://www.lapahc.net/apuntes/4a/CAMARAS%20DE%20FRIO%20EN%20EL%20PROCESO%20%20POST%20COSECHA%20DE%20FRUTAS%20Y%20VERDURAS.doc>

Cámaras de refrigeración. (s. f.). Recuperado a partir de <http://unifrio.com.mx/camaras-de-refrigeracion/>

CARLOS J RENEDO. (s. f.). Carga Térmica de Refrigeración Ingeniería Eléctrica y Energética. ETSN 236 / ETSIIT S-3 28. Recuperado a partir de <http://personales.unican.es/renodoc/index.htm>

Colectivo de Autores. (s. f.). *Proyecto de Arquitectura, Memoria descriptiva, Planta de hielo de 99 TM Edificio de producción*. Cienfuegos.

Danfoss. (s. f.). Introducción a los conocimientos básicos de refrigeración. Recuperado a partir de <http://personales.unican.es/renodoc/Trasp%20WEB/Trasp%20Tec%20Frig/000%20Historia%20del%20Fr%C3%ADo.pdf>
<http://repositorio.uis.edu.co/jspui/bitstream/123456789/5806/2/126223.pdf>

Ing Gelys Guanipa R. (s. f.). «SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN». Recuperado a partir de <https://termoaplicadaunefm.files.wordpress.com/2009/02/guia-tecnica-electiva1.pdf>

Margarita Lapido Rodríguez. (2002). Consideraciones sobre Refrigerantes y Cargas Térmicas. Editorial Universidad de Cienfuegos “Carlos Rafael Rodríguez.

Mario A. Álvarez Guerra. (s. f.). TEMAS AVANZADOS DE REFRIGERACIÓN Y ACONDICIONAMIENTO DE AIRE. UNIVERSO SUR.

Monteagudo García, Manuel J. et al. (1986). *Instalaciones frigoríficas*. La Habana: ENPES.



Bibliografía

Partido Comunista de Cuba. Lineamientos de la política económica y social del Partido y la Revolución (2011).

Pita Vives, Vicente A. (s. f.). Fabricación de hielo y análisis de ciclos de refrigeración por compresión de vapor. Recuperado a partir de <http://repobib.ubiobio.cl/jspui/handle/123456789/146>

http://www.hielomex.com/Productos/index.php?main_page=product_info&products_id=102

http://www.hielomex.com/Productos/index.php?main_page=product_info&products_id=102

