

Evaluación del sistema de compresión del área de enfriamiento de la fábrica de helados Coppelia

Osney Pérez O.¹, Nely Zoulari A.², Lourdes Zumalacárregui D.³

(Recibido 23/11/2015 / Aceptado 27/05/2016)

RESUMEN

En este trabajo se presenta una metodología que permite comprobar que el consumo energético del sistema de compresión del refrigerante (NH₃) en la fábrica de helados Coppelia se corresponde con las cargas de enfriamiento demandadas por el sistema. Para ello se utilizó como técnica de análisis de procesos la simulación matemática, empleando el simulador de procesos químicos HYSYS. Se trabajó a tres niveles de carga de operación y se evaluó el sistema de compresión para seis situaciones de trabajo, proponiendo una norma de trabajo adecuada sobre la base del análisis técnico-económico y ambiental; se analizó la influencia de las variables de operación en los indicadores particulares del proceso de refrigeración. La evaluación de las cargas de enfriamiento en las neveras permitió determinar que las cargas por paredes, por producto y por motores son las causantes de las principales pérdidas energéticas en el sistema, siendo despreciables las cargas por cambios de aire, por ocupantes y por alumbrado. El ciclo de refrigeración trabaja con un coeficiente de funcionamiento de 1,99 y un rendimiento relativo del 50%, lo cual evidencia que hay potencialidades de mejoras. Los resultados de la simulación se validaron al compararlos con los valores reales de trabajo de los compresores instalados. La modificación propuesta conduce a un mayor ahorro de electricidad (30,1 kW), con un valor de 17 222,73 \$/año.

Palabras clave: Refrigeración, consumo energético, cargas de enfriamiento, simulación, análisis técnico-económico y ambiental

Evaluation of the compression system in the cooling area at Coppelia ice cream factory

ABSTRACT

In this work a methodology is presented to check that the energy consumption of the coolant (NH₃) compression system at the Ice-cream Factory Coppelia, matches with the demanded cooling loads for the system. A process analysis technique, the mathematical simulation with HYSYS was used. Three operation load levels and six operating conditions of the compression system were evaluated proposing a standard procedure depending on technician-economic and environmental analysis; the influence of the operation variables is analyzed on typical indexes of a refrigeration process. The evaluation of the cooling loads in the refrigerators allowed to determine that losses by walls, product and motors are the highest, being insignificant the losses by air changes, occupants and illumination. The refrigeration cycle works with a coefficient of performance of 1.99 and a relative efficiency of 50%, which evidences that improvements can be introduced. Results of the simulation were validated by comparison with the real work of the installed compressors. The proposed modification leads to a bigger electricity saving (30.1 kW), representing 17 222.73 \$/ year.

Keywords: Refrigeration, energy consumption, cooling loads, simulation, technical-economic and environmental analyses.

1,3 Facultad de Ingeniería Química, Instituto Superior Politécnico José Antonio Echeverría, Calle 114, No. 11901, e/ Ciclovía y Rotonda. Marianao. La Habana. Cuba, 2 Fábrica de Helados Coppelia, km 7½ avenida Boyeros
1,3 e-mail:osney@quimica.cujae.edu.cu, lourdes@quimica.cujae.edu.cu

I. INTRODUCCIÓN

La fábrica de helados Coppelia, en La Habana, se dedica especialmente a la elaboración y distribución de helados con la mayor calidad^[1] y eficiencia posible. En el proceso de producción juega un papel fundamental la etapa de refrigeración. La sala de máquinas cuenta con dos compresores de baja presión de seis pistones, dos multietapas de ocho pistones y un compresor de alta presión de ocho pistones, los que se emplean en la conservación de los helados y las materias primas en las neveras y para la producción. Teniendo en cuenta que la energía eléctrica que demanda la sala de máquinas representa el 70% de la energía consumida diariamente en la planta de helados Coppelia, esta queda identificada como un área clave. Esta energía se emplea para el funcionamiento de las neveras de materias primas y las de productos terminados, el banco de hielo y las seis congeladoras que se encuentran en el área de producción, procesos que son fundamentales en la cadena productiva^[2].

El sistema de compresión de vapor es el método más extendido a nivel mundial para la producción de frío. Este tipo de instalaciones tiene un consumo energético elevado y pueden suponer un alto impacto económico y medioambiental. Así, ante la necesidad de un consumo racional de la energía, se trabaja para mejorar la eficiencia energética en los sistemas de compresión de vapor, a través de la optimización en el diseño de componentes, o si este sistema ya existe en la mejora de la operación del sistema^[3].

