

**EVALUACIÓN DEL SISTEMA DE ACONDICIONAMIENTO DE AIRE DEL
BUQUE TIPO NODRIZA FLUVIAL VII MEDIANTE EL EMPLEO DE LA
METODOLOGÍA DE CÁLCULO DE CARGA TÉRMICA CLDT/CLF DE LA
ASHRAE.**

**LORENA AGUDELO CARDENAS
JUAN JACOB SILVA HERNANDEZ**

**UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA DE BOLÍVAR
FACULTAD DE INGENIERÍA
PROGRAMA DE INGENIERÍA MECÁNICA
CARTAGENA
2008**

**EVALUACIÓN DEL SISTEMA DE ACONDICIONAMIENTO DE AIRE DEL
BUQUE TIPO NODRIZA FLUVIAL VII MEDIANTE EL EMPLEO DE LA
METODOLOGÍA DE CÁLCULO DE CARGA TÉRMICA CLDT/CLF DE LA
ASHRAE.**

**LORENA AGUDELO CARDENAS
JUAN JACOB SILVA HERNANDEZ**

**Monografía presentada como requisito parcial para optar al título de
Ingeniero Mecánico**

**Director
CARLOS MANUEL RODRÍGUEZ JARABA, ME.**

**UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA DE BOLÍVAR
FACULTAD DE INGENIERÍA
PROGRAMA DE INGENIERÍA MECÁNICA
CARTAGENA
2008**

Cartagena de Indias D.T. y C. 23 de Enero de 2009

Señores
COMITÉ CURRICULAR
UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA DE BOLÍVAR
Facultad de Ingenierías
Cartagena

Estimados Señores

Luego de revisar el trabajo de grado **“evaluación del sistema de acondicionamiento de aire del buque tipo nodriza fluvial VII mediante el empleo de la metodología de cálculo de carga térmica CLDT/CLF de la ASHRAE.”** de los estudiantes Juan Jacob Silva Hernández y Lorena Agudelo Cárdenas; considero que cumplen con los objetivos propuestos, por lo que estoy de acuerdo en presentarlos formalmente para su evaluación y así optar por el título de Ingeniero Mecánico

Cordialmente,

CARLOS MANUEL RODRÍGUEZ JARABA
Director del proyecto

Cartagena de Indias D.T. y C. 23 de Enero de 2009

Señores
COMITÉ CURRICULAR
UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA DE BOLÍVAR
Facultad de Ingenierías
Cartagena

Estimados Señores

La presente tiene como objeto presentar a ustedes, para que sea puesto en consideración, el estudio y aprobación del trabajo de grado titulado “**evaluación del sistema de acondicionamiento de aire del buque tipo nodriza fluvial VII mediante el empleo de la metodología de cálculo de carga térmica CLDT/CLF de la ASHRAE.**” la cual fue realizada cumpliendo con las pautas establecidas y los derechos de la información suministrada por la universidad, y así optar por el título de Ingeniero Mecánico

Cordialmente,

JUAN JACOB SILVA HERNANDEZ
C.C. 1.047.383.026 de Cartagena

LORENA AGUDELO CARDENAS
C.C.1.128.050.255 de Cartagena

Cartagena de Indias D.T. y C. 23 de Enero de 2009

AUTORIZACION

Nosotros, Lorena Agudelo Cárdenas y Juan Jacob Silva H. identificados con cedula de ciudadanía 1.128.050.255 y 1.047.383.026 de Cartagena respectivamente, autorizamos a la UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA DE BOLÍVAR, para hacer uso de nuestro trabajo de grado y publicarlo en el catalogo on-line de su biblioteca

Cordialmente,

JUAN JACOB SILVA HERNANDEZ
C.C. 1.047.383.026 de Cartagena

LORENA AGUDELO CARDENAS
C.C. 1.128.050.255 de Cartagena

RESUMEN

Titulo del Trabajo

Evaluación del sistema de acondicionamiento de aire del buque tipo nodriza fluvial VII mediante el empleo de la metodología de calculo de carga térmica CLDT/CLF de la ASHRAE.

Autores

Lorena Agudelo Cárdenas y Juan Jacob Silva Hernández

Objetivo General

Evaluar en su etapa de diseño el sistema de acondicionamiento de aire del buque tipo nodriza fluvial VII construido por COTECMAR, mediante el recálculo de la carga térmica y la capacidad de los equipos requeridos, aplicando la metodología CLTD/CLF de la ASHRAE, con el propósito de establecer la demanda horaria del buque para diferentes orientaciones, la orientación y hora de mayor criticidad y determinar las posibles oportunidades de ahorro energético.

Objetivos Específicos

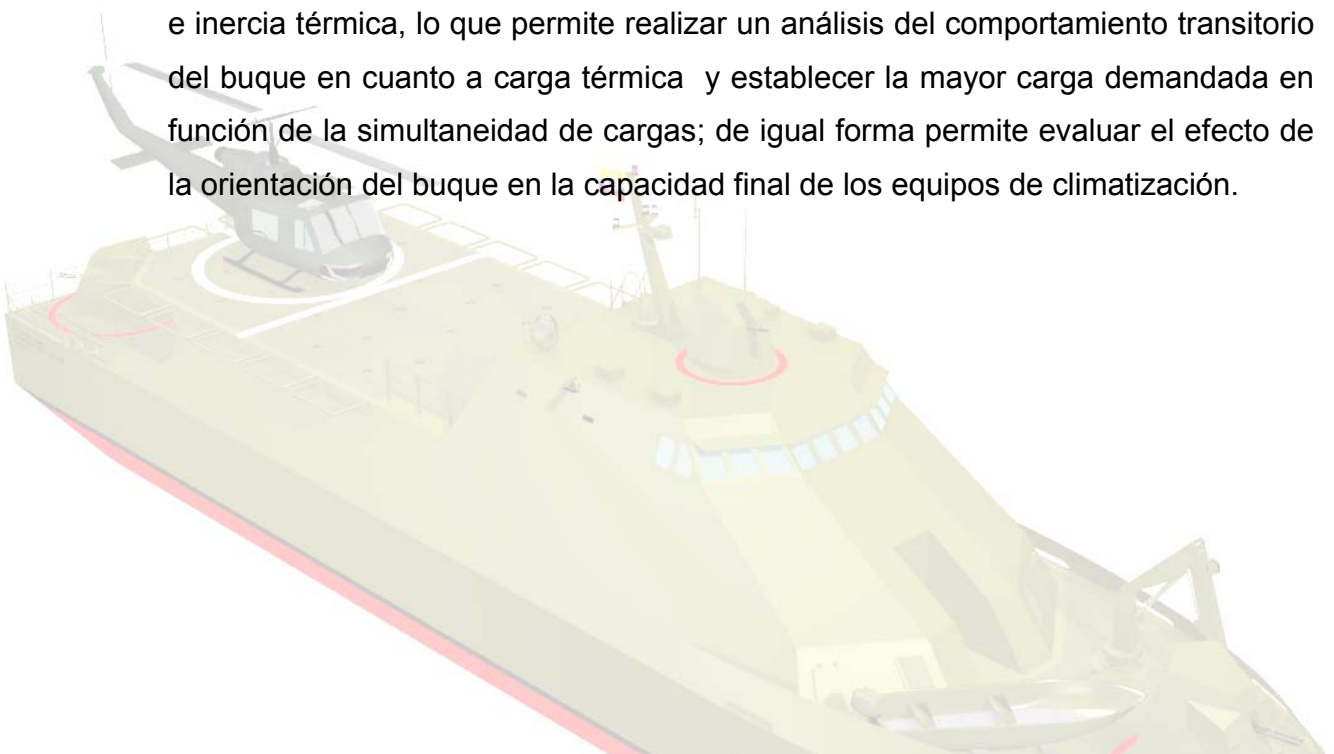
- Realizar el re-cálculo de la carga térmica del buque nodriza VII evaluándola durante las 24 horas del día considerando el buque en diferentes orientaciones.
- Determinar la hora y orientación crítica donde se genera la mayor carga térmica para el buque.
- Calcular la capacidad de enfriamiento requerida para todo el buque y para cada local a partir de los datos obtenidos en el punto anterior.

- Comparar los resultados obtenidos mediante la metodología de la ASHRAE con relación a lo actualmente instalado en la nodriza VII.
- Proponer un equipo de climatización que se ajuste a los resultados obtenidos y establecer posibles medidas de ahorro.

Metodología

En la presente monografía se realiza un estudio del sistema de aire acondicionado del buque tipo nodriza fluvial VII construido por COTECMAR para la armada de Colombia, aplicando la metodología CLTD/CLF de la Sociedad Americana de Ingenieros de Calefacción, Refrigeración y aire acondicionado (ASHRAE) apoyados de información proveniente de las prácticas recomendadas por la Sociedad de Arquitectos e Ingenieros Marinos (SNAME) para el diseño de sistema de climatización. Se empleó la información de cálculos previos como punto de partida para la recopilación de la información final empleada en la evaluación realizada lo cual permitió establecer comparativos entre los resultados de la presente monografía y los realizados con anterioridad en buques muy similares.

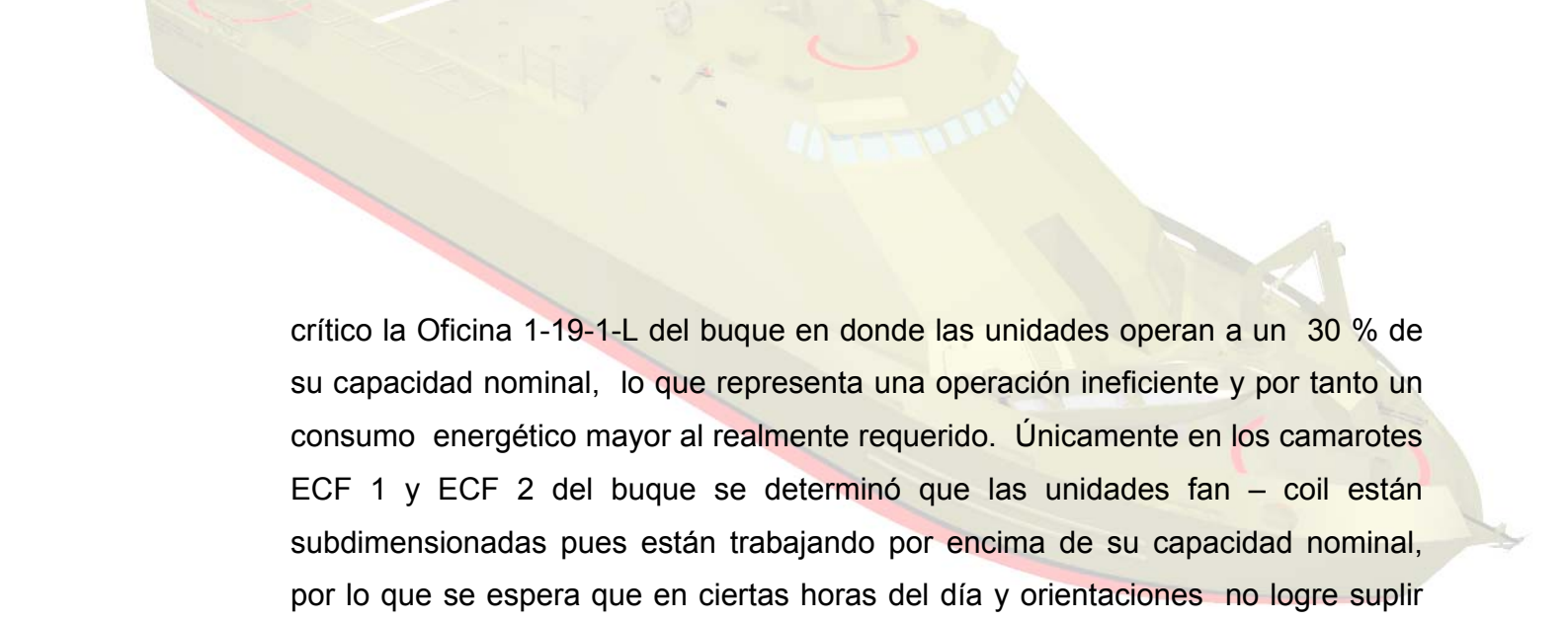
Se siguió rigurosamente cada una de las recomendaciones dadas en la literatura para buques, dando prioridad a los valores dados específicamente para buques navales; se empleó el método de cálculo de carga térmica CLDT/CLF, por ser un método de cálculo manual que considera los efectos del almacenamiento de calor e inercia térmica, lo que permite realizar un análisis del comportamiento transitorio del buque en cuanto a carga térmica y establecer la mayor carga demandada en función de la simultaneidad de cargas; de igual forma permite evaluar el efecto de la orientación del buque en la capacidad final de los equipos de climatización.



Resultados

A partir de los recálculos de las cargas de enfriamiento requerida para el sistemas de aire acondicionado, se pudo establecer los valores reales necesarios para tal sistema en la nodriza; este cálculo comprobatorio está basado en los datos de construcción finales, equipos e iluminación actualmente instalados y se siguió rigurosamente cada una de las recomendaciones dadas en la literatura para buques, dando prioridad a los valores dados para buques navales; es necesario tener en cuenta que el diseño previo realizado en Cotecmar estuvo basado en los datos obtenidos a partir de planos de construcción, iluminación y del listado de equipos que suministra Cotecmar junto con el buque; por lo que necesariamente los resultados en este cálculo son mucho más precisos que el cálculo de diseño previo de la nodriza.

Mediante la realización del cálculo comprobatorio se determinó que la carga térmica del sistema de aire acondicionado es ligeramente menor que la calculada previamente debido a que con la metodología de SNAME se despreciaron muchos factores que son determinantes a la hora del cálculo comprobatorio como lo son: equipos menores, orientación crítica del buque, carga crítica según hora solar; estos factores causan un aumento en la capacidad del sistema, al realizar una comparación de la metodología ASHRAE con la SNAME; pero realmente hay un sobredimensionamiento del sistema instalado actualmente en la nodriza debido a que las capacidades de los equipos instalados son realmente altas en comparación con las de diseño calculado en la presente monografía, aun así la reducción de esta capacidad determinó a partir de datos de fabricantes de equipo, específicamente el chiller, disponible comercialmente es de un 20,6%, esto representa ahorros económicos tanto por inversión inicial como por operación durante toda la vida útil del equipo. Por otro lado se estableció que la operación de las unidades terminales del sistema de aire acondicionado tipo fan – coil (ventilador – serpentín) trabajan en la mayor parte de los espacios acondicionados muy por debajo de su capacidad instalada, siendo el espacio más



crítico la Oficina 1-19-1-L del buque en donde las unidades operan a un 30 % de su capacidad nominal, lo que representa una operación ineficiente y por tanto un consumo energético mayor al realmente requerido. Únicamente en los camarotes ECF 1 y ECF 2 del buque se determinó que las unidades fan – coil están subdimensionadas pues están trabajando por encima de su capacidad nominal, por lo que se espera que en ciertas horas del día y orientaciones no logre suplir las necesidades de enfriamiento del espacio.

Para el sistema de aire acondicionado se pueden obtener ahorros económicos por operación a plena carga de los equipos por un valor aproximado de \$11.234.700 por año, trabajando 7884 horas/año las 24 horas al día el sistema de aire acondicionado. Además un ahorro por inversión inicial del sistema de aire acondicionado de aproximadamente \$4.400.000 solo considerando el chiller de agua fría. Estos ahorros aplican solo para cambios de las unidades seleccionadas en las futuras construcciones de las nodrizas por Cotecmar.

Asesor

MSc. Juan Fajardo Cuadro

Nota de Aceptación

Firma de presidente del jurado

Firma del jurado

Firma del jurado

Cartagena, Enero del 2009

A Dios por ser mi compañía y motivación, sus enseñanzas a través de la vida me hicieron crecer y mirar muy alto, aunque los caminos hayan sido largos y estrechos, su amor me hizo persistir. A mis padres por la excelente educación que me dieron y por su apoyo y confianza en mí. A mis amigos por sus grandes aportes y compañía incondicional durante mi carrera y mi vida.

Lorena

El éxito de mi trabajo es sencillamente gracias a Dios, por que fue él quien me acompañó durante este camino de búsqueda hacia el conocimiento, dándome la sabiduría y fortaleza para llegar a cumplir todas mis metas, también agradezco a mi padre Santander Silva, mi madre Carmen Hernández por ayudarme a ser una persona con principios y valores, a mi hermana Carla Silva por creer siempre en mis capacidades, al ing. Carlos Rodríguez por su apoyo incondicional en el desarrollo de este trabajo, al MSc. Juan Fajardo por su asesoría y buena disposición y en general a todos los profesores que hicieron de mí una persona integral y dispuesta a salir adelante sin ningún temor antes por el contrario con ganas de seguir educándome y triunfar en los problemas.

Juan Jacob

AGRADECIMIENTOS

Los autores expresan sus agradecimientos a:

- Dios, quien hizo posible cumplir los objetivos de esta monografía de grado, de forma satisfactoria, tanto para nosotros, como para todos aquellos que les será de gran beneficio.
- La familia que a través de su confianza y apoyo hicieron posible este logro.
- PhD. Bienvenido Sarria por su asesoría y apoyo en la realización del presente trabajo.
- MSc. Juan Fajardo, asesor de la presente monografía, por sus grandes aportes a nuestra monografía y gran disposición para ayudarnos.
- ME. Carlos Rodríguez, por ser nuestro guía y compartir sus conocimientos para alcanzar el desarrollo satisfactorio de esta monografía.
- A todas aquellas personas dentro de Cotecmar que nos suministraron la información necesaria para llevar a cabo el desarrollo de este estudio.
- Todos los educadores que de una u otra manera participaron en mi desarrollo académico y a la Universidad Tecnológica de Bolívar.

TABLA DE CONTENIDO

INTRODUCCION.....	22
1. CÁLCULOS PREVIOS DEL SISTEMA DE ACONDICIONAMIENTO DE AIRE DEL BUQUE TIPO NODRIZA FLUVIAL VII.....	23
2. OTRAS METODOLOGIAS APLICADAS AL CÁLCULO DE CARGA TERMICA.....	28
2.1. El método del balance térmico (ASHRAE 2001).....	28
2.2. Método de Serie de Tiempo Radiante (ASHRAE 2001)	29
2.3. El Método de Admitancia (CIBSE 1986).....	29
3. METODOLOGÍA DE CÁLCULO DE CARGA TÉRMICA CLDT/CLF	30
3.1 <i>Condiciones de diseño</i>	30
3.2 <i>Cargas externas</i>	31
3.2.1 Conducción a través de paredes expuestas al sol.	31
3.2.2 Conducción a través de techo soleado.....	34
3.2.3 Cargas debido a superficies transparentes o vidrios.....	36
3.2.3.1 Conducción a través de vidrios externos	36
3.2.3.2 Radiación en vidrios	38
3.3 <i>Cargas Internas</i>	42
3.3.1 Conducción a través de estructuras interiores.	42
3.3.2 Cargas por iluminación	42
3.3.3 Cargas por personas	48
3.3.4 Cargas por equipos.....	50
3.3.4.1 Equipos menores y/o electrodomésticos	50
3.3.4.1.2 Ganancia de calor por equipos eléctricos o de vapor.....	50
3.3.4.2 Ganancia de calor por platos servidos	52
3.3.4.3 Carga por equipos de potencia.....	52
3.3.4.3.1 Sobrecarga o Subcarga.....	54
3.3.4.3.2 Radiación y Convección	56

3.3.5	Carga por infiltración y ventilación.....	56
3.3.5.1	Infiltraciones a través de puertas y ventanas	57
3.3.5.2	Infiltraciones por el método de las rendijas	58
4. SNAME METODOLOGÍA DE DISEÑO DE SISTEMAS DE AIRE		
ACONDICIONADO		
	4.1. Condiciones de Diseño.....	60
4.1.1	Espacios acondicionados.....	61
4.1.2	Temperaturas de diseño para acondicionamiento de aire (°F).....	62
4.1.2.1	Requerimientos mínimos de aire exterior	63
4.1.3	Prácticas de diseño en los sistemas de aire acondicionado	63
4.1.3.2	Humedad Relativa	63
4.1.3.4	Carga por transmisión.....	64
4.1.3.5	Carga por transmisión + solar.....	65
4.1.3.6	Carga por iluminación	66
4.1.4	Condiciones de Diseño	68
4.1.4.1	Requerimientos mínimos de aire exterior	68
4.1.4.2	Cargas por equipos	68
4.1.4.3	Carga por personas.....	71
4.1.4.4	Carga por infiltración	73
4.1.4.5	Carga de ventilación.....	74
4.1.4.6	Cálculo basado en el aumento permisible de temperatura.....	74
4.1.4.7	Cálculo basado en la rata de cambio de aire	75
4.1.5	COMPONENTES Y CÁLCULOS DE CARGA DEL SISTEMA.....	75
4.1.5.1	Carga del local.....	76
4.1.5.2	Carga por ventilador	77

4.1.5.3 Carga por los ductos de suministro de aire	78
4.1.5.4 Carga por trayectoria de retorno	79
4.1.5.5 Carga por aire exterior	80
4.1.5.6 Cálculo por nivel de ocupación.....	81
4.1.5.7 Cálculos de la rata de cambio de aire	81
5. ESTUDIO COMPARATIVO DEL MÉTODO DE CÁLCULO DE CARGA TÉRMICA PARA SISTEMAS DE AIRE ACONDICIONADO EN BUQUES RECOMENDADO POR LA SNAME CON EL MÉTODO CLTD/CLF DE LA ASHRAE.	82
5.1. <i>Conducción en superficies soleadas</i>	83
5.2. <i>Carga t. en vidrios y por infiltración</i>	83
5.3. <i>Conducción en superficies soleadas</i>	83
5.4. <i>Conducción en superficies no soleadas</i>	84
5.5. <i>Carga por personas</i>	84
5.6. <i>Carga por iluminación</i>	84
5.7. <i>Carga por equipos de potencia</i>	84
6. CONDICIONES DE DISEÑO EMPLEADO EN EL CÁLCULO DE CARGA PARA LA NODRIZA VII	85
7. DETERMINACIÓN DE LAS CAPACIDADES DE LOS EQUIPOS	91
7.1. <i>Metodología de la TRANE</i>	91
7.1.2. Determinación de las condiciones del aire de entrada	91
7.1.3. Relación de calor sensible	93
7.1.4. Determinación del flujo de aire de suministro.....	95
7.1.5. Carga Total del Equipo.....	98
7.2. <i>Cálculo de las capacidades de los equipos mediante el análisis psicrométrico – Uso de las curvas del serpentín de la Trane.</i>	98
8. HOJA DE CÁLCULO DE CARGA TÉRMICA Y RESULTADOS FINALES	101
9. VALORACIÓN ECONÓMICA DE AHORROS	128
CONCLUSIONES	131
RECOMENDACIONES	134
REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS	135
ANEXOS	137

LISTADO DE TABLAS

Tabla 1. Resumen de Cargas Térmicas Nodriza VI. Cálculo COTECMAR.....	25
Tabla 2. Determinación de la capacidad del equipo. Cálculo COTECMAR.....	26
Tabla 3. CLTD para paredes expuestas al sol [1].....	32
Tabla 4. Descripción de los grupos de construcción de paredes [1].....	33
Tabla 5. Corrección de los CLTD por latitud y mes aplicados a paredes y techos [1]	34
Tabla 6. CLTD para techos [1]	35
Tabla 7. Enfriamiento por conducción a través de vidrios [1]	36
Tabla 8. Coeficiente global U para vidrios [1]	37
Tabla 9. Coeficiente de sombreado para vidrios SC [1].....	38
Tabla 10. Factor de ganancia de calor solar SHGF (ASHRAE Fundamentals 1989 Cáp. 21)[1].....	39
Tabla 11. Factor de Carga de enfriamiento (CLF) para vidrios sin sombreado interior (incluye vidrios reflectivos y absorbentes de calor) [1]	40
Tabla 12. Factor de enfriamiento (CLF) para vidrios con sombreado interior (incluye vidrios reflectivos y absorbentes de calor) [1].....	41
Tabla 13. Valores de diseño del coeficiente <i>a</i> según las características de mobiliario del espacio, instalación de la iluminación y el tipo de ventilación [1]	44
Tabla 14. Valores de clasificación <i>b</i> calculado para diferentes envolventes de construcciones y velocidades de circulación del aire en el espacio [1].....	45
Tabla 15. Factor de carga de enfriamiento (CLF) para luces según el tiempo de encendido [1].....	47
Tabla 16. Ganancia de calor por personas [1].....	49
Tabla 17. Factor de carga de enfriamiento para calor sensible por personas.....	50
Tabla 18. Factores de Uso, Factores de Radiación y Factores de Carga para electrodomésticos eléctricos con campana de extracción [1].....	54
Tabla 19. Ganancia de calor de motores eléctricos típicos [1].....	55
Tabla 20. Datos representativos en motores eléctricos típicos [1].....	55
Tabla 21. Resumen metodología CLDT/CLF	59
Tabla 22. Cargas por iluminación asumidas [3]	67
Tabla 23. Conversión de la iluminación a carga de calor [3].....	68
Tabla 24. Factores de uso recomendados para equipos típicos en aplicaciones marinas [2].....	70
Tabla 25. Eficiencias de motores eléctricos* [2].....	70
Tabla 26. Disipación de calor por personas en buques mercantes [2]	71
Tabla 27. Coeficiente global de transferencia de calor	86
Tabla 28. Iluminación por local	88
Tabla 29. Perfil de Ocupación.....	90
Tabla 30. Puente, capacidad del sistema por metodología de la Trane.....	100

Tabla 31. Capacidad de toda la nodriza	100
Tabla 32. Cuadro comparativo de capacidad de enfriamiento.....	115
Tabla 33. Capacidad del chiller según orientación y hora crítica	117
Tabla 34. Ahorro energético generado.....	130

LISTA DE FIGURAS

Figura 1. Diagrama Psicrométrico Nodriza VII. Cálculo COTECMAR	27
Figura 2. Disipación de calor por personas en buques <i>navales</i> [3].....	72
Figura 3. Mezcla de aire a la entrada del serpentín de enfriamiento.....	91
Figura 4. Condiciones del aire de entrada en la carta psicrométrica	92
Figura 5. Determinación de la condición de la mezcla de aire.....	92
Figura 6. Trazado de la línea de la relación de calor sensible SHR	93
Figura 7. Condiciones posibles del suministro de aire según la línea del SHR	94
Figura 8. Trazado de la línea SHR para una condición diferente que no pasa por el punto de referencia	95
Figura 9. Curvas del serpentín	96
Figura 10. Determinación de la condición del aire de suministro.	97
Figura 11. Ejemplo de calculo de carga térmica del camarote ECF 3	103
Figura 12. Calculo tipos de carga del camarote ECF 3	104
Figura 13. hoja de resultado de carga termica del buque por local según orientacion	105
Figura 14. Hoja de resultados de carga del buque por local en todas las orientaciones según hora critica	106
Figura 15. Hoja de resultados de los tipos de carga del buque según la orientación de mas criticidad.....	107
Figura 16. Comportamiento de carga térmica en la nodriza.....	108
Figura 17. Curvas de carga total	109
Figura 18. Cargas según hora critica del buque	110
Figura 19. Calculo de capacidad de enfriamiento según la curva del serpentín	112
Figura 20. Condiciones y capacidad de aire del sistema para el pasillo	113
Figura 21. Capacidad de enfriamiento total del sistema de aire acondicionado del buque Nodriza VII.....	114
Figura 22. Cuadro comparativo de cargas (CLDT/CLF vs instalada) en toneladas de refrigeracion.....	116
Figura 23. Capacidad de enfriamiento (Fan-Coil) por local	118
Figura 24. Carga y hora critica según orientación	118
Figura 25. Carga y orientacion critica según local.....	119
Figura 26. Carga y hora critica según local	119
Figura 27. Carga térmica camarote ECF 3	120
Figura 28. Carga térmica camarote ECF 2.....	120
Figura 29. Carga térmica camarote ECF 1	121
Figura 30. Carga térmica camarote TRIP 3.....	121
Figura 31. Carga térmica camarote TRIP 2.....	122
Figura 32. Carga térmica camarote TRIP 1	122
Figura 33. Carga térmica Consola de ingeniería	123

Figura 34. Carga térmica Rancho	124
Figura 35 . Carga térmica Oficina	124
Figura 36. Carga térmica C3I.....	125
Figura 37. Carga térmica Enfermería	125
Figura 38. Carga térmica Camarote comandante	126
Figura 39. Carga térmica Camarote 2 comandante.....	126
Figura 40. Carga térmica Puente	127
Figura 41. Carga térmica Cuarto de radio	128

LISTADO DE ANEXOS

ANEXO A. Descripción, tipos de iluminaria y de balastos

ANEXO B. especificaciones técnicas de los mamparos empleados en la nodriza.

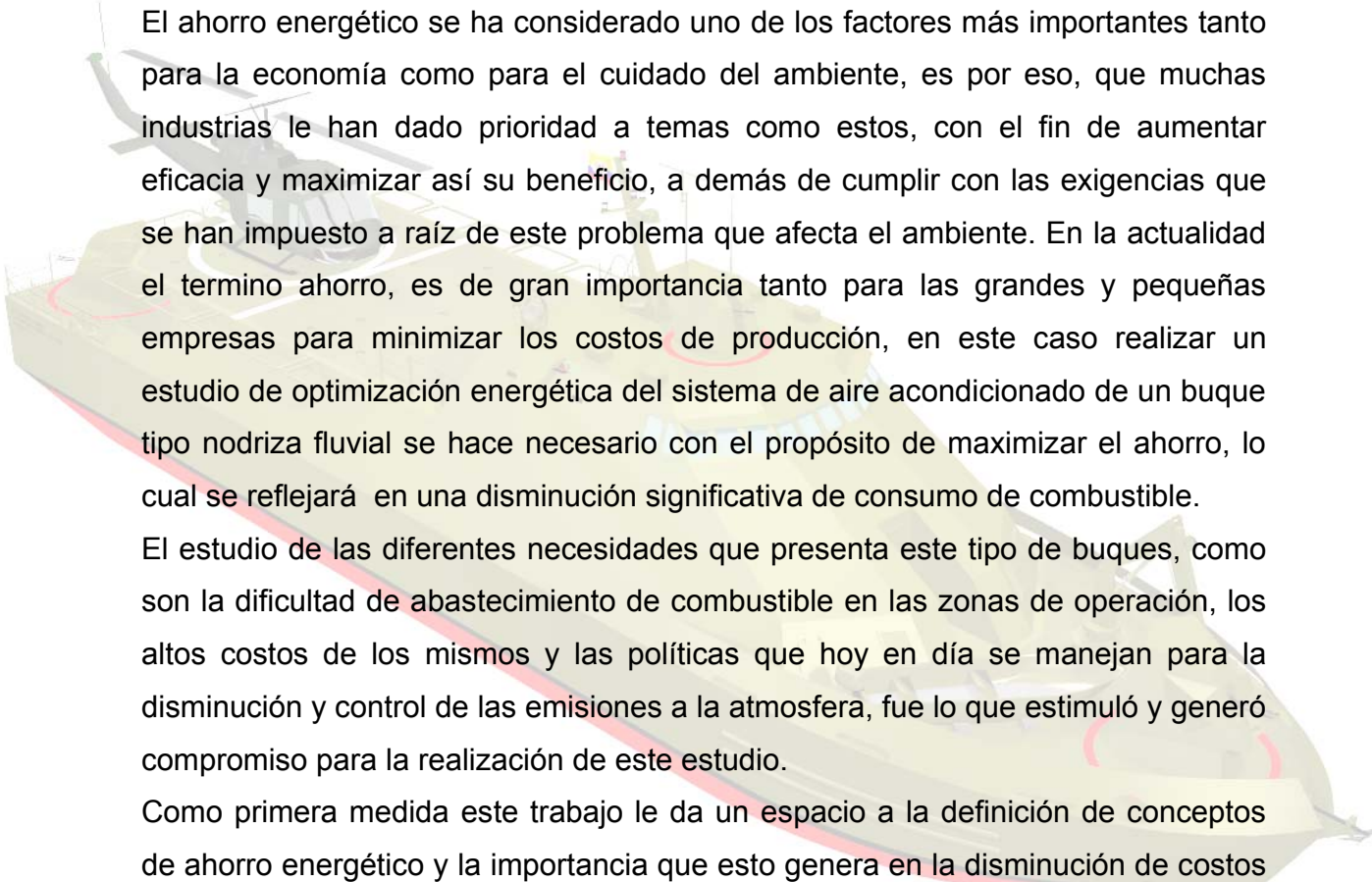
ANEXO C. Especificaciones técnicas del fan-coil multiaqua CFFZA-04 Y CFFZA-06.

ANEXO D. Especificaciones técnicas del fan-coil multiaqua MHWW-12

ANEXO E. Especificaciones técnicas del chiller propuesto CARRIER 30HWC 018

ANEXO F. Especificaciones técnicas del chiller instalado DUNHAM BUSH WCS12-5SP

INTRODUCCION



El ahorro energético se ha considerado uno de los factores más importantes tanto para la economía como para el cuidado del ambiente, es por eso, que muchas industrias le han dado prioridad a temas como estos, con el fin de aumentar eficacia y maximizar así su beneficio, a demás de cumplir con las exigencias que se han impuesto a raíz de este problema que afecta el ambiente. En la actualidad el termino ahorro, es de gran importancia tanto para las grandes y pequeñas empresas para minimizar los costos de producción, en este caso realizar un estudio de optimización energética del sistema de aire acondicionado de un buque tipo nodriza fluvial se hace necesario con el propósito de maximizar el ahorro, lo cual se reflejará en una disminución significativa de consumo de combustible.

El estudio de las diferentes necesidades que presenta este tipo de buques, como son la dificultad de abastecimiento de combustible en las zonas de operación, los altos costos de los mismos y las políticas que hoy en día se manejan para la disminución y control de las emisiones a la atmosfera, fue lo que estimuló y generó compromiso para la realización de este estudio.

Como primera medida este trabajo le da un espacio a la definición de conceptos de ahorro energético y la importancia que esto genera en la disminución de costos de producción y operación, es necesario también conocer las medidas que se deben tener en cuenta para la implementación de un sistema de aire acondicionado, lo cual consideramos importante para el entendimiento del estudio a desarrollar, también los criterios que se tienen en cuenta para la aplicación del cálculo en los sistemas de aire acondicionado, basados en aplicaciones marítimas. Por otra parte se dio lugar a la metodología empleada en este estudio (cálculo de carga térmica CLDT/CLF), la cual es la que actualmente se lleva acabo complementado con la metodología propuesta por la SNAME y finalmente se realizara el cálculo respectivo para la evaluación del sistema que se va implementar.

1. CÁLCULOS PREVIOS DEL SISTEMA DE ACONDICIONAMIENTO DE AIRE DEL BUQUE TIPO NODRIZA FLUVIAL VII

El buque tipo nodriza fluvial VII hace parte de una serie de diez patrulleras de río construidas por COTECMAR para la Armada de Colombia; el proceso de diseño y construcción de las mismas ha sufrido modificaciones y mejoras en todos sus sistemas desde la primera hasta las últimas en construcción. Las nodrizas VI, VII y VIII son llamadas nodrizas de tercera generación debido a las variaciones en su diseño en relación con los primeros V buques; estas dos últimas, la VII y VIII, son casi en su totalidad similares a la nodriza VI; las modificaciones y mejoras de sus características constructivas y de los diferentes sistemas son mínimas, por lo cual los cálculos empleados en el diseño del sistema de acondicionamiento de aire son los mismos. El diseño y los respectivos cálculos de dicho sistema fueron desarrollados por el Departamento de Maquinaria y Propulsión de la División de Investigación, Desarrollo e Innovación DIDESI de COTECMAR; para tal fin se siguieron las prácticas de diseño recomendadas por la Sociedad de Arquitectos navales e Ingenieros marinos (SNAME por sus siglas en inglés) para el diseño de sistemas de climatización [4] y para la selección de sistemas de aislamiento [4] que aparecen en la referencias relacionadas.

Algunas de las consideraciones y limitaciones encontradas en el cálculo realizado fueron:

- Se evaluó el buque para una hora considerada por parte del diseñador como crítica, las doce del mediodía, para las condiciones de la ciudad de Cartagena, tomando 95°F y 70%HR para las condiciones de diseño exterior y de 77°F y 50% HR para las condiciones de diseño interior.
- Los datos empleados en la evaluación de la carga por transmisión, radiación a través de ventanas e iluminación se hizo en base a las características constructivas del buque obtenidas a partir de los planos de construcción.

- No se consideraron todos los equipos encontrados en los locales acondicionados de la nodriza, solo se consideraron los equipos ubicados en el puente de mando y las unidades tipo fan coil de cada local. Los valores de diseño empleados para el cálculo de carga de los equipos considerados fueron estimados y no se tomaron a partir de datos suministrados por los fabricantes y/o datos de placa.
- Por ser el cálculo para una hora específica, no se empleó un perfil de ocupación de los locales acondicionados; el cálculo se realizó considerando el máximo de personas posibles dentro del buque a la hora de diseño y la ocupación de cada local fue establecida a criterio del diseñador, razón por la cual para algunos locales el nivel de ocupación considerada fue nula.
- Los valores del coeficiente global de transferencia de calor empleados para el cálculo de la carga térmica por transmisión fueron tomados del reporte de aislamiento térmico de la SNAME [4], valores que corresponden a aislamiento en fibra de vidrio, mientras que el aislamiento de la nodriza es en poliuretano y para características geométricas de refuerzos diferentes a las encontradas en el buque.
- El cálculo del caudal de suministro de aire requerido se determinó para un diferencial de temperatura de 25°C
- Los requerimientos de ventilación se evaluaron considerando el caudal de aire por personas, la rata de cambio de aire por hora y el caudal de extracción de aire para los locales con baños para los cuales se extrae mecánicamente el aire de los mismos; los dos primeros se evaluaron según los valores recomendados por la SNAME. Se tomó el máximo de los tres valores para el caudal de aire exterior requerido por cada local.

- El cálculo de la capacidad del equipo de enfriamiento requerido se desarrolló siguiendo el procedimiento del Manual de aire acondicionado de la CARRIER.

Los resultados del cálculo realizado por el departamento de maquinaria y propulsión para cada local aparecen relacionados en la tabla1:


RESUMEN CARGAS TERMICAS									SALIDAS DE AIRE BASADAS EN			CFM	R/C TOTAL AIR	
ESPACIO	ESPACIO Nº	CUBIERTA	ESTACIONES	COSTADO	BTU/hr			SHF	R/C	PERS	EXH			
					SENS	LAT	TOTAL							
CAMAROTE ECF 3	2-17-4-L	2	14-17 B		4859	2025	6884	0,71		135		179,96	5	
CAMAROTE TRIPULACION 3	2-17-1-L	2	14-17 E		3878	0	3878	1,00	44			143,64	9	
CAMAROTE TRIPULACION 2	2-20-2-L	2	17-20 B		4063	0	4063	1,00	38			150,47	8	
CAMAROTE TRIPULACION 1	2-20-1-L	2	17-20 E		3622	0	3622	1,00	35			134,14	7	
CAMAROTE ECF 2	2-24-2-L	2	20-24 B		7597	0	7597	1,00	53			281,39	6	
CAMAROTE ECF 1	2-24-2-L	2	20-24 E		7631	0	7631	1,00	53			282,62	6	
CONSOLA INGENIERIA	2-9-2-C	2	7-9 B		2697	450	3147	0,86		35		99,88	3	
RANCHO	1-17-1-L	1	11-17 E		8899	5175	14074	0,63		345		329,57	7	
OFICINA	1-19-1-L	1	17-19 E		1577	450	2027	0,78	35			58,42	8	
E3I	1-21-1-C	1	19-21 E		1805	450	2255	0,80		35		66,84	7	
CAMAROTE 2DO COM	1-24-1-L	1	21-24 E		4424	0	4424	1,00			53	163,83	7	
CAMAROTE COMANDANTE	1-24-2-L	1	21-24 B		4418	0	4418	1,00			53	163,64	7	
ENFERMERIA	1-21-2-L	1	17-21 B		2597	0	2597	1,00			53	96,20	17	
PUENTE	01-24-0-C	1	17-21 B		29019	450	29469	0,98	81			1074,76	2	
S.E.I.T.	01-21-2-C	1	18-21 B		3373	500	3873	0,87			35	124,92	3	
CUARTO DE RADIO	01-21-1-C	1	18-21 E		3747	500	4247	0,88			35	138,79	4	
NOTAS					94205	10000	104205	0,91	340	550	229	3489,06		
h inicial 35 BTU/lb de aire seco HT1= 181501 BTU/h h final 23,44 BTU/lb de aire seco TR1= 15,1 TR										DIDESI			BUQUE NODRIZA VI A/A	
													CALCULÓ R LUGO V 03/05/2005	
										REVISÓ			APROBÓ J CARREÑO REV	
										HOJA Nº 18 DE 19				

Tabla 1. Resumen de Cargas Térmicas Nodriza VI. Cálculo COTECMAR


DETERMINACION TAMAÑO DEL EQUIPO							
De acuerdo con la metodología del Manual de aire Acondicionado de CARRIER							
		BTU/h	kcal/h	cfm	m ³ /h	f	C
	RSH=	94205	23739,5				
	RLH=	10000	2520,0				
	Aire nuevo=			1119	1901,015		
	Tem exterior DB=					95	35,00
	Tem exterior WB=					86,102	30,06
	Tem interior DB=					77	25,00
	Tem interior WB=					64,183	17,88
Ganancias debidas al aire exterior			kcal/h		BTU/h		
	OASH=	5512,94			21876,77		
	OALH=	16435,85			65221,64		
	OATH=	21948,80			87098,40		
Balance térmico total			TSH=	29252,49	116081,29		
			TLH=	18955,85	75221,64		
			GTH=	48208,34	191302,93		
Cálculo del ESHF							
Con un factor de By-pass=			0,05				
	ESHF=		0,878				
Cálculo del ADP			C	F			
de la tabla 65 pag 1-139 CARRIER			12,5	54,50			
Volumen de aire tratado				m ³ /h	cfm		
			m ³ /h _{da} =	6973,56	4104,51		
Temperatura seca a la entrada del aparato							
	T _{edb} =		C	F			
			27,73	81,91			
Temperatura hum. a la entrada del aparato							
	T _{ewb} =		21,65	70,97			
Temperatura seca a la salida del aparato							
	T _{ldb} =		13,3	55,87			
Temperatura hum. a la salida del aparato							
	T _{ldb} =		12,98	55,368			
CONCLUSIONES							
Tamaño del equipo para las condiciones dadas							
			191302,93	BTU/h			
			15,94	T/R			
							
				DIDESI			
BUQUE		NODRIZA VI		A/A			
CALCULÓ		R. LUGO V					
REVISÓ							
APROBÓ						REV	
FECHA							
HOJA N°		19 DE		19			

Tabla 2. Determinación de la capacidad del equipo. Cálculo COTECMAR

El estudio que se realizó es comparado posteriormente con los resultados obtenidos en el cálculo previo cuyos resultados se muestran en las tablas anteriormente relacionadas.



PSYCHROMETRIC CHART

© 2003 AMERICAN STANDARD INC.
BAROMETRIC PRESSURE: 29,921 in. HG

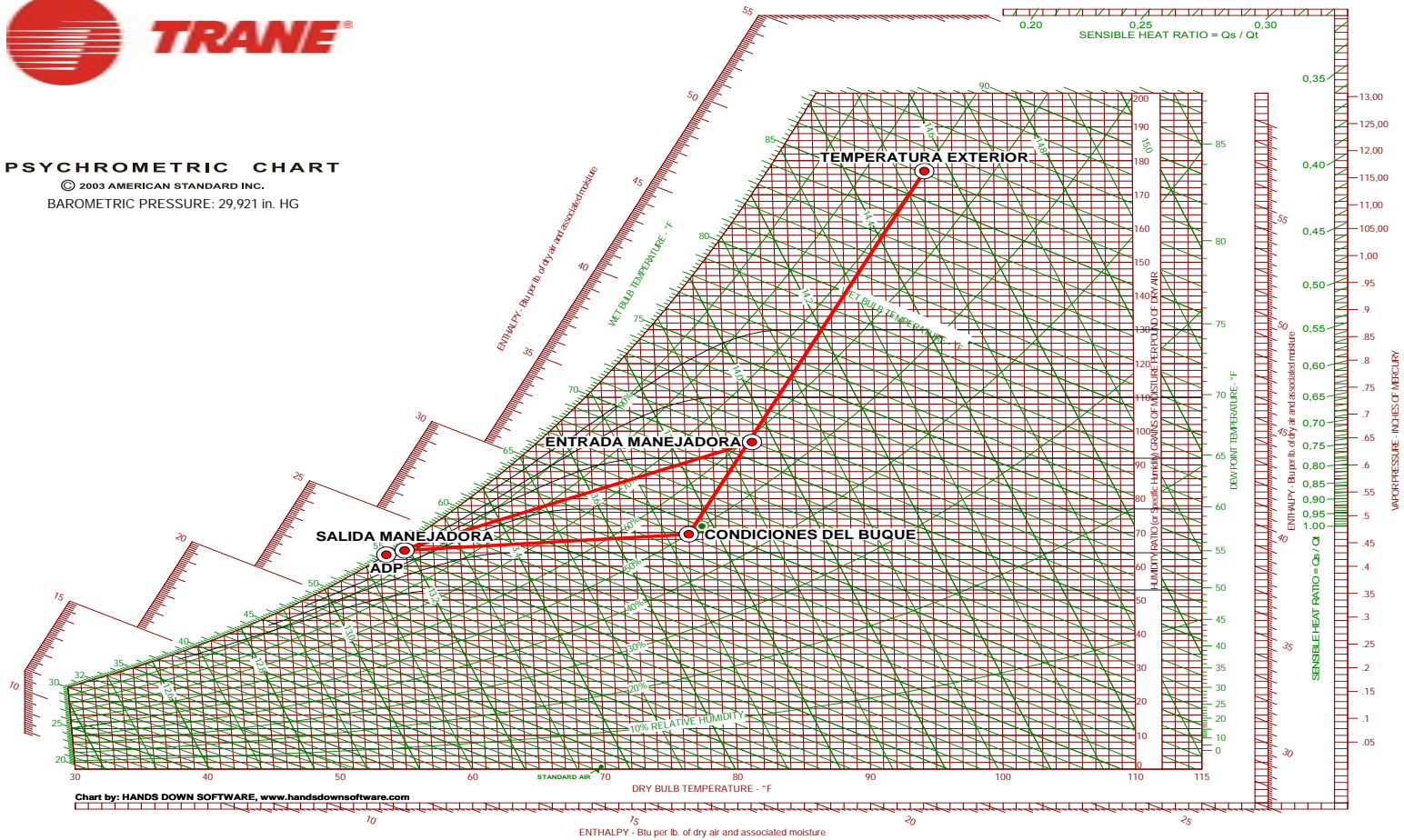


Figura 1. Diagrama Psicrométrico Nodriza VII. Cálculo COTECMAR

2. OTRAS METODOLOGIAS APLICADAS AL CÁLCULO DE CARGA TERMICA.

Existen varios métodos desarrollados en las últimas décadas para la evaluación de la carga térmica empleada en el diseño de un sistema de acondicionamiento de aire; los cambios de una metodología a otra ha sido el resultado de mejoras en los procedimientos empleados y resultados obtenidos permitiendo obtener diseños de sistemas más cercanos a la demanda real de acondicionamiento de aire.

