

# Diagnóstico energético del sistema de aire acondicionado y refrigeración de un buque tipo nodriza fluvial

Carlos M. Rodríguez<sup>a</sup>  
Ricardo Lugo Villalba<sup>b</sup>  
Juan G. Fajardo<sup>c</sup>  
Bienvenido Sarría<sup>d</sup>

## Resumen

Este artículo presenta la evaluación energética del sistema de aire acondicionado y de refrigeración de un buque patrullero de río tipo Nodriza Fluvial construido por Cotecmar (Corporación de Ciencia y Tecnología para el Desarrollo de la Industria Naval, Marítima y Fluvial) para la Armada colombiana. El cálculo fue desarrollado aplicando la metodología propuesta por la Sociedad de Arquitectos Navales e Ingenieros Marinos (*Sname*) complementada con la metodología de las “curvas del serpentín” de la *Trane Corporation*. Se propusieron equipos basados en los resultados obtenidos, dado que al compararse con los instalados en el buque, mostraron ahorros energéticos y económicos.

**Palabras clave:** Curvas del serpentín, ahorro energético, carga térmica, factor de calor sensible.

## Abstract

*This article presents the energy evaluation of the air conditioning and refrigeration system of a riverine patrol and supply ship built by Cotecmar (Science and Technology Corporation for the Development of Naval, Maritime and Riverine Industries) for the Colombian Navy. The calculation was developed with the Society of Naval Architects and Marine Engineers (Sname) methodology; this was complemented with the Trane Corporation methodology: “coil curves”. Equipment based in the obtained results were proposed, these were compared with the units installed in the ship, determining energy and economic savings when these are used.*

**Key Words:** *Energetic Diagnosis, Coil Curves, Energy Savings, Thermal Charges, Sensible Heat Factor.*

Fecha de recepción: 12 de marzo de 2007

Fecha de aceptación: 2 de mayo de 2007

<sup>a, c, d</sup> Universidad Tecnológica de Bolívar, Facultad de Ingeniería

<sup>b</sup> Corporación de Ciencia y Tecnología para el desarrollo de la Industria Naval, Marítima y Fluvial

<sup>b</sup> Asesor y Jefe del Departamento de Maquinaria y Propulsión de la Corporación de Ciencia y Tecnología para el desarrollo de la Industria Naval, Marítima y Fluvial.

<sup>c y d</sup> Asesor y director de la Facultad de Ingeniería de la Universidad Tecnológica de Bolívar respectivamente.

Autor corresponsal: [cmrodriguezjaraba@yahoo.es](mailto:cmrodriguezjaraba@yahoo.es)

## Introducción

La preservación y buen uso de los recursos renovables y no renovables ha sido desde siempre uno de los principales aspectos que ha preocupado a la humanidad. El principio de “aprovechar lo máximo con el uso de lo mínimo” ha tomado una importancia incalculable a tal punto que en las últimas décadas palabras como optimización, eficiencia, uso racional y ahorro, son casi obligatorias dentro del universo de la ingeniería. De todos los contextos que nos circundan, el tema energético es quizás el que mayor importancia ha adquirido dentro de esa cultura de conservación y concienciación.

En consecuencia, se identificó la necesidad de evaluar el diseño de *los sistemas de aire acondicionado y refrigeración* instalados en un buque tipo Nodriza Fluvial mediante el cálculo comprobatorio de la carga térmica en dichos sistemas, y la selección de los equipos requeridos basada en los resultados obtenidos. El objetivo era determinar potenciales ahorros energéticos, que se tradujeran en una importante disminución del consumo de combustible y por ende en ahorros económicos; debido al significativo impacto que tiene este rubro en la operación del buque, los altos costos de este energético en la actualidad, el incremento periódico en su precio, la dificultad de abastecimiento de hidrocarburos en las zonas geográficas de operación del buque y las políticas internacionales para la reducción de emisiones contaminantes a la atmósfera.

## Sistemas de climatización en buques

Un sistema de aire acondicionado en un buque debe proporcionar un ambiente en el cual el personal pueda vivir y trabajar sin estrés térmico; aumentar la eficiencia de la tripulación, la confiabilidad de equipos electrónicos y similares, y prevenir el rápido deterioro de armamento especial a bordo de buques de guerra.

Los factores que deben ser considerados en el diseño de un sistema de aire acondicionado en buques son:

- Funcionar apropiadamente en las condiciones de balanceo y cabeceo del buque.
- Resistir los efectos corrosivos del aire de mar y el agua salada.

- Estar diseñado para operación ininterrumpida durante el viaje.
- Ser fácilmente transportables partes de repuesto de todos los elementos esenciales, y carga extra de refrigerante debido a las dificultades que implica prestar servicio a los buques en su ruta.
- Operar sin ruidos o vibración inaceptables, y cumplir con los criterios de niveles de ruido requeridos por las especificaciones de la construcción naval.
- Ocupar el mínimo de espacio acorde con los costos y la confiabilidad. Los pesos deben mantenerse al mínimo.
- Ser suficientemente flexible para compensar los cambios climáticos de tal suerte que el buque pueda pasar a través de uno o más ciclos completos de estaciones climáticas en un solo viaje.
- Permitir la asunción de una carga por infiltración para el calentamiento de los cuartos del tren de timoneo y el puente, exigencias que se hacen en ocasiones para buques mercantes, aunque la infiltración a través de puertas hacia el exterior generalmente no se tiene en cuenta.

Finalmente, al respecto hay que decir que la carga solar debe considerarse en todas las superficies expuestas sobre la línea de agua. Si un compartimiento tiene más de una superficie expuesta, se utiliza aquella con la mayor carga solar, y los otros extremos expuestos se calculan a la temperatura exterior del ambiente.

## Metodología de cálculo de carga térmica del sistema de aire acondicionado en buques

Existen agencias reguladoras para la industria marítima que se encargan de establecer los parámetros de diseño y construcción de sistemas de acondicionamiento de aire que debe cumplir un buque. Aunque para el caso particular de buques navales no es necesario cumplir con tales requerimientos, Cotecmar procura en sus diseños cumplir con dichas regulaciones. Una de las agencias encargadas para la regulación de diseño y construcción de sistemas de acondicionamiento de aire en buques es la *American Building of Shipping (ABS)*.

En el siguiente cuadro se dan valores recomendados por la *ABS* para confort en sistemas de aire

acondicionado de buques y que se tomaron como referencia para los cálculos realizados.

**Cuadro 1. Valores recomendados por la ABS para confort en sistemas de aire acondicionado de buques**

Ítem	Requerimientos
Temperatura del aire	Rango de Temperatura del aire entre $\geq 18^{\circ}\text{C}$ ( $64^{\circ}\text{F}$ ) y $\leq 26,5$ ( $80^{\circ}\text{F}$ )
Humedad relativa	Rango desde un mínimo de 30% hasta un máximo de 70%
Velocidad del aire	No debe exceder los 30 m/minuto o 100 ft/minuto (0,5 m/s ó 1,7 ft/s) en el centro del espacio

Fuente: ABS (2002).

