

*Universidad de Matanzas
Sede “Camilo Cienfuegos”
Departamento de Mecánica
Facultad de Ciencias Técnicas*



**PROPUESTAS DE MEJORAS DEL SISTEMA DE CLIMATIZACIÓN
DEL BUFFET EN EL COMPLEJO HOTELERO ARENAS BLANCAS-
SOLYMAR**

Trabajo de Diploma en Ingeniería Mecánica

Autor: Linsay Fernández Padrón.

Tutor: MSc. Ing. Marlene Oramas Ortega

Matanzas, 2019

DEDICATORIA

A mi familia, a mi novio y a todos esos amigos que me
acompañaron a lo largo de la carrera.

AGRADECIMIENTO

A mi familia, a mi tutora MSc. Ing. Marlene Oramas Ortega y a todos aquellos que me ayudaron y aconsejaron para poder llegar hasta aquí y en especial a mi novio que sin él no lo hubiese logrado, gracias.

DECLARACIÓN DE AUTORIDAD

Por medio de la presente declaro que soy el único autor de este trabajo de diploma y, en calidad de tal, autorizo a la Universidad de Matanzas «Camilo Cienfuegos» a darle el uso que estime más conveniente.

NOTA DE ACEPTACIÓN

Miembros del Tribunal:

Presidente

Secretario

Vocal

RESUMEN

En el restaurante buffet del Hotel Barceló Solymar no se logran las condiciones interiores establecida para el confort de los clientes. Con el objetivo de detectar las causas se hace un levantamiento del local para posteriormente hacer el cálculo de cargas térmicas. Se realizan una serie de inspecciones a los equipos encargados de la climatización para identificar los fallos que están provocando el mal funcionamiento de los mismos y los kW de refrigeración que están entregando realmente. Se exponen una serie de propuestas en función de disminuir la carga térmica, sin excluir los factores económicos y medioambientales.

ABSTRACT

In the Barceló Solymar Hotel's buffet restaurant, the interior conditions established for the comfort of the clients are not achieved. With the objective of detecting the causes, a survey of the premises is made to later calculate the thermal loads. A series of inspections are carried out to the teams responsible for air conditioning to identify the faults that are causing the malfunction of the same and the kW the refrigeration that are actually delivering. A series of proposals are presented in order to reduce the thermal load, without excluding the economic and environmental factors.

Keywords: interior conditions, local, thermal loads, air conditioning, equipment, economic.

TABLA DE CONTENIDO

Introducción	9
Capítulo 1 Revisión Bibliográfica	11
1.1 Concepto de climatización.	11
1.2 Tipos de sistemas de climatización	12
1.2.1 Por el alcance de la instalación	12
1.2.2 Por el fluido caloportador	15
1.3 Cargas térmicas.....	16
1.4 Condiciones de diseño	18
1.4.1 Condiciones interiores	18
1.4.2 Condiciones exteriores	19
1.5 Distribución de aire	21
1.6 Ahorro de energía en sistemas de climatización	24
1.7 Refrigerantes.....	26
1.7.1 Impacto medioambiental de los refrigerantes	27
Capítulo 2 Materiales y Métodos	29
2.1 Cálculo de cargas variables.	29
2.1.1 Ganancia producto de la radiación solar a través de vidrios.	29
2.1.2 Ganancia de calor a través de paredes y techos.	32
2.2 Cálculo de cargas constantes.	38
2.2.1 Ganancia de calor a través de tabiques.....	38
2.3.2 Ganancia de calor por cristales.	39
2.2.3 Ganancia de calor por infiltraciones.....	40
2.2.4 Ganancia de calor por iluminación eléctrica.	42
2.2.5 Ganancia de calor por ocupantes.	43
2.2.6 Calor aportado por los motores.....	44
2.2.7 Calor aportado por procesos y equipos.	45
2.2.8 Calor aportado por vapor.....	45
2.2.9 Ganancia de calor por ventilación exterior.....	46
2.3 Cálculo de pérdida de calor de las Manejadoras de aire y los Split de suelo.....	48
Capítulo 3 Análisis de los Resultados	50
3.1 Descripción de la instalación.....	50

3.2 Datos generales del restaurante y análisis de los resultados.	50
3.2.1 Cargas Variables	51
3.2.2 Cargas Constantes.	53
Resultado del cálculo del ciclo de acondicionamiento de aire	58
3.3 Manejadoras de aire y los Split de suelo.	59
3.3.1 Datos del fabricante.....	59
3.3.2 Cálculo de pérdida de calor de las Manejadoras de aire y los Split de suelo. ..	60
3.4 Propuestas para disminuir la carga térmica.	61
3.4.1 Instalación de campanas de extracción	61
3.4.2 Colocar películas de Control Solar en las ventanas de vidrio.	62
3.4.3 Ubicar cortinas de aire en puertas.	62
3.5 Análisis Económico	63
3.5.1 Proyectos de Inversión.	63
3.5.2 Inversión.	64
3.5.3 Movimiento de Fondos.....	66
3.5.4 Período de Recuperación de la Inversión.	66
3.5.5 Valor Actual Neto (VAN).	68
3.5.6 Tasa Interna de Retorno (TIR).....	69
3.6 Análisis Medioambiental.....	72
Conclusiones	73
Recomendaciones	74
Referencias Bibliográficas	75
Anexos	79
Anexo I.....	79
Anexo II	86

INTRODUCCIÓN

Los usuarios de un hotel tienen elevadas expectativas y exigencias en lo que se refiere a clima interior. A unos les gusta un ambiente frío y húmedo, mientras que otros lo prefieren cálido y acogedor. Sin embargo, todos desean estancias tranquilas. Cada hotel dispone de variedad de salas y áreas, y cada una de ellas con diferentes necesidades de ventilación y climatización, que hay que estudiar de manera individualizada. Desde el restaurante, cocina y bar; y desde las salas de conferencias y reuniones al spa, las demandas de aire de un hotel no podrían ser más diversas, [Trox 2013].

Sin duda, conseguir la temperatura ideal en cada una de las estancias juega un papel fundamental en la impresión general de un cliente y en su decisión de volver o no al hotel. Sin embargo, cada vez más, la correcta climatización va más allá de la temperatura. El control individual en cada local, la ausencia de cambios bruscos de temperatura de unas dependencias a otras, la pureza del aire o los diseños adaptados a cada estilo y lugar son elementos fundamentales en la climatización actual, [Tecno-Hotel 2010].

El Hotel Barceló Solymar de categoría 5 estrellas, situado en el Km 3 1/2 carretera las Américas, entre el Hotel Internacional y el Hotel Arenas Blancas, y perteneciente al complejo Hotelero Barceló Solymar - Arenas Blancas, está operando desde el año 2001. El sistema de climatización en el restaurante buffet, donde se realiza este trabajo de diploma, está conformado por dos unidades manejadoras de aire y tres Split de suelo, pero a pesar de este equipamiento no se logra el confort requerido, provocando molestias tanto para los clientes como para los trabajadores de dicho local.

Problema científico:

En el Buffet del Hotel Barceló Solymar, el sistema de aire acondicionado no logra las condiciones interiores establecida para el confort de los clientes.

Hipótesis:

Si se realiza un estudio integral del sistema de clima en el buffet se pueden determinar las causas que hacen que no se logre las condiciones de confort en el buffet.

Objetivo General:

Proponer soluciones que garanticen las condiciones de confort en el buffet.

Objetivos Específicos:

- Realizar el estudio del arte en la temática.
- Realizar el cálculo de Cargas Térmicas utilizando el Método Carrier.
- Determinar las condiciones de suministro del aire al local.
- Verificar la correcta selección del equipo instalado.
- Análisis técnico, económico y medio ambiental de los resultados.

CAPÍTULO 1 REVISIÓN BIBLIOGRÁFICA

En este capítulo se realizará una búsqueda bibliográfica que permita abordar los aspectos fundamentales relacionados con los sistemas de climatización, la distribución de aire y las cargas térmicas en instalaciones hoteleras, específicamente en el buffet, para de esta forma dar cumplimiento al objetivo propuesto en el presente trabajo.

1.1 Concepto de climatización.

La normativa española define climatización como: dar a un espacio cerrado las condiciones de temperatura, humedad relativa, calidad del aire y, a veces, también de presión, necesarias para el bienestar de las personas y/o la conservación de las cosas, [RITE, 2007]. Por su parte la norma cubana define la climatización como: el proceso de tratamiento del aire que se efectúa a lo largo de todo el año controlando, en los espacios interiores, su temperatura, humedad, pureza y movimiento, [NC 45-6, 1999].

Puede apreciarse que se ha abandonado cualquier referencia al aire acondicionado, por ser una expresión que, aunque correcta, puede prestarse a equívoco, ya que la mayoría de la gente parece entender que se refiere exclusivamente a la refrigeración (climatización de verano), aunque sería más lógico de refiriese al acondicionamiento del aire en todas las épocas, verano e invierno. Así pues, la climatización comprende tres cuestiones fundamentales: la calefacción/climatización de invierno/verano, la distribución, y la pureza del aire.

Según, [Aspas-Ibáñez & Llobell, 2014] la eficiencia del funcionamiento de un sistema acondicionador de aire depende tanto de la instalación apropiada del equipo, del grado de funcionamiento de este, así como de la gestión de mantenimiento que se le dé. El diseño incorrecto, la instalación incorrecta o una mala gestión de mantenimiento del sistema acondicionador de aire tienen impactos negativos en la comodidad personal y en las cuentas de energía. Por lo que pueden afectar negativa y dramáticamente la calidad del aire en un local.

1.2 Tipos de sistemas de climatización

Se pueden clasificar los sistemas de climatización principalmente por el alcance de la instalación y por el fluido caloportador, [Czajkowski 2006 & Carrier, 1996] (Ver figura 1.1).

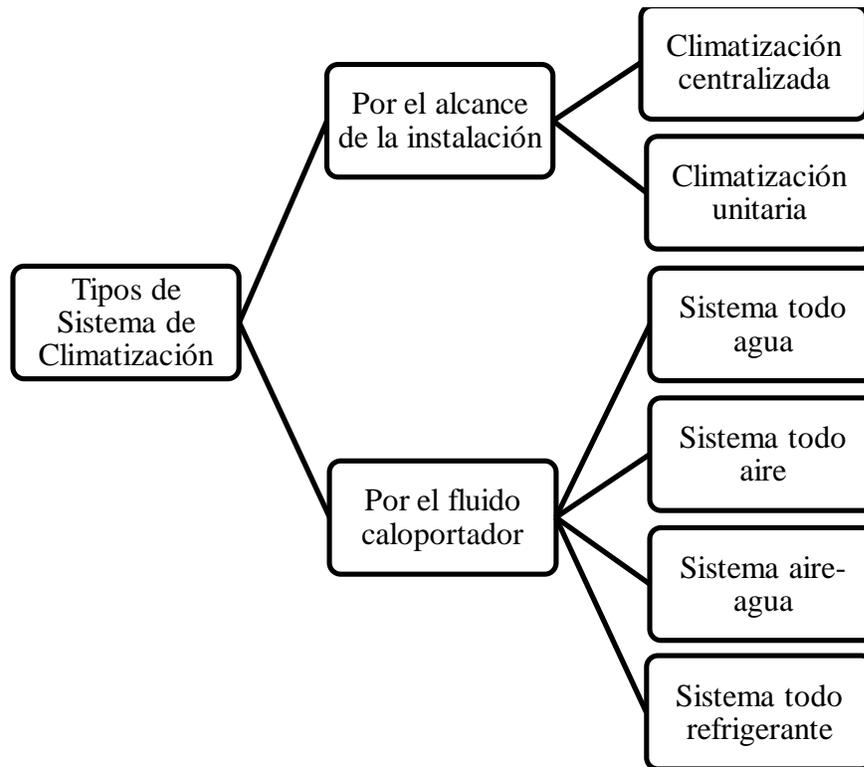


Figura 1.1 Esquema de los principales sistemas de climatización.

1.2.1 Por el alcance de la instalación

La climatización puede hacerse en un solo local (unitaria), frecuentemente con un aparato que produce y emite su energía térmica, y (centralizada), en la que un aparato produce la energía térmica (calor o frío), se lleva a los locales a climatizar por medio de conducciones y se emite por medio de emisores.

Climatización unitaria:

En estos sistemas se utilizan equipos totalmente montados y comprobados en fábrica, con lo cual se eliminan los defectos del montaje en obra. Puede bastar con un solo

acondicionador de aire si el local es relativamente pequeño, o bien el área total puede ser dividida en varias zonas, cada una servida por un equipo de la capacidad adecuada. Estos sistemas ofrecen las ventajas de un costo inicial moderado y también la de una mayor flexibilidad de funcionamiento.

- Acondicionadores de ventana y muro: Estas unidades se llaman de ventana por precisar de una salida al exterior, ya que la condensación se produce por medio del aire ambiente. Se pueden instalar en ventanas, muros, etc. (Anexo I, figura 1).

-Unidades autónomas de condensación por aire (Anexo I, figura 2): Estos equipos son llamados compactos porque reúnen en un solo mueble todos los elementos necesarios para su funcionamiento. Necesitan de una entrada y una salida de aire del exterior para la condensación del gas, pero dado que los ventiladores son del tipo centrífugo, se puede colocar el aparato en el interior de un local o sótano y conducir este aire del condensador al exterior.

-Unidades autónomas de condensación por agua (Anexo I, figura 3): El proceso general de refrigeración de estas unidades es igual al de las anteriores, pero se diferencia de aquellas en que la condensación del gas es producida por medio de agua a la temperatura ambiente normal. El agua se lleva el calor extraído por el aparato. En aparatos de pequeña potencia (hasta 6.000 frigorías/hora) o cuando las disponibilidades de agua lo permitan, el agua se tira a la red de alcantarillado.

-Unidades, tipo consola de condensación por agua (Anexo I, figura 4): Son unidades autónomas de pequeña potencia y su funcionamiento es muy similar al de los equipos compactos enfriados por agua. Necesitan una toma de agua de la red y dos salidas para drenaje y agua del condensador. La calefacción se consigue por medio de una batería eléctrica o una batería de agua caliente. Estas unidades pueden ser dotadas de dispositivo bomba de calor o inversión de ciclo para dar calefacción en invierno.

-Unidades tipo consola, de condensación por aire (Anexo I, figura 5): Su funcionamiento es similar al de los equipos tipo ventana, con la gran ventaja de ser más silencioso.

Necesitan una salida y toma de aire del exterior, quedando la unidad a ras del muro. La calefacción se consigue por batería eléctrica o batería de agua caliente.

-Unidades tipo remotos de condensación por aire (split-system): Estas unidades se diferencian de las compactas en que están partidas o divididas en dos muebles: unidad condensadora y unidad manejadora de aire (Anexo I, figura 2). Ambas unidades van unidas por medio de tuberías de cobre para la conducción del gas refrigerante. Pueden existir dos posibilidades: que la unidad condensadora tenga que ir colocada en el exterior, o bien en el interior, canalizando por medio de conductos la aspiración y descarga de aire del condensador (Anexo I, figura 6).

-Unidades autónomas de cubierta, tipo roof-top de condensación por aire (Anexo I, figura 7): Unidades preparadas para instalación en intemperie tipo horizontal son adecuadas para aplicaciones en locales de una sola planta con cubierta plana tales como supermercados, industrias, etcétera.

Climatización centralizada.

En estos sistemas todos los componentes se hallan agrupados en una sala de máquinas. En esta "estación central" se lleva a cabo el proceso total de acondicionamiento de aire.

Entre los procesos más corrientes se encuentran los siguientes:

En las instalaciones con inductores el aire de ventilación se trata en un manejador de aire y se suministra a alta velocidad a cada inductor en los que por medio de sus toberas se produce la inducción necesaria de aire interior a través de las baterías de intercambio de calor (Anexo I, figura 8). En las instalaciones con fan-coils el aire de ventilación puede tratarse en un manejador de aire y suministrarse a los distintos espacios (Anexo I, figura 9). Los fan-coils tratarán el aire interior recirculándolo. Puede tratarse el aire de ventilación por medio de una toma directa de aire exterior al fan-coil. En las instalaciones por manejadoras de aire, el aire de ventilación se trata por medio de una sección de mezcla con el de retorno. Debe preverse el dimensionado y regulación necesaria para utilización del aire exterior para refrigeración en épocas intermedias. La instalación de cuatro tubos utiliza como medio transmisor el agua-conducida desde una central de

producción de agua enfriada y otra de agua caliente por dos circuitos independientes ida-retorno (Anexo I, figura 10). En circulación constante por los intercambiadores de las unidades terminales, fan-coil e inductores o manejo de aire permite, mediante un sistema de regulación basado normalmente en la regulación del caudal de paso, el disponer de calefacción y refrigeración en todas las dependencias utilizando en cada momento el necesario, con ello podríamos estar calentando en invierno las dependencias periféricas de un edificio y refrigerando las zonas interiores que puedan necesitarlo. Este sistema requerirá una regulación bien proyectada para conseguir una buena eficiencia energética.

1.2.2 Por el fluido caloportador

Sistema todo aire: El aire es utilizado para compensar las cargas térmicas en el recinto climatizado, en el cual no tiene lugar ningún tratamiento posterior. Tienen capacidad para controlar la renovación del aire y la humedad del ambiente. Un sistema puramente todo aire sería el basado en una Unidad de Tratamiento de Aire, (Anexo I, figura 11), aunque también se llama así a los sistemas dotados de climatizadores que acondicionan el aire de una zona y que posteriormente se distribuye en los locales.

Sistema todo agua: Son aquellos en que el agua es el agente que se ocupa de compensar las cargas térmicas del recinto acondicionado (aunque también puede tener aire exterior para la renovación). Aquí podemos encontrar las instalaciones de calefacción con radiadores o con suelo radiante, y las instalaciones de aire acondicionado con fan-coils. El esquema básico de una instalación todo agua se presenta en el (Anexo I, figura 12).

Sistema aire-agua: Se trata de sistemas donde llega tanto agua como aire para compensar las cargas del local. Un ejemplo de este tipo de instalaciones son los sistemas de inducción (Anexo I, figura 13).

Sistema todo refrigerante: Se trata de instalaciones donde el fluido que se encarga de compensar las cargas térmicas del local es el refrigerante. Dentro de estos sistemas podemos englobar los pequeños equipos autónomos (Split y multisplit). Su regulación

puede ser todo o nada o los sistemas de refrigerante variable mediante *inverter* (Anexo I, figura 14).

1.3 Cargas térmicas

Si un local no dispone de climatización, su temperatura se adaptará a la del ambiente, si hace frío estará helado, y cuando haga calor será caluroso, [Czajkowski, 2006 & Rojas et al, 2010]. En la mayoría de los casos estará más caliente que el ambiente, debido a la radiación solar sobre techo, paredes y ventanas, o por el calor desprendido por sus ocupantes e instalaciones interiores (Ver figura 1.2).

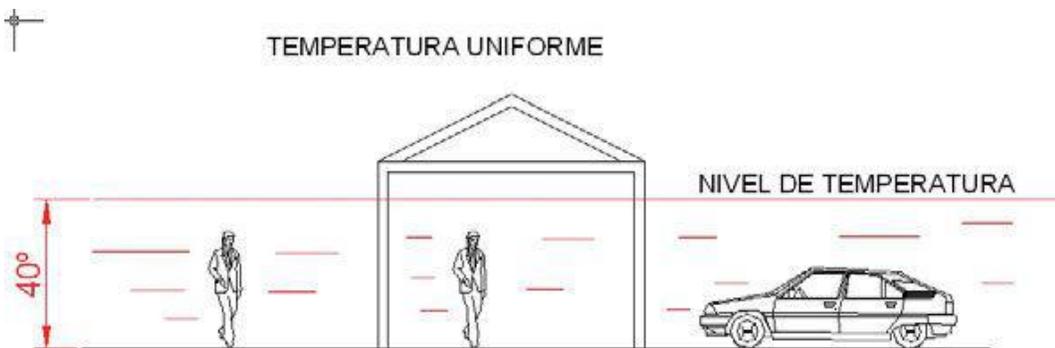


Figura 1.2 Temperatura uniforme

En el momento que se quiera que su temperatura se mantenga en un valor distinto al del exterior, y a voluntad de sus ocupantes, hay que sacar o meter calorías del local al exterior. El calor fluye del cuerpo más caliente al más frío, y por ello, al crear una diferencia de temperatura entre el local y el exterior, se inicia una transferencia de calor por las paredes, suelos, ventanas, y aire de ventilación, que tiende de nuevo a igualar su temperatura con el exterior.

En verano para enfriar el local con un climatizador, hay que extraer calorías, y la transmisión de calor por las paredes es hacia el interior (Ver figura 1.3).



Figura 1.3 Equipo de Aire Acondicionado en Verano

En invierno hay que introducir calorías, y las pérdidas de calor son hacia el exterior (Ver figura 1.4).



Figura 1.4 Bomba de Calor en Invierno

Al final se alcanza un equilibrio entre la potencia del equipo acondicionador, y las transmisiones que por las paredes, techo, etc., tienden a restablecer la temperatura inicial.

En ambos casos las calorías que entran o salen del local las llamamos “pérdidas de calor”, y hay que calcularlas para determinar la potencia del aparato climatizador a instalar. El total de calor necesario a meter o sacar del local lo denominaremos “demanda térmica” del local.

Clasificación de las cargas térmicas:

- Cargas térmicas sensibles: Cuando hay variación de temperatura del bulbo seco. Ganancia o pérdida de calor.
- Cargas térmicas latentes: Debida a cambios de cantidad de vapor de agua en el aire. Ganancia o pérdida de humedad (vapor de agua).

Dentro de estas clasificaciones se puede encontrar:

- Cargas térmicas de transmisión: Es la carga sensible transmitida a través de los cerramientos de un edificio.
- Cargas térmicas de ventilación: Es la debida a la renovación del aire del interior del edificio. Sensible y latente.
- Carga térmica de infiltraciones: Es la debida al aire que entra a través de los intersticios del edificio. Sensible y latente.
- Carga térmica de radiación: Es la carga sensible debida al paso de la radiación solar a través de superficies acristaladas. Sensible.
- Carga térmica interna: Es la debida al uso del edificio, tanto por máquinas y equipos que están en funcionamiento, como por la presencia de las personas que hay en su interior. Sensible y latente.