<http://repositorio.uis.edu.co/jspui/bitstream/123456789/5806/2/126223.pdf>



Anexos

Anexos

Anexos

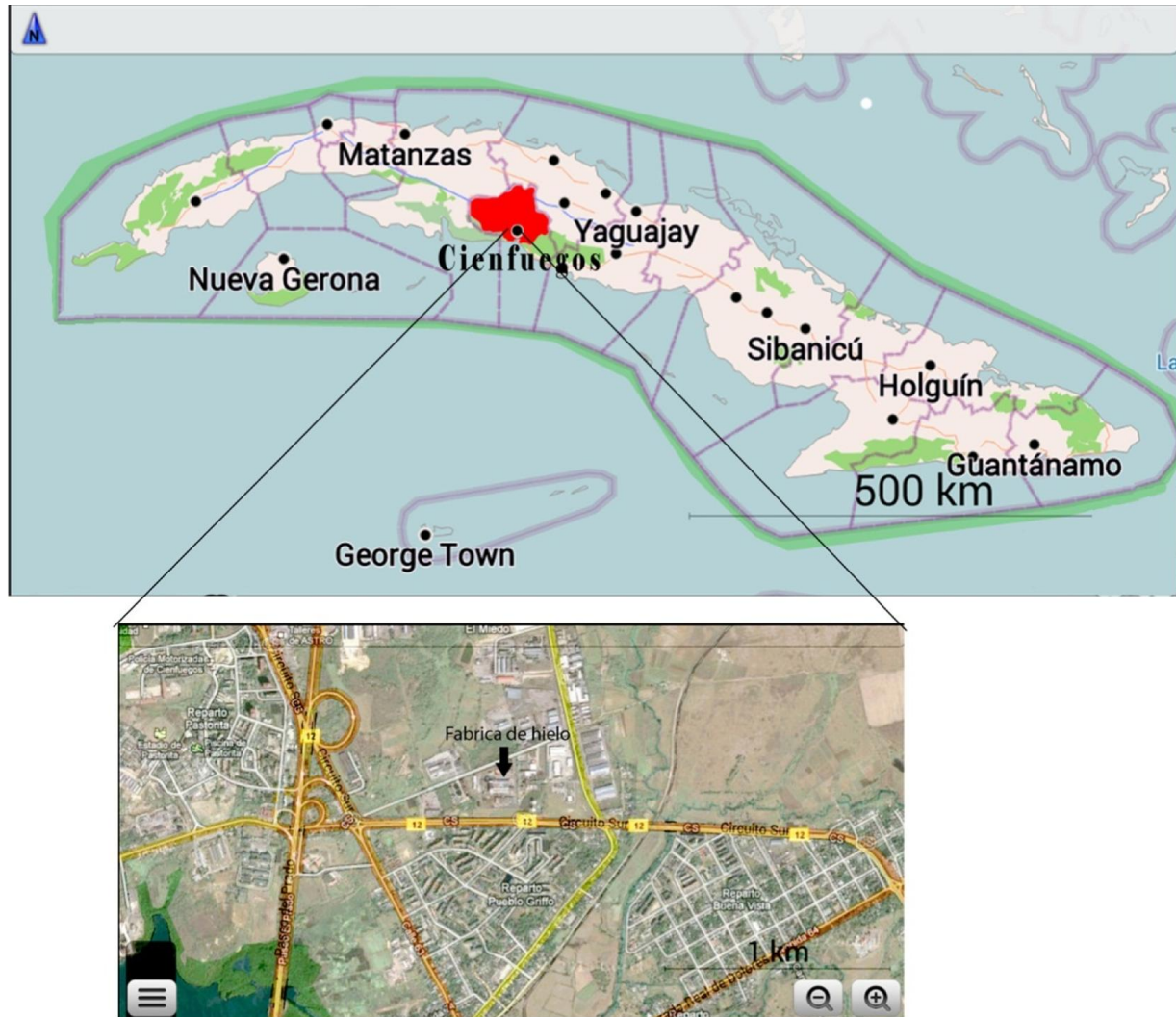
Anexo1



Anexos

Anexo2

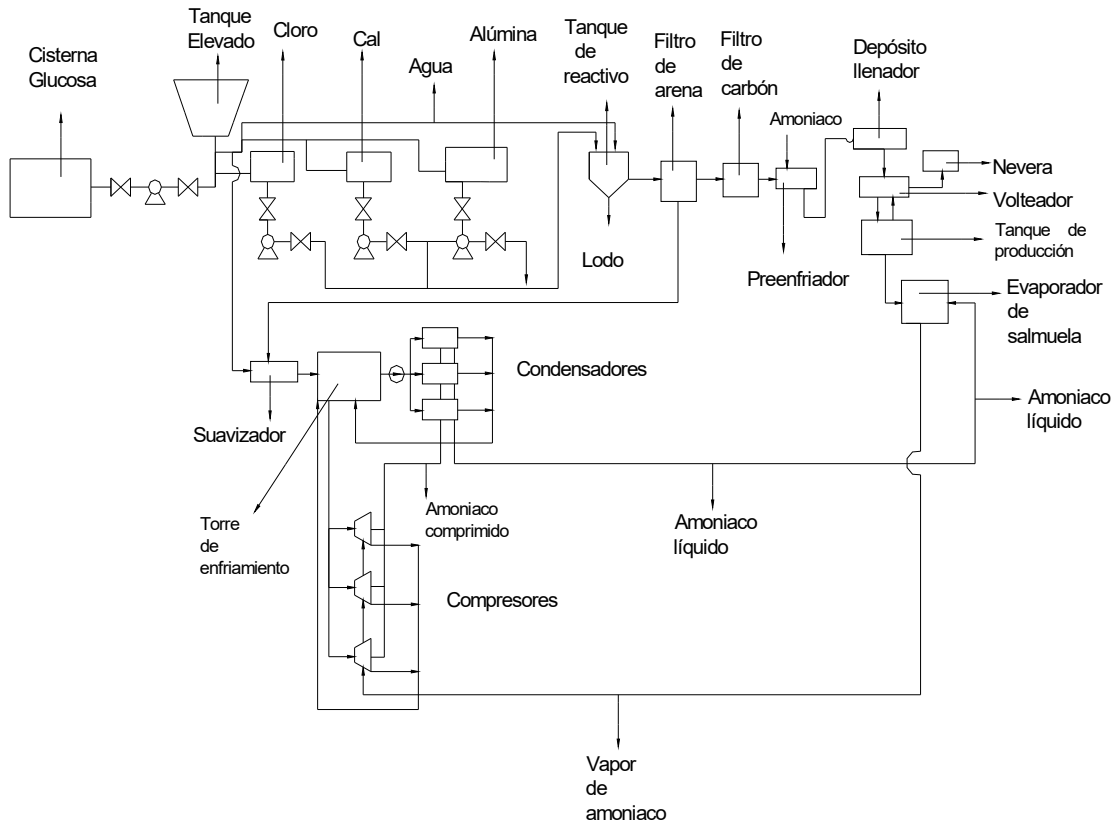
Ubicación geográfica de la fábrica de hielo de Cienfuegos



Anexos

Anexo 3

El siguiente esquema especifica el proceso productivo de la fábrica.



Anexos

Anexo 4

Espesor en cm del aislamiento de una cámara frigorífica en función del tipo de material aislante y de la temperatura interior

<i>Temperatura de la cámara</i>	<i>Poliestireno expandido $\rho = 26 \div 30 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$</i>	<i>Poliuretano $\rho = 35 \div 40 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$</i>	<i>Corcho expandido $\rho = 80 \div 100 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$</i>	<i>Foam. glass $\rho = 144 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$</i>	<i>Isover $\rho = 12 \div 14 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$</i>
<i>3 a 6</i>	<i>8 cm</i>	<i>6 cm</i>	<i>10 cm</i>	<i>12 cm</i>	<i>8 cm</i>
<i>-5 a +3</i>	<i>12</i>	<i>10</i>	<i>14</i>	<i>15</i>	<i>11</i>
<i>-15 a -5</i>	<i>15</i>	<i>12</i>	<i>20</i>	<i>20</i>	<i>14</i>
<i>-20 a -15</i>	<i>18</i>	<i>14</i>	<i>22</i>	<i>28</i>	<i>18</i>
<i>-30 a -20</i>	<i>20</i>	<i>16</i>	<i>25</i>	<i>30</i>	<i>20</i>
<i>otras</i>	<i>25</i>	<i>20</i>	<i>30</i>	<i>35</i>	<i>25</i>

Anexos

Anexo 5

INFILTRACIÓN PROMEDIO DE AIRE EXTERIOR EN LAS CÁMARAS DE REFRIGERACIÓN A MENOS DE 0°C, EN CAMBIOS POR 24hr.