A continuación se relacionan algunos de estos métodos con una breve explicación de los mismos y posteriormente se amplía lo referente al método de la ASHRAE "CLTD/CLF", el cual será empleado en la presente monografía para evaluar el sistema de acondicionamiento de aire de la Nodriza VII.

2.1. El método del balance térmico (ASHRAE 2001)

El procedimiento descrito por este método es el más fiable presentado por la ASHRAE para la estimación de carga de refrigeración de un espacio definido. Este método al igual que el método de series de tiempo (RTS) ha sido sustituido pero no anulado por otros métodos actuales.

Las características principales de este método es que es un método más exacto y mediante este método es posible calcular la carga de refrigeración suponiendo una constante de zona, además para la transferencia de calor a través de las paredes, las funciones de transferencia en la conducción (CTF) que se utilizan, también consideran el tiempo aunque la determinación de los coeficientes de la CTF es compleja y para la determinación de estos coeficientes se dan a través de dos métodos: una basado en el uso de una función de excitación con la transformada de Laplace y la segunda se basa en la adecuación de la respuesta de frecuencia a la frecuencia de la respuesta de la s-función de transferencia en varias frecuencias.

2.2. Método de Serie de Tiempo Radiante (ASHRAE 2001)

Este método es más simple de aplicar que el método del balance de calor. No hay ninguna zona de balance de calor. La carga de refrigeración se encuentra directamente en la zona, pero la temperatura del aire se supone constante.

Este método es una simplificación del método del balance de calor que se puede realizar paso a paso, por lo tanto, no requiere cálculos iterativos, además puede ser aplicado en una hoja de cálculo computarizado y utilizado para encontrar la carga máxima.

2.3. El Método de Admitancia (CIBSE 1986)

Este método permite el cálculo de recalentamiento o pico de carga de refrigeración para el cálculo de una constante (interno) de temperatura del medio ambiente.

Existen tres factores están involucrados en este método:

Uno de ellos es el decremento, factor que se utiliza para tener en cuenta la transmisión de calor a través de la estructura debido a excitaciones externas; existen otros factores que se utilizan en relación con la superficie.

Los valores de estos factores se calculan utilizando una solución de dominio.

3. METODOLOGÍA DE CÁLCULO DE CARGA TÉRMICA CLDT/CLF

El cálculo de la carga térmica se lleva a cabo aplicando la metodología CLDT/CLF de la ASHRAE (Sociedad Americana de Ingenieros de Calefacción, Refrigeración y Acondicionamiento de Aire), el cual evalúa el sistema e condiciones reales considerando los efectos de almacenamiento de calor e inercia térmica, a diferencia del método actualmente usado (SNAME) ya que no considera los efectos transitorios presentes en los procesos de transferencia de calor, lo que permite la obtención de resultados ajustados a la demanda real, evitando con ello el sobredimensionamiento del sistema.

3.1 Condiciones de diseño

Las condiciones de diseño, son los parámetros interiores que se desean mantener en el espacio a acondicionar y las condiciones climáticas, que se toman para el cálculo de carga térmica. Las condiciones que se tomarán para el cálculo de referencia están dadas para la ciudad de Cartagena y son las siguientes:

Temperatura Exterior: 94°F (34.44°C)

Humedad relativa exterior: 80%

Temperatura Interior de Diseño: 75,2°F (24°C)

Humedad relativa interior: 50%

Variación de la temperatura diaria exterior: 17°F (8.33°C)

Mes de Diseño: Julio (A partir de datos tomados de reportes del IDEAM para el año 2008 se determino que julio es el mes mas caluroso)

Las cargas que se evalúan se clasifican en externas e internas y son las siguientes:

3.2 Cargas externas

3.2.1 Conducción a través de paredes expuestas al sol.

Se agrupan las estructuras exteriores que posean igual orientación, materiales y espesores y se calcula mediante la siguiente ecuación:

$$q = U \times A \times CLTD_c, \text{ (BTU)} \quad (3.1)$$

CLDTc: Diferencia de temperatura corregida para la carga de enfriamiento, el CLTD debe ser corregido dependiendo de la latitud y el mes de diseño, al igual que si se tienen valores diferentes de temperatura para los cuales se realizó y por el color exterior de la pared mediante la siguiente ecuación.

$$CLTD_c = [(CLTD + LM) k + (78 - Tr) + (To - 85)], \text{ (°F)} \quad (3.2)$$

Donde,

CLDT: Diferencia de temperatura para la carga de enfriamiento según el grupo a que pertenece la pared tabla 3 de la ASHRAE (1989). El grupo se selecciona según tabla 4 de la ASHRAE (1989).

LM: Corrección de acuerdo a la latitud del lugar y el mes de diseño seleccionado. Tabla 5 de la ASHRAE (1989).

Tr: Temperatura de Diseño Interior.

To: Temperatura promedio exterior = Temp. diseño interior - (Variación diaria de temperatura)/2).

K: Corrección por color: 0,65 para paredes de colores claros (crema entre otros), 0,83 para paredes de color medio (azul medio, verde medio, rojo claro, café claro, madera sin pintar, concreto color natural, etc.), 1 para colores oscuros (azul oscuro, rojo, café, verde, etc.).

U: Coeficiente global de transferencia de calor. Btu/(hr* ft^2 *°F).

North Latitude								
Wall Facing	N	NE	E	SE	S	SW	W	NW
1	3	3	4	4	4	5	6	5
2	2	2	2	2	2	4	5	3
3	1	1	1	1	1	3	3	2
4	0	0	0	0	0	1	2	1
5	-1	-1	-1	-1	-1	0	1	0
6	2	9	11	5	0	0	1	0
7	7	27	31	18	1	2	2	2
8	8	36	47	32	5	5	5	5
9	9	39	54	42	12	8	8	8
10	12	35	55	49	22	12	11	11
11	15	30	50	51	31	16	15	15
12	18	26	40	48	39	26	19	18
13	21	26	33	42	45	38	27	21
14	23	27	31	36	46	50	41	27
15	24	27	30	32	43	59	56	37
16	24	26	29	30	37	63	67	47
17	25	25	27	27	31	61	72	55
18	26	22	24	24	25	52	67	55
19	22	18	19	19	20	37	48	41
20	15	14	15	15	15	24	29	25
21	11	11	12	12	12	17	20	17
22	9	9	10	10	10	13	15	13
23	7	7	8	8	8	10	11	10
24	5	5	6	6	5	8	8	7
Hr of Máximo CLTD	18	9	10	11	14	16	17	18
Mínimum CLTD	-1	-1	-1	-1	-1	0	1	0
Máximo CLTD	26	39	55	51	46	63	72	55
Difference CLTD	27	40	56	52	47	63	71	55

Tabla 3. CLTD para paredes expuestas al sol [1]

La siguiente tabla (tabla 4) muestra los grupos de pared, donde cada grupo tiene los distintos tipos materiales y dependiendo de la estructura que se maneje, así tendrá una codificación los grupos son (A,B,C,D,E) como se muestra:

Table 6 Wall Construction Group Description				
Group No.	Description of Construction	Weight(lb/ft ²)	U-value (Btu/(h·ft ² ·F)	Code Numbers of Layers (see Table 8)
4-in. Face Brick+(Brick)				
C	Air Space+4-in. Face Brick	83	0.358	A0, A2, B1, A2, E0
D	4-in. Common Brick	90	0.415	A0, A2, C4, E1, E0
C	1-in. Insulation or Air space+4-in. Common Brick	90	0.174-0.301	A0, A2, C4, B1/B2, E1, E0
B	2-in. Insulation+4-in. Common Brick	88	0.111	A0, A2, B3, C4, E1, E0
B	8-in. Common Brick	130	0.302	A0, A2, C9, E1, E0
A	Insulation or Air space+8-in. Common Brick	130	0.154-0.243	A0, A2, C9, B1/B2, E1, E0
4-in. Face Brick+(H.W. Concrete)				
C	Air Space+2-in. Concrete	94	0.350	A0, A2, B1, C5, E1, E0
B	2-in. Insulation+4-in. concrete	97	0.116	A0, A2, B3, C5, E1, E0
A	Air Space or Insulation+8-in. or more Concrete	143-190	0.110-0.112	A0, A2, B1, C10/11, E1, E0
4-in. Face Brick+(L.W. or H.W. Concrete Block)				
E	4-in. Block	62	0.319	A0, A2, C2, E1, E0
D	Air Space or Insulation+4-in. Block	62	0.153-0.246	A0, A2, C2, B1/B2, E1, E0
D	8-in. Block	70	0.274	A0, A2, C7, A6, E0
C	Air Space or 1-in. Insulation+6-in. or 8-in. Block	73-89	0.221-0.275	A0, A2, B1, C7/C8, E1, E0
B	2-in. Insulation+8-in. Block	89	0.096-0.107	A0, A2, B3, C7/C8, E1, E0
4-in Face Brick+(Clay Tile)				
D	4-in. Tile	71	0.381	A0, A2, C1, E1, E0
D	Air Space+4-in. Tile	71	0.281	A0, A2, C1, B1, E1, E0
C	Insulation+4-in. Tile	71	0.169	A0, A2, C1, B2, E1, E0
C	8-in. Tile	96	0.275	A0, A2, C6, E1, E0
B	Air Space or 1-in. Insulation+8-in. Tile	96	0.142-0.221	A0, A2, C6, B1/B2, E1, E0
A	2-in. Insulation+8-in. Tile	97	0.097	A0, A2, B3, C6, E1, E0
H.W. Concrete Wall+(Finish)				
E	4-in. Concrete	63	0.585	A0, A1, C5, E1, E0
D	4-in. Concrete+1-in. or 2-in. Insulation	63	0.119-0.200	A0, A1, C5, B2/B3, E1, E0
C	2-in. Insulation+4-in. Concrete	63	0.119	A0, A1, B6, C5, E1, E0
C	8-in. Concrete	109	0.490	A0, A1, C10, E1, E0
B	8-in. Concrete+1-in. or 2-in. Insulation	110	0.115-0.187	A0, A1, C10, B5/B6, E1, E0
A	2-in. Insulation+8-in. Concrete	110	0.115	A0, A1, B3, C10, E1, E0
B	12-in. Concrete	156	0.421	A0, A1, C11, E1, E0
A	12-in. Concrete+Insulation	156	0.113	A0, C11, B6, A6, E0
L.W. and H.W. Concrete Block+(Finish)				
F	4-in. Block+Air Space/Insulation	29	0.161-0.263	A0, A1, C2, B1/B2, E1, E0
E	2-in. Insulation+4-in. Block	29-37	0.105-0.114	A0, A1, B3, C2/C3, E1, E0
E	8-in. Block	47-51	0.294-0.402	A0, A1, C7/C8, E1, E0
D	8-in. Block+Air Space/Insulation	41-57	0.149-0.173	A0, A1, C7/C8, B1/B2, E1, E0
Clay Tile+(Finish)				
F	4-in. Tile	39	0.419	A0, A1, C1, E1, E0
F	4-in. Tile+Air space	39	0.303	A0, A1, C1, B1, E1, E0
E	4-in. Tile+1-in. Insulation	39	0.175	A0, A1, C1, B2, E1, E0
D	2-in. Insulation+4-in. Tile	40	0.110	A0, A1, B3, C1, E1, E0
D	8-in. Tile	63	0.296	A0, A1, C6, E1, E0
C	8-in. Tile+Air Space/1-in. Insulation	63	0.151-0.231	A0, A1, C6, B1/B2, E1, E0
B	2-in. Insulation+8-in. Tile	63	0.099	A0, A1, B3, C6, E1, E0
Metal Curtain Wall				
G	With/without Air Space+1-in./2-in./3-in. Insulation	5-6	0.091-0.230	A0, A3, B5/B6/B12, A3, E0
Frame Wall				
G	1-in. to 3-in. Insulation	16	0.081-0.178	A0, A1, B1, B2/B3/B4, E1, E0

Tabla 4. Descripción de los grupos de construcción de paredes [1]

Lat.	Mes	N	NNE	NE	ENE	E	ESE	SE	SSE	S	HOR
			NNW	NW	WNW	W	WSW	SW	SSW		
0	may/jul	10	7	5	0	-3	-7	-8	-9	-8	-4
8		7	5	4	0	-2	-5	-7	-9	-7	-2
16		4	3	3	0	-1	-4	-5	-7	-7	0

Tabla 5. Corrección de los CLTD por latitud y mes aplicados a paredes y techos [1]

3.2.2 Conducción a través de techo soleado

Para determinar la ganancia de calor a través de un techo expuesto al sol se emplea la siguiente ecuación:

$$q = U * A * CLTD_c, \text{ (BTU)} \quad (3.3)$$

CLTD_c: Diferencia de temperatura corregida para la carga de enfriamiento, el CLTD debe ser corregido dependiendo de la latitud y el mes de diseño, los valores de temperatura, colores de las superficies mediante la siguiente ecuación:

$$CLTD_c = [(CLTD + LM)k + (78 - T_r) + (T_o - 85)]f \quad (3.4)$$

CLDT: Diferencia equivalente de temperatura según el tipo de techo. Tabla 6 la ASHRAE (1989).

LM: Corrección de acuerdo a la latitud del lugar y el mes de diseño seleccionado. Tabla 5 de la ASHRAE (1989).

T_r: Temperatura de Diseño Interior en (°F)

T_o: Temperatura promedio exterior = Temp. diseño interior - (Variación diaria de temperatura)/2 en (°F)

k: Corrección por color: 0,65 para techos de colores claros; 0,83 para techos de color medio; 1 para colores oscuros.

f: Factor de ventilación aplicable a ventiladores o conductos sobre cielo falso; este valor es 1 si no hay conductos ni ventilación en techo falso y es 0,75 si hay ventilación positiva, ventiladores entre el cielo falso y techo.

U: Coeficiente global de transferencia de calor. Btu/(hr*ft²*°F).

En la tabla siguiente (tabla6) se muestran los diferentes valores de CLTD para techos para las distintas horas solares, en dependencia del espesor del material.

Roof No	Description of Construction	Weight lb/ft ²	U-value Btu/(h·ft ² ·°F)	Solar Time, hr																								Hour of			
				1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	CLTD	CLTD	CLTD	Difference
Without Suspended Ceiling																															
1	Steel sheet with 1-in. (or 2-in.) insulation	7 (8)	0.213 (0.124)	1	-2	-3	-3	-5	-3	6	19	34	49	61	71	78	79	77	70	59	45	30	18	12	8	5	3	14	-5	79	84
2	1-in. wood with 1-in. insulation	8	0.170	6	3	0	-1	-3	-3	-2	4	14	27	39	52	62	70	74	74	70	62	51	38	28	20	14	9	16	-3	74	77
3	4-in. 1.w. concrete	18	0.213	9	5	2	0	-2	-3	-3	1	9	20	32	44	55	64	70	73	71	66	57	45	34	25	18	13	16	-3	73	76
4	2-in. h.w. concrete with 1-in. (or 2-in.) insulation	29	0.206 (0.122)	8	5	3	0	-1	-1	3	11	20	30	41	51	59	65	66	66	62	54	45	36	29	22	17	16	-1	67	68	
5	1-in. wood with 2-in. insulation	19	0.109	3	0	-3	-4	-5	-7	-6	-3	5	16	27	39	49	57	63	64	62	57	48	37	26	18	11	7	16	-7	64	71
6	6-in. 1.w. concrete	24	0.158	22	17	13	9	6	3	1	3	7	15	23	33	43	51	58	62	64	62	57	50	42	35	28	18	1	54	63	
7	2.5-in. wood with 1-in. insulation	13	0.130	29	24	20	16	13	10	7	6	6	9	13	20	27	34	42	48	53	55	56	54	49	44	39	34	19	6	56	50
8	8-in. 1.w. concrete	31	0.126	35	30	26	22	18	14	11	9	7	7	9	13	19	25	33	39	46	50	53	54	53	49	45	40	20	7	54	47
9	4-in. h.w. concrete with 1-in. (or 2-in.) insulation	52 (52)	0.200 (0.120)	25	22	18	15	12	9	8	8	10	14	20	26	33	40	46	50	53	53	52	48	43	38	34	30	18	8	53	45
10	2.5-in. wood with 2-in. insulation	13	0.093	30	26	23	19	16	13	10	9	8	9	13	17	23	29	36	41	46	49	51	50	47	43	39	35	19	8	51	43
11	Roof terrace system	75	0.106	34	31	28	25	22	19	16	14	13	13	15	18	22	26	31	36	40	44	45	46	45	43	40	37	20	13	46	33
12	6-in. h.w. concrete with 1-in. (or 2-in.) insulation	75 (75)	0.192 (0.117)	31	28	25	22	20	17	15	14	14	16	18	22	26	31	36	40	43	45	45	44	42	40	37	34	19	14	45	31
13	4-in. wood with 1-in. (or 2-in.) insulation	17 (18)	0.106 (0.078)	38	36	33	30	28	25	22	20	18	17	16	17	18	21	24	28	32	36	39	41	43	43	42	40	22	16	43	27
With Suspended Ceiling																															
1	Steel Sheet with 1-in. (or 2-in.) insulation	9 (10)	0.134 (0.092)	2	0	-2	-3	-4	-4	-1	9	23	37	50	62	71	77	78	74	67	56	42	28	18	12	8	5	15	-4	78	82
2	1-in. wood with 1-in. insulation	10	0.115	20	15	11	8	5	3	2	3	7	13	21	30	40	48	55	60	62	61	58	51	44	37	30	25	17	2	62	60
3	4-in. 1.w. concrete	20	0.134	19	14	10	7	4	2	0	4	10	19	29	39	48	56	62	65	64	61	54	46	38	30	24	17	0	65	65	
4	2-in. h.w. concrete with 1-in. insulation	30	0.131	28	25	23	20	17	15	13	13	14	16	20	25	30	35	39	43	46	47	46	44	41	38	35	32	18	13	47	34
5	1-in. wood with 2-in. insulation	10	0.083	25	20	16	13	10	7	5	5	7	12	18	25	33	41	48	53	57	57	56	52	46	40	34	29	18	5	57	52
6	6-in. 1.w. concrete	26	0.109	32	28	23	19	16	13	10	8	7	8	11	16	22	29	36	42	48	52	54	54	51	47	42	37	20	7	54	47
7	2.5-in. wood with 1-in. insulation	15	0.096	34	31	29	26	23	21	18	16	15	15	16	18	21	25	30	34	38	41	43	44	44	42	40	37	21	15	44	29
8	8-in. 1.w. concrete	33	0.093	39	36	33	29	26	23	20	18	15	14	14	15	17	20	25	29	34	38	42	45	46	45	44	42	21	14	46	32
9	4-in. h.w. concrete with 1-in. (or 2-in.) insulation	53 (54)	0.128 (0.090)	30	29	27	26	24	22	21	20	20	21	22	24	27	29	32	34	36	38	38	37	36	34	33	19	20	38	18	
10	2.5-in. wood with 2-in. insulation	15	0.072	35	33	30	28	26	24	22	20	18	18	18	20	22	25	28	32	35	38	40	41	41	40	39	37	21	18	41	23
11	Roof terrace system	77	0.082	30	29	28	27	26	25	24	23	22	22	22	23	25	26	28	29	31	32	33	33	33	33	32	22	22	33	11	
12	6-in. h.w. concrete with 1-in. (or 2-in.) insulation	77 (77)	0.125 (0.088)	29	28	27	26	25	24	23	22	21	21	22	23	25	26	28	30	32	33	34	34	34	33	32	31	20	21	34	13
13	4-in. wood with 1-in. (or 2-in.) insulation	19 (20)	0.082 (0.064)	35	34	33	32	31	29	27	26	24	23	22	21	22	22	24	25	27	30	32	34	35	36	37	36	23	21	37	16

Tabla 6. CLTD para techos [1]

3.2.3 Cargas debido a superficies transparentes o vidrios

Esta carga se debe tanto al efecto de la conducción a través de la superficie como la radiación que es transmitida a través de ella al interior del espacio acondicionado.

3.2.3.1 Conducción a través de vidrios externos

Para determinar la conducción a través de un vidrio expuesto al sol se emplea la siguiente ecuación:

$$q = U * A * CLTDc \quad (3.5)$$

CLTDc: Diferencia equivalente de temperatura corregida según las temperaturas de diseño mediante la siguiente ecuación:

$$CLTDc = CLTD + (78 - Tr) + (To - 85) \quad (3.6)$$

CLTD: Diferencia equivalente de temperatura. Tabla 7 de la ASHRAE (1989).

Tr y To: son la temperatura de diseño interior y la temperatura promedio exterior respectivamente.

U: Coeficiente global de transferencia de calor. Depende del tipo de vidrio, de la posición de los paneles, si tiene o no dispositivos de sombreado. Tabla 8 de la ASHRAE (1989).

Hour	2	4	6	8	10	12	14	16	18	20	22	24
CLTD,F	0	-2	-2	0	4	9	13	14	12	8	4	2

Tabla 7. Enfriamiento por conducción a través de vidrios [1]

En la tabla 8 se muestra los coeficientes globales para vidrio dependiendo de las estaciones (invierno-verano) y de la superficie transparente.

Table 8 Coefficients of Transmission (<i>U</i>) of Windows, Skylights, and Light Transmitting Partitions							
These values are for heat transfer from air to air, Btu/(hr · ft ² · F). To calculate total heat gain including solar transmission, see Chapter 28.							
PART A—VERTICAL PANELS (EXTERIOR WINDOWS, SLIDING PATIO DOORS, AND PARTITIONS)—FLAT GLASS, GLASS BLOCK, AND PLASTIC SHEET				PART B—HORIZONTAL PANELS (SKYLIGHTS)—FLAT GLASS, GLASS BLOCK, AND PLASTIC DOMES			
Description	Exterior ^a			Description	Exterior ^a		
	Winter	Summer	Interior		Winter ^f	Summer ^f	Interior ^f
Flat Glass ^b				Flat Glass ^e			
single glass	1.10	1.04	0.73	single glass	1.23	0.83	0.96
insulating glass—double ^c				insulating glass—double ^c			
0.1875-in. air space ^d	0.62	0.65	0.51	0.1875-in. air space ^d	0.70	0.57	0.62
0.25-in. air space ^d	0.58	0.61	0.49	0.25-in. air space ^d	0.65	0.54	0.59
0.5-in. air space ^e	0.49	0.56	0.46	0.5-in. air space ^e	0.59	0.49	0.56
0.5-in. air space, low emittance coating ^f				0.5-in. air space, low emittance coating ^f			
<i>e</i> = 0.20	0.32	0.38	0.32	<i>e</i> = 0.20	0.48	0.36	0.39
<i>e</i> = 0.40	0.38	0.45	0.38	<i>e</i> = 0.40	0.52	0.42	0.45
<i>e</i> = 0.60	0.43	0.51	0.42	<i>e</i> = 0.60	0.56	0.46	0.50
insulating glass—triple ^c				Glass Block ^h			
0.25-in. air spaces ^d	0.39	0.44	0.38	11 × 11 × 3 in. thick with cavity divider	0.53	0.35	0.44
0.5-in. air spaces ^e	0.31	0.39	0.30	12 × 12 × 4 in. thick with cavity divider	0.51	0.34	0.42
storm windows				Plastic Domes ^k			
1-in. to 4-in. air space ^d	0.50	0.50	0.44	single-walled	1.15	0.80	—
Plastic Sheet				double-walled	0.70	0.46	—
single glazed							
0.125-in. thick	1.06	0.98	—	PART C—ADJUSTMENT FACTORS FOR VARIOUS WINDOW AND SLIDING PATIO DOOR TYPES (MULTIPLY <i>U</i> VALUES IN PARTS A AND B BY THESE FACTORS)			
0.25-in. thick	0.96	0.89	—				
0.5-in. thick	0.81	0.76	—				
insulating unit—double ^c				Description	Single Glass	Double or Triple Glass	Storm Windows
0.25-in. air space ^d	0.55	0.56	—	Windows			
0.5-in. air space ^e	0.43	0.45	—	All Glass ^l	1.00	1.00	1.00
Glass Block ^h				Wood Sash—80% Glass	0.90	0.95	0.90
6 × 6 × 4 in. thick	0.60	0.57	0.46	Wood Sash—60% Glass	0.80	0.85	0.80
8 × 8 × 4 in. thick	0.56	0.54	0.44	Metal Sash—80% Glass	1.00	1.20 ^m	1.20 ^m
—with cavity divider	0.48	0.46	0.38	Sliding Patio Doors			
12 × 12 × 4 in. thick	0.52	0.50	0.41	Wood Frame	0.95	1.00	—
—with cavity divider	0.44	0.42	0.36	Metal Frame	1.00	1.10 ^m	—
12 × 12 × 2 in. thick	0.60	0.57	0.46				

Tabla 8. Coeficiente global U para vidrios [1]

3.2.3.2 Radiación en vidrios

Para el cálculo de la ganancia de calor producto de la radiación solar a través de vidrios se emplea la siguiente ecuación:

$$q = A \times SC \times SHGF \times CLF \quad (3.7)$$

SC: Coeficiente de sombreado para vidrio. Tabla 9 de la ASHRAE (1989). Depende del tipo de vidrio, espesor, y la presencia o no de elementos de sombreado como cortinas, persianas, aleros.

SHGF: Factor de ganancia de calor solar en Btu/h*ft². Depende de la latitud, orientación y el mes de diseño. Para el caso de cálculos en Cartagena se recomienda emplear la tabla para latitud 8°N, para el mes de diseño seleccionado (Julio). Tabla 10 de la ASHRAE (1989).

CLF: Factor de carga de enfriamiento para vidrios. Depende de la hora solar, tipo de construcción (ligera, media o pesada), de la presencia o no de elementos de sombreado y de la orientación. Tablas 11 y 12 de la ASHRAE (1989).

A. Single Glass				
Type of Glass	Nominal Thickness	Solar Trans.b	Shading Coefficient	
			ho=4,0	ho=3,0
Clear	1/8in	0,84	1	1
	1/4in	0,78	0,94	0,95
	3/8in	0,72	0,9	0,92
	1/2in	0,67	0,87	0,88
Heat Absorbing	1/8in	0,64	0,83	0,85
	1/4in	0,46	0,69	0,73
	3/8in	0,33	0,6	0,64
	1/2in	0,24	0,53	0,58
B. Insulating Glass				
Clear Out, Clear In	1/8in.c	0,71c	0,88	0,88
Clear Out, Clear In	1/4in	0,61	0,81	0,82
Heat Absorbingd				
Clear Out, Clear In	1/4in	0,36	0,55	0,58

Tabla 9. Coeficiente de sombreado para vidrios SC [1]

JULY	0°N Latitude							8°N Latitude					
	N	NE/NW	E/W	SE/SW	S	HOR		N	NE/NW	E/W	SE/SW	S	HOR
	115	201	195	77	38	260		77	195	204	93	39	272
	16°N Latitude							24° N Latitude					
	55	187	210	111	42	277		45	176	213	129	46	278
	32°N Latitude							40°N Latitude					
	40	167	215	150	72	273		38	163	216	170	109	262
	48° N Latitude							56°N Latitude					
	37	156	214	187	146	244		37	147	211	201	177	221
	64°N Latitude												
49	148	207	211	200	192								

Tabla 10. Factor de ganancia de calor solar SHGF (ASHRAE Fundamentals 1989 Cáp. 21)[1]

solar time	Room Construccion	N. Latitude Fenestration Facing								
		N	NE	E	SE	S	SW	W	NW	HOR
1	M	0,23	0,07	0,07	0,09	0,12	0,15	0,15	0,14	0,16
2		0,2	0,06	0,06	0,08	0,11	0,13	0,13	0,12	0,14
3		0,18	0,06	0,06	0,07	0,09	0,12	0,11	0,11	0,12
4		0,16	0,05	0,05	0,06	0,08	0,1	0,1	0,09	0,11
5		0,14	0,04	0,04	0,05	0,07	0,09	0,09	0,08	0,09
6		0,34	0,21	0,18	0,14	0,08	0,09	0,09	0,09	0,11
7		0,41	0,36	0,33	0,26	0,11	0,1	0,09	0,1	0,16
8		0,46	0,44	0,44	0,38	0,14	0,12	0,1	0,11	0,24
9		0,52	0,45	0,5	0,48	0,21	0,13	0,11	0,13	0,33
10		0,59	0,4	0,51	0,54	0,31	0,15	0,12	0,14	0,43
11		0,65	0,36	0,45	0,55	0,42	0,17	0,13	0,16	0,52
12		0,7	0,33	0,39	0,51	0,52	0,23	0,14	0,17	0,59
13		0,73	0,31	0,35	0,45	0,57	0,33	0,19	0,18	0,64
14		0,75	0,3	0,32	0,4	0,58	0,44	0,29	0,21	0,67
15		0,76	0,28	0,29	0,36	0,53	0,53	0,4	0,3	0,66
16		0,74	0,26	0,26	0,33	0,47	0,58	0,5	0,42	0,62
17		0,75	0,23	0,23	0,29	0,41	0,59	0,56	0,51	0,55
18		0,79	0,21	0,21	0,25	0,36	0,53	0,55	0,53	0,47
19		0,61	0,17	0,17	0,21	0,29	0,41	0,41	0,39	0,38
20		0,5	0,2	0,2	0,2	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3
21		0,4	0,1	0,1	0,2	0,2	0,3	0,3	0,3	0,3
22		0,34	0,11	0,11	0,14	0,18	0,24	0,23	0,22	0,24
23		0,3	0,1	0,1	0,1	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2
24		0,3	0,1	0,1	0,1	0,1	0,2	0,2	0,2	0,2

Tabla 11. Factor de Carga de enfriamiento (CLF) para vidrios sin sombreado interior (incluye vidrios reflectivos y absorbentes de calor) [1]

En la tabla 12 se muestran los valores de CLF para vidrios dependiendo de la latitud, hora solar y orientación que se este trabajando.

N. Latitude	Fene- stration Facing	Room Con- struction	Solar Time, hr																							
			1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24
N	L		0.07	0.05	0.04	0.04	0.05	0.70	0.65	0.65	0.74	0.81	0.87	0.91	0.88	0.84	0.77	0.80	0.92	0.27	0.19	0.15	0.12	0.10	0.08	
	M		0.08	0.07	0.06	0.06	0.07	0.73	0.66	0.65	0.73	0.80	0.86	0.89	0.86	0.82	0.75	0.78	0.91	0.24	0.18	0.15	0.13	0.11	0.09	
	H		0.09	0.09	0.08	0.07	0.09	0.75	0.67	0.66	0.74	0.80	0.86	0.89	0.88	0.85	0.80	0.73	0.76	0.88	0.23	0.17	0.14	0.13	0.11	0.10
NE	L		0.02	0.01	0.01	0.01	0.02	0.55	0.76	0.75	0.60	0.39	0.31	0.28	0.27	0.25	0.23	0.20	0.16	0.12	0.06	0.05	0.04	0.03	0.02	0.02
	M		0.03	0.02	0.02	0.02	0.02	0.56	0.76	0.74	0.58	0.37	0.29	0.27	0.26	0.24	0.22	0.20	0.16	0.12	0.06	0.05	0.04	0.04	0.03	0.03
	H		0.03	0.03	0.03	0.03	0.04	0.57	0.77	0.74	0.58	0.36	0.28	0.26	0.25	0.23	0.21	0.19	0.16	0.11	0.06	0.05	0.05	0.04	0.04	0.04
E	L		0.02	0.01	0.01	0.01	0.01	0.45	0.71	0.80	0.77	0.64	0.43	0.29	0.25	0.23	0.20	0.17	0.14	0.10	0.06	0.05	0.04	0.03	0.02	0.02
	M		0.03	0.02	0.02	0.02	0.02	0.47	0.72	0.80	0.76	0.62	0.41	0.27	0.24	0.22	0.20	0.17	0.14	0.11	0.06	0.05	0.04	0.04	0.03	0.03
	H		0.04	0.03	0.03	0.03	0.03	0.48	0.72	0.80	0.75	0.61	0.40	0.25	0.22	0.21	0.19	0.16	0.14	0.10	0.06	0.05	0.05	0.04	0.04	0.04
SE	L		0.02	0.02	0.01	0.01	0.01	0.29	0.56	0.74	0.82	0.81	0.70	0.52	0.35	0.30	0.26	0.22	0.18	0.13	0.08	0.06	0.05	0.04	0.03	0.03
	M		0.03	0.03	0.02	0.02	0.02	0.30	0.56	0.74	0.81	0.79	0.68	0.49	0.33	0.28	0.25	0.22	0.18	0.13	0.08	0.07	0.06	0.05	0.04	0.04
	H		0.04	0.04	0.04	0.03	0.04	0.31	0.57	0.74	0.81	0.79	0.67	0.48	0.31	0.27	0.23	0.20	0.17	0.13	0.07	0.07	0.06	0.05	0.05	0.05
S	L		0.03	0.03	0.02	0.02	0.02	0.08	0.15	0.22	0.37	0.58	0.75	0.84	0.82	0.71	0.53	0.37	0.29	0.20	0.11	0.09	0.07	0.06	0.05	0.04
	M		0.04	0.04	0.03	0.03	0.03	0.09	0.16	0.22	0.38	0.58	0.75	0.83	0.80	0.68	0.50	0.35	0.27	0.19	0.11	0.09	0.08	0.07	0.06	0.05
	H		0.05	0.05	0.04	0.04	0.04	0.11	0.17	0.24	0.39	0.59	0.75	0.82	0.79	0.67	0.49	0.33	0.26	0.18	0.10	0.08	0.07	0.06	0.06	0.05
SW	L		0.05	0.04	0.03	0.02	0.02	0.06	0.10	0.13	0.16	0.18	0.22	0.38	0.59	0.76	0.84	0.83	0.72	0.48	0.18	0.13	0.11	0.08	0.07	0.06
	M		0.06	0.05	0.04	0.04	0.03	0.07	0.11	0.14	0.16	0.19	0.22	0.38	0.59	0.75	0.83	0.81	0.69	0.45	0.15	0.12	0.10	0.08	0.07	0.06
	H		0.06	0.05	0.05	0.04	0.04	0.08	0.12	0.15	0.18	0.20	0.23	0.39	0.59	0.75	0.82	0.80	0.68	0.43	0.14	0.11	0.09	0.08	0.07	0.06
W	L		0.05	0.04	0.03	0.02	0.02	0.05	0.08	0.11	0.13	0.14	0.15	0.17	0.30	0.53	0.72	0.83	0.83	0.63	0.19	0.14	0.11	0.08	0.07	0.06
	M		0.05	0.05	0.04	0.04	0.03	0.06	0.09	0.11	0.13	0.15	0.16	0.17	0.31	0.53	0.72	0.82	0.81	0.61	0.16	0.12	0.10	0.08	0.07	0.06
	H		0.05	0.05	0.04	0.04	0.04	0.07	0.10	0.12	0.14	0.16	0.17	0.18	0.31	0.54	0.71	0.81	0.80	0.59	0.15	0.11	0.09	0.07	0.06	0.06
NW	L		0.04	0.04	0.03	0.02	0.02	0.06	0.10	0.13	0.16	0.19	0.20	0.21	0.22	0.30	0.52	0.73	0.83	0.71	0.19	0.13	0.10	0.08	0.07	0.05
	M		0.05	0.04	0.04	0.03	0.03	0.07	0.11	0.14	0.17	0.19	0.20	0.21	0.22	0.30	0.52	0.73	0.82	0.69	0.16	0.12	0.09	0.08	0.07	0.06
	H		0.05	0.04	0.04	0.04	0.04	0.08	0.12	0.15	0.18	0.20	0.21	0.22	0.23	0.30	0.52	0.73	0.81	0.67	0.15	0.11	0.08	0.07	0.06	0.05
HOR	L		0.04	0.03	0.03	0.02	0.02	0.10	0.26	0.43	0.59	0.72	0.81	0.87	0.87	0.83	0.74	0.60	0.44	0.27	0.15	0.12	0.09	0.08	0.06	0.05
	M		0.06	0.05	0.04	0.04	0.03	0.12	0.27	0.44	0.59	0.72	0.81	0.85	0.85	0.81	0.71	0.58	0.42	0.25	0.14	0.12	0.10	0.08	0.07	0.06
	H		0.06	0.06	0.06	0.05	0.05	0.13	0.29	0.45	0.60	0.72	0.81	0.85	0.84	0.79	0.70	0.56	0.40	0.23	0.13	0.11	0.09	0.08	0.08	0.07

L=Light construction: frame exterior wall, 2-in. concrete floor slab, approximately 30 lb of material/sq ft of floor area.
M=Medium construction: 4-in. concrete exterior wall, 4-in. concrete floor slab, approximately 70 lb of building material/sq ft of floor area.
H=Heavy construction: 6-in. concrete exterior wall, 6-in. concrete floor slab, approximately 130 lb of building materials/sq ft of floor area.

Tabla 12. Factor de enfriamiento (CLF) para vidrios con sombreado interior (incluye vidrios reflectivos y absorbentes de calor) [1]

3.3 Cargas Internas

Las cargas internas son las cargas debidas a la iluminación, estructuras interiores, personas y equipos.

3.3.1 Conducción a través de estructuras interiores.

El calor que fluye desde zonas interiores no acondicionadas hacia espacios acondicionados a través de divisiones, pisos, techos internos y techos falsos se determina por la siguiente expresión:

$$q = U \times A \times TD \quad (3.8)$$

TD: Diferencia de temperatura entre los dos espacios

Nota: Las otras variables se obtienen igual que en conducción a través de paredes.

Si se desconoce la temperatura del espacio no acondicionado ASRHAE (1989) [1] recomienda tomar un valor de 5°F menor que la temperatura exterior; pero siempre que sea posible se sugiere medir dicho valor. Existen áreas como cuartos de máquinas en donde se obtendrá una temperatura mayor que la temperatura exterior.

3.3.2 Cargas por iluminación

Las lámparas de alumbrado generan calor sensible al convertir la energía eléctrica en luz y calor. Solamente una parte de la energía debida a iluminación es de la forma de calor convectivo, el cual es tomado instantáneamente por los equipos de acondicionamiento de aire. La parte radiante de la carga por iluminación es parcialmente almacenada por las paredes, techos u objetos ubicados dentro del espacio, y su contribución a la carga de enfriamiento sólo será hasta después de cierto tiempo, incluso después de que las luces hayan sido apagadas. El efecto de retardo en el tiempo debe ser tenido en cuenta en los cálculos de la carga de

enfriamiento, debido a que la carga actual es más baja que ganancia de calor instantánea, y la carga pico puede ser afectada significativamente.

Las lámparas incandescentes convierten aproximadamente 10% de la energía suministrada en luz, 80% se disipa por radiación y sólo 10% por convección y conducción. Las lámparas fluorescentes convierten 25% de la energía en luz, 25% es disipada por radiación hacia las superficies y 50% es disipada por conducción y convección.

El menor valor de energía radiante (energía que puede ser almacenada), sumado a una carga adicional en el balastro, conlleva a un mayor factor en la iluminación fluorescente. Este valor es incluido en la fórmula de cálculo de carga por iluminación mediante el factor de carga de enfriamiento CLF.

De forma general la ganancia de calor por iluminación se calcula mediante la expresión:

$$q = 3,41 \times W \times CLF \times Ful \times Fsa \quad (3.9)$$

W: Capacidad total de iluminación en watt.

CLF: Factor de Carga de Enfriamiento. Este factor depende de la masa del edificio, de la ventilación y del horario de iluminación, aquí se asume que el valor de temperatura en el espacio acondicionado se mantiene constante y que la carga de enfriamiento y la potencia de entrada son iguales si las luces permanecen encendidas por periodos largos. Para determinar el CLF se requiere usar las tablas 13 y 14 de la ASHRAE (1989) para definir los coeficientes de clasificación a y b que dependen de las características del sistema de iluminación. El CLF será 1,0 cuando el equipo de acondicionamiento de aire funciona solo cuando las luces están encendidas. También es 1,0 cuando las luces permanecen encendidas durante más de 16 horas.

Ful: Factor de uso de iluminación. Este es la relación entre el voltaje efectivamente consumido y el total instalado a la hora considerada. Para aplicaciones comerciales, como almacenes, este factor es generalmente igual a la unidad.

Fsa: Factor especial de iluminación. Este es un factor aplicable a lámparas fluorescentes y aquellas que son ventiladas o instaladas de tal manera que

solo cierta parte del calor va al espacio acondicionado. El anexo A muestra que el factor especial de iluminación para instalación de dos lámparas fluorescentes va desde 0,94 para lámparas T8 con balastro electrónico hasta 1,21 para lámparas T12 ahorradoras de energía con un balastro electromagnético estándar. Instalación de alta intensidad de descarga, pueden tener un factor especial de iluminación que varía de 1,07 a 1,44, dependiendo del vatiaje de la lámpara y de la cantidad de lámparas por instalación, y deben ser tratados individualmente.

<i>a</i>	Furnishings	Air Supply and Return	Type of Light Fixture
0.45	Heavyweight, simple furnishings, no carpet	Low rate; supply and return below ceiling ($V \leq 0.5$)*	Recessed, not vented
0.55	Ordinary furniture, no carpet	Medium to high ventilation rate; supply and return below ceiling or through ceiling grill and space ($V \geq 0.5$)*	Recessed, not vented
0.65	Ordinary furniture, with or without carpet	Medium to high ventilation rate or fan coil or induction type air-conditioning terminal unit; supply through ceiling or wall diffuser; return around light fixtures and through ceiling space. ($V \geq 0.5$)*	Vented
0.75 or greater	Any type of furniture	Ducted returns through light fixtures	Vented or free-hanging in air stream with ducted returns

* V is room air supply rate in cfm/ft² of floor area.

Tabla 13. Valores de diseño del coeficiente a según las características de mobiliario del espacio, instalación de la iluminación y el tipo de ventilación [1]

Room Envelope Construction* (mass of floor area, lb/ft ²)	Room Air Circulation and Type of Supply and Return**			
	Low	Medium	High	Very High
2-in. Wood Floor (10)	B	A	A	A
3-in. Concrete Floor (40)	B	B	B	A
6-in. Concrete Floor (75)	C	C	C	B
8-in. concrete Floor (120)	D	D	C	C
12-in. concrete Floor (160)	D	D	D	D

*Floor covered with carpet and rubber pad; for a floor covered only with floor tile take next classification to the right in the same row.

**Low: Low ventilation rate—minimum required to cope with cooling load due to lights and occupants in interior zone. Supply through floor, wall or ceiling diffuser. Ceiling space not vented and $h=0.4 \text{ Btu}/(\text{h} \cdot \text{ft}^2 \cdot \text{deg F})$ (where h =inside surface convection coefficient used in calculation of b classification).

Medium: Medium ventilation rate, supply through floor, wall or ceiling diffuser. Ceiling space not vented and $h=0.6 \text{ Btu}/(\text{h} \cdot \text{ft}^2 \cdot \text{deg F})$.

High: Room air circulation induced by primary air of induction unit or by fan coil unit. Return through ceiling space and $h=0.8 \text{ Btu}/(\text{h} \cdot \text{ft}^2 \cdot \text{deg F})$.

Very High: High room air circulation used to minimize temperature gradients in a room. Return through ceiling space and $h=1.2 \text{ Btu}/(\text{h} \cdot \text{ft}^2 \cdot \text{deg F})$.

