

UNIVERSIDAD DE MATANZAS  
FACULTAD DE CIENCIAS TÉCNICAS  
DEPARTAMENTO DE MECÁNICA



ESTUDIO DE CARGAS TÉRMICAS Y CLIMATIZACIÓN DEL LOCAL DE  
NUEVA INVERSIÓN EMPRESA AZUCARERA JESÚS RABÍ

Trabajo de diploma presentado en opción al título de Ingeniero Mecánico.

RENIER LÁZARO OROPESA ALFONSO

Matanzas, 2021

UNIVERSIDAD DE MATANZAS  
FACULTAD DE CIENCIAS TÉCNICAS  
DEPARTAMENTO DE MECÁNICA



ESTUDIO DE CARGAS TÉRMICAS Y CLIMATIZACIÓN DEL LOCAL DE  
NUEVA INVERSIÓN EMPRESA AZUCARERA JESÚS RABÍ

Trabajo de diploma presentado en opción al título de Ingeniero Mecánico.

Autor: RENIER LÁZARO OROPESA ALFONSO

Tutor: Prof. Asist., Ing. Yanán Camaraza Medina, M.Sc., Dr. C.

Cotutor: Prof. Asist., Ing. Marlene Orama Ortega, M.Sc.

Matanzas, 2021

## **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.

---

Renier L. Oropesa Alfonso

**NOTA DE ACEPTACIÓN**

---

---

---

---

---

---

---

---

---

---

---

Miembros del Tribunal:

_____	_____	_____
Presidente	Secretario	Vocal

## RESUMEN

En la presente investigación se desarrolla un estudio en el local de la nueva inversión situado en la Empresa Azucarera Jesús Rabí con el objetivo de evaluar las cargas térmicas y el consumo energético por concepto de climatización. En este trabajo los autores abordan temas como es el estado de arte de la climatización en general, conceptos esenciales como carga térmica y los calores sensibles y latentes que son indispensables para el trabajo. También exponen metodologías para los cálculos de cargas térmicas y otros. Además, realizaron un análisis de resultados donde tienen que la carga térmica sensible de alumbrado es 2 kW el cual equivale al 4.4% del total de carga; la carga sensible por número de ocupantes es de 0,044 kW y de carga latente 0,072 kW. En las ganancias de cargas térmicas sensibles por infiltraciones tienen 0,0417 kW y de carga latente 0,275 kW. Las ganancias de calor por cristales son sensibles de 0,513 kW equivalentes a 1,12%. La carga térmica sensible incorporada por el techo, llegaron a la conclusión de trabajar con 6,64 kW el cual representa el 14,53% del total de carga. Producto a la radiación solar sobre vidrios y ventanas obtuvieron una ganancia de carga térmica sensible de 9,14 kW que es el 20% del total. La ganancia de cargas sensibles por motores eléctricos es de 26,437 kW equivalente al 57,85% y por paredes interiores 0,882 kW. Demostrando que es necesario baterías capaces de desarrollar 14,7 Tn de refrigeración para lograr una eficiente climatización en el local.

## ABSTRACT

In this research, a study is carried out in the premises of the new investment located in the Jesús Rabí Sugar Company with the aim of evaluating thermal loads and energy consumption for air conditioning. In this work, the author address issues such as the state of the art of air conditioning in general, essential concepts such as thermal load and sensitive and latent heats that are essential for the study, also expose methodologies for calculating thermal loads and others. In addition, was carried out an analysis of the results where have shown that the sensible thermal load of lighting is 2 kW which is equivalent to 4.4% of the total load; the sensible load per number of occupants is 0.044 kW and the latent load is 0.072 kW. In the gains of sensitive thermal loads due to infiltrations have 0.0417 kW and of latent load 0.275 kW. The heat gains from crystals are sensitive to 0.513 kW equivalents to 1.12%. The sensible thermal load incorporated by the roof, they reached the conclusion of working with 6.64 kW which represents 14.53% of the total load. As a result of solar radiation on glass and windows, a sensible thermal load gain of 9.14 kW was obtained, which is 20% of the total. The gain of sensitive loads for electric motors is 26,437 kW equivalents to 57.85% and for interior walls 0.882 kW. Demonstrating that it is necessary to have batteries capable of developing 14.7 Tn of refrigeration to achieve efficient air conditioning in the premises.

## ÍNDICE

INTRODUCCIÓN .....	1
CAPÍTULO I.....	5
1.1 Introducción .....	5
1.2 Estado del arte sobre la climatización.....	5
1.3 Elementos del ciclo de refrigeración.....	7
1.4 Los elementos principales del ciclo de refrigeración son: .....	8
1.4.1 Los elementos auxiliares que requieren en estos sistemas son: .....	8
1.5 Los refrigerantes .....	9
1.6 Tipos de aires acondicionados .....	9
1.7 Carga térmica. ....	10
1.8 El calor .....	13
1.9 Calor sensible .....	13
1.10 Calor latente. ....	13
1.11 Carga del serpentín.....	14
1.11.1 Los modos de ganancia de calor pueden ser por: .....	14
1.12 Cargas de refrigeración. ....	14
1.12.1 Cargas exteriores.....	14
1.12.2 Cargas interiores: .....	15
1.13 Acondicionamiento del aire .....	15
1.14 Enfriamiento y deshumidificación .....	16
1.15 Calidad del aire .....	17
1.16 Consideraciones de diseño .....	18
1.17 Avances de Cuba en el diseño e implementación de <i>software</i> para la selección de instalaciones para la climatización en locales. ....	19
1.18 Nuevas novedades tecnológicas.....	19
1.18.1 Novedades aplicables en la climatización del local objeto de estudio. ....	20
1.18.2 Nuevas tecnologías de los sistemas de climatización .....	20
CAPÍTULO II MATERIALES Y MÉTODOS.....	22
2.1 Introducción .....	22
2.2 Métodos para el diagnóstico energético en procesos industriales.....	22

2.3 Principales errores que se cometen durante la planificación y ejecución de la solución de un problema energético .....	24
2.4 Herramientas de trabajo .....	26
2.5 Instalación de aire acondicionado .....	28
2.6 Carga de diseño .....	31
2.6.1 Condiciones exteriores de diseño .....	31
2.6.2 Extremos de humedad correctos .....	32
2.7 Momento del día con carga pico de enfriamiento .....	32
2.8 Ganancia de calor por radiación solar a través de vidrios .....	33
2.9 Sombreado de ventanas con aleros. ....	34
2.10 Ganancia de calor a través de componentes estructurales.....	34
2.11 Concentración de personas como base de diseño.....	36
2.12 Ganancias de calor originadas por equipos instalados en el interior de un espacio a acondicionar .....	36
2.13 Ganancia de calor por infiltración y ventilación .....	37
2.14 La ventilación puede ser forzada y natural.....	38
2.15 Tipos de intercambio de aire. ....	38
2.16 Ventilación y cargas térmicas .....	40
2.17 Ventilación y calidad de aire.....	40
2.17.1 Formas de controlar los niveles de contaminación en los locales: .....	41
2.17.2 Mecanismo de funcionamiento. ....	41
2.18 Cálculo de las cargas térmicas de refrigeración en verano .....	42
2.18.1 Cargas por transmisión a través de cerramientos traslucidos.....	42
2.18.2 Cargas térmicas por radiación solar .....	43
2.18.3 Carga sensible por ventilación o infiltración de aire exterior .....	43
2.18.4 Carga sensible por ocupación del local .....	43
2.19 Ciclo básico de aire acondicionado .....	43
2.20 Metodología de cálculo .....	44
2.21 Sistema de distribución de aire .....	47
2.21.1 Cálculo de conductos .....	47
Redes de conductos. Elementos y clasificación .....	47
Conceptos básicos .....	47
Métodos de diseño .....	49
Selección del ventilador .....	50
<b>CAPÍTULO III. ANÁLISIS DE RESULTADOS.....</b>	<b>50</b>
3.1 Introducción .....	50

3.2.Carga térmica por alumbrado (carga térmica sensible).....	51
3.3 Carga térmica por número de ocupantes.....	51
3.4 Ganancias por infiltraciones por puertas (método de áreas de puertas) .....	52
3.5 Ganancias por infiltraciones por persianas (método de áreas de persianas) .....	54
3.6 Ganancias de calor por cristales .....	55
3.7 Ganancias de calor por el techo .....	55
3.8 Ganancias producto a la radiación solar a través de vidrios y persianas metálicas.....	59
3.9 Carga térmica por paredes interiores.....	62
3.10 Ganancias por ventilación exterior.....	64
3.11 Ganancias por motores eléctricos.....	65
3.12 Determinación de la carga de enfriamiento necesaria.....	66
CONCLUSIONES .....	68
RECOMENDACIONES .....	69

## **INTRODUCCIÓN**

Desde hace varios años se viene trabajando en el país en la introducción de nuevas técnicas en la rama de la refrigeración y climatización con el objetivo de lograr ahorro de combustibles, disminuir los consumos de energía eléctrica, sustituir importaciones e introducir mejoras en la calidad de los diferentes sistemas que componen una instalación [1].

La necesidad de hacer frente al déficit energético originado por el incesante aumento del consumo de energía debe ser ampliamente difundido porque es indispensable crear una conciencia colectiva sobre su uso racional. Desde este punto de vista, este artículo pretende fijar los criterios básicos de eficiencia energética en el diseño de los sistemas de aire acondicionado que generalmente constituyen el principal consumidor de energía en locales [2-4].

Un sistema de aire acondicionado bien proyectado y ejecutado, orientado hacia el ahorro de energía, debe contar con equipos eficientes, uso de combustibles económicos o fuentes de energía alternativas y a esto debe agregarse una correcta operación, mediante temperaturas, velocidad de distribución de fluidos, tiempos de utilización y sistemas de control óptimos. Por otra parte, la aplicación de un adecuado aislamiento térmico y la mejora en la hermeticidad de los edificios es fundamental, dado que ello implica equipos más pequeños con menor consumo energético durante toda la vida útil [5].

Los proyectos deben realizarse en función de la característica de la instalación y estructurados de manera coherente, debiéndose efectuar un balance energético con un análisis económico para definir la solución más conveniente [6-8].

Deben fraccionarse la capacidad de los equipamientos a fin de adaptar la producción de aire acondicionado a la demanda de calor del sistema en la magnitud y momento que se produce, con el objetivo de conseguir en cada instante el régimen de potencia más cercano al de máximo rendimiento. [9]

Para ello, es necesario establecer las distintas tecnologías a emplear, ya sea agua fría o expansión directa, los tipos de condensación a agua o aire, etc., considerando el diseño de la instalación para la función a que va a ser utilizada.

Un punto crítico en la fase del diseño lo constituye muchas veces la falta de datos ciertos y significativos sobre las características de las necesidades de acondicionamiento y su programa de desarrollo a corto, medio y largo plazo debido a las continuas innovaciones y modificaciones tecnológicas, por lo que se debe contar con una información completa y lo más actualizada posible, con objeto de prever los futuros cambios en los procesos, que permitan una adecuada planificación del proyecto orientado al ahorro energético. Existen numerosas tecnologías y medios de aplicación para disminuir el consumo energético, por lo que se deben analizar las características particularidades de cada caso, de modo de aplicar conceptos de diseño en la selección de los sistemas, que permitan obtener menores gastos en la fase de explotación y mantenimiento, pudiéndose considerar para su estudio los siguientes parámetros básicos [10-13]:

- Disminución de las necesidades de energía
- Utilización de energías gratuitas
- Incremento de la eficiencia energética
- Correcta regulación del sistema

Además, es muy importante analizar la automatización de los circuitos de alumbrado en función de los horarios de uso y de acuerdo a los requerimientos. La utilización de lámparas de alto rendimiento constituye un elemento a considerar, así como también reguladores que permitan reducir automáticamente el nivel de iluminación y el eventual apagado, en función de las reales necesidades [14].