Tabla III Recambios medios de aire/día R							
a) para cámaras de conservación a temperatura superior a 0°C				b) para cámaras de conservación a temperatura inferior a 0°C			
Volumen cámara m³	Recambios en 24 h	Volumen cámara m³	Recambios en 24 h	Volumen cámara m³	Recambios en 24 h	Volumen cámara m³	Recambios en 24 h
5	47	200	6	5	36	200	4,5
7	39	300	5	7	30	300	3,7
10	32	400	4,1	10	24	400	3,2
15	26	500	3,6	15	20	500	2,8
20	22	700	3	20	17	700	2,3
25	19	1.000	2,5	25	15	1.000	1,9
30	17	1.200	2,2	30	13	1.200	1,7
40	15	1.500	2	40	11	1.500	1,5
50	13	2.000	1,7	50	10	2.000	1,3
60	12	3.000	1,4	60	9	3.000	1,1
80	10	4.000	1,2	80	8	4.000	1,1
100	9	5.000	1,1	100	7	5.000	1
125	8	10.000	0,95	125	6	10.000	0,8
150	7	15.000	0,9	150	5,5	15.000	0,8

Nota: para uso intenso multiplicar por 2 los valores indicados

Carga de calor del aire infiltrado G en kc/m^3

Temp. cámara, °C		Condiciones externas (temperatura bulbo seco y humedad relativa)															
		15°C				20°C				25°C				30°C			
		40%	50%	60%	70%	40%	50%	60%	70%	40%	50%	60%	70%	40%	50%	60%	70%
10	0,2	1	1,8	2,9	4	5,1	6	7,4	8,9	9,5	11,5	13,5	15,5	19,2	18,7	22,3	26
5	2,7	3,5	4,3	5,5	6,6	7,7	8,6	10,2	11,7	12,3	14,4	16,5	18,5	19,4	22,2	21,7	25,4
0	5,4	6,2	7	8,1	9,3	10,5	11,4	12,9	14,5	15,1	17,2	19,4	19,4	22,4	25,2	24,7	28,4
-5	8	8,6	9,7	10,8	12	13,2	14,1	15,7	17,3	18	20,1	22,3	22,3	25,3	28,2	27,7	31,5
-10	10,2	11,1	12	13,1	14,3	15,5	16,5	18,1	19,7	20,4	22,5	24,8	24,8	27,9	30,6	30,3	34,2
-15	12,7	13,5	14,4	15,6	16,8	18,1	19	20,7	22,3	23	25,2	27,5	27,5	30,7	33,7	33,2	37,1
-20	14,8	15,7	16,6	17,9	19,1	20,4	21,3	23	24,7	25,4	27,6	30	30	33,2	36,3	35,7	39,8
-25	17	17,9	18,8	20,1	21,3	22,6	23,6	25,3	27	27,7	30	32,4	32,4	35,7	38,8	38,3	42,4
-30	19,2	20,2	21,1	22,4	23,7	25	26	27,8	29,5	30,2	32,5	35	35	38,4	41,6	41	45,2
-35	21,6	22,5	23,5	24,8	26,1	27,4	28,5	30,3	32	32,8	35,1	37,7	37,7	41,1	44,5	43,7	48
-40	23,8	24,8	25,8	27,1	28,5	29,8	30,9	32,7	34,5	35,3	37,7	40,3	40,3	43,6	47,1	46,5	50,9

NOTAS: Para uso intenso multiplique los valores anteriores por 2. Para almacenamiento por largo tiempo multiplique los anteriores valores por 0,6

Anexos

Anexo 6

Equivalente calorífico de las personas		Tabla VI		
		Factor evaporador		
Ti	Pi	I.- Selección movimiento aire		
		Cámara V < 500		Cámara V > 500
10	181	Carnes	Suave	Normal
5	207	Pescado	0	Suave
0	233	Frutas y verduras	Normal	Fuerte
-5	259	Lacteos	Normal	Fuerte
-10	285	Congelados	Normal	Fuerte
-15	311	II.- Selección tipo evaporador		
-20	337	Tipo evaporador	F	Movimiento aire
		Estático	0	---
		Plafón comercial	10	Suave
		Cúbico comercial	20	Normal
		Plafón mixto	30	Normal
		Cúbico mixto	40	Normal
		Cúbico industrial	50	Fuerte