Tabla 14. Valores de clasificación b calculado para diferentes envolventes de construcciones y velocidades de circulación del aire en el espacio [1]

Table 15A Cooling Load Factors When Lights Are on for 8 Hours

"a" Coef- ficients	"b" Class- ification	Number of hours after lights are turned on																								
		0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	
0.45	A	0.02	0.46	0.57	0.65	0.72	0.77	0.82	0.85	0.88	0.88	0.46	0.37	0.30	0.24	0.19	0.15	0.12	0.10	0.08	0.06	0.05	0.04	0.03	0.03	0.02
	B	0.07	0.51	0.56	0.61	0.65	0.68	0.71	0.74	0.77	0.77	0.34	0.31	0.28	0.25	0.22	0.20	0.18	0.16	0.15	0.13	0.12	0.11	0.10	0.09	0.08
	C	0.11	0.55	0.58	0.60	0.63	0.65	0.67	0.69	0.71	0.72	0.28	0.26	0.25	0.23	0.22	0.20	0.19	0.18	0.17	0.16	0.15	0.14	0.13	0.12	0.12
	D	0.14	0.58	0.60	0.61	0.62	0.63	0.64	0.65	0.66	0.66	0.22	0.22	0.21	0.20	0.20	0.19	0.19	0.18	0.18	0.17	0.16	0.16	0.16	0.15	0.15
0.55	A	0.01	0.56	0.65	0.72	0.77	0.82	0.85	0.88	0.90	0.37	0.30	0.24	0.19	0.16	0.13	0.10	0.08	0.07	0.05	0.04	0.03	0.03	0.02	0.02	
	B	0.06	0.60	0.64	0.68	0.71	0.74	0.76	0.79	0.81	0.28	0.25	0.23	0.20	0.18	0.16	0.15	0.13	0.12	0.11	0.10	0.09	0.08	0.07	0.06	
	C	0.09	0.63	0.66	0.68	0.70	0.71	0.73	0.75	0.76	0.23	0.21	0.20	0.19	0.18	0.17	0.16	0.15	0.14	0.13	0.12	0.11	0.11	0.10	0.10	
	D	0.11	0.66	0.67	0.68	0.69	0.70	0.71	0.72	0.72	0.18	0.18	0.17	0.17	0.16	0.16	0.15	0.15	0.14	0.14	0.13	0.13	0.13	0.12	0.12	
0.65	A	0.01	0.66	0.73	0.78	0.82	0.86	0.88	0.91	0.93	0.29	0.23	0.19	0.15	0.12	0.10	0.08	0.06	0.05	0.04	0.03	0.03	0.02	0.02	0.01	
	B	0.04	0.69	0.72	0.75	0.77	0.80	0.82	0.84	0.85	0.22	0.19	0.18	0.16	0.14	0.13	0.12	0.10	0.09	0.08	0.08	0.07	0.06	0.06	0.05	
	C	0.07	0.72	0.73	0.75	0.76	0.78	0.79	0.80	0.82	0.18	0.17	0.16	0.15	0.14	0.13	0.12	0.11	0.11	0.10	0.10	0.09	0.08	0.08	0.07	
	D	0.09	0.73	0.74	0.75	0.76	0.77	0.77	0.78	0.79	0.14	0.14	0.13	0.13	0.13	0.12	0.12	0.11	0.11	0.11	0.10	0.10	0.10	0.10	0.10	
0.75	A	0.01	0.76	0.80	0.84	0.87	0.90	0.92	0.93	0.95	0.21	0.17	0.13	0.11	0.09	0.07	0.06	0.05	0.04	0.03	0.02	0.02	0.02	0.01	0.01	
	B	0.03	0.78	0.80	0.82	0.84	0.85	0.87	0.88	0.89	0.15	0.14	0.13	0.11	0.10	0.09	0.08	0.07	0.07	0.06	0.05	0.05	0.04	0.04	0.04	
	C	0.05	0.80	0.81	0.82	0.83	0.84	0.85	0.86	0.87	0.13	0.12	0.11	0.10	0.10	0.09	0.09	0.08	0.08	0.07	0.07	0.06	0.06	0.06	0.05	
	D	0.06	0.81	0.82	0.82	0.83	0.83	0.84	0.84	0.85	0.10	0.10	0.10	0.09	0.09	0.09	0.08	0.08	0.08	0.08	0.07	0.07	0.07	0.07	0.07	

Table 15B Cooling Load Factors when Lights Are on for 10 Hours

"a" Coef- ficients	"b" Class- ification	Number of hours after lights are turned on																							
		0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23
0.45	A	0.03	0.47	0.58	0.66	0.73	0.78	0.82	0.86	0.88	0.91	0.93	0.49	0.39	0.32	0.26	0.21	0.17	0.13	0.11	0.09	0.07	0.06	0.05	0.04
	B	0.10	0.54	0.59	0.63	0.66	0.70	0.73	0.76	0.78	0.80	0.82	0.39	0.35	0.32	0.28	0.26	0.23	0.21	0.19	0.17	0.15	0.14	0.12	0.11
	C	0.15	0.59	0.61	0.64	0.66	0.68	0.70	0.72	0.73	0.75	0.76	0.33	0.31	0.29	0.27	0.26	0.24	0.23	0.21	0.20	0.19	0.18	0.17	0.16
	D	0.18	0.62	0.63	0.64	0.66	0.67	0.68	0.69	0.69	0.70	0.71	0.27	0.26	0.26	0.25	0.24	0.23	0.23	0.22	0.21	0.21	0.20	0.19	0.19
0.55	A	0.02	0.57	0.65	0.72	0.78	0.82	0.85	0.88	0.91	0.92	0.94	0.40	0.32	0.26	0.21	0.17	0.14	0.11	0.09	0.07	0.06	0.05	0.04	0.03
	B	0.08	0.62	0.66	0.69	0.73	0.75	0.78	0.80	0.82	0.84	0.85	0.32	0.29	0.26	0.23	0.21	0.19	0.17	0.15	0.14	0.12	0.11	0.10	0.09
	C	0.12	0.66	0.68	0.70	0.72	0.74	0.75	0.77	0.78	0.79	0.81	0.27	0.25	0.24	0.22	0.21	0.20	0.19	0.17	0.16	0.15	0.14	0.14	0.13
	D	0.15	0.69	0.70	0.71	0.72	0.73	0.73	0.74	0.75	0.76	0.76	0.22	0.22	0.21	0.20	0.20	0.19	0.18	0.18	0.17	0.17	0.16	0.16	0.15
0.65	A	0.02	0.66	0.73	0.78	0.83	0.86	0.89	0.91	0.93	0.94	0.95	0.31	0.25	0.20	0.16	0.13	0.11	0.08	0.07	0.05	0.04	0.04	0.03	0.02
	B	0.06	0.71	0.74	0.76	0.79	0.81	0.83	0.84	0.86	0.87	0.89	0.25	0.22	0.20	0.18	0.16	0.15	0.13	0.12	0.11	0.10	0.09	0.08	0.07
	C	0.09	0.74	0.75	0.77	0.78	0.80	0.81	0.82	0.83	0.84	0.85	0.21	0.20	0.18	0.17	0.16	0.15	0.14	0.14	0.13	0.12	0.11	0.11	0.10
	D	0.11	0.76	0.77	0.77	0.78	0.79	0.79	0.80	0.81	0.81	0.82	0.17	0.17	0.16	0.16	0.15	0.15	0.14	0.14	0.14	0.13	0.13	0.12	0.12
0.75	A	0.01	0.76	0.81	0.84	0.88	0.90	0.92	0.93	0.95	0.96	0.97	0.22	0.18	0.14	0.12	0.09	0.08	0.06	0.05	0.04	0.03	0.03	0.02	0.02
	B	0.04	0.79	0.81	0.83	0.85	0.86	0.88	0.89	0.90	0.91	0.92	0.18	0.16	0.14	0.13	0.12	0.10	0.09	0.08	0.08	0.07	0.06	0.06	0.05
	C	0.07	0.81	0.82	0.83	0.84	0.85	0.86	0.87	0.88	0.89	0.89	0.15	0.14	0.13	0.12	0.12	0.11	0.10	0.10	0.09	0.09	0.08	0.08	0.07
	D	0.08	0.83	0.83	0.84	0.84	0.85	0.85	0.86	0.86	0.87	0.87	0.12	0.12	0.12	0.11	0.11	0.11	0.10	0.10	0.10	0.09	0.09	0.09	0.09

Table 15C Cooling Load Factors when Lights are on for 12 Hours																											
0.45	A	0.05	0.49	0.59	0.67	0.73	0.78	0.83	0.86	0.89	0.91	0.93	0.94	0.95	0.51	0.41	0.33	0.27	0.22	0.17	0.14	0.11	0.09	0.07	0.06		
	B	0.13	0.57	0.61	0.65	0.69	0.72	0.75	0.77	0.79	0.82	0.83	0.85	0.87	0.43	0.39	0.35	0.31	0.28	0.25	0.23	0.21	0.18	0.17	0.15		
	C	0.19	0.63	0.65	0.67	0.69	0.71	0.73	0.74	0.76	0.77	0.79	0.80	0.81	0.37	0.35	0.33	0.31	0.29	0.27	0.26	0.24	0.23	0.21	0.20		
	D	0.22	0.66	0.67	0.68	0.69	0.70	0.71	0.72	0.73	0.74	0.74	0.75	0.76	0.32	0.31	0.30	0.29	0.28	0.27	0.26	0.26	0.25	0.24	0.23		
0.55	A	0.04	0.58	0.66	0.73	0.78	0.82	0.86	0.89	0.91	0.93	0.94	0.95	0.96	0.42	0.34	0.27	0.22	0.18	0.14	0.11	0.09	0.07	0.06	0.05		
	B	0.11	0.65	0.68	0.72	0.74	0.77	0.79	0.81	0.83	0.85	0.86	0.88	0.89	0.35	0.32	0.28	0.26	0.23	0.21	0.19	0.17	0.15	0.14	0.12		
	C	0.15	0.69	0.71	0.73	0.75	0.76	0.78	0.79	0.80	0.81	0.83	0.84	0.85	0.30	0.29	0.27	0.25	0.24	0.22	0.21	0.20	0.19	0.17	0.16		
	D	0.18	0.72	0.73	0.74	0.75	0.76	0.76	0.77	0.78	0.78	0.79	0.80	0.80	0.26	0.25	0.24	0.24	0.23	0.22	0.22	0.21	0.20	0.20	0.19		
0.65	A	0.03	0.67	0.74	0.79	0.83	0.86	0.89	0.91	0.93	0.94	0.95	0.96	0.97	0.33	0.26	0.21	0.17	0.14	0.11	0.09	0.07	0.06	0.05	0.04		
	B	0.09	0.73	0.75	0.78	0.80	0.82	0.84	0.85	0.87	0.88	0.89	0.90	0.91	0.27	0.25	0.22	0.20	0.18	0.16	0.15	0.13	0.12	0.11	0.10		
	C	0.12	0.76	0.78	0.79	0.80	0.81	0.83	0.84	0.85	0.86	0.86	0.87	0.88	0.24	0.22	0.21	0.20	0.19	0.17	0.16	0.15	0.14	0.14	0.13		
	D	0.14	0.79	0.79	0.80	0.80	0.81	0.82	0.82	0.83	0.83	0.84	0.84	0.85	0.20	0.20	0.19	0.18	0.18	0.17	0.17	0.16	0.16	0.15	0.15		
0.75	A	0.02	0.77	0.81	0.85	0.88	0.90	0.92	0.94	0.95	0.96	0.97	0.97	0.98	0.23	0.19	0.15	0.12	0.10	0.08	0.06	0.05	0.04	0.03	0.03		
	B	0.06	0.81	0.82	0.84	0.86	0.87	0.88	0.90	0.91	0.92	0.92	0.93	0.94	0.19	0.18	0.16	0.14	0.13	0.12	0.10	0.09	0.08	0.08	0.07		
	C	0.09	0.83	0.84	0.85	0.86	0.87	0.88	0.88	0.89	0.90	0.90	0.91	0.91	0.17	0.16	0.15	0.14	0.13	0.12	0.12	0.11	0.10	0.10	0.09		
	D	0.10	0.85	0.85	0.86	0.86	0.86	0.87	0.87	0.88	0.88	0.88	0.89	0.89	0.14	0.14	0.14	0.13	0.13	0.12	0.12	0.12	0.11	0.11	0.11		
Table 15D Cooling Load Factors when Lights are on for 14 Hours																											
0.45	A	0.07	0.51	0.61	0.68	0.74	0.79	0.83	0.87	0.89	0.91	0.93	0.94	0.95	0.96	0.97	0.53	0.42	0.34	0.27	0.22	0.18	0.14	0.12	0.09		
	B	0.18	0.61	0.65	0.68	0.72	0.74	0.77	0.79	0.81	0.83	0.85	0.86	0.88	0.89	0.90	0.46	0.41	0.37	0.34	0.30	0.27	0.24	0.22	0.20		
	C	0.24	0.67	0.69	0.71	0.73	0.74	0.76	0.77	0.79	0.80	0.81	0.82	0.83	0.84	0.85	0.41	0.39	0.36	0.34	0.32	0.30	0.28	0.27	0.25		
	D	0.26	0.71	0.72	0.72	0.73	0.74	0.75	0.76	0.77	0.78	0.79	0.80	0.80	0.80	0.80	0.36	0.35	0.34	0.33	0.32	0.31	0.30	0.29	0.28		
0.55	A	0.06	0.69	0.68	0.74	0.79	0.83	0.86	0.89	0.91	0.93	0.94	0.95	0.96	0.97	0.98	0.43	0.35	0.28	0.22	0.18	0.15	0.12	0.09	0.08		
	B	0.15	0.68	0.71	0.74	0.77	0.79	0.81	0.83	0.85	0.86	0.88	0.89	0.90	0.91	0.92	0.38	0.34	0.31	0.27	0.25	0.22	0.20	0.18	0.16		
	C	0.19	0.73	0.75	0.76	0.78	0.79	0.80	0.81	0.83	0.84	0.85	0.86	0.86	0.87	0.88	0.34	0.32	0.30	0.28	0.26	0.25	0.23	0.22	0.21		
	D	0.22	0.76	0.77	0.77	0.78	0.79	0.79	0.80	0.81	0.81	0.82	0.82	0.83	0.83	0.84	0.29	0.28	0.28	0.27	0.26	0.25	0.24	0.24	0.23		
0.65	A	0.05	0.69	0.75	0.80	0.84	0.87	0.89	0.92	0.93	0.95	0.96	0.96	0.97	0.98	0.98	0.34	0.27	0.22	0.17	0.14	0.11	0.09	0.07	0.06		
	B	0.11	0.75	0.78	0.80	0.82	0.84	0.85	0.87	0.88	0.89	0.90	0.91	0.92	0.93	0.94	0.29	0.26	0.24	0.21	0.19	0.17	0.16	0.14	0.13		
	C	0.15	0.79	0.80	0.82	0.83	0.84	0.85	0.86	0.86	0.87	0.88	0.89	0.89	0.90	0.91	0.26	0.25	0.23	0.22	0.20	0.19	0.18	0.17	0.16		
	D	0.17	0.81	0.82	0.82	0.83	0.83	0.84	0.84	0.85	0.85	0.86	0.86	0.87	0.87	0.87	0.23	0.22	0.21	0.21	0.20	0.19	0.18	0.18	0.18		
0.75	A	0.03	0.78	0.82	0.86	0.88	0.91	0.92	0.94	0.95	0.96	0.97	0.97	0.98	0.98	0.99	0.24	0.19	0.16	0.12	0.10	0.08	0.07	0.05	0.04		
	B	0.08	0.82	0.84	0.86	0.87	0.88	0.90	0.91	0.92	0.92	0.93	0.94	0.94	0.95	0.96	0.21	0.19	0.17	0.15	0.14	0.12	0.11	0.10	0.09		
	C	0.11	0.85	0.86	0.87	0.88	0.88	0.89	0.90	0.90	0.91	0.91	0.92	0.92	0.93	0.93	0.19	0.18	0.17	0.16	0.15	0.14	0.13	0.12	0.11		
	D	0.12	0.87	0.87	0.87	0.88	0.88	0.89	0.89	0.89	0.90	0.90	0.90	0.90	0.91	0.91	0.16	0.16	0.15	0.15	0.14	0.14	0.14	0.13	0.13		
Table 15E Cooling Load Factors when Lights Are on for 16 Hours																											
0.45	A	0.12	0.54	0.63	0.70	0.76	0.81	0.85	0.88	0.90	0.92	0.94	0.95	0.96	0.97	0.97	0.98	0.98	0.54	0.43	0.35	0.28	0.23	0.18	0.15		
	B	0.23	0.66	0.69	0.72	0.75	0.78	0.80	0.82	0.84	0.85	0.87	0.88	0.89	0.90	0.91	0.92	0.93	0.49	0.44	0.39	0.35	0.32	0.29	0.26		
	C	0.29	0.72	0.74	0.75	0.77	0.78	0.80	0.81	0.82	0.83	0.84	0.85	0.86	0.87	0.88	0.88	0.89	0.45	0.42	0.39	0.37	0.35	0.33	0.31		
	D	0.31	0.75	0.76	0.77	0.77	0.78	0.79	0.79	0.80	0.81	0.81	0.82	0.82	0.83	0.83	0.84	0.84	0.40	0.39	0.37	0.36	0.35	0.34	0.33		
0.55	A	0.10	0.63	0.70	0.76	0.81	0.84	0.87	0.90	0.92	0.93	0.95	0.96	0.97	0.97	0.98	0.98	0.99	0.44	0.35	0.28	0.23	0.18	0.15	0.12		
	B	0.19	0.72	0.75	0.77	0.80	0.82	0.84	0.85	0.87	0.88	0.89	0.90	0.91	0.92	0.93	0.94	0.94	0.40	0.36	0.32	0.29	0.26	0.24	0.21		
	C	0.24	0.77	0.79	0.80	0.81	0.82	0.83	0.84	0.85	0.86	0.87	0.88	0.88	0.89	0.90	0.90	0.91	0.37	0.34	0.32	0.30	0.29	0.27	0.25		
	D	0.26	0.80	0.80	0.81	0.82	0.82	0.83	0.83	0.84	0.84	0.85	0.85	0.86	0.86	0.86	0.87	0.87	0.33	0.32	0.31	0.30	0.29	0.28	0.27		
0.65	A	0.07	0.71	0.77	0.81	0.85	0.88	0.90	0.92	0.94	0.95	0.96	0.97	0.97	0.98	0.98	0.99	0.99	0.34	0.27	0.22	0.18	0.14	0.12	0.09		
	B	0.15	0.78	0.81	0.82	0.84	0.86	0.87	0.88	0.90	0.91	0.92	0.92	0.93	0.94	0.94	0.95	0.96	0.31	0.28	0.25	0.23	0.20	0.18	0.16		
	C	0.18	0.82	0.83	0.84	0.85	0.86	0.87	0.88	0.89	0.89	0.90	0.90	0.91	0.92	0.92	0.93	0.93	0.28	0.27	0.25	0.24	0.22	0.21	0.20		
	D	0.20	0.84	0.85	0.85	0.86	0.86	0.87	0.87	0.87	0.88	0.88	0.88	0.89	0.89	0.89	0.90	0.90	0.25	0.25	0.24	0.23	0.22	0.22	0.21		
0.75	A	0.05	0.79	0.83	0.87	0.89	0.91	0.93	0.94	0.95	0.96	0.97	0.98	0.98	0.98	0.99	0.99	0.99	0.24	0.20	0.16	0.13	0.10	0.08	0.07		
	B	0.11	0.85	0.86	0.87	0.89	0.90	0.91	0.92	0.93	0.93	0.94	0.95	0.95	0.96	0.96	0.97	0.97	0.22	0.20	0.18	0.16	0.15	0.13	0.12		
	C	0.13	0.87	0.88	0.89	0.89	0.90	0.91	0.91	0.92	0.92	0.93	0.93	0.94	0.94	0.95	0.95	0.95	0.20	0.19	0.18	0.17	0.16	0.15	0.14		
	D	0.14	0.89	0.89	0.89	0.90	0.90	0.90	0.91	0.91	0.91	0.91	0.92	0.92	0.92	0.92	0.93	0.93	0.18	0.18	0.17	0.17	0.16	0.16	0.15		

Tabla 15. Factor de carga de enfriamiento (CLF) para luces según el tiempo de encendido [1]

3.3.3 Cargas por personas

Las ganancias de calor debidas a las personas están compuestas de dos partes: calor sensible y calor latente. Parte del calor sensible puede ser absorbido por el efecto de almacenamiento, mientras que el calor latente es absorbido instantáneamente por el equipo de aire acondicionado.

Las ecuaciones que se emplean para determinar estas cargas son:

Carga por calor sensible:

$$q_s = q_{sp} * N * CLF \quad (3.10)$$

Carga por calor latente:

$$q_s = q_{isp} * N \quad (3.11)$$

q_{sp} , q_{isp} : ganancia de calor sensible y latente por persona respectivamente. Este valor depende del grado de actividad de la persona y del tipo de aplicación. Tabla 16 de la ASHRAE (1989).

N: Número de personas que ocupan el espacio

CLF: Factor de Carga de enfriamiento para personas, que está basado en el tiempo de ocupación; aparecen en la tabla 17 de la ASHRAE (1989). Este factor solo se emplea para la carga sensible. El CLF es igual a 1 si el sistema de enfriamiento no opera durante las 24 horas del día. También en auditorios o sitios donde la densidad de población es alta y cuando el equipo se apaga durante la noche o fines de semana.

Degree of Activity		Total Heat, Btu/h		Sensible Heat, Btu/h	Latent Heat, Btu/h	% Sensible Heat that is Radiant ^b	
		Adult Male	Adjusted, M/F ^a			Low V	High V
Seated at theater	Theater, matinee	390	330	225	105		
Seated at theater, night	Theater, night	390	350	245	105	60	27
Seated, very light work	Offices, hotels, apartments	450	400	245	155		
Moderately active office work	Offices, hotels, apartments	475	450	250	200		
Standing, light work; walking	Department store, retail store	550	450	250	200	58	38
Walking, standing	Drug store, bank	550	500	250	250		
Sedentary work	Restaurant ^c	490	550	275	275		
Light bench work	Factory	800	750	275	475		
Moderate dancing	Dance hall	900	850	305	545	49	35
Walking 3 mph; light machine work	Factory	1000	1000	375	625		
Bowling ^d	Bowling alley	1500	1450	580	870		
Heavy work	Factory	1500	1450	580	870	54	19
Heavy machine work; lifting	Factory	1600	1600	635	965		
Athletics	Gymnasium	2000	1800	710	1090		

Notes:

1. Tabulated values are based on 75°F room dry-bulb temperature. For 80°F room dry bulb, the total heat remains the same, but the sensible heat values should be decreased by a approximately 20%, and the latent heat values increased accordingly.
2. Also refer to Table 4, Chapter 8, for additional rates of metabolic heat generation.
3. All values are rounded to nearest 5 Btu/h.
4. Adjusted heat gain is based on normal percentage of men, women, and children for the application listed, with the postulate that the gain from an adult female is 85% of that for an adult male, and that the gain from a child is 75% of that for an adult male.

^b Values approximated from data in Table 6, Chapter 8, where v is air velocity with limits shown in that table.

^c Adjusted heat gain includes 60 Btu/h for food per individual (30 Btu/h sensible and 30 Btu/h latent).

^d Figure one person per alley actually bowling, and all others as sitting (400 Btu/h) or standing or walking slowly (550 Btu/h).

Tabla 16. Ganancia de calor por personas [1]

FACTOR DE CARGA DE ENFRIAMIENTO PARA CALOR SENSIBLE POR PERSONAS	HORAS DESPUES DE ENTRAR AL ESPACIO	TOTAL DE HORAS DENTRO DEL ESPACIO		
		2	10	14
	1	0,49	0,53	0,58
	2	0,58	0,62	0,66
	3	0,17	0,69	0,72
	4	0,13	0,74	0,77
	5	0,1	0,77	0,8
	6	0,08	0,8	0,83
	7	0,07	0,83	0,85
	8	0,06	0,85	0,87
	9	0,05	0,87	0,89
	10	0,04	0,89	0,9
	11	0,04	0,42	0,91
	12	0,03	0,34	0,92
	13	0,03	0,28	0,93
	14	0,02	0,23	0,94
	15	0,02	0,2	0,47
	16	0,02	0,17	0,38
	17	0,02	0,15	0,31
	18	0,01	0,13	0,26
	19	0,01	0,11	0,23
	20	0,01	0,1	0,2
	21	0,01	0,09	0,17
	22	0,01	0,08	0,15
	23	0,01	0,07	0,13
	24	0,01	0,06	0,11

Tabla 17. Factor de carga de enfriamiento para calor sensible por personas

3.3.4 Cargas por equipos

3.3.4.1 Equipos menores y/o electrodomésticos

En los cálculos de la carga de enfriamiento, se debe tener en cuenta la ganancia de calor de todos los electrodomésticos (eléctricos, de gas o de vapor).

3.3.4.1.2 Ganancia de calor por equipos eléctricos o de vapor

La rata promedio del consumo de energía de equipos puede estimarse de los datos de placa o la energía de entrada nominal $q_{entrada}$ aplicando un factor de uso F_U , Por lo tanto, la ganancia de calor sensible q_s para equipos genéricos del tipo eléctricos, de vapor y de gas bajo una campana extractora puede estimarse usando la siguiente ecuación:

$$q_{sensible} = q_{entrada} \times F_U \times F_R \quad (3.12)$$

o

$$q_{sensible} = q_{entrada} \times F_L \quad (3.13)$$

Donde el F_L se define como la relación entre la ganancia de calor sensible y la energía nominal de entrada dada por los fabricantes de los equipos

Para equipos de cocina sin campana extractora o sin ventilación conectada directamente a este y localizado en el espacio acondicionado, se estima que la ganancia podría ser un 50% (Factor de uso = 0,5) o la entrada nominal horaria, sin importar el tipo de energía o combustible usado. **En promedio, se puede asumir que 34% del calor será latente y el restante 66% será calor sensible.** Los equipos de cocina ventilados por campanas extractoras sin ductos deben tratarse como equipos sin campanas extractoras, a la hora de estimar la ganancia de calor. Dicho de otra forma, toda la energía consumida por el equipo y toda la humedad producida por el proceso de cocción se introduce a la cocina como una carga sensible o latente.

Como ya se mencionó anteriormente, una alternativa para determinar la ganancia de calor por equipos de cocina es hacer uso de los valores recomendados.

En vista de que la ganancia de calor no se convierte inmediatamente en una carga de enfriamiento se deben utilizar los valores de CLF para determinar la carga de enfriamiento como se muestra en la siguiente expresión:

$$q_s = q_{sensible} \times CLF \quad (3.14)$$

Los valores de CLF se dividen en equipos con y sin campanas de extracción. Para el caso de equipos diferentes a los de cocina se utiliza el CLF para equipos sin campanas de extracción.

El valor de carga latente se determina de los valores tabulados sin la necesidad de hacer ninguna corrección.

$$q_l = q_{latente} \quad (3.15)$$

Siendo $q_{latente}$ la ganancia de calor latente del equipo disponible en tablas.

3.3.4.2 Ganancia de calor por platos servidos

Por cada comida servida, el calor transferido al espacio es de aproximadamente 50 Btu/h, de los cuales 75% son sensibles y 25% son latentes.

3.3.4.3 Carga por equipos de potencia

Para determinar la ganancia de calor producto de equipos que funcionan por motores eléctricos es necesario tener en cuenta la ubicación tanto del equipo como del motor que lo acciona. Esta ganancia de calor puede ser determinada directamente de tabla o a través de las ecuaciones que se explican a continuación. Si tanto el equipo como el motor están ubicados dentro del espacio acondicionado la ecuación de cálculo de la ganancia de calor instantánea será:

$$q = 2545 \times \left(\frac{P}{E_M} \right) \times F_U \times F_L \quad (3.16)$$

P = La potencia nominal del motor en HP

E_M = eficiencia del motor, como una fracción decimal menor a 1,0

F_U = Factor de Uso; puede ser igual a 1,0 o una fracción decimal menor a 1,0. El factor de uso puede ser aplicado cuando se sabe que el motor será usado intermitentemente con un tiempo significativo de no uso durante todas las horas de operación. Por ejemplo los motores que operan puertas elevadas. Para aplicaciones comerciales este valor será igual a 1,0.

F_L = Factor de carga que corresponde a la fracción de la potencia nominal del eje que está siendo desarrollada por el equipo bajo las condiciones de la carga de enfriamiento estimada. Es importante tener en cuenta que la potencia máxima nominal no está siendo proporcionada solamente por el hecho de que el motor está funcionando, es decir, el factor de carga puede variar desde 0 hasta aproximadamente 1.4 (sobrecargado).

Cuando el motor esta ubicado por fuera del espacio acondicionado pero el equipo se encuentra en el interior, la ganancia de calor instantánea será:

$$q = 2545 \times P \times F_U \times F_L \quad (3.17)$$

Cuando el motor esta ubicado dentro del espacio acondicionado pero el equipo se conducido se encuentra en el exterior, la ganancia de calor instantánea será

$$q = 2545 \times P \left(\frac{1-E}{E} \right) \times F_U \times F_L \quad (3.18)$$

La ecuación anterior aplica para ventiladores o bombas en el espacio acondicionado que extrae aire o bombea un fluido fuera del espacio.

En tablas de la referencia [1] se dan las eficiencias promedio (75%), y los datos representativos de motores eléctricos típicos, que provienen generalmente de las eficiencias más bajas reportadas por diferentes fabricantes de motores del tipo abierto a prueba de goteo.

Para velocidades más bajas o más altas a las que aparecen en la lista, las eficiencias podrían ser de 1 a 3 % más bajas o más altas, dependiendo del fabricante. El voltaje real en el motor debe ser apreciablemente más alto o más bajo que el voltaje nominal de placa, en ese caso las eficiencias serán más bajas. Si la carga del motor eléctrico es una porción apreciable de la carga de enfriamiento, la eficiencia del motor debe obtenerse de los fabricantes. También, dependiendo del diseño, la eficiencia máxima podría ocurrir ya sea entre el 75 y el 100% ala plena carga; si esta subcargado o sobrecargado, la eficiencia podría variar de los valores listados por los fabricantes.

3.3.4.3.1 Sobrecarga o Subcarga

La salida de calor de un motor generalmente es proporcional a la carga del motor, dentro de los límites de sobrecarga. Debido a la corriente típicamente alta del motor sin carga, las pérdidas fijas y otras razones, el factor de carga del motor F_{LM} generalmente se asume será igual a la unidad, y no debe hacerse ningún ajuste para subcargas o sobrecargas a menos que sea una situación particular, y se pueda establecer con exactitud, y que el dato de eficiencia a carga parcial puede ser obtenido del fabricante del motor.

Appliance	Usage Factor F_U	Radiation Factor F_R	Load Factor $F_L = F_U F_R$ Elec/Steam
Griddle	0.16	0.45	0.07
Fryer	0.06	0.43	0.03
Convection oven	0.42	0.17	0.07
Charbroiler	0.83	0.29	0.24
Open-top range w/o oven	0.34	0.46	0.16
Hot-top range without oven	0.79	0.47	0.37
with oven	0.59	0.48	0.28
Steam cooker	0.13	0.30	0.04

Sources: Alereza and Breen (1984), Fisher (1998).

Tabla 18. Factores de Uso, Factores de Radiación y Factores de Carga para electrodomésticos eléctricos con campana de extracción [1]

Motor Nameplate or Rated Horsepower	Motor Type	Nominal rpm	Full Load Motor Efficiency, %	Location of Motor and Driven Equipment with Respect to Conditioned Space or Airstream		
				A	B	C
				Motor in, Driven Equipment in, Btu/h	Motor out, Driven Equipment in, Btu/h	Motor in, Driven Equipment out, Btu/h
0.05	Shaded pole	1500	35	360	130	240
0.08	Shaded pole	1500	35	580	200	380
0.125	Shaded pole	1500	35	900	320	590
0.16	Shaded pole	1500	35	1160	400	760
0.25	Split phase	1750	54	1180	640	540
0.33	Split phase	1750	56	1500	840	660
0.50	Split phase	1750	60	2120	1270	850
0.75	3-Phase	1750	72	2650	1900	740
1	3-Phase	1750	75	3390	2550	850
1.5	3-Phase	1750	77	4960	3820	1140
2	3-Phase	1750	79	6440	5090	1350
3	3-Phase	1750	81	9430	7640	1790
5	3-Phase	1750	82	15,500	12,700	2790
7.5	3-Phase	1750	84	22,700	19,100	3640
10	3-Phase	1750	85	29,900	24,500	4490
15	3-Phase	1750	86	44,400	38,200	6210
20	3-Phase	1750	87	58,500	50,900	7610
25	3-Phase	1750	88	72,300	63,600	8680
30	3-Phase	1750	89	85,700	76,300	9440
40	3-Phase	1750	89	114,000	102,000	12,600
50	3-Phase	1750	89	143,000	127,000	15,700
60	3-Phase	1750	89	172,000	153,000	18,900
75	3-Phase	1750	90	212,000	191,000	21,200
100	3-Phase	1750	90	283,000	255,000	28,300
125	3-Phase	1750	90	353,000	318,000	35,300
150	3-Phase	1750	91	420,000	382,000	37,800
200	3-Phase	1750	91	569,000	509,000	50,300
250	3-Phase	1750	91	699,000	636,000	62,900

Tabla 19. Ganancia de calor de motores eléctricos típicos [1]

Horsepower ^a	0.05-0.25	0.16-0.33	0.67-0.75	1 and up
AC open	1.4	1.35	1.25	1.15
AC TEFC ^a and DC	—	1.0	1.0	1.0

Note: Some shaded pole, capacitor start, and special purpose motors have a service factor varying from 1.0 up to 1.75.

^a Some totally enclosed fan-cooled (TEFC) motors have a service factor above 1.0.

Tabla 20. Datos representativos en motores eléctricos típicos [1]

3.3.4.3.2 Radiación y Convección

Normalmente la ganancia de calor debe ser dividida en partes iguales entre los componentes radiantes y convectivo para los cálculos de carga de enfriamiento posteriores, a menos que la literatura técnica de los fabricantes indique otra cosa.

El componente radiante de la ganancia de calor sensible de equipos de potencia se retrasa para convertirse en carga de enfriamiento de la misma manera que las otras categorías de carga previamente explicadas. Para equipos de potencia los valores de CLF que aparecen en las tablas para equipos sin campana de extracción son apropiados.

Como no existe componente de carga latente para los equipos de potencia la carga de enfriamiento por este tipo de equipos será:

$$q_s = q \times CLF \quad (3.19)$$

Si el sistema de enfriamiento se apaga después de las horas de trabajo, se toma un valor de CLF = 1.0.

3.3.5 Carga por infiltración y ventilación

Las cargas por infiltración del aire a través de grietas, puertas y ventanas, o por ventilación (aire exterior suministrado naturalmente o por medio mecánicos) por requisitos de salud o confort, son de carácter sensible y latente. Las cargas por infiltración son cargas directas sobre el local, causadas por la mayor presión del aire en el exterior del edificio, mientras las de ventilación son cargas que deben ser incluidas a la carga total del equipo. Normalmente, sólo se considera una de las dos, y rara vez simultáneamente infiltración y ventilación. Las ecuaciones empleadas son:

Calor sensible:

$$q_s = 1,1 \times CFM \times \Delta T \quad (3.20)$$

Calor latente

$$q_l = 4840 \times \text{CFM} \times \Delta W \quad (3.21)$$

ΔT : Diferencia de Temperatura = T_{exterior} – T_{interior}. °F

ΔW : Diferencia de humedad específica en lb vapor de agua / lb aire seco. Los valores de W se obtienen de la carta psicrométrica.

CFM: Caudal de infiltración o ventilación de aire. (ft³/min). Para el caso de la ventilación este depende del número de personas y de la actividad dentro del espacio acondicionado. Los valores recomendados para diferentes aplicaciones aparecen en tablas de la ASHRAE (1989).

Para determinar el volumen de aire para el caso de la carga por infiltración se emplean varios métodos entre los cuales están:

3.3.5.1 Infiltraciones a través de puertas y ventanas

Se obtienen las áreas de las puertas y ventanas y mediante tablas de la ASHRAE (1989) referencia [1] la cual da la cantidad de flujo de aire por área de ventana o puerta, se determina el caudal de aire total infiltrado (**CFM**), el cual se reemplaza en las ecuaciones para calcular el calor sensible y latente por infiltración.

Los valores de las tablas se utilizan para calcular las infiltraciones por puertas y ventanas situadas en la fachada expuesta al viento, cuando este sopla perpendicular a ella. Si el viento incide oblicuamente en la fachada, se deben multiplicar los valores por 0,6 y considerar las superficies totales expuestas.

Los valores tabulados tienen en cuenta una velocidad del viento de 12 km/h; si la velocidad es diferente se debe multiplicar por el cociente entre la velocidad v , y el valor de 12.

En edificios de más de 30 m de altura, es necesario tener en cuenta el efecto chimenea provoca un circulación del aire de infiltración de arriba hacia abajo; esto genera que parte del aire escape por los intersticios de las ventanas y el resto por las puertas, disminuyendo la infiltración producto de estas últimas.

Por lo tanto, para calcular el caudal neto de infiltración por las puertas en edificios de más de 30 m se debe emplear la siguiente expresión:

$$I_{puertas} = I_{pd} - (I_{vd} \times 0,8) \quad (3.22)$$

Donde

$I_{puertas}$ = Caudal neto de infiltración por puertas

I_{pd} = Caudal de infiltración por puertas determinado a partir del área de las puertas y el valor correspondiente según el tipo de puerta.

I_{vd} = Caudal de infiltración por ventanas determinado a partir del área de las ventanas y el valor correspondiente según el tipo de puerta.

0,8 = corresponde a un estimado del 80% del caudal debido a las ventanas que se le resta al caudal normal de infiltración por puertas debido al efecto chimenea.

Nota: Los valores tabulados aparecen en unidades de m³/h por m². Estos valores deben ser llevados a unidades de ft³/min después de hacer el producto del área de la puerta o ventana en m² por el valor respectivo de tabla en m³/h según sea el caso.

3.3.5.2 Infiltraciones por el método de las rendijas

Este método consiste en medir la longitud total de todas las ranuras de puertas y ventanas y por medio de tablas experimentales que dan la cantidad de ft³/min o ft³/h por pie lineal de ranura (o en su defecto en m³/h) se calcula la infiltración total. En tablas de la ASHRAE (1989) aparecen tabulados los m³/h de aire de infiltración por m lineales de rendija en puertas y ventanas. Después de determinar los valores en m³/h deben ser convertidos a ft³/min para reemplazarlos en las ecuaciones para calcular el calor sensible y latente por infiltración.

En la tabla 21 se resumen la metodología de cálculo de la ASHRAE con sus respectivas fórmulas y fuente de información empleada para el mismo.

TIPO DE CARGA	ECUACION	VARIABLES	FUENTE DE DATOS
TRANSMISION POR PAREDES Y TECHOS	$q_{ssh} = U \times A \times CLTD_C$ $+ (78 - Tr) + (To - 85)] f$ $CLTD_C = [(CLTD + LM) k$	CLDT: Diferencia de temperatura para la carga de enfriamiento LM: Corrección de acuerdo a la latitud del lugar y el mes de diseño seleccionado. K: Corrección por color	ASHRAE. (1989). Fundamentals Handbook. Atlanta, USA.
VIDRIO	Conducción $q = U \times A \times CLTD_C$, $CLTD_C = CLTD + (78 - Tr) + (To - 85)$ Radiación $q = A \times SC \times SHGF \times CLF$	SC: Coeficiente de sombreado paravidrio SHGF: Factor de ganancia de calor Solar en Btu/h*ft ² . CLF: Factor de carga enfriamiento Para vidrios.	ASHRAE. (1989). Fundamentals Handbook. Atlanta, USA.
ILUMINACION	$q = 3,41 \times W \times CLF \times Ful \times Fsa$	Ful = $W \text{ Instalado} / W \text{ usado} = 64/64 = 1$ Fsa = Factor especial de iluminación depende del tipo de luminaria y balastro CLF = Factor de carga de enfriamiento.	ASHRAE. (1989). Fundamentals Handbook. Atlanta, USA.
EQUIPOS DE POTENCIA	$q_{motor} = 2545 \times \left(\frac{P}{E_M} \right) \times F_{UM} \times F_{LM}$	P = La potencia nominal del motor en HP. E_M = eficiencia del motor, como una fracción decimal menor a 1,0. F_{UM} = El factor de uso se aplica cuando se conoce que el motor será usado de forma intermitente F_{LM} = Factor de carga que corresponde a la fracción de la potencia nominal del eje.	ASHRAE. (1989). Fundamentals Handbook. Atlanta, USA.
EQUIPOS MENORES	$q_{sensible} = q_{entrada} \times F_U \times F_R$	FU = factor de uso FR =factor de radiación	ASHRAE. (1989). Fundamentals Handbook. Atlanta, USA.
PERSONAS	$q_{sensible} = G_{sp} \cdot N \cdot CLF$ $q_{latente} = G_{lp} \times N$	G_{sp}, G_{lp}: ganancia de calor sensible y latente por persona respectivamente. CLF: Factor de Carga de enfriamiento para personas	ASHRAE. (1989). Fundamentals Handbook. Atlanta, USA.
INFILTRACION PUERTAS	$q_s = 1,1 \times CFM \times \Delta T$ $q_l = 4840 \times CFM \times \Delta W$	ΔT: Diferencia de Temperatura = T _{exterior} – T _{interior} . °F ΔW: Diferencia de humedad específica en lb vapor de agua / lb aire seco. CFM: Caudal de infiltración o ventilación de aire. (ft ³ /min).	ASHRAE. (1989). Fundamentals Handbook. Atlanta, USA.

Tabla 21 Resumen metodología CLDT/CLF

4. SNAME METODOLOGÍA DE DISEÑO DE SISTEMAS DE AIRE ACONDICIONADO

Los valores, ecuaciones y procedimientos dados en la presente sección para el cálculo de la carga térmica y de los componentes de un sistema de aire acondicionado están basados en la metodología propuesta por la Sociedad de Arquitectos Navales e Ingenieros Marinos (SNAME por sus siglas en inglés)[2], complementado con los valores recomendados por la Naval de los Estados Unidos USN para el diseño de sistemas de aire acondicionado en buques navales que aparecen en la referencia [3].

4.1. Condiciones de Diseño

Los requerimientos del sistema de Aire acondicionado de un buque dependen de datos específicos, Tales datos incluyen:

- Temperatura de Bulbo seco del aire exterior
- Temperatura de bulbo seco de diseño del espacio acondicionado
- Temperatura de bulbo húmedo de diseño del espacio acondicionado
- Temperatura de diseño del agua de mar
- Dimensiones de cada espacio
- Construcciones adjuntas a cada espacio
- Luces en cada espacio
- Equipos en cada espacio
- Ocupación de cada espacio

El calor puede ser adicionado directamente a un compartimiento de varias fuentes entre las que se incluyen [3]:

- A través de los límites del compartimiento desde las áreas adjuntas, el aire del ambiente, el agua de mar, o por radiación solar (calor sensible).
- De las luces dentro de los compartimientos (calor sensible)
- Del personal dentro del compartimiento (Calor sensible y latente)
- De los equipos dentro del compartimientos (Calor sensible y latente)
- De la carga dentro del compartimiento. (Calor sensible y latente)
- Desde los procesos desarrollados dentro del compartimiento. (Calor sensible y latente)
- De los varios sistemas localizados dentro o que pasan a través del compartimiento. (Calor sensible y latente).
- Del aire suministrado al compartimiento desde las áreas que lo rodean o desde el ambiente. (Calor sensible y latente)

4.1.1 Espacios acondicionados

Normalmente todos los compartimientos, salones de descanso, salones de recreación, rancho, comedores, oficinas, cuartos de transmisión de radio y radar, cuartos de cartas de navegación, enfermerías y el puente de mando deben ser enfriados durante el periodo enfriamiento y calentados durante el periodo de calefacción. Los pasillos y los huecos de escaleras dentro de la envolvente acondicionada deberán ser acondicionados indirectamente mediante aire de retorno siempre que sea posible.

4.1.2 Temperaturas de diseño para acondicionamiento de aire (°F)

A continuación se muestran los valores de temperatura recomendados tanto para buques mercantes, propuestos por la SNAME, como para buques navales en (°F) (recopilados en la referencia 2 a partir de datos de la Naval de los Estados Unidos USN); también se dan los valores de temperatura de superficies horizontales y verticales empleados para el cálculo de la carga por radiación solar y el factor de vidrio empleado para el cálculo de la carga por transmisión a través de vidrios y ventanas.

Tipo de buque	Mercantes [2] (°F)		Navales [3] (°F)
<i>Periodo de enfriamiento</i>			
□ Bulbo seco del aire exterior	95		90
□ Bulbo húmedo de aire exterior	82		81
□ Bulbo seco de aire interior	78		80
□ Bulbo húmedo de aire interior	65 (50% HR)		(55% HR)
□ Agua de mar	85		85
<i>Periodo de calefacción</i>			
□ Bulbo seco del aire exterior	0		10
□ Bulbo seco del aire interior	70		65/70
□ Agua de mar	28		28
<i>Ganancias Solares</i>			
	Única	Múltiples	
□ Cubierta de acero horizontal	145	130	140
□ Superficie de acero vertical	125	115	120
□ Factor solar del vidrio(Btu/h-ft ²)	160	120	

4.1.2.1 Requerimientos mínimos de aire exterior

La cantidad mínima de aire exterior a proveer en un sistema de aire acondicionado se determinará por el nivel ocupación y/o la rata de cambio de aire.