Entre las muchas formas de lograr ahorro energético en instalaciones de aire acondicionado se puede mencionar como la más simple su propio aislamiento térmico y la disminución o aumento de la temperatura de diseño o *set-point* de los locales según sea invierno o verano respectivamente, que puede suponer un ahorro anual, siempre que ello no implique una reducción substancial de las condiciones de confort [15-18].

Al diseñar una instalación térmica, lo primero que hay que conocer, es la función principal del acondicionamiento de aire, la cual es mantener dentro de un espacio determinado ciertas condiciones necesarias para la conservación de un producto, para la realización de un proceso de fabricación bajo condiciones específicas y para las condiciones de confort humano [19].

Entonces, se establece como misión del aire acondicionado, proporcionar durante todo el año, el confort y la calidad del aire en el interior de un local para la vida de las personas o el mejoramiento de los diferentes procesos industriales.

Para conseguir que el aire de un ambiente esté acondicionado, se dispone de múltiples opciones que permiten responder a esta exigencia básica. El escoger la mejor opción para cada instalación depende de múltiples factores y criterios relacionados entre sí, que el proyectista debe saber conjugar para satisfacer los objetivos expuestos, explícitos e implícitos.

La empresa azucarera Jesús Rabí juega un papel importante en el desarrollo y crecimiento del producto interno bruto (PIB) de nuestro país siendo unos de los principales centrales azucareros; por lo que hay que garantizar un buen servicio de climatización con buena calidad para mantener a los trabajadores con un confort agradable todo el año, garantizando así un excelente trabajo y buena producción de la industria en general.

En la actualidad, se han detectado que debido a la escasez de recursos materiales, presupuestos para gastos de reparación y mantenimiento, se han presentado dificultades a la hora de hacer una correcta selección e instalación de los equipos de clima, la empresa no cuenta con el personal que controle la instalación de esos equipos y solo la empresa suministradora es quien lleva a cabo esa tarea desde su selección, montaje y mantenimiento desde su instalación, puesta en marcha y explotación, durante el período de garantía. Trayendo todo esto aparejado que los equipos estén por debajo o por encima de la carga térmica requerida en los locales, la mala posición y exposición de los mismos al medio, la no evaluación de los sistemas más ventajosos en cuanto al tipo y características de los equipos y el déficit de piezas de repuestos traen consigo elevados costos por concepto de mantenimiento y que no se garanticen los parámetros climatológicos en la instalación ni las condiciones de confort.

Por lo tanto, en la realización de este trabajo diploma se enfrenta al siguiente **problema científico**: el incorrecto uso de la climatización del local de la nueva inversión empresa azucarera Jesús Rabí, impiden un mejor desarrollo, producción de la empresa y una eficiencia energética.

En este trabajo, por lo tanto, se persigue el **objetivo general**: Un estudio de las cargas térmicas y climatización del local de nueva inversión empresa azucarera Jesús Rabí para

así optimizar su funcionamiento y lograr un aprovechamiento de energía contribuyendo al desarrollo de la empresa.

Por lo ante planteado se establece la siguiente **hipótesis:** Con la estimación de la carga térmica en el local de la nueva inversión de la empresa azucarera Jesús Rabí se pueden seleccionar los equipos de acondicionamiento de aire que garanticen el confort en el local con un racional aprovechamiento de los recursos energéticos.

## **CAPÍTULO I**

### **1.1 Introducción**

Hoy en día es muy común la instalación de climatizadores y aires acondicionados con el objetivo de garantizar un agradable confort y conservar los equipos y herramientas, por lo que hay que tener un buen conocimiento del tema para así poder realizar un buen estudio de carga, garantizando la eficiencia y también un ahorro de energía para las empresas, locales y edificios. En este capítulo se abordará sobre el estado del arte de la climatización de locales y la determinación de las cargas térmicas.

### **1.2 Estado del arte sobre la climatización.**

En los años 90 se desarrolló el primer programa comercial sobre cálculo de instalaciones frigoríficas denominado “mp Frio”, concretamente los autores fueron Emilio Messeguer y José M. Pinazo, eran otros tiempos, y el programa estaba bajo “Ms Dos” (*Windows* no existía), con programación en *Gw Basic*, y soporte en discos flexibles de 12,7 cm. A pesar de todas las limitaciones (también las de los ordenadores, pues su capacidad de almacenamiento era muy reducida), el programa tuvo éxito y numerosas empresas de refrigeración; para el cálculo de sus proyectos lo adquirieron. Las características básicas de aquella primera versión se pueden resumir:

- Trabajaba con los refrigerantes de aquella época (R-12, R-22, R-502 y amoniaco) permitía el cálculo de las propiedades termodinámicas de los refrigerantes, el COP de ciclos de compresión simple y doble.
- El cálculo de aislamiento de cámaras y el dimensionamiento de tuberías de aspiración, descarga y líquido. El procedimiento de cálculo fue publicado en el libro de “Cálculo de instalaciones frigoríficas” de José M. Pinazo. [3]

En 1995 se desarrolla el primer programa comercial en el campo de la climatización, concretamente el denominado “lp Clima”, los autores fueron José Carlos López y José M. Pinazo, este programa permitía el cálculo de las cargas térmicas de acondicionamiento de aire (tanto refrigeración como calefacción) y por tanto el dimensionamiento de este tipo de instalaciones, siguiendo el procedimiento establecido

en el “Manual de climatización”; Tomo II “Cálculo de cargas térmicas” de José M. Pinazo que por aquel entonces se publicó. Aún estaban con *software* que se puede calificar hoy en día como incipiente, así el programa aún trabajaba bajo Ms Dos (por aquel entonces se empezaba a comercializarse *Windows*) pero ya con programación en C++ (Se mejoraba mucho la función de cálculo), el soporte era en discos de 3 ½”. Este Programa tuvo un gran éxito, ya que el número de empresas que se dedican a este sector es importante, y los cálculos de cargas térmicas son tediosos. El programa incluía un cálculo de propiedades del aire húmedo y sus posibles transformaciones, siguiendo el procedimiento establecido en el “Manual de climatización”. Tomo I “Transformaciones psicrométricas” de José M. Pinazo.

### **1.2.1 Energy Plus**

El *Software Energy plus* es gratuito, ya que es patrocinado por el gobierno de los Estados Unidos como parte del plan energético nacional. Sus inicios vienen de dos programas hechos en Fortran, el Blast y el Doe II que nacieron a raíz de la conciencia creada luego de la crisis energética de los años 70, donde se cayó en cuenta que estadísticamente el consumo en edificios es un componente grande del uso total de energía. *Energy Plus* es un programa desarrollado por el *Department of Energy* (DOE). Se trata de una de las herramientas más avanzadas del mundo para la simulación dinámica de fenómenos relacionados con el desempeño ambiental y energético de los edificios, ya sea que estos operen en modo mecánico (con sistemas de climatización), en modo pasivo (solo aprovechando recursos naturales como el viento y la radiación solar) o en modo mixto. [1]

*Energy Plus* se basa en dos programas precedentes, Blast y Doe-2, pero incluye mejoras muy significativas. Entre estas, por mencionar algunas, se encuentra la solución integrada de los procesos, el manejo de etapas de simulación menores a una hora, el cálculo simultáneo de los fenómenos radiantes y convectivos en las superficies de los cerramientos, el uso de modelos detallados de confort higrotérmico y la incorporación de sistemas energéticos complementarios (fotovoltaicos, solar térmicos, geotérmicos). Soriano (2002) dedica su trabajo al cálculo de la carga térmica del local de servidores de la Empresa comandante Pedro Sotto Alba y determina en función de la misma la capacidad de refrigeración necesaria para mantener las condiciones propicias dentro del mismo, tanto desde el punto de vista del confort humano, como para evitar la corrosión.

Además, selecciona y diseña el sistema de conductos que garantiza una correcta distribución del aire dentro del local, una máxima eficiencia económica y una operación tranquila y sin ruidos. Propone el equipamiento y los dispositivos de refrigeración a instalar, así como el refrigerante a utilizar.

Valdespino (2004) en su trabajo determina las cargas térmicas y el balance energético de los locales del sistema de viviendas en Moa, el cual permite una adecuada selección del equipamiento para la climatización a partir del método de cálculo empleado.

A la evaluación de los sistemas de climatización de dos oficinas del grupo empresarial de la construcción de la ciudad de Santi Spíritus se dedica Cabrera et al. (2005), el autor realiza un acomodo de carga térmica y recomienda un reordenamiento de las capacidades de climatización instaladas, con el objetivo de disminuir los consumos eléctricos y adecuar las capacidades instaladas.

Pérez (2006), Realizó un estudio sobre la situación de los locales climatizados del edificio administrativo de la ECRIN con el objetivo de evaluar el consumo energético por concepto de climatización. En los resultados obtenidos mostró la existencia de equipos sub-utilizados y sobredimensionados. Determinó los costos por concepto de compra y el consumo de energía en la climatización.

### **1.3 Elementos del ciclo de refrigeración**

El sistema consiste básicamente en cuatro dispositivos indispensables para conseguir un ciclo termodinámico cerrado y varios equipos auxiliares sin ser absolutamente necesarios.

Una forma sencilla y breve de explicar sin entrar en detalles de precisión y el recorrido que realiza el refrigerante a lo largo de un ciclo completo en una máquina de refrigeración es la siguiente:

El refrigerante es aspirado por el compresor; en ese instante los gases son comprimidos a alta presión recibiendo una energía mecánica y pasando a la cámara de descarga. El gas recalentado pasa así al condensador donde se enfría al ceder calor al medio que lo rodea, normalmente aire, hasta llegar a la temperatura a la cual se condensa pasando así al estado líquido. La temperatura a la cual se produce este cambio depende de la presión existente en esos momentos en el condensador y de la naturaleza del refrigerante que utilice el sistema.

El refrigerante en estado líquido sale del condensador y se dirige a la válvula de expansión. Dicha válvula hace pasar el refrigerante a través de un orificio muy pequeño

provocándole una fuerte pérdida de presión, llevando de este modo al refrigerante a una presión y temperatura inferior entrando en ese estado en el evaporador. Una vez que se encuentra en el interior del evaporador el refrigerante comienza a hervir debido al calor que absorbe del medio circulante, hasta pasar todo a estado gaseoso. Todo este proceso se debe a que la temperatura a la cual se evapora el refrigerante es muy baja. El gas se dirige entonces al compresor donde es aspirado de nuevo por este y dando comienzo a un nuevo ciclo.