El ahorro de energía en cualquiera de sus formas en plantas frigoríficas es una de las principales fuentes de recursos que repercute de manera inmediata en el aprovechamiento eficiente de las capacidades instaladas^[4] y en bajos costos de producción^[5]. Ante la necesidad de ahorro de electricidad, en la fábrica se requiere de un procedimiento que permita verificar el consumo energético del

sistema de compresión del refrigerante, en correspondencia con las diversas cargas de enfriamiento demandadas por el sistema. Es por ello que en el presente trabajo se estudiaron, aplicando la simulación, alternativas de utilización de los compresores instalados para evaluar el consumo energético del sistema de compresión del refrigerante en la fábrica de helados Coppelia, en función de la carga de enfriamiento, quedando identificados los principales potenciales de ahorro energético y económico relacionados con la operación de los compresores^[6].

II. MARCO METODOLÓGICO

Descripción del sistema de refrigeración de la fábrica de helados Coppelia

La Figura 1 muestra el esquema de refrigeración por compresión^[7] de la fábrica de helados Coppelia. Este está compuesto por un ciclo de doble etapa por compresión de vapor, que emplea amoníaco como refrigerante. El amoníaco se recibe en la fábrica en carros cisternas, depositándolo en el tanque receptor lineal. Luego el líquido saturado es transportado por una línea a 30°C y 1,3 MPa hasta los siguientes evaporadores, nevera de materias primas, neveras de sabores, banco de hielo, tanques de guarda, tanque americano y congeladoras chinas.

El líquido, antes de llegar a dichos consumidores, pasa por la válvula de expansión experimentando una caída de presión de 245,2 kPa que provoca por una parte su evaporación parcial y por la otra el enfriamiento hasta la temperatura de evaporación del líquido restante (-14,21°C). Esta mezcla húmeda, una vez dentro de los consumidores, comienza el intercambio de calor ocurriendo el proceso de refrigeración por la evaporación en alta del refrigerante y es cuando alcanza el estado de vapor saturado que llega al preenfriador. El retorno de las congeladoras chinas va al tanque de recirculación; este tanque es un enfriador-

separador al que llega mezcla húmeda en equilibrio líquido-vapor. Después de haberse enfriado el refrigerante, se succiona por el compresor recíprocante de alta presión.

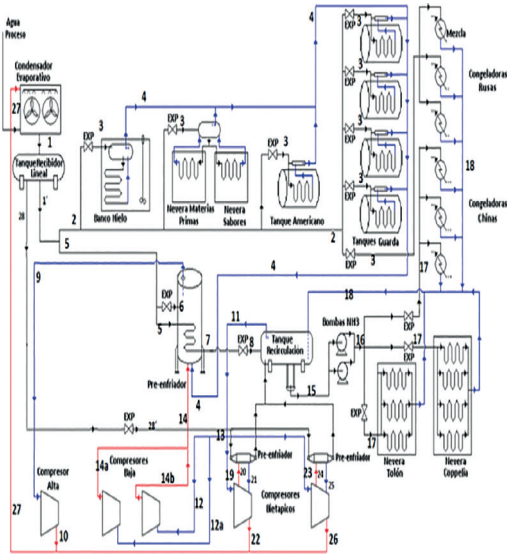


Figura 1. Esquema del sistema de refrigeración de la fábrica de helados Coppelia

Cuando se realiza la compresión del amoníaco, se alcanza el estado de vapor sobrecalentado a 125°C y 1,3 MPa, y se envía al condensador evaporativo que trabaja a 30°C y 1,3 MPa, en el que condensa llegando a la condición de líquido saturado. El intercambio de calor es con el agua tratada.

Al preenfriador llega una conductora de líquido saturado proveniente del tanque receptor lineal, que se divide en dos corrientes a la entrada de este. La primera se expande hasta 245,2 kPa y -14,21°C formándose una mezcla húmeda con la cual interactúa la otra corriente, que va por el interior de un serpentín y se enfría hasta alcanzar valores de -10°C y 1,3 MPa, consiguiéndose un líquido subenfriado. Este pasa por la válvula de expansión y se envía al tanque de recirculación a -27,21°C y 137,3 kPa. Del tanque receptor lineal nace una tercera línea conductora de líquido que va a los preenfriadores de los compresores doble etapa “intercooler”. El líquido se expande con una caída de pre-

sión de 245,2 kPa y sale de ellos al tanque de recirculación.

Desde este se bombea el líquido saturado hacia las congeladoras rusas, la nevera Coppelias y la nevera Tolón. En estos evaporadores y en las congeladoras chinas se obtiene vapor saturado por la extracción de calor al helado y a la mezcla, ocurriendo el proceso de refrigeración a expensas de la evaporación del refrigerante a 137,3 kPa. Seguidamente se lleva de nuevo al tanque de recirculación, donde se enfría a través del líquido presente en el mismo y se succiona por los compresores recíprocantes de baja presión y por los compresores bietápicos.