Los valores, ecuaciones y procedimientos empleados en el cálculo de la carga térmica y de los componentes del sistema de aire acondicionado se basaron en la metodología propuesta por la Sociedad de Arquitectos Navales e Ingenieros Marinos (*Sname* por sus siglas en inglés) (1980), complementados con los valores recomendados por la Naval de los Estados Unidos (*Sname*, 1992) para el diseño de sistemas de aire acondicionado en buques navales.

### Cálculo de la carga térmica

La primera fase en el diseño de sistemas aire acondicionado es establecer los requerimientos de carga de enfriamiento y de ventilación para cada espacio individual del buque.

Los componentes de la carga térmica incluyen las cargas por transmisión, por radiación solar, por iluminación, por equipos y por infiltración.

La carga por transmisión  $q_t$  se determina mediante la ecuación:

$$q_t = U \times A \times \Delta T \quad (1)$$

Los valores de  $U$  se tomaron de *Sname* (1963) para las superficies aisladas con poliuretano y se utilizaron los datos suministrados por el fabricante para los mamparos divisorios con núcleo de lana de roca. El  $\Delta T$  se toma de los datos recomendados en *Sname* (1980).

La carga por transmisión con radiación solar se calcula usando una variación de la ecuación (1):

$$q_{rs} = U \times A \times T_e \quad (2)$$

La ganancia de calor por transmisión con radiación solar para vidrios se calcula mediante:

$$q_{rv} = G_{sf} \times A \quad (3)$$

La carga por iluminación se calcula mediante la siguiente ecuación:

$$q_{il} = I.W. + F.W. \times B.F. \times 3,41 \quad (4)$$

$B.F.$  es el factor de resistencia (equivale a 1,25 para buques mercantes) y 3,41 es el factor de conversión de Vatios a Btu/h.

La carga por equipos puede ser calculada cuando se conocen o estiman los datos de disipación de calor mediante las ecuaciones (5) y (6):

$$q_s = q_{sd} \times U.F. \times H.F. \quad (5)$$

$$q_l = q_{ld} \times U.F. \quad (6)$$

donde  $U.F.$  es el factor de uso que aparece en el Cuadro 2.

**Cuadro 2. Factores de uso recomendados para equipos típicos en aplicaciones marinas**

Espacio	Factor de uso (U.F.)
Cuarto de equipo de propulsión	0,5
Cuarto de computador	1,0
Cuarto de control del motor	1,0
Cuartos de ventiladores	1,0
Cocina	0,5
Cuarto de equipo de giro	0,5
Dispensa	0,5
Cuarto de equipos de radar	0,5
Cuarto de radio	0,3
Espacios restantes	0,3

Fuente: *Sname* (1980).

Para los comedores, se añaden 30 Btu/h por calor sensible y latente por persona comiendo como un requerimiento para la disipación de calor de los alimentos.

La ganancia de calor por persona en los diferentes compartimientos de un buque de la marina se obtiene de *Sname* (1980) según el tipo de espacio y la temperatura interior.

La carga por infiltración impone una carga de calor sensible y una latente. En el cálculo no se tuvo en cuenta en vista de que todas las puertas permanecen cerradas durante la operación normal del buque.

### Componentes de la carga térmica que impone el sistema

Los componentes de carga térmica generados por los equipos y el funcionamiento propio del sistema de acondicionamiento de aire son: la carga del local, la carga por el ventilador, las debidas a los ductos y la carga por aire exterior.

La carga del local corresponde a los diferentes componentes de la carga térmica previamente explicados.

La carga por ventilador es el calor sensible añadido al aire cuando pasa a través de un ventilador y no es diferente de la carga de calor sensible de equipos descrita anteriormente, excepto que por conveniencia se expresa preferiblemente en términos del aumento de temperatura del aire a través del ventilador antes que como un flujo de calor. Para el caso del presente estudio se asumió como una carga por equipos, ya que los ventiladores de los *fan-coil* están ubicados dentro del espacio acondicionado.

Las cargas del sistema debidas a los ductos de suministro de aire y por trayectoria de retorno no se consideraron para el cálculo, debido a que el sistema no presenta conductos de aire; solo existen ductos para el suministro de aire exterior requerido para renovación.

Para la carga por aire exterior se requieren dos cálculos. Uno basado en la ocupación del espacio, y el otro en la tasa de cambio de aire. La mayor de estas dos cantidades será la mínima cantidad requerida de aire exterior.

El cálculo por nivel de ocupación se realiza usando la siguiente ecuación:

$$Q = O_f \times P \quad (7)$$

donde  $Q$  es la cantidad de aire exterior en *cfm*,  $O_f$  es la tasa de aire exterior mínima en *cfm* por persona y  $P$  es el número de ocupantes del espacio.

Los requerimientos de aire exterior basados en la tasa de cambio se calculan usando la ecuación:

$$Q = V / (R/C) \quad (8)$$

donde  $V$  es el volumen del cuarto en  $\text{ft}^3$  y  $R/C$  es la tasa de cambio de aire en minutos por cambio.

### Metodología de cálculo de carga térmica para los sistemas de refrigeración (cuartos fríos)

Los criterios que se siguieron para el cálculo de la carga térmica de los sistemas de refrigeración son los que recomienda la *Sname* (1992) los cuales fueron complementados con datos recomendados por la Sociedad Americana de Ingenieros en Calefacción, Refrigeración y Aire Acondicionado (*Ashrae* por sus siglas en inglés) para los análisis de sistemas de refrigeración (*Ashrae*, 1994).

La carga de calor de refrigeración para buques navales se basa en espacios de congelación desde  $0$  a  $-10^\circ\text{F}$  y espacios de enfriamiento a  $33^\circ\text{F}$ . Las temperaturas serán de  $140^\circ\text{F}$  para superficies expuestas al sol,  $120^\circ\text{F}$  para espacios adyacentes a maquinarias,  $100^\circ\text{F}$  para otros espacios no refrigerados,  $90^\circ\text{F}$  para superficies expuestas al agua de mar, y  $80^\circ\text{F}$  para espacios acondicionados, a menos que sean citadas otras temperaturas de diseño en las especificaciones particulares del buque.

Las cargas por refrigeración se determinan para dos condiciones, operación normal y *pulldown*. La condición normal es el periodo durante el cual las temperaturas de diseño se mantienen en el sistema. La condición de *pulldown* es el periodo durante el cual la temperatura del producto que se introduce en el espacio es reducida hasta la temperatura de diseño.

Las pérdidas de calor se desprecian en los cálculos si la temperatura de un espacio adyacente al que está siendo diseñado es más baja. Los componentes de la carga de calor para los espacios refrigerados incluyen las cargas: por transmisión, por infiltración, por ventilación, por productos y por equipos.

Los valores de  $U$  usados para los cálculos de la carga por transmisión en espacios refrigerados para buques navales se encuentran en *Sname*, (1992, cap. 21).

La carga por infiltración es la ganancia de calor a través de las rendijas y la entrada de aire cuando se abren las puertas. Para muchos diseños la temperatura del aire de entrada se toma en  $100^{\circ}F$  con 60% de humedad relativa cuando el aire es de espacios no refrigerados. Si el aire es de espacios refrigerados, la temperatura del aire que se tome será de  $50^{\circ}F$  y 80% de humedad relativa.