#### **1.4 Los elementos principales del ciclo de refrigeración son:**

##### Válvula de Expansión

Es un dispositivo de diseño especial que dosifica y controla automáticamente el flujo del refrigerante en la línea del líquido al evaporador, haciendo que la presión del refrigerante disminuya. [34]

##### Evaporador

Está conformado por un serpentín en el cual fluye un refrigerante que absorbe el calor del local. El evaporador impulsa aire hacia el local, el aire transfiere su calor al refrigerante de modo que se enfría por debajo de la temperatura interior necesaria con la finalidad que el aire impulsado absorba el calor del local. [35]

##### Compresor

El compresor es el dispositivo que permite tener una presión baja en el evaporador y alta en el condensador. Impulsa el refrigerante a través de todo el circuito. Es muy importante la relación de compresión: el cociente entre la presión de impulsión y la aspiración. Esta relación determina y limita el tiempo del compresor que debe utilizarse; los cuales pueden ser centrífugos, alternativos, de tornillo, *scroll* o rotativos. [5]

##### Condensador

Tiene la principal función de realizar el intercambio de calor entre el refrigerante y un medio de condensación (aire o agua) con la finalidad de condensar el refrigerante. [35]

#### **1.4.1 Los elementos auxiliares que requieren en estos sistemas son:**

- Separadores de aceite
- Filtro deshidratador
- Indicadores de fluido.
- Manómetros
- Sensores eléctricos.

- Termómetros.
- Válvulas de seccionamiento o de servicio.
- Controles para protección de equipo.

Los siguientes pasos pueden hacer más comprensibles el ciclo y el flujo del refrigerante.

- a) Por aspecto práctico el ciclo del refrigerante empieza en el orificio del dispositivo de control.
- b) El líquido de alta temperatura y de alta presión reduce los parámetros cuando entra en la válvula de expansión (dispositivo de control).
- c) El dispositivo de control gobierna el flujo del refrigerante y separa el lado de alta y el lado de baja presión del sistema.
- d) El refrigerante se evapora al absorber calor del evaporador.
- e) La capacidad de evaporación se controla con el compresor.
- f) El vapor refrigerante sale del evaporador con un sobre calentamiento de aproximadamente  $-12^{\circ}\text{C}$ , esto es,  $-12^{\circ}\text{C}$  más que la temperatura de evaporación.

### **1.5 Los refrigerantes**

Son fluidos que absorben calor al evaporarse a baja presión y lo cede al condensarse a alta temperatura y presión. Se han utilizado varios refrigerantes a lo largo de la historia, habiendo demostrado que algunos son mejores que otros en ciertos aspectos. Se podría afirmar que cada uno tiene sus factores a favor y en contra. En estos tiempos, se introduce un criterio importantísimo que quizás no se manejaba antes con tanto esmero y es el cuidado del medio ambiente, ante esto han aparecido nuevos refrigerantes denominados ecológicos como es el caso del R-134 A, R-410 A y el R-140 A. Refrigerante R-410 A Es un refrigerante de alta seguridad, clasificado por ASHRAE como no tóxico y no inflamable. Contiene en su composición HFC (hidro flúor carbonado). Es más eficiente que el R-22, sin embargo, las presiones a las que trabaja son 1,6 veces más altas.

### **1.6 Tipos de aires acondicionados**

En el mercado existen multitud de tipos de sistemas de aire acondicionado; estos varían según su forma y funcionamiento. Son diversos los tipos teniendo en cuenta cada una de las marcas existentes, sin embargo, a continuación, solo serán mencionados una parte de ellos.

Sistema de aire acondicionado central:

Este es un equipo de descarga indirecta, mediante red de conductos y emisión de aire a través de rejillas en pared o difusores en techo. El control es individual por equipo, y se realiza de acuerdo con las condiciones de confort de la habitación más representativa. El equipo necesita una toma de aire exterior. Se puede colocar en un falso techo o en un armario, existiendo modelos horizontales y verticales.

Split (consola de pared):

Resuelve necesidades de confort en recintos pequeños. Son de fácil instalación y relativo bajo costo de la misma; aparte de un mantenimiento más espaciado y relativamente fácil. Cabe anotar que son de baja capacidad.

Split (consola de techo):

Es especial para recintos con alta rotación de personas y ambientes abiertos. Es de instalación relativamente sencilla y de bajo costo para el tipo de aplicación. Debido a que se ubican en ambientes con alta rotación de personas, el mantenimiento debe ser periódico.

Tecnología *inverter*:

Considerada una buena propuesta para contribuir al ahorro energético y el cuidado del medioambiente, la tecnología *inverter* cuenta con características ampliamente recomendables a consecuencia de los beneficios que ofrece. La tecnología o sistema *inverter* regula el mecanismo del aire acondicionado mediante el cambio de la frecuencia de ciclo eléctrico. En lugar de arrancar y parar frecuentemente, el compresor gira de forma continua, lo que ayuda a mantener constante la temperatura de la sala. Se asegura un gasto energético directamente proporcional a la capacidad de refrigeración requerida, evitando así consumos innecesarios y prolongando la vida del compresor. [36]

### **1.7 Carga térmica.**

También nombrada como carga de enfriamiento, es la cantidad de flujo de energía calórica que se requiere vencer en un espacio a acondicionar, para mantener determinadas condiciones de temperatura y humedad para una aplicación específica (ej. confort humano). Es la cantidad de flujo de calor que se retira de un espacio definido, expresado en kW, unidad utilizada comercialmente. Por ejemplo, se estima una carga térmica de 1,76 kW. 3,52 kW equivalen a lo que se conoce como una tonelada de refrigeración. Por esto, una carga de 1,76 kW, equivale a media tonelada de refrigeración.

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. 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. En el momento que se desee 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 de manera artificial, con equipos de acondicionamiento del aire interior (refrigeración o calefacción).

Sabiendo que 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 y en invierno hay que introducir calorías, y las pérdidas de calor son hacia el exterior. 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 llaman “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, se denomina “demanda térmica” del local.

Hay al menos tres datos necesarios:

- Temperatura interior, que dependen del uso del local.
- Temperatura exterior, que dependen de la zona en la que se ubique, si es más fría o calurosa.
- Condiciones de las paredes y techos del local, si está más o menos aislado térmicamente.
- Se adicionan datos e información, según la aplicación específica. Por ejemplo: diferencias de humedad, velocidad del aire climatizado, ubicación de flujos de entrada y de salida, niveles de ruido permisibles. Orientaciones y geometría, entre otros factores adicionales a considerar.

Diversas compañías y organizaciones han evaluado múltiples factores requeridos para determinar las cargas de enfriamiento en diversas aplicaciones. Cuando se utilizan estos

factores para el cálculo de cargas en espacios y edificios, lo importante es aplicar un buen criterio para desarrollar algún procedimiento definido.

Para estimar la carga de enfriamiento requerida con la mayor exactitud posible en espacios y edificios, evaluaron las siguientes condiciones:

Datos atmosféricos del sitio.

1. La característica de la edificación, dimensiones físicas.
2. La orientación del edificio y de las paredes del espacio a acondicionar.
3. El momento del día en que la carga llega a su pico.
4. Espesor y características de los aislamientos.
5. La cantidad de sombra en los vidrios.
6. Concentración de personas en el local.
7. Las fuentes de calor internas.
8. La cantidad de ventilación requerida.

Existen diferentes métodos para calcular la carga de enfriamiento en un área determinada, en cualquier caso, es necesario evaluar diversas características como las condiciones del lugar (condiciones atmosféricas), tipo de construcción y aplicación del espacio a acondicionar.

Las variables que afectan el cálculo de carga térmica son numerosas, frecuentemente difíciles para definir en forma precisa y no siempre están en cada momento mutuamente relacionadas.

Muchas variables de cargas de enfriamiento cambian extensamente en magnitud durante un período de 24 horas. Los cambios de estas variables pueden producirse en momentos diferentes unos de otros, por ello analizaron detalladamente para establecer la carga de enfriamiento necesaria para una instalación o dividirse esta en zonas.

La necesidad de dividir un sistema en zonas, origina mayor capacidad de carga de enfriamiento que un sistema total; pero permite manejar la carga para cada zona en su hora pico.

En el cálculo de carga de enfriamiento se determina el uso de valores adecuados para aplicarlos en un procedimiento determinado.

La variación en los coeficientes de transmisión de calor de los materiales y montajes compuestos en edificio típicos, la forma de construcción, orientación del edificio y la manera en el cual el edificio opera son algunas de las variables que imposibilitan un cálculo numéricamente preciso.

## **1.8 El calor**

Se denomina calor a la energía en tránsito que se reconoce solo cuando se cruza la frontera de un sistema termodinámico. Una vez dentro del sistema, o en los alrededores, si la transferencia es de adentro hacia fuera, el calor transferido se vuelve parte de la energía interna o de los alrededores, según su caso. El término calor, por tanto, se debe de entender como transferencia de calor y solo ocurre cuando hay diferencia de temperatura y en dirección de mayor a menor. De ello se deduce que no hay transferencia de calor entre dos sistemas que se encuentran a la misma temperatura. [10] Cuanto más se calienta un material cualquiera, tanto más rápido es el movimiento de las moléculas de la que toda sustancia o materia está compuesta. Si se aplica suficiente cantidad de calor, el líquido hervirá y se convertirá en vapor. De manera natural, el calor viaja en una sola dirección de un objeto o área más caliente a una más fría.[8]

## **1.9 Calor sensible**

Calor sensible es aquel que recibe un cuerpo o un objeto y hace que aumente su temperatura sin afectar su estructura molecular y por lo tanto su estado. En general, han observado experimentalmente que la cantidad de calor necesaria para calentar o enfriar un cuerpo, es directamente proporcional a la masa del cuerpo y a la diferencia de temperaturas. La constante de proporcionalidad recibe el nombre de calor específico.

El calor sensible, se considera entonces relacionado con un cambio de temperatura sin cambio de fase.

## **1.10 Calor latente.**

El nombre proviene de la oposición al concepto de calor sensible. Calor latente, se refiere al calor "escondido", es decir el que se suministra, pero no "se nota" por el efecto de aumento de temperatura, ya que por lo general la sustancia a la que se le aplica no aumentará su temperatura a pesar de estar entregándole calor, como sucede en un cambio de fase de hielo a agua líquida y de esta a vapor. El calor sensible sí se nota, puesto que aumenta la temperatura de la sustancia, haciendo que se perciba como "más caliente", o, por el contrario, si se le resta calor, la perciben como "más fría".

Para aumentar la temperatura de un cuerpo hace falta aplicarle una cierta cantidad de calor (energía). La cantidad de calor aplicada en relación con la diferencia de temperatura que se logre depende del calor específico del cuerpo, que es distinto para cada sustancia.

## **1.11 Carga del serpentín**

La ganancia de calor espacial (tasa instantánea de aumento de calor) es la tasa a la cual el calor entra y es generado internamente en un espacio en un momento determinado.

Esta es clasificada por:

- El modo en el cual entra en el espacio
- Si es una ganancia sensible o latente.

### **1.11.1 Los modos de ganancia de calor pueden ser por:**

- Radiación solar a través de fuentes transparentes.
- Conducción de calor a través de paredes exteriores y techos.
- Conducción de calor a través de divisiones internas, techos y pisos.
- Calor generado en el espacio por los ocupantes, luces y aplicaciones.
- Energía transferida como resultado de ventilación e infiltración de aire del exterior.

La ganancia de calor es directamente agregada a espacios acondicionados por conducción, convección, radiación y eventualmente el factor de acumulación.

## **1.12 Cargas de refrigeración.**

Las cargas de refrigeración, generalmente las cargas se dividen en exteriores e interiores, dependiendo de la procedencia del factor de contribución de flujo calórico, se detallan los mismos así:

### **1.12.1 Cargas exteriores.**

- Carga a través de paredes, techos y suelos. La transferencia de calor por las superficies del edificio aportara un calor que aumentara la temperatura del aire. Este tipo de carga será sensible, (la difusión de vapor, aunque ciertamente existe es de valor despreciable).