Anexos

Anexo 7

Indicador de la unidad	Compresor AU - 200
Tipo	Frigorífico, Refrigerante amoníaco, vertical, de bloque cárter, sin crucetas, de corriente alterna, con enfriamiento de agua en los cilindros, en forma de V (90°)
Capacidad Frigorífica a $t_o = -15\text{ °C}$ y $t_k = +30\text{ °C}$, kcal/h	150000
Potencia efectiva a las mismas condiciones, kW	50
Diámetro de los cilindros, mm	150
Recorrido del pistón, mm	130
Número de pistones, u	4
Velocidad de rotación a 60 Hz, rpm	720
Gasto de agua, m ³ /h	1.2
Gasto de aceite, kg/h	1.2
Peso de la unidad, kg	1500
Diámetro de conexión succión, mm	100
Diámetro de conexión descarga, mm	80

Anexos

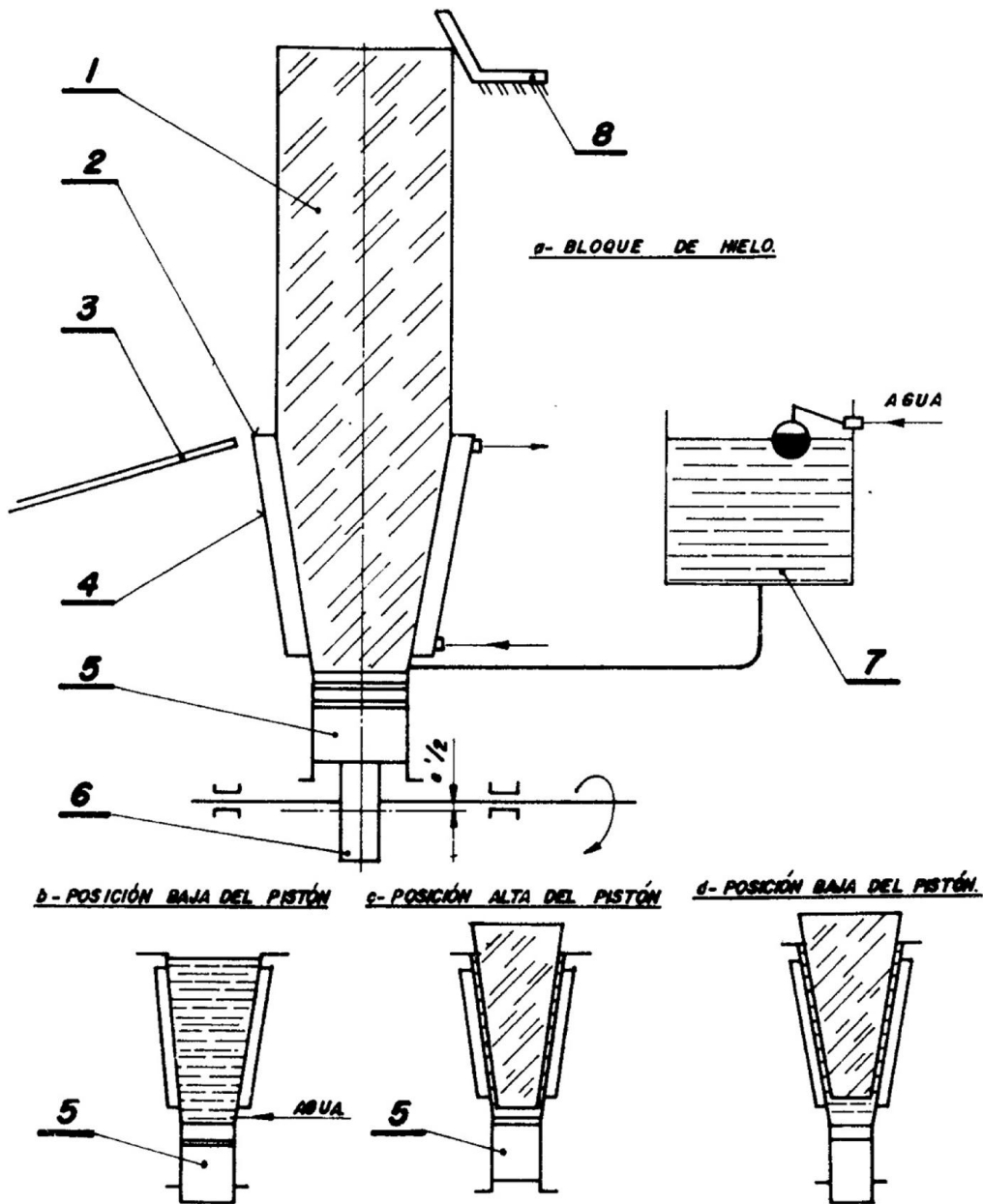
Anexo 8

Descripción técnica

Modelos	Potencia nominal (CV)	R407C Capacidad (kW)	Cdr	Desplazamiento (m³/h)	Conexión de aspiración (pulgadas)	Conex. descarga (pulgadas)	Cantidad de aceite (l)	Largo/Ancho/Alto (mm)	Peso neto (kg)	Versión/ Código del motor		Intensidad máxima de funcionamiento (A)		Intensidad de rotor bloqueado (A)		Presión sonora a 1 m - dB(A) ***
										1 fase*	3 fases**	1 fase*	3 fases**	1 fase*	3 fases**	
ZR18K3E	1,5	3,7	3,0	4,4	¾	½	0,74	242/242/383	20	PFJ		10		35		54
ZR22K3E	2,0	4,5	2,9	5,3	¾	½	1,00	242/242/363	22	PFJ	TFD	11	4	47	24	54