Se debe considerar una carga por ventilación para los espacios de almacenamiento de frutas y vegetales. Esto consiste de una ganancia de calor por la introducción de aire exterior, lo cual se requiere para el desplazamiento del aire viciado del compartimiento. Esta es importante solo donde excede la carga por infiltración, y entonces se usa en su lugar para las condiciones de operación calculadas.

Así mismo, debe tenerse en cuenta el calor interno de los productos y empaques, conocido como carga de calor por productos; adicionalmente, para cuartos de enfriamiento, esta también incluye el calor de respiración de frutas y vegetales.

La carga de calor por equipos incluye el calor introducido por los motores de los ventiladores para recirculación y ventilación, los cuales generalmente trabajan a plena velocidad solo durante las operaciones de *pull-down*. Se usa a baja velocidad, generalmente 50% de la máxima, durante la operación normal, lo que reduce la carga de calor.

Las cargas para las unidades de condensación se seleccionan de la siguiente forma:

- Para condiciones de *pull-down*, operación continua de todas las unidades de condensación en un sistema.
- Para la condición de operación normal, la operación de la unidad de condensación no excede las 18 horas por día con el compresor en *stand-by* asegurado.

### Componentes y cálculos de la carga de refrigeración

La capacidad de un sistema de refrigeración debe ser suficiente tanto para la condición de *pull-down*

como para operación normal. Los cálculos deben ser hechos para ambas condiciones con el fin de dimensionar adecuadamente los componentes de refrigeración. Dado que generalmente los espacios son pensados para almacenar una variedad de productos, por lo general no se requiere cálculos exactos y puede usarse un valor promedio (Cuadro 3).

La carga de refrigeración por transmisión  $L_i$  se calcula mediante:

$$L_i = 24 \cdot A \cdot U \cdot (t_1 - t_2) \quad (9)$$

La carga de calor por infiltración  $L_i$  para cada espacio refrigerado se calcula mediante:

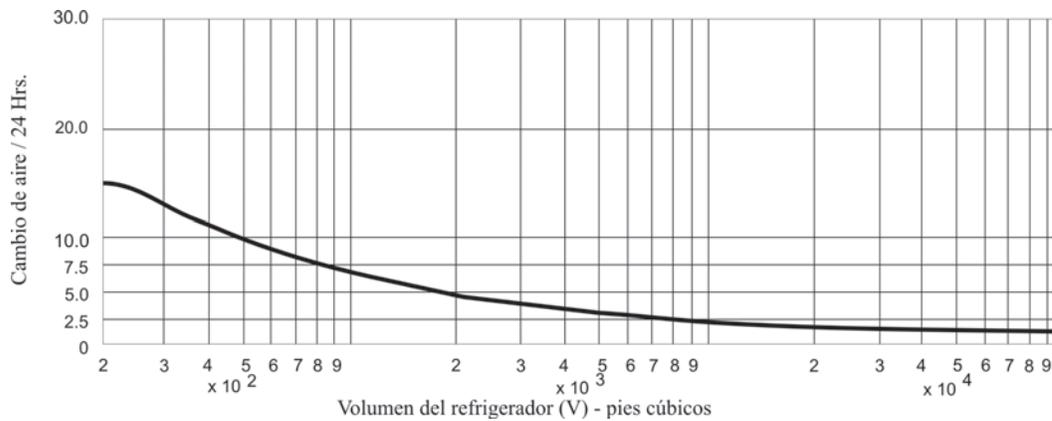
$$L_i = VCH_a \quad (10)$$

**Cuadro 3. Condiciones de la carga por productos en sistemas de refrigeración.**

	Espacio de almacenaje	
	Enfriamiento	Congelación
Temperatura final, °F	33	0
Temperatura máxima de entrada, °F	55	15
<b>Tiempo para reducción de temperatura, días</b>		
Espacios refrigerados de carga	2	2
Espacios refrigerados de carga	3	5
Densidad promedio del producto, lb/ft <sup>3</sup>	29,7	35,9
Calor específico promedio del producto, Btu/lb	0,85	0,40
Densidad promedio del empaque, Btu/lb	3,20	3,64
Calor específico promedio del empaque, Btu/lb	0,65	0,65
<b>Tasa de respiración, Btu / 24 hr:</b>		
Condición de entrada	3,20	
Condición final	1,08	

Fuente: *Sname*, (1992).

**Gráfico 1. Cambio de aire promedio para refrigeradores por 24 horas debido a la infiltración y a la apertura de puertas.**



Fuente: Sname, (1992).

Se supone que la cantidad de aire infiltrado al espacio es función del tamaño del espacio y es el promedio de los cambios de aire por 24 horas. Los valores de cambio de aire para espacios de diferentes tamaños se muestran en el Gráfico 1 y la ganancia de calor por pies cúbicos de aire que entra al espacio a diferentes temperaturas se muestra en el Gráfico 2.

La carga por ventilación  $L_v$  se calcula usando:

$$L_v = 8VH_a \quad (11)$$

La carga de calor por ventilación se usa cuando esta excede la carga por infiltración para la condición de operación calculada. No se incluye en la carga de *pull-down*. La cantidad de aire exterior se obtiene tomando un tercio del volumen total del espacio.

El peso total del producto  $PW$  se determina mediante:

$$PW = A_c hrW_p \quad (12)$$

donde  $A_c$  es el área de la cubierta,  $h$  es la altura del producto almacenado,  $r$  la relación del volumen utilizable al volumen total y  $W_p$  es la densidad del producto, lb/ft<sup>3</sup>, tomado del Cuadro 3.

El peso total del empaque o contenedor ( $CW$ ) se determina con la ecuación:

$$CW = A_c hrW_c \quad (13)$$

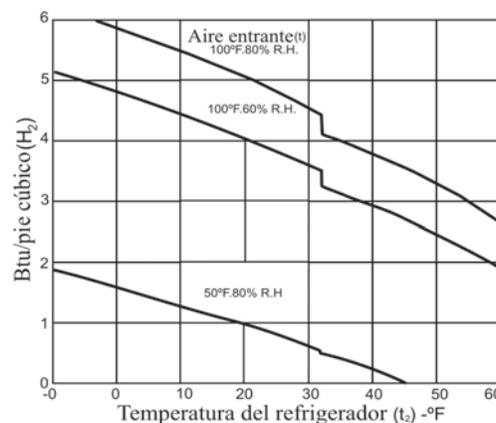
donde  $W_c$  es igual a la densidad del empaque o contenedor en lb/ft<sup>3</sup>.

La carga de calor interna del producto  $L_p$  se calcula usando la siguiente ecuación:

$$L_p = (PW \cdot C_p \cdot + CW \cdot C_c)(t_{p1} - t_{p2}) \quad (14)$$

donde  $C_p$  es el calor específico del producto,  $C_c$  el calor específico del empaque del producto,  $t_{p1}$  la temperatura del producto a la entrada del espacio y  $t_{p2}$  la temperatura final del producto o temperatura de diseño.