4.1.3 Prácticas de diseño en los sistemas de aire acondicionado

Los criterios que se dan a continuación son considerados como buenas prácticas de diseño según la SNAME para buques mercantes.

4.1.3.1 Aire de Suministro

La diferencia de temperatura máxima de diseño entre el aire de suministro y la temperatura interior de diseño será de 30°F.

La mínima cantidad de aire total estará basada en una rata de cambio de 6 minutos para espacios de alta ocupación y de 8 minutos para los espacios restantes.

4.1.3.2 Humedad Relativa

La humedad relativa del aire de suministro de diseño a la salida del serpentín no debe exceder 95% HR.

La humedad relativa de diseño del sistema no excederá 50% HR.

Habitaciones individuales dentro del sistema no excederán 69% HR.

4.1.3.3 Vapor y Aire estándar

Para los cálculos del sistema de Aire Acondicionado AC, se consideran el aire y el vapor con las siguientes propiedades:

- Calor específico del aire seco 0.24 Btu / lb°F
- Volumen específico del aire seco 13.34 ft³ / lb
- Calor específico del vapor de agua 0.45 Btu / lb°F
- Calor de vaporización 1055 Btu / lb

4.1.3.4 Carga por transmisión

La carga por transmisión es el calor sensible que fluye a través de las superficies que rodean el espacio debido a una diferencia de temperatura a través de dichas superficies.

La ganancia de calor en las superficies límites se calcula mediante la ecuación:

$$q = U \times A \times \Delta T \quad (4.1)$$

donde,

q = Flujo de calor a través de la superficie, Btu/h.

U = Coeficiente global de transferencia de calor de la superficie, Btu/ft²°F.

A = Área de la superficie, ft².

ΔT = Diferencia de temperatura a través de la superficie, °F.

Para cada superficie o porción que tenga valores diferentes de U y ΔT deben realizarse cálculos por separado. Cuando la temperatura de diseño del cuarto no se especifica, se pueden usar los valores listados en la tabla 2.

Los valores de U se toman del Technical and Research Bulletin No 4 – 7 [4], siempre y cuando no se tengan valores disponibles de U para las estructuras empleadas en el buque. El coeficiente global de transferencia de calor para las

estructuras compuestas comunes a las construcciones presentes en los buques no se prestan para derivaciones teóricas; estos valores comúnmente se obtienen de ensayos de paneles a escala completa [5]. En la referencia [4] se da un método para determinar los coeficientes cuando no se tienen disponibles datos de ensayos.

Para los cálculos de la carga de enfriamiento no se consideran el efecto de enfriamiento de un espacio adjunto a menos que sea un equipo de aire acondicionado o refrigeración el que mantenga el valor temperatura más bajo en el espacio.

4.1.3.5 Carga por transmisión + solar

La carga por transmisión+solar es el calor sensible que fluye a través de las superficies del espacio que dan al ambiente exterior y están expuestas al sol. La carga es adicional a la carga por transmisión para el extremo o extremos afectados, pero la carga total (solar+transmisión) se calcula en un solo paso.

La ganancia de calor por transmisión + solar se calcula usando una variación de la ecuación (3.1):

$$q = U \times A \times Te \quad (4.2)$$

donde,

$Te =$ Diferencia de temperatura efectiva a través de la superficie.
Temperatura efectiva de la tabla 4 referencia [2] menos temperatura interior.

El coeficiente U se toma para “radiación solar” en la referencia [4].

La ganancia de calor por transmisión + solar para vidrios se calcula usando la ecuación:

$$q = G_{sf} \times A \quad (4.3)$$

Donde,

G_{sf} = Factor solar del vidrio, en Btu/hr·ft²

Cuando se tienen más de una superficie de un mismo espacio expuesta al sol, se deben desarrollar cálculos por separado para cada superficie y se usa la mayor ganancia simultánea para la determinación de la carga. Las áreas verticales sombreadas no se deben incluir en el cálculo, estas deben ser calculadas con el sol a un ángulo de 45° desde el horizonte.

Los valores para los factores solares de vidrios y las temperaturas efectivas para los cálculos de superficies únicas y múltiples se encuentran en la sección Los valores que aparecen allí consignados para buques mercantes están basados en una temperatura de bulbo de seco del ambiente de 95°F. Si se especifica una temperatura exterior de diseño diferente, los valores de temperatura dados deben ser ajustados dependiendo si sube o baja.

4.1.3.6 Carga por iluminación

La carga por iluminación es el calor sensible generado por las luces del cuarto. Cuando se conocen las luces instaladas, la ganancia de calor se calcula para el modo normal de iluminación de un cuarto en el cual, para los cálculos, se considera que todas las luces están en la parte superior y en la cornisa controladas por interruptores de pared y luces de estaciones de trabajo, por ejemplo, las luces de escritorios en oficinas.

La carga por luces se calcula mediante la siguiente ecuación:

$$q = I.W. + F.W. \times B.F. \times 3,41 \quad (4.4)$$

Donde,

q = Carga por iluminación, en Btu/h

$I.W.$ = Potencia en vatios de las luces incandescentes

$F.W.$ = Potencia en vatios de las luces fluorescentes

$B.F.$ = Factor de resistencia 1,25 para buques mercante

3,41 = Factor de conversión, Btu/h por Watt

Para buques navales el factor de resistencia para luces fluorescentes es de 4.5 Watt por cada luz fluorescente [3]

Cuando la potencia de la iluminación instalada no es conocida, la carga por luces para barcos mercantes se estima usando la ecuación:

$$q = A \cdot L.C. \quad (4.5)$$

Donde,

A = Área de la cubierta, en ft²

$L.C.$ = Constante de carga. Btu/h por ft²

El valor se LC se obtiene a partir de la tabla 18.

Espacio	Constante de carga (Btu/h·ft²)
Camarotes de pasajeros	7
Camarotes del capitán y del ingeniero en jefe	7
Camarotes de oficiales	4
Camarotes de la tripulación	4
Espacios públicos y comedores	9
Oficinas	7
Otros espacios	7

Tabla 22. Cargas por iluminación asumidas [3]

4.1.4 Condiciones de Diseño

4.1.4.1 Requerimientos mínimos de aire exterior

El área de la cubierta usada cuando se estima el cálculo de la carga por iluminación debe estar basada en las dimensiones finales.

Todas las cargas estimadas por luces deben ser recalculadas cuando se conocen la carga instalada de iluminación.

Si no se conoce la potencia de la iluminación en buques navales, la ganancia de calor por luces se estima basándose en los requerimientos de bujía – pie. Los requerimientos de bujía – pie de la iluminación puede ser convertidos una carga de calor como se indica en la tabla 23.

Requerimientos de iluminación, Bujía – pie.	3	7	14	21	28	42
Carga de calor de luz incandescente, Btu/hr·ft ² .	2.5	4.3	8.2	11.0	13.6	-
Carga de calor de luz fluorescente, Btu/hr·ft ² .	-	2.8	5.0	7.0	8.9	15.0
Nota: Las cargas en Btu están basadas en los niveles actuales de luces mantenidas						

Tabla 23. Conversión de la iluminación a carga de calor [3]

4.1.4.2 Cargas por equipos

La carga por equipos es calor sensible y latente generado por la operación de equipos dentro del espacio acondicionado.

Para los espacios acondicionados, se incluyen en los cálculos de la carga de enfriamiento tanto la componente del calor sensible como latente, sin embargo

para los espacios ventilados, solo se incluyen en los cálculos de la carga el componente sensible.

La ganancia de calor por equipos debe estar basada en los datos de disipación de calor para los equipos instalados. La mejor fuente para tales datos es el fabricante del equipo, sin embargo, a menudo los equipos no se han seleccionados cuando se hacen los cálculos del AC, casos en los cuales deben utilizarse otras fuentes de datos de disipación de calor como manuales de fabricantes para equipos y elementos similares o el manual de Fundamentos de la ASHRAE [6].

La tabla 6 disponible en la referencia [2] proporciona datos de la disipación de calor para los equipos marinos típicos y se pueden usar cuando no se tenga disponible información más exacta de un diseño específico.

Todas las ganancias de calor estimadas deben ser recalculadas después de haber seleccionados los equipos y al conocer los datos reales de disipación de calor. Cuando se conocen o estiman los datos de disipación de calor, la ganancia de calor del equipo puede ser calculada mediante:

$$q_s = q_{sd} \times U.F. \times H.F. \quad (4.6)$$

y

$$q_l = q_{ld} \times U.F. \quad (4.7)$$

donde ,

q_s = Carga sensible del equipo, en Btu/h.

q_l = Carga latente del equipo, en Btu/h.

q_{sd} = Disipación de calor sensible del equipo, en Btu/h.

q_{ld} = Disipación de calor latente del equipo, en Btu/h.

$U.F.$ = Factor de uso, tabla 22.

$H.F.$ = Factor de campana o cubierta de extracción. Usar 0,5 para carga sensible donde se fije sobre el equipo una cubierta de extracción. La carga latente para

ese equipo se considera cero. Usar 1,0 para carga sensible cuando no se fija sobre el equipo una cubierta de extracción.

Espacio	Factor de Uso
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
Despensa	0,5
Cuarto de equipos de radar	0,5
Cuarto de radio	0,3
Espacios restantes	0,3

Tabla 24. Factores de uso recomendados para equipos típicos en aplicaciones marinas [2]

Para motores eléctricos la ganancia de calor sensible puede ser calculada usando una de las dos ecuaciones siguientes:

$$q_s = \frac{\text{Motor Brake Horsepower} \times 2545 \times U.F}{\text{Motor Efficiency}} \quad (4.8)$$

o

$$q_s = \text{Motor Kw Rating} \times 3412 \times U.F \quad (4.9)$$

Las eficiencias de los motores se encuentran en la tabla 25.

Potencia del motor, HP	Eficiencia del motor
De 1/8 o menos	0,5
De 1/6 hasta 1/4	0,6
De 1/3 hasta menos de 2	0,7
De 2 hasta 10	0,85
Mayores de 10	0,9

*Usar cuando no se tenga disponible información más exacta

Tabla 25. Eficiencias de motores eléctricos * [2]

4.1.4.3 Carga por personas

La carga por personas es la ganancia de calor sensible o latente generados por los ocupantes del cuarto.

La ganancia de calor por personas se calcula usando las ecuaciones:

$$q_s = HD_s \cdot P \quad (4.10)$$

y

$$q_l = HD_l \cdot P \quad (4.11)$$

Donde,

q_s = Ganancia de calor sensible, Btu/h

q_l = Ganancia de calor latente.

HD_s = Factor de disipación de calor sensible, Btu/h.

HD_l = Factor de disipación de calor latente, Btu/h. Para los factores de disipación de calor latente y sensible ver la tabla 8 para buques mercantes [2] y la figura 6 para buques navales [3]

P = Número de ocupantes

La disipación de calor de las personas varía con la temperatura del cuarto y el nivel de actividad. Valores recomendados se muestran en la siguiente tabla

T. BS cuarto °F	Espacios de trabajo o atención de mesas		Espacios Restantes	
	Sensible	Latente	Sensible	Latente
75	360	440	300	300
76	345	455	290	310
77	330	470	275	325
78	315	485	265	335
79	300	500	250	350
80	285	515	240	360
81	270	530	230	370
82	255	545	215	385
83	240	560	205	355
84	225	575	190	410
85	210	590	180	420

Tabla 26. Disipación de calor por personas en buques mercantes [2]

Para espacios de 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 ocupación de los camarotes estará basada en el número de puestos de dormir. Para oficinas, ranchos, instalaciones de comedores, cuartos de trabajo y espacios similares, la ocupación será 2/3 de la capacidad de asientos redondeado al número entero más cercano.

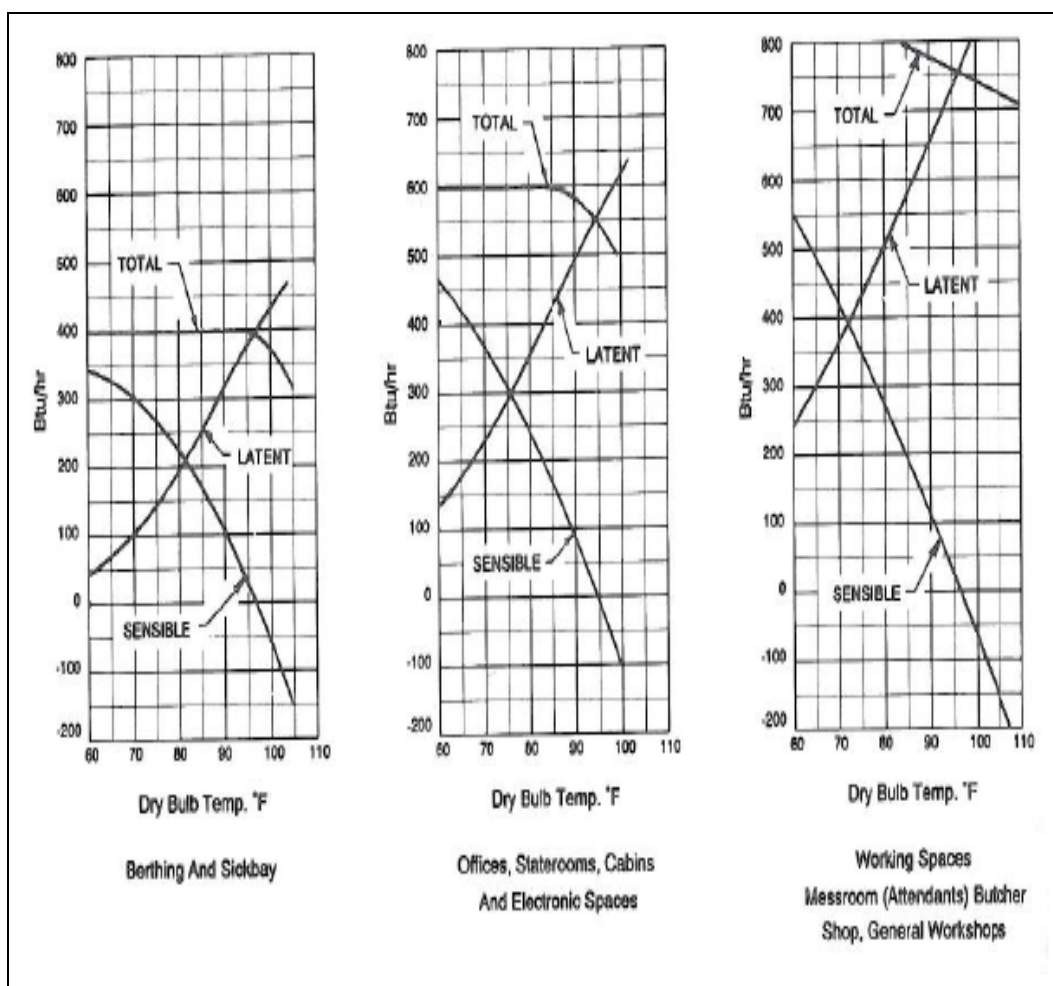


Figura 2. Disipación de calor por personas en buques *navales* [3]

4.1.4.4 Carga por infiltración

La infiltración es la filtración de aire exterior hacia el interior del espacio acondicionado. Esta infiltración impone una carga de calor sensible y una latente. Normalmente, la infiltración solo se considera para espacios que no están presurizados y tienen acceso directo al ambiente. Se recomienda que solo se aplique una carga por infiltración al puente de mando ya que es común en la práctica tener las puertas del puente abiertas cuando se navega © tierra. Todas las puertas restantes se consideran cerradas. Los requerimientos especiales de infiltración deben ser detallados en la construcción.

La ganancia de calor por infiltración se calcula mediante

$$\text{Sensible} \quad q_s = 1,08 \cdot Q \cdot \Delta t \quad (4.12)$$

$$\text{Latente} \quad q_l = 0,68 \cdot Q \cdot \Delta G \quad (4.13)$$

Donde,

q_s = Ganancia de calor sensible, Btu/h.

1,08 = Valor constante = $60 \times C_{p \text{ - aire}} \times \rho_{\text{aire}}$.

Q = Cantidad de aire, cfm.

Δt = Diferencia de temperatura entre la temperatura de bulbo seco exterior de diseño y la temperatura de bulbo seco de diseño del cuarto.

q_l = Ganancia de calor latente, Btu/h.

0,68 = valor constante.

ΔG = Diferencia del contenido de humedad del aire exterior y del aire del cuarto a las condiciones de diseño, granos de humedad por libra de aire seco.

La rata de cambio por infiltración deberá ser de 60 minutos para los cálculos de enfriamiento y de 10 minutos para los de calefacción. Las dimensiones usadas en

el cálculo del volumen son las alturas finales de las cubiertas y las dimensiones horizontales dentro de los mamparos divisorios.

4.1.4.5 Carga de ventilación

Un sistema de ventilación sirve para el doble propósito de remover contaminantes y el calor generado dentro del espacio. Su capacidad para controlar la temperatura está limitada en que solo puede mantener una temperatura ambiente en el cuarto por encima de la temperatura del aire exterior. Para mantener un espacio a una temperatura menor a la temperatura del aire exterior, se debe emplear alguna forma de refrigeración para enfriar el aire de suministro.

Los requerimientos de ventilación de un espacio están determinados por uno de los siguientes métodos:

- 1) Aumento de temperatura permisible, °F
- 2) Rata de cambio de aire, R/C

La mayoría de los espacios que tienen un aumento de temperatura permisible también tienen un requerimiento de rata máxima de cambio de aire.

El aire de suministro por ventilación para cualquier espacio no será menor de 35 cfm para buques mercantes (75 cfm para buques navales)

4.1.4.6 Cálculo basado en el aumento permisible de temperatura

La cantidad de aire de ventilación para un cuarto basado en el aumento de temperatura permisible se calcula mediante la siguiente ecuación:

$$Q = \frac{q_s}{1,08 \cdot \Delta t} \quad (4.14)$$

donde,

Q = Cantidad de aire, cfm.

q_s = Carga de calor sensible del cuarto.

Δt = Aumento de temperatura permisible.

4.1.4.7 Cálculo basado en la rata de cambio de aire

Requerimientos de aire de ventilación basados en la rata de cambio de aire se calculan usando la ecuación:

$$Q = \frac{V}{R/C} \quad (4.15)$$

donde ,

Q = Cantidad de aire, cfm

V = Volumen del cuarto, ft³

R/C = Rata de cambio de aire, minutos por cambio

Las dimensiones usadas en el cálculo del volumen son las alturas finales de las cubiertas y las dimensiones horizontales dentro de los mamparos divisorios.

4.1.5 COMPONENTES Y CÁLCULOS DE CARGA DEL SISTEMA

Después de que se establecen los requerimientos de carga de los espacios individuales, los espacios se agrupan para formar uno o más sistemas. Teóricamente, todos los espacios acondicionados por un sistema deberían tener características similares tales como:

- 1) Uso, por ejemplo; periodo de ocupación
- 2) Densidad de ocupación, que establece el factor de calor sensible SHF
- 3) Potencial de olores (para evitar la transferencia de olores inadecuados vía el aire de retorno).

La mayoría de los buques mercantes, sin embargo, son demasiado pequeños para justificar sistemas separados basados en agrupaciones teóricas. Por ejemplo, generalmente los únicos espacios que tienen una alta densidad de ocupación son los comedores y ranchos pero los requerimientos de aire para estos espacios son normalmente demasiado pequeños para garantizar un sistema separado. Es una práctica común, por lo tanto, dividir los espacios en dos sistemas de aproximadamente igual capacidad y colocados de forma que se alcance una distribución de aire económica. Se recomienda, mas no es un requerimiento, que el puente tenga un sistema separado para minimizar los requerimientos de energía.

La carga del sistema para diseños en buques mercantes se calcula de forma diferente que la carga del sistema para aplicaciones navales. A continuación se explica la metodología de cálculo para buques mercantes y al final de cada sección se dan las consideraciones aplicadas para buques navales.

Los componentes de carga del sistema son los siguientes:

4.1.5.1 Carga del local

Los componentes de la carga del local o habitación se explicaron en detalle en la sección 4.1.5 y corresponden a los diferentes componentes de la carga térmica. Para este caso, la carga tanto para buques mercantes como navales es similar.

4.1.5.2 Carga por ventilador

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 flujo de calor (Btuh).

Cuando la potencia del motor del ventilador usado se conoce, la carga por ventilador se calcula en una de las dos formas dependiendo de si el motor del ventilador esta ubicado dentro o fuera de la corriente de aire.

Cuando el motor del ventilador esta dentro de la corriente de aire, la carga por ventilador se calcula usando la ecuación:

$$t_f = \frac{\text{Potencia al freno del motor} \times 2545 \times \text{U.F.}}{\text{Eficiencia del motor} \times 1.08 \times Q} \quad (4.16)$$

donde,

t_f = Aumento de la temperatura del aire a través del ventilador, °F.

Q = Capacidad del ventilador, cfm.

Factor de uso U.F.= 1.

Cuando el motor del ventilador esta por fuera de la corriente de aire, la carga por ventilador se calcula usando la ecuación:

$$t_f = \frac{\text{Potencia al freno del motor} \times 2545}{1.08 \times Q} \quad (4.17)$$

Cuando las características del motor del ventilador no son conocidas, la carga por ventilador podría estimarse usando la ecuación:

$$t_f = F \times SP \quad (4.18)$$

Donde,

F = Factor del ventilador 0,6 (Motor por fuera de la corriente de aire)

0,8 (Motor dentro de la corriente de aire).

SP = Presión estática del ventilador, Pulgadas de agua.

Generalmente los sistemas de aire acondicionados marinos requieren un rango de 2 a 4 pulgadas de agua para sistemas de baja velocidad y de 5 a 8 para sistemas de alta velocidad. Si no son conocidos los requerimientos de presión, se recomienda usar un valor de 3 pulgadas de agua para sistemas de aire acondicionado de baja velocidad y 6 pulgadas de agua para sistemas de alta velocidad.

Los cálculos de aumento de temperatura deben ser redondeados al grado más cercano. Todas las cargas por ventilador estimadas deben ser recalculadas cuando el motor haya sido seleccionado.

4.1.5.3 Carga por los ductos de suministro de aire

El calor sensible se añade o se extrae del aire en un ducto cuando este pasa a través de espacios que tienen temperaturas de bulbo seco mayor o menor según sea el caso; sin embargo, esta carga solo se considera para los cálculos de la carga de enfriamiento. Esta carga también se expresa en términos de un aumento en la temperatura del aire.

La carga por ducto de suministro se estima usando el recorrido más largo del ducto después del serpentín de enfriamiento. El aumento de temperatura se calcula usando la ecuación:

$$t_r = \frac{LD \times 1.5^\circ\text{F}}{100'} \quad (4.19)$$

donde,

t_r = Aumento de temperatura.

LD = Longitud del recorrido más largo del ducto en pies.

Los cálculos de aumento de temperatura deben ser redondeados al grado más cercano con un mínimo aumento de 2° F.

Para los **buques navales** no se incluye este cálculo [3].

4.1.5.4 Carga por trayectoria de retorno

La carga por trayectoria de retorno es el calor sensible tomado por el aire recirculado cuando pasa a través de pasillos, escaleras y los ductos de retorno. También se expresa en términos de un aumento de temperatura.

Para los sistemas en los cuales a los pasillos y escaleras se les suministra directamente aire acondicionado, la carga por trayectoria de retorno se estima usando el recorrido más largo de los ductos de retorno. La ecuación para calcular el aumento de temperatura será:

$$t_r = \frac{LD \times 0.5^\circ\text{F}}{100'} \quad (4.20)$$

donde,

t_r = Aumento de temperatura

LD = Longitud del recorrido más largo del ducto en pies.

Para los sistemas en los cuales a los pasillos y escaleras se les suministra indirectamente aire acondicionado, la carga por trayectoria de retorno puede asumirse será de 5° F para simplificar los cálculos o puede ser determinada por un proceso de dos pasos:

- 1) La ganancia de calor en pasillo y escaleras puede ser determinada usando un cálculo de balance de calor o asumiendo un aumento de temperatura de 3 °F.
- 2) Se le suma la ganancia en los ductos de retorno calculada usando la ecuación (4.20).

Todos los aumentos de temperatura deben ser redondeados al grado más cercano.

Para los **buques navales** se asume que los pasillos y espacios de escaleras están a 0,5 °F más que la temperatura de diseño de los compartimientos a menos que se le suministre aire acondicionado directamente al espacio.

4.1.5.5 Carga por aire exterior

La acumulación de olores ofensivos en los espacios acondicionados se controla por la extracción del aire acondicionado viciado hacia la atmósfera.

Una cantidad igual de aire exterior se introduce en el sistema de suministro de aire para mantener el balance del sistema. Los requerimientos de aire exterior se calculan separadamente para cada espacio acondicionado; sin embargo, esta es una carga del sistema y no una carga del local cuando el aire exterior se introduce en el sistema de suministro de aire y no directamente en el local.

Se requieren dos cálculos para determinar el aire exterior requerido para cada espacio. Uno de los cálculos está basado en la ocupación del espacio, el otro cálculo se basa en la rata de cambio de aire. La mayor de estas dos cantidades será la mínima cantidad requerida de aire exterior.

4.1.5.6 Cálculo por nivel de ocupación

Los requerimientos de aire exterior basados en el nivel de ocupación se calculan usando la siguiente ecuación:

$$Q = O_f \cdot P \quad (4.21)$$

donde,

Q = Cantidad de aire exterior en cfm.

O_f = Rata de aire exterior, mínimas cfm por persona.

P = Ocupantes del espacio.

El nivel de ocupación se determina de la misma manera que se hizo en la sección 4.1.4.3 para cálculo de la carga por personas. Las ratas recomendadas para ventilación según el nivel de ocupación se dan en la sección 4.1.1 que corresponde a las condiciones de diseño para espacios acondicionados.

4.1.5.7 Cálculos de la rata de cambio de aire

Los requerimientos de aire exterior basados en la rata de cambio de aire se calculan de la misma forma que los requerimientos de ventilación dados en la sección de carga por ventilación usando la ecuación:

$$Q = \frac{V}{R/C} \quad (4.22)$$

donde ,

Q = Cantidad de aire, cfm.

V = Volumen del cuarto, ft³ .

R/C = Rata de cambio de aire, minutos por cambio.

5. ESTUDIO COMPARATIVO DEL MÉTODO DE CÁLCULO DE CARGA TÉRMICA PARA SISTEMAS DE AIRE ACONDICIONADO EN BUQUES RECOMENDADO POR LA SNAME CON EL MÉTODO CLTD/CLF DE LA ASHRAE.

A partir de estudios realizados al buque tipo nodriza VII construido por Cotecmar se demostró que mediante el método de la SNAME se obtienen resultados sobredimensionados en el sistema de acondicionamiento de aire).

Al realizar cálculos basados en las recomendaciones de la SNAME no se tiene en cuenta el efecto de almacenamiento de calor y/o la inercia térmica térmico. La mayor parte de las fuentes de ganancia de calor transfieren energía tanto por convección como por radiación siendo la energía radiante absorbida por las paredes, pisos, muebles y otros objetos, y solo cuando estos alcanzan una temperatura mayor a la del aire interior se transfiere el calor por convección al espacio; este efecto de almacenamiento térmico es muy importante en la determinación de la capacidad del equipo de acondicionamiento de aire y evita sobredimensionar el sistema ya que la carga de enfriamiento determinada será menor a la ganancia de calor máxima instantánea de un espacio en un momento dado y a diferencia de la SNAME, el método CLTD/CLF propuesto por ASHRAE, si considera el efecto de almacenamiento dicho anteriormente, este método es el método actual de cálculo manual que permite evaluar la carga térmica de un local con mayor exactitud que con el método de la SNAME y permite estimar la carga considerando la variación del tiempo, mientras que la SNAME no considera este punto, ni evalúa la ocurrencia simultanea de las mismas.

Para un análisis paso a paso de cada método, se resume en formulas dependiendo al tipo de carga, como se mostrara a continuación, estas formulas se encuentran en la metodologías explicadas anteriormente en los capítulos 3 y 4.

5.1. Conducción en superficies soleadas

Superficie horizontal

SNAME

$$q_{ssh} = U \times A \times Te$$

Te = Diferencia de temperatura efectiva a través de la superficie

ASHRAE

$$q_{ssh} = U \times A \times CLTD_c$$

$$CLTD_c = [(CLTD + LM) k + (78 - Tr) + (To - 85)] f$$

5.2. Carga t. en vidrios y por infiltración

Superficies Transparentes

ASHRAE

Conducción $q = U \times A \times CLTD_c$, $CLTD_c = CLTD + (78 - Tr) + (To - 85)$

Radiación $q = A \times SC \times SHGF \times CLF$

Infiltración

ASHRAE

$$q_s = 1,1 \times CFM \times \Delta T$$

$$q_s = 1,1 \times CFM \times \Delta T$$

5.3. Conducción en superficies soleadas

Superficie vertical

SNAME

$$q_{ssh} = U \times A \times Te$$

Te = Diferencia de temperatura efectiva a través de la superficie

ASHRAE

$$q_{ssh} = U \times A \times CLTD_c$$

$$CLTD_c = [(CLTD + LM) k + (78 - Tr) + (To - 85)]$$

5.4. Conducción en superficies no soleadas

Particiones internas

SNAME

$$q_t = U \times A \times \Delta T$$

ASHRAE

$$q_t = U \times A \times \Delta T$$

5.5. Carga por personas

SNAME

$$q_{sensible} = G_{sp} \times N$$

$$q_{latente} = G_{lp} \times N$$

ASHRAE

$$q_{sensible} = G_{sp} \cdot N \cdot CLF$$

$$q_{latente} = G_{lp} \times N$$

5.6. Carga por iluminación

SNAME

$$q_u = I.W. + F.W. \times B.F \times 3,41$$

ASHRAE

$$q = 3,41 \times W \times CLF \times Ful \times Fsa$$

5.7. Carga por equipos de potencia

SNAME

$$q_{motor} = \frac{HP_{Motor} \times 2545 \times U.F}{\text{Eficiencia del Motor}}$$

ASHRAE

$$q_{motor} = 2545 \times \left(\frac{P}{E_M} \right) \times F_{UM} \times F_{LM}$$

6. CONDICIONES DE DISEÑO EMPLEADO EN EL CÁLCULO DE CARGA PARA LA NODRIZA VII

Para el recálculo de la carga térmica que requiere suplir el sistema de aire acondicionado se tuvieron en cuenta las siguientes condiciones recomendadas y las características reales del buque, realizando el cálculo según las ecuaciones contenidas en el capítulo 3.

- ❑ La temperatura de diseño de aire exterior se asume será 94 °F (34.44°C) de bulbo seco con 80 % HR según el promedio de las condiciones dadas por el IDEAM para Cartagena [12].
- ❑ La temperatura de diseño de aire interior se asume será de 75.2 °F (24°C) y 50% de HR según propone la SNAME está dentro del rango permitido de confort para buques navales. Este valor está dentro del rango de temperaturas propuesto por la ABS para confort de las personas en un buque, tal y como aparece en la referencia [9]. El valor empleado en el cálculo previo fue de 80 °F de BS y 55% de HR.
- ❑ Los valores de temperatura de espacios adjuntos a los espacios acondicionados se tomaron de los valores recomendados en la tabla 2 de la referencia [2] y el valor para los pasillos, que son acondicionados indirectamente, se empleó un aumento de 0,5 °F como se recomienda para buques navales [2].
- ❑ Las áreas de cada espacio fueron medidas en campo para corregir los valores que se habían empleado en el cálculo previo, puesto que estos estuvieron basados en los datos disponibles en los planos de construcción del buque.

- Se tomaron los valores del coeficiente global de transferencia de calor U basados en la para las estructuras del tipo 0 y 92; en la tabla 27 se muestran los valores de U para los tipos de configuración empleadas en el cálculo.
- (lamina de acero sin aislamiento y con 3 pulgadas de aislamiento), se dan los valores de U dependiendo de si el calor fluye horizontalmente o verticalmente hacia arriba o abajo, y si la superficie está expuesta externamente: al ambiente (ya sea soleada o bajo sombra), al agua de mar o a un espacio adyacente interior. Hay que anotar que los valores son dados para estructuras aisladas con fibra de vidrio mientras que el aislamiento empleado en la nodriza fue poliuretano expandido atravesado por laminas metálicas siendo necesario para futuros cálculos establecer los valores reales de U para los aislantes empleados en las nodrizas, de lo anterior se puede decir que actualmente ya se está trabajando en los grupos de investigación, el prototipo para determinar coeficientes globales de transferencia de calor U.

U				
	↓	↔	↑	
4"		0,084	0,085	sol
	0,076	0,074	0,072	sombra
		0,076	0,075	agua mar
	0,078	0,077	0,075	interior
3"		0,116	0,117	sol
	0,109	0,111	0,111	sombra
		0,111	0,111	agua mar
	0,105	0,105	0,102	interior
0"		1,755	1,614	sol
	1,491	1,320	1,206	sombra
	1,484	1,309	1,198	agua mar
	1,113	0,930	0,801	interior

Tabla 27. Coeficiente global de transferencia de calor

- ❑ Para los mamparos de lana de roca mineral se tomaron los datos de U proporcionados por el fabricante. Ver anexo B. Esto representó una disminución de la carga térmica, puesto que se habían tomado para tales estructuras los valores dados por la SNAME para una lamina de acero sin aislamiento, cuando los mamparos tienen un núcleo en lana de roca mineral para la cual el valor de U es significativamente menor.

- ❑ La carga por transmisión de calor en paredes y techos fue la más significativa debido a que por este tipo de carga se da la mayor transferencia de calor a la nodriza, en promedio dicha carga es de casi un 50% de toda la carga que se transfiere a la nodriza que debe ser desalojada; para el cálculo de este tipo de carga es importante conocer los CLDT a distintas horas solares, lo que depende de algunas variables significativas para la obtención de estos datos, esas variables fueron: el grupo de pared al cual pertenece el análisis que se está haciendo, este grupo de pared viene simbolizado con varias letras A,B,C,D,E,F,G, esto dependiendo del material que se esté utilizando, en esta caso se trabajó con el tipo de pared G que corresponde a lámina metálica más aislamiento, que es un tipo de estructura y/o envolvente con características similares a las empleada en la construcción del buque: acero naval con aislamiento en poliuretano. Otra variable es la orientación que se le da al buque y la latitud que se maneja para el cálculo. Los datos CLDT dependen de estas variable, es decir; estos datos se ajustan a las necesidades que se tengan para el diseño, la representación de estos datos vienen dadas en las tablas (3) y (4)

- ❑ La carga por radiación solar a través de vidrios se calculó basado en las áreas reales expuestas al sol medidas en campo y con los factores de vidrio dados en la sección 3.2.3.2, Representó un aumento de la carga térmica pues las áreas tomadas en el cálculo preliminar eran menores a las reales ya

que hubo un cambio de áreas en el cuarto de radio donde hay presencia de sistemas de fenestración y en el puente.

- ❑ La carga por iluminación se evaluó teniendo en cuenta los datos de placa tomados de las luces instaladas en cada espacio y los balastos de cada iluminaria fueron suministrados por el personal encargado del montaje dentro de la nodriza, los tipos de balastos que se utilizaron fueron de tipo electrónico, los tipos de iluminaria aparecen en el anexo A, y en la tabla 28 se relaciona el vatiaje total instalado y el tipo de balastro por local.

TABLA DE ILUMINARIA		
LOCAL	POTENCIA	TIPO DE BALASTRO
CAMAROTE ECF 3	3 lamp de 34 y 9 de 8 W	Electrónico
CAMAROTE ECF 2	5 lamp de 34y 15 de 8 W	Electrónico
CAMAROTE ECF 1	5 lamp de 34y 15 de 8 W	Electrónico
CAMAROTE TRIP 3	3 lamp de 34y 12 de 8 W	Electrónico
CAMAROTE TRIP 2	3 lamp de 34y 12 de 8 W	Electrónico
CAMAROTE TRIP 1	2 lamp de 34y 6 de 8 W	Electrónico
CONSOLA INGENIERIA	2 lamp de 34 W	Electrónico
RANCHO	6 lamp de 34 W	Electrónico
OFICINA	2 lamp de 34 W	Electrónico
C3I	2 lamp de 34 W	Electrónico
ENFERMERIA	3 Lamp de 34 y 4 de 8 W	Electrónico
CAMAROTE COM	2 lamp de 34 y 2 de 10 W	Electrónico
CAMAROTE 2 COM	3 lamp de 34 y 2 de 10 W	Electrónico
PUENTE	3 lamp de 40 W	Electrónico
CUARTO DE RADIO	2 lamp de 34 W	Electrónico

Tabla 28. Iluminación por local

- ❑ Los valores de disipación de calor empleados en la carga por equipos menores fueron proporcionados por la armada nacional, teniendo en cuenta, los datos de placa de cada uno de los equipos a utilizar.
- ❑ Los valores de disipación de calor empleados en la carga por equipos de potencia fueron tomados de placa en cuanto a potencia del equipo se refiere pero para establecer la disipación real del equipo se aplico el modelo

presentado en la sección 3.3.4.2, donde depende de variables como eficiencia del equipo, factor de uso, etc. En este caso hablamos de los equipos tipo fan-coil, la referencia de estos equipos aparecen en los anexos C Y D.

- ❑ La carga por persona se tomó basados en los datos dados para buques navales que aparecen en las tablas 16 y 17. Como la metodología de cálculo CLDT/CLF establece una variación de carga de acuerdo a estos factores para cada hora durante el día, fue importante determinar el nivel de ocupación para cada local en intervalos de horario debido a que los locales no permanecen constantemente llenos y así se hubiera sobredimensionado el buque, por lo que fue indispensable la colaboración de la armada para obtener un perfil de ocupación durante el día el cual se muestra en la tabla 29, para el cálculo se consideró una ocupación completa del comedor; el nivel de ocupación para las oficinas, el cuarto de radio y el puente se tomó según el número de personas que comúnmente trabajan en estos espacios basados en la experiencia; para los camarotes se consideró el nivel de ocupación según el número de camas disponibles pues estos permanecen completamente llenos en las horas de la noche.
- ❑ La carga que corresponde a la carga por ventilador empleado para el suministro de aire en cada espacio, se tomó como una carga por equipo y no como aumento de temperatura del aire de entrada al serpentín de enfriamiento en vista de que cada unidad tipo fan coil está ubicada dentro del espacio.
- ❑ Para la determinación estimada de la capacidad en cfm requerida para cada espacio se empleó la ecuación (7.2), empleando un diferencial de temperatura promedio de 25° según recomienda la SNAME (referencia [2]. Con este valor se determinó el porcentaje de aire del exterior que se necesita para renovación, el cual se requiere para determinar la capacidad total del equipo.

Tabla 29. Perfil de Ocupación

HORA SOLAR	CAM. ECF 3	CAM ECF 2	CAM. ECF 1	CAM. TRIP3	CAM. TRIP 2	CAM. TRIP 1	CONSOLA DE INGENIERIA	RANCHO	OFICINA	C3I	ENFERMERIA	CAMAROTE CDTE	CAMAROTE 2DO CDTE	PUENTE	CUARTO DE RADIO
NMO	9	15	15	12	9	22	1(2)	22	1	1	1(3)	2	2	7	3
1	6	6	6	6	6	6	1					1	1	7	
2	6	6	6	6	6	6	1					1	1	7	
3	6	6	6	6	6	6	1					1	1	7	
4	6	6	6	6	6	6	1					1	1	7	
5	6	6	6	6	6	6	1					1	1	7	
6	6	6	6	6	6	6	1		1	1	1	1	1	7	3
7							1		1	1	1			7	3
8							1		1	1	1			7	3
9							1		1	1	1			7	3
10							1		1	1	1			7	3
11							1		1	1	1			7	3
12	6	6	6	6	6	6	1	20	1	1	1	1	1	7	3
13	6	6	6	6	6	6	1	20	1	1	1	1	1	7	3
14	6	6	6	6	6	6	1	20	1	1	1	1	1	7	3
15							1		1	1	1			7	3
16							1		1	1	1			7	3
17							1		1	1	1			7	3
18							1		1	1	1			7	3
19							1		1	1	1			7	3
20	6	6	6	6	6	6	1		1	1	1	1	1	7	3
21	6	6	6	6	6	6	1					1	1	7	
22	6	6	6	6	6	6	1					1	1	7	
23	6	6	6	6	6	6	1					1	1	7	
24	6	6	6	6	6	6	1					1	1	7	

7. 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 explica a continuación.

7.1. Metodología de la TRANE

7.1.2. Determinación de las condiciones del aire de entrada

Las condiciones del aire a la entrada del serpentín pueden ser 100% aire recirculado (A), 100% aire exterior, o una mezcla de los dos (C). Si el aire exterior (B) se mezcla con aire recirculado (A), las condiciones de la mezcla resultante estará en algún punto sobre la línea recta que une los dos puntos (figura 3).

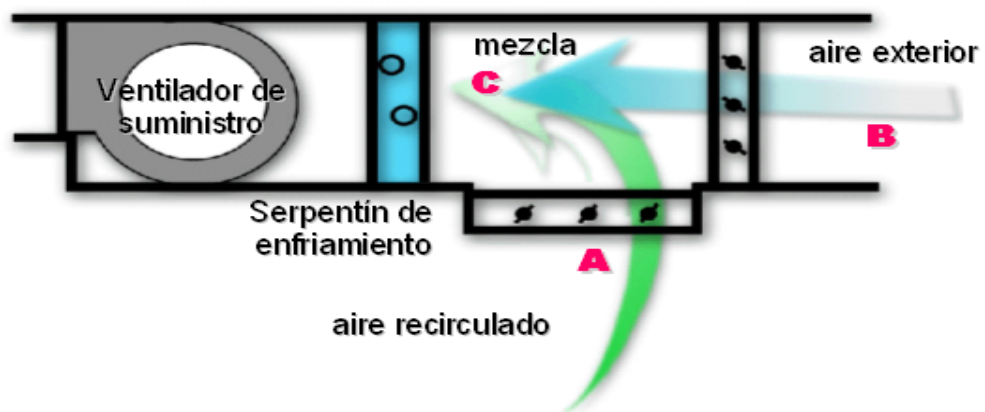


Figura 3. Mezcla de aire a la entrada del serpentín de enfriamiento.

Si la mezcla es mitad y mitad, esta condición estará en el punto medio de la línea entre A y B. Si más de la mitad de la mezcla es aire recirculado (A), la condición de la mezcla estará más cercana a A que a B

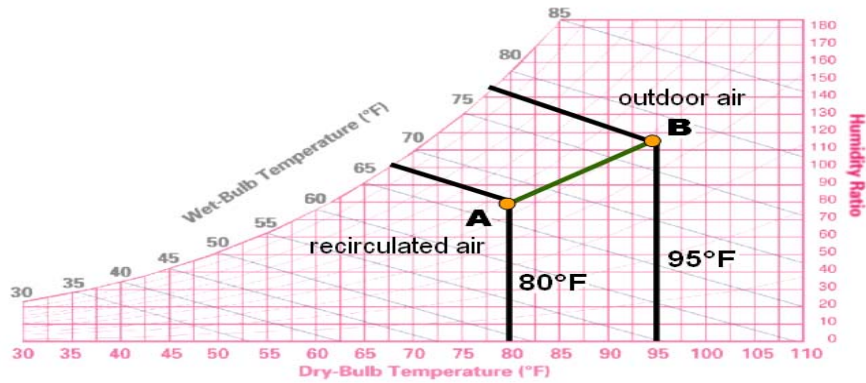


Figura 4. Condiciones del aire de entrada en la carta psicrométrica

Teniendo los valores en cfm de aire exterior y de aire recirculado requeridos por el sistema, 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.

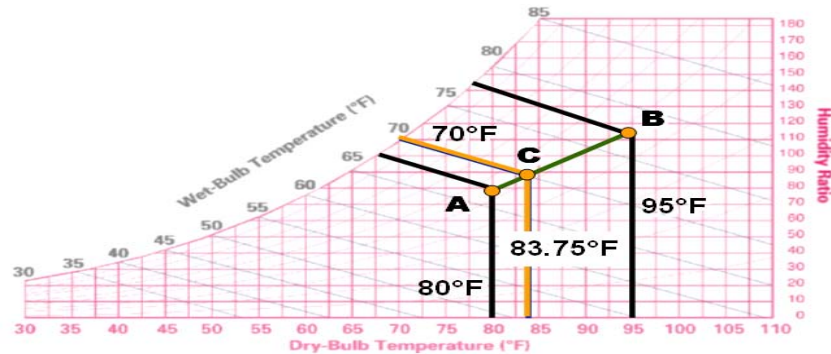


Figura 5. Determinación de la condición de la mezcla de aire

En la carta psicrométrica, el punto C que corresponde a la mezcla de aire se determina mediante la intersección del valor de temperatura de bulbo seco con la línea que une los puntos A y B que corresponden a las condiciones del aire recirculado y exterior respectivamente.