El vapor saturado se comprime en la primera etapa y alcanza la condición de vapor sobrecalentado a 95°C y 245,2 kPa. Cuando la operación se lleva a cabo en los compresores de baja, el vapor sobrecalentado se descarga en el preenfriador, en el cual con el líquido presente se enfría y pasa al estado de vapor saturado, siendo succionado por el compresor de alta. Si la compresión se realiza en los compresores bietápicos, existe un enfriamiento intermedio para llevar este vapor saturado a las condiciones de -14,21°C y 245,2 kPa para ser comprimido en la etapa de alta hasta 125°C y 1,3 MPa alcanzando el estado de vapor sobrecalentado; la descarga se envía hacia el condensador evaporativo.

Cálculo de las cargas de enfriamiento

La determinación del calor total extraído en las neveras es en sí el cálculo de la carga térmica total. En la ecuación 1 se establecen las diversas fuentes que contribuyen a la carga térmica del local siguiendo la metodología clásica reportada por Dossat^[6]. Se considera la adición de un factor de seguridad del 10%.

$$Q_{total} = (Q_{paredes} + Q_{c.aire} + Q_{producto} + Q_{personas} + Q_{motores} + Q_{alumbrado}) \cdot 1,1 \tag{1}$$

Donde:

Q total: Carga térmica total de la nevera (kW)

Q paredes: Carga por las paredes que conforman la nevera (kW)

Q c.aire: Carga por cambios de aire (kW)

Q producto: Carga por producto (kW)

Q personas: Carga por operarios u ocupantes (kW)

Q motores: Carga por motores eléctricos (kW)

Q alumbrado: Carga por alumbrado (kW)

El cálculo de las cargas de enfriamiento se realizó por dos vías. La primera siguiendo el procedimiento clásico reportado por Dossat^[8] y el segundo utilizando el programa Scelte32 versión 3.10.1^[9].

Simulación del sistema de refrigeración

Los paquetes de propiedades utilizados en la simulación fueron el ASME Steam para las corrientes que usan agua como fluido de trabajo. Para el amoníaco se usó el modelo de Antoine, aplicable para sistemas a bajas presiones y considerando que el comportamiento de la fase líquida es aproximadamente ideal. Este modelo puede ser también usado como una primera aproximación para sistemas no ideales^[10]. Se realizó el cálculo del coeficiente de fugacidad ^[11] para la presión más alta de trabajo y este fue 0,95, de donde la consideración de sistema ideal puede aceptarse.

Para simular la operación de compresión se utilizó el módulo “compressor” para representar los compresores de alta, baja y los bietápicos. Para simular los equipos de transferencia, se utilizó el módulo “air cooler” para la torre de enfriamiento; “heatexchanger” para condensador, preenfriador y enfriador interetapa; “heater” para congeladora, nevera, banco de hielo, tanque guarda y tanque americano. Para operaciones de transferencia de masa, se usó “mixer” para el punto de suma de corrientes, “tee” para la

división y “separator” para el tanque de recirculación. En operaciones de flujo de fluidos se utilizó “valve” para representar válvulas de expansión, “pump” para las bombas y “tank” para el recibidor lineal.

Para conocer las variables de entrada y salida a cada equipo, representativas de las condiciones de trabajo de la planta, se realizaron tres mediciones diarias, durante quince días, de cada uno de los parámetros. Para la evaluación de los indicadores energéticos, los cálculos se hicieron para el día moda. Según Sariego^[12], este es el día cuyas mediciones operacionales coinciden con las mediciones de otros seis días dentro de las quince monitoreadas. Los valores se procesaron estadísticamente, utilizando Statgraphic Centurion XV versión 15.2.05^[13].

Para estudiar las modificaciones en el régimen de explotación de los compresores que pudieran contribuir al ahorro de energía, se seleccionaron seis condiciones de trabajo sobre la base de la disponibilidad de los equipos que conforman el proceso productivo de la fábrica de helados Coppelia. Estas variaciones se deben a que la instalación tiene un largo período de explotación y no siempre se cuenta con toda la capacidad de refrigeración instalada, lo que propicia diferencias en la demanda de potencia a los compresores. Las condiciones se nombraron A, B, C, D, E y F y se describen a continuación.

Condición A: Esta condición supone el funcionamiento de todos los evaporadores y compresores instalados en el sistema.

Condición B: En esta condición se saca de funcionamiento el tanque americano y se apaga uno de los compresores bietápicos; los otros equipos permanecen funcionando.