- Carga a través de superficies acristaladas y ventanales. Es formalmente una transmisión de calor a través de superficies semitransparentes, y por tanto existe una transmisión de calor por radiación importante. Es toda carga sensible.

- Carga por ventilación. En las instalaciones siempre toman aire externo, ya sea para mantener el aire con un grado determinado de pureza, o simplemente para facilitar el oxígeno necesario para la respiración. Este aire se encuentra a diferente temperatura y lleva distinto porcentaje de vapor de agua que el aire del local, por lo que aportará tanto carga sensible como latente.

- Carga por infiltración. Los edificios no son estancos, y por tanto por las ventanas, puertas, etc..., hay siempre una cierta cantidad de aire exterior no controlado que penetra en el edificio, aportando igualmente carga sensible y latente.

### **1.12.2 Cargas interiores:**

-Carga por ocupantes. Las personas dependiendo del grado de actividad y temperatura ambiente, disipan una cierta cantidad de calor, tanto bajo forma sensible como latente.

-Carga por iluminación. La iluminación de los locales consume una energía que finalmente se traducirá en energía térmica. Únicamente sensible.

-Carga debida a máquinas y motores. Depende de su naturaleza, pero en principio pueden aportar tanto carga sensible como latente.

-Carga debida a procesos industriales. Existen muy diferentes tipos de procesos industriales, consideraremos especialmente la existencia de aparatos de gas y evaporación desde masas de agua, los cuales producirán tanto carga sensible como latente.

-Carga debida a la propia instalación. Hay que contar que la mayoría de instalaciones llevarán ventiladores, que producirán un movimiento del aire, el cual por rozamiento transformará dicha energía en calor. Carga sensible

-Carga debida a paso de conductos. En instalaciones industriales tendrán la presencia de conductos o tuberías a distinta temperatura del local, debiendo contabilizar el calor desprendido o absorbido por las mismas. Carga sensible.

### **1.13 Acondicionamiento del aire**

El acondicionamiento de aire puede definirse como el proceso por el cual se permite tratar el aire, de tal manera, que se controle simultáneamente factores como temperatura, humedad, limpieza y distribución, para que cumpla con los requisitos necesarios del espacio acondicionado.

Como se indica en la definición, las acciones importantes involucradas en la operación de un sistema de aire acondicionado son:

-Control de la temperatura.

-Control de la humedad.

-Filtración, limpieza y purificación del aire.

-Circulación y movimiento del aire.

El acondicionamiento completo de aire, proporciona el control automático de estas condiciones, tanto para el verano como para el invierno. El control de temperatura en verano se logra mediante un sistema de refrigeración, y en invierno, mediante una fuente de calor. El control de humedad en verano generalmente requiere de procesos de deshumidificación, lo que se hace normalmente al pasar el aire sobre la superficie fría del evaporador. En el invierno, se requiere de humidificadores, para agregarle humedad al aire en el sistema de calentamiento. La filtración del aire, en general, es la misma en verano que en invierno.

El acondicionamiento de aire se hace por dos razones principales: proporcionar confort, y para un control de las condiciones climáticas de áreas ocupadas por equipos que precisan mantener dentro de un rango determinado sus condiciones de operación.

La composición volumétrica del aire puro se establece dentro de los siguientes parámetros:

Composición volumétrica del aire	
Oxígeno	21%
Nitrógeno	78%
Vapor de agua	variable
Anhídrico carbónico	0,44%
Otros gases	0,04%

El acondicionamiento del aire tiene dos aplicaciones:

- mantener el confort humano
- controlar un proceso industrial

Las condiciones que debe mantenerse en un proceso industrial dependen de la naturaleza del mismo o de los materiales que se manejan.

### **1.14 Enfriamiento y deshumidificación**

La combinación de enfriamiento y deshumidificación, se encuentra en prácticamente todos los sistemas de aire acondicionado. La deshumidificación misma, no puede llevarse a cabo por la refrigeración mecánica, sin eliminar también el calor sensible. Si solamente se desea deshumidificar, entonces deben utilizarse desecantes químicos. La deshumidificación es la retirada del vapor de agua presente en el aire.

Esta transformación se puede obtener en la práctica, poniendo en aire en contacto con una batería aleteada cuya superficie esté a una temperatura inferior a la del punto de

rocío de dicho aire o haciéndole atravesar una red de toberas que pulvericen agua a temperatura inferior a la del citado punto de rocío.

La condensación que se produce en los equipos de aire acondicionado es un efecto “colateral” del proceso de enfriamiento de aire. Si las condiciones ambientales que se desean mantener imponen una temperatura de impulsión, inferior a la temperatura de rocío de la corriente de aire que entra al equipo, la formación de agua de condensación será inevitable y estarán involucrados fenómenos tanto de calor sensible como de calor latente.

La “potencia de refrigeración” (realmente energía en este caso ya que no se está aplicando ningún valor de caudal de aire) aplicada en este proceso viene dada por la diferencia de entalpía entre los puntos 1 y 2.

Para transformar este valor en potencia frigorífica (kW) es necesario multiplicarlo por el caudal de aire empleado y por su densidad. Aunque la densidad del aire depende de sus condiciones para el rango habitual de operación el empleo de un valor de 1,18 kg/m<sup>3</sup> proporciona resultados satisfactorios.

El cambio de calor sensible queda representado por el “desplazamiento horizontal”, en el cual se modifica la temperatura seca pero no el contenido de agua del aire.

La condensación de agua (calor latente puro) queda representada por el desplazamiento vertical en el cual no se modifica la temperatura seca y si se produce la disminución de la cantidad de agua presente en el aire.

### **1.15 Calidad del aire**

Para el control de la calidad del aire interior se emplean dos métodos fundamentales: la dilución mediante el aire exterior y la purificación mediante procedimientos tales como la adición de sustancias olorosas, eliminación por filtración, absorción, ionización o fotoxidación. (Martínez & Soto, 1997) Los métodos basados sobre la disolución por aire exterior conducen al empleo de caudales de ventilación mayores que los tradicionales, es decir, requieren la presencia de sistemas de aire acondicionado del tipo todo aire, lo que supone una mayor penalización en el consumo energético final, salvo cuando las condiciones aire exterior sean favorables para la utilización del enfriamiento gratuito o cuando se adopten sistemas de recuperación de energía.

El RITE [17] establece los criterios de calidad de aire interior para todo tipo de locales, en este aparato se seguirán sus directrices para determinar esta calidad, para que conozcan los límites de concentraciones de CO<sub>2</sub>.

## **1.16 Consideraciones de diseño**

Para calcular la carga de enfriamiento de un espacio, se requiere información de diseño detallada de la edificación e información climática de las condiciones de diseño seleccionadas. Se tuvieron en cuenta los siguientes pasos:

### Características de la edificación

Verificaron las características de la edificación, materiales de construcción, tamaño de los componentes, colores externos de fuentes y formas las cuales son normalmente determinados a partir de los planos de la edificación y especificaciones.

### Configuración

Determinaron la ubicación, orientación y sombra externa de la edificación a partir de los planos y especificaciones. La sombra de edificaciones adyacentes puede ser determinadas por un plano del sitio o visitando el sitio propuesto. Su permanencia probable debe ser cuidadosamente evaluada de ser incluida en los cálculos.

### Condiciones exteriores de diseño

Verificaron las condiciones climáticas apropiadas y seleccionando las condiciones de diseño exterior. La condición climática puede ser obtenida de la estación meteorológica local o del centro climático nacional.

### Condiciones de diseño interior

Seleccionaron las condiciones de diseño interior tales como temperatura de bulbo seco interior, temperatura interior de bulbo húmedo y tasa de ventilación, incluyendo variaciones permisibles y límites de control.

### Rutina de operación

Determinaron la cantidad de iluminación, ocupantes, equipos internos, aplicaciones y procesos que contribuyan a incrementar la carga térmica interna. Se determinó la probabilidad de que el equipo de refrigeración sea operado continuamente o apagado durante períodos de no ocupación (Ej. noches o fines de semana).

### Fecha y tiempo

Eligieron el tiempo del día y el mes para realizar los cálculos de la carga de enfriamiento. Frecuentemente son requeridos varias horas del día y varios meses.

### Consideraciones adicionales

El diseño apropiado y el tamaño de los sistemas de aire acondicionado central requieren más que el cálculo de la carga de enfriamiento en el espacio a ser acondicionado. El tipo de sistema de acondicionamiento de aire, energía de ventilación, ubicación del

ventilador, pérdida de calor de los ductos y ganancia, filtración de los ductos, sistemas de iluminación por extracción de calor y tipo de sistema de retorno de aire, afectan la carga del sistema y el tamaño de los componentes.

### **1.17 Avances de Cuba en el diseño e implementación de *software* para la selección de instalaciones para la climatización en locales.**

La climatización de locales como casi todas las ramas científico técnicas ha alcanzado un elevado nivel en cuanto a desarrollo de la informática se refiere. La digitalización de informaciones y metodologías para determinar parámetros reales de cálculo ha facilitado en cierta medida el trabajo de quienes tenían que dedicar mucho más tiempo para obtener un resultado y a la vez corrían el riesgo de cometer errores metodológicos o de contenido.

La carga térmica representa un elemento importante a la hora de seleccionar una instalación de climatización capaz de garantizar un confort determinado en locales de ocio o trabajo según Leal (2012). Cuando se emplean las metodologías existentes para realizar este cálculo resulta ser un proceso largo y engorroso. Existen *software* que hacen los cálculos de estas cargas, en algunos casos omiten elementos aportadores de calor, los precios son altos, las licencias caducan, no se pueden adecuar a las condiciones de Cuba, por lo que constituyen una necesidad tener una herramienta propia, de uso público que pueda ser aplicada en cualquier local.

Se diseñó un *software* sobre la base de la herramienta de programación *Microsoft Visual Estudio 2010* y el método Carrier para la estimación de cargas térmicas, dada la necesidad de racionalizar y hacer más exacta la selección y/o comprobación de unidades de climatización en locales. El *software* nombrado Meconfort v1.0 registrado en el Centro Nacional de Derecho de Autor y creado en la Universidad de Pinar del Río fue empleado para la determinación de las cargas térmicas en el laboratorio de Metalografía, perteneciente a la carrera de Ingeniería Mecánica en esta entidad y en la tienda La India perteneciente a la cadena de Tiendas Recaudadoras de Divisas Caribe. [37]

### **1.18 Nuevas novedades tecnológicas**

En la última década los fabricantes de sistemas de climatización y aires acondicionados se esfuerzan mucho por ofrecer equipos cada vez más eficientes, más amigables con el medio ambiente y con tecnologías realmente innovadoras. Los sistemas de

climatización han dejado de ser los equipos tradicionales que todos conocemos para ir introduciéndose avances y novedades tecnológicas, logrando así un mejor confort y eficiencia en nuestras viviendas. Aspectos que nos permiten ahorrar en el consumo diario, en la mayoría de los casos.