**Gráfico 2. Ganancia de calor producida por el aire que entra al refrigerador**

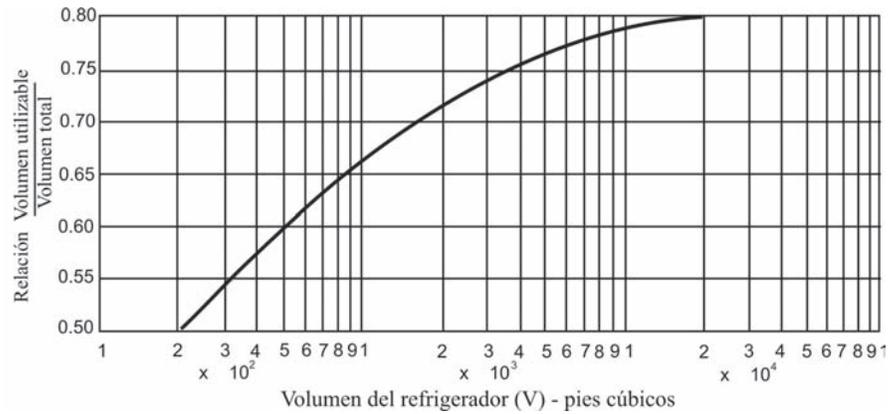


Fuente: Sname, (1992).

Las condiciones promedio que comúnmente se toman para la carga por producto y los tiempos permitidos para la reducción de temperatura se muestran en el Cuadro 3.

También se incluyen las cargas por calor de respiración de frutas y vegetales, tanto para la condición

Gráfico 3. Porcentaje del espacio refrigerado disponible para almacenamiento de productos



Fuente: Sname, (1992).

de *pull-down* como para la condición de operación normal para el cuarto de enfriamiento, y estas se calculan empleando las siguientes ecuaciones:

Respiración de preenfriamiento

$$R_p = PW \cdot (R_1 + R_2)/2 \quad (15)$$

Respiración de almacenamiento

$$R_a = PW \cdot R_2 \quad (16)$$

donde  $R_1$  y  $R_2$  son las tasas de respiración a la temperatura de entrada y la final respectivamente que se dan en el Cuadro 3 para aplicaciones navales.

El volumen disponible para el almacenado de los productos, basado en las instalaciones típicas empleadas en buques navales, se muestra en el Gráfico 3.

La carga por equipos normalmente es debida a los motores eléctricos de los ventiladores. En el Cuadro 4 se da la ganancia de calor basada en la potencia de un motor eléctrico.

Cuadro 4. Ganancia de calor por motores eléctricos empleados en sistemas de refrigeración

Potencia del motor, HP	Carga por equipo, Btu/hr-hp
1/20 a 1/8	5500
1/8 a 1/2	4250
1/2 a 3	3700
3 a 20	2900

Fuente: Sname, (1992).

### Cálculo comprobatorio y diagnóstico energético de los sistemas de aire acondicionado y refrigeración

El sistema de aire acondicionado instalado actualmente en la nodriza VI es del tipo todo agua, y está conformado por una unidad marina marca Carrier modelo 30 HWC 025, para refrigerante R-22, con una capacidad nominal de 19.9 toneladas de refrigeración, la cual consta de un compresor del tipo semihermético recíprocante multietapas (dos), un *chiller* para agua dulce, un condensador del tipo del casco y tubo enfriado para agua de mar sin costura con tubos de cupro níquel 90/10 y un sistema de control por microprocesador electrónico. Esta unidad, mediante un sistema de bombeo y una red de tuberías de cobre aisladas con poliuretano, provee de agua fría a las diferentes unidades terminales tipo *fan-coil* (unidad serpentín-ventilador) instaladas en los compartimientos, oficinas y demás espacios del buque que están acondicionados. Cada unidad terminal tiene un termostato para establecer el *set-point* de temperatura y posee una válvula reguladora de caudal de agua fría que permite el control de la temperatura en la habitación. Las referencias de los *fan-coil* instalados son marca Multiaqua CFFZA 04 y CFFZA 06 y entregan capacidades de enfriamiento de 11.400 Btuh (1t aprox.) y 17.300 Btuh (1,5t aprox.).

### Recálculo de la carga térmica del sistema de aire acondicionado

Los compartimientos o espacios que cubre el sistema de aire acondicionado y que son evaluados en el cálculo de carga térmica son:

- Camarotes ECF (elemento de combate fluvial) 1, 2 y 3 (camarotes empleados para el personal de combate, que realizan patrullaje en tierra).
- Camarotes de tripulación 1, 2 y 3 (camarotes empleados para el personal permanente encargado de la operación y navegación del buque).
- Camarote del comandante.
- Camarote del segundo comandante .
- Enfermería.
- Oficinas C3I y Maestría de Armas.
- Rancho o comedor.
- Puente de mando.
- Cuarto de radio.
- S.E.I.T (cuarto de inteligencia).
- Consola de ingeniería.

Para el recálculo de la carga térmica del sistema de aire acondicionado se tomó como condición crítica la hora de mediodía, y las características reales del buque. Los cálculos se realizan según las ecuaciones contenidas en el numeral 3 y se tuvieron en cuenta las siguientes recomendaciones:

- La temperatura de diseño de aire exterior se supone será 95 °F de bulbo seco con 77% HR según las condiciones de las zonas en donde opera el buque; estos valores son promedios teniendo en cuenta que entre una y otra zona hay variaciones de temperatura y humedad.
- La temperatura de diseño de aire interior se supone será de 80°F y 55% de HR según

propone *Sname* (1980) para buques navales, este valor está dentro del rango de temperaturas propuesto por la ABS para confort de las personas en un buque.

- Para los valores de temperatura de los pasillos, los cuales son acondicionados indirectamente, se empleó un aumento de 0,5°F, como se recomienda para buques navales (*Sname*, 1980).
- Las áreas de cada espacio fueron medidas en campo para corregir los valores que se habían empleado en el cálculo previo.
- La carga por iluminación se evaluó teniendo en cuenta los datos de placa tomados de las luces instaladas en cada espacio.
- Fueron estimados los valores de disipación de calor empleados en la carga por equipos.
- La carga por persona se tomó a partir de datos proporcionados para buques navales que aparecen en el Gráfico 1 de acuerdo con el tipo de espacio. Para el cálculo se consideró una ocupación completa en los espacios de oficinas, comedor y puente; para los camarotes se consideró el nivel de ocupación según el número de camas disponible pues estos generalmente son ocupados en su totalidad.

Fue necesario evaluar la carga térmica teniendo en cuenta una segunda condición (horas nocturnas) para los espacios en donde no se consideró la carga por personas en el primer cálculo; esto con la finalidad de establecer la capacidad máxima de enfriamiento requerida allí.