Condición C: En esta condición están sin funcionar el tanque americano, de los cuatro tanques guarda hay trabajando dos, están operando dos de las tres congeladoras rusas y uno de los compresores bietápicos se encuentra apagado; los otros equipos permanecen funcionando.

Condición D: En esta condición no se usan el tanque americano y las congeladoras rusas, hay trabajando dos de los cuatro tanques guarda, y los dos compresores bietápicos se encuentran fuera de servicio; los otros equipos permanecen funcionando.

Condición E: En esta condición no funcionan el tanque americano, las congeladoras chinas ni las congeladoras rusas, uno de los compresores de baja y los dos compresores bietápicos están apagados; los otros equipos permanecen funcionando.

Condición F: En esta condición se encuentran fuera de funcionamiento el tanque americano, las congeladoras chinas y las rusas, hay trabajando dos de los cuatro tanques guarda, están apagados los dos compresores bietápicos y uno de los compresores de baja; los otros equipos permanecen funcionando.

Para cada una de las situaciones de trabajo se calcularon los siguientes indicadores operacionales (ecuaciones 2-7): calor rechazado en el condensador, potencia consumida por los compresores, productividad volumétrica, coeficiente de funcionamiento (COP), coeficiente de funcionamiento de Carnot (COP_{Carnot}) y rendimiento relativo.

Calor rechazado en el condensador:

$$Q_{cedido} = m_{ref} \cdot \Delta H_{condensador} \quad (2)$$

Potencia real del compresor:

$$Pr = (h_2 - h_1) \cdot Gr \cdot \eta_{total} \quad (3)$$

Productividad volumétrica:

$$\gamma = \frac{\sum (h_{salida} - h_{entrada}) \text{ de cada evaporador}}{(V_{esp} \text{ a la salida de los evaporadores})} \quad (4)$$

Coeficiente de funcionamiento:

$$COP = (h_e - h_s) Gr / Pr \quad (5)$$

Coeficiente de funcionamiento de Carnot:

$$COP_{Carnot} = \frac{T_{evap}}{T_{cond} - T_{evap}} \quad (6)$$

Rendimiento relativo:

$$\eta_{rel} = \frac{COP}{COP_{Carnot}} \quad (7)$$

Donde:

Q_{cedido}: Calor cedido por el refrigerante (kW)

m_{ref}: Flujo de refrigerante en el condensador (kg/s)

ΔH_{condensador}: Variación de entalpía asociada a la condensación (kJ/kg)

Pr: Potencia real del compresor (kW)

h₂: Entalpía del refrigerante a la salida del compresor (kJ/kg)

h₁: Entalpía del refrigerante a la entrada del compresor (kJ/kg)

Gr: Flujo de refrigerante (kg/s)

η_{total}: Rendimiento total (adimensional)

γ: Productividad volumétrica (kJ/m³)

h_{salida}: Entalpía a la salida del evaporador (kJ/kg)

h_{entrada}: Entalpía a la entrada del evaporador (kJ/kg)

V_{esp}: Volumen específico a la salida del evaporador (m³/kg)

COP: coeficiente de funcionamiento (adimensional)

h_e: Entalpía a la entrada del evaporador (kJ/kg)

h_s: Entalpía a la salida del evaporador (kJ/kg)

COP_{Carnot}: Coeficiente de funcionamiento del ciclo de Carnot (adimensional)

T_{evap}: Temperatura de evaporación (K)

T_{cond}: Temperatura de condensación (K)

III. RESULTADOS Y DISCUSIÓN

Resultados del cálculo de la carga térmica

La comparación entre las cargas térmicas calculadas siguiendo el procedimiento clásico reportado por Dossat ^[8] y utilizando el programa Scelte32^[9] arroja un error relativo entre ambos métodos inferior al 4%. En la Figura 2 se muestra cómo están distribuidas las cargas totales de los evaporadores instalados en el sistema de refrigeración de la fábrica. Nótese que son las cuatro neveras las que representan el 97,4% del total de la carga térmica (168,8 kW) y de ellas, las de Coppelia y Tolón son las que más inciden en este valor, con 65,3% y 22,5% respectivamente.