### **1.18.1 Novedades aplicables en la climatización del local objeto de estudio.**

#### Recuperador entálpico:

Un recuperador entálpico es un dispositivo capaz de recuperar la energía sensible, como un recuperador de calor convencional, y la energía latente. De esta manera, el sistema puede recuperar energía calorífica a partir de la diferencia de temperatura y tasa de humedad que existe entre el ambiente exterior y el interior. Su instalación dentro del sistema de ventilación supone un incremento del bienestar y el confort de los ocupantes de los edificios, pues se garantiza un aire interior de máxima calidad con unas características higrométricas dentro de los límites admisibles. Además, dado el alto porcentaje de energía capaz de recuperarse durante el proceso de ventilación, se disminuye la demanda energética.

#### Ventilador sin aspas:

Un ventilador sin aspas es una de las últimas novedades que podemos encontrar en el mercado, no solamente se trata de equipos bastante estéticos, sino que son capaces de refrigerar las estancias de las habitaciones con una gran potencia. Los ventiladores sin aspas en realidad sí que cuentan con las mismas, pero las tienen ocultas de forma tal que para el usuario no son visibles.

En teoría, el funcionamiento de estos es bastante similar a los modelos con aspas. El aire de la estancia o habitación que se recoge desde la parte inferior del equipo recorre el cuerpo del ventilador en su totalidad para posteriormente orientarse a una ranura que se encuentra situada en la parte trasera del ventilador. La ranura tiene pequeñas dimensiones de no más de 1mm y hechas para que expulsen una cantidad determinada del aire recogido anteriormente.

### **1.18.2 Nuevas tecnologías de los sistemas de climatización**

Los sistemas de climatización cada vez son más modernos y con tecnologías que revolucionan y nuevas que saldrán, revolucionarán el mercado y ofrecerán muchos beneficios al consumidor final. Entre estas tecnologías se pueden encontrar la siguientes:

### Sistema de control inteligente:

Una de las grandes novedades de los aires acondicionados es el control inteligente de los mismos. El control inteligente reemplaza el mando a distancia y permite controlarlo indiferentemente de donde estés. Existen dos formas de climatización inteligente:

1- control termostático: en este actúa directamente el aire acondicionado midiendo la temperatura a través de un termostato y es capaz de identificar la temperatura ideal para la habitación e incluso apagarse o encenderse cuando en la misma se presenten variaciones.

2- control no termostático: en el control no termostático, el control de climatización envía consigna de temperatura y los ajustes a tu aire acondicionado. Tu aire acondicionado controla directamente y mantiene la temperatura de la habitación basado en la temperatura media y la temperatura de consigna programada.

### Auto limpieza de filtros:

Muchos equipos de aire acondicionado vienen con una nueva función y se trata de la auto limpieza de filtros. El equipo es capaz de limpiar los mismos al ser requerido. De esta forma, se evita el constante mantenimiento o limpieza de los mismos por parte del usuario y garantiza un aire mucho más puro y por ende mucho más confort.

### Refrigerante r32:

Uno de los principales problemas de los sistemas de climatización es lo perjudicial que pueden resultar para el medio ambiente, y es por eso que los fabricantes se esfuerzan por ofrecer equipos cada día más amigables con el planeta. Una de las novedades es el gas refrigerante r32 con el que funcionan muchos equipos en la actualidad. Se trata de un gas refrigerante HFC puro, con cero agotamientos en la capa de ozono y bajo potencial de calentamiento atmosférico, utilizado en estado puro en pequeños equipos nuevos de aire acondicionado y también como componente en mezclas HFC.

### Control de voz:

Es una de las nuevas incorporaciones tecnológicas a las funciones inteligentes en aire acondicionado. A la tecnología *Smart* de control por *Smartphone* cuando estamos fuera de casa, se suma la regulación de temperatura y la programación sin necesidad de tocar mando o el mismo aparato. Esto es posible a través de comandos de voz preestablecidos previamente. Una aplicación inteligente que se establece desde el apartamento o a través de dispositivos móviles con la aplicación correspondiente.

## **CAPÍTULO II MATERIALES Y MÉTODOS**

### **2.1 Introducción**

La utilización eficiente de la energía requiere de métodos racionales que enfoquen la solución de los sobreconsumos y excesos de pérdidas en la explotación de las instalaciones desde el punto de vista técnico-económico y ambiental. Por otra parte, las diferentes soluciones y medidas a implantar han de estar basadas en un análisis integral que se corresponda con las características específicas del consumidor.

Hoy en día la búsqueda del ahorro de energía se centra fundamentalmente en la mejora de aislamiento, técnicas de recuperación de energía residuales, empleo de energías alternativa y otras técnicas que permiten mejorar la eficiencia de los equipos instalados. Sin embargo, no se debe olvidar que, desde el comienzo de la era industrial, los ahorros de energía más espectaculares se han conseguido por modificación de los procesos.

En este capítulo se plantea como objetivo: establecer los criterios para la evaluación de los principales portadores energéticos y los procedimientos de cálculos para la estimación de la carga térmica en el local seleccionado.

### **2.2 Métodos para el diagnóstico energético en procesos industriales.**

El progresivo encarecimiento de los productos y servicios energéticos ha convertido la gestión de los mismos en una preocupación prioritaria de los responsables técnicos y económicos de los procesos industriales. La energía considerada como factor de producción, ha adquirido con ello un protagonismo decisivo que pretende mantener un nivel elevado de eficiencia y de competitividad en las industrias.

Un eficiente uso de la energía no beneficia solamente a las empresas, tiene, además, una proyección social y macroeconómica evidente porque ayuda a hacer más operativa la estrategia global del país frente a la crisis energética.

La conversión y conservación energética se inscribe en el marco del análisis detallado de los métodos que permiten un uso más eficiente de la energía en los procesos básicos de la industria, así como la aplicación práctica de tales métodos para aumentar o perfeccionar el rendimiento energético de los procesos, mediante cambios sencillos a introducir en los mismos.

El diagnóstico y la evaluación tecnológica de una gran parte de los procesos en la industria, han reflejado que, para lograr la competitividad, es necesaria la introducción de nuevas tecnologías asociadas a las técnicas modernas de modelación y simulación que permitan una mayor eficiencia tecnológica y reducir costos mediante el uso eficiente de los portadores energéticos.

Para la aplicación de las técnicas de conservación energética en procesos, es necesario conocimientos mínimos sobre los fundamentos térmicos, transmisión de calor, transporte de fluidos, combustión, generación de vapor, hornos, intercambiadores de calor, secado, motores eléctricos, aislamientos y refractarios, frío industrial, turbinas e instrumentación y control.

Todo programa de ahorro de energía tiene como punto de partida el conocimiento de los consumos y el estado energético de los equipos consumidores de energía. Así pues, como base para su elaboración, es necesario disponer de un sistema de diagnóstico de la situación energética de los procesos, operaciones básicas y equipos.

La eficiencia energética es la optimización de los recursos energéticos para alcanzar los objetivos económicos de la empresa. Se mide a través de indicadores de eficiencia energética.

√ Indicadores que se usan para medir el desempeño de la eficiencia energética

√ Indicadores energéticos a nivel de empresa

√ Índice de consumo. El consumo equivalente de energía asociada a los productos o servicios realizados por la empresa se expresa en toneladas de petróleo equivalentes. Las toneladas equivalentes de petróleo se determinan mediante factores de conversión que relacionan el valor calórico real del portador energético con el valor calórico convencional asumido. Ver ejemplo que aparece en la tabla 2.1.

*Tabla 2.1. Factores de Conversión*

Toneladas de :	Por factor de conversión
Diésel	1,0534
Gasolina	1,0971
Fuel óil	0,9903
Gas licuado	1,163
MW	0,3817

= Toneladas equivalentes de petróleo

### **2.3 Principales errores que se cometen durante la planificación y ejecución de la solución de un problema energético**

- Se atacan los efectos y no las causas de los problemas

Este error ocurre fundamentalmente donde hay una cultura de administración por reacción a los problemas y no se profundiza en la causa real que provocó los mismos. En este caso los proyectos, si es que se realizan, se enfocan a la solución de la causa aparente o síntomas y sus resultados son temporales e inestables.

- Los esfuerzos son aislados, no hay mejora en todo el sistema.

Este error es muy común aún en empresas que se preocupan por reducir sus consumos energéticos y consiste en que lejos de realizar un análisis integral de la producción, distribución y uso de la energía, concentran toda su atención en un elemento del sistema desarrollando inversiones que mejoran los indicadores de este. En resultado no se aprecian las mejoras esperadas. La simulación termodinámica de sistemas es una de las herramientas más útiles para evitar este error ya que permite evaluar posibles efectos antes de aplicar alguna política de mejoras.

- No se atacan los puntos vitales.

En los sistemas energéticos de las empresas no saltan a la vista los puntos vitales que determinan los altos consumos, su detección requiere de la aplicación de herramientas estadísticas en diferentes regímenes de trabajo y de herramientas especiales para establecer prioridades en políticas de ahorro y control de la energía. Dentro de los métodos más usados están diagramas de Pareto, histogramas, estratificaciones, análisis exégeticos, análisis entrópicos y balances termo-económicos.

- No se detectan potenciales.

La identificación de los potenciales de incremento de la eficiencia energética caracteriza la alta gerencia energética en empresas donde se actúa en un 80% o más por planeación y un 20% por reacción. Un potencial consiste en aquel elemento del sistema donde los costos de pérdidas de energía que ocurren en él o por él en otras partes del sistema, superan los costos propios referidos a inversión inicial, tasa de retorno y mantenimiento. En este caso se justifica tanto energética como económicamente invertir para disminuir los costos totales. Las herramientas más utilizadas para identificar potencialidades son generalmente combinaciones de diagramas de Pareto, estratificación, diagramas causas y efectos y análisis termo-económico.

- Se cree en soluciones definitivas.

Los procesos energéticos se caracterizan por ser significativamente afectados por un número relativamente alto de variables. Lo que es eficiente en un régimen de trabajo, productivo o de servicios dados puede no serlo en otro ya que los equipos están diseñados para una capacidad dada donde su eficiencia es máxima. En instalaciones de servicio índices tales como: nivel ocupacional, época del año, procedencia del turismo (costumbres) son variables que pueden hacer variar una solución dada. Para eliminar este error es necesario establecer ciclos continuos de control que permitan adoptar medidas preventivas.

- Creencias erróneas sobre cómo resolver los problemas.

Estas creencias erróneas se basan en absolutizar el papel de la concientización de los empleados o su habilidad profesional en la solución de problemas de la empresa, en particular de los relacionados con altos consumos energéticos. En realidad, un alto porcentaje del éxito o fracaso en la solución de estos problemas se debe a causas objetivas (materiales, máquinas) y subjetivas relacionadas con la dirección de las empresas (métodos de trabajo, organización, diseño de productos o servicios). Establecer un camino seguro en la solución de un problema requiere la aplicación de una secuencia de mejoramiento y las herramientas de diagnóstico, evaluación y control que estudiaremos más adelante.

Es esencial la capacitación de los empleados en metodologías y herramientas y exigirles su aplicación con el apoyo de las direcciones de las empresas.

#### Secuencias de mejoras.

Disponer de una secuencia de mejoras que sea aceptable y entendida por todos aquellos responsables de entender un problema o implantar un control o una mejora, facilita la comunicación y normalizar los criterios.

Las secuencias de manera general abordan cuatro etapas fundamentales: planear, hacer, verificar, y actuar.

**Planear:** implica la definición de objetivos y establecimiento de los planes y procedimientos para alcanzarlos. Requiere de un diagnóstico y análisis utilizando las herramientas básicas y de avanzada, para conocer las verdaderas causas de lo que se considera desviado del comportamiento esperado o deseado.