1.4 Condiciones de diseño

1.4.1 Condiciones interiores

Las normativas de la mayoría de los países fijan unos valores límite para las condiciones del interior de los recintos. Estos límites vienen determinados por un lado, por la comodidad de los usuarios y por el otro extremo por el necesario ahorro de energía. Dependiendo las cargas de la diferencia de temperaturas entre el exterior y el interior, cuando menor sea esa diferencia, menores serán las cargas térmicas.

Según la norma cubana, [NC TS 220-3, 2005] la temperatura y la humedad de diseño para interiores deberán estar en concordancia con los criterios de confort establecidos en la, [NC 217, 2002 & NC 45, 1999].

Tabla 1.1. "Condiciones Interiores de Proyecto".

Locales	Temperatura bulbo seco °C	Humedad relativa %	Tipo de instalación			
			A	B	C	D
Larga permanencia del huésped Dormitorios, suites Apartotel Restaurante cerrado Centro nocturno cerrado Salones de funciones Bares cerrados	24-25	45-60	5/4 3	5/4 3	5/4 3	- 3
Corta permeancia del huésped Cafeterías Tiendas Salones de belleza Otros lugares de servicio al huésped Vestíbulos Pasillos	25-26	45-60	5/4 (3) 5 4/3	5/4 (3) - (5)	5/4 (3) - -	- (3) - -
Áreas de administración y servicios no vinculadas a la presencia del huésped	25-26	45-60	5/4 (3)	5/4 (3)	5/4 (3)	- (3)
Áreas de preelaboración	18-20	45-60	5/4 (3)	5/4 (3)	5/4 (3)	3

1.4.2 Condiciones exteriores

También en este caso las normativas suelen dar unas temperaturas de cálculo obtenidas a partir de datos meteorológicos tomados a lo largo de una serie de años. La manera de darlas varía de unos países a otros. En algunos se dan zonas climáticas mediante mapas fijando para cada una de ellas, una temperatura de cálculo. En otros se dan para cada localidad concreta, en el caso de Cuba este es el utilizado según la normativa cubana,

[NC TS 220-3, 2005], la que plantea que las condiciones exteriores de diseño se seleccionarán, de acuerdo a lo establecido en la, [NC 45-6, 1999].

Las temperaturas de diseño para acondicionadores de aire no deberán ser mayores que las correspondientes al 1% de la ocurrencia de los meses de verano en instalaciones excepcionales (laboratorios o locales especializados) y frecuencia no mayores del 2.5% para las convencionales (Ver Tabla 1.2).

Tabla 1.2 "Condiciones Exteriores de Proyecto", determinadas según el método de las frecuencias de ocurrencia de las temperaturas horarias o bihorarias de la localidad.

Ciudad (territorio)	Condiciones de Verano		DT diario (°C)	Cond. de Invierno T.B.S °C	Vientos predominantes Km/h	
	T.B.S °C	H.R °C			Verano	Invierno
San Antonio	32	70	8.5	16.5	8 ENE	14 NE
Pinar del Río	32	64	10	13.5	7 E	10 E
Bahía Honda	32.5	61	10	13.5	6 E	8 ESE
C. de la Habana	32	62	8	17	10 ENE	14 E
Isla de la Juventud	32	67	8.5	14.5	8 E	13 E
Matanzas	33	61	9.5	15	7 ENE	10 NE
Varadero	33	66	9.5	14	-	-
Santa Clara	33	60	11	13.5	5 E	8 ESE
Cienfuegos	33	60	10.5	14.5	5 E	12 NE
Sagua la grande	33.5	63	10.5	14	6 E	8 E
Topes de Collantes	27	73	4	10.5	10 E	10 NE
Trinidad	33	60	4.5	16.5	8 E	12 ENE
Sancti Spiritus	33.5	63	10.5	16	16 NNE	8 N
Ciego de Ávila	34	59	11.5	13.5	7 EN	12 N
Morón	34	65	10.5	14.5	10 E	13 NE
Esmeralda	34	59	11.5	12.5	7 E	7 E
Camagüey	34	59	12	14.5	12 E	15 NE
Nuevititas	31.5	58	7.5	17	14 E	16 E
Las Tunas	33.5	60	11.5	14.5	11 E	11 NE
Gibara	32	70	8	17	-	-
Banes	33	57	10	16.5	14 E	13 E
Pinares de Mayarí	27	61	10	12.5	-	-
Santiago de Cuba	33.5	60	11.5	16.5	18 NE	8 NE

Cabo Cruz	33	69	9	17	14 ESE	15 NNE
Gran Piedra	23.5	84	7.5	11	18 NE	24 NNE
Punta Maisí	33	69	7	19	16 E	17 ENE

1.5 Distribución de aire

La distribución del aire es uno de los factores más importantes en los sistemas de aire acondicionado, por más que se logre enfriar o calentar el aire o controlar su humedad, la forma en que se lleva a los espacios por acondicionar desempeña un papel fundamental para lograr el confort de las personas, [S.A, 2012 & S.A, 2014].

Para mantener un buen confort la circulación del aire dentro del área por climatizar es esencial, [Renedo, 2015 & Rivera, 2012]. El aire debe circular sobre toda el área sin obstáculos o separaciones que condicionen este elemento, debido a que la correcta circulación permitirá que absorba de manera uniforme el calor y la humedad de todo el local, potenciando así su eficiencia.

También que el movimiento del aire sea suave es importante para evitar corrientes o sonidos objetables. El buen confort es subjetivo y puede ser definido como cualquier condición que se cambia para producir bienestar. Esto sólo significa que una persona no es consciente del mejor acondicionamiento térmico mientras que se encuentra cómoda, o bien bajo condiciones que permiten esa sensación, pero esto podría estar condicionado a su apreciación.

El diseño de distribución forma parte esencial dentro de la selección del sistema adecuado para la climatización de un proyecto nuevo o la revaloración del existente, sobre todo cuando esta es de confort, debido a que los volúmenes de aire y su distribución (puntos de difusión) deben estar correctamente calculados para no degradar la eficiencia y cumplir con las características de climatización mínimas de confort, [González, 2012].

La distribución del aire introducido a una habitación debe realizarse de manera tal que dentro de la zona de ocupación no existan grandes diferencias de temperatura, ya sea horizontal o vertical.

El estándar de la Asociación Americana de Ingenieros de Calefacción, Refrigeración y Aire Acondicionado [ASHRAE, 2010] contempla que no hay un movimiento mínimo de aire para que se logre el confort; pero sí establece las velocidades máximas de 30 pies por minuto (ppm) (0.15 m/s) a una temperatura de 72 °F (22 °C), o bien de 50 ppm (0.25m/s) para una temperatura de 78 °F (25 °C). También, establece que las bajas velocidades afectan siempre la uniformidad de temperatura en los espacios.

La determinación del volumen de aire que requiere cualquier espacio, así como el tipo y cantidad de salidas de aire que se tendrán, es de suma importancia para cualquier tipo de suministro de aire, considerando el tiro o alcance requeridos que tenga el aire, así como los aspectos arquitectónicos y estructurales. Sin dejar de mencionar la selección de los elementos, como difusores, rejillas, etcétera, que esté en concordancia con los datos del fabricante para su especificación y correcto funcionamiento.

Para alcanzar una sensación de confort, mediante el acondicionamiento de aire, es necesario conseguir uniformidad de temperatura y casi ausencia de corrientes de aire. No obstante, si el aire no se mueve (velocidad inferior a 0.08 m/s se considera aire estancado), tampoco se consigue una sensación de bienestar.

Numerosos experimentos aconsejan situar la velocidad del aire dentro del recinto ocupado en un intervalo de 0.15 y 0.20 m/s en invierno y en verano entre 0.20 y 0.40 m/s. En verano, la corriente convectiva o movimiento natural del aire tiende a llevar el aire caliente hacia el techo y en invierno van desde el techo hacia el suelo. Es evidente que para contrarrestar ambos fenómenos debe introducirse el aire acondicionado cerca del techo.

Existen tres condiciones necesarias para una buena distribución de aire que son:

1. Temperatura del aire introducido en el local.
2. Velocidad de aire descargado al local.
3. Dirección del aire introducido en el local.

Para lograr una correcta distribución de aire es necesario conocer una serie de parámetros que se definen a continuación:

- Alcance o flecha: Distancia horizontal medida desde la boca de salida del aire hasta el punto más alejado, en el cual la velocidad se ha reducido hasta 0.25 m/s a una altura de 2.1 m.
- Caída: Es la distancia desde la boca de salida del aire hasta el punto más bajo en el que se obtenga la velocidad de 0.25 m/s.
- Aire primario: Aire que es impulsado al local procedente del conducto.
- Aire secundario: Aire que es arrastrado por el aire primario en su recorrido.
- Aire total: Suma del aire primario y secundario.
- Inducción: Efecto que se produce a consecuencia del arrastre del aire primario al salir de la boca de impulsión y arrastrar o inducir al aire secundario.
- Relación de inducción: La relación entre el aire total con respecto al primario.

El efecto que provoca la inducción influye en el alcance de la rejilla, al ser una función de la velocidad, y la disminución de la velocidad depende de la relación de inducción y del perímetro de la boca de impulsión, por lo que se deduce que si tuviese dos bocas de impulsión con la misma área de salida y perímetros diferentes, la de mayor perímetro tendrá menor flecha o alcance y viceversa. Por este motivo se prefiere el uso de difusores y rejillas circulares sobre las rectangulares.

El aire es suministrado a un local o recinto determinado, mediante rejillas y difusores que generalmente se colocan en el techo o en las paredes cerca de este. Las mismas están provistas de deflectores y álabes o guías directrices que posibilitan la dispersión y la velocidad del aire en la salida de estas, en función de las necesidades o requerimientos a lograr en la distribución de aire.

La elección entre rejillas y difusores de techo o de suelo obedece más bien a criterios estructurales o estéticos, no obstante, el tipo de salida que se elija debe cumplir que:

1. La caída no penetre en la zona ocupada para evitar los molestos chorros de aire sobre los ocupantes.
2. La flecha o alcance coincida con la longitud mayor del local.

No obstante, con respecto a la importancia de este tema sobre el consumo energético en instalaciones de aire acondicionado se puede constatar que existen pocos trabajos

relacionados con la distribución del aire acondicionado en locales, lo que motiva que aún existan instituciones que conciban un cambio de tecnología sin considerar los aspectos relacionados con el tema, tales como: velocidad, distribución y bocas de salidas de aire y ubicación de los equipos interiores, [Borroto et al, 2002].

La técnica que gestiona la distribución del aire en los locales es la difusión. Con su dominio se consigue que el aire impulsado por los ventiladores y distribuido por los conductos llegue a los usuarios de los locales en condiciones de confort.

Una elección correcta de los elementos de difusión provocará una instalación confortable, velocidades de aire correctas, temperaturas homogéneas y ruidos admisibles, [Catalogo técnico, 2019] [Soelr & Palau, 2012]. Por el contrario, una elección poco acertada puede llevar una buena instalación a ser considerada como inaceptable, en la actualidad se encuentra con instalaciones realmente costosas que resultan ineficaces o ruidosas.

Para conseguir que el aire tratado sea distribuido en los locales en condiciones óptimas, velocidades aceptables y con el mínimo ruido posible, se usa la llamada técnica de difusión del aire, consistente en la gestión de los medios materiales (elementos de difusión) y técnicos con el fin de conseguir una instalación confortable, [Apilanez, 2014].

Los autores, [Soelr & Palau, 2012] plantean que las instalaciones de distribución de aire son un elemento fundamental y determinante del confort en los locales acondicionados; existen consideraciones básicas a tener en cuenta para conseguir el confort pretendido y las cuales se enuncian a continuación:

1. Prevención de zonas mal acondicionadas.
2. Prevención de cortocircuitos.
3. Prevención de estratificaciones.
4. Control de la velocidad final o residual.
5. Control del nivel de ruido.

1.6 Ahorro de energía en sistemas de climatización

Ahorrar energía ha dejado de ser ya una opción para convertirse en una necesidad para hacer frente al déficit originado por el incesante aumento del consumo y utilizarla

eficazmente constituye la alternativa más efectiva para la protección del medio ambiental, [Cero Grados, 2013].

Medidas aplicables para el ahorro energético

- Elevar la temperatura en el interior del edificio
- Reducir la temperatura en el exterior
- Limpiar los evaporadores, condensadores o torres de enfriamiento
- Suministrar aire fresco a los condensadores
- Ajustar los valores de control
- Reacomodar la carga en el interior de los cuartos fríos para un mejor aprovechamiento del aire
- Cambiar empaques dañados de las puertas
- Instalar cortinas tipo persiana vertical
- Eliminar fuentes de calor internas
- Revisar y reparar el aislamiento de paredes, piso y techo
- No instalar refrigeradores cerca de otras fuentes de calor
- Aislar las tuberías de refrigerante
- Instalar termómetros
- Eliminar fugas
- Instalar un sistema economizador
- Aprovechamiento del aire externo para reducir el trabajo de las máquinas de enfriamiento
- Dar mantenimiento preventivo a los equipos, de manera constante y a profundidad
- Limpieza de serpentines
- Contar con una instalación eficiente
- Utilizar válvulas termostáticas
- En caso de fallas, contar con un plan de mantenimiento correctivo

1.7 Refrigerantes

Por la necesidad de encontrar medios artificiales para la producción de frío se han creado productos químicos llamados refrigerantes, donde son productos químicos líquidos, fácilmente licuable, que es utilizado como medio transmisor de calor entre otros dos en una máquina térmica. Los principales usos son los refrigeradores y los acondicionadores de aire.

Todo líquido tiene la propiedad de ser un refrigerante en vista que al evaporarse absorbe calor del medio en el cual están en contacto, por lo general los refrigerantes son productos líquidos y químicos. El ciclo del equipo frigorífico se completa con el empleo de líquidos, llamados refrigerantes y más comúnmente gases, cuyos puntos de ebullición serán bajos.

Los métodos de refrigeración que se utilizan generalmente son de compresión mecánica que consiste en la realización de un proceso cíclico de transferencia de calor desde el interior de un área, al exterior de esta, mediante la evaporación de sustancias denominadas refrigerantes como el freón, las que actualmente están siendo reemplazados por refrigerantes alternativos que no afectan el medio ambiente ni a la capa de ozono.

Aunque el confort dependa de las condiciones humanas y tipo de trabajo que se realiza, los sistemas de Climatización vienen preparados para controlar los cuatro elementos básicos. El calor y el frío que el hombre siente no dependen de la temperatura del aire, sino también de la humedad y de la apropiada distribución del aire. La humedad, se refiere a la cantidad de agua contenida en el aire y se registra por sensaciones de humedad. Este concepto está directamente relacionado con la sensación de confort. El aire ambiente se controla para mantener la humedad relativa preestablecida mediante la humidificación o deshumidificación del aire ambiente, [Ávila et al, 2013].

A pesar de todos los adelantos en materia del desarrollo de refrigerantes más amigables con el medio ambiente, se puede afirmar que aún no ha sido posible encontrar un refrigerante que sea totalmente “ecológico”, [Duque, 2009].

1.7.1 Impacto medioambiental de los refrigerantes

Los gases refrigerantes a base de clorofluorocarbonados (CFC), hidroclorofluorocarbonados (HCFC), y fluorocarbonados cuyo uso es generalizado en la industria de la refrigeración, en los sistemas de aire acondicionado, en la fabricación de espumas y en aplicaciones médicas entre otras, ha traído consecuencias ambientales de grandes proporciones al contribuir a la destrucción de la capa de ozono y al cambio climático.

La destrucción de la capa de ozono, fue identificada inicialmente por [Lovelock, 1972], citado [Mcculloch, 1999], quien fue el primero en investigar sobre los gases refrigerantes a base de clorofluorocarbonos y sus efectos en la capa de ozono, seguidas por [Molina, 1974], siendo el resultado de estas investigaciones, el instrumento base de las medidas específicas que deberían ser tomadas en el Protocolo de Montreal para regular la utilización de dichos gases entre los países adheridos al protocolo.

En el Protocolo de Kyoto de [1997], se definieron las sustancias responsables del cambio climático, entre las que se encuentran los hidroclorofluorocarbonados, reguladas sólo a partir del año 2005, cuando entró en vigor dicho protocolo.

En ambos protocolos, se establece una serie de medidas que deben ser adoptadas por los países adheridos a estos, tendientes a disminuir las emisiones de los gases a la atmósfera o a contrarrestar los efectos en éste.

La estabilidad química de los CFC permite que éstos sean transportados gradualmente de la atmósfera a la estratósfera, donde realizan una fotólisis con los rayos ultravioletas, liberando átomos de cloro, los cuales participan en una serie de reacciones, que destruyen el ozono. Como se mencionó anteriormente, en estas reacciones un átomo de cloro puede destruir miles de moléculas de ozono estratosférico y por otro lado los CFC absorben radiación infrarroja de la superficie de la tierra, permitiendo que una mayor cantidad de rayos ultravioletas alcancen esta superficie, lo cual pone en peligro la salud humana y los ecosistemas, [Kim, 2011 & Zhao, 2011].

Por la anterior situación, donde los CFC no pueden reincorporarse al medio ambiente sin que generen alteraciones en éste, se le considera como residuo peligroso y como los gases refrigerantes elaborados a base de clorofluorocarbonos e hidroclorofluorocarbonos destruyen el Ozono estratosférico, son considerados sustancias peligrosas o sustancias agotadoras de la capa de Ozono, además de que contribuyen al efecto invernadero, [Stavro, 2005 & Zhao, 2011].

Esta característica de los gases refrigerantes implica que su manejo, destrucción, regeneración o reúso debe tratarse con sumo cuidado para evitar liberaciones a la atmósfera con las concebidas consecuencias ambientales que ello implica.

CAPÍTULO 2 MATERIALES Y MÉTODOS

Este capítulo tiene como objetivo exponer la metodología de cálculo de cargas térmicas del restaurante buffet Solymar, en el cual se hará uso del método de cálculo de Carrier.

2.1 Cálculo de cargas variables.

En estas se incluyen las ganancias de calor producto a la radiación solar a través de vidrio y las ganancias producto de la transmisión por estructuras constructivas.

$$Q_v = Q_{rc} + Q_{py} \quad (2.1)$$

Donde:

Q_v → Carga variable, W.

Q_{rc} → Ganancia por radiación solar a través de vidrio corregida, W.

Q_{pyt} → Ganancia a través de paredes y techo, W.

2.1.1 Ganancia producto de la radiación solar a través de vidrios.

En la práctica suelen utilizarse tablas con los valores de las ganancias por insolación en vidrios, dadas por la unidad de área de ventana en función de la latitud, mes del año, hora del día y orientación de la superficie.

En el anexo II se dan las ganancias por radiación solar total (I_t) para 20° latitud norte, (el valor está dado en Watt por metro cuadrado de ventana de vidrio simple con un marco de madera de un 15% del área total), esta tabla está confeccionada para el hemisferio norte, altura cero metros sobre el nivel del mar, atmósfera limpia y una temperatura de rocío igual a 19.5°C. Para condiciones diferentes habrán de realizarse las correcciones dadas al pie de la tabla.

Los valores dados corresponden a la suma de la radiación directa y difusa cuando la superficie está expuesta totalmente a los rayos solares; en caso de que se requiera la ganancia producto de la radiación difusa para cualquier ventana de cristales a la sombra, se tomara el valor correspondiente a la orientación norte en el hemisferio norte.

Al determinar las ganancias por insolación a través de vidrios es necesario tener en cuenta los siguientes factores:

1. La niebla o contaminación atmosférica (f1): La niebla o bruma producida fundamentalmente por la contaminación del aire atmosférico puede reducir el valor de la radiación solar en algunos casos hasta un 15%. Para zonas industriales se recomienda reducir los valores de la Tabla 1 en un 10% (multiplicar por 0,9).

2. El tipo de marco de ventana (f2): La tabla está elaborada para marcos de madera, considerando estos un 15% del área total de ventanas, refiriendo las ganancias por insolación al área de ventanas incluido el marco. En la mayoría de las edificaciones modernas donde se emplean marcos de metal, los valores de la tabla se incrementan en un 17% (multiplicar por 1/0.85) ya que el metal es mejor conductor que la madera; esto equivale a considerar toda el área de ventana como vidrio (en caso de tener el área neta de vidrio se afectara por el mismo valor).

3. La altura sobre el nivel del mar (f3): Por cada aumento de 300 metros sobre el nivel del mar se considera un aumento promedio de 0.7%, a partir de los valores de la Tabla 1.

$$f3 = 1 + \frac{H \cdot 0.007}{300} \quad (2.2)$$

Donde:

$H \rightarrow$ Altura sobre el nivel del mar donde se realiza el estudio, (m) 22.

4. La variación del punto de rocío (f4): Una variación del punto de rocío significa una variación en el contenido de vapor de agua en el aire, lo que implica un cambio en la capacidad de absorción de rayos solares por el aire atmosférico. La variación promedio de la radiación solar es de un 14% por cada 10°C de incremento en la temperatura de un punto de rocío del ambiente.

$$f4 = 1 - \frac{(tpr - 19.5) \cdot 0.14}{10} \quad (2.3)$$

5. El hemisferio terrestre (f5): La tierra se acerca un 3% más al sol en el mes de enero, que en julio, lo que provoca que los valores de la intensidad de la radiación solar que incide en la atmósfera terrestre en enero sea un 7% mayor que en julio. La Tabla 1, anexo II está dada para el hemisferio norte, por lo que para ser empleadas en zonas del hemisferio sur, donde el verano corresponde a diciembre - enero los valores han de incrementarse en un 7%.