7.1.3. Relación de calor sensible

Otro de los términos que se deben conocer para la determinación de la capacidad de los equipos es la relación de calor sensible, SHR, que se refiere a la relación entre la ganancia de calor sensible con respecto a la ganancia de calor total (Calor sensible más calor latente).

Una vez que se conoce esta relación, se puede trazar la línea de SHR en la carta psicrométrica.

$$\text{Relación de Calor Sensible (SHR)} = \frac{\text{Calor Sensible}}{\text{Calor Sensible} + \text{Calor Latente}} \quad (7.1)$$

En la carta psicrométrica aparece una escala en el extremo superior derecho donde se dan los valores del SHR. También aparece un punto de referencia en un punto medio de la carta a una condición de 78 °F de Bulbo seco y 65°F de Bulbo húmedo.

La línea de relación de calor sensible se obtiene trazando una línea desde el valor en la escala de SHR hasta la curva de saturación pasando por el punto de referencia. Figura 6.

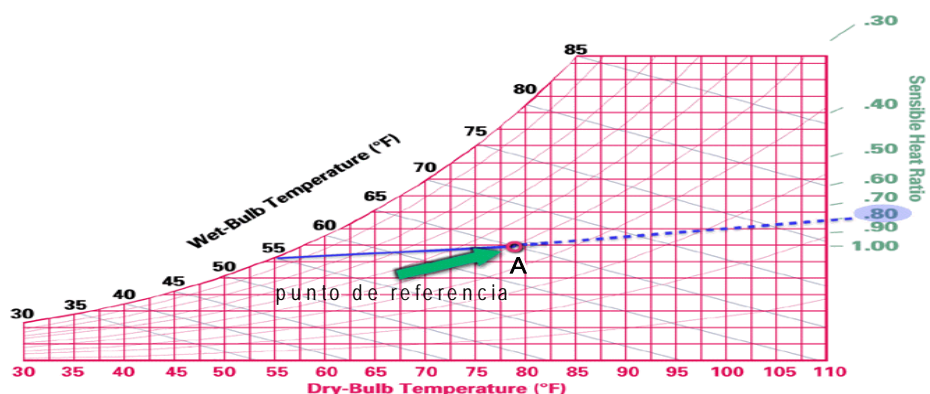


Figura 6. Trazado de la línea de la relación de calor sensible SHR

El aire de suministro con cualquier combinación de temperaturas de bulbo seco y bulbo húmedo que esté ubicada en esta línea (figura 7) será capaz de absorber en las proporciones correctas el calor sensible y latente del espacio para mantener las condiciones de diseño deseadas.

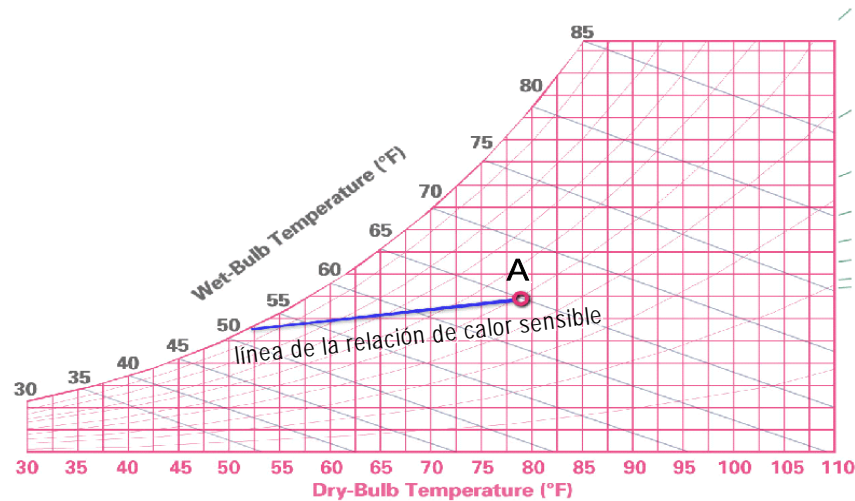


Figura 7. Condiciones posibles del suministro de aire según la línea del SHR

Sin embargo, cada una de estas combinaciones, requiere una cantidad diferente de aire para cumplir esta tarea. Si el aire de suministro es caliente, se requiere una cantidad de aire mayor que si el aire de suministro es frío.

Las líneas de relación de calor sensible para otras condiciones se trazan dibujando una línea que pase por la condición del aire (B) que sea paralela a la línea trazada desde el valor de SHR en la escala hasta el punto de referencia.

Figura 8. El aire de suministro mantendrá las condiciones deseadas en el espacio tanto en C como en D. Para cada una de esas combinaciones se requerirá una cantidad de aire diferente.

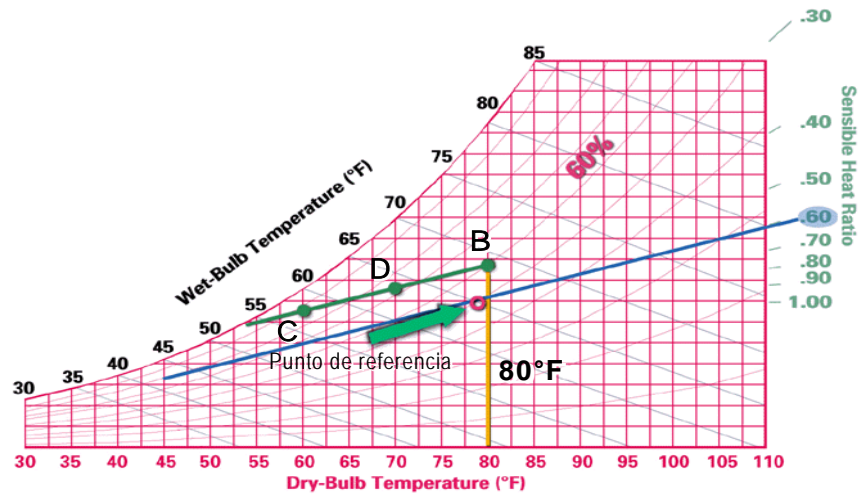


Figura 8. Trazado de la línea SHR para una condición diferente que no pasa por el punto de referencia

7.1.4. Determinación del flujo de aire de suministro

En la metodología de la Trane se introduce un conjunto nuevo de curvas en la carta psicrométrica denominadas **curvas del serpiente** que aparecen dibujadas en la figura 8; 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; estas describen aproximadamente el desempeño del serpentín. Las curvas de desempeño exactas del serpentín dependen de la geometría real del serpentín.

Estas curvas se establecen a partir de cientos de ensayos de laboratorio de serpentines de diferentes geometrías a diferentes temperaturas del aire y del refrigerante. Estas curvas permiten determinar las condiciones de salida del serpentín y pospone la selección del serpentín hasta el diseño final.

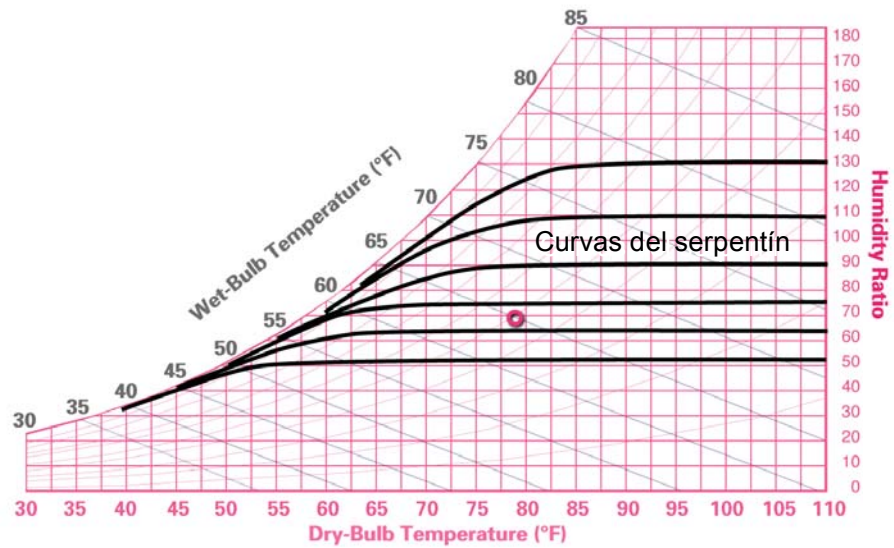


Figura 9. Curvas del serpentín

Después de determinar la condición del aire de mezcla de entrada y trazar la línea de relación de calor sensible del espacio, se utilizan como guía la curva del serpentín más cercana, dibujando la curva desde la condición de mezcla de aire **C** hasta que intersece la línea SHR

El punto **D** en la figura 8, en el cual la curva cruza la línea SHR, representa la condición del aire de suministro que absorberá el calor sensible y latente del espacio en las proporciones correctas para mantener las condiciones deseadas en el espacio.

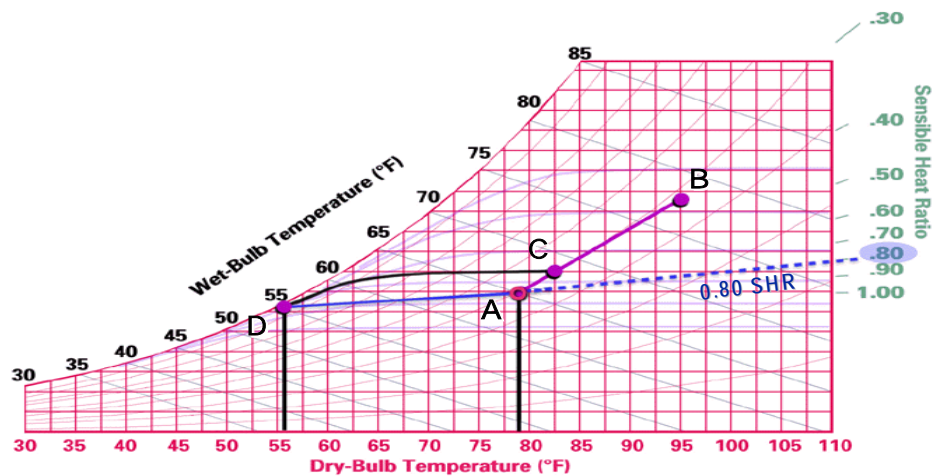


Figura 10. Determinación de la condición del aire de suministro.

Conociendo las condiciones del aire de suministro, se procede a calcular la cantidad específica de aire necesaria para satisfacer las ganancias de calor del espacio. La ganancia de calor se determina por la siguiente fórmula

$$\text{Aire de suministro (cfm)} = \frac{\text{Calor Sensible}}{1.085 \times (T_{BS \text{ esp}} - T_{BS \text{ sum}})} \quad (7.2)$$

donde,

$T_{BS \text{ esp}}$ = Temperatura de Bulbo seco del espacio, °F.

$T_{BS \text{ sum}}$ = Temperatura de Bulbo seco de suministro, °F.

El valor de 1,085 no es un valor constante, es el producto de la densidad de aire, por su calor específico y el factor de conversión de 60 minutos por hora. Estas propiedades de aire están dadas a condiciones estándar (aire seco 69.5 °F de bulbo seco a nivel del mar); a otras condiciones y elevación producirá un cambio de este factor.

Densidad = 0.075 lb/ft³

Calor específico = 0.24 Btu/lb°F

0.075 x 0.24 x 60 min/hr = 1.085

7.1.5. Carga Total del Equipo

La carga total de enfriamiento, en Btu/hr, se calcula mediante la siguiente formula:

$$\text{Carga de Enfriamiento (Btu/hr)} = 4.5 \times \text{Aire de suministro} \times (h_1 - h_2) \quad (7.3)$$

donde,

Aire de suministro en cfm.

h_1 = Es la entalpía del aire de entrada, Btu/lb.

h_2 = Es la entalpía del aire de salida, Btu/lb.

El valor de 4,5 no es constante, es el producto de la densidad del aire a condiciones estándar y el factor de conversión de 60 minutos por hora. Si el aire está a otras condiciones y elevaciones el factor cambiará.

Densidad del aire = 0.075 lb/ft³

0.075 x 60 min/hr = 4.5

7.2. Cálculo de las capacidades de los equipos mediante el análisis psicrométrico – Uso de las curvas del serpentín de la Trane.

Para la determinación de la capacidad del sistema y de las unidades terminales tipo fan – coil se realizó el siguiente procedimiento basado en la metodología explicada en la sección precedente tomando como ejemplo el puente donde se da el fenómeno de mezcla de aire.

1) Con los valores determinados para el flujo de aire para renovación y la cantidad establecida del flujo total estimado calculados para una diferencia de temperatura de 25° F según recomienda la SNAME [2] en su apéndice A, se determina el porcentaje de aire necesario del exterior y el porcentaje de aire recirculado y se calcula la temperatura de bulbo seco del aire de mezcla multiplicando cada porcentaje por su respectivo valor de temperatura según la condición del mismo. Para aire recirculado 75 °F y para el aire exterior 94 °F, obteniendo una

temperatura de bulbo seco para el aire de mezcla de 78 °F, esto para aquellos locales que tienen fan-coil de renovación como lo es el puente y un pasillo.

2) En la carta psicrométrica se unen los puntos de la condición del aire recirculado y del aire exterior mediante una línea recta y se interceptan con el valor de bulbo seco determinado en el paso anterior, para determinar las condiciones del aire a la entrada (mezcla de aire). Tal condición es aire a 78 °F de bulbo seco y 68.5 °F de bulbo húmedo.

3) Basado en el resumen de cálculo de carga térmica, se determina la relación de calor sensible $SHR = 0,94$, y con este valor se traza la línea de referencia del SHR del sistema cruzando el punto de referencia ubicado a 78 °F de Bulbo seco y 65°F de Bulbo húmedo.

4) Se traza la línea del SHR para la condición de 78° F BS trazando una línea paralela a la línea de referencia del SHR determinada en el paso anterior.

5) 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 que será de 55 °F BS y 54.5 °F BH.

6) Conociendo la condición del aire del espacio y la condición del aire de suministro se calcula el flujo de aire de suministro en cfm mediante la ecuación (7.2) cuyo resultado es de 751,46 cfm.

7) Se determina mediante la carta psicrométrica las entalpías del aire de entrada y del aire de suministro (33 Btu/lb y 23 Btu/lb respectivamente) y empleando la ecuación 7.3 se calcula la capacidad de enfriamiento en Btu/hr haciendo uso del flujo de aire de suministro determinado en el punto precedente (751,46 cfm). La capacidad determinada fue de 33815,87 Btu/hr que se llevan a toneladas de refrigeración sabiendo que 12.000 Btu/hr equivalen a 1 Tonelada de Refrigeración.

Se recomienda un factor de seguridad de 10% para suplir cualquier carga adicional, La capacidad final en toneladas requerida por el equipo es de 3,10 TR.

8) Para determinar el chiller del sistema hay que sumar todas las capacidades de cada local en la orientación y hora de mayor criticidad y en base al resultado de esta suma que fue de 14.22 TR determinar el chiller que mejor se adapte a lo requerido, teniendo en cuenta lo dicho anteriormente se recomendaría un chiller con las siguientes especificaciones Carrier 30 HWC 018, que se acomodaría muy bien al trabajo que se requiere en cuanto al aire acondicionado se refiere.

CONDICIONES DEL AIRE DEL SISTEMA					
PUENTE		T BS °F	T BH °F	% DE AIRE	h(Btu/lb)
	AIRE MEZCLA	78	68,50	15.26% AE & 84.74% AIR R.	33
	AIRE DE SUMINISTRO	55	54,5		23
CAPACIDAD DEL SISTEMA					
CALOR SENSIBLE Qs (Btu/h)	18666,36		Nº PERSONAS EN EL LOCAL	7	
FLUJO DE AIRE DE SUMINISTRO (Cfm)	751,46		Ecuación 5.2 ASHARE		
CARGA DE ENFRIAMIENTO (Btu/h)	33815,87		Ecuación 5.3 ASHARE		
10% Factor de Seguridad (Btu/h)	37197,46				
EQUIPO SELECCIONADO (TR)	3,10		2 Hi-Wall MHW Water Fan Coil		

Tabla 30. Puente, capacidad del sistema por metodología de la Trane

CONDICIONES DEL AIRE DEL SISTEMA					
B. NODRIZA VII Y VIII		T BS °F	T BH °F	% DE AIRE	h(Btu/lb)
	AIRE RECIRCULADO	75	62.539	100%	28
CAPACIDAD DEL SISTEMA					
FLUJO DE AIRE DEL SISTEMA (Cfm)	7507,87				
CARGA DE ENFRIAMIENTO TOTAL (Btu/h)	175,848				
CHILLER SELECCIONADO (TR)	14,22		30 HWC 018		

Tabla 31. Capacidad de toda la nodriza

8. HOJA DE CÁLCULO DE CARGA TÉRMICA Y RESULTADOS FINALES

Para llevar a cabo este proyecto se utilizaron herramientas de ayuda para facilitar los cálculos y la organización del trabajo por lo que mostraremos un análisis paso a paso del trabajo realizado en la hoja de cálculo, como primera instancia es importante definir los tipos de carga que se manejan dentro del cálculo, las cuales son:

Cargas por transmisión por paredes y techos: Estas se encuentran divididas de la siguiente manera; cubierta inferior, cubierta superior, mamparo lateral a babor, mamparo lateral a estribor, mamparo lateral a proa y mamparo lateral a popa.

Carga por transmisión de calor en superficies transparente (vidrios) la cuales están dividida en conducción y radiación.

Cargas por iluminación, equipos de potencia y finalmente las cargas por equipos menores, por personas y por infiltración, estas tres últimas se dividen en calor latente y calor sensible.

Conociendo lo anterior podemos proceder a la explicación paso a paso para obtener los resultados por medio de la hoja de cálculo:

Inicialmente se hizo un análisis de cada local para calcular las cargas mencionadas anteriormente, como se muestra en la siguiente imagen (figura 11), teniendo en cuenta las horas solares para poder trabajar en base a las horas más críticas y seleccionar el equipo.

Igualmente se realizó lo anterior para todos los locales, teniendo en cuenta los tipos de carga y el método CLTD/CLF, incluyendo las fórmulas respectivas. Luego de calcular los tipos de carga para cada local, se hizo una hoja total de los distintos tipos de carga que se analizan por separado, esto para cada local, la cual se obtuvo de los valores que se muestran en la parte derecha del ejemplo anterior, el cual pertenece a las cargas por transmisión por paredes.

Siguiendo con el ejemplo del camarote ECF 3 se muestra en la siguiente tabla (figura 12) los tipos de cargas totales de manera detallada, en la parte derecha se obtiene un total de cargas latentes y sensibles y en la parte inferior de esta se establecen las cargas más críticas de cada tipo.

Luego de haber obtenido las cargas totales por calor sensible y latente de cada local se llevaron estos valores a una hoja (figura 13) donde se analizan los locales por separado y a una orientación específica, en este caso la orientación SUR y obtenemos un resultado total de la nodriza a las distintas horas solares que se muestra en la parte derecha de la tabla y en la parte inferior se obtiene la hora crítica de cada local y de toda la nodriza que se seleccionó en base a la información obtenida en la tabla. En la parte inferior se calcula la relación de calor sensible y se evalúa también las condiciones de aire de cada local, las cuales todas son aire recirculado y solo dos locales tienen mezcla de aire (puente y pasillo de la cubierta principal).

Como las cargas también dependen de las orientaciones se creó una tabla que se muestra en la (figura 14), en donde se gira el buque para establecer la orientación crítica total. Para realizar esta tabla se hizo necesario la información de los calores sensibles y latentes de cada local en cada una de sus orientaciones, la cual una de ellas fue explicada en la (figura 12), con estos valores se obtuvieron en la parte derecha de la (figura 14) que se muestra a continuación las cargas sensibles y latentes de toda la nodriza en todas sus orientaciones y en la parte inferior se seleccionó la carga crítica de calor sensible y la carga crítica de calor latente para calcular la relación de calor sensible total y así mismo obtener también la orientación más crítica, además se calculó la relación de calor sensible que más adelante se utilizará para la selección del equipo aplicando las curvas de serpentín, así como las condiciones de aire de cada local.

En la siguiente tabla (figura 15), se dividieron los tipos de cargas totales según su orientación más crítica para verificar el comportamiento que se presenta hora-hora en toda la nodriza, por lo que en esta misma hoja se insertaron gráficos que demuestran dicho comportamiento de cargas y cuáles son las cargas de mayor criticidad.

		CUADRO DE MANDO									
ESPACIO ADJUNTO	Tipo de Carga	Mamparo lateral a babor			Grupo Pared	G					
CASCO	Largo (ft)	7,22	Ancho (ft)	13,61	Area (ft²)	98,26					
INFORMACION GENERAL	U (Btu/[hxft²x°F])	0,116	Orientacion	S	Estructura o Aislante	POLIURETANO					
	Variación de Temperatura diaria ext (°F)	21			Mes diseño	Julio					
	T. Ext °F	95	T. Int (Tr) °F	75,2	Text - Tint	19,8					

	CASCO									Q MAMPARO LATERAL BABOR
	Hora Solar	U	A	CLTDc	CLTD	To	LM	k	q	
CAMAROTE ECF 3	1	0,116	98,26	-0,7	4	84,5	-7	1	-7,98	-7,98
	2			-2,7	2				-30,78	-30,78
	3			-3,7	1				-42,17	-42,17
	4			-4,7	0				-53,57	-53,57
	5			-5,7	-1				-64,97	-64,97
	6			-4,7	0				-53,57	-53,57
	7			-3,7	1				-42,17	-42,17
	8			0,3	5				3,42	3,42
	9			7,3	12				83,21	83,21
	10			17,3	22				197,20	197,20
	11			26,3	31				299,78	299,78
	12			34,3	39				390,97	390,97
	13			40,3	45				459,37	459,37
	14			41,3	46				470,76	470,76
	15			38,3	43				436,57	436,57
	16			32,3	37				368,18	368,18
	17			26,3	31				299,78	299,78
	18			20,3	25				231,39	231,39
	19			15,3	20				174,40	174,40
	20			10,3	15				117,41	117,41
	21			7,3	12				83,21	83,21
	22			5,3	10				60,41	60,41
	23			3,3	8				37,62	37,62
	24			0,3	5				3,42	3,42

Figura 11. Ejemplo de cálculo de carga térmica del camarote ECF 3

HORA SOLAR	CAMAROTE ECF 3		CAMAROTE 2 COM		PUENTE		CUARTO DE RADIO		B. NODRIZA VII Y VIII	
	Qs	Ql	Qs	Ql	Qs	Ql	Qs	Ql	Qs	Ql
1	5258,37	930,00	10202,01	155,00	9499,36	1085,00	1720,74	0,00	94437,09	9450,33
2	5279,67	930,00	10218,90	155,00	9599,81	1085,00	1686,48	0,00	94412,50	9450,33
3	5297,67	930,00	10234,69	155,00	9542,47	1085,00	1653,04	0,00	94345,63	9450,33
4	5315,67	930,00	10250,49	155,00	9495,48	1085,00	1637,75	0,00	94340,56	9450,33
5	5333,67	930,00	10266,28	155,00	9566,68	1085,00	1600,57	0,00	94355,42	9450,33
6	4654,17	930,00	9588,99	155,00	9825,15	1085,00	2238,46	465,00	95530,94	10380,33
7	4048,17	0,00	8985,19	0,00	10220,97	1085,00	2474,68	465,00	89964,29	4490,33
8	4093,76	0,00	9039,61	0,00	10700,66	1085,00	2785,20	465,00	91832,96	4490,33
9	4173,55	0,00	9134,85	0,00	11425,49	1085,00	3156,07	465,00	94495,00	4490,33
10	4287,54	0,00	9270,90	0,00	12474,52	1085,00	3554,14	465,00	97915,04	4490,33
11	4390,13	0,00	9393,35	0,00	15203,19	1280,12	3862,77	465,00	104854,85	4896,25
12	5403,12	930,00	10423,99	155,00	16208,24	1280,12	4157,08	465,00	123382,05	13886,25
13	5603,81	930,00	10637,92	155,00	16129,69	1280,12	4315,22	465,00	125855,31	13886,25
14	5012,51	930,00	10048,83	155,00	16704,20	1280,12	4390,95	465,00	120873,58	13886,25
15	4526,91	0,00	9556,61	0,00	12786,59	1085,00	4282,76	465,00	102890,57	4490,33
16	4458,52	0,00	9474,98	0,00	12795,06	1085,00	4151,33	465,00	101655,30	4490,33
17	4390,13	0,00	9393,35	0,00	11509,79	1085,00	3862,63	465,00	98831,01	4490,33
18	4321,74	0,00	9311,72	0,00	11431,25	1085,00	3606,65	465,00	97143,88	4490,33
19	4264,74	0,00	9243,69	0,00	10274,82	1085,00	3263,19	465,00	94401,81	4490,33
20	5188,35	930,00	10156,27	155,00	10182,11	1085,00	2689,60	465,00	101779,51	10380,33
21	5286,45	930,00	10247,75	155,00	9358,81	1085,00	2016,19	0,00	96121,29	9450,33
22	5366,56	930,00	10323,44	155,00	9335,88	1085,00	1939,87	0,00	96243,41	9450,33
23	5417,26	930,00	10369,73	155,00	9009,85	1085,00	1858,74	0,00	95504,16	9450,33
24	5225,66	930,00	10171,51	155,00	8918,57	1085,00	1804,10	0,00	93757,93	9450,33
CARGA TERMICA POR LOCAL MAX (T_{op})	5603,81	930,00	10637,92	155,00	16704,20	1280,12	4390,95	465,00	125855,31	13886,25
RELACION DE CALOR SENSIBLE (SHF)	0,86		0,98		0,93		0,90		0,90	
HORA CRITICA POR LOCAL	13		13		14		14		13	
CONDICIONES DEL AIRE A LA ENTRADA	AIRE RECIRCULADO		AIRE RECIRCULADO		MEZCLA(Recirculado y exterior)		AIRE RECIRCULADO		AIRE RECIRCULADO	
CARGA TERMICA TOTAL MAX (T_{op})	Qs =	125855,31	Ql =							
CARGA TERMICA TOTAL MAX (T_{op})	Qs =	10,49	Ql =							
HORA CRITICA TOTAL		13								

Figura 13. hoja de resultado de carga termica del buque por local según orientación

ORIENTACION	CAMAROTE ECF 3		CAMAROTE ECF 2		CAMAROTE 2 COM		PUENTE		CUARTO DE RADIO		B. NODRIZA VII Y VIII	
	Qs	Ql	Qs	Ql	Qs	Ql	Qs	Ql	Qs	Ql	Qs	Ql
<i>NORTE</i>	5565,44	930,00	10546,60	930,00	6159,61	155,00	17313,52	1280,12	4297,12	465,00	124850,22	13886,25
<i>NOR-ESTE</i>	5531,25	930,00	10529,08	930,00	6181,18	155,00	16884,91	1280,12	4290,89	465,00	124785,88	13886,25
<i>ESTE</i>	5524,02	930,00	10542,69	930,00	6245,43	155,00	17431,89	1280,12	4305,22	465,00	125067,00	13886,25
<i>SUR-ESTE</i>	5569,61	930,00	10597,11	930,00	6277,79	155,00	16870,96	1280,12	4302,90	465,00	125416,63	13886,25
<i>SUR</i>	5603,81	930,00	10637,92	930,00	6267,48	155,00	16704,20	1280,12	4390,95	465,00	125855,31	13886,25
<i>SUR-OESTE</i>	5524,02	930,00	10542,69	930,00	6220,96	155,00	17897,19	1280,12	4518,75	465,00	125145,61	13886,25
<i>OESTE</i>	5508,45	930,00	10478,57	930,00	6269,06	155,00	18666,36	1280,12	4684,23	465,00	124201,63	13886,25
<i>NOR-OESTE</i>	5565,44	930,00	10546,60	930,00	6158,14	155,00	17166,25	1280,12	4485,44	465,00	123643,56	13886,25
<i>CARGA TERMICA SEGUN ORIENTACION MAX (Btu/h) & (T °C)</i>	5603,81	930,00	10637,92	930,00	6277,79	155,00	18666,36	1280,12	4684,23	465,00	125855,31	13886,25
	0,47	0,08	0,89	0,08	0,52	0,01	1,56	0,11	0,39	0,04	10,49	1,16
<i>RELACION DE CALOR SENSIBLE (S)</i>	0,86		0,92		0,98		0,94		0,91		0,90	
<i>ORIENTACION CRITICA</i>	SUR		SUR		SUR-ESTE		OESTE		OESTE		SUR	
<i>HORA CRITICA POR LOCAL</i>	13		13		12		14		16		13	
<i>CONDICIONES DEL AIRE A LA ENTRADA</i>	AIRE RECIRCULADO		AIRE RECIRCULADO		AIRE RECIRCULADO		MEZCLA(Recirculado y exterior)		AIRE RECIRCULADO		AIRE RECIRCULADO	
<i>CARGA TERMICA TOTAL MAX</i>	Qs =	125855,31	Ql =	13886,25								
<i>CARGA TERMICA TOTAL MAX</i>	Qs =	10,49	Ql =	1,16								
<i>HORA CRITICA TOTAL</i>	A LAS 13 HORAS											

Figura 14. Hoja de resultados de carga del buque por local en todas las orientaciones según hora crítica

TRANSMISION DE CALOREN LOS DIFERENTES TIPOS DE CARGA															
Hora Salar	TRANSMISION POR PAREDES Y TECHOS	VIDRIO		ILUMINACION	EQUIPOS DE POTENCIA	EQUIPOS MENORES		PERSONAS		INFILTRACION		Q _r	Q _i	Q _T	
		CONDUCCION H	RADIACION			N	SENSIBLE	LATENTE	SENSIBLE	LATENTE	SENSIBLE				LATENTE
1	51542,23	116,07	40,12	7636,48	15715,38	12564,67	2320,33	8584,80	7130,00	0,00	0,00	96199,73	9450,33	105650,06	
2	50945,38	216,99	40,12	7636,48	15715,38	12564,67	2320,33	9020,90	7130,00	0,00	0,00	96139,91	9450,33	105590,24	
3	50672,96	116,07	30,09	7636,48	15715,38	12564,67	2320,33	9324,70	7130,00	0,00	0,00	96060,34	9450,33	105510,67	
4	50481,72	15,14	30,09	7636,48	15715,38	12564,67	2320,33	9608,90	7130,00	0,00	0,00	96052,38	9450,33	105502,71	
5	50128,13	116,07	30,09	7636,48	15715,38	12564,67	2320,33	9853,90	7130,00	0,00	0,00	96044,71	9450,33	105495,04	
6	50481,72	15,14	90,27	7636,48	15715,38	17084,67	2320,33	6531,70	8215,00	0,00	0,00	97555,35	10535,33	108090,68	
7	51403,55	116,07	160,47	7636,48	15715,38	14269,67	2320,33	2797,90	2325,00	0,00	0,00	92099,51	4645,33	96744,84	
8	53223,79	116,07	220,65	7636,48	15715,38	14269,67	2320,33	2940,00	2325,00	0,00	0,00	94122,03	4645,33	98767,36	
9	55730,11	116,07	381,12	7636,48	15715,38	14269,67	2320,33	3064,95	2325,00	0,00	0,00	96963,77	4645,33	101609,10	
10	58910,14	317,92	581,72	7636,48	15715,38	14269,67	2320,33	3136,00	2325,00	0,00	0,00	100567,30	4645,33	105212,63	
11	61605,40	116,07	752,22	7636,48	15715,38	14269,67	2320,33	3207,05	2325,00	4356,00	405,92	107658,26	5051,25	112709,51	
12	63947,07	570,24	832,46	7636,48	15715,38	23030,17	2320,33	10223,85	11315,00	4356,00	405,92	126311,64	14041,25	140352,89	
13	65662,74	116,07	802,37	7636,48	15715,38	23030,17	2320,33	11556,65	11315,00	4356,00	405,92	128875,85	14041,25	142917,09	
14	65935,15	772,09	682,01	7636,48	15715,38	23030,17	2320,33	5784,45	11315,00	4356,00	405,92	123911,73	14041,25	137952,98	
15	65199,09	116,07	501,48	7636,48	15715,38	14269,67	2320,33	2464,70	2325,00	0,00	0,00	105902,85	4645,33	110548,18	
16	63483,42	822,55	351,04	7636,48	15715,38	14269,67	2320,33	2305,45	2325,00	0,00	0,00	104583,98	4645,33	109229,31	
17	61443,05	116,07	270,80	7636,48	15715,38	14269,67	2320,33	2185,40	2325,00	0,00	0,00	101636,84	4645,33	106282,17	
18	59159,15	721,63	190,56	7636,48	15715,38	14269,67	2320,33	2104,55	2325,00	0,00	0,00	99797,41	4645,33	104442,74	
19	56985,31	116,07	110,33	7636,48	15715,38	14269,67	2320,33	2062,90	2325,00	0,00	0,00	96896,13	4645,33	101541,46	
20	55055,01	519,77	100,30	7636,48	15715,38	18867,17	2320,33	6132,35	8215,00	0,00	0,00	104026,45	10535,33	114561,78	
21	53994,23	116,07	100,30	7636,48	15715,38	14347,17	2320,33	6105,40	7130,00	0,00	0,00	98015,02	9450,33	107465,35	
22	53287,05	317,92	70,21	7636,48	15715,38	14347,17	2320,33	6717,90	7130,00	0,00	0,00	98992,10	9450,33	107542,43	
23	52661,04	116,07	100,30	7636,48	15715,38	13944,17	2320,33	7144,20	7130,00	0,00	0,00	97317,83	9450,33	106767,96	
24	51924,97	216,99	100,30	7636,48	15715,38	12564,67	2320,33	7384,30	7130,00	0,00	0,00	95543,09	9450,33	104993,42	

Hora Critica	TRANSMISION POR PAREDES Y TECHOS	VIDRIO		ILUMINACION	EQUIPOS DE POTENCIA	EQUIPOS MENORES		PERSONAS		INFILTRACION	
14	65935,15	772,09	682,01	7636,48	15715,38	23030,17	2320,33	5784,45	11315,00	4356,00	405,92

Figura 15. Hoja de resultados de los tipos de carga del buque según la orientación de mas criticidad.

La figura 16 es un grafico que nos muestra el comportamiento de los tipos de cargas en toda la nodriza y notamos que la mas critica es la de transmisión por paredes y techos, esto quiere decir que hay mayor transmisión de calor por paredes y techos en un rango de hora solar especifico lo que facilita el trabajo al momento de la selección del equipo y en la figura 9 se muestra el comportamiento de cargas totales, donde la mayor criticidad de carga se encuentra en el mismo rango de hora solar del grafico anterior (figura 8).

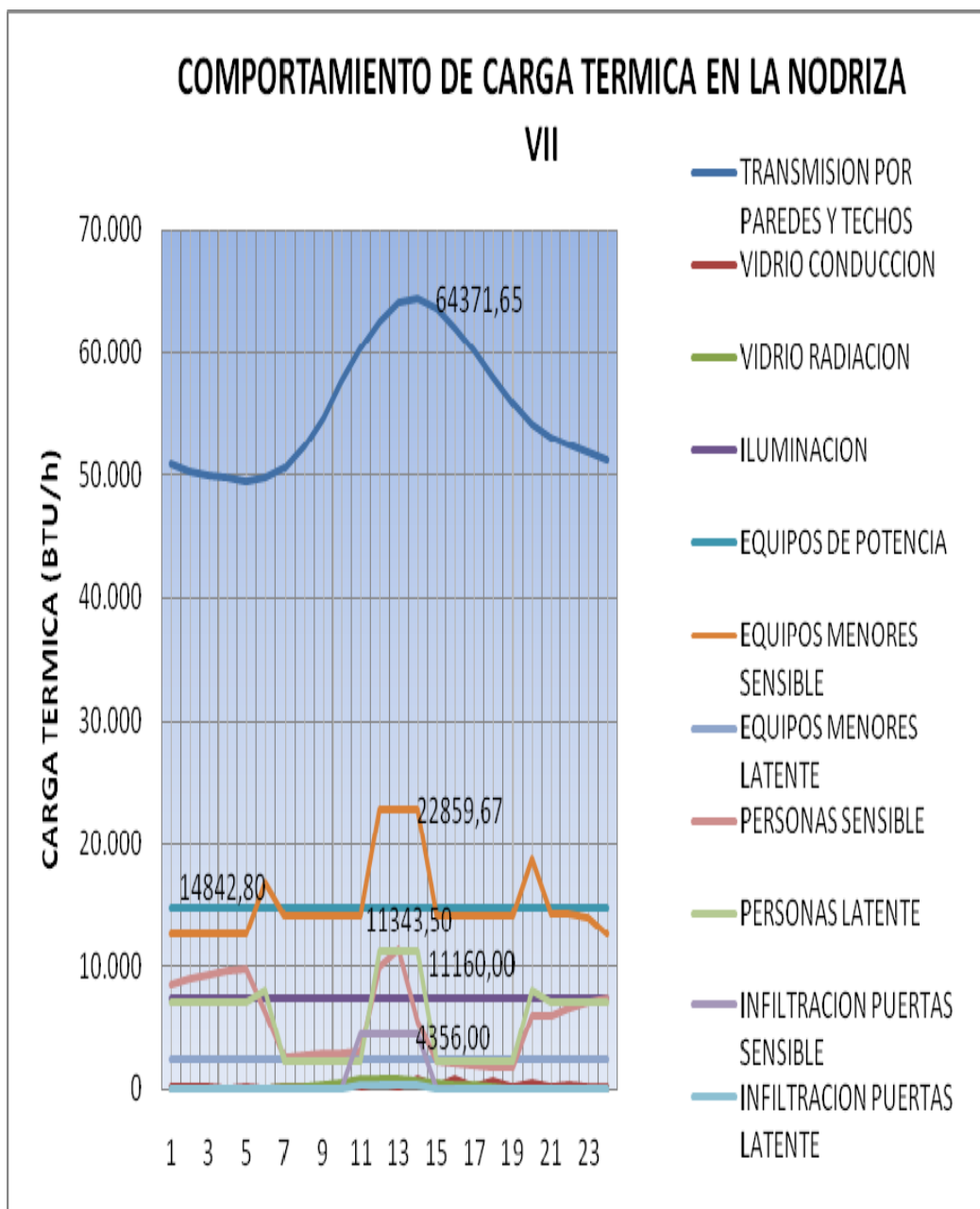


Figura 16. Comportamiento de carga térmica en la nodriza.

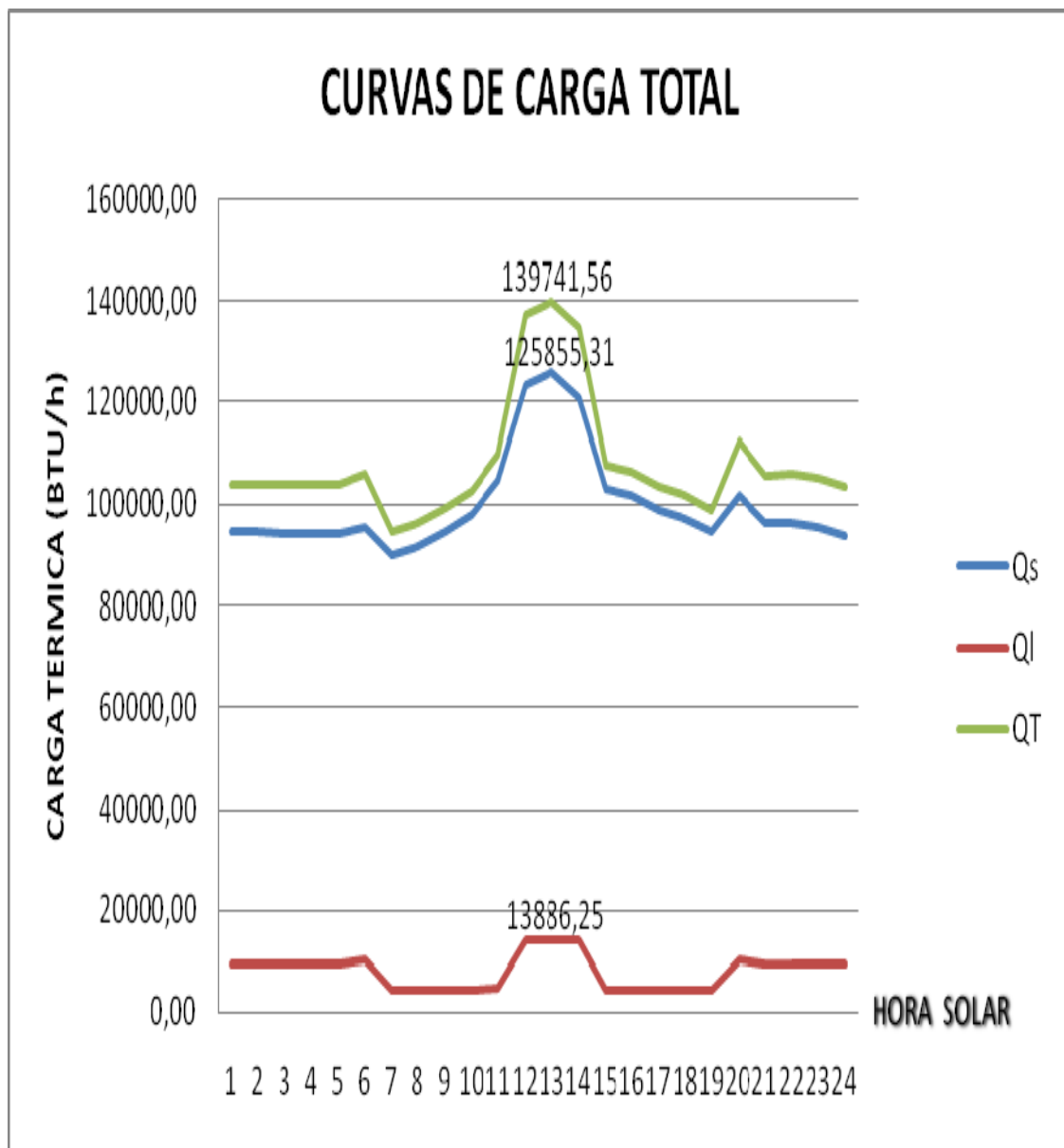


Figura 17. Curvas de carga total

Al igual que los dos gráficos anteriores (figuras 16 Y 17), teniendo en cuenta la hora crítica del buque, se hizo un grafico que se muestra en la figura 18, que especificara en términos de porcentajes la diferencia entre los tipos de cargas totales.

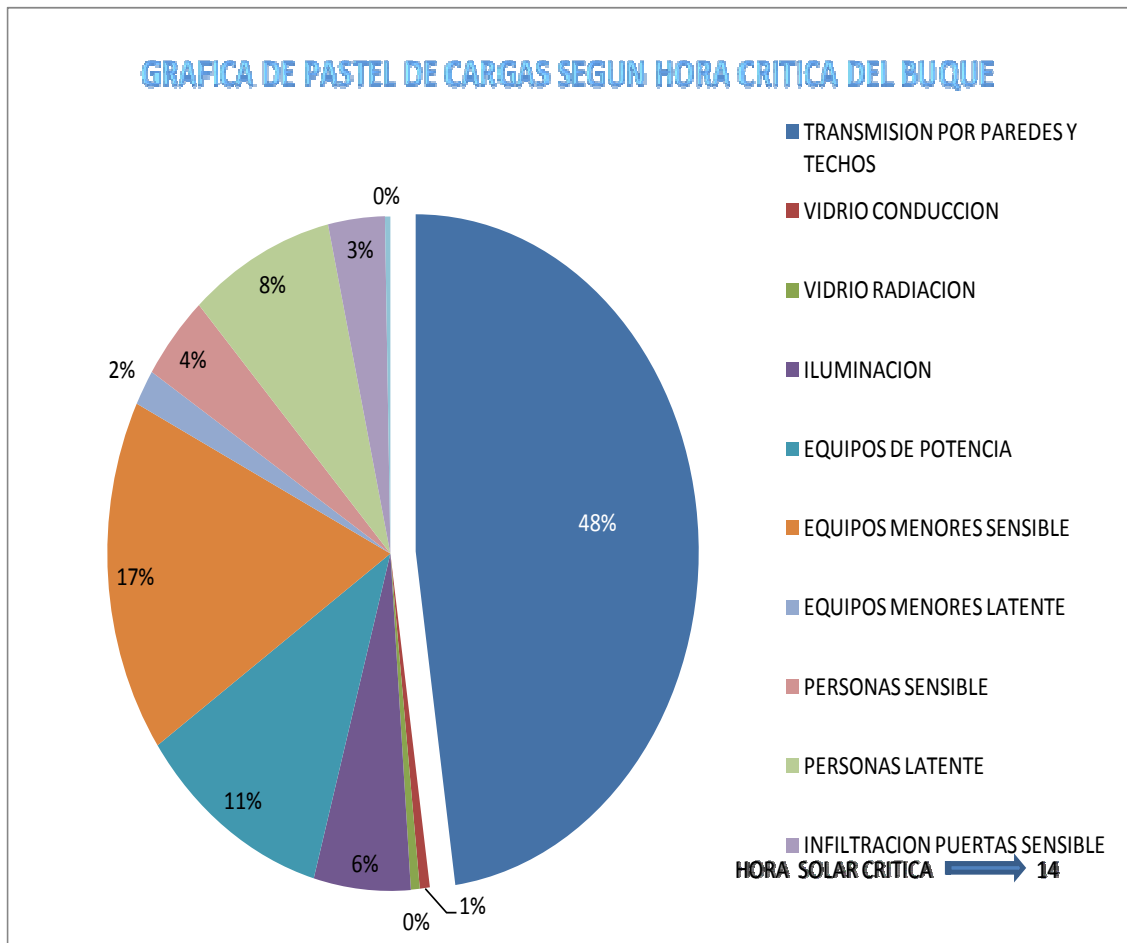


Figura 18. Cargas según hora crítica del buque

En la siguiente tabla se mostraran los valores ya calculados que fueron necesarios para la selección del equipo, donde se especifica la información para cada uno de los locales incluyendo algunos datos generales, la mayor parte de los locales trabajan con aire recirculado excepto el puente y el pasillo que trabajan cada uno con un fan coil de renovación cuya función es extraer el aire puro exterior y repartirlo por todo los locales de barco con el fin de suplir la ausencia de aire puro que recircula en el interior de la nodriza. Conociendo la temperatura de aire recirculado y el calor sensible de los locales calculados en la tabla que se muestra en la figura 19, logramos obtener las temperaturas y entalpía de aire de suministro a partir de la curva del serpentín (verificar metodología de la TRANE) cuya grafica fue explicada en el desarrollo del proyecto, a demás se incluyo en el calculo un factor de seguridad de un 10% para carga de enfriamiento para poder controlar los aumentos de carga que se

puedan presentar y en la parte derecha de la tabla se muestran algunos datos generales, también la suma de todos los CFM totales de los locales y para los CFM requeridos de aire exterior se tuvo en cuenta que existen dos locales (puente-pasillo) con fan coil de renovación y estos CFM fueron repartidos entre los dos para distribuir el trabajo y obtener un mejor funcionamiento.