**Hacer:** significa ejecutar las acciones que, a partir del diagnóstico, consideren resuelvan el problema, esta etapa involucra la recopilación de datos, su análisis, búsqueda de soluciones alternativas y probar soluciones.

Verificar: consiste en comparar el objetivo y metas planteados con datos reales, con el propósito de saber si avanzan por el camino correcto, o bien, hay que aplicar medidas correctivas.

Actuar: involucra ajustar lo planeado en función de la verificación o introducción en la práctica de los resultados satisfactorios, en este último caso establecen un mecanismo de control de lo introducido para garantizar la normalización del nuevo procedimiento.

## **2.4 Herramientas de trabajo**

Las herramientas de trabajo son aquellas que permiten implementar las secuencias de mejora. Por su nivel de complejidad generalmente se clasifican en básicas, medias y avanzadas.

La selección de las herramientas de trabajo para abordar un determinado problema de mejora puede ser determinante en el éxito de su solución, por ello hay que prestar especial cuidado en esto para no invertir tiempo y recursos en obtener resultados erróneos por mala selección o utilización de las herramientas.

### Herramientas básicas.

El empleo de estas herramientas sigue el principio de Pareto, de ahí que unas pocas de ellas (herramientas básicas) permiten resolver la mayor parte de los problemas.

Las herramientas básicas fundamentalmente son las siguientes:

- Diagrama de Pareto.
- Histogramas.
- Selección ponderada.
- Diagrama causa y efecto.
- Diagrama de dispersión
- Estratificación.
- Gráficos de control.
- Hoja de verificación.

El diagrama de Pareto es una gráfica en forma de barras que clasifica en forma descendente factores que se analizan en función de su frecuencia, importancia absoluta o relativa. Adicionalmente permite observar en forma acumulada la incidencia total del factor en estudio.

El histograma es una representación gráfica de la distribución de uno o varios factores que se confecciona mediante la representación de las medidas u observaciones agrupadas en una escala sobre el eje vertical. Generalmente se presenta en forma de

barras o rectángulos cuyas bases son dadas por los intervalos de clases y las alturas por las frecuencias de aparición de las mismas.

El histograma se usa para:

- Obtener una comunicación clara y efectiva de la variabilidad del sistema.
- Mostrar el resultado de un cambio del sistema.
- Identificar anomalías examinando la forma.
- Comparar la variabilidad con los límites de especificación.

### Diagnóstico energético

Para conocer la situación energética de las instalaciones, es necesario establecer con cierta periodicidad, una teoría que permita diagnosticar el estado de los diferentes equipos. Como primer paso, cabe establecer una auditoría en profundidad, consistente en un análisis técnico de los componentes o grupos de componentes de cada proceso aislado.

### Tipos de diagnósticos energéticos

-Diagnóstico de primer grado:

Consiste en la inspección visual del estado de conservación de las instalaciones, en el análisis de los registros de operación y mantenimiento que rutinariamente se llevan en cada instalación, así como, el análisis de información estadística de consumos y pagos por concepto de energía eléctrica y combustible. Su objetivo fundamental es detectar medidas de ahorro o de incremento de eficiencia energética cuya aplicación es inmediata y con inversiones marginales. Se desarrolla un sistema de capacitación básica al personal de operación que les permita mantener y aplicar las medidas detectadas.

-Diagnóstico de segundo grado:

Consiste en el desarrollo del balance másico y térmico en condiciones reales de operación de áreas, equipos y sistemas con el objetivo de determinar su eficiencia energética e índices de consumos. Estos valores se comparan con el análisis detallado de los registros históricos y con los valores de diseño. A partir de la comparación se establecen las desviaciones y se buscan sus causas (condiciones de operación de equipos, estado técnico, variación de regímenes de trabajo, etc.).

-Diagnóstico de tercer grado:

Comienza con un diagnóstico de segundo grado. Consiste en determinar no solo el uso eficiente de la cantidad de la energía sino también de su disponibilidad total o calidad. Se desarrolla el balance másico, térmico, exergético, entrópico y termo-económico de

cada equipo y del sistema en las condiciones reales de operación; se determinan las pérdidas de calidad y cantidad de la energía, sus causas y los sobreconsumos de energía primaria (combustible o energía eléctrica) que provocan las mismas.

-Diagnóstico de cuarto grado:

En este diagnóstico se utilizan técnicas de simulación de procesos con la finalidad de estudiar no sólo las condiciones de operación nominales sino diferentes esquemas de interrelación de equipos y procesos. Las recomendaciones derivadas de este diagnóstico se dividen en: de corto, mediano y largo plazo, algunas implican modificaciones de tipo tecnológico e inversiones importantes, como puede ser lograr el autoabastecimiento energético.

Es imprescindible la capacitación del personal a todos los niveles y la especialización de algunos en uso de los sistemas de simulación y su interpretación.

## **2.5 Instalación de aire acondicionado**

### Selección del sistema de acondicionamiento de aire

El sistema de acondicionamiento ambiental utilizado en el inmueble debe seleccionarse tomando en cuenta la flexibilidad, facilidad de mantenimiento, confiabilidad, economía de operación y uso de refrigerantes amables con el medio ambiente. Para inmuebles ubicados en climas tropicales se deberá proveer acondicionamiento para verano. En lugares con clima extremoso, aire acondicionado anual (verano invierno). Los inmuebles ubicados en el altiplano, en caso necesario, se deberán acondicionar con enfriamiento evaporativo y/o ventilación mecánica, preferentemente, y con aire acondicionado solo en los casos que se justifique.

### Sistema de acondicionamiento del aire

De acuerdo al medio refrigerante que se lleva al espacio acondicionado, los sistemas de aire acondicionado se clasifican en cuatro grupos: sistemas unitarios de expansión directa, sistemas todo aire, sistemas toda agua, sistemas agua-aire. Los tres últimos sistemas son conocidos como sistemas centrales si el equipo de refrigeración se encuentra centralizado en un área fuera del espacio acondicionado. Cada uno de estos sistemas puede estar compuesto por diversos equipos y accesorios como son manejadoras, condensadoras, generadoras de agua helada (*chillers*), bombas, compresores, ventiladores, equipos serpentín ventilador (*fan & coil*), termostatos, humidistatos, arrancadores, ductos, tuberías, rejillas, difusores, etc.

### Sistema de acondicionamiento del aire que deben evitarse

Entre los sistemas que por normatividad deben evitarse en espacios educativos son: sistemas de recalentamiento de aire, sistemas de doble ducto y sistemas multizona, por su exagerado consumo de energía eléctrica.

#### Aire de ventilación

El volumen de aire nuevo, de ventilación o exterior, se debe determinar en función al número de personas y al tipo de actividad que realizan en el local. Para ahorrar energía pueden reducirse los niveles de ventilación hasta un 33%, tomando en consideración que actualmente está prohibido fumar dentro de espacios públicos.

#### Cálculo de ductos de aire

Al calcular ductos de aire se deben considerar preferentemente sistemas de baja velocidad, donde la velocidad máxima no sea mayor de 10 m/s, y respetando las velocidades del aire recomendadas para cada uno de los componentes del sistema.

#### Diseño de ductos de aire

Los ductos pueden ser de sección circular, rectangular, ovalada o combinación de estas formas. Si se requiere transformar el ducto circular a ducto rectangular éste último debe conservar, preferentemente, como máximo una proporción de 3:1, del lado mayor al menor. Para hacer la transformación de ducto circular a rectangular y viceversa, se utiliza la fórmula siguiente:

$$De = \frac{1,3(ab)^{0,625}}{(a+b)^{0,25}} = 1,3\left(\frac{(ab)^5}{(a+b)^2}\right)^{\frac{1}{8}} \quad (2.1)$$

Donde:

De: diámetro equivalente de ducto circular a ducto rectangular para igual longitud, resistencia del fluido, flujo de aire, mm

a: dimensión de uno de los lados del ducto, mm

b: dimensión del otro lado del ducto, mm

En la elaboración de ductos deberá usarse lámina galvanizada o de aluminio, según el nivel de contaminación de la zona. Para lugares con condiciones ambientales normales debe usarse lámina galvanizada, y lámina de aluminio para lugares con alta contaminación. Los ductos deben ser del calibre adecuado según sus dimensiones, para determinar el calibre de lámina de ductos rectangulares ver tabla 2.1

Tabla 2.1. Calibres de lámina

Dimensión de lado mayor del ducto		Calibre de lámina	
cm	pulgadas	Galvanizada	Aluminio
0-30	0-12	26	24
31-76	13-30	24	22
77-135	31-54	22	20
136-210	55-84	20	18

### Ductos flexibles

Los ductos flexibles son utilizados para conectar accesorios a equipos terminales tales como cajas de mezcla, cajas de volumen variable, difusores y rejillas, etc. a los ramales principales. Los ductos flexibles más utilizados son de alambre reforzado en espiral y cubierto con tela de vinil, al interior una tela del mismo material debidamente sellado y rematado con collares metálicos para unir a los diferentes dispositivos por medio de grapas. Los ductos flexibles con aislamiento térmico y barrera de vapor integrada de fábrica se recomiendan solo donde se requieren niveles de ruido muy bajos.

### Ganancias por calor de iluminación

El calor generado por la iluminación fluorescentes:

$$Q = P_{\text{útil}} * 1,25 * N \quad (\text{kW}) \quad (2.2)$$

Donde:

$P_{\text{útil}}$ : potencia útil (W)

N: número de lámparas existentes

Por la iluminación incandescentes:

$$Q = P_{\text{útil}} * N \quad (2.3)$$

### Ganancias de calor por motores

El calor emitido por los motores existentes en los pisos de venta de las unidades comerciales constituye fuentes de ganancia de calor sensible por el hecho de transformar una parte más o menos grande de la energía absorbida en calor. Para la determinación de la cantidad de calor emitida por los motores al ambiente se tendrá en cuenta varios factores:

a) Porción de calor disipada en otros ambientes. se debe tener en cuenta que:

- Cuando el conjunto máquina motor están dentro del local:

$$Q_M = P_{\text{motor}} * N_m \quad (2.4)$$

-Cuando el motor está fuera y la máquina dentro del local:

$$Q_M = P_{motor} * n_m * N_m \quad (2.5)$$

-Cuando el motor está dentro del local y la máquina fuera:

$$Q_M = P_{motor} * (1 - n_m) * N_m \quad (2.6)$$

Donde:

$Q_M$  : ganancia de calor de los motores (kW)

$P_{motor}$  : potencia del motor (kW)

$n_m$  : eficiencia del motor

$N_m$  : números de motores

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; ver anexo 1, tabla 3.

#### Cálculo de tubería para agua

Deben diseñarse las tuberías para agua tomando en cuenta el costo inicial, costo de operación y mantenimiento, velocidad del agua y caída de presión, con una caída de presión no mayor a 10 m de columna de agua por cada 100 m de tubería equivalente, verificando que la velocidad del agua se mantenga entre 1,0 y 3,0 m/s (3,0 y 10 pies/seg).

#### Material de las tuberías para agua

Las tuberías para la conducción de agua fría o caliente pueden ser de los siguientes materiales.

- a) Cobre tipo "M", hasta 5,08 cm de diámetro (2"), (agua fría o caliente)
- b) Fierro galvanizado cédula 40 (agua fría o caliente)
- c) Polipropileno o similar (agua fría)

### **2.6 Carga de diseño**

Carga impuesta en el equipo mientras mantiene las condiciones interiores de diseño y cuando las condiciones exteriores de temperatura y humedad están dentro de lo especificado.