Hemisferio norte $f5 = 1$

Hemisferio Sur $f5 = 1.7$

6. Tipo de vidrio (f6): La Tabla 1, anexo II fue confeccionada para vidrio sencillo, en caso de otro tipo de vidrio su valor deberá corregirse en dependencia de las características del cristal y de la presencia de cortinas, Tabla 2, anexo II. Por lo que la expresión de cálculo para las ganancias por radiación solar a través de ventanas de vidrio es:

$$Q_{rc} = I_t \cdot A \cdot f_c \quad (2.4)$$

$$f_c = f_1 \cdot f_2 \cdot f_3 \cdot f_4 \cdot f_5 \cdot f_6 \quad (2.5)$$

Donde:

Q_{rc} → Ganancia de calor por radiación a través de cristales, (kW).

I_t → Valor de la intensidad de radiación solar total (W/m²) (Tabla 1, anexo II).

A → Área soleada de la ventana (m²).

f_c → Factor de corrección (Tabla 1, Anexo II).

Para facilitar el cálculo de Q_{rc} se recomienda guiarse por la siguiente tabla donde se tendrán en cuenta los meses, orientaciones de las paredes y horario que se tengan de dato del plano del local. Una vez que se tenga calculado el Q_{rc} para cada orientación se hará la sumatoria de éstos para cada hora en cada mes uno de los meses, posteriormente se selecciona al mayor Q_{rc} de cada hora.

Tabla recomendada para el cálculo de la radiación por ventanas de vidrio.

Meses	Parámetros	Orientación	Horas				
			8:00	9:00	10:00	11:00	12:00
Junio	It (W/m ²)	N					
		E					
		S					
		O					
	Qrc=It•A (W)	N					
		E					
		S					
		O					
	ΣQrc·	SUMA					
	Qrc mayor						

2.1.2 Ganancia de calor a través de paredes y techos.

La ganancia de calor a través de una pared es el resultado de la suma de los siguientes factores:

- Flujo de calor producto de la diferencia de temperaturas entre el aire exterior e interior de la pared.
- Flujo de calor producto de la intensidad de la radiación solar incidente sobre la pared o techo.

En el primer caso se puede considerar un flujo aproximadamente estacionario, aunque como ya se ha dicho la temperatura del aire no es constante durante todo el día. En el segundo caso el flujo no es estacionario debido a la gran variación de la energía incidente proveniente del sol sobre la pared; además la pared posee una capacidad térmica que provoca el almacenaje de cierta cantidad de calor, que tiempo después será entregado al interior del local.

La forma más simple para efectuar el cálculo es considerando el proceso como régimen estacionario y emplear una pared simple, para hacer un análisis en estas condiciones se debe hacer uso de los conocimientos adquiridos en la asignatura Transferencia de calor.

Si se grafica la variación de la temperatura a través de una pared plana simple se podrá observar que esta posee un comportamiento lineal y su pendiente depende de:

- La diferencia de temperatura entre el interior y el exterior de la pared.
- El espesor de la pared.

Por tanto, el calor transferido (Q), desde el punto de mayor temperatura la de menor (en el caso que se analiza se considera que la temperatura en el exterior es superior a la temperatura en el interior) se podrá calcular como:

$$Q = K \cdot F \cdot (t_L - t_i) \quad (2.6)$$

Donde:

K .-Es el coeficiente global de transferencia de calor, $W/m^2 \cdot ^\circ C$.

Este se puede determinar por:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_o} + \frac{\delta_p}{\lambda_p} + \frac{1}{\alpha_L}} \quad (2.7)$$

Donde:

$F \rightarrow$ Área de transferencia de calor de la pared, m^2 .

$t_L \rightarrow$ Temperatura exterior del local, $^\circ C$.

$t_i \rightarrow$ Temperatura interior del local, $^\circ C$.

$\alpha_o \rightarrow$ Coeficiente de transferencia de calor del aire que circula por el exterior del local, $W/m \cdot ^\circ C$.

α_L . → Coeficiente de transferencia de calor del aire que circula por el interior del local, W/m.°C.

λ_p . → Conductividad térmica de la pared, W/m.°C.

δ_p . → Espesor de la pared, m².

Si estuviéramos en el caso de una pared compuesta como comúnmente ocurre entonces, el coeficiente de traspaso de calor se deberá calcular como:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_o} + \frac{\delta_{p_1}}{\lambda_{p_1}} + \frac{\delta_{p_2}}{\lambda_{p_2}} + \dots + \frac{\delta_{p_n}}{\lambda_{p_n}} + \frac{1}{\alpha_L}} \quad (2.8)$$

Debe recordarse que esta expresión es válida solamente para paredes situadas a la sombra dentro del rango de horas del día en que la temperatura del aire exterior sea aproximadamente constante.

Esto en la realidad no ocurre así, pues la temperatura del aire varía continuamente al igual que la radiación, por lo tanto la transferencia de calor del exterior al interior del local no se produce con régimen estacionario y las ecuaciones se complican, pues estaría en presencia de un régimen transciente.

Un notable porcentaje de la carga térmica instantánea es de naturaleza radiante, y en consecuencia se acumula en las estructuras de los locales antes de ser cedida por convección al medio ambiente interior. La radiación, al incidir sobre una estructura, es absorbida por su superficie, elevando su temperatura por encima de la del aire ambiente interior. Por tanto, la carga instantánea para el local varía según la hora y otros factores, por tanto la carga térmica real sobre el equipo de enfriamiento va a ser menor que la instantánea, debido a:

- a) Almacenamiento térmico en estructuras.
- b) No-simultaneidad de las cargas.
- c) Estratificación de la temperatura.

Con el mayor o menor peso de la estructura será menor o mayor el valor máximo de la carga térmica que debe eliminar el equipo. Las curvas permiten apreciar que a los edificios de construcción ligera les corresponden cargas térmicas efectivas más elevadas y más rápidamente variables.

¿Cuál es el efecto que provoca este fenómeno de acumulación del calor radiante con respecto a la hora de mayor radiación?

La diferencia de temperatura creada por la radiación al incidir en la superficie exterior de la pared, provoca un flujo de calor hacia el interior del material de la estructura por conducción y hacia el aire ambiente por convección. La porción de calor transmitida por conducción se acumula en la estructura y sólo la porción transmitida por convección al aire ambiente representa una carga instantánea para la instalación.

Temperatura solar del aire. Es definido como el valor de temperatura del aire que se obtendría, en la ausencia de todos los intercambios de radiación, la misma razón de flujo de calor en la superficie exterior de la pared tal como la combinación de los intercambios reales producto de la diferencia de temperatura y radiación.

Este valor depende de la hora solar, orientación de la pared y temperatura del aire exterior. Existen tablas para su determinación, no tiene en cuenta la capacidad térmica de la pared o techo. Para ello se ha definido la diferencia de temperatura equivalente (Δt_e).

Es la diferencia de temperatura entre el aire exterior e interior que evalúa el flujo de calor total a través de una estructura originada por la radiación solar y la temperatura exterior.

Esta depende de:

- Material de construcción.
- De la estructura de la pared.
- De las condiciones de proyecto.
- Latitud.
- De la hora solar.

Entonces la carga térmica por paredes y techos Q_{pyt} será:

$$Q_{pyt} = K \cdot A \cdot \Delta te \quad (2.9)$$

$$\Delta te = a + \Delta tes + b \cdot [RS/RM \cdot (\Delta tem - \Delta tes)] \quad (2.10)$$

Donde:

Q_{pyt} → Flujo de calor a través de paredes y techo. (W).

K → Coeficiente global de transferencia de calor. (W/m².°C) (Tablas 3, 4 y 5, anexo II).

A → Área. (m²).

Δte → Diferencia equivalente corregida. (°C).

a → Corrección tomada de la Tabla 8, anexo II. Coeficiente que tiene en cuenta la diferencia de temperatura entre el exterior y el interior y la variación de la temperatura de bulbo seco diaria, generalmente en Cuba se toman los valores siguientes:

$$t_{ext} = 32.2 \text{ °C}$$

$$t_{int} = 24.0 \text{ °C}$$

$$\Delta t_{bs} = 8 \text{ °C}$$

$$a = 1.2$$

Δtes → Diferencia equivalente de temperatura a la hora considerada para la estructura en la sombra. (Tabla 6 y 7, anexo II).

Δtem → Diferencia equivalente de temperatura a la hora considerada para la estructura soleada. (Tabla 6 y 7, anexo II).

b → Coeficiente que toma en cuenta el color de la cara exterior de la pared:

Color oscuro=1.

Color medio=0.78.

Color claro=0.55.

RS/RM → se toma según Tabla 9, anexo II.

R_s → Máxima radiación solar según la orientación y mes considerado, así como a la latitud a la cual se encuentra el local.

R_m → Máxima radiación solar según la orientación de la pared, para el mes de julio y 40° de latitud norte.

Para paredes orientadas en la dirección norte:

$$\Delta t_e = a + \Delta t_{es} \quad (2.11)$$

Para facilitar los cálculos se recomienda apoyarse la siguiente tabla, se deben poner cuantas orientaciones y meses sean necesarios.

Tabla recomendada para el cálculo del flujo de calor a través de paredes y techo.

Meses	Parámetros	Orientación	Horas				
			8:00	9:00	10:00	11:00	12:00
Junio	Δt_{es}	N					
		E					
		S					
		O					
		H					
	Δt_{em}	N					
		E					
		S					
		O					
		H					
	Δt_e	N					
		E					
		S					
		O					
		H					
Q_{pyt}	N						

		E					
		S					
		O					
		H					
	Qpyt	SUMA					
Qpyt mayor							

Para seleccionar la carga variable que se tendrá en cuenta a la hora de calcular la ganancia de calor a absorber en la batería de enfriamiento se debe:

Tabla recomendada para el cálculo total de la carga variable de calor.

Q/horas	8:00	9:00	10:00	11:00	12:00
Qrc mayor					
Qpyt mayor					
$Q_v = \Sigma(Q_{rc} + Q_{pyt \text{ mayor}})$					

De la tabla anterior se deberá seleccionar el mayor valor de Q_v , el que corresponderá con la carga variable.

2.2 Cálculo de cargas constantes.

2.2.1 Ganancia de calor a través de tabiques.

Carga térmica que llega al local por tabiques (paredes interiores), se calcula como:

$$Q_{tab} = K \cdot F \cdot (t_E - t_I) \quad (2.12)$$

Donde:

Q_{tab} → Carga térmica que llega al local por tabiques, W.

K → Coeficiente global de transmisión de calor del tabique, W/m².°C.

F → Área de transferencia de calor del tabique, m².

$t_E \rightarrow$ Temperatura del bulbo seco exterior, °C.

$t_I \rightarrow$ Temperatura del bulbo seco interior, °C.

La ecuación anterior se utiliza de la misma forma para cristales interiores a un local no climatizado; cuando el tabique da a un local con gran generación de calor, casa de calderas, cocinas, etc., entonces la expresión anterior se transforma y adopta la forma siguiente:

$$Q_{tab} = K \cdot F \cdot [(t_E - t_I) + (9 \div 11)^{\circ}C] \quad (2.13)$$

Cuando un tabique separa el local de otro ya climatizado con iguales condiciones de diseño se puede decir que para este $Q_{tab}=0$.

$$Q_{tab} = \sum Q_{tab} \quad (2.14)$$

2.3.2 Ganancia de calor por cristales.

La ganancia de calor por cristales sólo es debido al calor sensible y su expresión de cálculo es la siguiente:

$$Q_c = \sum Q_c \quad (2.15)$$

$$Q_c = K \cdot A \cdot \Delta t \quad (2.16)$$

Donde:

$\sum Q_c \rightarrow$ Sumatoria de las ganancias por cristales, W.

$Q_c \rightarrow$ Ganancia de transmisión por cristales, W.

$A \rightarrow$ Área de la superficie acristalada, m².

$\Delta t \rightarrow$ Diferencia térmica de temperatura en el exterior e interior de los cristales, °C.

$K \rightarrow$ Coeficiente de transmisión global de calor, W/m².°C

Tabla recomendada para el coeficiente de transmisión global de calor del vidrio K
(W/m². °C)

Coeficiente de transmisión global de calor del vidrio K (W/m ² .°C)												
	vertical						horizontal					
	sencillo	doble			triple			sencillo		doble		
Espesor de la lámina de aire (mm)	6	13	20-100		6	13	20-100		verano	invierno	verano	invierno
Chasis simple	6.40	3.49	3.14	3.02	2.33	1.98	1.86	4.88	7.91	2.79	3.95	
Chasis doble	3.02							2.44	3.6			

2.2.3 Ganancia de calor por infiltraciones.

Cuando se abre una puerta o ventana en un local acondicionado cierto volumen de aire caliente y húmedo se introduce desplazando un volumen igual de aire húmedo frío. Esto también sucede al incidir el viento sobre las puertas y ventanas.

Las infiltraciones de aire exterior en los ambientes acondicionados originan en verano un aumento de las cargas latentes y sensibles de los mismos y que deben, en consecuencias, ser consideradas.

En los altos edificios (+35 m) se busca el efecto chimenea que consiste en la entrada de aire por la parte superior y salida del mismo por la parte baja neutralizando las infiltraciones.

Para calcular la infiltración de aire por ventanas existen dos métodos:

- Método de rendija: Se obtiene un estimado del caudal de aire por metro lineal de rendija (Tabla 10 y 11, anexo II); (el flujo de infiltración m³/h/m lineal de rendija). En este caso se calculará toda la longitud de posible rendija y obtener el flujo multiplicando esta por el índice obtenido de la tabla.
- Método del área de ventana: Se obtiene un estimado del caudal por m² de ventana entonces:

$$V_i = I_v \left(\frac{m^3 / hr}{m^2} \right) \cdot Area_{ventana} (m^2) + I_p \left(\frac{m^3 / hr}{m^2} \right) \cdot Area_{puerta} (m^2) \quad (2.17)$$

Donde:

$V_i \rightarrow$ Es el volumen de aire infiltrado.

Se toman las áreas de dos fachadas consecutivas considerando el mayor número de ventanas y si el aire tiene esa dirección, ya que el viento no actúa simultáneamente sobre todas las fachadas, cuidando de que este valor no sea menor que la mitad del total de rendijas en el local.

Para las puertas se toma un índice de m³/h, Según el tipo de puerta y la aplicación del local y un factor de uso. Para este método se deben usar la Tablas 12 y 13, anexo II.

Para calcular la carga térmica aportada por la infiltración en sensible y latente se emplearán las ecuaciones siguientes:

$$Q_{SI} = 1212 \cdot V_i \cdot (t_E - t_I) \quad (2.18)$$

Donde:

$Q_{SI} \rightarrow$ carga térmica aportada por la infiltración en sensible, (W).

$V_i \rightarrow$ Volumen de infiltración para ventanas o puertas según corresponda, (m³/h).

$$Q_{LI} = 2970 \cdot V_i \cdot (d_E - d_I) \quad (2.19)$$

Donde:

$Q_{LI} \rightarrow$ Carga térmica aportada por la infiltración en latente, (W)

$d_E \rightarrow$ Humedad absoluta aire exterior, (kg agua/Kg a.s.)

$d_I \rightarrow$ Humedad absoluta del local, (kg agua Kg.a.s.)

El valor W_E se determinará con la temperatura de bulbo seco exterior y la humedad relativa del aire exterior; mientras que el valor W_I se halla con la temperatura del aire seco interior y la humedad relativa del interior del local, todos en la carta psicométrica.

2.2.4 Ganancia de calor por iluminación eléctrica.

El alumbrado constituye una fuente de calor sensible. La transferencia de calor es fundamentalmente por radiación (80% en incandescentes y 25% en fluorescente) y convección, y muy poco por conducción.

¿Cuál es la lámpara que disipa mayor cantidad de energía?

La lámpara fluorescente es la que disipa mayor cantidad de energía porque posee una reactancia que disipa una cantidad de energía en forma de calor de un 25% por encima de la energía consumida por la lámpara incandescente.

El calor emitido se calcula por las siguientes expresiones:

- Lámparas fluorescentes:

$$Q_{sil} = P_{\text{útil}}(\text{Watts}) \cdot 1,25 \cdot N \quad (2.20)$$

- Lámparas incandescentes:

$$Q_{sil} = P_{\text{útil}}(\text{Watts}) \cdot N \quad (2.21)$$

Donde:

Q_{sil} → carga térmica aportada por la iluminación en sensible, (W).

N → es el número de lámparas existentes.

$P_{\text{útil}}$ → Potencia útil, (W).

Por lo general en los locales se utilizan todas las lámparas al mismo tiempo, esta varía y generalmente nunca llega a ser la máxima, por lo tanto a la hora de realizar el diseño se debe considerar un factor de uso de la iluminación.

2.2.5 Ganancia de calor por ocupantes.

Los seres humanos y demás criaturas vivientes desprenden constantemente calor. Un tosco pero sensible mecanismo controla la temperatura del cuerpo, regulando la cantidad de calor que desprende. El cuerpo pierde calor sensible por radiación, convección y conducción.

Si la cantidad de calor es insuficiente, se añade a la capacidad de transmisión de calor el enfriamiento evaporativo, al permitir a las glándulas sudoríparas liberar humedad; el cuerpo humano libera además humedad por la respiración; por lo tanto constituyen una carga tanto de calor sensible como latente.

Cuando la actividad de una persona se hace mayor aumenta la cantidad de calor disipado, esta también influida por la temperatura del medio ambiente.

La carga térmica por personas se calcula por tablas donde aparece un valor de carga térmica latente y sensible por persona según el tipo de actividad que desarrolla y la temperatura del local acondicionado (Tabla 15, Anexo II). Por tanto el calor desprendido por ambos mecanismos se calculará como:

$$Q_{so} = I_{so} \cdot N_{oc} \quad (2.22)$$

$$Q_{lo} = I_{lo} \cdot N_{oc} \quad (2.23)$$

Donde:

Q_{so} → Carga térmica sensible aportada por los ocupantes, (W).

Q_{sl} → Carga térmica latente aportada por los ocupantes, (W).

N_{oc} → Número de ocupantes.

I_{so} , I_{lo} → Índices de carga térmica latente y sensible por persona, según el tipo de actividad que desarrolla y la temperatura del local acondicionado, (Tabla 15, anexo II).

A altas temperaturas se manifiesta en mayor medida el calor latente al igual que cuando aumente la actividad física del ocupante, o sea a medida que el individuo suda más. Se dice que las mujeres liberan un 85% del calor, mientras que los niños el 75%.

2.2.6 Calor aportado por los motores.

Constituyen fuentes de ganancia de calor sensible por el hecho de transformar una parte más o menos grande de la energía absorbida en calor. Para determinar la cantidad de calor emitida por los motores al ambiente es necesario tener en cuenta varios factores:

- 1) Factor de utilización de los motores.
- 2) Potencia efectiva consumida por el motor, se puede calcular como:

$$P_{motor} = \sqrt{3} \cdot U \cdot I \cdot \cos\Phi \quad (2.24)$$

Donde:

P_{motor} → Potencia consumida por el motor, W.

U → Tensión eléctrica, V.

I → Intensidad de la corriente eléctrica, A.

$\cos\phi$ → Factor de potencia.

- 3) Por ciento de calor sustraído por eventuales sistemas de enfriamiento (agua o aire).
- 4) Porción de calor disipada en otros ambientes.

Por ejemplo:

1. Cuando el conjunto máquina motor está dentro del local:

$$Q_{sm} = P_{Motor} \cdot N_{Motores} \quad (W) \quad (2.25)$$

2.-Cuando el motor está fuera y la máquina dentro del local. En este caso solo se considera la potencia útil consumida por la máquina:

$$Q_{sm} = P_{Motor} \cdot \eta_{mecanico} \cdot N_{motores} \quad (W) \quad (2.26)$$

3.-Cuando el motor está dentro del local y la máquina fuera. En este caso solo se considera el calor desprendido por la carcasa del motor:

$$Q_{sm} = P_{motor} \cdot (1 - \eta_{Mecánico}) \cdot N_{Motores} \quad (W) \quad (2.27)$$

Donde:

P_{motor} → Potencia eléctrica de los motores, (W).

N_{motores} → Cantidad de motores, (unidad).

η_{motores} → Rendimiento mecánico.

Hay que tener en cuenta que los motores al igual que la iluminación no se utilizan todo el día por lo que el resultado debe afectarse por el factor de utilización. Existen además otros equipos y aparatos que pueden aportar calor y que deben ser considerados en el cálculo; para esto debe hacerse un análisis de las características del local y del proceso que se realice en el mismo. Por ejemplo para el caso de un restaurante (Ver Tabla 16, Anexo II).

2.2.7 Calor aportado por procesos y equipos.

Es posible que se efectúe algún proceso industrial en el local que se desea climatizar, en ese caso, el estimado de la carga aportada por el mismo deberá ser analizado de modo particular.

La mayoría de los equipos son fuentes de ganancias sensible y latente, por lo cual sería necesario conocer las características de los equipos, si son de gas, o eléctricos.

En la Tabla 17, 18, 19, 20 y 21, Anexo II se encuentra el aporte de carga térmica de los diferentes equipos.

El uso de campanas de extracción reduce grandemente la carga térmica producida por los equipos en hasta un 50%.

2.2.8 Calor aportado por vapor.

En ocasiones, hay entrada de vapor al local, que aporta tanto ganancia sensible como latente. La ganancia sensible viene dada por la diferencia entre la entalpía a la entrada y la entalpía correspondiente a la temperatura de bulbo seco del ambiente:

$$Q_{S.v} = 1880 \cdot G \cdot \Delta t \quad (2.28)$$

Donde:

$Q_{s.v}$ → Carga sensible producto del vapor, (W).

1880 → Calor específico del vapor, (J/kgv.°C)

G → Flujo de vapor, (kgv/s)

Δt → Diferencia de temperatura, (°C).

La ganancia de calor latente producto de la presencia del vapor puede evaluarse como:

$$Q_{LV} = 2490 \cdot G \quad (2.29)$$

Donde:

$Q_{l.v}$ → Carga latente producto del vapor, W.

2490 → Calor latente de evaporación del agua, J/kg.

G → Flujo de vapor, kgv/s.

2.2.9 Ganancia de calor por ventilación exterior.

En todo local climatizado es necesario prever un cierto caudal de aire exterior para lograr la renovación de aire en el interior del mismo, para disminuir el contenido de CO₂, para eliminar los olores generados por los ocupantes, así como para controlar la composición del aire cuando por algún determinado proceso se libera algún gas, polvo, etc.