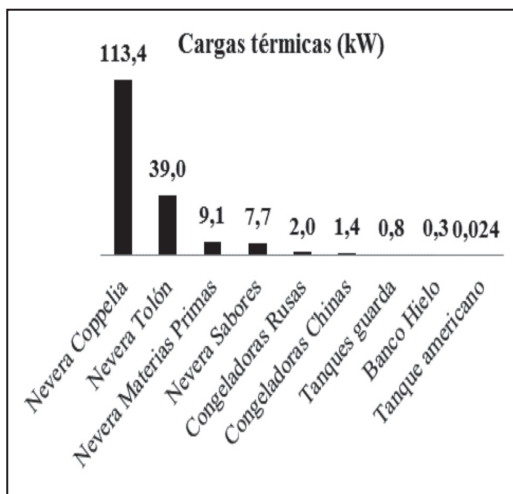


Figura 2. Distribución de las cargas térmicas totales del sistema de refrigeración

En la tabla 1 se presenta el porcentaje de distribución de la carga térmica para las cuatro neveras.

Tabla 1. Porcentaje de distribución de la carga térmica en las neveras mayores consumidoras (%)

Carga por	Nevera			
	C	T	MP	S
Paredes	11,85	47,31	22,06	15,50
Cambios de aire	1,85	2,99	8,07	8,37
Producto	10,92	21,15	28,72	29,74
Alumbrado	3,31	2,61	2,65	3,11
Motores	59,25	11,11	23,91	28,08
Personas	3,73	5,73	5,50	6,12

C: Coppelia, T: Tolón, MP: Materias primas, S: Sabores

Para la nevera Coppelia se observa cómo la carga de los motores es el 59,25% de la carga total. Estos son equipos de más de 30 años de explotación, a lo que se une el sobrediseño, pues tienen 21 motores en su interior. El bajo valor de la carga por cambios permite inferir un adecuado uso de las cámaras. En el caso de la nevera Tolón, el alto porcentaje de la carga por paredes indica el insuficiente aislamiento, debido a que esta nevera es externa y está expuesta al sol. Estos valores corroboran la situación existente que provoca que en esta nevera, ante un elevado flujo de producto, este no alcance la dureza establecida luego de 24 horas, lo que constituye una limitante para aprovechar las capacidades productivas instaladas. En las neveras de Materias primas y de Sabores, el producto es el que aporta mayor carga al sistema, según se reporta en otros trabajos [13], pero una vez más hay incidencia de la alta carga aportada por los motores y las paredes.

Resultados obtenidos en la simulación con HYSYS

En la Figura 3 se presenta el esquema de simulación del sistema de refrigeración. Con los valores de temperatura y presión de entrada y salida de cada equipo para el día moda se definieron las corrientes en el simulador. El mayor coeficiente de variación de las variables correspondió a la temperatura de entrada del agua en el condensador con 3,6%, de donde la calidad de los datos utilizados es satisfactoria. Para la validación de este esquema se midió el trabajo en cada compresor y estos valores se compararon con los resultados obtenidos mediante el programa HYSYS. Los resultados de esta validación se pueden considerar como aceptables, ya que el porcentaje de error es inferior al 15%. Con el esquema validado se procedió a la simulación de las seis condiciones de trabajo evaluadas.

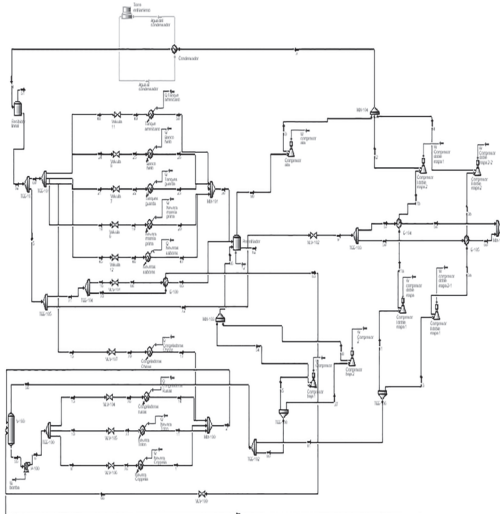


Figura 3. Esquema de simulación del sistema de refrigeración de la planta de helados Coppelia

Análisis de las seis condiciones de trabajo

El estudio de las situaciones de trabajo que se presentan en el proceso propicia que aumente el conocimiento acerca de la operación de los sistemas y con ello se facilite el acomodo de las cargas en la fábrica, al brindar a la dirección elementos y herramientas que le permitan tomar las decisiones correctas para disminuir el consumo eléctrico.

En la tabla 2 se presentan los valores del calor absorbido y de la potencia requerida por el compresor para cada situación simulada. Dado que las neveras Coppelia y Tolón están en funcionamiento en todas las situaciones estudiadas y son las que tienen el mayor peso en el valor total de la carga, el valor del calor absorbido es similar. En donde hay variaciones es en el trabajo de los compresores. La modificación del esquema de funcionamiento de los compresores permite brindar similar capacidad de refrigeración con menos compresores encendidos.