Los valores de aire de suministro se calcularon por la formula (4.2) y para el calculo de carga de enfriamiento se utilizo la formula (4.3), luego de obtener los resultados se ubicaron los valores en las celdas correspondientes que se muestran en la figura 19.

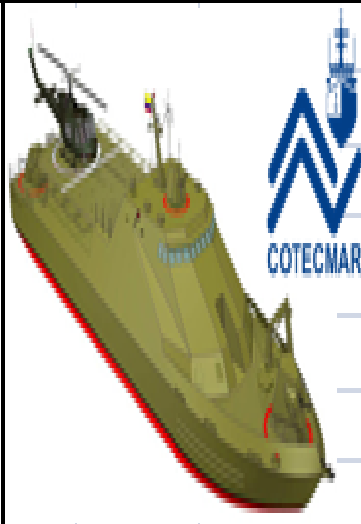
LOCAL		TRANE (CURVAS DEL SERPENTÍN)						
CAMAROTE ECF 3	CONDICIONES DEL AIRE DEL SISTEMA				APLICADO A LOS BUQUES TIPO NODRIZA VII Y VIII			
		T BS °F	T BH °F	% DE AIRE	h (Btu/lb)			
	AIRE RECIRCULADO	75	62,539	100%	28			
	AIRE DE SUMINISTRO	57,5	55		23			
	CAPACIDAD DEL SISTEMA							
	CALOR SENSIBLE Q _s (Btu/h)	5603,81	N° PERSONAS EN EL LOCAL	6				
	FLUJO DE AIRE DE SUMINISTRO (CFM)	296,50	Ecuación 5.2 ASHRAE					
	CARGA DE ENFRIAMIENTO (Btu/h)	6671,20	Ecuación 5.3 ASHRAE					
	10% Factor de Seguridad (Btu/h)	7338,32						
	EQUIPO SELECCIONADO (TR)	0,61	Hi-Wall MHW/Water Fan Coil					
					PROPIEDADES		CONDICIONES DEL AIRE	
					Densidad (lb/ft ³)		0,075	
					CFM TOTAL		7467,83	
					Calor específico (Btu/lb°F)		0,24	
					ft en min		60	
					CFM REQUERIDO DE AIRE EXTERIO		990	
CFM PARA EL PASILLO Y PUENTE		594	396					

Figura 19. Calculo de capacidad de enfriamiento según la curva del serpentín

La siguiente imagen (figura 20) es una continuación de la figura 19, que muestra resultados del pasillo, como anteriormente se menciono tanto el puente como el pasillo trabajan con fan coil de renovación los cuales son utilizados para suplir la necesidad de aire de todos los locales y estos trabajan como se muestra en la tabla con 100% de aire exterior, además se tomo la temperatura de aire de suministro para los equipos de estos locales (puente-pasillo) igual a la temperatura de aire recirculado con el fin de no sobrecargar el sistema y poder mantener el confort en el interior del barco. El valor del flujo de aire se tomo de acuerdo a la distribución que se hizo junto con el puente como se dijo anteriormente y al igual que los demás locales la carga de enfriamiento se calcula a partir de la formula (4.3) y con esto obtuvimos la capacidad del fan coil en toneladas de refrigeración (TR) para el local.

PASILLO	CONDICIONES DEL AIRE DEL SISTEMA				
		T BS °F	T BH °F	% DE AIRE	h(Btu/lb)
	AIRE EXTERIOR	94	89	100%	54,5
	AIRE DE SUMINISTRO	75	62,539		28
	CAPACIDAD DEL SISTEMA				
FLUJO DE AIRE DEL SISTEMA (Cfm)	594,00				
CARGA DE ENFRIAMIENTO TOTAL (Btu/h)	70834,50				
EQUIPO SELECCIONADO (TR)	5,90				

Figura 20. Condiciones y capacidad de aire del sistema para el pasillo

Así como se calcularon los valores para cada uno de los locales de la nodriza de igual manera se hizo para todo el barco con el fin de obtener la capacidad del chiller seleccionado en TR (figura 21), el cual se calculo sumando todas las cargas de enfriamiento de los locales a la orientación y hora solar mas critica que fueron sur y a las 13 horas respectivamente.

B. NODRIZA VII Y VIII	CONDICIONES DEL AIRE DEL SISTEMA				
		T BS °F	T BH °F	% DE AIRE	h(Btu/lb)
	AIRE RECIRCULADO	75	62.539	100%	28
	CAPACIDAD DEL SISTEMA				
	FLUJO DE AIRE DEL SISTEMA (Cfm)	7307,87			
	CARGA DE ENFRIAMIENTO TOTAL (Btu/h)	170.686			
	CHILLER SELECCIONADO (TR)	14,22		30 HWC 018	

Figura 21. Capacidad de enfriamiento total del sistema de aire acondicionado del buque Nodriza VII

En el siguiente cuadro comparativo (Tabla 31) incluimos las cargas de enfriamiento evaluadas por el método de la SNAME que son las cargas de enfriamiento que utilizaron para seleccionar el equipo que actualmente se encuentra instalado en la nodriza y también se encuentra el que nosotros proponemos (ASHARE CLDT/CLF) en este proyecto, esto para cada uno de los locales, además mostramos una diferencia entre las cargas de enfriamiento propuesta por nosotros y la carga de enfriamiento de los equipos que se encuentran instalados y notamos que algunos locales tienen fan coil con capacidades mayores a las requeridas y otros que no suplen las necesidades del local, los cuales son aquellos que se muestran como valores negativos, la última columna que se encuentra en la parte derecha muestra la condición de operación en términos porcentuales a los que trabaja el equipo y en la parte inferior de la tabla se obtiene la carga de enfriamiento total de cada uno, incluyendo el propuesto por nosotros y notamos que la carga de enfriamiento que se calculo en base a la metodología de la ASHRAE CLDT/CLF arroja un resultado mucho menor al instalado en la mayoría de los locales.

LOCAL	CUADRO COMPARATIVO DE CAPACIDAD DE ENFRIAMIENTO 			CONDICION DE OPERACIÓN
	ASHARE CLDT/CLF	INSTALADA	DIFERENCIA(Ashare-Instalada)	
	CAPACIDAD DE ENFRIAMIENTO (TR)	CAPACIDAD DE ENFRIAMIENTO (TR)	CAPACIDAD DE ENFRIAMIENTO (TR)	
CAMAROTE ECF 3	0,61	1,00	0,39	61,00
CAMAROTE ECF 2	1,08	1,00	-0,08	108,35
CAMAROTE ECF 1	1,07	1,00	-0,07	107,33
CAMAROTE TRIP 3	0,87	1,00	0,13	86,55
CAMAROTE TRIP 2	0,76	1,00	0,24	76,48
CAMAROTE TRIP 1	0,63	1,00	0,37	63,01
R. CONSOLA INGENIERIA	0,38	1,00	0,62	38,24
RANCHO	2,79	3,00	0,21	92,93
OFICINA	0,30	1,00	0,70	30,00
CSI	0,30	1,00	0,70	30,00
ENFERMERIA	0,84	1,00	0,16	84,00
CAMAROTE COM	0,89	1,00	0,11	89,15
CAMAROTE 2 COM	0,60	1,00	0,40	59,85
PUENTE	3,10	6,00	2,90	51,67
CUARTO DE RADIO	0,50	2,00	1,50	25,00
TOTAL	14,73	23,00		

Tabla 32. Cuadro comparativo de capacidad de enfriamiento.

La siguiente figura es una representación de resultados totales de la tabla 31, donde se comparan las cargas en TR. Por la metodología propuesta por nosotros y la utilizada para la instalación del sistema de aire acondicionado de la nodriza

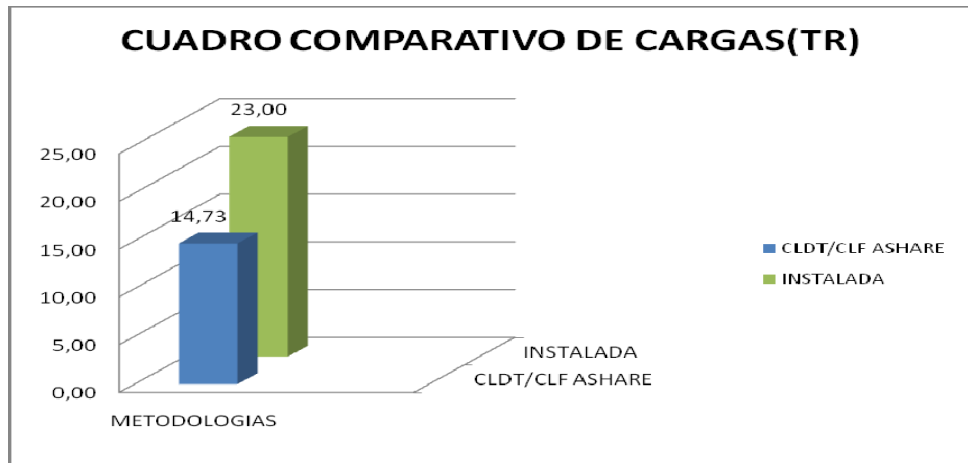


Figura 22. Cuadro comparativo de cargas (CLDT/CLF vs instalada) en toneladas de refrigeración.

Para la selección del chiller es importante conocer la capacidad por local según la orientación y la hora crítica, la tabla 32 muestra la capacidad de enfriamiento en TR por local según la metodología CLDT/CLF y en la parte inferior aparece la capacidad total del chiller que se necesita para todo el buque.

CAPACIDAD DEL CHILLER SEGÚN ORIENTACION Y HORA CRITICA	
LOCAL	ASHARE CLDT/CLF
	CAPACIDAD DE ENFRIAMIENTO (TR)
CAMAROTE ECF 3	0,61
CAMAROTE ECF 2	1,08
CAMAROTE ECF 1	1,07
CAMAROTE TRIP 3	0,87
CAMAROTE TRIP 2	0,76
CAMAROTE TRIP 1	0,63
R. CONSOLA INGENIERIA	0,38
RANCHO	2,79
OFICINA	0,29
C3I	0,28
ENFERMERIA	0,83
CAMAROTE COM	0,89
CAMAROTE 2 COM	0,60
PUENTE	2,68
CUARTO DE RADIO	0,46
TOTAL	14,23

Tabla 33. Capacidad del chiller según orientación y hora crítica

A diferencia de la tabla 32, la figura 23 hace referencia a la capacidad en TR de los Fan-Coil, para la instalación de los mismos en cada uno de los locales y nos damos cuenta que tanto el rancho como el puente son los que presentan mas carga en el buque.

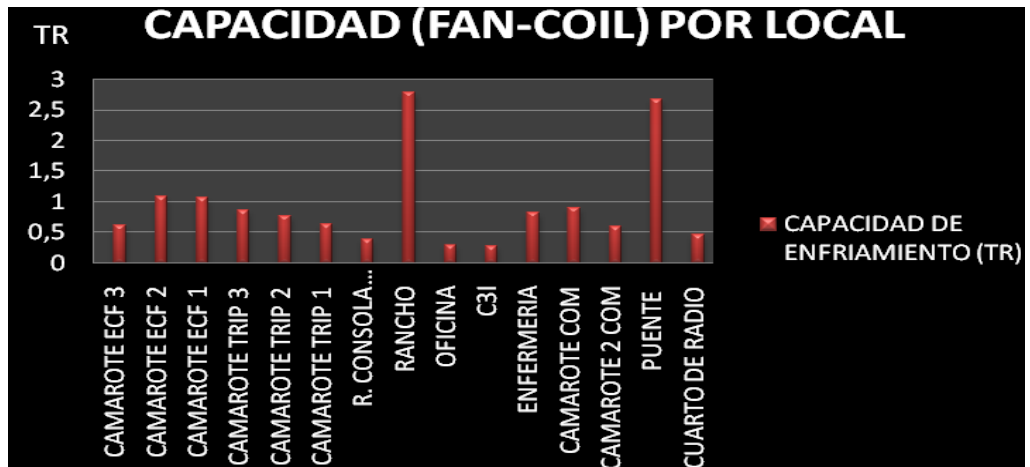


Figura 23. Capacidad de enfriamiento (Fan-Coil) por local

La figura (24) hace referencia a los calores sensibles y latentes totales del buque en todas sus orientaciones con sus respectivas horas críticas.

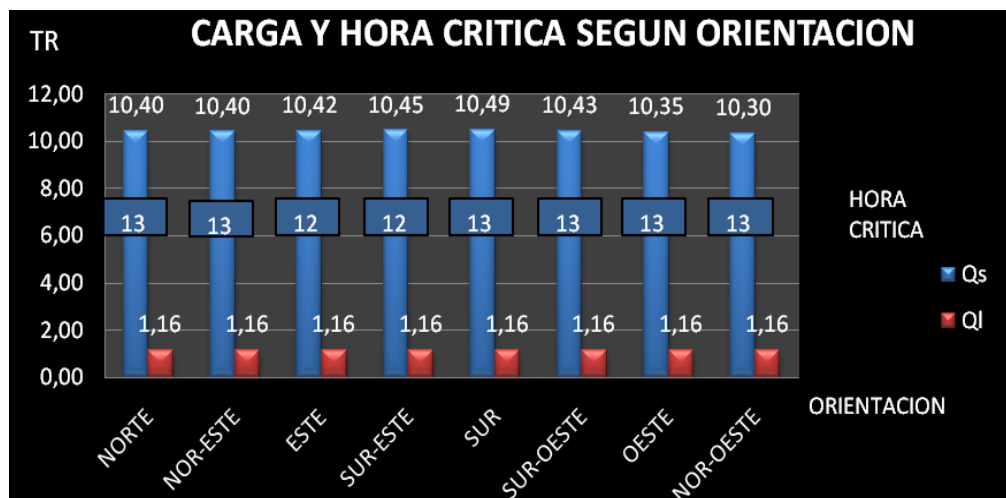


Figura 24. Carga y hora crítica según orientación

Para un análisis más detallado se incluyó un gráfico (figura 25) de calores sensibles y latentes totales para cada uno de los locales del buque nodriza VII según orientación crítica.

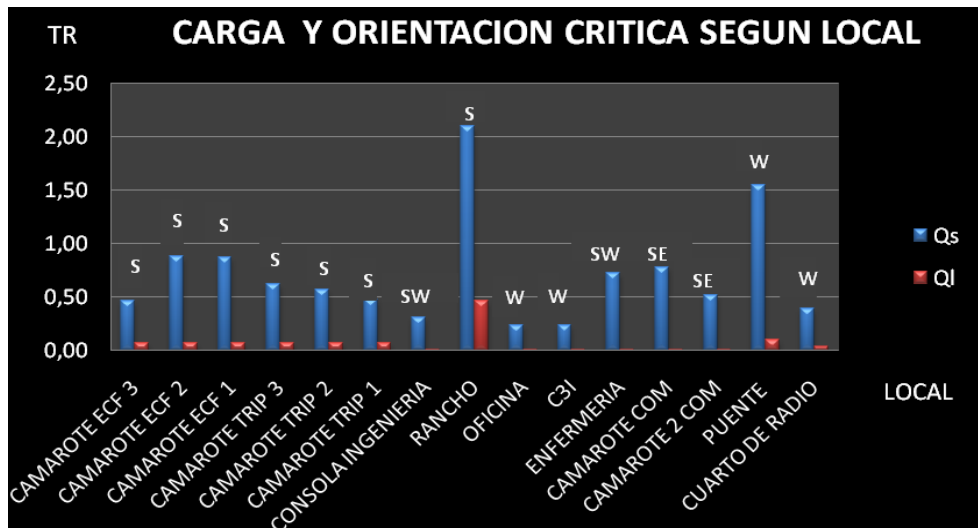


Figura 25. Carga y orientacion critica según local

Dentro del cálculo de carga térmica del buque tipo nodriza fluvial fue importante hacer un estudio de cada local para la selección de los equipos en base a la carga térmica que se necesitaba desalojar y a la orientación mas critica teniendo en cuenta la hora solar mas critica, para un mejor análisis de estos resultados a continuación se muestran las figuras de carga térmica de cada local como se muestra en la figura 26.

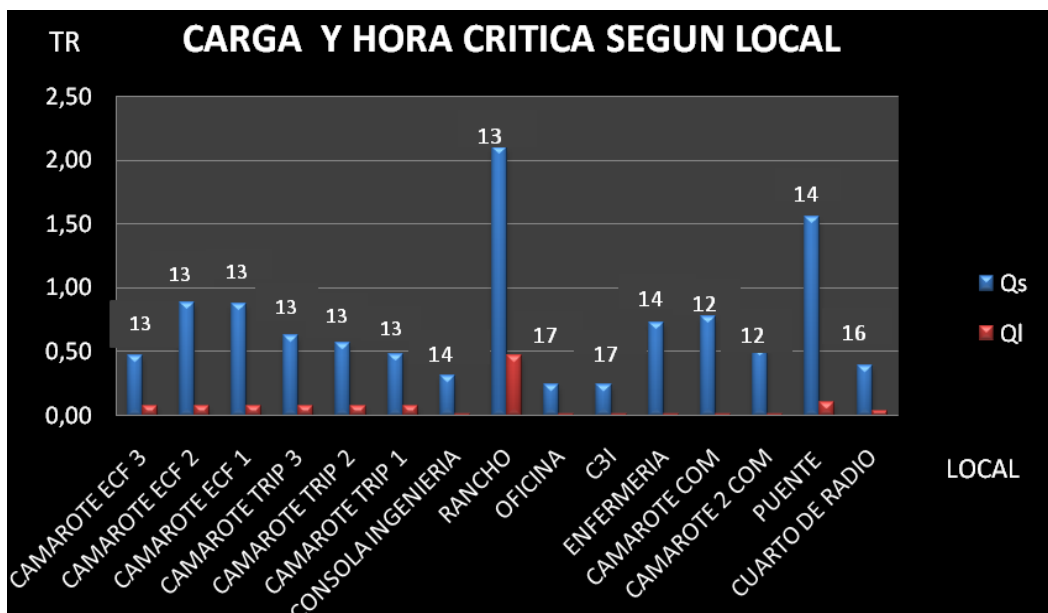


Figura 26. Carga y hora critica según local

En la figura 27 se muestran las distintas cargas para las distintas orientaciones y la carga pico correspondiente a la orientación mas critica que para el camarote ECF 3 es 5603.81Btu/h o 0.47TR presentada a las 13 hora solar.

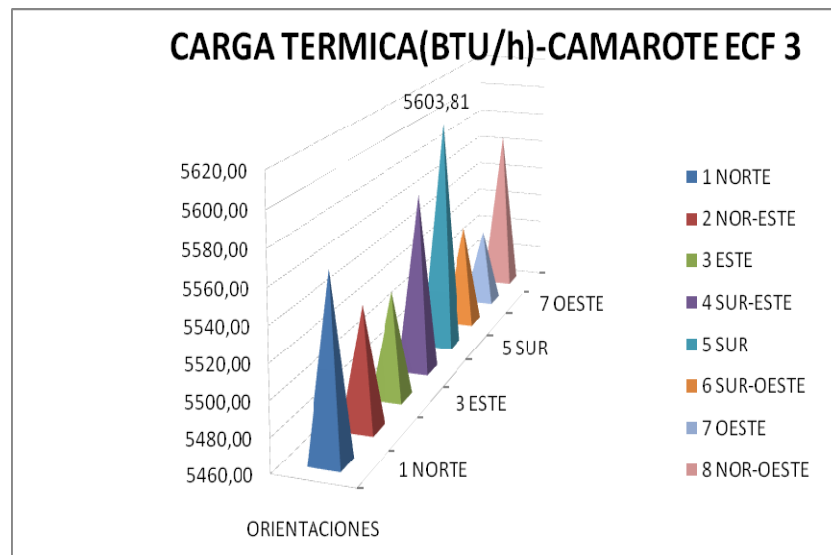


Figura 27. Carga térmica camarote ECF 3

En la figura 28 se muestran las distintas cargas para las distintas orientaciones y la carga pico correspondiente a la orientación mas critica que para el camarote ECF 2 es 10637.92Btu/h o 0.89TR presentada a las 13 hora solar.

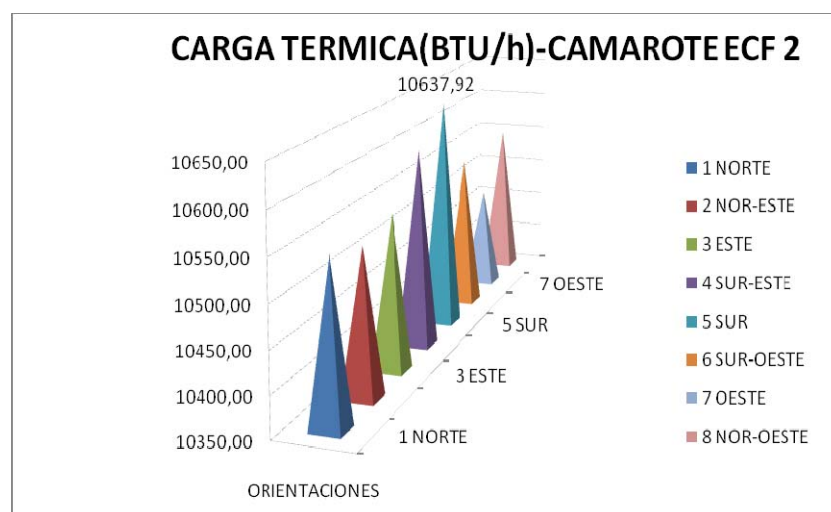


Figura 28. Carga térmica camarote ECF 2

En la figura 29 se muestran las distintas cargas para las distintas orientaciones y la carga pico correspondiente a la orientación mas critica que para el camarote ECF 1 es 10538.31Btu/h o 0.88TR presentada a las 13 hora solar.

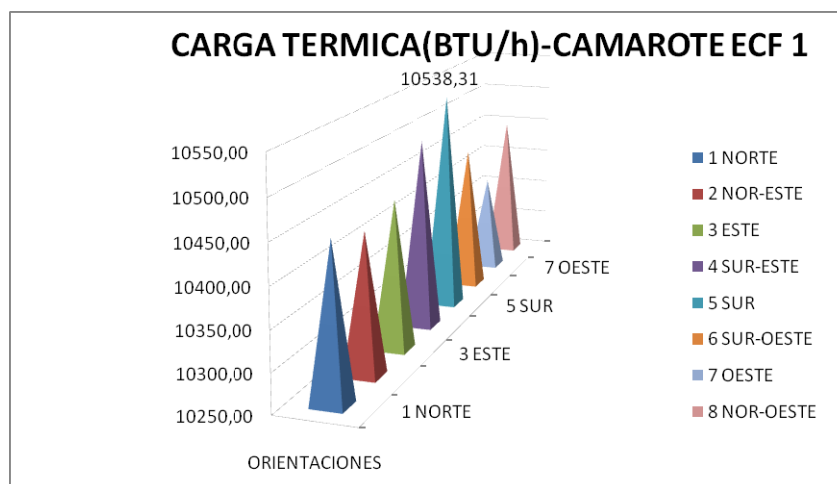


Figura 29. Carga térmica camarote ECF 1

En la figura 30 se muestran las distintas cargas para las distintas orientaciones y la carga pico correspondiente a la orientación mas critica que para el camarote TRIP 3 es 7478.34Btu/h o 0.62TR presentada a las 13 hora solar.

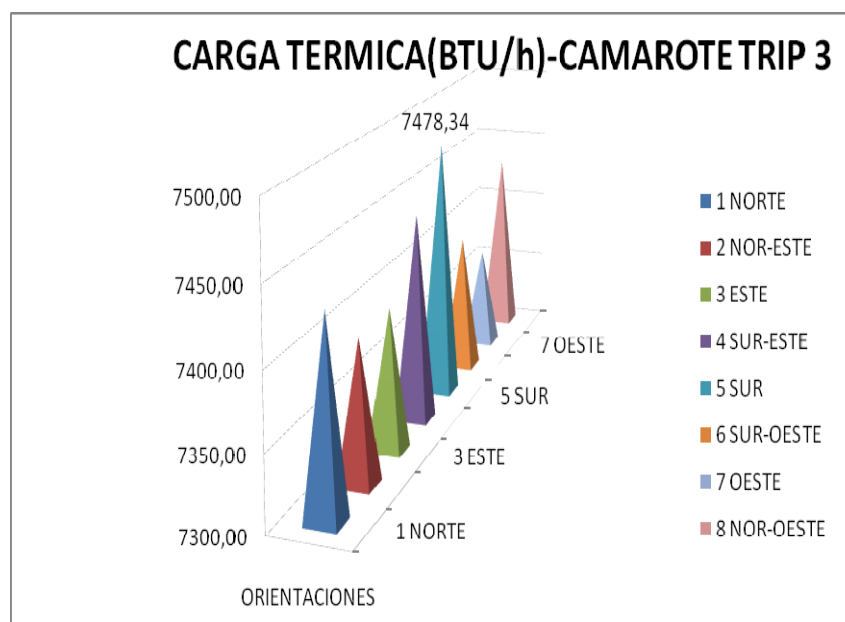


Figura 30. Carga térmica camarote TRIP 3

En la figura 31 se muestran las distintas cargas para las distintas orientaciones y la carga pico correspondiente a la orientación mas critica que para el camarote TRIP 3 es 7478.34Btu/h o 0.57TR presentada a las 13 hora solar.

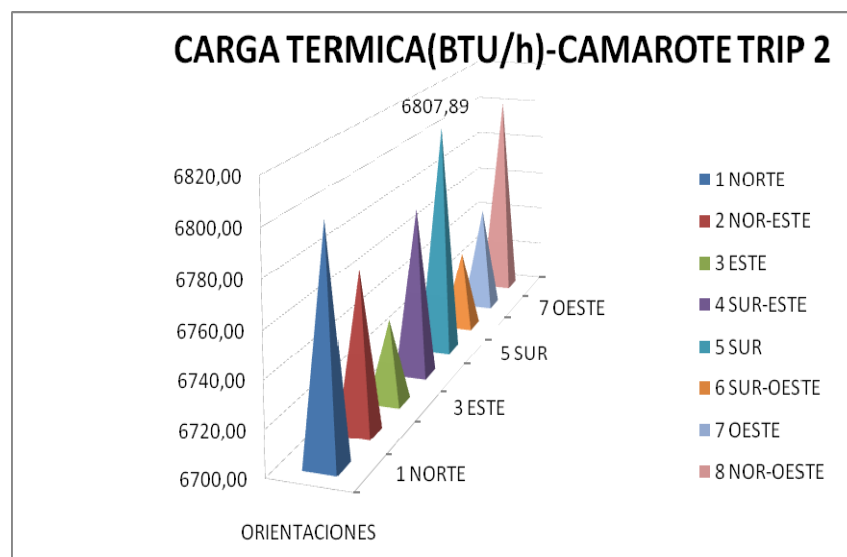


Figura 31. Carga térmica camarote TRIP 2

En la figura 32 se muestran las distintas cargas para las distintas orientaciones y la carga pico correspondiente a la orientación mas critica que para el camarote TRIP 1 es 5773.78Btu/h o 0.48TR presentada a las 13 hora solar.

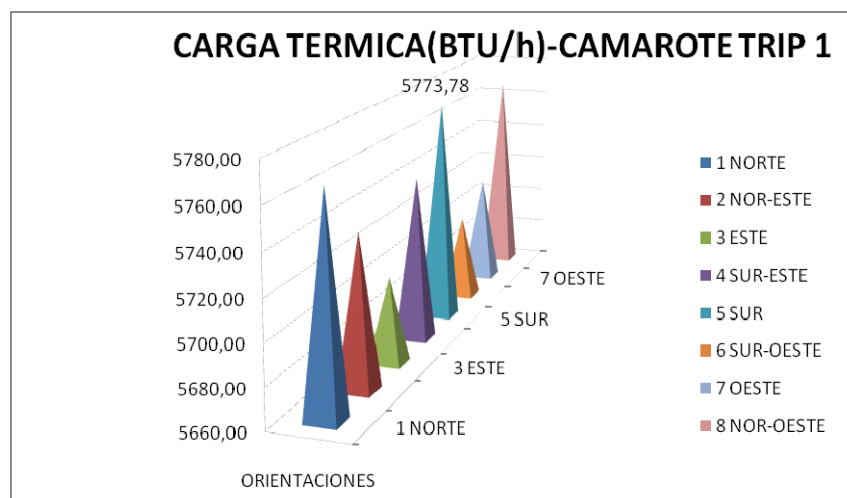


Figura 32. Carga térmica camarote TRIP 1

En la figura 33 se muestran las distintas cargas para las distintas orientaciones y la carga pico correspondiente a la orientación mas critica que para la consola de ingeniería es 3739.68Btu/h o 0.31TR presentada a las 14 hora solar.

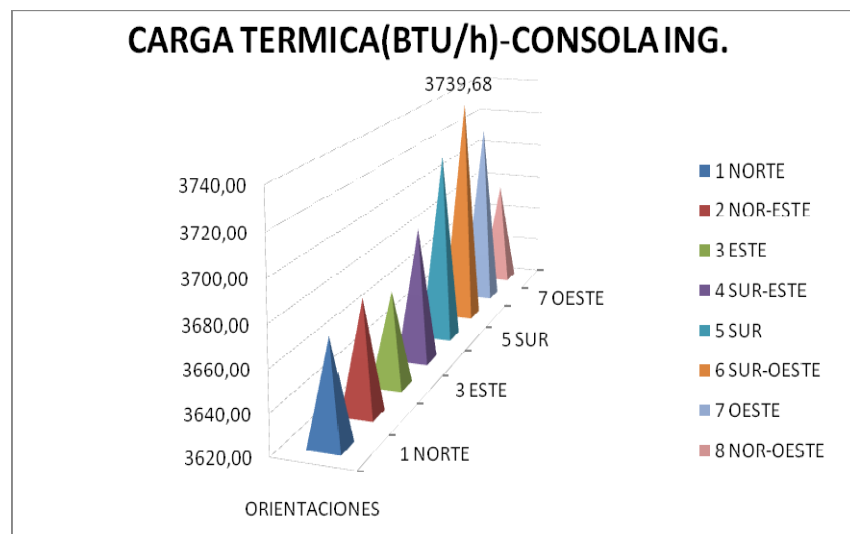


Figura 33. Carga térmica Consola de ingeniería

En la figura 34 se muestran las distintas cargas para las distintas orientaciones y la carga pico correspondiente a la orientación mas critica que para el Rancho es 25216.86Btu/h o 2.10TR presentada a las 13 hora solar.

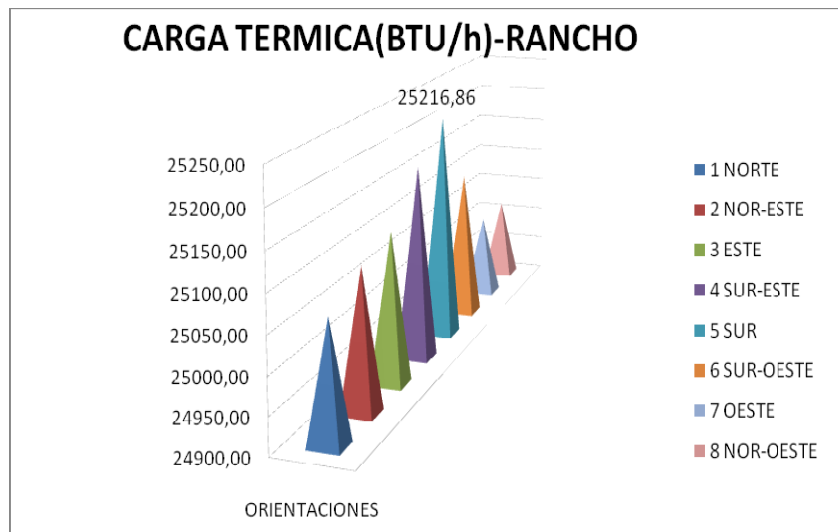


Figura 34. Carga térmica Rancho

En la figura 35 se muestran las distintas cargas para las distintas orientaciones y la carga pico correspondiente a la orientación mas critica que para la Oficina es 2882.75Btu/h o 0.24TR presentada a las 17 hora solar.

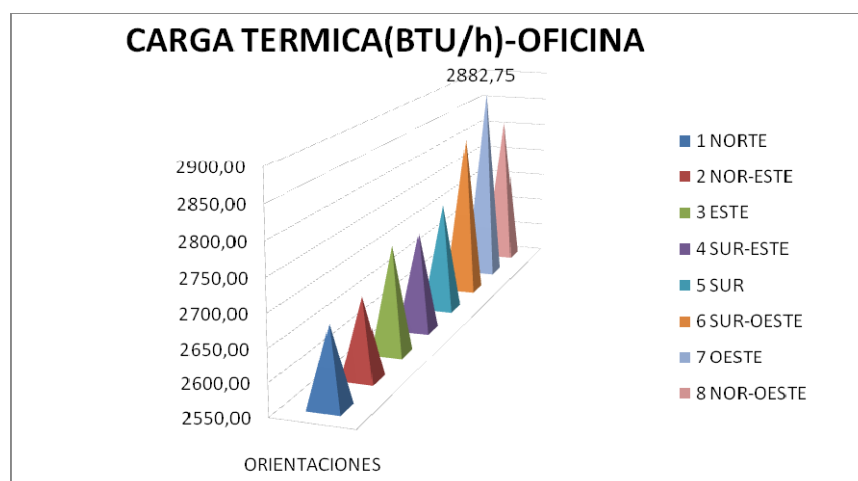


Figura 35 . Carga térmica Oficina

En la figura 36 se muestran las distintas cargas para las distintas orientaciones y la carga pico correspondiente a la orientación mas critica que para el C3I es 2884.27Btu/h o 0.24TR presentada a las 17 hora solar.

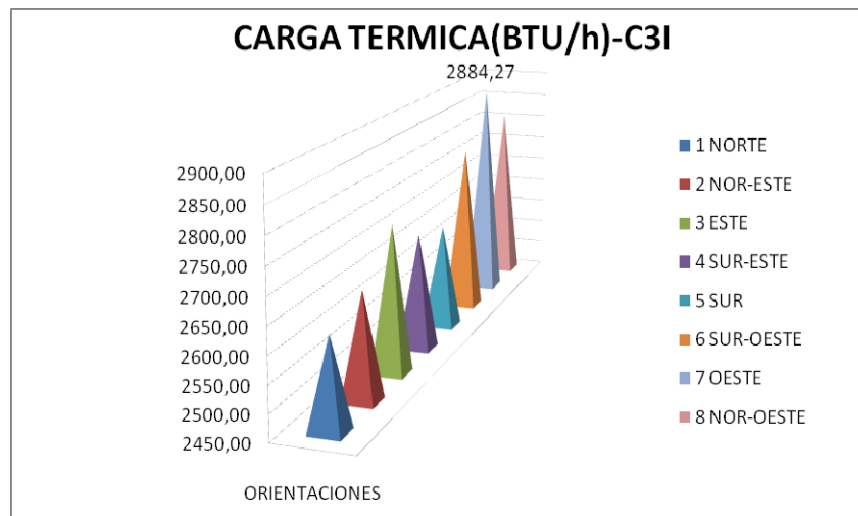


Figura 36. Carga térmica C3I

En la figura 37 se muestran las distintas cargas para las distintas orientaciones y la carga pico correspondiente a la orientación mas critica que para la Enfermería es 8768.38 Btu/h o 0.73TR presentada a las 14 hora solar.

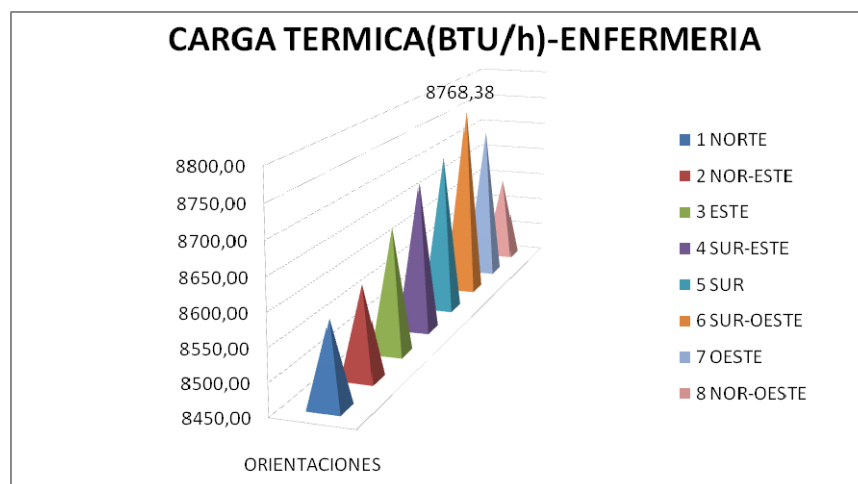


Figura 37. Carga térmica Enfermería

En la figura 38 se muestran las distintas cargas para las distintas orientaciones y la carga pico correspondiente a la orientación mas critica que para el

Camarote comandante es 9346.54Btu/h o 0.78TR presentada a las 12 hora solar.

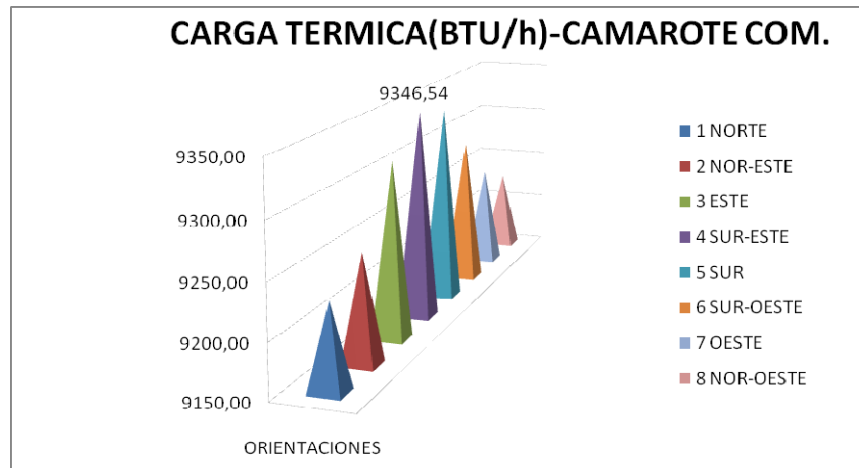


Figura 38. Carga térmica Camarote comandante

En la figura 39 se muestran las distintas cargas para las distintas orientaciones y la carga pico correspondiente a la orientación mas critica que para el Camarote 2 comandante es 6277.79Btu/h o 0.52TR presentada a las 12 hora solar.

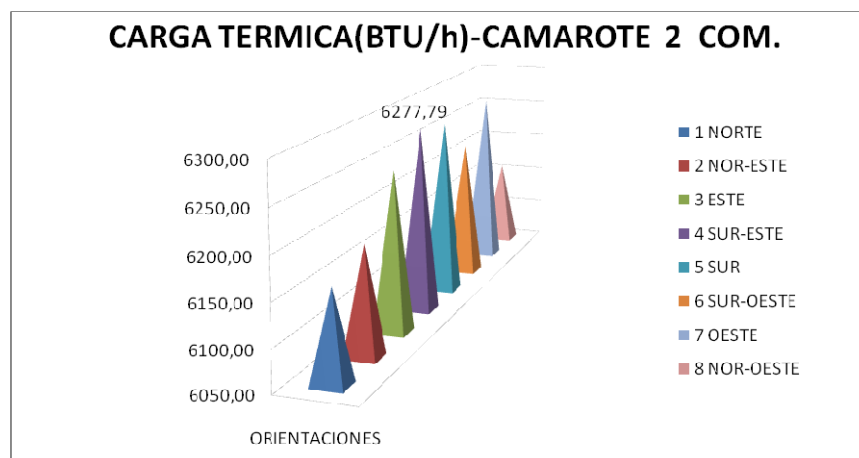


Figura 39. Carga térmica Camarote 2 comandante.

En la figura 40 se muestran las distintas cargas para las distintas orientaciones y la carga pico correspondiente a la orientación mas critica que para el Puente es 18666.36Btu/h o 1.56TR presentada a las 14 hora solar.

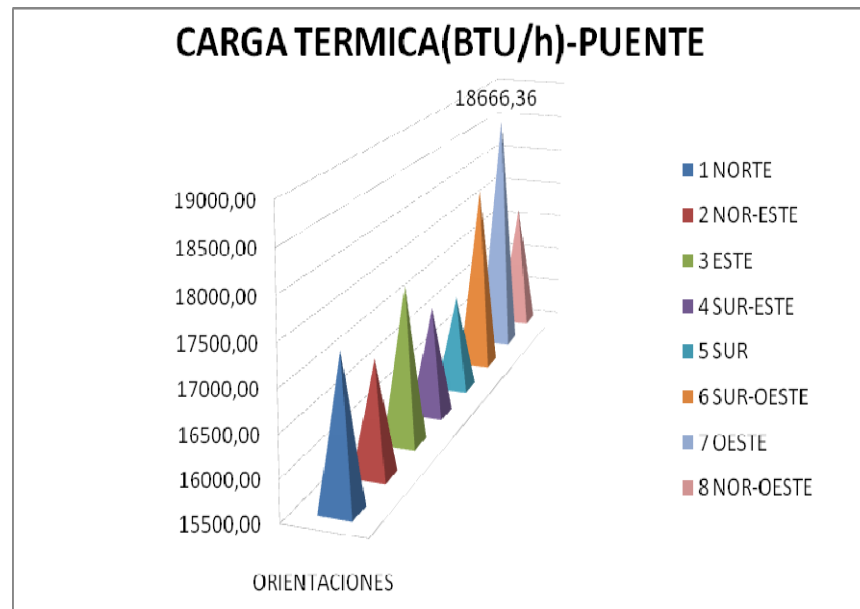


Figura 40. Carga térmica Puente

En la figura 41 se muestran las distintas cargas para las distintas orientaciones y la carga pico correspondiente a la orientación mas critica que para el Cuarto de radio es 4684.23Btu/h o 0.39TR presentada a las 16 hora solar.

Mediante la realización del cálculo comprobatorio se determinó que la carga térmica del sistema de aire acondicionado es un poco mayor que la calculada previamente debido a que con la metodología de SNAME se despreciaron muchos factores que son determinantes a la hora del cálculo comprobatorio como lo son; equipos menores, orientación critica del buque, carga critica según hora solar, estos factores obviamente causan un aumento en la capacidad del sistema, haciendo una comparación de la metodología ASHARE con la SNAME, pero realmente hay un sobredimensionamiento del sistema instalado. Por otro lado pudo establecerse que la operación de las unidades terminales del sistema de aire acondicionado tipo fan – coil (ventilador – serpentín) trabajan en algunos espacios acondicionados muy por debajo de su

capacidad instalada, siendo el espacio más crítico la Oficina del buque en donde las unidades operan a una carga del 30 % de su capacidad, lo que representa una operación ineficiente y por tanto un consumo energético mayor al realmente requerido. Solo en los camarotes ECF 1 y ECF 2 del buque se determinó que las unidades fan – coil están subdimensionadas pues están trabajando por encima de su capacidad nominal, por lo que no logra suplir las necesidades de enfriamiento del espacio.