El caudal total de aire exterior, depende fundamentalmente del número de ocupantes y de la actividad que se realiza, aunque influye también el puntal del local, y la densidad de ocupantes. El caudal mínimo necesario para una de techo de 2.4 m y una densidad de ocupante de una persona por 5 m² de piso es de $2.4 \cdot 10^{-3}$ m³/s. persona, aunque se recomienda emplear siempre un caudal no menor de $3.6 \cdot 10^{-3}$ m³/s · persona. En caso de que se fume en el local este valor se incrementa a un mínimo de $7 \cdot 10^{-3}$ m³/s · persona.

En la Tabla 14, anexo II se dan los valores recomendados de índice de ventilación exterior (I_{VE}), tanto en m³/s·persona como m³/s·m² de superficie de suelo, para así determinar el volumen de ventilación (V_v); una vez calculado este, las ganancias

sensibles de calor (Q_{sve}) y latentes (Q_{lve}) se evalúan mediante las expresiones ya conocidas:

$$V_V = I_{VE} \cdot Cp \quad (2.30)$$

Donde:

$$I_{VE} \rightarrow \text{Índice de ventilación exterior, } \left(\frac{m^3}{s \cdot persona} \right).$$

C_p → Cantidad total de personas que pueden ocupar el local.

Una vez calculado el caudal de ventilación exterior, las ganancias sensibles (Q_{sv}) y latentes (Q_{lv}) se evalúan mediante las expresiones ya conocidas:

$$Q_{sve} = 1212 \cdot V_V \cdot (T_E - T_I) \quad (2.31)$$

Donde:

Q_{sve} → Ganancia de calor sensible debido a la ventilación, W.

t_E → Temperatura de entrada del flujo de ventilación. °C.

t_I → Temperatura del local, °C.

V_V → Caudal de ventilación, m³/seg.

$$Q_{lve} = 2970 \cdot V_V \cdot (W_E - W_I) \quad (2.32)$$

Donde:

Q_{lve} → Ganancia de calor latente debido a la ventilación, (W).

W_E → Humedad absoluta del flujo de ventilación, (kgv/kgas).

W_I → Humedad absoluta del local, (kgv/kgas).

Generalmente las ganancias térmicas producto de la ventilación es considerable, especialmente, la carga latente en climas húmedos; por lo que se debe ser cuidadoso al determinar el caudal de aire exterior para no sobredimensionar innecesariamente la instalación, además se debe prever el funcionamiento bajo cargas parciales en locales sometidos a regímenes variables de ocupantes.

Una vez concluido el cálculo y para facilitar el análisis de los resultados deberá construirse una tabla que tenga las características resumen, a continuación se desarrolla el método explicado mediante un ejemplo resuelto:

Tabla recomendada para el cálculo total de la carga variable de calor.

Fuentes	Sensible	Latente
Variable	x	
Trasmisión por tabiques	x	
Trasmisión por cristales	x	
Trasmisión por paredes y techo	x	
infiltración	x	x
ocupantes	x	x
iluminación	x	
Motores y otros	x	x
Suma de los calores	$1.1 \cdot \Sigma Q_s$	$1.05 \cdot \Sigma Q_l$
Ventilación exterior	x	x

La batería de enfriamiento se determina por la siguiente expresión:

$$Q_{bat} = 1.1 \cdot \Sigma Q_s + 1.05 \cdot \Sigma Q_l + Q_{sve} + Q_{lve} \quad (2.33)$$

2.3 Cálculo de pérdida de calor de las Manejadoras de aire y los Split de suelo.

Para este cálculo se realizan una serie de mediciones de la velocidad del aire a la entrada de las Manejadoras y los Split en diferentes puntos de la rejilla de entrada y con estos valores se calcula una velocidad media. Con dicha velocidad y el área de la rejilla se puede determinar el caudal real de cada una.

$$\text{Caudal}_{\text{Real}} = V_{\text{media}} \cdot A \quad (2.34)$$

Donde:

V_{media} → Velocidad media. (m/s).

A → Área de la rejilla de entrada. (m²).

Para el cálculo del calor cedido es necesario una serie de valores como la masa de aire, que no es más que el caudal de aire entregado multiplicado por su densidad. También se necesita la diferencia de temperaturas a la entrada y salida de dichos equipos, así como calor específico del aire.

$$Q_{\text{ced Real}} = m \cdot c_{p\text{aire}} \cdot \Delta t \quad (2.35)$$

$$m = \text{Caudal}_{\text{aire}} \cdot \delta_{\text{aire}} \quad (2.36)$$

Donde:

$Q_{\text{ced Real}} \rightarrow$ Calor cedido real (kW).

$\Delta t \rightarrow$ Diferencia de temperatura ($^{\circ}\text{C}$).

$c_{p\text{aire}} \rightarrow$ Calor específico del aire (J/Kg $^{\circ}\text{C}$).

$m \rightarrow$ Masa de aire (Kg/s).

$\delta_{\text{aire}} \rightarrow$ Densidad del aire (Kg/m³).

CAPÍTULO 3 ANÁLISIS DE LOS RESULTADOS

Este capítulo tiene como objetivo exponer los datos necesarios para la obtención de los resultados del cálculo de la carga térmica, del ciclo de acondicionamiento de aire, de las pérdidas de calor de las Manejadoras de aire y los Split de suelo. Se realizan una serie de propuestas en función de disminuir la carga térmica del local, respetando los factores económicos y medioambientales.

3.1 Descripción de la instalación.

El sistema de climatización en el restaurante buffet, está conformado por dos unidades manejadoras de aire, marca FRIOCLIMA, modelo NCMV-8, con capacidad frigorífica de 115.8 kW (33 Tr), cada una. Por estudios realizados anteriormente en el local [Santamaría, 2011], se determinó que los equipos instalados no suplían la demanda de carga térmica existente y que su sistema de regulación y control no funcionaban, lo que había incrementado el consumo de energía eléctrica al utilizarse caudales innecesarios de agua; por lo que recientemente el pasado 2018 para apoyar y tratar de solucionar este problema se decidió instalar 3 unidades tipo remotos de condensación por aire (Split de suelo), marca Midea, modelo MFA1-96CRN1, con capacidad frigorífica de 28kW (8Tr), cada uno; sumando un total de 90 Tr. En la actualidad siguen recibiendo reiteradas quejas de los clientes con relación al clima del buffet, y aumentan en los horarios de la mañana y mediodía por la incidencia del sol a través de las ventanas de cristales, no cumpliendo en gran parte del local con las temperaturas de diseño requeridas.

3.2 Datos generales del restaurante y análisis de los resultados.

Para determinar el valor real de la Carga Térmica del local y de esta forma saber la cantidad de toneladas de refrigeración necesarias para abastecerlo si se desea un nivel de confort máximo, es indispensable saber una serie de datos generales del restaurante.

La herramienta utilizada fue el libro de Excel “Cálculo de las cargas térmicas por el método Carrier” versión 2.1, [Drake, 2018]. Donde a partir de la metodología y los datos

que se exponen a continuación, se estimó la carga térmica para el restaurante (Ver figura 3.1).

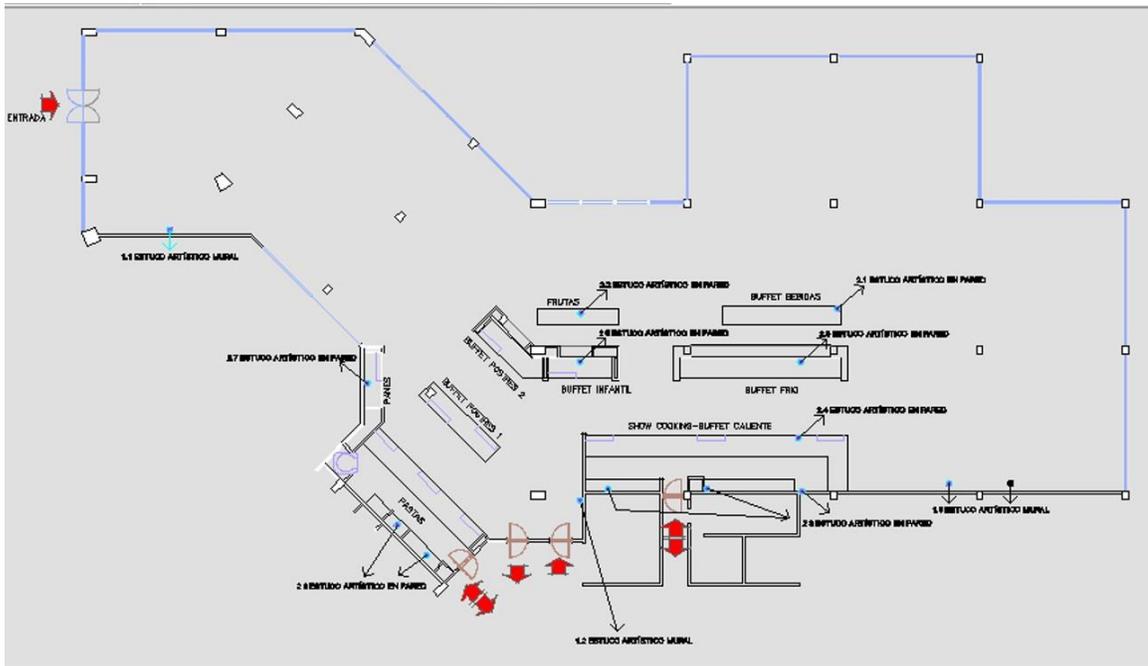


Figura 3.1 Croquis de Buffet del hotel Solymar

3.2.1 Cargas Variables

Ganancia producto de la radiación solar a través de vidrios.

Como se citó en el capítulo anterior, para las ganancias por insolación a través de vidrios, en este caso vidrio sencillo, es necesario tener en cuenta una serie de factores y así determinar sus valores del factor de corrección (f) correspondientes:

Existe niebla o contaminación ambiental: No (f1)=1

a/Marco de Ventana: Metal (f2)=1.18

Altura sobre el nivel del mar (m): 3 (f3)=1

Temperatura del punto de rocío (°C): 25.79 (f4)=0.91

Hemisferio terrestre: Norte (f5)=1

Factor de corrección según el tipo de vidrio: (f6)=1

Factor de corrección de la temperatura equivalente (fe): fe=1.475

Factor de corrección Total (f_T): $f_T=1.07$

Área de ventanas de vidrio según su orientación:

Ventanas al Norte: 126.26 m^2

Ventanas al Noreste: 34.2 m^2

Ventanas al Este: 64.68 m^2

Ventanas al Oeste: 21.14 m^2

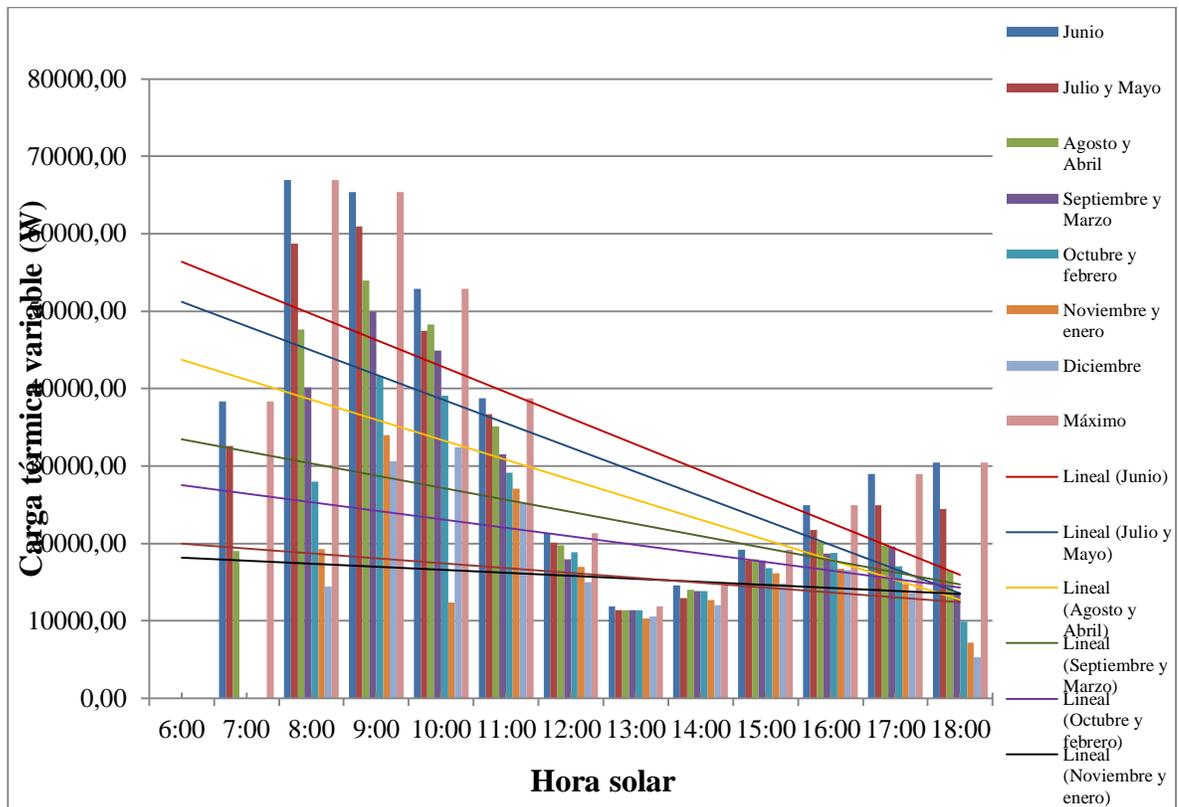
Ganancia de calor a través de paredes y techos.

A través de las paredes y techos no hay ganancia de calor por insolación porque el buffet está diseñado de forma tal que las estructuras externas son de vidrio sencillo, y con respecto al techo, en este no inciden los rayos del sol directamente porque tiene un falso techo compuesto por planchas de pladul con el objetivo de disminuir las ganancias de calor por esta zona.

Los valores de cargas variables que inciden en un local están determinados por la ganancia de calor debido a las radiaciones a través de vidrios, paredes y techos. Para este local en cuestión la carga térmica variable depende únicamente de las radiaciones de calor a través de cristales. Sus picos se encuentran a los horarios de las 7 a las 8 de la mañana y de las 4 a las 5 de la tarde; así como junio y julio son los meses de mayor ganancia de calor como se muestra en la Tabla 3.1 y Gráfica 3.1.

Tabla 3.1: Ganancias de calor por las carga variable.

Parámetros	Hora Solar												
	6:00	7:00	8:00	9:00	10:00	11:00	12:00	13:00	14:00	15:00	16:00	17:00	18:00
Q _{rc}	38355.66	66979.71	65388.53	52925.19	38749.43	21282.95	11882.87	14612.45	19170.32	24939.55	28954.51	30438.40	18276.56
Q _{pyt}	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Q _v	38355.66	66979.71	65388.53	52925.19	38749.43	21282.95	11882.87	14612.45	19170.32	24939.55	28954.51	30438.40	18276.56
Carga variable máxima (W)					66979.71								



Gráfica 3.1: Comportamiento de la carga variable por época del año y hora solar.

3.2.2 Cargas Constantes.

Condiciones de diseño:

Exteriores: Temperatura del bulbo seco: 33 °C

Humedad relativa: 66 (%)

Humedad absoluta: 21.07 (gv/kgas)

Interiores: Temperatura del bulbo seco: 24 °C

Humedad relativa: 60 (%)

Humedad absoluta: 11.9 (gv/kgas)

Ganancia de calor a través de tabiques.

Área de los tabiques, con un coeficiente global de transmisión $K=1.14 \text{ W/m}^2\text{°C}$.

Tabique continuo al restaurante italiano: 23.5 m² (Climatizado igual).

Tabique continuo al restaurante italiano: 44.8 m² (Climatizado igual) Esta pared es de vidrio, así q cambia el K a 6.4 W/m²°C.

Tabique continuo a la cocina: 56 m² (De gran generación).

Tabique continuo a secciones de la cocina: 89.2 m² (Climatizado igual).

Techo: 1085 m² (Normal).

La ganancia de calor a través de Tabiques se ve representada solo en forma de calor sensible y tiene un valor de 15534.96W.

Ganancia de calor por cristales.

Área de ventanas de vidrio según su orientación, con un coeficiente global de transmisión para puertas de vidrio de K=6.4W/m²°C.

Ventanas al Norte: 126.26 m²

Ventanas al Noreste: 34.2 m²

Ventanas al Este: 64.68 m²

Ventanas al Oeste: 21.14 m²

Las ganancias de calor por cristales son de 13881.6W de calor sensible.

Ganancia de calor por infiltraciones.

Índice de infiltraciones de aire por ocupante y por puerta: 4.2 m³/h*ocup*puertas

Número de puertas expuestas al viento: 2

Con índice de infiltraciones de aire, la capacidad de ocupantes y el número de puertas se obtiene el volumen de aire infiltrado: 3679.2 m³/h

Hay que tener en cuenta q la puerta exterior se mantiene abierta durante cada servicio y en el caso de los trabajadores la frecuencia de uso de la puerta que da a la cocina. Esto provoca una ganancia de calor de 11147.97W de calor sensible y 27852.73W de calor latente.

Ganancia de calor por iluminación eléctrica.

La iluminación es mediante 120 lámparas led de 3 W y 8 fluorescente de 7 W, cada una. Esta aporta un total de calor sensible de 86W, que como se puede apreciar no es un valor tan alto debido a la utilización de lámparas led en su mayoría.

Ganancia de calor por ocupantes.

Capacidad para 400 clientes y 38 empleados.

Calor generado por una persona según la aplicación y la actividad realizada, sensible 82 W y latente 79 W.

Como consecuencia de la gran capacidad de personas que posee el local, la ganancia por ocupantes alcanza los 35916W y 34602W de calor latente y sensible, respectivamente. Representando esto uno de los mayores factores de influencia a la de carga térmica del local.

Calor aportado por los motores.

La ganancia por tener motores depende de la situación del conjunto máquina motor con respecto al local, en este caso el motor y la máquina están dentro del local. Son 3 motores con una potencia nominal de 1.7kW y una eficiencia de 0.9%. Solo aportan calor sensible, siendo este de 5100W.

Calor aportado por procesos y equipos.

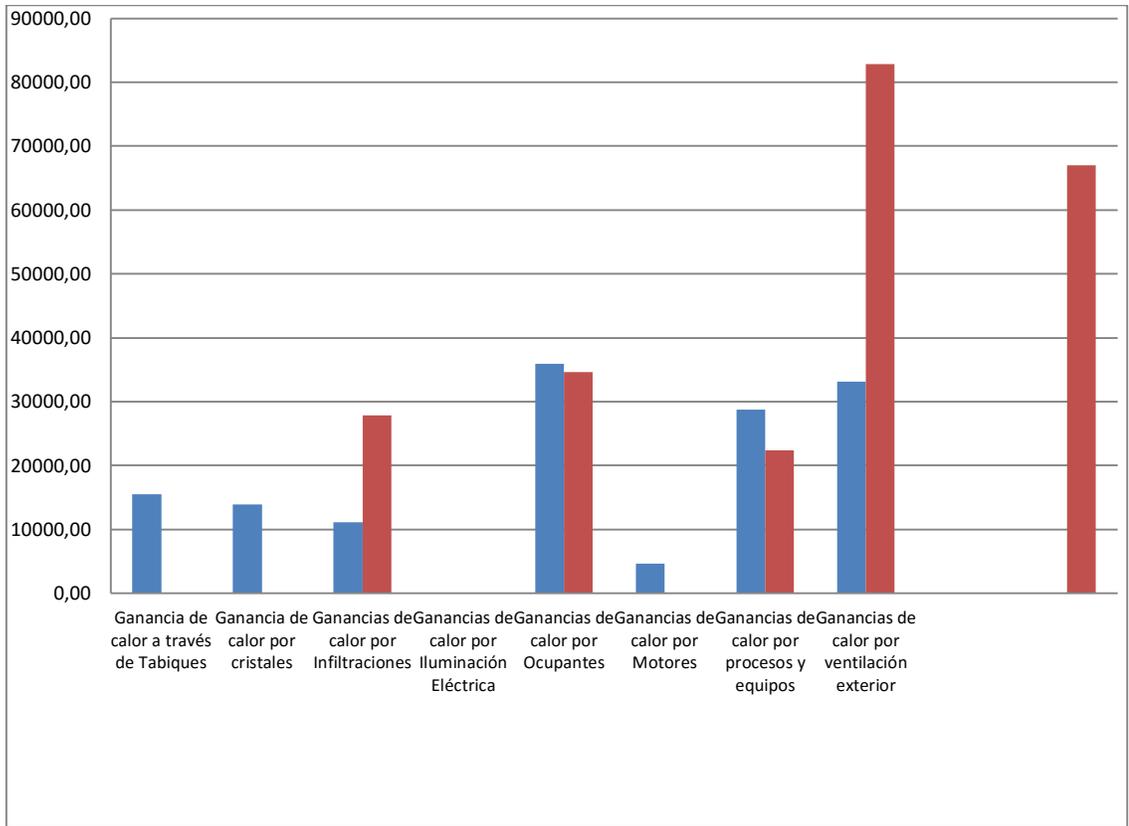
Las ganancias de calor debido a los procesos y equipos fueron seleccionadas por las tablas normadas que se exponen en el Anexo II, Tablas 17, 18, 19, 20 y 21; donde aparecen equipos muy parecidos pero con diferentes fuentes de calor: electricidad, vapor de agua y gas.

Tabla 3.2: Ganancia de calor por procesos y equipos sin campana de extracción.