Tabla 2. Resultados de calor absorbido y trabajo del compresor para cada situación

Situación de trabajo	Calor absorbido (kW)	Trabajo de los compresores (kW)
A	173,8	87,5
B	173,7	81,7
C	172,7	81,3
D	171,3	71,8
E	170,3	57,3
F	169,9	56,5

En la situación A están en pleno funcionamiento todos los equipos consumidores instalados, así como todos los compresores, siendo por tanto esta situación donde existe el mayor consumo eléctrico. Al comparar las situaciones C y D, en la primera funcionan casi todos los evaporadores y en la otra varios están apagados, existiendo una diferencia en la carga térmica de 1,40 kW. En la situación C está apagado uno de los compresores biotápicos, mientras que en el caso D están apagados los dos, reportando una disminución del trabajo de los compresores de 9,5 kW, al ser los compresores biotápicos los de mayor consumo.

Comparando las situaciones con mayores diferencias que son la A y la E, las modificaciones planteadas en E generan solo una disminución del 3,5 kW en la carga térmica y, en cambio, el trabajo de los compresores disminuye en 30,2 kW.

Indicadores energéticos fundamentales

El resultado de los indicadores energéticos^[13] se muestra en la tabla 3.

Tabla 3. Indicadores operacionales para el sistema de refrigeración

Indicador	Situación		
	A	B	C
Calor rechazado en el condensador (kW)	250,0	235,4	234,0
Potencia consumida por los compresores (kW)	87,5	81,7	81,3
Productividad volumétrica (MJ/m ³)	15,58	13,98	13,98
Coefficiente de funcionamiento real (adim.)	1,99	2,13	2,12
Coefficiente de funcionamiento Carnot (adim.)	3,95	3,95	3,95
Rendimiento relativo (%)	50	54	54
Indicador	Situación		
	D	E	F
Calor rechazado en el condensador (kW)	217,6	214,9	214,5
Potencia consumida por los compresores (kW)	71,8	57,3	56,5
Productividad volumétrica (MJ/m ³)	11,98	10,40	10,4
Coefficiente de funcionamiento real (adim.)	2,39	2,97	3,01
Coefficiente de funcionamiento Carnot (adim.)	3,95	3,95	3,95
Rendimiento relativo (%)	60	75	76

En cuanto al calor rechazado en el condensador, de las seis situaciones estudiadas, las más favorables son la E y la F, pues al tener menor número de equipos trabajando, es menor la cantidad de energía que hay que extraer por unidad de volumen de refrigerante. Por tanto, se necesita menor cantidad de agua, generando así dos fuentes de ahorro, la de electricidad y la del agua de reposición a la torre de enfriamiento, siendo esta última muy importante ya que es el líquido más apreciado mundialmente y su disponibilidad está siendo amenazada. Los valores de coeficiente de funcionamiento (COP) que se obtienen son del mismo orden que los reportados para la producción de helados con una tecnología similar, utilizando amoníaco como refrigerante^[14].

En las situaciones A, B y C, el trabajo de los compresores es mayor que en las situaciones D, E y F, debido a que en los tres últimos casos hay más evaporadores apagados. Lo anterior se ve reflejado en los valores de los coeficientes de funcionamiento del sistema de las situaciones D, E y F, los cuales tienen los valores más cercanos al coeficiente de funcionamiento de Carnot.

El análisis del rendimiento relativo da una mejor idea de cómo está funcionando el sistema de refrigeración. Este permite comparar cuán alejado está el ciclo real de la posibilidad de que opere entre los límites de temperaturas de saturación para las presiones de trabajo, como plantea el ciclo considerado como patrón de comparación, esto es el ciclo inverso de Carnot. Por tanto, mientras más pequeño sea el rendimiento relativo, más alejado está el sistema del comportamiento del ciclo de mayor eficiencia.

Comparando la situación B con la D, se puede apreciar la diferencia en el rendimiento relativo. Esta radica en que la situación D tiene apagadas las congeladoras rusas y uno de los compresores biotápicos, lo que genera una disminución de la potencia consumida en los compresores y, por tanto, aumenta el COP del sistema, propiciando el aumento del rendimiento relativo.

Por otra parte, si se compara la situación D con la E, se puede ver cómo el rendimiento relativo de la última es superior, siendo uno de los más altos de todas las variantes con 76%. Esto es debido a que las modificaciones realizadas provocan que disminuya la potencia consumida en los compresores y, como consecuencia, el coeficiente de funcionamiento aumenta mejorando el rendimiento relativo.

A partir de los estudios realizados, se puede inferir que la fábrica puede trabajar según tres niveles de carga (alto, medio y bajo), que dependen de la cantidad de evaporadores que estén funcionando. En la tabla 4 se muestran las diferentes combinaciones que conforman estos niveles para lograr así un mejor ahorro de energía en el centro.