#### **2.6.1 Condiciones exteriores de diseño**

Son la temperatura exterior de bulbo seco y la humedad relativa exterior del ambiente donde se requiere calcular la carga de diseño.

Los sistemas de calefacción, ventilación y aire acondicionado, deben contrarrestar las fuerzas del tiempo cuando la temperatura al aire libre (temperatura del ambiente exterior) o humedad se mueven en un rango aceptable en favor de la seguridad y comodidad (confort). Por consiguiente, un entendimiento claro del comportamiento del tiempo es útil para diseñadores y operadores de estos sistemas. Limitaciones en esa comprensión son a menudo la raíz de problemas, que envuelve calidad del aire interior pobre y deterioro prematuro de la edificación y del equipo.

Uno de los desafíos más grandes para un diseñador consiste en la total comprensión del clima en una localidad desconocida, el conocimiento acerca del comportamiento del clima local está menos disponible para el diseñador en localidades remotas, a veces con consecuencias costosas. Como información general, este dato puede tomarse de observatorios climatológicos locales que contengan esta información como base de datos a lo largo de los años.

### **2.6.2 Extremos de humedad correctos**

Algo sorprendente (quizá a causa del énfasis en controlar temperatura en lugar de humedad). La temperatura pico de bulbo seco es 34,4°C con un promedio de temperatura de bulbo húmedo de 23,9°C.

Esos valores pico de bulbo seco producen la impresión que la relación de la humedad extrema es 14,3 g/kg. De hecho, la humedad del pico real es muy superior a 19,3 g/kg, por tener un 0,4% en las columnas del punto de rocío. Estas columnas también muestran que la humedad pico ocurre a un promedio de temperatura de bulbo seco de 28,3°C en lugar de a 35°C. Esto representa una reducción significativa en la relación del calor sensible para un espiral refrescante del aire externo y probablemente sugiere una selección del equipo diferente para tales aplicaciones.

Contar con datos correctos de la humedad pico debe significar mejorías en los equipos y sistemas para la deshumidificación.

### **2.7 Momento del día con carga pico de enfriamiento**

Este momento no se detecta fácilmente, ya que los componentes principales de la carga de enfriamiento no se dan al mismo tiempo. La carga máxima de temperatura exterior se toma como las 3:00 p.m., la máxima ganancia solar a través de vidrios llega a cualquier hora desde la 7:00 a.m. hasta las 5:00 p.m., dependiendo de la orientación geográfica. Las ganancias de calor internas pueden llegar a su pico en cualquier momento. Se hace

necesario entonces efectuar un cálculo de las ganancias de calor en varios puntos a lo largo del día para poder determinar el pico máximo de la carga de enfriamiento.

Debido a la variedad de factores que influyen en el cálculo de la carga pico, es recomendable que en los casos en que haya alguna duda; se calcula la carga para varias horas.

Un aspecto importante del cálculo de cargas de enfriamiento a horas diferentes de las 3:00 p.m. y que algunas veces es obviado, es la corrección que debe hacerse a la temperatura exterior de diseño de bulbo seco para cada momento del día en particular. Obviamente si la máxima temperatura exterior de bulbo seco se presenta todos los días a las 3:00 p.m., en cualquier otro momento debe ser menor.

Por consiguiente, la temperatura interior y la exterior de bulbo seco a otras horas distintas de las 3:00 p.m. será menor que en las condiciones de diseño que se presentan a las 3:00 p.m.

Las correcciones no solamente afectan la diferencia de temperatura de exterior a interior, sino también las diferencias totales equivalentes en las temperaturas de paredes y techos.

## **2.8 Ganancia de calor por radiación solar a través de vidrios**

La cantidad de calor entra a un local a través de superficies acristaladas por radiación se determina por la ecuación:

$$Q_{RS} = A * f_1 * f_2 * f_3 * f_4 * f_5 \quad (2.7)$$

$Q_{RS}$  : ganancia térmica sensible (W)

A: área soleada de la ventana ( $m^2$ )

$f_{\#}$  : factores de corrección

Fenestraje o ventanaje se refiere a cualquier abertura vidriada en la envoltura de la edificación. Los componentes del fenestraje incluyen:

- Material vidriado ya sea vidrio o plástico.
- Marcos, divisiones, etc.
- Dispositivos externos de sombreado.
- Dispositivos internos de sombreado.
- Sistemas integrales de sombreado (entre vidrios).

El diseñador debe considerar los siguientes factores a la hora de seleccionar ventanas:

Arquitectónicas: identificando las opciones de diseño y su capacidad de lograr conservación de energía, incluyendo el posible uso de iluminación eléctrica y luz del día con controles para reducir la luz eléctrica automáticamente cuando la luz del día esté disponible.

Térmico: diseñando para pérdidas de calor y ganancia para el confort de los ocupantes y conservación de la energía.

Económico: evaluando los costos y ciclos de vida de los diseños de ventanas alternativas.

La necesidad humana ha determinado el deseo psicológico o la necesidad física para ventanas y los estándares de iluminación apropiada para el proyecto de uso del espacio, para el confort de los ocupantes y aceptación.

## **2.9 Sombreado de ventanas con aleros.**

Cuando una ventana está sombreada con un alero, la porción del vidrio que no recibe el sol está sujeta a la mínima ganancia de calor solar que recibe una ventana.

## **2.10 Ganancia de calor a través de componentes estructurales**

La conducción es el modo de transferencia de calor por el cual se verifica un intercambio de energía desde una región de alta temperatura hacia otra de baja temperatura, debido al impacto cinético o directo de moléculas.

La ley de Fourier de la conducción de calor establece que la rapidez de flujo por conducción en un sentido dado es proporcional al gradiente de temperatura en ese sentido y al área normal a la dirección del flujo de calor, ecuación:

$$Q_a = k * A * (t_e - t_i) \tag{2.8}$$

$Q_a$  : flujo de calor (kW)

A: área ( $m^2$ )

k: coeficiente global de transferencia de calor [ $W/(m^2 * ^\circ C)$ ]

$t_e$  : temperatura del aire exterior ( $^\circ C$ )

$t_i$  : temperatura del aire en el interior del local ( $^\circ C$ )

Para el cálculo se utiliza la tabla que contiene los valores de k:

Tabla 2.3: Valores de coeficientes de calor de algunos materiales.

Materiales	K (W/m·K)
Acero	47-58
aluminio	237
cobre	401
latón	81-116
mercurio	83,7
Plata	429
Plomo	35
Amianto	0,04
Corcho	0,03-0,04
Hielo	80,2
Hormigón	1,7
Ladrillo	0,80
Ladrillo refractario	0,47-1,05
Madera	0,04-0,4
Vidrio	0,6-1,1
Aire	0,025
Hielo	2

Diferencias equivalentes de temperaturas:

Es muy importante tener en cuenta las diferencias de temperaturas equivalentes, que se aplican a paredes y techos; efectos de la radiación solar, efecto de retardo o efecto de almacenamiento y diferencias en la temperatura del aire, ecuación 2.9.

Esta diferencia de temperatura se produce realmente por la acción simultánea de la conducción, radiación y convección. Estos factores dan las diferencias de temperaturas equivalentes para varios tipos de construcciones en distintos momentos del día.

$$\Delta t_e = a + \Delta t_{es} + b * \frac{R_s}{R_m} (\Delta t_{em} - \Delta t_{es}) \quad (2.9)$$

a: Corrección a la diferencia equivalente de temperatura, tomada de anexo 1 tabla 2.

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

$R_s$  : Máxima insolación para el mes y latitud supuesta a través de la superficie acristalada de igual orientación a la estructura considerada.

$R_m$  : Máxima insolación en el mes de julio 40° latitud norte a través de la superficie acristalada de igual orientación a la estructura considerada

$t_{em}$  : Diferencia equivalente de temperatura a la hora considerada para la estructura soleada.

$t_{es}$  : Diferencia equivalente de temperatura a la hora considerada para la estructura en sombra.

## 2.11 Concentración de personas como base de diseño

Las personas que ocupan el espacio que debe ser acondicionado contribuyen con cantidades importantes de calor sensible y calor latente, que aumenta la carga total de enfriamiento de dicho espacio. El cálculo debe basarse en el número promedio de personas dentro del espacio durante el período de la máxima carga de enfriamiento de diseño y se determina a través de las ecuaciones 2.10 y 2.11. La cantidad de calor debida a las personas, que va aumentar la carga total de enfriamiento, debe estar de acuerdo a la actividad desarrollada por éstas personas.

Ganancias por ocupantes

$$Q_{s.ocup} = n * I_{cs} \quad (2.10)$$

$$Q_{l.ocup} = n * I_{sl} \quad (2.11)$$

n: número de ocupantes

$I_{cs}$  : índice de carga sensible (W/h ocup)

$I_{sl}$  índice de carga latente (W/h ocup)

## 2.12 Ganancias de calor originadas por equipos instalados en el interior de un espacio a acondicionar

Entre las fuentes de calor dentro del espacio que será acondicionado están las luces, las máquinas de oficina, equipos de computación, los electrodomésticos y los motores eléctricos.

Cuando los equipos que producen calor están cubiertos por una campana de extracción, debe calcularse la carga adicional debida al aire fresco que se debe introducir para

compensar el aire extraído por la campana. Esto se calcula en la secuencia de ganancias de calor por infiltración y ventilación.

Con respecto al alumbrado, el mismo constituye una fuente de calor sensible. Este calor se emite por radiación, convección y conducción. Un porcentaje del calor emitido por radiación es absorbido por los materiales que rodean el local, pudiendo también producirse estratificación del calor emitido por convección.

Las lámparas incandescentes transforman en luz un 10% de la energía absorbida, mientras el resto la transforman en calor que se disipa por radiación, convección y conducción. Un 80% de la potencia absorbida se disipa por radiación y solo el 10% restante por conducción y convección.

Los tubos fluorescentes transforman un 25% de la energía absorbida en luz, mientras que otro 25% se disipa por radiación hacia las paredes que rodean el local y el resto por conducción y convección. Debe tenerse en cuenta, además, el calor emitido por la reactancia o resistencia limitadora, que representa un 25% de la energía absorbida por la lámpara.

Generalmente la placa de identificación de los equipos, darán la información necesaria para obtener el dato aproximado del calor generado por el aparato. En las placas que se especifique la potencia consumida, esta se puede tratar del mismo modo que las luces incandescentes. Si solo se especifican el voltaje y los amperios consumidos a plena carga, se multiplica el voltaje por el amperaje por un factor de utilización razonable (se recomienda 0,6 para motores pequeños y 0,9 para motores grandes).

### **2.13 Ganancia de calor por infiltración y ventilación**

El aire del exterior que fluye a través de una edificación, ya sea como aire de ventilación, o no intencionalmente como infiltración es importante por dos razones. El aire del exterior es utilizado muchas veces para diluir contaminantes en el aire del interior y la energía asociada con calentamiento o enfriamiento de este aire exterior es una significativa carga de relación espacio - acondicionamiento. La magnitud de estos valores de flujo de aire debe ser conocida a máxima carga para calcular adecuadamente el tamaño de equipo y en condiciones promedio, estimar adecuadamente el consumo de energía promedio y estacionario.