Equipos	Qsen (W)	Qlat (W)	Cantidad
Placa de vitrocerámica	679	1207	1
Placa de vitrocerámica	426	757	1
Placa de vitrocerámica	553	983	3
Tostadora de pan	1282	378	2
Cocedor de pasta	174	233	1
Baño de maría	638	245	1
Baño de maría	340	90	2
Baño de maría	1615	455	3
Plancha eléctrica	1884	3148	2
Horno	5765	2895	1
Cocina eléctrica	734	958	1
Plancha lista	2624	915	1
Olla para sopa y consomés	428	342	2
Asador de carnes	2268	1220	1
Freidora	1102	1657	1

Como se pudo apreciar en la Tabla 3.2 las aportaciones por equipos son altas y esto se debe a que las campanas de extracción no están instaladas, lo que trae como consecuencia la contaminación del aire del local, presencia de humo proveniente de la cocina y de igual forma, los alimentos que se ofrecen pierden sus temperaturas ideales, originando un mayor consumo en los equipos, tanto los del buffet como los de climatización. Las ganancias totales de calor sensible son de 28784W y 22327W de latente.

La ganancia de calor por las cargas constantes fueron determinados por todos los aspectos expuestos anteriormente y su valor total es de 121495.59W de calor sensible y 84781.73W de calor latente, como se ve en el Gráfico 3.2.



Gráfica 3.2: Ganancias de calor por las cargas constantes.

Ganancia de calor por ventilación exterior.

El índice de ventilación exterior de los restaurantes es de 25 m³/h·persona, según la Tabla 14 del anexo II.

Con el valor anterior y el de ocupantes se obtiene un volumen de ventilación necesario de 10950 m³/h, que como se puede apreciar es muy grande pero esto se debe la gran capacidad de personas que tiene el local.

La ganancia de calor por ventilación exterior es de 33178.5W sensible y 82895.02W latente (Ver Grafica 3.3)

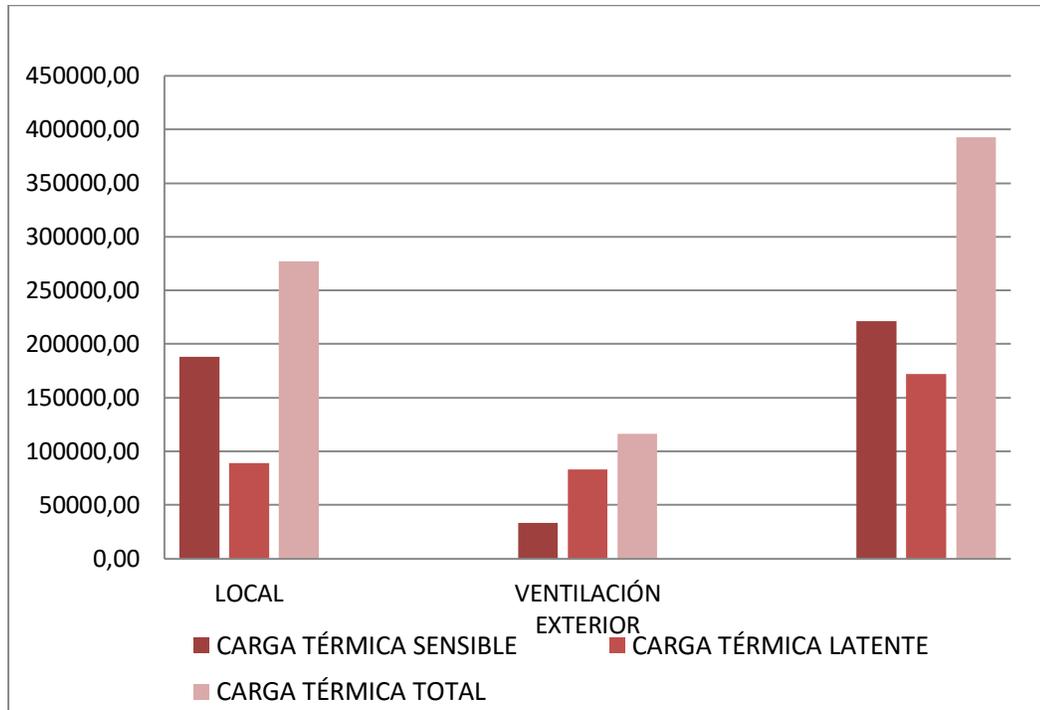


Gráfico 3.3: Sumatoria de las cargas térmicas

El restaurante tiene una carga térmica sensible de 188475.30W con una ventilación exterior de 331778.50W y una latente de 171915.83W con una ventilación exterior de 82895.02W, sumando un total de 277496.11W con una necesidad de ventilación exterior de 116073.52W. Esto quiere decir que la carga térmica a vencer es de 338.47kW (112Tr) y con los equipos de climatización instalados no se satisfacen las necesidades del local, pues estos se quedan 22Tr por debajo.

Resultado del cálculo del ciclo de acondicionamiento de aire

Para este cálculo, al igual que el anterior, la herramienta utilizada fue el libro de Excel “Cálculo de las cargas térmicas por el método Carrier” versión 2.1, [Drake, 2018].

En la Tabla 3.3 se muestran los resultados más significativos del ciclo de evolución del aire: el volumen de aire de suministro en el local, el volumen de aire de retorno y de ventilación exterior, así como la temperatura de la mezcla, la temperatura del aire de suministro y la humedad relativa.

Tabla 3.3: Parámetros significativos del ciclo de acondicionamiento de aire.

APR(°C)	Vsl(m3 /s)	Vv(m3 /s)	Vr(m3 /s)	Tm(°C)	Tsl(°C)	φ(%)
11.5	14.07	3.04	11.02	25.95	12.94	98

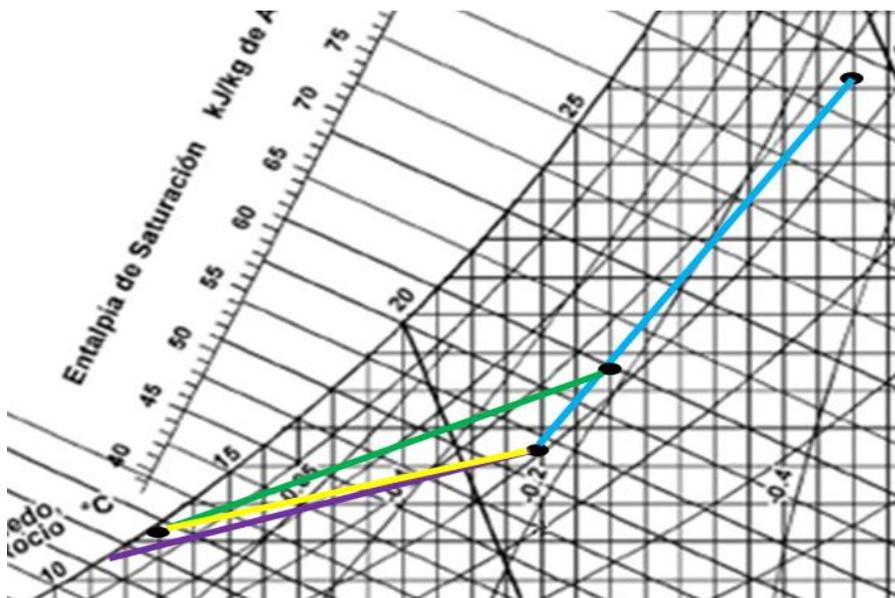


Figura 3.2 Ciclo de evolución del aire en el proceso de enfriamiento y deshumidificación.

3.3 Manejadoras de aire y los Split de suelo.

3.3.1 Datos del fabricante.

Manejadoras (Ver Anexo I, figuras 17 y 18):

Marca: FRIOCLIMA

Modelo: NCMV8 No. Serie: 409214

Potencia frigorífica: 115.8Kw (33TR)

Caudal de aire: m3/h Volt/3/60: 380 v

Caudal de agua: 19.9m3/h

PED: 30mmca

Motor: 7.5cv Rev/min: 1728rpm

Split:

Marca: Midea

Modelo: MFA4-96CRN1

Potencia frigorífica: 28Kw (8TR)

Refrigerante: R410A

Net Weight: 140kg

Rated Input: 1700W

Excessive operating Pressure: HI: 4.4MPa LO: 2.6MPa

Observando los resultados de la tabla 3.3 y los valores de diseño de las manejadoras se evidencia que desde la inversión no se seleccionó bien la misma, la manejadora debe trabajar con un volumen de aire de 14 metros cúbicos por segundo y las que están instaladas no superan los 4 metros cúbicos cada una.

3.3.2 Cálculo de pérdida de calor de las Manejadoras de aire y los Split de suelo.

Las manejadoras se encuentran en desfavorables condiciones técnicas por la falta de mantenimiento durante toda su período de funcionamiento, esto se aprecia en los salideros de agua que tienen cada una de ellas, las válvulas de 3 vías de las dos están averiadas y desconectadas, los sensores que controlan la humedad y la temperatura del aire no funcionan y que las correas de los ventiladores no están ajustadas provocando la disminución del caudal de aire. Todos estos factores se ven reflejados en el valor del calor cedido, el cual debería ser aproximadamente de 231.6kW (66Tr) y es solo de 28.35kW (8.1Tr). Con estos valores jamás de vencerá la carga térmica del restaurante.

Con el cálculo del calor cedido de cada una de los Split se obtiene un valor total de 35kW (10Tr). Con este resultado se aprecia claramente un déficit en el funcionamiento de cada uno por separado y esto se debe a los altos niveles de suciedad existentes en los filtros y por la mala ubicación dentro del local. Como consecuencia del deterioro de las manejadoras, la instalación de los Split solo puede suplir un área determinada dentro del restaurante, por lo tanto están sometidos a una sobreexplotación debido a la alta carga

térmica a vencer en dicho local. No obstante es bueno aclarar, que aunque estos estuvieran en óptimo estado no suplirían la necesidad del local por si solos.

Tabla 3.4: Parámetros de los equipos instalados.

Equipos	Velocidad media(m/s)	Área (m ²)	Caudal Real (m ³ /s)	Masa (Kg/s)	Qced real (kW)	Qced real (Tr)
Manejadora 1	1.45	0.98	1.44	1.71	22.9	6.5
Manejadora 2	0.96	0.98	0.95	1.17	5.5	1.6
Split 1	2.7	0.24	0.65	0.78	6.5	1.8
Split 2	5.78	0.24	1.39	1.67	22.2	6.3
Split 3	3.2	0.24	0.77	0.92	6.75	1.9
Total			5.2		63.85	18.1

Después de haber hecho todo este análisis a lo largo del capítulo (Tabla 3.4), se demuestra que los equipos instalados a cargo de la climatización del restaurante no son capaces de vencer la demanda de carga térmica, porque no son los indicados para este local y además debido a todos los problemas técnicos que tiene solamente están produciendo 63kW (18Tr), que representa un 16% de lo necesario para suplir dicha demanda.

3.4 Propuestas para disminuir la carga térmica.

3.4.1 Instalación de campanas de extracción

Las campanas de extracción son sistemas inteligentes que funcionan con sensores infrarrojos, que a través de un variador de frecuencia, se encargan de detectar el grado de actividad que hay dentro de una cocina o mesa buffet en este caso. De esta forma, se puede controlar con mayor precisión cuándo es tiempo de ventilar y con qué intensidad debe funcionar el extractor. A su vez hacen que las ganancias de calor con respecto a los equipos dentro del local disminuyan en un 50% de lo que aportarían sin ellas. Esto quiere decir que con su instalación se ahorraría en las ganancias por procesos y equipos 25.5kW, lo que representa 7.3Tr menos de las que se necesitan (Anexo II, Tabla 25).

El hotel ya cuenta con el equipamiento de las campanas de extracción pero solo falta su instalación por parte de un personal capacitado, el cual se consultó para llegar a un estimado de su costo y es de 3000 CUC.

3.4.2 Colocar películas de Control Solar en las ventanas de vidrio.

Para evitar los efectos dañinos del sol empresas han creado las Películas de Control Solar, con diferentes alternativas para cada local, de acuerdo a las necesidades. Pueden ser láminas reflectivas, de “seguridad” o imperceptible. Estas últimas son las idóneas para el restaurante, pues reducen el ingreso de calor al interior del local, no solo brindando un mayor confort y transparencia hacia el exterior, sino también importantes ahorros en energía consumida de refrigeración, lo cual claramente se traduce a ahorros de dinero. Una película de control solar puede reducir hasta un 20% la energía consumida en refrigeración. En este caso las aportaciones por los cristales disminuyen en 16.2kW, lo que representa 4.6Tr menos.

En el mercado internacional el costo de las películas de control solar oscilan por los 25 CUC/m², incluyendo la mano de obra y todos los gastos adicionales la inversión es aproximadamente de 8000 CUC.

3.4.3 Ubicar cortinas de aire en puertas.

Las cortinas de aire son la solución ideal para controlar el ambiente interior del local, dado la frecuencia alta de uso que tienen las puertas que dan a la cocina y que la de la entrada permanece abiertas durante bastante tiempo, provocando que mientras el interior se está climatizando se produzcan salidas de aire no deseadas. Se instalan en la parte superior de las puertas y proyectan un chorro de aire hacía abajo, creando un flujo de aire a alta velocidad que actúa de manera invisible en las entradas sin limitar el acceso de personas. Con cortinas de aire correctamente instaladas se reducen significativa las pérdidas de energía a través de la puerta, hasta un 80%. Esto significa que con su instalación disminuyen las ganancias por infiltraciones en 31.2kW, 8.9Tr menos.

Con respecto a las cortinas de aire en el mercado internacional tienen un valor de 400 a 500 CUC cada una y se necesitan 2, por lo tanto su inversión total sería aproximadamente de 4000 CUC incluyendo mano de obra e importación.

Tabla 3.5: Resumen de propuestas.

Propuestas	Ahorro (kW)	Ahorro (Tr)
Campanas de extracción	25.5	7.3
Películas de control solar	16.2	4.6
Cortinas de aire	31.2	8.9
Total	72.8	20.8

3.5 Análisis Económico

3.5.1 Proyectos de Inversión.

Es muy común que el área de mantenimiento se vea involucrada en múltiples proyectos de mejoras o cambios de tecnología, propuestas por el propio Departamento para ahorrar energía, agua, combustible o simplemente en gastos de mantenimiento, o también orientadas por los propietarios de la empresa.

Proyecto: Es un conjunto de actividades que se realizan con un objetivo determinado y tienen una finalidad bien definida, o sea una meta que alcanzar.

Existen 2 tipos de proyectos:

1. Investigación que a su vez puede ser:
 - Básica
 - Aplicada
2. Constructivos, que pueden ser:
 - Industriales
 - Remodelación
 - Nuevo producto o innovación
 - Organización de la producción

Fases que componen un proyecto:

- I. Definición (10 % del proyecto): Se debe definir adecuadamente cuál va a ser el objeto de estudio, incluye los cálculos de factibilidad. Puede existir también factibilidad técnica pero no económica o viceversa.
- II. Concepción general (20 %): Llamada fase de configuración y aquí se definen los objetivos y las metas a lograr.
- III. Concepción detallada (30 %): Se detallan las fechas, plazos y tiempos de aplicación de las partes del proyecto.
- IV. Construcción y montaje (55 %): Se lleva a vía de hecho la concepción.
- V. Puesta en marcha (10 %): Aquí además se prueban los valores reales con los diseñados.
- VI. Análisis de resultados (5 %): Se analiza si se alcanzaron las metas propuestas a partir de los objetivos trazados.

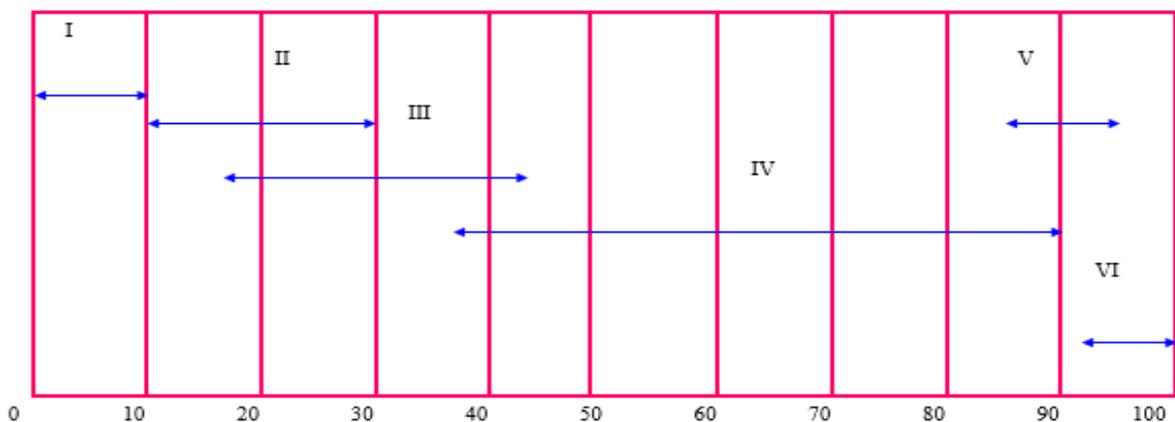


Figura 3.6: Representación gráfica de las fases que componen un proyecto.

3.5.2 Inversión.

Una inversión es renunciar a algo hoy para lograr mucho más en el futuro; o sea es renunciar a un dinero ahora para lograr más dinero en un futuro a partir de la obtención de ganancias. Algunos conceptos importantes para comprender el proceso de cálculo de la factibilidad de una inversión son:

- **Cobros:** Es un ingreso de dinero.
- **Pagos:** Es un egreso de dinero.

Existen cobros y pagos cuando se hace una transacción irreversible, por lo que los préstamos bancarios no son ni pagos ni cobros.

- **Ingresos y gastos:** Se encuentran estrechamente ligados a los cobros y pagos en función del tiempo, o sea son de la misma magnitud pero difieren en el tiempo, son iguales cuando el pago se hace en efectivo y en el momento.
- **Horizonte:** Es la perspectiva en que se espera que coincidan ingresos y cobros, o sea, período de tiempo mediante el cual un proyecto va producir cobros que justifiquen los pagos realizados. A medida que una inversión se introduce en un mercado más competitivo el horizonte debe ser menor, éste se expresa en años.
- **Período:** Parte en que se divide el horizonte, por lo general se toma como base el año.

El costo total de una inversión se puede calcular [54] de la siguiente forma:

$$CTI = CI + CO \cdot \left[\frac{(1+i)^m - 1}{(1+i)^m \cdot i} \right] \quad (3.1)$$

Donde:

CTI → Costo total de la inversión, \$.

i → Tasa de interés del banco de donde se extrajo el dinero, o la tasa de interés del crédito o préstamo solicitado, fracción.

CI → Costo de instalación, que es la suma del costo de la inversión más el montaje, \$.

CO → Costo de operación y mantenimiento, \$.

m → Vida útil, de acuerdo al fabricante del equipamiento debe estar entre 5 y 10 años, si es una obra civil estos valores cambian.

$\left[\frac{(1+i)^m - 1}{(1+i)^m \cdot i} \right]$ → Coeficiente que tiene en cuenta que el costo de operación y

mantenimiento se produce durante su vida útil.

Para inversiones nuevas, de las cuales se posea poca experiencia se puede tomar:

$$C_m = 0,03 \cdot CI \quad (3.2)$$

El costo de la instalación también se puede subdividir en:

$$CI = C_{inv} + C_{mont} \quad (3.3)$$

Donde:

C_{inv} → Costo de la inversión.

C_{mont} → Costo del montaje, se puede determinar de la forma siguiente:

$$C_{mont} = (10 \div 20)\% \text{ de la instalación} = (0.1 \div 0.2) \cdot CI \quad (3.4)$$

3.5.3 Movimiento de Fondos.

Consiste en determinar en cada uno de esos períodos cuántos cobros y cuántos pagos se realizan, generalmente se confecciona una tabla con los cobros y pagos a partir del momento que se culminó la inversión. La resultante es el movimiento de fondos y se confecciona por períodos, considerando que todo lo que se vende o se ahorra se cobrará al final del año y todo lo que se compra se va a pagar al final del año.

El valor resultante puede ser negativo, y esto ocurre cuando el valor de la producción está por debajo del punto de isorrentabilidad. Si no se sabe calcular el movimiento de fondos no se pueden determinar y evaluar las inversiones. Siempre para acometer una inversión se debe realizar un estudio previo del mercado, ya que un estudio del mismo no es más que un estudio de necesidades, propias o ajenas.

3.5.4 Período de Recuperación de la Inversión.

El período o tiempo de recuperación de la inversión se calcula basándose en los costos de producción e ingreso promedio anual durante la vida útil económico de la inversión [54].

La ecuación es la siguiente:

$$T_t = \frac{\sum_{k=1}^j CTI_k}{\sum_{k=1}^n [Vp_k - (COE_k + D_k + Isr_k + Ib_k)]} \quad (3.5)$$

Donde:

T_t → Tiempo de recuperación total de la inversión, años.

j → Período de maduración, años.

n → Período de vida útil u horizonte, años.

k → Período analizado, años generalmente.

Vp_k → Ingresos totales en el año k , \$.

COE_k → Costo de operación en efectivo del año k , \$.

D_k → Depreciación del año k , \$.

CTI_k → Costo total de inversión en el año k , \$.

Isr_k → Impuestos a pagar en el año k , \$.

Ib_k : → Intereses a pagar por préstamos en el año k , o intereses dejados de cobrar, \$.

Para aquellas inversiones que llevarlas a efecto dure menos de un año, se puede utilizar la siguiente ecuación aproximada:

$$Tr = \frac{CTI}{BA} = \frac{CTI}{[P \cdot X - (m \cdot X + b) \cdot (Ib + 1)] \cdot (1 - Isr)} \quad (3.6)$$

Donde:

Tr → Tiempo de recuperación de la inversión, año.

BA → Beneficio o ahorro anual, \$/ año; siempre que sea constante en el tiempo.

También la ecuación 3.65 se puede expresar de la forma siguiente en función del movimiento de fondos:

$$Tr = \frac{CTI}{[\text{Cobros} - \text{Pagos} \cdot (Ib + 1)] \cdot (1 - Isr)} \quad (3.7)$$

Donde:

$Ib \rightarrow$ Intereses a pagar por préstamos en el año k o intereses dejados de cobrar por extraer dinero del banco, fracción.

$Isr \rightarrow$ Impuesto sobre la renta, es la parte de lo ahorrado que se paga como impuesto a la ganancia de la empresa, este valor está definido por las leyes fiscales de cada país, en Cuba es el 35 % de la ganancia, fracción.