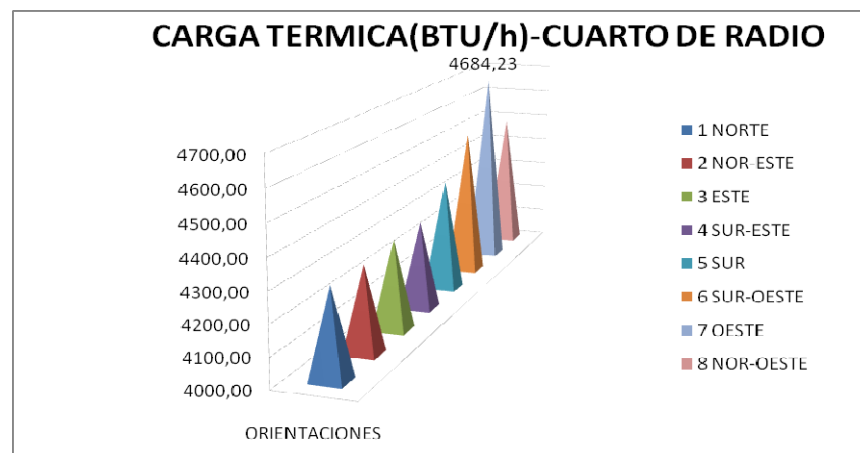


Figura 41. Carga térmica Cuarto de radio

9. VALORACIÓN ECONÓMICA DE AHORROS

Mediante el empleo de los resultados obtenidos en el cálculo de carga térmica y dimensionamiento de equipos se propone un equipo que se ajuste a la capacidad real requerida según los cálculos de la presente monografía.

Los resultados de los posibles ahorros por inversión inicial y por operación se resumen en la tabla 34.

La reducción de capacidad en porcentaje se obtiene restándole a un 100% la relación de la capacidad nominal del equipo propuesto con el instalado, en cuanto a la reducción de consumo se calcula con la diferencia de potencia consumida de los equipos que se están analizando (instalado-propuesto) restándole a un 100% esta relación.

El ahorro de consumo diario de 24 horas se obtiene con la reducción de consumo calculada, multiplicado por las 24 horas Y el anual con 90% de disponibilidad, sería el ahorro diario consumido por los 365 días del año multiplicado por 0.9 que corresponde al 90% de disponibilidad.

Por ultimo lo mas importante el costo por operación que se obtiene con el ahorro anual multiplicado por el costo del Kw. el cual dio un total para el propuesto de Carrier \$11.890.636 y el propuesto de la misma marca del instalado (Dunham Bush) \$10.449.347 lo cual nos muestra una diferencia de mas de un millón anual, por lo que es preferible elegir la marca Carrier aunque el costo inicial sea mayor, ya que en el tiempo este resulta mas económico.


ITEM	INSTALADO	1 PROPUESTO	INSTALADO	2 PROPUESTO
Referencia del Equipo	wcs Dunham Bush	30 HWC 018	wcs Dunham Bush	wcs Dunham Bush
Capacidad Nominal (TR)	20	15	20	15
Reducción de Capacidad (%)	25,0%		25,0%	
Potencia Consumida (Kw)	16,5	13,2	16,5	13,6
Reducción de Consumo (Kw)	3,3		2,9	
Reducción Potencia Consumida (%)	20,0%		17,6%	
Ahorro Consumo Diario (Kwh./día) Operando 24	79,2		69,6	
Ahorro Anual (Kwh/año) Disponibilidad 90% = 7884	26017		22864	
Ahorro por Operación (\$/año)	\$ 11.890.636		\$ 10.449.347	
Costo inicial del Equipo	52.000.000	44.776.000,00	52.000.000	42.500.000
Ahorro por inversión inicial (\$)	7.224.000		\$ 9.500.000	
Todos los cálculos re realizan con un factor de carga al 100%				
COSTO DE COMBUSTIBLE DIESEL				
Costo del combustible (\$/gal)	\$ 6.014	1		
Consumo del Generador gal/h/Kw	0,076	2		
Costo del Kw (\$/Kwh)	\$ 457			
1. Precio del Diesel a Enero del 2009				
2 Dato del fabricante para Generador Caterpillar C 4.4				

Tabla 34. Ahorro energético generado

Para el sistema evaluado de aire acondicionado se puede obtener ahorros económicos por operación a plena carga de los equipos por un valor aproximado de \$11.890.636 por año, trabajando 7884 horas/año las 24 horas al día el sistema de aire acondicionado. Además un ahorro por inversión inicial del sistema de aire acondicionado de aproximadamente \$7.244.000, esto si se instala el equipo *Carrier 30 HWC 018*, pero como el equipo que se encuentra instalado dentro de la nodriza es de marca *Dunham Bush* también propusimos un equipo con esta misma marca referencia *WCS Dunham Bush* teniendo unos ahorros económicos por operación a plena carga de los equipos por un valor aproximado de \$10.449.347 por año, trabajando 7884 horas/año las 24 horas al día el sistema de aire acondicionado. Además un ahorro por inversión inicial del sistema de aire acondicionado de aproximadamente \$9.500.000, solo considerando el chiller de agua fría.

CONCLUSIONES

Con la terminación de la presente monografía se pudo analizar muchas cosas en base a su desarrollo, de este análisis se obtuvieron las siguientes conclusiones:

- En el cálculo de carga térmica del buque se determino que la orientación SUR fue la de mayor criticidad esto se pudo lograr ubicando el buque en todas las posibles orientaciones.
- En el cálculo de carga térmica del buque se determino que a las 13 horas solares se daba la mayor carga térmica según orientación critica, este análisis fue importante ya que permitió una buena selección de los equipos.
- Se determino que los tipos de cargas que más afectan al buque en cuanto aumento de la carga térmica se refiere son por: transmisión de paredes y techos y también por equipos menores, lo que corresponde a un 48 y 19% respectivamente, de toda la carga térmica generada dentro del buque. Por otra parte la carga que menos afecto fue la carga por infiltración debido a que en la mayoría de los locales no se presento esta, solo en dos locales fue aplicada.
- Se determino que los locales que más contribuyen al aumento de la carga dentro del buque son: el Puente y el rancho, la orientación y hora de mayor criticidad generada en el Puente se presento al OESTE y a las 14 horas respectivamente, en cuanto al Rancho estas se presentaron al SUR y a las 13 horas, por otro lado el local de menor incidencia en el aumento de la carga es la Oficina y el cuarto C3I.

- En el cálculo de las capacidades de los equipos se presento que los locales (Camarote ECF 2 y ECF 1) se encuentran subdimensionados debido a que los equipos (Fan-Coil) instalados actualmente no logran suplir con la carga térmica generada dentro de ellos es decir; que la condición de operación está por encima de la capacidad del equipo y siempre existirá una sobrecarga del mismo. Por otro lado hay un sobredimensionamiento en los locales (Oficina y el cuarto C3I) debido a que la carga generada en estos locales es muy pequeña en comparación con la capacidad del equipo lo que genera un gasto económico innecesario tanto por inversión inicial como por costo de operación.
- La unidades tipo fan coil trabajan en su mayor parte muy por debajo de su capacidad nominal en cada uno de los locales, determinándose que en algunos espacios llegan a trabajar hasta en un factor de carga del 15%.
- Para la selección de los equipos (Fan-Coil) se tuvo en cuenta las curvas del serpentín para determinar las capacidades en cada uno de los locales para esto fue importante conocer la orientación y hora de mayor criticidad para cada uno de los locales permitiendo así, que el equipo cumpliera con la demanda de carga del local sin importar la ubicación ni el horario de operación durante el día.
- El cálculo de carga térmica de toda la nodriza arrojó un resultado de 14,22TR teniendo en cuenta todas las variables de diseño nombradas anteriormente, en el cálculo fue de gran importancia conocer exactamente la criticidad del buque, ya que sabiendo esto se lograría suplir con todas la necesidades del buque, también es importante saber que el valor de este resultado va acompañado de un factor de seguridad del 10% de la carga total, esto debido a que puede existir una carga adicional por fuera de la diseño.

- Para el sistema evaluado de aire acondicionado se puede obtener ahorros económicos por operación a plena carga de los equipos por un valor aproximado de \$11.890.636 por año, trabajando 7884 horas/año las 24 horas al día el sistema de aire acondicionado. Además un ahorro por inversión inicial del sistema de aire acondicionado de aproximadamente \$7.244.000, esto si se instala el equipo *Carrier 30 HWC 018*, pero como el equipo que se encuentra instalado dentro de la nodriza es de marca *Dunham Bush* también propusimos un equipo con esta misma marca referencia *WCS Dunham Bush* teniendo unos ahorros económicos por operación a plena carga de los equipos por un valor aproximado de \$10.449.347 por año, trabajando 7884 horas/año las 24 horas al día el sistema de aire acondicionado. Además un ahorro por inversión inicial del sistema de aire acondicionado de aproximadamente \$9.500.000, solo considerando el chiller de agua fría. Todos estos ahorros solo considerando cambios de las unidades seleccionadas para futuras construcciones de las nodrizas.

RECOMENDACIONES

- Como se tomaron los valores del coeficiente global de transferencia de calor U basados en valores dados para estructuras aisladas con fibra de vidrio mientras que el aislamiento empleado en la nodriza fue poliuretano expandido con laminas metálicas de acero naval y los calculo fueron desarrollados de esta forma, se recomienda para futuros cálculos estudiar el comportamiento térmico de estos materiales para determinar así el coeficiente global de transferencia de calor para este tipo de aislantes, es importante aclarar que actualmente ya se está trabajando en los grupos de investigación, el prototipo para determinar coeficientes globales de transferencia de calor U.
- Sería importante desarrollar los cálculos comprobatorios de este estudio, ya sea mediante un prototipo a escala de los locales con mas criticidad dentro de la nodriza y simulando las condiciones reales de operación, es importante aclarar que este estudio está proyectado dentro del grupo de investigación pensando en un estudio más certero en cuanto a condiciones reales de operación se refiere.
- Para futuras inversiones tener en cuenta el subdimensionamiento que existe en los locales Camarote ECF 2 y ECF 1, colocando un equipo (Fan-Coil) de mayor capacidad, ya que la demanda de carga térmica del local así lo amerita.
- Como en la mayoría de los locales existe un sobredimensionamiento de las capacidades de los equipos se recomienda obtener un ahorro por operación, esto se lograra disminuyendo el flujo de aire (bajo-medio-alto) de salida de cada fan-coil y verificando una vez balanceado el equipo, cumpla con la necesidad de carga que exista dentro del local, a través de este método de podrán obtener ahorros significativos de operación, es importante aclarar que este estudio se verifico en campo y realmente los beneficios son grandes.

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1] ASHRAE. (1989). Fundamentals Handbook. Atlanta, USA.
- [2] SNAME. Recommended Practices for Merchant Ship Heating, Ventilation and Air Conditioning Design Calculations. Technical and Research Bulletin 4-16. 1980.
- [3] SNAME. Marine Engineering. 1992, Cap. 21.
- [4] SNAME. Thermal Insulation Report. Technical and Research Bulletin 4-7. New York.1963.
- [5] ASHRAE. Applications Handbook. 1995. Cap. 10.
- [6] ASHRAE. Fundamentals Handbook. 1977.
- [7] ASHRAE. Refrigeration, Systems and Applications Handbook. 1994
- [8] **Lugo**, Ricardo y Sierra A. Evaluación energética de los sistemas de conversión y consumo de energía de un buque tipo nodriza fluvial. Tesis de grado. Especialización en Eficiencia Energética. Universidad del Atlántico. 2004.
- [9] Guide for Passenger Comfort on Ships. American Bureau of Shipping ABS. Houston, TX. USA. 2002.
- [10] Documentos de Clases. Diplomado Uso Racional de la Energía. Módulo de Refrigeración y Aire Acondicionado. UTB. 2006.

[11] **Quadri**, Néstor. Sistemas de aire acondicionado, calidad del aire interior. Editorial Alsina

[12] <http://www.semm.org/medmarit/pdfrev/1mm51aehs2.pdf>

[13] <http://www.ideam.gov.co/sectores/aero/climat/index41.htm>

[14] <http://www.handsdownsoftware.com>

ANEXOS

ANEXO A. DESCRIPCION, TIPOS DE ILUMINARIA Y DE BALASTROS

Table 2 Typical Nonincandescent Light Fixtures

Description	Ballast	Watts/Lamp	Lamps/Fixture	Lamp Watts	Fixture Watts	Special Allowance Factor	Description	Ballast	Watts/Lamp	Lamps/Fixture	Lamp Watts	Fixture Watts	Special Allowance Factor
Compact Fluorescent Fixtures													
Twin, (1) 5 W lamp	Mag-Std	5	1	5	9	1.80	Twin, (2) 40 W lamp	Mag-Std	40	2	80	85	1.06
Twin, (1) 7 W lamp	Mag-Std	7	1	7	10	1.43	Quad, (1) 13 W lamp	Electronic	13	1	13	15	1.15
Twin, (1) 9 W lamp	Mag-Std	9	1	9	11	1.22	Quad, (1) 26 W lamp	Electronic	26	1	26	27	1.04
Quad, (1) 13 W lamp	Mag-Std	13	1	13	17	1.31	Quad, (2) 18 W lamp	Electronic	18	2	36	38	1.06
Quad, (2) 18 W lamp	Mag-Std	18	2	36	45	1.25	Quad, (2) 26 W lamp	Electronic	26	2	52	50	0.96
Quad, (2) 22 W lamp	Mag-Std	22	2	44	48	1.09	Twin or multi, (2) 32 W lamp	Electronic	32	2	64	62	0.97
Quad, (2) 26 W lamp	Mag-Std	26	2	52	66	1.27							
Fluorescent Fixtures													
(1) 450 mm, T8 lamp	Mag-Std	15	1	15	19	1.27	(4) 1200 mm, T8 lamp	Electronic	32	4	128	120	0.94
(1) 450 mm, T12 lamp	Mag-Std	15	1	15	19	1.27	(1) 1500 mm, T12 lamp	Mag-Std	50	1	50	63	1.26
(2) 450 mm, T8 lamp	Mag-Std	15	2	30	36	1.20	(2) 1500 mm, T12 lamp	Mag-Std	50	2	100	128	1.28
(2) 450 mm, T12 lamp	Mag-Std	15	2	30	36	1.20	(1) 1500 mm, T12 HO lamp	Mag-Std	75	1	75	92	1.23
(1) 600 mm, T8 lamp	Mag-Std	17	1	17	24	1.41	(2) 1500 mm, T12 HO lamp	Mag-Std	75	2	150	168	1.12
(1) 600 mm, T12 lamp	Mag-Std	20	1	20	28	1.40	(1) 1500 mm, T12 ES VHO lamp	Mag-Std	135	1	135	165	1.22
(2) 600 mm, T12 lamp	Mag-Std	20	2	40	56	1.40	(2) 1500 mm, T12 ES VHO lamp	Mag-Std	135	2	270	310	1.15
(1) 600 mm, T12 HO lamp	Mag-Std	35	1	35	62	1.77	(1) 1500 mm, T12 HO lamp	Mag-ES	75	1	75	88	1.17
(2) 600 mm, T12 HO lamp	Mag-Std	35	2	70	90	1.29	(2) 1500 mm, T12 HO lamp	Mag-ES	75	2	150	176	1.17
(1) 600 mm, T8 lamp	Electronic	17	1	17	16	0.94	(1) 1500 mm, T12 lamp	Electronic	50	1	50	44	0.88
(2) 600 mm, T8 lamp	Electronic	17	2	34	31	0.91	(2) 1500 mm, T12 lamp	Electronic	50	2	100	88	0.88
(1) 900 mm, T12 lamp	Mag-Std	30	1	30	46	1.53	(1) 1500 mm, T12 HO lamp	Electronic	75	1	75	69	0.92
(2) 900 mm, T12 lamp	Mag-Std	30	2	60	81	1.35	(2) 1500 mm, T12 HO lamp	Electronic	75	2	150	138	0.92
(1) 900 mm, T12 ES lamp	Mag-Std	25	1	25	42	1.68	(1) 1500 mm, T8 lamp	Electronic	40	1	40	36	0.90
(2) 900 mm, T12 ES lamp	Mag-Std	25	2	50	73	1.46	(2) 1500 mm, T8 lamp	Electronic	40	2	80	72	0.90
(1) 900 mm, T12 HO lamp	Mag-Std	50	1	50	70	1.40	(3) 1500 mm, T8 lamp	Electronic	40	3	120	106	0.88
(2) 900 mm, T12 HO lamp	Mag-Std	50	2	100	114	1.14	(4) 1500 mm, T8 lamp	Electronic	40	4	160	134	0.84
(2) 900 mm, T12 lamp	Mag-ES	30	2	60	74	1.23	(1) 1800 mm, T12 lamp	Mag-Std	55	1	55	76	1.38
(2) 900 mm, T12 ES lamp	Mag-ES	25	2	50	66	1.32	(2) 1800 mm, T12 lamp	Mag-Std	55	2	110	122	1.11
(1) 900 mm, T12 lamp	Electronic	30	1	30	31	1.03	(3) 1800 mm, T12 lamp	Mag-Std	55	3	165	202	1.22
(1) 900 mm, T12 ES lamp	Electronic	25	1	25	26	1.04	(4) 1800 mm, T12 lamp	Mag-Std	55	4	220	244	1.11
(1) 900 mm, T8 lamp	Electronic	25	1	25	24	0.96	(1) 1800 mm, T12 HO lamp	Mag-Std	85	1	85	120	1.41
(2) 900 mm, T12 lamp	Electronic	30	2	60	58	0.97	(2) 1800 mm, T12 HO lamp	Mag-Std	85	2	170	220	1.29
(2) 900 mm, T12 ES lamp	Electronic	25	2	50	50	1.00	(1) 1800 mm, T12 VHO lamp	Mag-Std	160	1	160	180	1.13
(2) 900 mm, T8 lamp	Electronic	25	2	50	46	0.92	(2) 1800 mm, T12 VHO lamp	Mag-Std	160	2	320	330	1.03
(2) 900 mm, T8 HO lamp	Electronic	25	2	50	50	1.00	(2) 1800 mm, T12 lamp	Mag-ES	55	2	110	122	1.11
(2) 900 mm, T8 VHO lamp	Electronic	25	2	50	70	1.40	(4) 1800 mm, T12 lamp	Mag-ES	55	4	220	244	1.11
(1) 1200 mm, T12 lamp	Mag-Std	40	1	40	55	1.38	(2) 1800 mm, T12 HO lamp	Mag-ES	85	2	170	194	1.14
(2) 1200 mm, T12 lamp	Mag-Std	40	2	80	92	1.15	(4) 1800 mm, T12 HO lamp	Mag-ES	85	4	340	388	1.14
(3) 1200 mm, T12 lamp	Mag-Std	40	3	120	140	1.17	(1) 1800 mm, T12 lamp	Electronic	55	1	55	68	1.24
(4) 1200 mm, T12 lamp	Mag-Std	40	4	160	184	1.15	(2) 1800 mm, T12 lamp	Electronic	55	2	110	108	0.98
(1) 1200 mm, T12 ES lamp	Mag-Std	34	1	34	48	1.41	(3) 1800 mm, T12 lamp	Electronic	55	3	165	176	1.07
(2) 1200 mm, T12 ES lamp	Mag-Std	34	2	68	82	1.21	(4) 1800 mm, T12 lamp	Electronic	55	4	220	216	0.98
(3) 1200 mm, T12 ES lamp	Mag-Std	34	3	102	100	0.98	(1) 2400 mm, T12 ES lamp	Mag-Std	60	1	60	75	1.25
(4) 1200 mm, T12 ES lamp	Mag-Std	34	4	136	164	1.21	(2) 2400 mm, T12 ES lamp	Mag-Std	60	2	120	128	1.07
(1) 1200 mm, T12 ES lamp	Mag-ES	34	1	34	43	1.26	(3) 2400 mm, T12 ES lamp	Mag-Std	60	3	180	203	1.13
(2) 1200 mm, T12 ES lamp	Mag-ES	34	2	68	72	1.06	(4) 2400 mm, T12 ES lamp	Mag-Std	60	4	240	256	1.07
(3) 1200 mm, T12 ES lamp	Mag-ES	34	3	102	115	1.13	(1) 2400 mm, T12 ES HO lamp	Mag-Std	95	1	95	112	1.18
(4) 1200 mm, T12 ES lamp	Mag-ES	34	4	136	144	1.06	(2) 2400 mm, T12 ES HO lamp	Mag-Std	95	2	190	227	1.19
(1) 1200 mm, T8 lamp	Mag-ES	32	1	32	35	1.09	(3) 2400 mm, T12 ES HO lamp	Mag-Std	95	3	285	380	1.33
(2) 1200 mm, T8 lamp	Mag-ES	32	2	64	71	1.11	(4) 2400 mm, T12 ES HO lamp	Mag-Std	95	4	380	454	1.19
(3) 1200 mm, T8 lamp	Mag-ES	32	3	96	110	1.15	(1) 2400 mm, T12 ES VHO lamp	Mag-Std	185	1	185	205	1.11
(4) 1200 mm, T8 lamp	Mag-ES	32	4	128	142	1.11	(2) 2400 mm, T12 ES VHO lamp	Mag-Std	185	2	370	380	1.03
(1) 1200 mm, T12 ES lamp	Electronic	34	1	34	32	0.94	(3) 2400 mm, T12 ES VHO lamp	Mag-Std	185	3	555	585	1.05
(2) 1200 mm, T12 ES lamp	Electronic	34	2	68	60	0.88	(4) 2400 mm, T12 ES VHO lamp	Mag-Std	185	4	740	760	1.03
(3) 1200 mm, T12 ES lamp	Electronic	34	3	102	92	0.90	(2) 2400 mm, T12 ES lamp	Mag-ES	60	2	120	123	1.03
(4) 1200 mm, T12 ES lamp	Electronic	34	4	136	120	0.88	(3) 2400 mm, T12 ES lamp	Mag-ES	60	3	180	210	1.17
(1) 1200 mm, T8 lamp	Electronic	32	1	32	32	1.00	(4) 2400 mm, T12 ES lamp	Mag-ES	60	4	240	246	1.03
(2) 1200 mm, T8 lamp	Electronic	32	2	64	60	0.94	(2) 2400 mm, T12 ES HO lamp	Mag-ES	95	2	190	207	1.09
(3) 1200 mm, T8 lamp	Electronic	32	3	96	93	0.97	(4) 2400 mm, T12 ES HO lamp	Mag-ES	95	4	380	414	1.09

Table 2 Typical Nonincandescent Light Fixtures (Continued)

Description	Ballast	Watts/Lamp	Lamps/Fixture	Lamp Watts	Fixture Watts	Special Allowance Factor	Description	Ballast	Watts/Lamp	Lamps/Fixture	Lamp Watts	Fixture Watts	Special Allowance Factor
(1) 2400 mm, T12 ES lamp	Electronic	60	1	60	69	1.15	(1) 2400 mm, T8 HO lamp	Electronic	59	1	59	68	1.15
(2) 2400 mm, T12 ES lamp	Electronic	60	2	120	110	0.92	(1) 2400 mm, T8 VHO lamp	Electronic	59	1	59	71	1.20
(3) 2400 mm, T12 ES lamp	Electronic	60	3	180	179	0.99	(2) 2400 mm, T8 lamp	Electronic	59	2	118	109	0.92
(4) 2400 mm, T12 ES lamp	Electronic	60	4	240	220	0.92	(3) 2400 mm, T8 lamp	Electronic	59	3	177	167	0.94
(1) 2400 mm, T12 ES HO lamp	Electronic	95	1	95	80	0.84	(4) 2400 mm, T8 lamp	Electronic	59	4	236	219	0.93
(2) 2400 mm, T12 ES HO lamp	Electronic	95	2	190	173	0.91	(2) 2400 mm, T8 HO lamp	Electronic	86	2	172	160	0.93
(4) 2400 mm, T12 ES HO lamp	Electronic	95	4	380	346	0.91	(4) 2400 mm, T8 HO lamp	Electronic	86	4	344	320	0.93
(1) 2400 mm, T8 lamp	Electronic	59	1	59	58	0.98							
Circular Fluorescent Fixtures													
Circlite, (1) 20 W lamp	Mag-PH	20	1	20	20	1.00	(2) 200 mm circular lamp	Mag-RS	22	2	44	52	1.18
Circlite, (1) 22 W lamp	Mag-PH	22	1	22	20	0.91	(1) 300 mm circular lamp	Mag-RS	32	1	32	31	0.97
Circline, (1) 32 W lamp	Mag-PH	32	1	32	40	1.25	(2) 300 mm circular lamp	Mag-RS	32	2	64	62	0.97
(1) 150 mm circular lamp	Mag-RS	20	1	20	25	1.25	(1) 400 mm circular lamp	Mag-Std	40	1	40	35	0.88
(1) 200 mm circular lamp	Mag-RS	22	1	22	26	1.18							
High-Pressure Sodium Fixtures													
(1) 35 W lamp	HID	35	1	35	46	1.31	(1) 250 W lamp	HID	250	1	250	295	1.18
(1) 50 W lamp	HID	50	1	50	66	1.32	(1) 310 W lamp	HID	310	1	310	365	1.18
(1) 70 W lamp	HID	70	1	70	95	1.36	(1) 360 W lamp	HID	360	1	360	414	1.15
(1) 100 W lamp	HID	100	1	100	138	1.38	(1) 400 W lamp	HID	400	1	400	465	1.16
(1) 150 W lamp	HID	150	1	150	188	1.25	(1) 1000 W lamp	HID	1000	1	1000	1100	1.10
(1) 200 W lamp	HID	200	1	200	250	1.25							
Metal Halide Fixtures													
(1) 32 W lamp	HID	32	1	32	43	1.34	(1) 250 W lamp	HID	250	1	250	295	1.18
(1) 50 W lamp	HID	50	1	50	72	1.44	(1) 400 W lamp	HID	400	1	400	458	1.15
(1) 70 W lamp	HID	70	1	70	95	1.36	(2) 400 W lamp	HID	400	2	800	916	1.15
(1) 100 W lamp	HID	100	1	100	128	1.28	(1) 750 W lamp	HID	750	1	750	850	1.13
(1) 150 W lamp	HID	150	1	150	190	1.27	(1) 1000 W lamp	HID	1000	1	1000	1080	1.08
(1) 175 W lamp	HID	175	1	175	215	1.23	(1) 1500 W lamp	HID	1500	1	1500	1610	1.07
Mercury Vapor Fixtures													
(1) 40 W lamp	HID	40	1	40	50	1.25	(1) 250 W lamp	HID	250	1	250	290	1.16
(1) 50 W lamp	HID	50	1	50	74	1.48	(1) 400 W lamp	HID	400	1	400	455	1.14
(1) 75 W lamp	HID	75	1	75	93	1.24	(2) 400 W lamp	HID	400	2	800	910	1.14
(1) 100 W lamp	HID	100	1	100	125	1.25	(1) 700 W lamp	HID	700	1	700	780	1.11
(1) 175 W lamp	HID	175	1	175	205	1.17	(1) 1000 W lamp	HID	1000	1	1000	1075	1.08

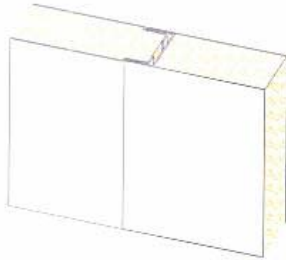
Abbreviations: Mag = electromagnetic; ES = energy saver; Std = standard; HID = high-intensity discharge; HO = high output; VHO = very high output; PH = preheat; RS = rapid start

**ANEXO B. ESPECIFICACIONES TÉCNICAS DE LOS MAMPAROS
EMPLEADOS EN LA NODRIZA**

● WALL PANEL SYSTEM 壁板系统

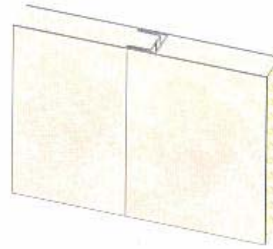


Type No. B50A
型号 B50A



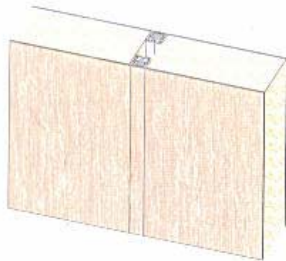
0.6mm Thickness of steel sheet finished with PVC film or galvanized
0.6mm 厚的贴膜钢板或镀锌钢板
Rock wool of density 150kg/m³
岩棉 150kg/m³

Type No. B30A
型号 B30A



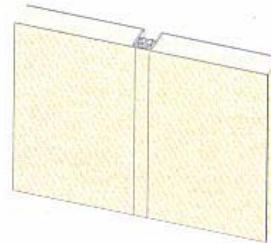
0.6mm Thickness of steel sheet finished with PVC film or galvanized
0.6mm 厚的贴膜钢板或镀锌钢板
Rock wool of density 150kg/m³
岩棉 150kg/m³

Type No. B50C
型号 B50C



0.6mm Thickness of steel sheet finished with PVC film or galvanized
0.6mm 厚的贴膜钢板或镀锌钢板
Rock wool of density 150kg/m³
岩棉 150kg/m³

Type No. B25C
型号 B25C



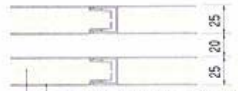
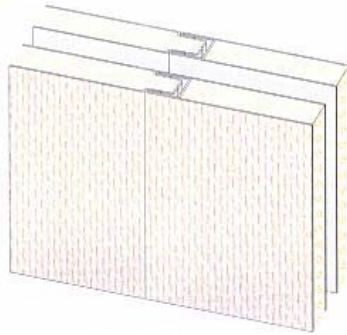
0.6mm Thickness of steel sheet finished with PVC film or galvanized
0.6mm 厚的贴膜钢板或镀锌钢板
Rock wool of density 150kg/m³
岩棉 150kg/m³

Type No.	型号	B50A	B30A	B50C	B25C
Fire class	防火级别	B-15	B-0	B-15	B-0
Dimension	尺寸	550mm width Required length (Max. 3000mm Height) 宽度 550mm 高度可选 (最高 3000mm)			
Weight	重量	18.4 kg/m ²	15.2 kg/m ²	17.9 kg/m ²	14.0 kg/m ²
Sound reduction	隔声量	33 dB(A)	31 dB(A)	33 dB(A)	31 dB(A)
Thermal transmittance	传热系数	0.68 kcal/m ² h°C	1.13 kcal/m ² h°C	0.68 kcal/m ² h°C	1.36 kcal/m ² h°C
Surface finish	面材	PVC film or galvanized (PVC film 150μ, low flame spread) 贴膜 PVC 厚度 150μ 低播焰			
Tolerances	公差	Width: ±1, Height: ±3, Thickness: ±1 宽度 ±1, 高度 ±3, 厚度 ±1			

WALL PANEL SYSTEM 壁板系统

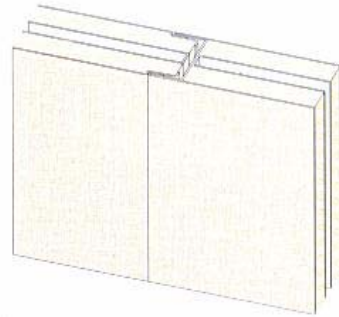


Type No. B70SA
型号 B70SA



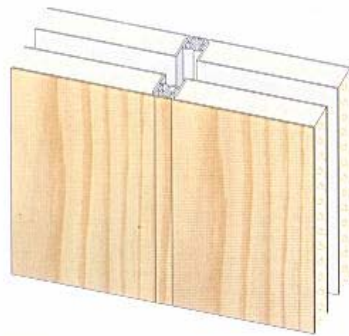
0.7mm Thickness of steel sheet finished with PVC film or galvanized
0.7mm 厚的貼膜鋼板或鍍錫鋼板
Rock wool of density 150kg/m³
岩棉 150kg/m³

Type No. B50SA
型号 B50SA



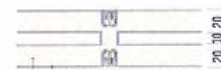
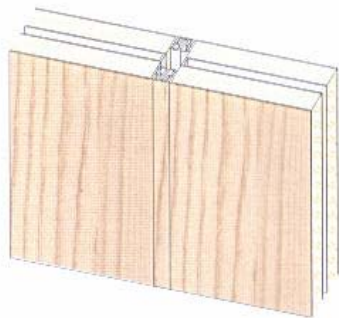
0.7mm Thickness of steel sheet finished with PVC film or galvanized
0.7mm 厚的貼膜鋼板或鍍錫鋼板
Rock wool of density 150kg/m³
岩棉 150kg/m³

Type No. B70SC
型号 B70SC



0.7mm Thickness of steel sheet finished with PVC film or galvanized
0.7mm 厚的貼膜鋼板或鍍錫鋼板
Rock wool of density 150kg/m³
岩棉 150kg/m³

Type No. B50SC
型号 B50SC



0.7mm Thickness of steel sheet finished with PVC film or galvanized
0.7mm 厚的貼膜鋼板或鍍錫鋼板
Rock wool of density 150kg/m³
岩棉 150kg/m³

Type No.	型号	B70SA	B50SA	B70SC	B50SC
Fire class	防火级别	B-15	B-0	B-15	B-0
Dimension	尺寸	550mm width	Required length (Max. 3000mm Height)	宽度 550mm 高度可选 (最高 3000mm)	
Weight	重量	28.9kg/m ²	27.4 kg/m ²	27.9 kg/m ²	26.4kg/m ²
Sound reduction	隔声量	44dB (A)	42dB (A)	44dB (A)	42 dB (A)
Thermal transmittance	传热系数	0.68 kcal/m ² h ² C	0.85kcal/m ² h ² C	0.68 kcal/m ² h ² C	0.85kcal/m ² h ² C
Surface finish	面材	PVC film or galvanized (PVC film 150μ, low flame spread) 贴 PVC 或镀锌 (PVC 厚度 150μ 低烟焰)			
Tolerances	公差	Width ±1, Height ±3, Thickness -1		宽度 ±1, 高度 ±3, 厚度 -1	

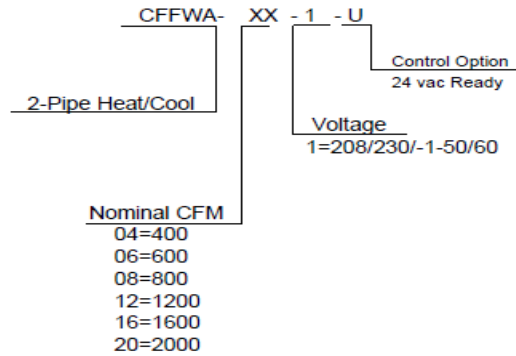
**ANEXO C. ESPECIFICACIONES TECNICAS DEL FAN-COIL MULTIAQUA
CFFZA-04 Y CFFZA-06**

Multiaaqua™

aaqua™ logo featuring a water droplet and ripples." data-bbox="418 228 681 281"/>

CFFWA NOMENCLATURE BREAKDOWN

2-Pipe Heat/Cool Universal Mount Fan Coil



Available Model Numbers
CFFWA-04-1-U
CFFWA-06-1-U
CFFWA-08-1-U
CFFWA-12-1-U
CFFWA-16-1-U
CFFWA-20-1-U

CFFWA Product Specifications

Physical Data								
Model Number	Height (in)	Length (in)	Depth (in)	Weight (lbs)	Cooling Rows FPI	Water Inlet (in)	Water Outlet (in)	Drain (in)
CFFWA-04-1-U	25.27	40.31	9.01	79.37	2-13	1/2	1/2	1/2
CFFWA-06-1-U	25.27	40.31	9.01	83.77	3-13	1/2	1/2	1/2
CFFWA-08-1-U	25.27	40.31	9.01	88.18	4-13	1/2	1/2	1/2
CFFWA-12-1-U	25.27	52.13	9.01	116.84	3-13	3/4	3/4	1/2
CFFWA-16-1-U	25.27	75.78	9.01	158.73	3-14	3/4	3/4	1/2
CFFWA-20-1-U	25.27	75.78	9.01	163.14	4-14	1	1	1/2

Electrical Data						
Model Number	CFM	Volts/Phase/Hertz	Motor HP	Full Load Ampacity	Fuse or HACR Circuit Breaker Per Circuit	
					Minimum Amps	Maximum Amps
CFFWA-04-1-U	436	208/230-1-50/60	1/15	0.56	.70	2
CFFWA-06-1-U	520		1/15	0.56	.70	2
CFFWA-08-1-U	650		1/8	0.83	1.04	3
CFFWA-12-1-U	735		1/8 & 1/20	2.09	2.49	4
CFFWA-16-1-U	1360		1/8 & 1/8	3.18	3.59	5
CFFWA-20-1-U	1335		1/8 & 1/8	3.18	3.59	5

CFFWA Chilled Water Performance Data

CFFWA-04 COOLING CAPACITIES					
CFM	EWT (°F)	GPM	ENTERING AIR TEMPERATURE (F)		
				80° D.B. / 67° W.B.	75° D.B. / 63° W.B.
436	42	1.5	TC	10.5	8.0
			SC	7.9	7.0
			WPD	3.6	3.6
		2.0	TC	11.8	9.0
			SC	8.4	7.4
			WPD	6.0	6.0
		2.5	TC	12.7	9.7
			SC	8.7	7.6
			WPD	9.0	9.0
		3.0	TC	13.3	10.2
			SC	9.0	7.8
			WPD	12.6	12.6

CFFWA-04 COOLING CAPACITIES					
CFM	EWT (°F)	GPM	ENTERING AIR TEMPERATURE (F)		
				80° D.B. / 67° W.B.	75° D.B. / 63° W.B.
436	45	1.5	TC	9.6	7.3
			SC	7.6	6.7
			WPD	3.6	3.6
		2.0	TC	10.8	8.3
			SC	8.1	7.1
			WPD	6.0	6.0
		2.5	TC	11.6	8.9
			SC	8.3	7.3
			WPD	9.0	9.0
		3.0	TC	12.2	9.3
			SC	8.6	7.5
			WPD	12.6	12.6

CFFWA Hot Water Performance Data

CFFWA-04 HEATING CAPACITIES												
ENTERING AIR (°F)	CFM	GPM	WPD	ENTERING WATER TEMPERATURE (°F)								
				100°	110°	120°	130°	140°	150°	160°	170°	180°
50	436	1.5	3.6	13	15.6	18.1	20.7	23.3	25.9	28.5	31.1	33.7
		2	6	13.6	16.3	19	21.7	24.4	27.1	29.8	32.5	35.2
		2.5	9	13.9	16.7	19.5	22.3	25	27.8	30.6	33.4	36.2
		3	12.6	14.2	17	19.9	22.7	25.2	28.4	31.2	34	36.9

CFFWA-04 HEATING CAPACITIES												
ENTERING AIR (°F)	CFM	GPM	WPD	ENTERING WATER TEMPERATURE (°F)								
				100°	110°	120°	130°	140°	150°	160°	170°	180°
60	436	1.5	3.6	10.4	13	15.6	18.1	20.7	23.3	25.9	28.5	31.1
		2	6	10.8	13.6	16.3	19	21.7	24.4	27.1	29.8	32.5
		2.5	9	11.1	13.9	16.7	19.5	22.3	25	27.8	30.6	33.4
		3	12.6	11.5	14.4	17.2	20.1	23	25.9	28.7	31.6	34.5

CFFWA-04 HEATING CAPACITIES												
ENTERING AIR (°F)	CFM	GPM	WPD	ENTERING WATER TEMPERATURE (°F)								
				100°	110°	120°	130°	140°	150°	160°	170°	180°
70	436	1.5	3.6	7.8	10.4	13	15.6	18.1	20.7	23.3	25.9	28.5
		2	6	8.1	10.8	13.6	16.3	19	21.7	24.4	27.1	29.8
		2.5	9	8.3	11.1	13.9	16.7	19.5	22.3	25	27.8	30.6
		3	12.6	8.5	11.3	14.2	17	19.9	22.7	25.5	28.4	31.2

CFFWA-04 HEATING CAPACITIES												
ENTERING AIR (°F)	CFM	GPM	WPD	ENTERING WATER TEMPERATURE (°F)								
				100°	110°	120°	130°	140°	150°	160°	170°	180°
80	436	1.5	3.6	5.2	7.8	10.4	13	15.6	18.1	20.7	23.3	25.9
		2	6	5.4	8.1	10.8	13.6	16.3	19	21.7	24.4	27.1
		2.5	9	5.6	8.3	11.1	13.9	16.7	19.5	22.3	25	27.8
		3	12.6	5.7	8.5	11.3	14.2	17	19.9	22.7	25.5	28.4

CFFWA Chilled Water Performance Data

CFFWA-06 COOLING CAPACITIES					
CFM	EWT (°F)	GPM	ENTERING AIR TEMPERATURE (F)		
				80° D.B. / 67° W.B.	75° D.B. / 63° W.B.
520	42	3.0	TC	18.4	14.1
			SC	13.0	11.4
			WPD	14.7	14.7
		3.5	TC	19.2	14.7
			SC	13.3	11.6
			WPD	19.3	19.3
		4.0	TC	19.9	15.2
			SC	13.6	11.8
			WPD	24.3	24.3
		4.5	TC	20.3	15.5
			SC	13.7	11.9
			WPD	29.9	29.9

CFFWA-06 COOLING CAPACITIES					
CFM	EWT (°F)	GPM	ENTERING AIR TEMPERATURE (F)		
				80° D.B. / 67° W.B.	75° D.B. / 63° W.B.
520	45	3.0	TC	16.9	12.9
			SC	12.4	10.9
			WPD	14.7	14.7
		3.5	TC	17.6	13.5
			SC	12.7	11.1
			WPD	19.3	19.3
		4.0	TC	18.2	13.9
			SC	12.9	11.3
			WPD	24.3	24.3
		4.5	TC	18.6	14.2
			SC	13.1	11.4
			WPD	29.9	29.9

CFFWA Hot Water Performance Data

CFFWA-06 HEATING CAPACITIES													
ENTERING AIR (°F)	CFM	GPM	WPD	ENTERING WATER TEMPERATURE (°F)									
				100°	110°	120°	130°	140°	150°	160°	170°	180°	
50	520	3	14.7	20.9	25	29.2	33.4	37.5	41.7	45.9	50.1	54.2	
		3.5	19.3	21.2	25.5	29.7	33.9	38.2	42.4	46.7	50.9	55.2	
		4	24.3	21.5	25.7	30	34.3	38.6	42.9	47.2	51.5	55.8	
		4.5	29.9	21.6	25.9	30.2	34.5	38.9	43.2	47.5	51.8	56.1	

CFFWA-06 HEATING CAPACITIES													
ENTERING AIR (°F)	CFM	GPM	WPD	ENTERING WATER TEMPERATURE (°F)									
				100°	110°	120°	130°	140°	150°	160°	170°	180°	
60	520	3	14.7	16.7	20.9	25	29.2	33.4	37.5	41.7	45.9	50.1	
		3.5	19.3	17	21.2	25.5	29.7	33.9	38.2	42.4	46.7	50.9	
		4	24.3	17.2	21.5	25.7	30	34.3	38.6	42.9	47.2	51.5	
		4.5	29.9	17.3	21.6	25.9	30.2	34.5	38.9	43.2	47.5	51.8	

CFFWA-06 HEATING CAPACITIES													
ENTERING AIR (°F)	CFM	GPM	WPD	ENTERING WATER TEMPERATURE (°F)									
				100°	110°	120°	130°	140°	150°	160°	170°	180°	
70	520	3	14.7	12.5	16.7	20.9	25	29.2	33.4	37.5	41.7	45.9	
		3.5	19.3	12.7	17	21.2	25.5	29.7	33.9	38.2	42.4	46.7	
		4	24.3	12.9	17.2	21.5	25.7	30	34.3	38.6	42.9	47.2	
		4.5	29.9	13	17.3	21.6	25.9	30.2	34.5	38.9	43.2	47.5	

CFFWA-06 HEATING CAPACITIES													
ENTERING AIR (°F)	CFM	GPM	WPD	ENTERING WATER TEMPERATURE (°F)									
				100°	110°	120°	130°	140°	150°	160°	170°	180°	
80	520	3	14.7	8.3	12.5	16.7	20.9	25	29.2	33.4	37.5	41.7	
		3.5	19.3	8.5	12.7	17	21.2	25.5	29.7	33.9	38.2	42.4	
		4	24.3	8.6	12.9	17.2	21.5	25.7	30	34.3	38.6	42.9	
		4.5	29.9	8.7	13	17.3	21.6	25.9	30.2	34.5	38.9	43.2	

CFFWA CFM and Glycol Adjustments

CAPACITY CORRECTION FACTORS												
MODEL #	CFFWA-04		CFFWA-06		CFFWA-08		CFFWA-12		CFFWA-16		CFFWA-20	
CFM	TC	SC	TC	SC	TC	SC	TC	SC	TC	SC	TC	SC
325	0.88	0.84										
350	0.90	0.86										
375	0.92	0.88										
400	0.95	0.90	0.91	0.87								
425	0.98	0.92	0.93	0.89								
450			0.95	0.91								
500			0.98	0.93	0.87	0.84						
525					0.89	0.86						
550					0.92	0.88						
575					0.94	0.90	0.88	0.82				
600					0.96	0.92	0.90	0.84				
625					0.98	0.94	0.92	0.86				
650							0.94	0.89				
675							0.96	0.91				
700							0.98	0.93				
1025												
1050											0.77	0.73
1075									0.76	0.72	0.79	0.75
1100									0.78	0.74	0.81	0.77
1125									0.80	0.76	0.83	0.79
1150									0.82	0.78	0.85	0.81
1175									0.84	0.80	0.87	0.83
1200									0.86	0.82	0.89	0.85
1225									0.88	0.84	0.91	0.87
1250									0.91	0.87	0.93	0.89
1275									0.93	0.89	0.95	0.91
1300									0.95	0.91	0.97	0.93
1325									0.97	0.93	0.99	0.95
1350									0.99	0.95	1.00	1.00