Tabla 4. Alternativas de mejoras para el sistema de refrigeración en tres niveles de carga

Indicador	Niveles de carga			
	Nivel alto	Nivel medio	Nivel medio	Nivel bajo
Calor absorbido en los evaporadores (kW)	173,8 (A)	172,7 (C)	171,3 (D)	170,3 (E)
Potencia consumida por los compresores (kW)	173,7 (B)	57,3 (E)	56,5 (F)	56,5 (F)
Coefficiente de funcionamiento real (adim.)	3,03	3,01	3,03	3,01
Coefficiente de funcionamiento Carnot (adim.)	3,95	3,95	3,95	3,95
Rendimiento relativo (%)	76,7	76,2	76,8	76,2

Para el calor absorbido en las situaciones A y B, no es necesario tener encendido todos los compresores como ocurre en esas condiciones, sino que se puede trabajar con el de alta y uno de baja como en la situación E, generando un rendimiento relativo de 76,7%. Utilizando el juego de compresores de E, se logra la combinación de compresión más apropiada desde el punto de vista energético para manejar la carga de A y B;

estas situaciones se denominan nivel alto de carga pues en ellas operan prácticamente todos los evaporadores.

El nivel medio puede definirse cuando se opera con la carga de la situación C y D con los compresores de la E y los de la F, respectivamente, o sea que cuando trabajen parte de los evaporadores de la fábrica solo estén funcionando dos compresores (alta y uno de baja). En el nivel medio se alcanza un valor de rendimiento relativo de 76,2 y 76,8%.

El nivel bajo es cuando se presentan las condiciones de la situaciones E y F, lo que ocurre cuando en la fábrica no hay producción y solo se usa el mínimo número de los evaporadores instalados. Con estas combinaciones se alcanza un rendimiento relativo de 76,2%, determinándose así que mediante el uso de estas combinaciones se obtiene la misma refrigeración con menos compresores en uso.

Obsérvese cómo se alcanzan similares valores de rendimiento relativo entre los tres niveles de carga y que este número corresponde al mayor valor alcanzado en el estudio de las condiciones de operación.

Al plantear estos niveles de carga se determina, en función de la demanda de refrigeración de la fábrica, cuántos compresores deben estar encendidos para tener un rendimiento lo más cercano al ideal. Esto posibilita que en la situación actual queden compresores de reserva para poder manejar imprevistos, como roturas de compresores, sin necesidad de paralizar la fábrica. Además, se genera un ahorro energético, pues disminuye la cantidad de energía eléctrica necesaria para mantener la fábrica funcionando.

Evaluación económica

Para la realización de los cálculos económicos de las situaciones de trabajo estudiadas, se estableció una comparación entre el trabajo demandado por los compresores de las situaciones A, B y C con relación al

demandado para la situación E, y el de las situaciones D, E y F con relación al demandado por la situación F, fundamentadas en la determinación del ahorro por concepto de electricidad dejada de consumir luego de las modificaciones que se reportan en la tabla 4.

Para la determinación del ahorro de electricidad, se utilizó el precio suministrado por la Empresa de Productos Lácteos Coppelia planificado para el año 2013, de 0,1527 \$/kW-h, considerando 312 días de operación al año y 12 horas de producción al día. Los resultados del cálculo económico realizado se muestran en la tabla 5. Se puede ver, para cada variante, cómo se obtiene el ahorro en kW dejados de consumir mediante la diferencia del trabajo de los compresores de cada situación y del esquema de la modificación propuesta. Empleando el precio de la electricidad se hallan los valores del ahorro anual.

Tabla 5. Resultados del análisis de ahorro de electricidad

Casos	Wc (kW)	Wcm (kW)	Ahorro (kW)	Ahorro (\$/año)	Ahorro (%)
A	87,5	57,3	30,1	17 222,73	34,4
B	81,7	57,3	24,4	13 943,98	29,9
C	81,3	57,3	24,0	13 703,86	29,5
D	71,8	56,5	15,3	8 758,58	21,3
E	57,3	56,5	0,8	480,24	1,4

Wc: Wcompresor, Wcm: Wcompresor modificado

En la situación A es donde se obtienen los mayores valores de ahorro, con 30,1 kW

dejados de consumir, que representan el 34,4%. Esto es lógico ya que entre A y E existe la mayor diferencia en cuanto al trabajo de los compresores. Esta combinación generaría un ahorro monetario anual de 17 222,73 CUP. Al comparar B y E y C y E se dejarían de consumir 24,4 kW y 24,0 kW, representando un 29,9% y un 29,5% de ahorro respectivamente.