**Cuadro 5. Resumen de la carga térmica**

Datos del espacio		Condición crítica C1				Condiciones para camarotes ocupados de noche C2				Salidas de aire basadas en			CFM C1	CFM C2
Espacio	Estación	BTU/hr.			SHR	BTU/hr.			SHR	R/C	Pers.	Ext.		
		Sens.	Lat.	Total		Sens.	Lat.	Total						
Camarote ECF 3	14-17 B	4373	2025	6398	0,68								162	
Camarote tripulación 3	14-17 E	3426	0	3426	1,00	4312	2700	7012	0,61	43			127	160
Camarote tripulación 2	17-20 B	3401	0	3401	1,00	3659	2025	5684	0,64	37			126	136
Camarote tripulación 1	17-20 E	2575	0	2575	1,00	2501	1350	3851	0,65	35			95	93
Camarote ECF 2	20-24 B	9269	3375	12644	0,73					49			343	
Camarote ECF 1	20-24 E	9269	3375	12655	0,73					49			343	
Consola ingeniería	7-9 B	2684	700	3384	0,79						35		99	
Rancho	11-17 E	10718	8395	19113	0,56						345		397	
Oficina 1-19-1-L	17-19 E	1403	700	2103	0,67						35		52	
C3I	19-21 E	1491	700	2191	0,68						35		55	
Camarote segundo comandante	21-24 B	3098	0	3098	1,00	2043	670	2713	0,75			53	115	76
Camarote comandante	21-24 B	2948	0	2948	1,00	1893	670	2563	0,74			53	109	70
Enfermería puente	17-21 B	2059	0	3098	0,66	2336	1340	3676	0,64			53	76	87
Puente	17-21 B	16097	700	16797	0,96					84			596	
S.E.I.T.	18-21 B	1817	700	2517	0,72						35		67	
Cuarto radio	18-21 E	2420	700	3150	0,78						35		91	
<b>Total</b>		<b>77080</b>	<b>21370</b>	<b>99500</b>	<b>0,77</b>	<b>Total</b>				<b>297</b>	<b>655</b>	<b>159</b>	<b>2855</b>	
		Valores empleados en el cálculo global del equipo				<b>Total aire exterior</b>				<b>1111</b>				
						<b>Aire total estimado</b>				<b>2855</b>				

Fuente: *Resultado de la investigación.*

Para la determinación estimada del caudal de aire  $Q$  requerido en  $cfm$ , en cada uno de los espacios que se van a acondicionar, se empleó la ecuación:

$$Qr = q_{se} / (1,08 \cdot \Delta t) \quad (17)$$

siendo  $q_{se}$  el calor sensible del espacio y  $\Delta t$  el aumento de temperatura permisible.

Para este estudio se empleó un diferencial de temperatura promedio de  $25^{\circ}F$  según recomienda la *Sname*. Este diferencial solo es empleado para determinar el porcentaje de aire exterior que se necesita para renovación, el cual es requerido con el fin de establecer la capacidad total del equipo. Para calcular la capacidad total del sistema se determina el diferencial de temperatura mediante la metodología de la *Trane* "las curvas del serpentín", tal y como se explica posteriormente.

Luego de haber realizado los cálculos de carga para cada uno de los recintos de interés, se resume toda la información en el formato general del Cuadro 5 y se emplean para determinar la capacidad en toneladas, requeridas para garantizar las condiciones de confort.

### Determinación de las capacidades de los equipos

Para la determinación de la capacidad total en toneladas de refrigeración del equipo de enfriamiento y la capacidad de enfriamiento y flujo de aire de suministro en  $cfm$  de las unidades terminales tipo *fan-coil* requeridas para cada espacio acondicionado, se empleó la metodología propuesta por la *Trane Corporation* basada en las curvas del serpentín de enfriamiento (*coil curves*) que se muestran en el Gráfico 5; estas representan los cambios en las temperaturas de bulbo seco y bulbo húmedo cuando el aire pasa a través de un serpentín de enfriamiento típico y describen aproximadamente el desempeño del serpentín. El procedimiento recomendado por la *Trane* se describe a continuación:

Teniendo los valores en  $cfm$  de aire exterior y de aire recirculado requeridos por el sistema del Cuadro 5, se determina el porcentaje que representa cada uno del total de aire. A partir de este valor se determina la temperatura de bulbo seco de la mezcla, multiplicando la temperatura de bulbo seco de cada una de las condiciones de aire por su porcentaje correspondiente y sumando los

resultados. En la carta psicrométrica se unen los puntos de la condición del aire recirculado y del exterior mediante una línea recta y se interceptan con el valor de bulbo seco determinado en el paso anterior, para establecer las condiciones del aire a la entrada (mezcla de aire). Tal condición es aire a  $85,85^{\circ}F$  de bulbo seco y  $75,95^{\circ}F$  de bulbo húmedo.

Basado en el resumen de cálculo de carga térmica (Cuadro 5) se determina la relación de calor sensible  $SHR = 0,77$  (calor sensible entre calor total) y con este valor se traza la línea de referencia del SHR del sistema cruzando el punto de referencia ubicado a  $78^{\circ}F$  de bulbo seco y  $65^{\circ}F$  de bulbo húmedo. Se traza la línea del SHR para la condición de  $80^{\circ}F$  BS y 55% HR trazando una línea paralela a la de referencia del SHR.

Siguiendo la curva del serpentín más cercana a la condición del aire de entrada (mezcla de aire) como guía, se traza desde este punto la curva del serpentín hasta que se intercepte con la línea del SHR. Este punto es la condición del aire de suministro del sistema y el valor del mismo que se determinó es de  $60,16^{\circ}F$  BS y  $59,4^{\circ}F$  BH. En el Gráfico 4 se muestra en la carta psicrométrica el proceso que representa el sistema de aire acondicionado en la nodriza.

Conociendo la condición del aire del espacio y la del aire de suministro se calcula el flujo de aire de suministro en mediante la ecuación:

$$Cfm = Qs / 1,085 \cdot (Tbs_{esp} - Tbs_{sum}) \quad (18)$$

Se determina mediante la carta psicrométrica las entalpías del aire de entrada y del aire de suministro ( $40,4249$  Btu/lb y  $26,046$  Btu/lb respectivamente) y empleando la ecuación (19) se calcula la capacidad de enfriamiento en Btu/hr haciendo uso del flujo de aire de suministro determinado con la ecuación (18).

$$CT = 4,5 \times Cfm \times (h_1 - h_2) \quad (19)$$

La capacidad determinada fue de  $179,029$  Btu/hr que equivale a  $14,2$  TR, con un factor de seguridad de 5% para suplir cualquier carga adicional. La capacidad final requerida para el sistema de aire acondicionado fue de  $15,66$  toneladas de refrigeración y se seleccionó una unidad que suministra  $15,8$ .

**Diagnóstico y ahorro energético del sistema de aire acondicionado**

A partir de los resultados obtenidos en la sección anterior se propone un equipo de menor capacidad y se realiza un análisis comparativo con el equipo instalado actualmente en el buque. En el Cuadro 6 se resumen los resultados obtenidos incluyendo los ahorros.