Propylene Glycol & GPM Adjustment Factors			
Ambient Temp	Propylene Glycol %	Capacity Reduction	GPM Adjustment = 100% Capacity
28° F	10%	x 0.99	x 1.01
20° F	20%	x 0.98	x 1.03
8° F	30%	x 0.98	x 1.07
-5° F	40%	x 0.97	x 1.11
-28° F	50%	x 0.96	x 1.16

**ANEXO D. ESPECIFICACIONES TECNICAS DEL FAN-COIL MULTIAQUA
MHWW-12**

Multi aqua™



MHWW Product Specifications

Physical Data									
Model Number	Height (in)	Length (in)	Depth (in)	Weight (lbs)	Cooling Rows FPI	Copper Diameter (in)	Water Inlet (in)	Water Outlet (in)	Drain (in)
MHWW-09-H-1	11.70	34.65	6.70	25.70	2-18	3/8	1/2	1/2	1/2
MHWW-12-H-1	12.00	39.00	7.10	27.50	2-18	3/8	1/2	1/2	1/2
MHWW-18-H-1	14.17	46.14	8.10	44.40	2-18	3/8	1/2	1/2	3/4
MHWW-24-H-1	14.17	46.14	8.10	46.20	3-18	3/8	1/2	1/2	3/4
MHWW-36-H-1	14.25	56.50	8.37	50.50	3-18	3/8	3/4	3/4	3/4

Electrical Data							
Model Number	Hi Speed CFM	Volts/Phase/Hertz	Motor HP	Full Load Ampacity	Fuse or HACR Circuit Breaker Per Circuit		
					Minimum Amps	Maximum Amps	
MHWW-09-H-01	270	208/230-1-50/60	1/60	0.14	.18	1	
MHWW-12-H-01	330		1/60	0.17	.18	1	
MHWW-18-H-01	480		1/20	0.24	.30	1	
MHWW-24-H-01	600		1/20	0.35	.44	1	
MHWW-36-H-01	850		1/12	0.42	.53	1	

MHWV Chilled Water Performance Data

MHWV-12 COOLING CAPACITIES					
CFM	EWT (°F)	GPM	ENTERING AIR TEMPERATURE (°F)		
				80° D.B. / 67° W.B.	75° D.B. / 63° W.B.
330	42	3.0	TC	13.7	10.4
			SC	9.2	8.0
			WPD	11.4	11.4
		4.0	TC	14.3	10.9
			SC	9.4	8.2
			WPD	15.9	15.9
		5.0	TC	14.8	11.3
			SC	9.6	8.3
			WPD	17.6	17.6
		6.0	TC	15.1	11.5
			SC	9.8	8.4
			WPD	21.2	21.2

MHWV-12 COOLING CAPACITIES					
CFM	EWT (°F)	GPM	ENTERING AIR TEMPERATURE (°F)		
				80° D.B. / 67° W.B.	75° D.B. / 63° W.B.
330	45	3.0	TC	12.5	9.6
			SC	8.8	7.6
			WPD	11.4	11.4
		4.0	TC	13.1	10.0
			SC	9	7.8
			WPD	15.9	15.9
		5.0	TC	13.5	10.3
			SC	9.1	7.9
			WPD	17.6	17.6
		6.0	TC	13.9	10.6
			SC	9.3	8.0
			WPD	21.2	21.2

MHW-12 Hot Water Performance Data

MHW-12 HEATING CAPACITIES														
ENTERING AIR (°F)	CFM	GPM	WPD	ENTERING WATER TEMPERATURE (°F)										
				100°	110°	120°	130°	140°	150°	160°	170°	180°	190°	200°
50	330	2.5	11.4	14.4	17.3	20.2	23.0	25.9	28.8	31.7	34.6	37.5	40.3	43.2
		3.0	15.9	14.7	17.6	20.5	23.5	26.4	29.3	32.3	35.2	36.9	41.1	44.0
		3.5	17.6	14.9	17.8	20.8	23.8	26.7	29.7	32.7	35.6	38.6	41.6	44.6
		4.0	21.2	15.0	18.0	21.0	24.0	27.0	29.9	32.9	35.9	38.9	41.9	44.9

MHW-12 HEATING CAPACITIES														
ENTERING AIR (°F)	CFM	GPM	WPD	ENTERING WATER TEMPERATURE (°F)										
				100°	110°	120°	130°	140°	150°	160°	170°	180°	190°	200°
60	330	2.5	11.4	11.5	14.4	17.3	20.2	23.0	25.9	28.8	31.7	34.6	37.5	40.3
		3.0	15.9	11.7	14.7	17.6	20.5	23.5	26.4	29.3	32.3	35.2	38.1	41.1
		3.5	17.6	11.9	14.9	17.8	20.8	23.8	26.7	29.7	32.7	35.6	38.6	41.6
		4.0	21.2	12.0	15.0	18.0	21.0	24.0	27.0	29.9	32.9	35.9	38.9	41.9

MHW-12 HEATING CAPACITIES														
ENTERING AIR (°F)	CFM	GPM	WPD	ENTERING WATER TEMPERATURE (°F)										
				100°	110°	120°	130°	140°	150°	160°	170°	180°	190°	200°
70	330	2.5	11.4	8.6	11.5	14.4	17.3	20.2	23.0	25.9	28.8	31.7	34.6	37.5
		3.0	15.9	8.8	11.7	14.7	17.6	20.5	23.5	26.4	29.3	32.3	35.2	38.1
		3.5	17.6	8.9	11.9	14.9	17.8	20.8	23.8	26.7	29.7	32.7	35.6	38.6
		4.0	21.2	9.0	12.0	15.0	18.0	21.0	24.0	27.0	29.9	32.9	35.9	38.9

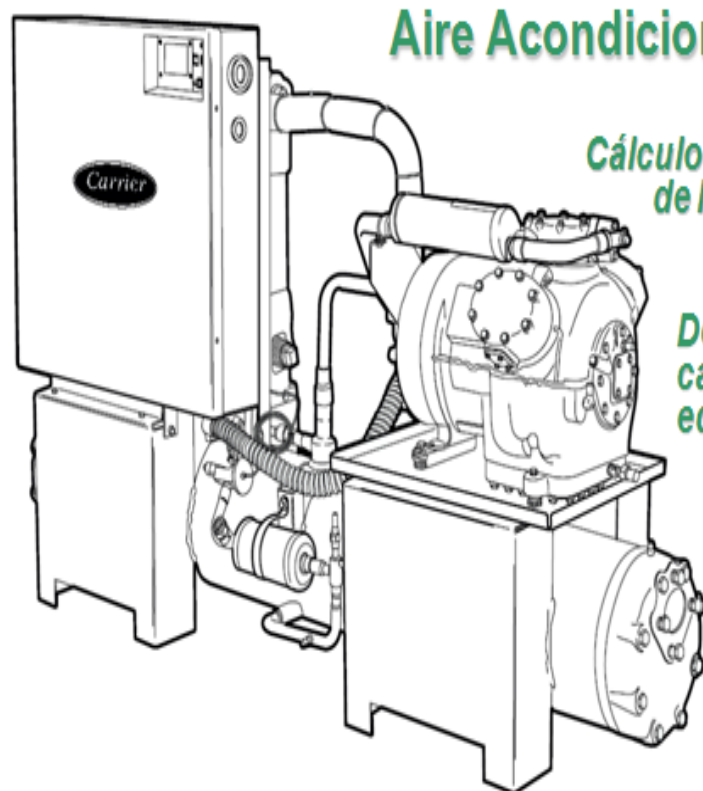
MHW-12 HEATING CAPACITIES														
ENTERING AIR (°F)	CFM	GPM	WPD	ENTERING WATER TEMPERATURE (°F)										
				100°	110°	120°	130°	140°	150°	160°	170°	180°	190°	200°
80	330	2.5	11.4	5.8	8.6	11.5	14.4	17.3	20.2	23.0	25.9	28.8	31.7	34.6
		3.0	15.9	5.9	8.8	11.7	14.7	17.6	20.5	23.5	26.4	29.3	32.3	35.2
		3.5	17.6	5.9	8.9	11.9	14.9	17.8	20.8	23.8	26.7	29.7	32.7	35.6
		4.0	21.2	6.0	9.0	12.0	15.0	18.0	21.0	24.0	27.0	29.9	32.9	35.9

MHWV Capacity and Glycol Adjustments

CAPACITY CORRECTION FACTORS										
MODEL #	MHWV-09		MHWV-12		MHWV-18		MHWV-24		MHWV-36	
CFM	TC	SC	TC	SC	TC	SC	TC	SC	TC	SC
200	0.91	0.88								
225	0.93	0.90								
250	0.96	0.93	0.92	0.86						
275			0.94	0.89						
300			0.96	0.92						
325			0.98	0.95						
350										
375					0.90	0.86				
400					0.92	0.88				
425					0.94	0.90				
450					0.96	0.93	0.86	0.84		
500							0.88	0.85		
525							0.91	0.88		
550							0.94	0.91		
575							0.98	0.94		
600										
650										
675									0.82	0.80
700									0.85	0.82
725									0.88	0.85
750									0.91	0.88
775									0.93	0.90
800									0.96	0.93
825									0.98	0.95

Propylene Glycol & GPM Adjustment Factors			
Ambient Temp	Propylene Glycol %	Capacity Reduction	GPM Adjustment = 100% Capacity
26° F	10%	x 0.99	x 1.01
20° F	20%	x 0.98	x 1.03
8° F	30%	x 0.98	x 1.07
-5° F	40%	x 0.97	x 1.11
-28° F	50%	x 0.96	x 1.16

**ANEXO E. ESPECIFICACIONES TECNICAS DEL CHILLER PROPUESTO
CARRIER 30HWC 018**

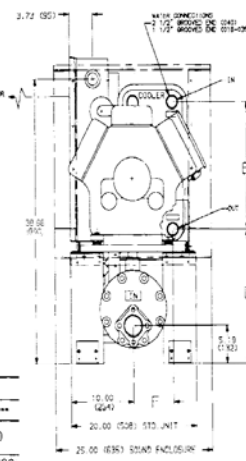
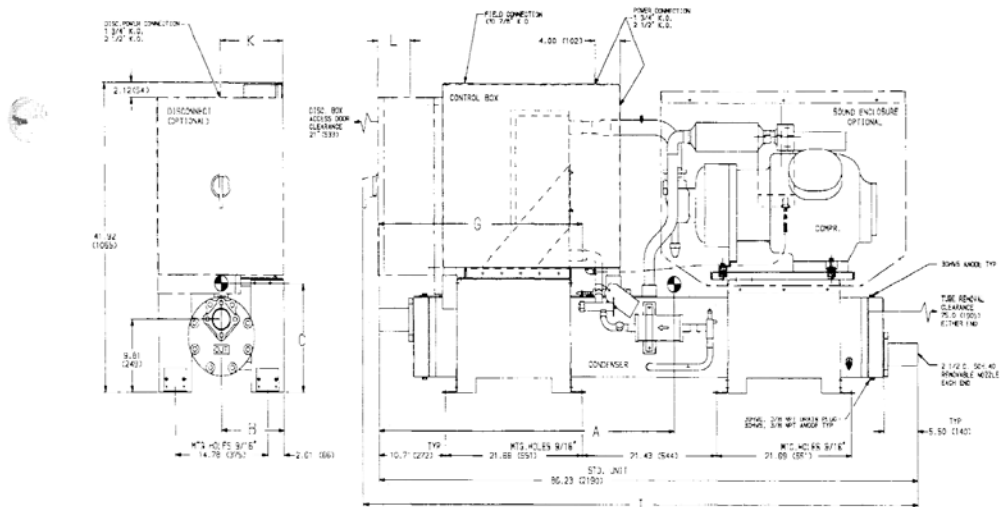


Aire Acondicionado

*Cálculo comprobatorio
de la carga térmica*

*Determinación de las
capacidades de los
equipos*

*Valoración
energética*



UNIT 30HWC,S	OPERATING WEIGHT - Lb (Kg)	DIMENSIONS - in. (mm)						
		A	B	C	D	E	F	G
018	1231 (554)	47.50 (1206)	9.90 (251)	14.00 (356)	18.15 (461)	17.95 (456)	6.69 (170)	34.20 (869)
025	1358 (611)	48.30 (1227)	9.90 (251)	15.50 (394)	18.15 (461)	17.95 (456)	6.69 (170)	34.20 (869)
028	1484 (668)	48.00 (1219)	10.00 (254)	15.80 (401)	18.15 (461)	17.95 (456)	6.69 (170)	34.20 (869)
035	1508 (679)	48.20 (1224)	10.00 (254)	15.90 (404)	18.15 (461)	17.95 (456)	6.69 (170)	34.20 (869)
040	1702 (766)	47.80 (1214)	10.00 (254)	15.90 (404)	18.45 (469)	17.36 (441)	6.40 (163)	32.94 (837)

DISCONNECT (Amps)	LOCATION - in. (mm)			MODEL 30HWC,S				
	J	K	L	018---	025---	028---	035---	040---
80	83.11 (2111)	4.38 (111)	3.33 (85)	100,200,300,600,900	100,200,300,600,900	100,200,300,600,900	100,200,300,600,900	100
100	85.11 (2162)	5.00 (127)	4.33 (110)	500	500,800	500,800	300,800	200,300,600,900
200	89.24 (2267)	10.00 (254)	7.46 (189)	-	-	-	500	500,800

LEGEND

- COMPR - Compressor
- D. - Diameter
- Disc. - Disconnect
- KO - Knockout
- SCH.40 - Schedule 40 Pipe

NOTES:

1. Operating weight includes weight of water and refrigerant. See Fig. 6 for weight distribution at each mounting hole.
2. Denotes center of gravity.
3. - - - - Denotes accessory or factory-installed option.
4. Dimensions in () are in millimeters.

MODEL	VOLT-Hz
100	575-60
200	380-60
300	346-50
500	208/230-60
600	460-60
800	230-50
900	400-50

Fig. 5 - 30HWC,S 018-040 (Water Cooled)

Table 2 – Electrical Data

UNIT SIZE 30-	UNIT										COMPRESSOR					
	Volts		kW	Supplied*		MCA	ICF		MFA	REC FUSE	RLA	LRA		MTA		
	Nameplate (3 ph)	Hz		Min	Max		PW	XL				PW	XL	PW	XL	
HWA018	208/230	60	20.2	187	253	72	—	266	125	90	57	—	266	89	89	
	380	60		342	418	40	—	145	70	50	32	—	145	45	45	
	460	60		414	508	34	—	120	60	45	27	—	120	41	41	
	575	60		518	632	28	—	96	45	35	22	—	96	33	33	
HWA025	230	50	16.8	198	253	58	—	200	100	70	46	—	200	63	63	
	346	50		311	380	39	—	145	60	50	31	—	145	45	45	
	400	50		342	440	34	—	115	60	45	27	—	115	41	41	
	208/230	60		24.5	187	253	79	207	345	125	100	63	207	345	98	98
380	60	342	418		47	104	173	80	60	37	104	173	52	52		
460	60	414	508		38	104	173	60	45	30	104	173	42	45		
575	60	518	632		30	72	120	50	40	24	72	120	33	37		
HWA028	230	50	20.4	198	253	67	150	250	110	80	53	150	250	80	80	
	346	50		311	380	44	104	173	70	60	35	104	173	52	52	
	400	50		342	440	38	104	173	60	45	30	104	173	44	44	
	208/230	60		33.3	187	253	107	268	446	175	150	85	268	446	124	124
380	60	342	418		60	134	223	100	80	48	134	223	70	70		
460	60	414	508		54	134	223	90	70	43	134	223	52	60		
575	60	518	632		42	98	164	70	50	33	98	164	42	52		
HWA035	230	50	27.7	198	253	85	205	342	150	110	68	205	342	98	98	
	346	50		311	380	58	134	223	100	70	46	134	223	70	70	
	400	50		342	440	54	134	223	90	70	43	134	223	60	60	
	208/230	60		37.2	187	253	119	304	506	200	150	95	304	506	144	144
380	60	342	418		67	152	253	110	80	53	152	253	80	80		
460	60	414	508		54	152	253	90	70	43	152	253	66	66		
575	60	518	632		44	106	176	70	60	35	106	176	50	52		
HWA040	230	50	31.0	198	253	94	220	366	150	125	75	220	366	112	112	
	346	50		311	380	67	152	253	110	80	53	152	253	80	80	
	400	50		342	440	54	152	253	90	70	43	152	253	66	66	
	208/230	60		51.3	187	253	167	414	690	300	200	133	414	690	204	204
380	60	342	418		95	207	345	150	125	76	207	345	106	106		
460	60	414	508		78	207	345	125	100	62	207	345	95	98		
575	60	518	632		63	165	276	110	80	50	165	276	73	76		
HWA040	230	50	36.8	198	253	135	327	545	225	175	108	327	545	166	166	
	346	50		311	380	90	207	345	150	110	72	207	345	106	106	
	400	50		342	440	78	207	345	125	100	62	207	345	98	98	
	208/230	60		17.0	187	253	62	—	266	110	80	49	—	266	89	89
380	60	342	418		35	—	145	60	45	28	—	145	40	40		
460	60	414	508		28	—	120	50	35	23	—	120	33	33		
575	60	518	632		24	—	96	40	30	19	—	96	25	25		
HWB,C,S018	230	50	16.8	198	253	58	—	200	100	70	46	—	200	63	63	
	346	50		311	380	39	—	145	60	50	31	—	145	45	45	
	400	50		342	440	34	—	115	60	45	27	—	115	41	41	
	208/230	60		20.6	187	253	72	170	283	125	90	57	170	283	88	88
380	60	342	418		43	85	142	70	60	34	85	142	52	52		
460	60	414	508		34	85	142	60	45	27	85	142	40	42		
575	60	518	632		28	59	98	45	35	22	59	98	33	33		
HWB,C,S025	230	50	20.4	198	253	67	150	250	110	80	53	150	250	80	80	
	346	50		311	380	44	104	173	70	60	35	104	173	52	52	
	400	50		342	440	38	104	173	60	45	30	104	173	44	44	
	208/230	60		28.0	187	253	89	268	446	150	110	71	268	446	104	104
380	60	342	418		54	134	223	90	70	43	134	223	66	66		
460	60	414	508		44	134	223	70	60	35	134	223	50	52		
575	60	518	632		35	98	164	60	45	28	98	164	41	42		
HWB,C,S028	230	50	27.7	198	253	85	205	342	150	110	68	205	342	98	98	
	346	50		311	380	58	134	223	100	70	46	134	223	70	70	
	400	50		342	440	54	134	223	90	70	43	134	223	60	60	
	208/230	60		32.0	187	253	102	268	446	175	125	81	268	446	120	120
380	60	342	418		59	134	223	100	80	47	134	223	70	70		
460	60	414	508		48	134	223	80	60	38	134	223	52	57		
575	60	518	632		39	98	164	60	50	31	98	164	42	42		
HWB,C,S035	230	50	31.0	198	253	94	220	366	150	125	75	220	366	112	112	
	346	50		311	380	67	152	253	110	80	53	152	253	80	80	
	400	50		342	440	54	152	253	90	70	43	152	253	66	66	
	208/230	60		44.2	187	253	145	414	690	250	175	116	414	690	180	180
380	60	342	418		84	207	345	150	110	67	207	345	98	98		
460	60	414	508		69	207	345	110	90	55	207	345	78	84		
575	60	518	632		55	165	276	90	70	44	165	276	63	66		
HWB,C,S040	230	50	36.8	198	253	135	327	545	225	175	108	327	545	166	166	
	346	50		311	380	90	207	345	150	110	72	207	345	106	106	
	400	50		342	440	78	207	345	125	100	62	207	345	98	98	
	208/230	60		17.0	187	253	62	—	266	110	80	49	—	266	89	89

NOTE: See Legend and Notes for Table 2 on page 10.

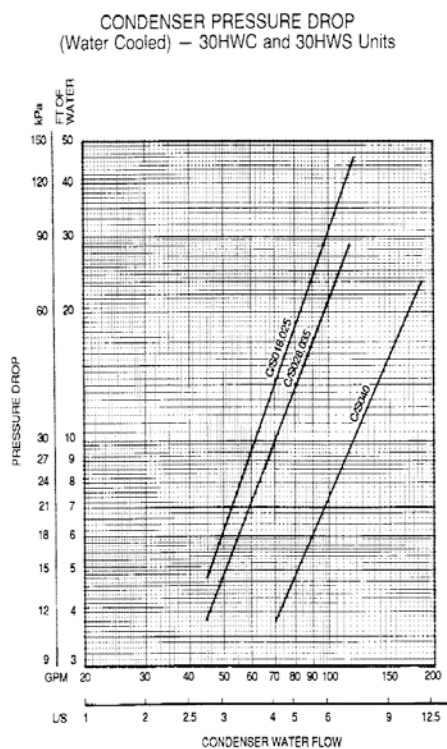
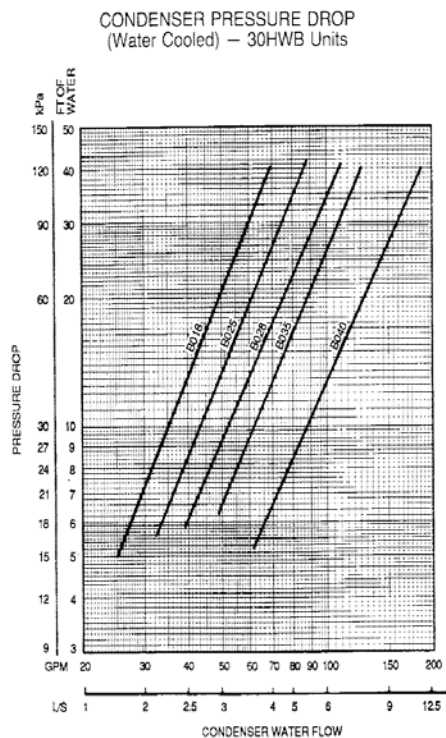
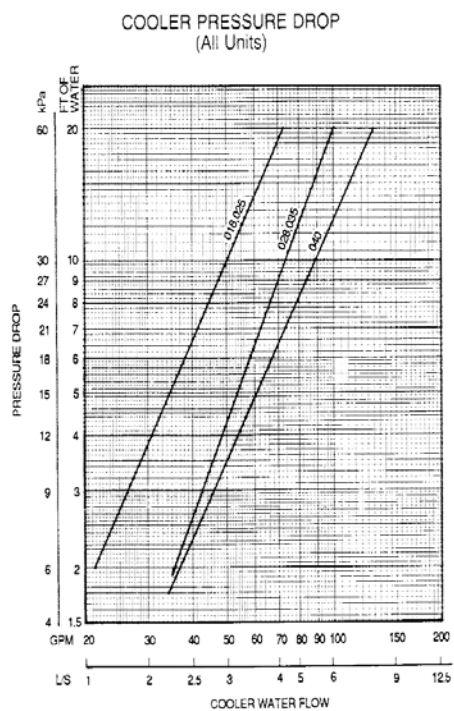


Fig. 9 – Heat Exchanger Water Pressure Drop

**ANEXO F. ESPECIFICACIONES TÉCNICAS DEL CHILLER INSTALADO
DUNHAM BUSH WCS12-5SP**

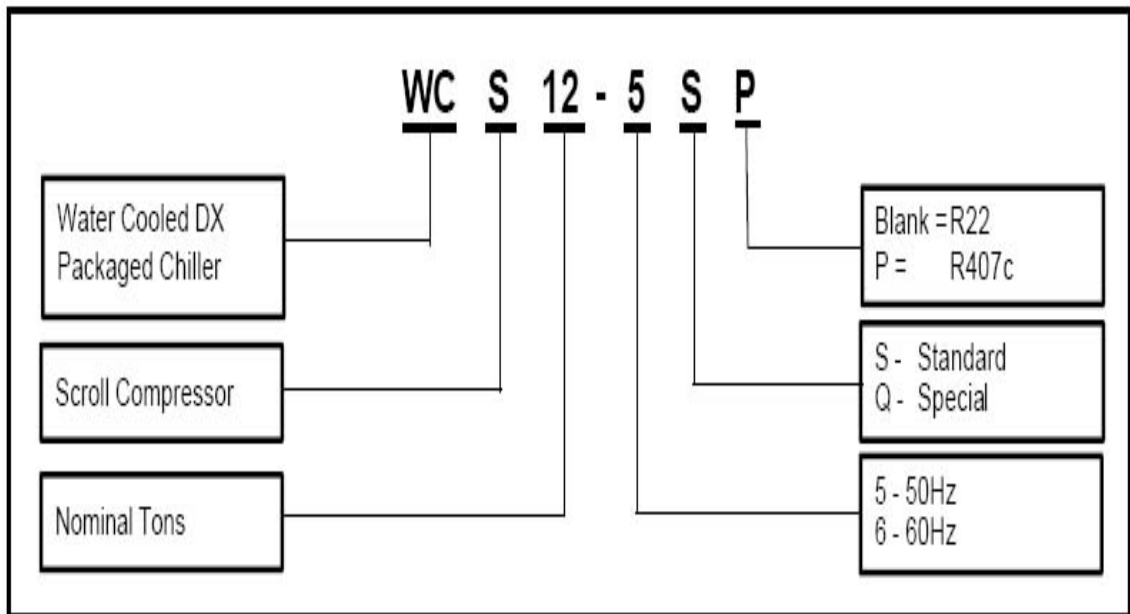
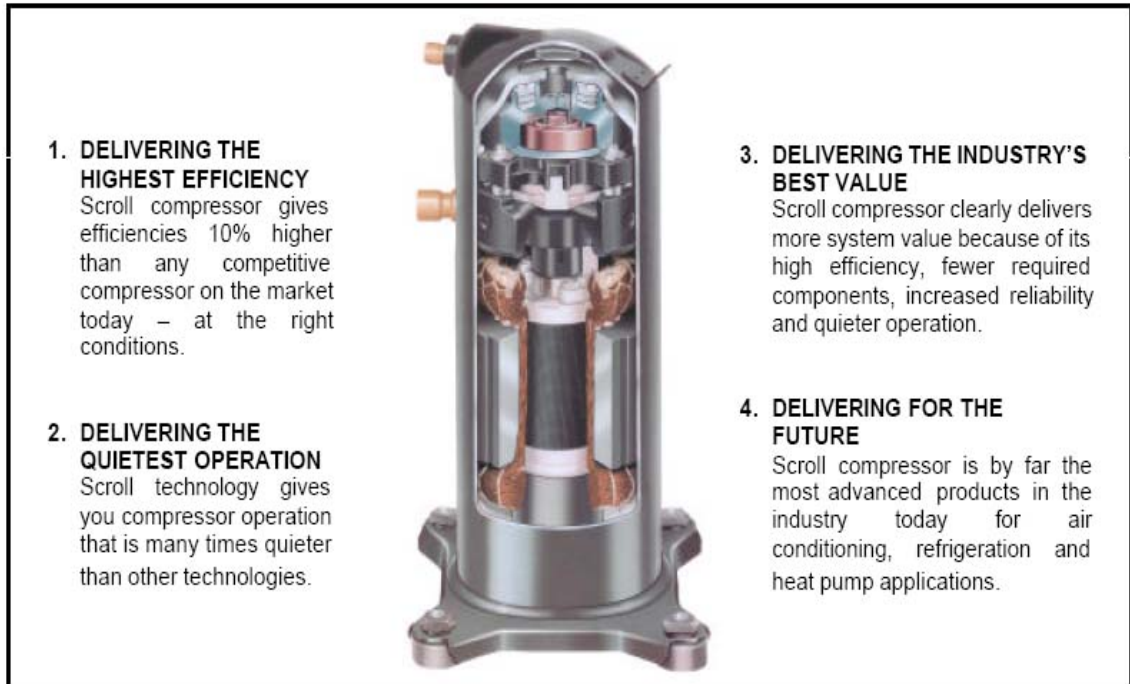


FIGURE 1 : SCROLL COMPRESSOR



Size Range

- 32 models from 12 to 62 tons.
- Standard version available
- Rated with R22 and R407c. Consult factory for use of other HFC refrigerants.

Compressor

- Scroll hermetic type operating at 2950 RPM (50Hz); 3550 RPM (60Hz).
- High EER, low sound power level and high reliability.
- Controlled orbit with floating seals and advanced scroll geometry.
- No-contact scroll design and 100% motor cooled by suction gas.
- Thermostat fitted to prevent thermal overload.
- Capability of 50% tandem unloading.

Evaporator

- Vessels constructed in accordance to ASME CODES Sections VIII Division I for unfired pressure vessels.
- Dunham-Bush high efficiency inner-fin tubes design for compactness and weight reduction.
- 250 psig on refrigerant side design pressure.
- 150 psig on water side design pressure.
- Approval Stamp available from JKKP (Malaysia), UDT (Poland), BPA, China State Bureau of Quality and Technical Supervision of the People's Republic of China and ASME.
- 1" thick PE foam closed cell insulation.

Condenser

- Vessels constructed in accordance to ASME CODES Sections VIII Division I for unfired pressure vessels.
- Removable heads and interchangeable end-for-end for job flexibility.
- 3/4" OD seamless, extended surface copper tubes.
- 300 psig on refrigerant side design pressure
- 150 psig on water side design pressure
- Approval Stamp available from JKKP (Malaysia), UDT (Poland), BPA, China State Bureau of Quality and Technical Supervision of the People's Republic of China and ASME.

Electrical/Control

- Reliable microprocessor based controller with electromechanical system is standard for all models.
- Chilled water pump control.

PERFORMANCE DATA

R22

50 Hz								60 Hz							
Model WCS	Leaving Chilled Water Temp. °F	Condenser Water Entering Temp. °F						Model WCS	Leaving Chilled Water Temp. °F	Condenser Water Entering Temp. °F					
		75		85		95				75		85		95	
		Tons	kWl	Tons	kWl	Tons	kWl			Tons	kWl	Tons	kWl	Tons	kWl
12-5	42	12.1	8.5	11.4	9.4	10.9	10.6	15-6	42	14.3	10.2	13.5	11.3	12.8	12.7
	44	12.6	8.5	12.0	9.4	11.3	10.6		44	14.9	10.2	14.1	11.3	13.3	12.7
	46	13.1	8.5	12.4	9.4	11.8	10.8		46	15.5	10.2	14.6	11.3	13.9	12.7
	48	13.7	8.5	12.9	9.4	12.2	10.5		48	16.1	10.2	15.2	11.3	14.5	12.7
	50	14.2	8.5	13.4	9.4	12.7	10.5		50	16.8	10.2	15.9	11.3	15.0	12.7
17-5	42	17.2	11.4	16.4	12.9	15.5	14.5	20-6	42	20.3	13.7	19.3	15.5	18.3	17.4
	44	17.9	11.4	17.1	12.9	16.2	14.5		44	21.1	13.7	20.1	15.4	19.1	17.4
	46	18.6	11.4	17.7	12.9	16.8	14.5		46	22.0	13.7	20.9	15.4	19.9	17.4
	48	19.4	11.4	18.5	12.9	17.5	14.5		48	22.9	13.7	21.8	15.4	20.7	17.3
	50	20.1	11.5	19.2	12.9	18.2	14.4		50	23.8	13.7	22.6	15.4	21.5	17.3
20-5	42	21.0	14.5	20.1	16.1	19.1	17.9	25-6	42	24.8	17.5	23.7	19.3	22.5	21.5
	44	21.9	14.6	20.9	16.1	19.9	17.9		44	25.8	17.5	25.1	19.4	23.4	21.5
	46	22.7	14.6	21.7	16.1	20.7	17.9		46	26.8	17.5	25.6	19.4	24.4	21.5
	48	23.7	14.7	22.6	16.2	21.5	17.9		48	27.9	17.6	26.7	19.4	25.3	21.5
	50	24.6	14.7	23.5	16.2	22.3	17.9		50	29.0	17.7	27.7	19.4	26.3	21.5
25-5	42	25.8	17.9	24.6	20.0	23.3	22.5	30-6	42	30.5	21.5	29.0	24.0	27.5	27.0
	44	26.8	17.9	25.6	20.0	24.2	22.4		44	31.7	21.5	30.2	24.0	28.6	26.9
	46	27.9	17.9	26.6	20.0	25.2	22.4		46	32.9	21.5	31.4	24.0	29.8	26.9
	48	29.0	17.9	27.7	20.0	26.2	22.4		48	34.2	21.5	32.6	24.0	30.9	26.9
	50	30.1	17.9	28.7	20.0	27.3	22.4		50	35.6	21.5	33.9	24.0	32.2	26.8

PERFORMANCE DATA

R407c

50 Hz								60 Hz							
Model WCS	Leaving Chilled Water Temp. °F	Condenser Water Entering Temp. °F						Model WCS	Leaving Chilled Water Temp. °F	Condenser Water Entering Temp. °F					
		75		85		95				75		85		95	
	Tons	kWl	Tons	kWl	Tons	kWl	Tons		kWl	Tons	kWl	Tons	kWl		
12-5SP	42	12.5	8.8	11.7	10.0	10.8	11.3	15-6SP	42	14.7	10.6	14.2	12.3	12.8	13.5
	44	13.0	8.8	12.2	10.0	11.3	11.2		44	15.3	10.6	15.0	12.3	13.3	13.5
	46	13.6	8.8	12.7	9.9	11.8	11.2		46	16.0	10.6	15.6	12.3	13.9	13.5
	48	14.2	8.8	13.3	9.9	12.3	11.2		48	16.7	10.6	16.1	12.3	14.5	13.5
	50	14.8	8.8	13.8	9.9	12.9	11.2		50	17.4	10.6	16.7	12.3	15.2	13.5
17-5SP	42	17.0	12.4	10.0	14.5	15.5	15.9	20-6SP	42	21.0	14.8	19.0	10.8	10.2	19.1
	44	18.6	12.4	17.9	14.5	16.2	15.9		44	21.9	14.8	20.5	16.8	19.1	19.0
	46	19.4	12.3	18.3	14.5	16.9	15.9		46	22.9	14.8	21.4	16.8	19.9	19.0
	48	20.2	12.3	18.9	14.5	17.6	15.8		48	23.9	14.8	22.3	16.7	20.8	19.0
	50	21.1	12.3	19.8	14.4	18.4	15.8		50	24.9	14.8	23.3	16.7	21.7	19.0
20-5SP	42	22.0	15.5	20.6	17.3	19.1	19.5	25-6SP	42	26.0	18.5	24.3	20.8	22.6	23.4
	44	23.0	15.5	21.5	17.4	20.0	19.6		44	27.1	18.6	25.4	20.8	23.6	23.5
	46	24.0	15.6	22.5	17.4	20.9	19.6		46	28.3	18.7	26.5	20.9	24.6	23.5
	48	25.1	15.7	23.4	17.5	21.8	19.6		48	29.6	18.8	27.7	20.9	25.7	23.5
	50	26.1	15.7	24.5	17.5	22.7	19.7		50	30.8	18.9	28.9	21.0	26.8	23.6
25-5SP	42	27.0	19.0	25.3	21.4	23.6	24.2	30-6SP	42	31.8	22.8	29.8	25.7	27.8	29.0
	44	28.1	19.0	26.4	21.4	24.6	24.1		44	33.2	22.8	31.2	25.6	29.1	28.9
	46	29.3	19.0	27.6	21.3	25.7	24.1		46	34.6	22.7	32.5	25.6	30.4	28.9
	48	30.6	18.9	28.7	21.3	26.9	24.0		48	36.1	22.7	33.9	25.5	31.7	28.8
	50	31.9	18.9	30.0	21.2	28.0	24.0		50	37.6	22.7	35.4	25.5	33.1	28.8

PHYSICAL SPECIFICATIONS

R22

60Hz

UNIT MODEL		15-6	20-6	25-6	30-6	35-6	40-6	50-6	60-6
Nominal Capacity	Ton	14	20	25	30	35	40	50	60
Compressors Type (Qty)		Single (2)	Single (2)	Single (2)	Single (2)	Single (1) Tandem (1)	Tandem (2)	Tandem (2)	Tandem (2)
% Step Capacity Reduction		0, 50, 100	0, 50, 100	0, 50, 100	0, 50, 100	0, 25, 50, 75, 100	0, 25, 50, 75, 100	0, 25, 50, 75, 100	0, 25, 50, 75, 100
EVAPORATOR									
Model		CHD006481A	CHD007481A	CHD007601B	CHD008601A	CHD008601A	CHD010601A	CHD011601B	CHD012601B
Water Volume, Gallons		3.9	4.5	5.5	8.1	8.1	10.7	12.9	15.4
Minimum Flow Rate	GPM	19.4	29.1	37.3	49.7	55.9	62.1	68.3	93.4
Maximum Flow Rate	GPM	62.7	94.7	116.2	164.3	168.3	206.0	206.4	367.8
Pressure Drop	Psi	7.4	4.1	3.2	4.3	5.7	5.1	7.6	3.8
Water Conn. Size	inch	3 MPT	3 MPT	3 MPT	3 MPT	3 MPT	4 MPT	4 MPT	4 MPT
CONDENSER									
Model		CDS06D080 ART	CDS06D080 BRT	CDS08D080 ART	CDS08D080 BRT	CDS08D080 CRT	CDS10D080 ART	CDS10D080 BRT	CDS10D080 CRT
Water Volume, Gallons		2.8	3.3	4.6	4.9	5.6	7.7	8.9	9.9
Minimum Flow Rate	GPM	19.0	23.0	29.3	33.3	38.0	48.4	58.7	68.2
Maximum Flow Rate	GPM	76.1	91.9	117.3	133.2	152.2	193.4	234.6	272.6
Pressure Drop	Psi	2.3	3.5	3.2	3.9	4.2	2.4	2.7	3.1
Water Conn. Size	inch	2 MPT	2 MPT	2.5 MPT	2.5 MPT	2.5 MPT	4 MPT	4 MPT	4 MPT
ELECTRICAL									
Compressor (Each):	RLA	10.5	13.5	16.0	18.5	12.0	13.5	16.0	18.5
	LRA	100	128	168	189	124	128	128	189
Unit Data :	RLA	21	27	32	37	48	54	64	74
	MCA	24	30	36	42	51	57	68	79
	MFS	40	50	50	60	60	70	80	100
GENERAL									
Unit Length	inch	92	92	94	94	95 1/4	96 3/4	96 3/4	96 3/4
Unit Width	inch	24	24	24	24	34	35	35	35
Unit Height	inch	60 3/4	62	64	65 1/8	53 3/4	56 7/8	58 1/4	61 1/8
Refrigerant Charge, R22	lbs	32	44	55	66	76	88	110	132
Unit Shipping Weight	lbs	1351	1402	1636	1757	2159	2861	3102	3316
Unit Operating Weight	lbs	1413	1474	1729	1868	2276	3019	3289	3533

PHYSICAL SPECIFICATIONS

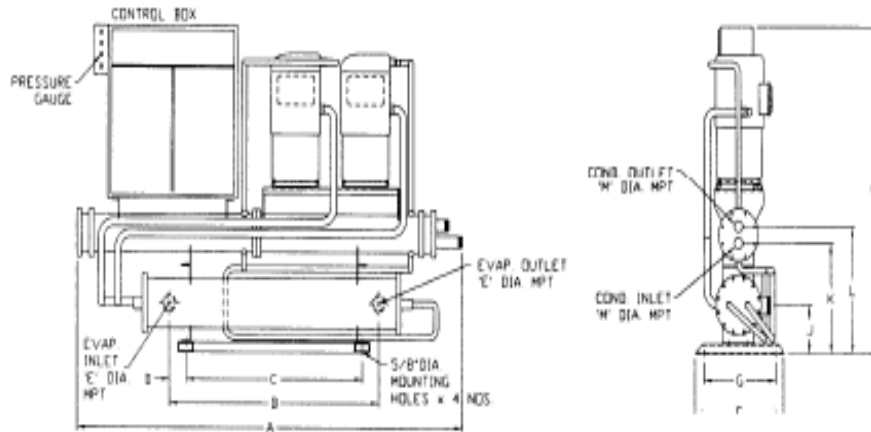
R407C

60Hz

UNIT MODEL		15-6SP	20-6SP	25-6SP	30-6SP	35-6SP	40-6SP	50-6SP	60-6SP
Nominal Capacity	Ton	15	20	25	31	35	41	51	62
Compressors Type (Qty)		Single (2)	Single (2)	Single (2)	Single (2)	Single (1) Tandem (1)	Tandem (2)	Tandem (2)	Tandem (2)
% Step Capacity Reduction		0, 50, 100	0, 50, 100	0, 50, 100	0, 50, 100	0, 25, 50, 75, 100	0, 25, 50, 75, 100	0, 25, 50, 75, 100	0, 25, 50, 75, 100
EVAPORATOR									
Model		CHD006481A	CHD007481A	CHD007601B	CHD008601A	CHD008601A	CHD010601A	CHD011601B	CHD012601B
Water Volume, Gallons		3.7	4.5	5.5	8.1	8.1	10.7	12.9	15.4
Minimum Flow Rate	GPM	19.4	29.1	37.3	49.7	55.9	62.1	68.3	93.4
Maximum Flow Rate	GPM	62.7	94.7	116.2	164.3	168.3	206.0	206.4	367.8
Pressure Drop	Psi	6.9	4.3	3.3	4.7	5.9	5.3	3.9	4.0
Water Conn. Size	inch	3 MPT	3 MPT	3 MPT	3 MPT	3 MPT	4 MPT	4 MPT	4 MPT
CONDENSER									
Model		CDS06D080 ART	CDS06D080 BRT	CDS08D080 ART	CDS08D080 BRT	CDS08D080 CRT	CDS10D080 ART	CDS10D080 BRT	CDS10D080 CRT
Water Volume, Gallons		2.3	2.8	3.6	4.1	4.7	5.9	7.2	8.3
Minimum Flow Rate	GPM	19.0	23.0	29.3	33.3	38.0	48.4	58.7	68.2
Maximum Flow Rate	GPM	78.1	91.9	117.3	133.2	152.2	193.4	234.6	272.6
Pressure Drop	Psi	2.6	3.7	3.2	4.1	4.5	2.5	2.8	3.3
Water Conn. Size	inch	2 MPT	2 MPT	2.5 MPT	2.5 MPT	2.5 MPT	4 MPT	4 MPT	4 MPT
ELECTRICAL									
Compressor (Each):	RLA	10.5	14	15.5	19	12	14	15.5	19
	LRA	100	128	168	189	124	128	158	189
Unit Data :	RLA	11	28	31	38	48	56	62	76
	MCA	24	32	35	43	51	60	66	81
	MFS	40	50	50	60	70	80	80	100
GENERAL									
Unit Length	inch	92	92	94	94	95 1/4	96 3/4	96 3/4	96 3/4
Unit Width	inch	24	24	24	24	34	35	35	35
Unit Height	inch	60 3/4	62	64	65 1/8	53 3/4	58 7/8	58 1/4	61 1/8
Refrigerant Charge, R407c	lbs	31	43	54	65	75	86	108	129
Unit Shipping Weight	lbs	1350	1401	1650	1700	2100	2050	3100	3510
Unit Operating Weight	lbs	1412	1473	1728	1867	2275	3017	3287	3530

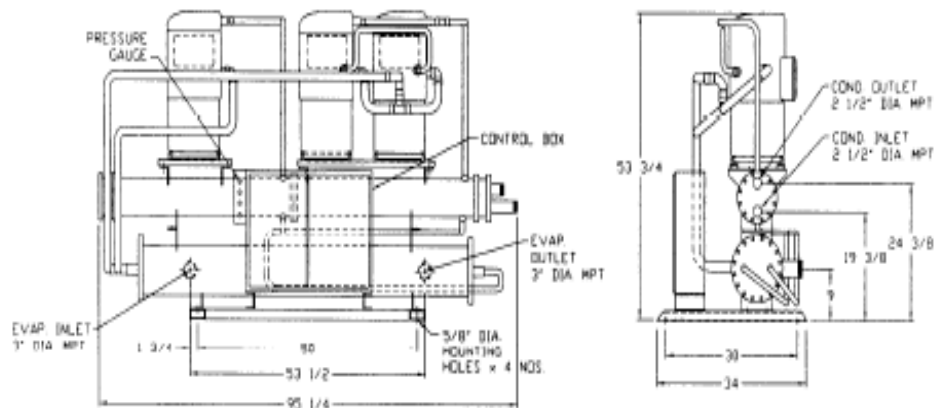
DIMENSIONAL DATA

2 SINGLE COMPRESSOR



50 HZ													60 HZ												
MODEL	A	B	C	D	E	F	G	H	J	K	L	M	MODEL	A	B	C	D	E	F	G	H	J	K	L	M
WCS 13-S	40	44	40	2	3	24	20	51 3/4	7 7/8	10	19	2	WCS 15-S	62	44	40	2	3	24	20	51 3/4	7 7/8	19	10	2
WCS 17-S	54	56	40	0	3	34	20	51 3/4	7 7/8	16	19	2	WCS 20-S	92	44	40	2	3	24	20	51	8 3/8	17 1/8	20 1/8	2
WCS 23-S	92	44	40	2	3	24	20	53	8 3/8	17 1/8	20 1/8	2	WCS 25-S	94	56	40	8	3	24	20	51	8 3/8	17 1/4	22 1/4	2 1/2
WCS 25-S	94	56	40	8	3	24	20	55	8 3/8	17 1/4	22 1/4	2 1/2	WCS 30-S	94	56	40	8	3	24	20	54 1/8	9	19 3/8	24 3/8	2 1/2

1 SINGLE & 1 TANDEM COMPRESSOR



2 TANDEM COMPRESSOR