Si el ahorro o beneficio anual a lograr no es igual en cada año, entonces:

$$Tr = \frac{CTI}{\frac{\sum_{k=1}^n [(\text{Cobros} - \text{Pagos} \cdot (Ib + 1)) \cdot (1 - Isr)]}{n}} \quad (3.8)$$

3.5.5 Valor Actual Neto (VAN).

Este criterio tiene en cuenta que el dinero pierde valor con el tiempo, fundamentalmente debido al interés bancario. En su cálculo se actualizan todos los flujos de fondos a un año base, y se compara el flujo equivalente, si es mayor que cero es económico realizar la inversión, entre diferentes variantes la mayor es la mejor desde el punto de vista económico. Todos los cálculos se realizan sobre la base de conocer el interés, ya sea de préstamos, créditos o simplemente el valor de los intereses que deja de recibir la empresa por extraer el dinero del banco.

El VAN presenta algunas dificultades de orden práctico para determinar la efectividad del proceso inversionista. La mayor dificultad del VAN consiste en “fijar el valor de i ”. ¿Cuál es el valor apropiado? El interés que la empresa paga por los préstamos, la tasa de

retribución capital o el interés que se puede obtener por la colocación de excedentes de tesorería.

También tiene implícito el riesgo. Por ejemplo: El riesgo de invertir en Cuba no es el mismo que el de invertir en Francia, depende del país, el producto, rama, etc.; el interés representa, en última instancia, la rentabilidad mínima que se aspira a alcanzar, incluyendo o no el riesgo.

No es necesario, en general, atribuir un valor preciso a i . Se puede calcular el VAN para distintos valores de i , de lo cual puede resultar que, entre un conjunto de proyectos, el de mayor VAN siempre sea el mismo, o que se puedan fijar intervalos de i donde cada proyecto sea el mejor. Esto permite tomar decisiones a partir de la estimación del interés.

Se calcula por la siguiente ecuación:

$$\text{VAN} = \sum_{k=0}^n \frac{St_k}{(1+i)^k} \quad (3.9)$$

Donde:

St → Movimiento de fondos acumulado, \$.

i → Interés, fracción.

$\frac{1}{(1+i)^k}$ → Coeficiente de actualización.

3.5.6 Tasa Interna de Retorno (TIR).

Es el valor de i (tasa de descuento, interés, etc.) que anula al Valor Actual Neto (VAN) y también se conoce como: tasa de retorno o rentabilidad de una inversión. Se aplica generalmente con el objetivo de determinar qué interés máximo se debe aceptar de los créditos propuestos, o sea cualquier interés de créditos o préstamos menor que el calculado es aceptable para realizar la inversión. También permite discernir si es rentable extraer dinero propio de la empresa (en el caso que posea liquidez) para la ejecución de la inversión.

El mejor proyecto de inversión será el de mayor TIR, siempre que esta tasa sea superior a la de interés ($TIR > i$), pues de lo contrario el VAN sería nulo y el proyecto no sería rentable.

- Si el VAN es positivo, la TIR será mayor que i ($TIR > i$), pero, que la TIR de un proyecto sea mayor que la de otro, no significa que el VAN de ese proyecto también lo sea, pues esto depende del valor del interés. De aquí que algunos autores [9, agregar todos los autores que hablan del van] planteen que el mejor indicador para evaluar la rentabilidad de un proyecto es el VAN, y la TIR utilizándose como complemento. Sin ser absolutos, pues depende de la información que se posea para realizar el análisis.
- El cálculo de la TIR es más engorroso que el del VAN.
- Se puede calcular por el método de prueba y error, por la solución gráfica, para flujos de efectivo constantes, con hojas de cálculo (Excel, Lotus, TK Solver), calculadoras financieras (algunas tienen estas funciones), y paquetes profesionales como el STORM.

Entre varias opciones de inversión se escogería la que posea un interés mayor al crédito. Se calcula despejando el interés de la siguiente ecuación:

$$0 = \sum_{k=0}^n \frac{S_k}{(1 + TIR)^k} \quad (3.10)$$

No cabe duda que esta metodología para determinar la factibilidad de inversiones permite realizar una toma de decisión fundamentada económicamente, sobre todo en inversiones totalmente nuevas; ahora bien, cuando la inversión consiste en el cambio de una maquinaria o equipamiento que lleva cierto tiempo trabajando entonces se deben analizar otros factores, debido a que puede ser más económico seguir dándole mantenimiento a esa máquina que comprar una nueva, ante esta disyuntiva a continuación se analiza un método que permite responder esa pregunta. (Tabla 3.6, 3.7, 3.8).

Tabla 3.6: Datos generales para realizar el cálculo económico

Magnitud	Designación	U/M	Valor
Costo de la inversión campanas de extracción	Cice	\$	3000
Costo de la inversión películas de control solar	Cipcs	\$	8000
Costo de la inversión cortinas de aire	Cica	\$	4000
Ahorro de kW térmico.	Aqt	kW/día	73
Ahorro de kW eléctrico.	Aqe	kWh/año	109500
Ahorro energía eléctrica	Aee	\$/año	19710.00
Tasa de interés	Ib	%	2.00%
Impuesto sobre la renta	Isr	%	30.00%

Tabla 3.7: Movimiento de fondos.

Conceptos	Años					
	0	1	2	3	4	5
Costo total de la inversión	15000.00	0	0	0	0	0
Costos fijos	0.00	1500.00	1500.00	1500.00	1500.00	1500.00
Total de pagos	15000.00	1500	1500	1500	1500	1500
Total de cobros	0.00	19710.00	19710.00	19710.00	19710.00	19710.00
Mov de fondos	-15000.00	18210.00	18210.00	18210.00	18210.00	18210.00
Mov acumulado	-15000.00	3210.00	21420.00	39630.00	57840.00	76050.00

Tabla 3.8: Resultados obtenido por el cálculo económico.

Resultados obtenidos para el cálculo económico			
Ahorro anual monetario	A anual	\$/año	19710.00
Costo total de la inversión	CTI	\$	15000.00
Período de recuperación de la inversión	Tri	años	1.18
Valor actual neto	VAN	miles \$	91080.67
Tasa interna de retorno	TIR	%	119.0%

3.6 Análisis Medioambiental

Hoy en día, el ser humano se ve en la necesidad de encontrar soluciones que le permitan cubrir sus necesidades, sin ocasionar problemas ambientales.

Con la implementación de las propuestas se deja de consumir 109500 kWh/año lo que representa según el factor de emisión de 0.385 Kg de CO₂ eq/kWh una cantidad de 42157.5 Kg de CO₂eq que se dejan de emitir al medio ambiente. Que además en términos económicos, se descuentan, solamente en gasto de combustible \$19710 anuales.

Por otra parte, con el reemplazo de las manejadoras de aire por otras de mayor capacidad, se eliminaría la emisión del refrigerante de los Split, que aunque sea ecológico su efecto sobre la capa de ozono no llega a ser nulo y las manejadoras al trabajar con agua no representan daños en este aspecto.

CONCLUSIONES

1. Se utiliza el Método Carrier para el cálculo de las Cargas Térmicas, dando como resultado que la carga térmica a vencer es de 112 Toneladas de Refrigeración.
2. Se verificó la hipótesis y se brindan las soluciones al problema planteado, sin excluir los factores económicos y medioambientales.
3. Las Manejadoras no fueron bien seleccionadas por los inversores del hotel, no son capaces de absorber la carga térmica ni suministrar el flujo de aire necesario.
4. La capacidad frigorífica instalada no es suficiente para alcanzar los parámetros de confort térmico del restaurante.
5. Las manejadoras tienen más de 10 años de explotación y están en muy mal estado técnico debido a falta de mantenimientos, trabajan al 30% de su capacidad.
6. Los Split tienen sus filtros muy sucios provocando que no entre el aire correctamente y a su vez forzando el equipo a trabajar aún más para tratar de lograr la temperatura a la que está programado.

RECOMENDACIONES

1. Sustituir las manejadoras y los Split por una manejadora que cumpla con las condiciones que se generan de este estudio.
2. Incluir en las tareas de mantenimiento la limpieza de los filtros de los Split para garantizar una mejor calidad del aire climatizado.
3. Realizar un análisis más profundo de las propuestas planteadas e implementarlas en el local.

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- Álvarez Guerra Plasencia, Mario A (2006). “*Temas avanzados de refrigeración y climatización*”
- Apilanez (2014). Instalaciones de Climatización y Ventilación.
- ASHRAE (2010). American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc, *Thermal Environmental Conditions for Human Occupancy*, Disponible en Internet: www.ashrae.org
- Aspas-Ibáñez, J. & Llobell, J. (2014). Reforma de la Instalación de Climatización del Edificio 6C de la Universidad Politécnica de Valencia. 405
- Ávila Becerra, Vanessa Del Carmen & Castillo Cedeño, Miguel Andrés (2013). Análisis del uso de gases refrigerantes por empresas PYMES del Sur de Guayaquil. Diseño de un manual de responsabilidad social empresarial, Tesis para optar por el Título de Ingeniero en Gestión Empresarial, Universidad de Guayaquil, Ecuador
- Borroto, N. A et al (2002). Ahorro de energía en sistemas termo-mecánicos. Cienfuegos. Editorial Universo Sur. ISBN 959-257-045-0
- Carrier (1996). Manual de Aire Acondicionado. Ed. Marcombo
- Catalogo técnico (2019). Difusores cuadrados y rectangulares Serie 50. Disponible en Internet: www.koolair.com
- Cero Grados (2013). Revista Digital Cómo ahorrar Energía en un sistema de climatización. Disponible en Internet: www.0grados.com/como-ahorrar-energia-en-un-sistema-de-climatización/
- Czajkowski, Jorge (2006). Clasificación de sistemas y tecnología de Aire Acondicionado

- Drake Leonard, Ricardo Reniel (2018). *Propuesta de Solución para climatizar el restaurante buffet del hotel Paradisus Varadero*. Tesis de Grado. Universidad de Matanzas, Cuba
- Duque Guzmán, Lina Marcela (2009). *Impacto Ambiental de los Refrigerantes Ecológicos*, Colombia
- González D (2012). *Principios de Aire Acondicionado Distribución de aire*. Editorial de Aire Acondicionado. Disponible en Internet: www.mundohvacr.com/mx
- Kim, Ki-Hyun, et al (2011). *A review of major chlorofluorocarbons and their halocarbon alternatives in the air*. Department of Environment & Energy, Sejong University (Seul), Department of Environmental Engineering, Dong-Eui University. Corea. Disponible en Internet: www.elsevier.com/locate/atmosenv
- Mcculloch, Archie (1999). CFC and Halon replacements in the environment. *Journal of Fluorine Chemistry* 100, 163±173. ICI Chemicals & Polymers Ltd. Runcorn, Reino Unido
- Molina, J. & Rowland, S.F. (1974). Stratospheric sink for chlorofluoromethanes: chlorine atom-catalyses destruction of ozone. *Nature* Vol.249, No.5460:810-812
- NC 45-6 (1999). Bases de Diseño Mecánica, Tabla 1. "*Condiciones Exteriores de Proyecto*", determinadas según el método de las frecuencias de ocurrencia de las temperaturas horarias o bihorarias de la localidad. Anexo B
- NC 217 (2002). Climatización. Especificaciones de Diseño. Temperaturas en Locales Climatizados
- NC TS 220-3 (2005). Edificaciones-Requisitos de diseño para la eficiencia energética. Sistemas y Equipamiento de calefacción, ventilación y aire acondicionado
- Protocolo de Kyoto (1998), Convención Marco de las Naciones Unidas sobre el Cambio Climático

- RITE, (2007). Reglamento de Instalaciones Térmicas de la Edificación (RITE) de España
Apéndice 1. Términos y Definiciones. España
- Renedo, J. C (2015). Distribución de aire. Tema No 10. Universidad de Cantabria.
Disponible en Internet: www.personales.unican.es/renedoc/index.htm
- Rivera A (2016), Métodos para una adecuada distribución de aire. Mundo HVACR
Especiales. Disponible en Internet: www.mundohvacr.com.mx
- Rojas, S., Ruiz-Celma, A., Gañan, J. & Miranda, M. T. (2010). Cálculo de cargas
térmicas totales de refrigeración para la climatización de una vivienda
- S.A (2012). Instalaciones de climatización y ventilación. La técnica de difusión del aire.
Revista frío y calor, No 114. Disponible en Internet: www.cchryc.cl
- S.A (2014), Climatización a la medida. Revista frío y calor, No 125. Disponible en
Internet: www.cchryc.cl
- Santamaría Martínez, MSc. Ing. Alberto (2011). Empresa Servicios Técnicos Industriales
UEB Cooperada T+C. Informe técnico sobre el sistema de climatización por agua
helada del Hotel Barceló Solymar
- Soelr & Palau (2012). Manual práctico de ventilación Soler & Palau: Ventilation Group.
Disponible en Internet: www.solerpalau.es
- Stavro Tirado, Xiomara Ibeth (2011). Identificación de gases refrigerantes. Casos de
comercio ilícito. Unidad Técnica Ozono – UTO – PNUD. Bogotá, Colombia
- TecnoHotel (2010), Revista profesional para hostelería y restauración, no.446, España
- Trox (2013). Climatización en hoteles 5 Estrellas. Tecnologías de climatización para
hoteles. Mayor confort para los usuarios. España
- Zhao, X., Duan, H. (2011), An evaluation on the environmental consequences of residual
CFCs from obsolete household refrigerators in China. Waste Management 555–560

Department of Environmental Science & Engineering, Tsinghua University, Beijing,
China. Revista Digital, Disponible en Internet: www.elsevier.com/locate/wasman

ANEXOS

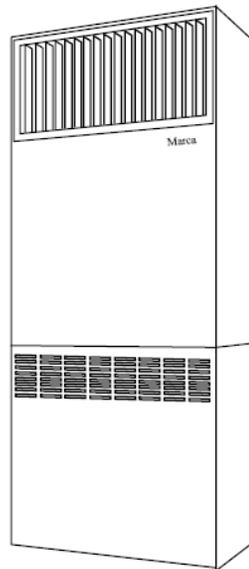
Anexo I

Figura 1



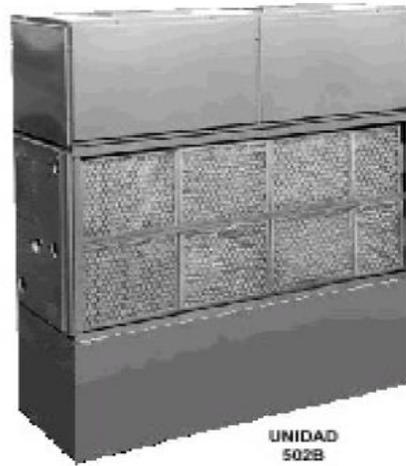
Acondicionador de ventana.

Figura 2



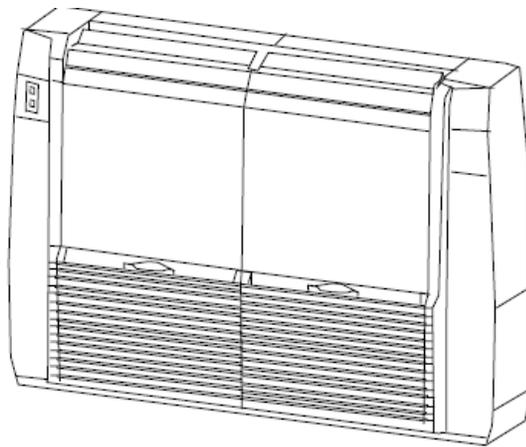
Unidad autónoma de condensación por aire

Figura 3



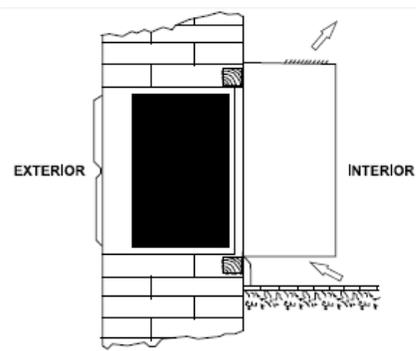
Torre de recuperación de agua

Figura 4



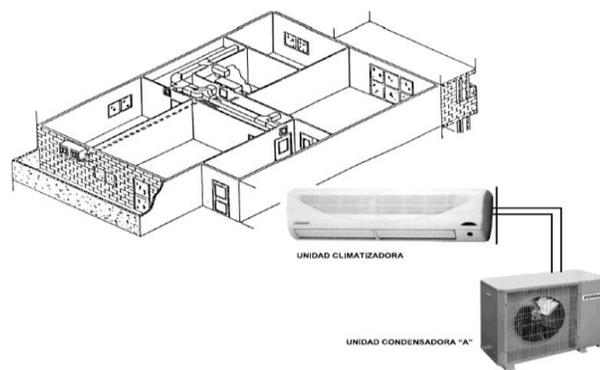
Consola por agua

Figura 5



Consola por aire

Figura 6



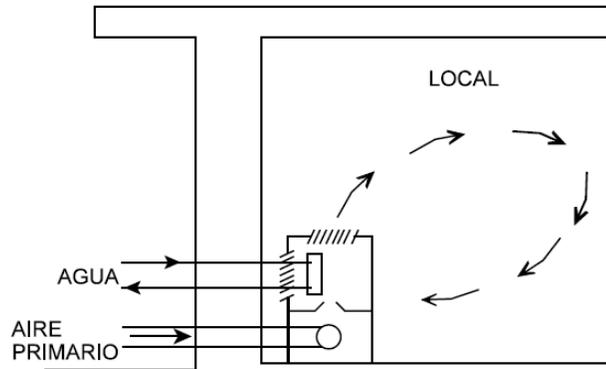
Sistema remoto (split-system)

Figura7



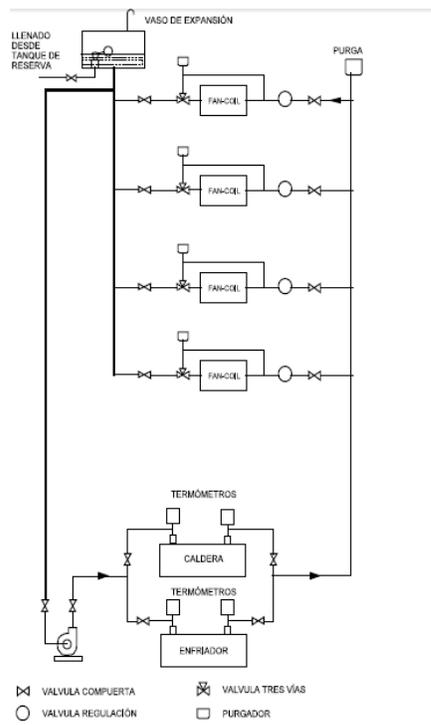
Unidad autónoma de cubierta (roof-top)

Figura 8



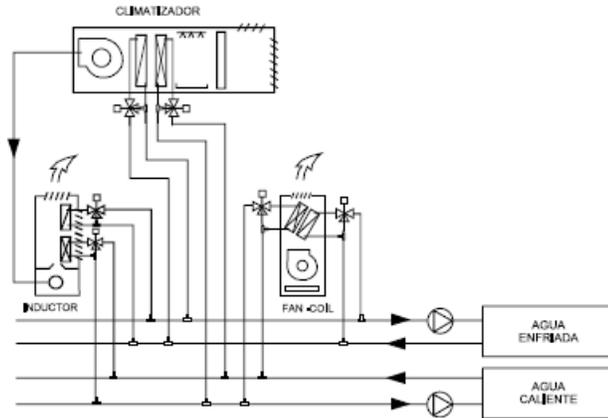
Inducción

Figura 9



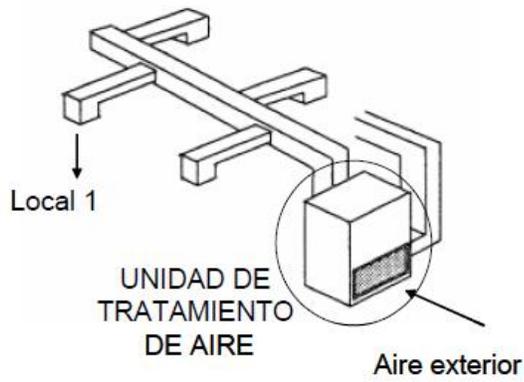
Instalación centralizada con fan-coils

Figura 10



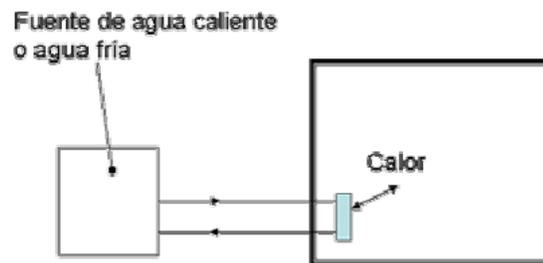
Instalación mixta a cuatro tubos con inductores y fan-coils

Figura 11



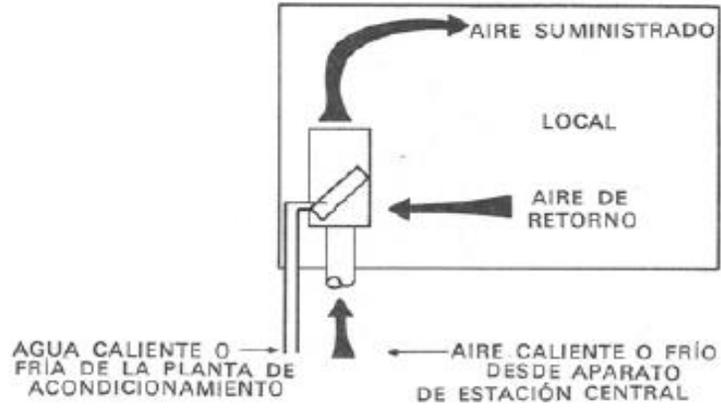
Sistema Todo Aire

Figura 12



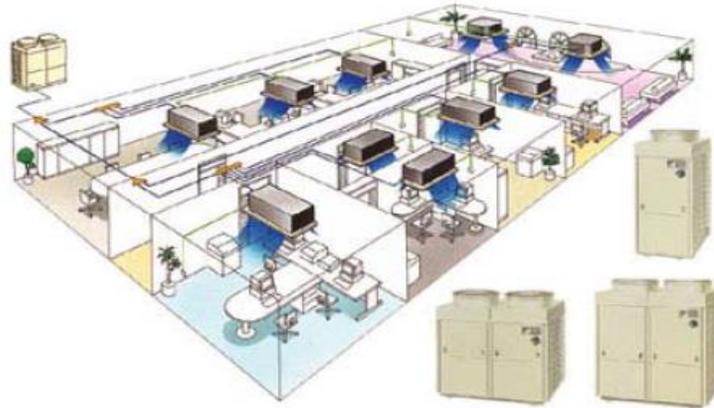
Sistema Todo Agua

Figura 13



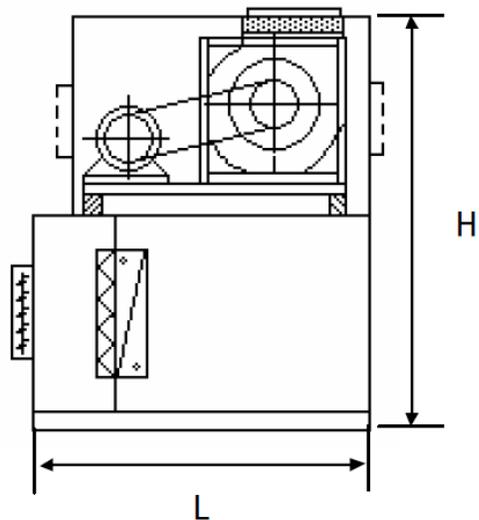
Sistema inducción (Aire-Agua)

Figura 14



Sistema VRV de Daikin

Figura 15



Diseño y dimensiones generales (mm) de la Cimatizadora tipo vertical NCMV

Figura 16

MODELO	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Ancho (W)	802	802	1107	1412	1107	1412	1412	1717	2022
Alto (H)	1070	1527	1680	1680	2137	2137	2595	2442	2595
Largo (L)	955	1107	1107	1260	1260	1412	1412	1412	1412

Anexo II

Tabla 1: Aportaciones solares a través de vidrio sencillo (W/m²).