**Cuadro 6. Comparativo del chiller instalado y el propuesto**

Ítem	Carrier	
	Instalado	Propuesto
Marca del equipo	Carrier	
Referencia del equipo	30 HWC 025	30 HWC 018
Capacidad nominal (TR)	19,9	15,8
Reducción de capacidad (%)	20,6	
Potencia consumida (kW)	16,2	13,2
Reducción de consumo (kW)	3	
Reducción de potencia consumida (%)	18,5	
Ahorro consumo diario (kWh/día). Operando 24 h/día	72	
Ahorro anual (kWh/año). Disponibilidad 90% ≈ 7884 h/año	22652	
Ahorro por operación (\$/año)	8'421.531	
Ahorro por inversión inicial (\$)	4'400.000	
Todos los cálculos se sealizan con un factor de carga al 100%		

Fuente: *Resultados de la investigación.*

**Cuadro 7. Costo del combustible empleado en el buque nodriza**

Costo de combustible diesel		
Costo del combustible (\$/gal)	4.685	1
Consumo de generador gal/h/kW	0,076	2
Costo del kW (\$/kWh)	356	
1. Precio del diesel a septiembre de 2006 2. Dato del fabricante para generador <i>Caterpillar</i> C 4.4.		

Fuente: *Resultados de la investigación.*

Los costos del combustible se determinan considerando la condición más eficiente del generador *Caterpillar* C4.4., de acuerdo con los datos

que proporciona el fabricante, según el cual el generador consume 7,32 galones por hora a plena carga (100%); lo que significa el menor consumo de combustible posible. Los resultados obtenidos se muestran en el Cuadro 7.

**Cuadro 8. Determinación de la capacidad de los fan-coil**

Espacio	Capacidad			Factor de carga %
	Requerida		Instalada	
	Btu/h	TR		
Camarote ECF 1	12079	1,0	0,95	106
Rancho	29180	2,1	2,39	102
Puente	36104	3,0	4,78	63
Cuarto de radio	3134	0,3	0,95	27
S.E.I.T.	2510	0,2	1,44	15
Camarote tripulación 3	7035	0,6	0,95	62

Fuente: *Resultados de la investigación.*

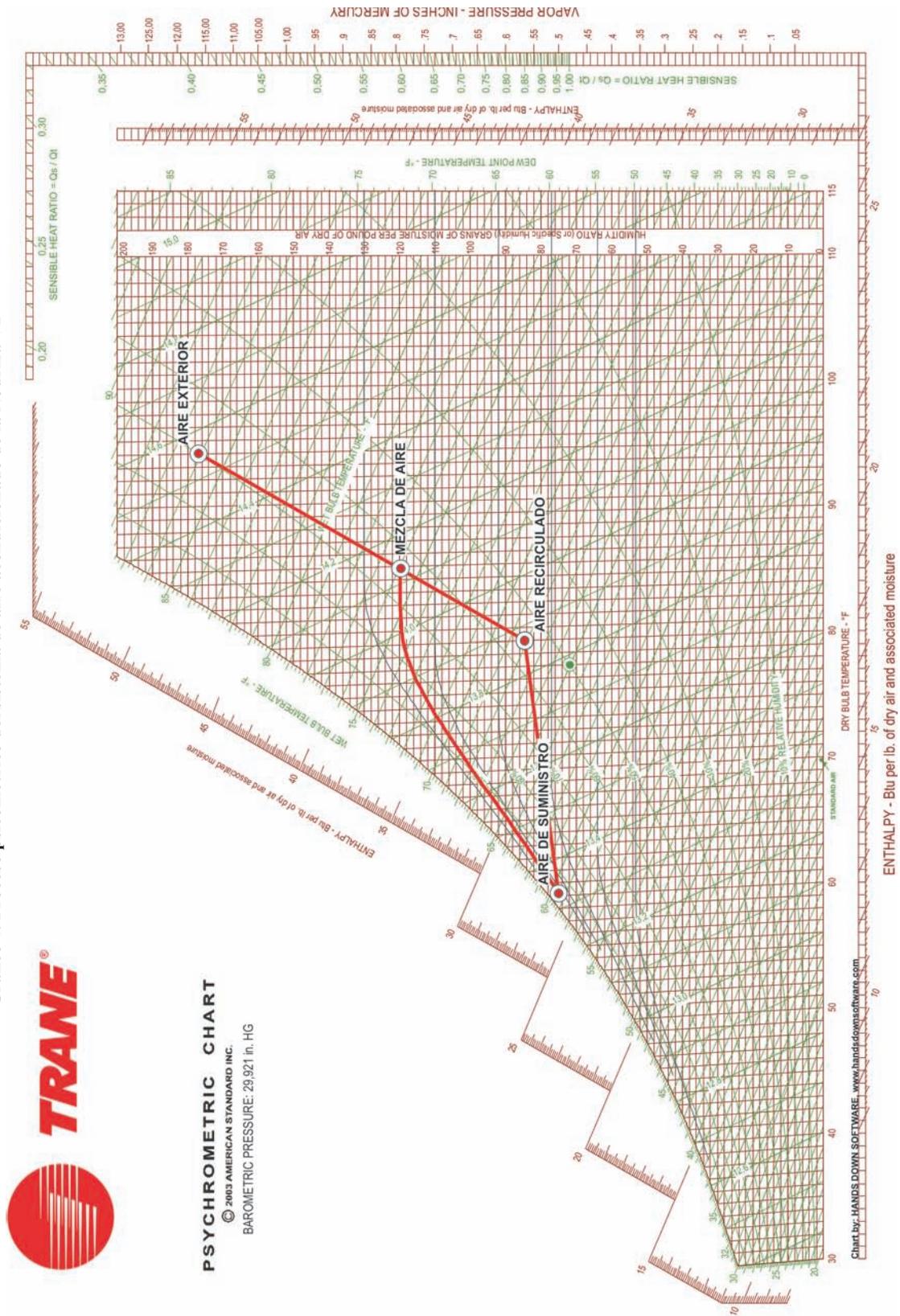
El Cuadro 8 resume la capacidad de cada una de las unidades *fan-coil* requeridas por cada espacio; esta capacidad fue determinada de forma similar a la capacidad total del equipo; los resultados son comparados con la capacidad real instalada, para evaluar a qué porcentaje de su capacidad nominal trabajan las unidades actuales.

**Cálculo comprobatorio y diagnóstico energético de los sistemas de refrigeración**

El sistema frigorífico consta de dos unidades condensadoras marca Russell de la serie RW con referencia RWD500L22 para baja temperatura con capacidad de 31.000 Btu/h a una temperatura de succión de -10°F, cada una compuesta por un condensador de tubo y coraza enfriado por agua de mar; un compresor Copeland Discus modelo 2DL3-040E-TFC200 para trabajo con refrigerante 22. El sistema de cuartos frigoríficos incluye un recinto a -4°F (-20°C) para carnes y otro a 33°F (0,5°C) para verduras. Únicamente trabaja una unidad para ambos cuartos, la otra funciona en *stand-by*.