El otro análisis se realizó entre los trabajos de los compresores para las situaciones D y E con los de F. En estos casos, el ahorro es poco significativo, porque la cantidad de electricidad dejada de consumir anualmente no representa un valor relevante frente el consumo anual de la fábrica. Monetariamente tampoco significa mucho, pues el ahorro anual es de 8 758,58 CUP para la situación D y de 480,24 CUP para la E.

IV. CONCLUSIONES

La evaluación de las cargas de enfriamiento en las neveras (Coppelia, Tolón, Materias primas y Sabores) permitió determinar que las cargas por paredes, por producto y por motores son las causantes de las principales pérdidas energéticas en el sistema. Para la primera causa, las pérdidas están entre 11,85 y 47,31%, para la segunda entre 10,92 y 29,74% y para la última entre 11,11 y 59,25%, siendo despreciables las cargas por cambios de aire, por ocupantes y por alumbrado. Se evaluaron los calores removidos en el resto de los equipos consumidores de frío (congeladoras, tanques guarda y banco de hielo), siendo despreciables en comparación con las cargas de las neveras, que son las mayores consumidoras de la fábrica Coppelia.

El ciclo de refrigeración de la fábrica Coppelia trabaja con un coeficiente de funcionamiento de 1,99 y un rendimiento relativo del 50%, lo cual evidencia que hay una baja eficiencia energética y potencialidades de mejoras.

Se realizó la simulación mediante HYSYS del ciclo de refrigeración para seis situaciones de trabajo. Estos resultados quedaron validados al compararlos con los valores reales de trabajo de los compresores instalados. La modificación de la situación A es la que conduce a un mayor ahorro de electricidad, con un valor de 17 222,73 \$/año al compararla con las condiciones de operación de la situación E.

V. REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

1. HELADOS-ESPECIFICACIONES NC 47-2009. Oficina Nacional de Normalización, La Habana, Cuba; 2009.
2. FÁBRICA DE HELADOS COPPELIA. Informe de banco de problemas energéticos. La Habana: Departamento energético; 2012.
3. BELMAN, J. (2008). *Desarrollo de un modelo físico para una instalación de producción de frío por compresión de vapor utilizando el refrigerante R134a*. Validación experimental y aplicación para la simulación energética. [Tesis doctoral]. Universitat Jaume, España; 2008.
4. IMBERT-GONZÁLEZ, J., GUILLEN-GORDÍN, R. . Evaluación de un recuperador de calor en una industria frigorífica. *Ingeniería Mecánica*. 2012;17 (1): 12-21.
5. RESTREPO, Á., LEÓN, Á., DARÍO, V. Estudio y análisis de estrategias de ahorro de energía usando el software EES (Engineering Equation Solver) para la Empresa Frigorífico de Pereira S.A. *Scientia et Technica*. 2007; XIII (34): 183-188.
6. ZOULARI, N. (2013). *Evaluación del sistema de compresión del área de enfriamiento de la Fábrica de Helados Coppelia*. [Tesis de ingeniería]. La Habana: Instituto Superior Politécnico José Antonio Echeverría; 2013.
7. MIRELES, D., HERRERA, M., MURILLO, I., LEÓN, R., OROZ, G. (2010). Simulación y comparación energética de un sistema de enfriamiento por ciclo de absorción. *Ingeniería Eléctrica, Electrónica y Computación*. 2010; 8 (1): 9-16.
8. DOSSAT, R. . *Principios de refrigeración*. 21ª Edición. México: Editorial Cecs. 21a Edición; 2001.
9. LUVATA (2013). Scelte 32 versión 3.10.1. Recuperado el 7 de octubre de 2013, de <http://www.luvata.com/eco>
10. ASPEN HYSYS . Manual Simulation Basis. Version 7. Aspen Technology, Inc. 2008.
11. SMITH, J. M., VAN NESS H.C., ABBOTT, M. *Introducción a la termodinámica en ingeniería química*. 7ma Edición. México: McGraw-Hill Interamericana; 2007.
12. SARIEGO, Y. *Evaluación energética en los procesos de remoción de calor en la elaboración de helado*. [Tesis de maestría]. La Habana: Instituto Superior Politécnico José Antonio Echeverría; 2013.
13. STATGRAPHIC CENTURION XV Manual de usuario. Versión 15.2.05. StatPoint Inc. 2007.
14. VALDÉS, J., LORENZO A., RIVERA, W, GARCÍAS, L. Propuesta de sustitución de tecnología en el sistema de refrigeración de la fábrica de helados del Combinado Lácteo de Pinar del Río. *Revista científica Avances*. 2012; 14(2); 181-193.