20 LATITUD NORTE			HORA SOLAR											
Epoca	Orientación	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
21 junio	N	88	130	105	79	59	54	47	54	59	78	104	129	87
	NE	255	485	454	304	262	120	47	44	44	42	37	28	9
	E	255	466	505	450	302	130	44	44	44	44	37	28	9
	SE	87	195	230	208	138	66	44	44	44	44	37	28	9
	S	9	28	37	44	44	44	44	44	44	44	37	28	9
	SO	8	28	37	44	44	44	44	66	138	208	230	195	87
	O	9	28	37	44	44	44	44	129	302	450	505	466	260
	NO	9	28	37	44	44	44	47	120	262	384	454	485	260
	HOR.	35	188	382	555	680	732	789	732	680	555	382	188	35
22 julio y 21 mayo	N	63	87	72	54	47	44	44	44	47	54	72	87	63
	NE	223	416	435	234	230	98	44	44	44	41	37	24	9
	E	236	466	514	457	312	144	44	44	44	41	37	24	9
	SE	98	220	268	249	179	91	44	44	44	41	37	24	9
	S	9	24	37	41	44	44	44	44	44	41	37	24	9
	SO	9	24	37	41	44	44	44	91	179	249	268	220	98
	O	9	24	37	41	44	44	44	114	312	457	514	466	236
	NO	9	24	37	41	44	44	44	98	230	350	435	416	223
	HOR.	9	173	372	551	680	756	791	756	680	551	372	173	9
24 agosto y 20 abril	N	19	31	34	41	44	44	44	44	44	41	34	31	19
	NE	142	350	372	280	157	56	44	44	44	41	34	22	6
	E	166	448	520	470	334	161	44	44	44	41	34	22	6
	SE	91	280	355	340	308	173	63	44	44	41	34	22	6
	S	6	22	34	44	63	76	82	76	63	44	34	21	6
	SO	6	22	34	41	44	44	63	173	308	340	356	280	91
	O	6	22	34	41	44	44	44	161	334	470	520	448	66
	NO	6	22	34	41	44	44	44	56	157	280	372	350	42
	HOR.	15	151	337	526	662	741	778	741	662	526	337	151	15
22 sept. Y 22 marzo	N	0	19	34	41	44	44	44	44	44	29	34	19	0
	NE	0	262	273	186	69	44	44	44	44	41	34	19	0
	E	0	409	514	470	328	141	44	44	44	41	34	19	0
	SE	0	312	428	441	378	264	129	47	44	41	34	19	0
	S	0	29	69	120	164	198	205	200	164	120	69	24	0
	SO	0	19	34	41	44	47	129	264	378	440	420	312	0
	O	0	19	34	41	44	44	44	155	328	470	514	409	0
	NO	0	19	34	41	44	44	44	44	69	186	273	262	0

	HOR.	0	94	293	482	625	709	734	709	625	482	293	94	0
23 oct. Y 20 feb.	N	0	12	28	37	41	44	44	44	41	37	28	12	0
	NE	0	138	164	91	41	44	44	44	41	37	28	12	0
	E	0	312	463	444	315	154	44	44	41	37	28	12	0
	SE	0	286	461	504	469	375	233	85	41	37	28	12	0
	S	0	66	152	240	526	334	350	334	293	240	157	66	0
	SO	0	12	28	37	41	85	232	375	470	504	261	286	0
	O	0	12	28	37	41	44	44	154	315	444	463	312	0
	NO	0	12	28	37	41	44	44	44	41	91	164	138	0
	HOR.	0	56	214	400	539	618	656	618	539	400	214	56	0
21 nov. Y 21 enero	N	0	9	24	34	41	41	41	41	41	34	24	9	0
	NE	0	76	81	44	41	41	41	41	41	34	24	9	0
	E	0	223	404	81	286	135	41	41	41	34	24	9	0
	SE	0	230	454	517	498	426	286	144	50	34	24	9	0
	S	0	87	218	315	387	428	444	428	387	315	218	87	0
	SO	0	9	24	34	56	144	286	426	498	516	454	230	0
	O	0	9	24	34	37	41	29	135	286	384	404	223	0
	NO	0	9	24	34	27	41	41	41	41	44	81	76	0
	HOR.	0	15	151	318	461	542	568	542	461	316	151	15	0
22 dic	N	0	6	22	34	37	41	41	41	37	34	22	6	0
	NE	0	44	56	37	37	41	41	41	37	34	22	6	0
	E	0	176	372	382	268	107	41	41	37	34	22	6	0
	SE	0	186	439	526	501	422	306	188	63	34	22	6	0
	S	0	78	233	350	416	461	470	461	416	350	233	78	0
	SO	0	6	22	34	63	188	306	422	501	526	438	186	0
	O	0	6	22	34	37	41	41	107	268	382	372	176	0
	NO	0	6	22	34	37	41	41	41	37	37	56	44	0
		HOR.	0	12	113	289	426	507	536	507	426	290	113	12

Tabla 2. Coeficiente para las ganancias por radiación solar en vidrios (con o sin dispositivos de sombra).

Ángulo de incidencia del sol 30°. Velocidad del viento 2,3 m/s.

Tipo de vidrio	Sin persiana o cortina	Persianas venecianas interiores Listones horizontales o verticales inclinados 45 Cortinas de tela			Persianas venecianas exteriores Listones horizontales inclinados 45		Toldos exteriores circulación de aire arriba y lateral	
		Color Claro	Color Medio	Color Oscuro	Color Claro	Exterior claro Interior oscuro	Color Claro	Color medio u oscuro
		Vidrio sencillo ordinario	1	0,56	0,65	0,75	0,15	0,13
Vidrio sencillo 6mm	0,94	0,56	0,65	0,74	0,14	0,12	0,19	0,24
Vidrio absorbente: Coeficiente de absorción								
0.40 a 0.48	0,8	0,56	0,62	0,72	0,12	0,11	0,16	0,2
0.48 a 0.56	0,73	0,53	0,59	0,62	0,11	0,1	0,15	0,18
0.56 a 0.70	0,62	0,51	0,54	0,56	0,1	0,1	0,12	0,16
Vidrio doble:								
Vidrio ordinario	0,9	0,54	0,61	0,67	0,14	0,12	0,18	0,22
Vidrio 6mm	0,8	0,52	0,52	0,65	0,12	0,11	0,16	0,2
Vidrio pintado:								
Color claro	0,28							
Color medio	0,39							
Color oscuro	0,5							

Tabla 3. Coeficientes de transmisión global K. Cubiertas planas de hormigón (W/m².°C)

Espesor de la losa de techo (m) y peso (kg/m ²)	Tipo de techo	Aislante encima de la losa (mm)			
		Ninguno	25	50	75
0,15 (341)	Suspendido ordinario (25)	1,6	0,9	0,69	0,51
0,2 (454)	Suspendido (losas acústicas) (10)	1,19	0,73	0,57	0,45

Tabla 4. Coeficientes de transmisión global K. Techumbres. ($W/m^2^{\circ}C$) de áreas proyectadas

Techumbres		Techo (cielo raso)			
Cubierta	Bajo techumbre	Sin techo	Panel de yeso (10mm)	Losas acústicas	
				12mm	20mm
Tejas de Fibrocemento (15)	Papel sobre plywood 8mm(10)	3,35	1,93	1,42	1,24
Chapa metal (5)	Papel sobre plywood 8mm (10)	3,63	2,05	1,48	1,30

Tabla 5. Coeficiente de transmisión global K. Obras de mampostería ($W/m^2^{\circ}C$)

Tipo de construcción	Espesor (m)	Peso (kg/m ²)	Rendimiento Ninguno	Interior Enlucido 15mm de arena (30)
Ladrillo macizo parámetro y ordinario	0,2	(425)	2,72	2,56
	0,3	(600)	1,99	1,87
	0,4	(846)	1,54	1,48
Ladrillo macizo ordinario	0,2	(391)	2,33	2,21
	0,3	(586)	1,76	1,87
	0,4	(7819)	1,42	1,48
Hormigón vertido de 2250Kg/m	0,15	(342)	4,26	3,92
	0,2	(454)	3,80	3,57
	0,25	(571)	3,47	3,23
	0,3	(683)	3,11	2,95
1300Kg/m	0,15	(195)	1,76	1,70
	0,2	(259)	1,42	1,36
	0,25	(322)	1,18	1,14
	0,3	(390)	1,02	0,96
500Kg/m	0,15	(73)	0,73	0,73
	0,2	(97)	0,57	0,57
	0,25	(110)	0,45	0,45
	0,3	(146)	0,39	0,39
Bloque de arena y gravilla hueco	0,2	(210)	2,95	2,72
	0,3	(307)	2,66	2,56
Fibrocemento ondulado		(5)	6,58	

Bloque hueco de arena y grava	0,2	(210)	2,26	Caras revestidas con enlucido de arena de 15 mm (30) Una: 2,21 Dos: 2,10
	0,3	(308)	2,15	Una:2,05 Dos:1,99
Ladrillo hueco	0,1 0,15	(78) (122)	2,26 1,99	Una:2,21 Una:2,00 Dos:1,81
	0,2	(146)	1,76	Una:1,70 Dos:1,65

Tabla 6. Diferencia equivalente de temperatura (°C).

Condiciones	Peso del techo (kg/m ²)	Hora Solar												
		6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
Soleado	50	-2,2	-3,3	-3,9	-2,8	0,5	3,9	8,3	13,3	17,8	21,1	23,9	25,6	25
	100	0	-0,5	-1,1	-0,5	1,1	5	8,9	12,8	16,7	20	22,8	23,9	23,9
	200	2,2	1,7	1,1	1,7	3,3	5,5	8,9	12,8	15,6	18,3	21,1	22,2	22,8
	300	5	4,4	3,3	3,9	4,4	6,1	8,9	12,2	15	17,2	19,4	21,1	21,7
	400	7,2	6,7	6,1	6,1	6,7	7,2	8,9	12,2	14,4	15,6	17	19,4	20,6
Cubierto de agua	100	-2,8	-1,1	0	1,1	2,2	5,5	8,9	10,6	12,2	11,1	10	8,9	7,8
	200	-1,7	-1,1	-0,5	-0,5	0	2,8	5,5	7,2	8,3	8,3	8,9	8,3	8,3
	300	-0,5	-1,1	-1,1	-1,1	-1,1	1,1	2,8	3,9	5,5	6,7	7,8	8,3	8,9
Rociado	100	-2,2	-1,1	0	1,1	2,2	4,4	6,7	8,3	10	9,4	8,9	8,3	7,8
	200	-1,1	-1,1	-0,5	-0,5	0	1,1	2,8	5	7,2	7,8	7,8	7,8	7,8
	300	-0,5	-1,1	-1,1	-1,1	-1,1	0	1,1	2,8	4,2	5,5	6,7	7,2	7,8
En la sombra	100	-2,8	-2,8	-2,2	-1,1	0	1,1	3,3	5	6,7	7,2	7,8	7,2	6,7
	200	-2,8	-2,8	-2,2	-1,1	-1,1	0	1,1	2,8	4,4	5,5	6,7	7,2	6,7
	300	-1,7	-1,7	-1,1	-1,1	-1,1	-0,5	0	1,1	2,2	3,3	4,4	5	5,5

Tabla 7. Diferencia equivalente de temperatura (°C).

Orientación	Peso del muro (kg/m ²)	Hora Solar												
		6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
NE	100	2,8	8,3	12,2	12,8	13,3	10,6	7,8	7,2	6,7	7,2	7,8	7,8	7,8
	300	-0,5	-1,1	-1,1	2,8	13,3	12,2	11,1	8,3	5,5	6,1	6,7	7,2	7,8
	500	2,2	1,7	2,2	2,2	2,2	5,5	8,9	8,3	7,8	6,7	5,5	6,1	6,7
	700	2,8	2,8	3,3	3,3	3,3	3,3	3,3	5,5	7,8	8,9	7,8	6,7	5,5
E	100	0,5	9,4	16,7	18,3	20	19,4	17,8	11,1	6,7	7,2	7,8	7,8	7,8
	300	-0,5	-0,5	0	11,7	16,7	17,2	17,2	10,6	7,8	7,2	6,7	7,2	7,8
	500	2,8	2,8	3,3	4,4	7,8	11,1	13,3	13,9	13,3	11,1	10	8,9	7,8
	700	6,1	5,5	5,5	5	4,4	5	5,5	8,3	10	10,6	10	9,4	8,9
SE	100	5,5	3,3	7,2	10,6	14,4	15	15,6	14,4	13,3	10,6	8,9	8,3	7,8
	300	0,5	0,5	0	7,2	11,1	13,3	15,6	14,4	13,9	11,7	10	8,3	7,8
	500	3,9	3,9	3,3	3,3	3,3	6,1	8,9	9,4	10	10,6	10	9,4	7,8
	700	5	4,4	4,4	4,4	4,4	3,9	3,3	6,1	7,8	8,3	8,9	10	8,9
S	100	-0,5	-1,1	2,2	0,5	2,2	7,8	12,2	15	16,7	15,6	14,4	11,1	8,9
	300	-0,5	-1,7	-2,2	-1,7	-1,1	3,9	6,7	11,1	13,3	13,9	14,4	12,8	11,1
	500	2,2	2,2	1,1	1,1	1,1	1,7	2,2	4,4	6,7	8,3	8,9	10	10
	700	3,9	3,3	3,3	2,8	2,2	2,2	2,2	2,2	2,2	3,9	5,5	7,2	7,8
SO	100	-1,1	-2,2	-2,2	-1,1	0	2,2	3,3	10,6	14,4	18,9	22,2	22,8	23,3
	300	1,1	0,5	0	0	0	0,5	1,1	4,4	6,7	13,3	7,8	19,4	20
	500	3,9	2,8	3,3	2,8	2,2	2,8	3,3	3,9	4,4	6,7	7,8	10,6	12,2
	700	4,4	4,4	4,4	4,4	4,4	3,9	3,3	3,3	3,3	3,9	4,4	5	5,5
O	100	-1,1	-1,7	-2,2	-1,1	0	1,7	3,3	7,8	11,1	17,8	22,2	25	26,7
	300	1,1	0,5	0	0	0	1,1	2,2	3,9	5,5	10,6	14,4	18,9	22,2
	500	3,9	3,9	3,3	3,3	3,3	3,3	3,3	3,9	4,4	5,5	6,7	9,4	11,1
	700	6,7	6,1	5,5	5	4,4	4,4	4,4	5,2	5,5	5,5	5,5	6,1	6,7
NO	100	-1,7	-2,2	-2,2	-1,1	0	1,7	3,3	5,5	6	10,6	13,3	18,3	22,2

	300	-1,1	-1,7	-2,2	-1,7	-1,1	0	1,1	5,3	4,4	5,5	6,7	11,7	16,7
	500	2,8	2,2	2,2	2,2	2,2	2,2	2,2	2,2	2,2	2,2	3,3	5,2	6,7
	700	4,4	3,9	3,3	3,3	3,3	3,3	3,3	3,3	3,3	3,3	3,3	3,9	4,4
N(en la sombra)	100	-1,7	-1,7	-2,2	-1,7	-1,1	0,5	2,2	4,4	5,5	6,7	7,8	7,2	6,7
	300	-1,7	-1,7	-2,2	-1,7	-1,1	-0,5	0	1,7	3,3	4,4	5,5	6,1	6,7
	500	0,5	0,5	0	0	0	0	0	0,5	1,1	1,7	2,2	2,8	2,8
	700	0,5	0,5	0	0	0	0	0	0	0	0,5	1,1	1,7	2,2

Tabla 8. Correcciones de las diferencias equivalentes de temperatura ($^{\circ}\text{C}$).

Temperatura exterior a las 15h. para el mes considerado. menos la temperatura interior (Te-Ti).	Variación de la temperatura seca exterior en 24 horas en $^{\circ}\text{C}$						
	6	8	10	12	14	16	20
-8	-3,7	-4,8	-5,8	-6,7	-7,6	-6,5	-0,8
-4	-9,7	-0,8	-1,8	-2,7	-3,1	-4,5	-6,8
0	-5,5	-6,6	-7,6	-8,5	-9,4	-0,3	-2,8
2	-3,6	-4,7	-5,6	-6,6	-7,5	-8,4	-0,6
4	-1,6	-2,7	-3,6	-4,6	-5	-6,4	-8,6
6	0,3	-0,8	-1,7	-2,7	-3,6	-4,5	-6,7
8	2,3	1,2	0,3	-0,7	-1,6	-2,5	-4,7
10	4,2	3,1	2,2	1,2	0,3	-0,6	-2,8
12	6,3	5,2	4,3	3,3	2,4	1,3	-0,7

Tabla 9. Factor R_s/R_m para 20° de latitud norte.

Orientación	Meses						
	Junio	Julio y Mayo	Agosto y Abril	Sept. y Marzo	Oct. y Feb.	Nov. y Enero	Dic.
NE	1,16	1,09	1,16	1,5	1,5	2,19	1,78
E	0,44	1	1,02	1,09	1,21	1,28	1,41
SE	0,66	0,68	0,89	0,86	0,98	1,05	1,13
S	0,26	0,2	0,25	0,46	0,69	0,85	0,9
SO	0,66	0,68	0,88	0,86	0,98	1,05	1,13
O	0,99	1	1,02	1,09	1,21	1,28	1,41
NO	1,16	1,09	1,16	1,5	1,5	2,19	1,78
N	1,52	1,28	1	1,13	1,26	1,61	1,61
Techo	1,06	1,08	1,15	1,27	1,62	1,75	2

Tabla 10. Infiltraciones por ventanas. Método de la rendija

Ventana de batiente en fachada expuesta					
Tipo de ventana y ancho de rendija	m ³ /(s·m) lineal de rendija				
	Velocidad del viento (m/s)				
	2,2	4,4	6,6	8,9	11,2
Tipo A rendija 1,6 mm	1,3·10 ⁻³	2,8·10 ⁻³	4,5·10 ⁻³	6,3·10 ⁻³	7,9·10 ⁻³
Tipo B rendija 0,8 mm	0,4·10 ⁻³	1·10 ⁻³	1,6·10 ⁻³	2,2·10 ⁻³	2,9·10 ⁻³
Tipo B rendija 1,2 mm	0,5·10 ⁻³	1,3·10 ⁻³	2,3·10 ⁻³	3·10 ⁻³	3,8·10 ⁻³
Tipo C rendija 0,4 mm	1,6·10 ⁻³	5·10 ⁻³	8,3·10 ⁻³	1,2·10 ⁻³	1,5·10 ⁻³
Tipo C rendija 0,8 mm	3,6·10 ⁻³	8·10 ⁻³	3,3·10 ⁻³	2·10 ⁻³	2,6·10 ⁻³
Tipo D rendija 0,4 mm	8·10 ⁻³	2·10 ⁻³	4,7·10 ⁻³	6,6·10 ⁻³	8,8·10 ⁻³
Tipo D rendija 0,8 mm	1,9·10 ⁻³	6·10 ⁻³	9,7·10 ⁻³	1,4·10 ⁻²	1,9·10 ⁻³

Para el tipo de ventana ver las figuras siguientes

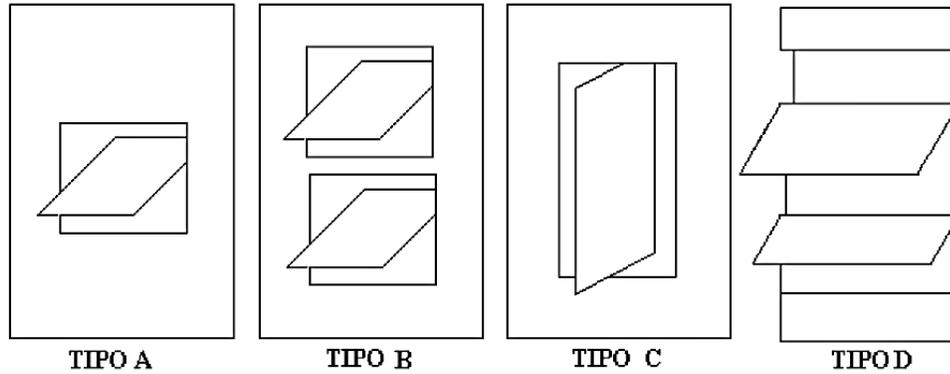


Tabla 11. Infiltraciones por puertas. Método de la rendija.