Las unidades están ubicadas en el cuarto de máquinas; desde allí el refrigerante líquido es transportado por tuberías aisladas con poliuretano hasta las unidades evaporadoras de aire forzado ubicadas en

Gráfico 4. Proceso psicrométrico del sistema de aire acondicionado de la Nodriza VI



el cuarto de verduras y el cuarto frío. Las unidades evaporadoras son marca Heatcraft modelo FBA080 para temperatura de evaporación  $-20^{\circ}\text{C}$  y  $-5^{\circ}\text{C}$ , la primera para el cuarto frío y la segunda para el cuarto de verduras cuyas capacidades basadas en la temperatura de evaporación son de 6905 Btuh (1740 Kcal/h) y 7580 Btuh (1910 Kcal/h) respectivamente; cada unidad posee dos ventiladores de 1580 rpm que suministran un flujo de aire de 1083 cfm.

### Recálculo de la carga térmica del sistema de refrigeración

De igual forma que para el aire acondicionado, el recálculo de la carga térmica para los cuartos fríos se efectuará de acuerdo con el procedimiento recomendado por la *Sname* (1992) para este tipo de aplicación. Los resultados se resumieron en los formatos recomendados por la *Sname* para el cálculo de la carga térmica de cuartos de congelación (cámara para carnes, y de enfriamiento (cámara para verduras).

Los valores de temperatura de diseño empleados para el cálculo fueron de  $0^{\circ}$  y  $33^{\circ}\text{F}$  para el cuarto de congelación y de enfriamiento respectivamente; el Cuadro 9 resume las condiciones empleadas para el diseño, estas son complementadas con los valores dados para buques navales que aparecen en el Cuadro 3 y las recomendaciones dadas por la *Ashrae* (1994) para el diseño de cuartos fríos (peso promedio del producto).

**Cuadro 9. Condiciones para diseño del sistema de refrigeración**

Concepto	$^{\circ}\text{F}$	$^{\circ}\text{C}$
Temperatura exterior	95	35
Humedad relativa	77%	
Superficies expuestas al sol	140	60
Superficies adyacentes a espacios acondicionados	100	37
Superficies adyacentes a espacios acondicionados	80	26
Temperatura cuarto de congelación	-4	-20
Temperatura cuarto de enfriamiento	33	0

Fuente: *Resultados de la investigación.*

### Determinación de la capacidad y diagnóstico energético del sistema de refrigeración

Después de realizado el cálculo comprobatorio del sistema de refrigeración de la Nodriza VI se

determinó que se necesitan 0.44 toneladas de refrigeración para llevar la carga máxima del cuarto de verduras de  $13^{\circ}\text{C}$  ( $55^{\circ}\text{F}$ ) (valor de temperatura máxima de entrada al cuarto [Cuadro 3]) hasta  $0,5^{\circ}\text{C}$  ( $33^{\circ}\text{F}$ ) y 0.19 toneladas de refrigeración para mantener la máxima carga de este cuarto en  $0^{\circ}\text{C}$  ( $33^{\circ}\text{F}$ ). Por otro lado se necesitan 0.40 toneladas de refrigeración para llevar la carga máxima del cuarto frío de  $-9^{\circ}\text{C}$  ( $15^{\circ}\text{F}$ ) hasta  $-20^{\circ}\text{C}$  ( $-4^{\circ}\text{F}$ ) y 0.26 toneladas de refrigeración para mantener la máxima carga de este cuarto en  $-20^{\circ}\text{C}$  ( $-4^{\circ}\text{F}$ ).

Se determinó la capacidad total del equipo incluyendo el calor que transmiten los ventiladores del evaporador. Se evaluaron las condiciones de máximo requerimiento para ambos cuartos y se determinó que la capacidad total requerida por la unidad condensadora es de 1,2 toneladas de refrigeración.

La capacidad de la unidad actualmente instalada para una temperatura de succión de  $-10^{\circ}\text{F}$  es de 31.000Btu/h (2,58 TR), lo que representa una unidad trabajando al 46,5% de su capacidad nominal. Se hace la selección de la unidad para trabajar en las mismas condiciones de temperatura, proponiendo una unidad de menor capacidad. En el Cuadro 10 aparece el comparativo de la unidad instalada y la propuesta basada en el cálculo comprobatorio realizado en la sección anterior y se dan los ahorros obtenidos por el cambio de la unidad condensadora.

Las unidades evaporadoras deberán suplir 0,58 toneladas de refrigeración para el cuarto frío y 0,62 toneladas para el cuarto de enfriamiento; estos valores corresponden a la condición máxima de operación de cada cuarto.

Para los mismos valores de temperatura de evaporación  $-20^{\circ}$  y  $-5^{\circ}\text{C}$ , se determina la capacidad de la unidad evaporadora requerida en cada cuarto y se compara con los actualmente instalados, para determinar si los equipos logran suplir la demanda que requiere el sistema.

Para el cuarto frío el equipo disponible comercialmente sería de 0,58 TR=6941.29 Btu/h=1749.19 Kcal/h, para una temperatura de evaporación de  $-20^{\circ}\text{C}$ . Al compararlo con el equipo actualmente instalado de 1740 Kcal/h se determina que para suplir lo demandado por el sistema, este requiere de un aumento en su capacidad de tan solo 0,52 % valor que no es significativo en vista de que en los

cálculos se empleó un 10% adicional como factor de seguridad; por lo tanto la unidad actualmente instalada cumple con los requerimientos del sistema.

**Cuadro 10. Comparativo de la unidad condensadora instalada y propuesto para el sistema de refrigeración. Ahorros obtenidos**

Ítem	Instalado	Propuesto
Referencia del equipo	RDW500 L22	RDW300 L22
Capacidad nominal (Btu/H)	31000	22100
Capacidad nominal (TR)	2,6	1,8
Reducción de capacidad (%)	28,7	
Potencia consumida (HP)	5	3
Potencia consumida (kW)	3,68	2,21
Reducción de consumo (kW)		1,47
Reducción potencia consumida (%)		40
Ahorro consumo diario (kWh/día). Operando 24h/día.		35,3
Ahorro anual (kWh/año). Disponibilidad 90% 7884 h/año.		11597
Ahorro por operación (\$/año)		4'129.352
<i>Todos los cálculos se realizan con factor de carga al 100%</i>		
<b>Costo de combustible diesel</b>		
Costos del combustible (\$/gal)	4.685	1
Consumo del generador gal/h/kW	0,076	2
Costo del kW (\$/kWh)	356	
1. Precio del combustible diesel a septiembre de 2006		
2. Dato del fabricante para generador <i>Caterpillar</i> C4.4		

Fuente: *Resultados de la investigación.*

Para el caso del cuarto de verduras se requiere una unidad evaporadora de 0,62 TR=7442.35 Btu/h=1875.44 Kcal/h siendo la unidad instalada para una capacidad de 0,63 TR=7579,5 Btu/h=1910 Kcal/h para una temperatura de evaporación de -5°C. Al igual que para el cuarto frío la unidad evaporadora es adecuada para suplir los requerimientos del sistema.

## Conclusiones

Es importante hacer un diagnóstico de los sistemas de aire acondicionado y de refrigeración en los buques, con el fin de recalcular las cargas térmicas sobre la base de lo realmente instalado con el objeto de identificar si el sistema cumple o no con los requerimientos de desempeño para los cuales fue diseñado.