ZR28K3E	2,5	5,9	2,9	6,8	¾	½	1,00	242/242/363	25	PFJ	TFD	15	5	61	32	54
ZR34K3E	2,8	7,0	3,0	8,0	¾	½	1,10	242/242/386	26	PFJ	TFD	17	6	76	40	57
ZR40K3E	3,5	8,2	3,0	9,4	¾	½	1,10	242/242/400	27	PFJ	TFD	23	7	100	46	57
ZR48K3E	4,0	10,1	3,1	11,4	¾	½	1,36	242/242/417	31	PFJ	TFD	23	10	114	50	57
ZR61KCE	5,0	12,5	3,1	14,4	¾	½	1,66	241/247/438	43	PFJ	TFD	30	11	150	65	60
ZR61KSE	5,0	12,8	3,2	14,4	¾	½	1,42	242/242/430	30	PFZ	TFM		11		59	61
ZR72KCE	6,0	14,8	3,2	17,1	¾	½	1,77	242/242/438	39		TFD		13		74	61
ZR81KCE	6,8	16,7	3,2	18,7	¾	¾	1,77	242/242/443	39		TFD		15		101	61
ZR94KCE	8,0	20,6	3,3	22,1	1 ¼	¾	2,65	264/285/476	57		TFD		16		95	63
ZR108KCE	9,0	23,0	3,4	24,9	1 ¼	¾	3,38	264/285/533	60		TFD		17		111	63
ZR125KCE	10,0	27,0	3,4	29,1	1 ¼	¾	3,38	264/285/533	61		TFD		19		118	63
ZR144KCE	12,0	30,9	3,4	33,2	1 ½	¾	3,38	264/285/533	61		TFD		22		118	64
ZR160KCE	13,0	33,4	3,2	36,4	1 ½	¾	3,38	264/285/552	65		TFD		28		140	67
ZR190KCE	15,0	39,3	3,2	43,3	1 ½	¾	3,38	264/285/552	66		TFD		34		174	69
ZR250KCE	20,0	52,2	3,2	56,6	1 ½	1 ¼	4,70	432/376/717	140		TWD		41		225	72

Anexos

Anexo 9



Generador de hielo en bloque de acción continua.

1. Bloque de hielo; 2. Molde; 3. Rampa inclinada; 4. Camisa del molde de doble pared; 5. Pistón; 6. Excéntrica; 7. Recipiente de agua; 8. Apoyo