Tipo de puertas y ancho de rendija	m ³ /(s·m) lineal de rendija				
	Velocidad del viento m/s				
	2,2	4,4	6,6	8,9	11,2
Puerta de vidrio					
Rendija 3 mm	5	9,9·10 ⁻³	15,1·10 ⁻³	20,1·10 ⁻³	24,7·10 ⁻³
Rendija 5 mm	7,4	15,4·10 ⁻³	21,6·10 ⁻³	30,9·10 ⁻³	37,2·10 ⁻³
Rendija 6,5 mm	9,9	20·10 ⁻³	29,4·10 ⁻³	40,3·10 ⁻³	40,3·10 ⁻³
Puerta de madera o cristal					
Con junta					

Sin junta	7	$9,2 \cdot 10^{-3}$	$1,4 \cdot 10^{-3}$	$2 \cdot 10^{-3}$	$2,6 \cdot 10^{-3}$
Inst. media	1,4	$1,8 \cdot 10^{-3}$	$2,8 \cdot 10^{-3}$	$4 \cdot 10^{-3}$	$5 \cdot 10^{-3}$
Inst. Mediocre	3,4	$3,5 \cdot 10^{-3}$	$5,7 \cdot 10^{-3}$	$8 \cdot 10^{-3}$	$10,2 \cdot 10^{-3}$
Puerta de fábrica					
Rendija 3 mm	4,9	$9,8 \cdot 10^{-3}$	$16,1 \cdot 10^{-3}$	$20 \cdot 10^{-3}$	$24,7 \cdot 10^{-3}$

*Tabla 12. Infiltraciones por ventana. Velocidad del viento: 12 Km/h.
Método del área. Ventana de batiente*

$m^3/(s \cdot m^2)$ de ventana										
Porcentaje de la superficie que puede ser abierta										
Ventana	0%	25%	33%	40%	45%	50%	60%	66%	75%	100%
Tipo A	$1,7 \cdot 10^{-3}$	$3,7 \cdot 10^{-3}$		$5 \cdot 10^{-3}$				$7,4 \cdot 10^{-3}$		$13,2 \cdot 10^{-3}$
Tipo B		$2 \cdot 10^{-3}$				$2,8 \cdot 10^{-3}$	$3,7 \cdot 10^{-3}$			
Tipo C			$1,4 \cdot 10^{-3}$			$2,5 \cdot 10^{-3}$				$3,2 \cdot 10^{-3}$
Tipo D					$1,2 \cdot 10^{-3}$				$1,6 \cdot 10^{-3}$	

Tabla 13. Infiltraciones por puertas. Velocidad del viento 12Km/h

Aplicación	$m^3/(s \cdot m^2)$ por ocupante y por puerta		
	Puerta giratoria de 180 cm	Puerta con un batiente	
		Sin vestíbulo	Con vestíbulo
Banco	$3 \cdot 10^{-3}$	$3,8 \cdot 10^{-3}$	$2,8 \cdot 10^{-3}$
Farmacia	$2,6 \cdot 10^{-3}$	$3,3 \cdot 10^{-3}$	$2,5 \cdot 10^{-3}$
Sala de hospital		$1,6 \cdot 10^{-3}$	$1,2 \cdot 10^{-3}$
Restaurante	$9,4 \cdot 10^{-4}$	$1,2 \cdot 10^{-3}$	$8,8 \cdot 10^{-4}$
Cafetería	$2,6 \cdot 10^{-3}$	$3,3 \cdot 10^{-3}$	$2,5 \cdot 10^{-3}$
Tienda de confecciones	$1,3 \cdot 10^{-3}$	$1,5 \cdot 10^{-4}$	$1,1 \cdot 10^{-3}$
Zapatería	$1,3 \cdot 10^{-3}$	$1,6 \cdot 10^{-3}$	$1,2 \cdot 10^{-3}$

Tabla 14. Caudal de aire exterior para la ventilación en locales climatizados.

Aplicación	Número de fumadores	m ³ /s por persona		m ³ /s por m ² de superficie de suelo Mínima ⁴
		Recomendada	Mínima ⁴	
Apartamento:				
Normal	Pequeño	9,4 · 10 ⁻³	6,9 · 10 ⁻³	1,6 · 10 ⁻³
Lujo	Muy pequeño	14,2 · 10 ⁻³	11,6 · 10 ⁻³	
Hall de banco	Pequeño	4,7 · 10 ⁻³	3,6 · 10 ⁻³	
Barbería	Grande	6,9 · 10 ⁻³	4,7 · 10 ⁻³	
Salón de belleza	Muy pequeño	4,7 · 10 ⁻³	3,6 · 10 ⁻³	
Bolsa	Muy grande	23,6 · 10 ⁻³	14,2 · 10 ⁻³	1,3 · 10 ⁻³ 2,5 · 10 ⁻³
Bar	Grande	14,2 · 10 ⁻³	11,6 · 10 ⁻³	
Corredores				
Grandes almacenes	Pequeño	3,6 · 10 ⁻³	2,4 · 10 ⁻³	
Sala de consejo	Muy grande	23,6 · 10 ⁻³	14,2 · 10 ⁻³	
Farmacia ***	Grande	4,7 · 10 ⁻³	3,6 · 10 ⁻³	5 · 10 ⁻³ 18,3 · 10 ⁻³
Fábrica **y****	Ninguno	4,7 · 10 ⁻³	2,4 · 10 ⁻³	
Pracio único	Ninguno	3,6 · 10 ⁻³	2,4 · 10 ⁻³	
Salón de funeraria	Pequeño	4,7 · 10 ⁻³	3,6 · 10 ⁻³	
Garage				
Hospital:				
Quirófano**y*****	Ninguno			10,2 · 10 ⁻³
Habitación	Ninguno	14,2 · 10 ⁻³	11,6 · 10 ⁻³	1,6 · 10 ⁻³
Sala común	Ninguno	9,4 · 10 ⁻³	6,9 · 10 ⁻³	
Habitación de hotel	Grande	14,2 · 10 ⁻³	11,6 · 10 ⁻³	1,6 · 10 ⁻³
Cocina:				20,3 · 10 ⁻³
Privada				10,2 · 10 ⁻³
Laboratorio ***	Pequeño	9,4 · 10 ⁻³	6,9 · 10 ⁻³	
Sala de conferencias	Muy grande	23,6 · 10 ⁻³	14,2 · 10 ⁻³	6,3 · 10 ⁻³
Despacho:				
Común	Pequeño	6,9 · 10 ⁻³	4,7 · 10 ⁻³	
Privado	Ninguno	11,6 · 10 ⁻³	6,9 · 10 ⁻³	1,3 · 10 ⁻³
Privado	Grande	14,2 · 10 ⁻³	11,6 · 10 ⁻³	1,3 · 10 ⁻³
Restaurante:				
Cafetería	Grande	5,5	4,7	
Comedor	Grande	6,9	5,5	
Aula **	Ninguno			
Tienda al detalle	Ninguno	4,7	3,6	
Teatro o cine **	Ninguno	3,6	2,4	
Teatro o cine	Pequeño	6,9	4,7	
Cuartos de aseo				10,2

Tabla 15. Ganancia debida a los ocupantes.

Grado de actividad	Tipo de aplicación	Metabolismo hombre adulto (w)	Metabolismo medio (w)	Temperatura seca del local (°C)									
				28		27		26		24		21	
				(w)		(w)		(w)		(w)		(w)	
				Sens	Lat	Sens	Lat	Sens	Lat	Sens	Lat	Sens	Lat
Sentados, en reposo	Teatro, escuela primaria	113	102	51	51	57	42	61	41	67	35	75	27
Sentados, Trabajo muy ligero	Escuela secundaria	131	116	52	64	56	60	63	53	70	47	79	37
Empleado de oficina	Oficina, hotel, apartamento, escuela superior.	139	131	52	79	58	73	63	69	71	61	82	49
De pie, marcha lenta	Almacenes, tiendas	161	131	52	79	58	73	63	69	71	61	82	49
Sentado, de pie	Farmacia	161	146	52	94	58	88	64	82	74	72	85	61
De pie, Marcha lenta	Banco	161	146	52	94	58	88	64	82	74	72	85	61
Sentado	Restaurante ***	146	161	56	106	64	97	71	91	82	79	94	67
Trabajo ligero en el banco de taller	Fábrica, trabajo ligero	234	219	56	164	64	155	72	143	86	133	107	113
Baile o danza	Sala de baile	263	248	64	184	72	176	80	168	95	153	117	131
Marcha, 5Km	Fábrica, trabajo bastante penoso	292	292	79	213	88	204	92	196	111	181	135	158
Trabajo penoso	Pista de Bowling*** Fábrica	440	425	131	293	136	288	142	283	154	271	156	248

* El “metabolismo medio” corresponde a un grupo compuesto de adultos y niños de ambos sexos, en las proporciones normales. Estos valores se han obtenido a base de la siguiente hipótesis:

Metabolismo mujer adulta = Metabolismo de hombre adulto • 0.85

Metabolismo niño= Metabolismo de hombre adulto • 0.75

** Estos valores corresponden a una mejora de 15 W (50% de calor latente y 50% de calor sensible) por ocupante, para tener en cuenta el calor desprendido por los platos

*** Bowling- Admitir una persona por pista jugando, y todas las otras sentadas (116 W) o de pie (162 W).

Tabla 16. Ganancia debido a los motores eléctricos.

Potencia nominal (KW)	Potencia nominal (C.V)	Rendimiento a plena carga (%)	Posición del aparato con respecto al local acondicionado o a la corriente de aire **		
			Motor en el interior Aparato impulsado en el interior	Motor en el exterior Aparato impulsado en el interior	Motor en el interior Aparato impulsado en el exterior
			(W)		
0,04	0,05	40	93	35	55
0,06	0,08	49	122	58	64
0,09	0,13	55	169	93	76
0,12	0,17	60	209	122	81
0,18	0,25	64	291	186	105
0,25	0,33	66	372	250	128
0,37	0,50	70	323	372	158
0,55	0,75	72	768	558	217
0,74	1,00	79	930	733	198
1,1	1,50	80	1396	1105	276
1,47	2,00	80	1861	1465	372
2,21	3,00	81	2733	2314	523
3,68	5,00	82	4536	3675	814
5,52	7,50	85	6397	5582	989
7,36	10,00	85	8723	7443	1308
11,04	15,00	86	12909	11049	1832
14,72	20,00	87	16863	14828	2181
18,4	25,00	88	21050	18492	2559
22,08	30,00	89	24772	22213	2733
29,44	40,00	89	33378	29657	3780
36,8	50,00	89	41519	36983	4652
44,16	60,00	89	50009	44659	5524
55,2	75,00	90	61639	55591	6106
73,6	100,00	90	82573	74199	8432
92	125,00	90	101763	92459	10467
110,4	150,00	91	122155	111183	11049
147,2	200,00	91	162820	148283	14538
184	250,00	91	203525	184917	18608

En el caso de un funcionamiento no continuo, aplicar un coeficiente de simultaneidad, determinado a ser posible mediante ensayos.

** Para un ventilador o una bomba que impulse al fluido hacia el exterior, utilizar los valores de la última columna.

En el caso que exista una campana bien proyectada, con extracción mecánica, multiplicar los valores anteriores por 0,5.

Tabla 17. Ganancias debidas a los aparatos eléctricos de restaurante. Sin campana de extracción.

Aparatos	Dimensiones totales (sin pie ni asa) (mm)	Mando	Diversos datos	Potencia nominal (w)	Potencia en marcha continua (w)	Ganancias a admitir para uso medio		
						Calor sensible (w)	Calor latente (w)	Calor total (w)
Percolador 2 litros		Manual		651	90	264	64	328
Calent. de agua 2L		Manual		90		67	26	93
Cafeteras								
10L	381 864H	Manual	Negro	3488	872	755	994	1250
10L	305 584H	Auto.	Niquelado	4482	755	639	436	1075
20L	457 940H	Auto.	Niquelado	4977	1046	988	688	1676
Cocedora para huevos	254x330x635H	Manual	Media 550 w	1087		348	233	581
			Lenta 275 w					
Mesa caliente sin calentaplatos, por m ² de superficie		Auto.	Como en el exterior pero sin calentaplatos.	3198	1256	628	1116	1744
Mesa caliente con calentaplatos, por m ² de superficie		Auto.	Aislado-calentador separado para cada plato, calentaplatos en la parte inferior	4186	1570	1105	1105	2210
Freidora 5 L de aceite	305 355L	Auto.		2581	320	465	698	1163
Freidora 10 L de aceite	406x457x305H	Auto.	Superficie de 300x360 mm	6970	5813	1105	1657	2762
Placa calentadora	457x457x203H	Auto.	Superficie activa 450x360 mm	2326	814	901	494	1395

Parrilla de carne	355x355x254H	Auto.	Superficie útil 250x300 mm	2965	552	1134	610	1744
Parrilla de emparedados	330x355x254H	Auto.	Superficie de parrilla 300x300 mm	1628	552	7848	204	8052
Calentador de pan	660x432x330H	Auto.	Un cajón	436	116	320	29	349
Tostador (continuo)	381x381x711H	Auto.	Para dos cortes 360 cortes/h	2180	1453	1482	378	1860
Tostador (continuo)	508x381x711H	Auto.	Para cuatro cortes 720 cortes/h	2988	1744	1773	756	2529
Tostador (automático)	152x279x228H	Auto.	Dos cortes	1191	290	717	131	848
Molde de tortas	305x330x254H	Auto.	Un corte de 180 mm	720	174	319	215	534
Molde de tortas	355x330x254H	Auto.	Doce tortas de 64x95 mm	2197	436	901	656	1511
4 percoladores con reserva de 17 litros	508x762x660H	Auto.	Calentador agua 2000 vatios	4914		1396	349	1745
			Percolador 2960 vatios.					

Tabla 18. Ganancia debido a los aparatos con funcionamiento de gas en restaurante. Sin campana de extracción.

Aparato	Dimensiones totales sin pie ni asa (mm)	Mando	Diversos datos	Potencia nominal (w)	Potencia en marcha continua (w)	Ganancias a admitir para uso medio		
						Calor sensible	Calor latente	Calor total
						(w)	(w)	(w)
Percolador 2 litros		Manual	Combinación sin percolador	995	147	395	104	499
Calentador agua 2 litros		Manual		147	147	116	29	145
Percolador completo con depósito	482x762x660H		Cuatro percoladores con reserva de 17 L			2110	529	2639
Cafetera								
11L	381 x864H	Auto.	Negra	937	1143	848	848	1697
11L	304x584 oval	Auto.	Niquelada		995	732	730	1465

	x553H							
19L	457 x940	Auto	Niquelada		1372	1139	1139	2279
Calientaplatos por m ² de superficie		Manual	Tipo baño de María	6313	2848	2686	1418	4104
Freidora 6,8 Kg de grasa	304x508x457H	Auto.	Superficie 250x750 mm	4174	878	1232	820	2052
Freidora 12,7 Kg de grasa	381x889x279H	Auto.	Superficie 275x400 mm	7035	1320	2110	1406	3517
Parrilla: Quemador sup. Quemador inf.	558x355x431H (0,13 m de superficie de parrilla)	Manual	Aislado 6300 w 4300 w	10837		4215	1064	5279
Horno parte superior abierto, por m ² de superficie		Manual	Quemadores anulares 3400-6300 w	4418		1325	1325	2651
Tostador continuo	381x381x711H	Auto.	Quemadores anulares 2990-3400 w	3465		1040	1040	2080
Horno parte superior cerrada por m ² de superficie		Manual	Para dos cortes 360 cortes/h	3488	2906	2255	965	3220

Tabla 19. Ganancia debido a los aparatos con funcionamiento de vapor. Sin campana de extracción.

Aparato	Dimensiones totales (sin pie ni asa) (mm)	Mando	Diversos datos	Ganancia a admitir para uso medio		
				Calor sensible	Calor latente	Calor total
				(w)	(w)	(w)
Cafetera						
11L	381 x864H	Auto.	Negra	848	558	1406
11L	304x584 ovalx533H	Auto.	Niquelada	697	465	1162
19L	457 x940H	Auto.	Niquelada	994	674	1668
11L	381 x864H	Manual	Negra	907	907	1813
11L	304x584oval x533H	Manual	Niquelada	761	761	1523
19L	457 940H	Manual	Niquelada	1081	1081	2162

Mesa caliente por m2 de superficie	Auto.	116	145	261
Calientaplatos por m2 de superficie	Manual	116	326	442

Tabla 20. Ganancia debido a los aparatos eléctricos. Sin campana de extracción.

Aparato	Mando	Diversos datos	Potencia nominal máxima (w)	Ganancia a admitir para uso medio		
				Calor sensible (w)	Calor latente (w)	Calor total (w)
Secadora de pelo con ventilador de 15 a 115 w	Manual	Ventilador 165 w	1573	674	116	790
		(bajo 915 w ; fuerte 1580 w)				
Casco secador de pelo de 6,5 a 115 w	Manual	Ventilador 80 w	698	546	99	645
		(bajo 300 w ; fuerte 710 w)				
Calentadores de permanente	Manual	60 calentadores de 25 w normalmente 36 en marcha	1488	244	46	290
Lavador y esterilizador a presión		280x280x560		3511	6883	10394
Letrero de neón, por 300 de longitud		Diam. Int. 12		9		9
		Diam. Est. 10		17		17
Calentador de toallas		460x760x1830		349	872	1221
		460x620x1830		308	703	1011

Esterilizador de ropa	Auto.	406x620		2814	2547	5361
	Auto.	508x914		6825	7035	13860
Esterilizador de agua	Auto.	40L		1197	4837	6034
	Auto.	60L		1790	7209	9000
Esterilizador de instrumentos	Auto.	152x205x432		790	697	1488
	Auto.	228x254x508		1488	1151	2639
	Auto.	254x305x560		2372	1732	4104
	Auto.	254x305x914		2988	2779	5744
	Auto.	305x406x620		2674	2500	5174
Esterilizador de utensilios	Auto.	406x406x620		3104	5976	9081
	Auto.	508x508x620		3604	7500	1110
Esterilizador de aire	Auto.	Modelo 120.Amer.		581	1232	1813

caliente		Modelo 100.Amer.		348	616	964
Alambique de agua		20L/h		500	790	1290

En el caso de que exista una campana bien proyectada, con extracción mecánica, multiplicar los valores por 0.5.

Tabla 21. Ganancia debido a los aparatos que funcionan con gas. Sin campana de extracción.

Aparato	Mando	Diversos datos	Potencia nominal (w)	Ganancias a admitir para uso medio		
				Calor sensible (w)	Calor latente (w)	Calor total (w)
Pequeño mechero. Bunsen	Manual	Quemador de diam. 11 con gas de ciudad	523	279	70	349
Pequeño mechero. Bunsen	Manual	Quemador de diam. 11 con gas natural	872	488	127	6196
Quemador de llama plana	Manual	Quemador de diam. 11 con gas natural	1023	581	139	720
Quemador de llama plana	Manual	Quemador de diam. 11 con gas natural	1604	907	220	1127
Mechero grande. Bunsen	Manual	Quemador de diam. 38 con gas natural	1755	976	267	1783
Encendedor de cigarros	Manual	Funcionamiento continuo	732	267	29	296
Secador de pelo central		Constituido por un calentador y un ventilador que impulsa el aire caliente hacia los cascos	9674			
5. cascos	Auto.			4393	1174	5569
10. cascos	Auto.			6151	1755	7906

Tabla 22. Coeficiente global de transmisión K para ventanas y claraboyas de vidrio (W/m².0C).

	Vertical						Horizontal				
	Sencillo	Doble			Triple			Sencillo		Doble	
Espesor de la lámina de aire (mm)		6	13	20-100	6	13	20-100	Verano	Invierno	Verano	Invierno
Simple	6,4	3,5	3,1	3,0	2,3	2,0	1,9	4,9	7,9	2,8	4,0
Doble	3,0							2,4	3,6		

Tabla 23. Coeficiente global de transmisión K para puertas de vidrio (W/m².0C).

Espesor de la puerta (cm)	Puerta sencilla	Puerta doble chasis o armadura
2,5	4,0	2,0
3,2	3,4	1,9
3,8	3,9	1,7
4,4	2,9	1,7
5,1	2,7	1,6
6,3	2,2	1,4
7,6	1,9	1,3
Vidrio (herculita 19 mm)	6,0	2,4

Tabla 24. Coeficiente global de transmisión K para paredes formadas por bloques o baldosas de vidrio (W/m².0C).

Paredes formadas por bloques o baldosas de vidrio	Valor de K
146x146x98 mm espesor. Dimensiones nominales 150x150x100 (70)	3,5
197x197x98 mm espesor. Dimensiones nominales 200x200x100 (70)	3,1
297x297x98 mm espesor. Dimensiones nominales 300x300x100 (80)	2,9
197x197x98: mm espesor con pantalla fibra de vidrio (70)	2,7
297x297x98 mm espesor con pantalla de vidrio (80)	2,4

Tabla 25. Ganancia de calor por procesos y equipos con campanas de extracción.

Equipos	Qsen (W)	Qlat (W)	Cantidad
Placa de vitrocerámica	340	604	1
Placa de vitrocerámica	213	379	1
Placa de vitrocerámica	277	492	3
Tostadora de pan	641	189	2

Cocedor de pasta	87	117	1
Baño de maría	319	123	1
Baño de maría	170	45	2
Baño de maría	807	228	3
Plancha eléctrica	942	1574	2
Horno	2883	1448	1
Cocina eléctrica	367	479	1
Plancha lista	1312	458	1
Olla para sopa y consomés	214	171	2
Asador de carnes	1134	610	1
Freidora	551	829	1