La unidad de enfriamiento del sistema de aire acondicionado actualmente instalada en la Nodriza VI trabaja por debajo de su capacidad nominal. Al cambiar la unidad por una de menor tamaño que cumpla con los requerimientos reales del sistema se producirá una reducción en la capacidad de 20.6%, lo que trae consigo una disminución del consumo energético, reflejado en ahorros económicos por operación y por inversión inicial; este último proyectado a otras embarcaciones (Nodriza VII a la X) dado que el cambio solo aplica para futuros diseños debido a que por ser relativamente nuevos los sistemas instalados, no es viable su sustitución. Es necesario por ello establecer medidas orientadas a regular los consumos del equipo aprovechando que este trabaja con un sistema por etapas (al 50 y al 100%). Las unidades tipo *fan-coil* trabajan en su mayor parte muy por debajo de su capacidad nominal, determinándose que en algunos espacios llegan a ocuparse hasta en un factor de carga del 15%, por lo que se recomienda aprovechar que tienen tres velocidades para regular el suministro de aire según la demanda requerida por el espacio.

La unidad condensadora del sistema de refrigeración que debe suplir las condiciones máximas de operación del cuarto frío y el de verduras está sobrediseñada, y se encuentra trabajando al 46.5% de su capacidad; reemplazar la unidad existente por otra de menor capacidad representa un ahorro en el consumo de energía del 40%.

Las unidades evaporadoras instaladas tanto en el cuarto frío como en el de verduras, cumplen con los requerimientos de carga de ambos espacios.

En conjunto, para los dos sistemas evaluados (aire acondicionado y refrigeración), se pueden obtener ahorros económicos por operación a plena carga de los equipos por un valor aproximado de \$11.518.545 por año, trabajando 7880 horas/año las 24 horas al día el sistema de aire acondicionado y 18 horas el de refrigeración. Además se obtiene un ahorro por

inversión inicial del sistema de aire acondicionado de aproximadamente \$4.400.000, teniendo en cuenta únicamente el chiller de agua fría. Todos

estos ahorros solo considerando cambios de la unidades seleccionadas para futuras construcciones de las nodrizas.

### Listado de abreviaturas

$A$	= Área superficial de transferencia de calor, $ft^2$	$q_{rs}$	= Carga por transmisión con radiación solar, Btu/h
$A_c$	= Área de la cubierta del cuarto de refrigeración, $ft^2$	$q_s$	= Carga sensible por equipos, Btu/h
$B.F.$	= Factor de resistencia	$q_{se}$	= Calor sensible de un espacio o local
$C$	= Número de cambios de aire por 24 horas	$q_{sd}$	= Disipación de calor sensible del equipo
$Cfm$	= Cantidad de aire de suministro a la salida del serpentín de enfriamiento, cfm	$q_t$	= Carga térmica por transmisión, Btu/h
$CT$	= Capacidad de enfriamiento requerido	$r$	= Relación del volumen utilizable al volumen total de un cuarto de refrigeración
$C_p$	= Calor específico del producto que se va a refrigerar	$R$	= Respiración de preenfriamiento
$C_c$	= Calor específico del empaque del producto que se va a refrigerar	$R^p$	= Respiración de almacenamiento
$F.W.$	= Potencia en vatios de las luces fluorescentes	$R/C$	= Tasa de cambio de aire en minutos por cambio
$G_{sf}$	= Factor solar del vidrio, BTU/hr-ft <sup>2</sup>	$R_1$	= Tasa de respiración a la temperatura de entrada del producto
$h^f$	= Altura del producto almacenado	$R_2$	= Tasa de respiración a la temperatura final del producto
$h_1$	= Entalpía del aire de entrada, Btu/lb	$SHR$	= Relación de calor sensible
$h_2$	= Entalpía del aire de salida, Btu/lb	$tp_1$	= Temperatura del producto a refrigerar a la entrada del espacio
$H_a$	= Ganancia de calor por aire infiltrado, Btu/ft <sup>3</sup>	$tp_2$	= Temperatura final del producto o temperatura de diseño del cuarto de refrigeración
$H.F.$	= Factor de campana	$Tbs_{esp}$	= Temperatura de bulbo seco del espacio, °F
$I.W.$	= Potencia en vatios de las luces incandescentes	$Tbs_{sum}$	= Temperatura de bulbo seco de suministro, °F
$L_i$	= Carga de calor por infiltración	$t_1$	= Temperatura de la superficie exterior, °F
$L_p$	= Carga de calor interna del producto a refrigerar	$t_2$	= Temperatura de la superficie interior, °F
$L_r$	= Carga de refrigeración por transmisión	$Te$	= Diferencia de temperatura efectiva a través de la superficie
$L_v$	= Carga de refrigeración por ventilación	$U$	= Coeficiente global de transferencia de calor, Btu/ft <sup>2</sup> °F
$O_f$	= Tasa de aire exterior mínima en $cfm$ por persona	$U.F.$	= Factor de uso del equipo
$P$	= Número de ocupantes del espacio	$V$	= Volumen del espacio, $ft^3$
$PW$	= Peso total del producto a refrigerar	$W_c$	= Densidad del empaque o contenedor, lb/ft <sup>3</sup>
$Q$	= Cantidad de aire exterior, $cfm$	$W_p$	= Densidad del producto a refrigerar, lb/ft <sup>3</sup>
$Q_r$	= Caudal de aire requerido en el espacio, $cfm$	$\Delta t$	= Diferencia de temperatura a través de la superficie de transferencia y/o aumento de temperatura permisible, °F
$Q_s$	= Calor sensible total		
$q_{il}$	= Carga por iluminación, Btu/h		
$q_l$	= Carga latente por equipos, Btu/h		
$q_{ld}$	= Disipación de calor latente del equipo		

## Referencias

- American Bureau of Shipping (2002), Guide for Passenger Comfort on Ships. Houston, ABS.
- American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers (1977). Fundamentals Handbook. Atlanta, Ashrae, cap. 25.
- American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers (1994), Refrigeration, Systems and Applications Handbook. Atlanta, Ashrae.
- American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers (1995), Applications Handbook, Atlanta, Ashrae cap. 10.
- Lugo, R y Sierra, A. (2004). *Evaluación energética de los sistemas de conversión y consumo de energía de un buque tipo nodriza fluvial*, [tesis de grado], Barranquilla, Universidad del Atlántico, Especialización en Eficiencia Energética.
- Sarria, B. (2006) Diplomado Uso Racional de la Energía, módulo de Refrigeración y Aire Acondicionado. Universidad Tecnológica de Bolívar. Cartagena, documentos de clase.
- Quadri, N. (2000) *Sistemas de aire acondicionado, calidad del aire interior*, Buenos Aires, Editorial Alsina.
- Society of Naval Architects and Marine Engineer (1980), Recommended Practices for Merchant Ship Heating, Ventilation and Air Conditioning Design Calculations. Technical and Research Bulletin, New York, Sname, pp. 4-16.
- Society of Naval Architects and Marine Engineer (1992), Marine Engineering, New York, Sname, cap. 21. (1963), Thermal Insulation Report. Technical and Research Bulletin, New York, Sname, pp. 4-7.