Deben conocerse también los valores de intercambio de aire para asegurar un adecuado control de los niveles de contaminantes en el interior. En grandes edificaciones deben ser determinados el efecto de infiltración y ventilación en distribución y los patrones de

flujo de aire interzonal, los cuales incluyen patrones de circulación de humo en caso de incendio. El calor aportado por las infiltraciones se determina a través de las ecuaciones 2.12 y 2.13

El intercambio de aire entre el interior y las afueras está dividido en: ventilación (intencional e idealmente controlada) e infiltración (no intencional y descontrolada).

$$Q_{s.inf} = 1,2 * V_{inf} * (t_e - t_i) \quad (2.12)$$

$$Q_{l.inf} = 2970 * V_{inf} * (W_e - W_i) \quad (2.13)$$

$V_{inf}$  : volumen de aire infiltrado ( $m^3/s$ )

$W_e$  : humedad específica (kgagua/kgas)

$W_i$  : humedad específica interior (kgagua/kgas)

#### **2.14 La ventilación puede ser forzada y natural.**

La ventilación forzada: Es intencional, es un intercambio de aire propulsado por un ventilador y con ventanillas de toma y descarga o escapes que son especialmente designadas e instaladas para ventilación. [33]

La ventilación natural: es un flujo de aire sin energía a través de ventanas abiertas, puertas y otras aberturas intencionales de una edificación.

La infiltración: Es un flujo de aire no controlado a través de grietas y otras aberturas no intencionales. Infiltración y flujo de ventilación natural son causados por diferencias de presión debido al viento, diferencia de temperatura interior – exterior y operaciones de aplicaciones o dispositivos.

Este trabajo, se enfoca en residencias y pequeñas edificaciones comerciales en las cuales el intercambio de aire es debido primeramente a la infiltración. Los principios físicos también son discutidos en relación a grandes edificaciones en las cuales el intercambio de aire depende más de ventilación mecánica que en el rendimiento de la envoltura de la edificación.

#### **2.15 Tipos de intercambio de aire.**

Los edificios tienen tres modos diferentes de intercambio de aire:

- Ventilación forzada.
- Ventilación natural
- Infiltración.

Estos modos difieren significativamente en como ellos afectan la energía, la calidad del aire y el confort térmico. También ellos difieren en la habilidad de mantener una cuota de intercambio deseada. La cuota de intercambio de aire de una edificación en un momento dado generalmente incluye los tres modos y todos ellos deben ser considerados, aunque uno de ellos sea el predominante.

La cuota de intercambio de aire asociada con sistemas de ventilación forzada depende en la tasa de flujo de aire en los sistemas de ventilación, de la resistencia al flujo de aire asociada con los sistemas de distribución, de la resistencia del flujo de aire entre las zonas del edificio y el hermetismo de la envoltura del edificio. Si alguno de estos factores no está a nivel de diseño o no está propiamente calculado, la tasa o cuota de intercambio de aire del edificio puede resultar diferente de sus valores de diseño.

La ventilación forzada proporciona el mayor potencial para el control de la cuota de intercambio de aire y la distribución de aire dentro de una edificación a través de un diseño adecuado. Un sistema de ventilación forzada ideal tiene una cuota suficiente de ventilación para controlar los niveles de contaminantes en el interior y a la misma vez evita la sobre ventilación, adicionalmente mantiene un buen confort térmico.

También la ventilación forzada es generalmente obligatoria en grandes edificaciones, donde una mínima cantidad de aire exterior es requerida para la salud y confort de los ocupantes y donde los sistemas mecánicos de expulsión aconsejables son necesarios. La ventilación forzada generalmente no es utilizada en residencias o en otro tipo de estructuras con envolturas. Sin embargo, edificaciones más herméticas requieren mayores sistemas de ventilación para asegurar una adecuada cantidad de aire exterior para mantener una aceptable calidad de aire interior.

La ventilación natural a través de aberturas intencionales es causada por presiones del viento y diferencias de temperaturas interior – exterior.

Flujo de aire a través de ventanas y puertas u otras aberturas de diseño pueden ser utilizadas para proveer una ventilación adecuada para diluir contaminantes y controlar temperaturas. Aperturas no intencionales en la envoltura de la edificación y la infiltración asociada puede interferir con los patrones de distribución de aire de ventilación natural deseada y cargas mayores que la tasa de diseño de flujo de aire.

La ventilación natural algunas veces incluye infiltración.

Infiltración es flujo de aire descontrolado a través de aberturas no intencionales producidas por vientos, diferencia de temperaturas y presiones inducidas de aplicación. Infiltración es menos confiable de proveer ventilación adecuada y distribución, ya que este depende de condiciones climáticas y la distribución de aberturas no intencionales. Es la fuente principal de distribución, en edificios de envolturas dominante y también es un factor importante en edificaciones ventiladas mecánicamente.

### **2.16 Ventilación y cargas térmicas**

El aire exterior introducido en una edificación forma parte de la carga de acondicionamiento del espacio, la cual es una razón para limitar la cuota de intercambio de aire en las edificaciones a un mínimo requerido. El intercambio de aire típicamente representa de un 20% a un 40% de la carga térmica de la edificación.

La carga térmica por ventilación o infiltración de aire exterior se determina como sigue:

$$Q = V * N * 0,29 * (t_i - t_e) \quad (2.14)$$

Donde:

V: volumen del local a calefactor ( $m^3$ )

N: número de renovaciones horarias (1/h)

0.34: calor específico dl aire en base al volumen ( $Wh/m^3 \text{ } ^\circ C$ )

$t_i$ : temperatura proyectada en el local calefactado ( $^\circ C$ )

$t_e$ : temperatura del aire exterior ( $^\circ C$ )

El número de renovaciones horarias a utilizar dependerá de la ventilación con la que dotemos al local, como mínimo deberemos emplear una renovación por hora, y en caso de que contemos con ventilación según DB-HS, el valor vendrá condicionado por la superficie o el caudal de dicha ventilación.

Valores habituales, en caso de no tener otra referencia:

- Cocinas y baños : 1,50
- Locales con puerta al exterior : 1,20
- Resto de los locales : 1,10

### **2.17 Ventilación y calidad de aire**

Los requerimientos del aire exterior han sido discutidos por más de un siglo, y diferentes estudiosos han producido estándares de ventilación radicalmente diferentes. Las consideraciones han incluido la cantidad de aire requerido para remover aire exhalado y para controlar la humedad interior, dióxido de carbono (CO<sub>2</sub>) y olor.

El mantenimiento de los niveles de dióxido de carbono (CO<sub>2</sub>) es un criterio común para determinar la cuota de ventilación. Una concentración típica exterior del CO<sub>2</sub> es 0,03%. Mientras una persona de salud normal tolera 0,5% de CO<sub>2</sub> sin síntomas desagradables y los submarinos algunas veces operan con 1% de CO<sub>2</sub> en la atmósfera a nivel de 0,1% provee un factor de seguridad para actividad continua, carga de ocupación inusual, ventilación reducida y control de olores.

Alternativamente la norma 62 puede ser completada manteniendo la concentración de ciertos contaminantes dentro de los límites prescritos por la norma, por medio de la combinación de control de fuentes, tratamiento del aire y ventilación.

En caso de fuentes contaminantes de alto nivel, se requieren altos niveles de ventilación para controlar los niveles de contaminación, ya que otros métodos de control son más efectivos.

#### **2.17.1 Formas de controlar los niveles de contaminación en los locales:**

- La remoción o reducción de fuentes contaminantes.
- Especificar materiales de construcción con bajas cuotas de emisión de contaminantes
- Selladores pueden ser utilizados en algunas situaciones para prevenir entrada de gases.
- Ventilación del lugar como ventanillas del baño, rejillas para controlar una fuente determinada.
- Las partículas pueden ser removidas por medio de filtros de aire.
- Gases contaminantes con mayor peso molecular pueden ser controladas con carbón activado, con pelotillas de alúmina impregnadas con sustancias como permanganato de potasio.

La cuota de circulación debe incrementarse, pero debe haber ahorro de energía al acondicionar aire del exterior. Cada contaminante y un método apropiado de limpieza deben ser considerados.

#### **2.17.2 Mecanismo de funcionamiento.**

La ventilación natural y la infiltración son producidas por diferencias de presión causadas por viento, diferencias de temperatura entre el aire del interior y el aire del exterior (efecto de chimenea) y la operación de equipos como dispositivos de combustión y sistemas de ventilación mecánica.

Las diferencias de presión en una zona, depresión de la magnitud de estos mecanismos de funcionamiento, así también como de las características de las aberturas en el diseño de la edificación, su ubicación y la relación entre las diferencias de presión y el flujo de aire para cada abertura.

Las diferencias de presión a lo largo de la estructura de la edificación están basadas en los requerimientos de que el flujo de la masa de aire que entra en la edificación son iguales a las masas que fluyen hacia fuera.

En general la diferencia de densidad entre las interiores y las exteriores pueden ser descartadas, tal que la tasa de flujo de aire volumétrico que entra al edificio se iguala a la tasa de aire volumétrico que sale. Asumiendo que las diferencias de presión de la envoltura puedan ser determinadas siempre, tal determinación requiere una gran cantidad de información detallada que sencillamente es imposible de obtener.

Cuando el viento choca contra una edificación produce una distribución de presiones estáticas sobre la superficie exterior de la edificación, la cual depende de la dirección del viento y de la ubicación en el exterior de la edificación.

Cuando existe una diferencia de temperatura interior – exterior, se impone un gradiente en la diferencia de presión. Esta diferencia de presión es una función de la altura y la diferencia de temperatura.

## **2.18 Cálculo de las cargas térmicas de refrigeración en verano**

### **Sensibles**

Cargas por transmisión a través de cerramientos opacos

$$Q = K * S * DTE \quad (2.15)$$

Donde:

Q: es la carga térmica por transmisión (kW)

K: coeficiente global de transmisión de calor de muro ( $W/m^2 \text{ } ^\circ\text{C}$ )

S: superficie del muro expuesta a la diferencia de temperatura en  $m^2$

DTE: diferencia de temperaturas, corregida según la orientación del muro y su peso (Véase Manual de aire acondicionado de Carrier).

### **2.18.1 Cargas por transmisión a través de cerramientos traslucidos**

La carga térmica por transmisión a través de cerramientos traslucidos no se corrige en función de la orientación dado que la radiación solar se cuantifica como carga aparte. Se obtiene como:

$$Q = (K * S * \Delta t) \quad (2.16)$$

Q: carga térmica por transmisión (kW)

K: coeficiente global de transmisión de calor de muro ( $W/m^2 \text{ } ^\circ C$ )

S: superficie del muro expuesta a la diferencia de temperatura en  $m^2$

$\Delta t$  : diferencia de temperaturas entre la cara exterior del cerramiento y la cara interior

### 2.18.2 Cargas térmicas por radiación solar

La radiación solar atraviesa las superficies traslucidas y transparentes e incide sobre las superficies interiores de los locales, calentándolas, lo que a su vez incrementa la temperatura del ambiente interior. Las cargas por radiación se obtienen como:

$$Q = (S * R * f) * 0,001163 \quad (2.17)$$

Q: carga térmica por radiación solar (kW)

S: superficie traslucida expuesta a la radiación ( $m^2$ )

R: radiación solar que atraviesa un vidrio sencillo (kcal/h), tabulada para cada longitud

f: factor de correlación de la radiación en función del tipo de vidrio, efecto de sombras, etc.

### 2.18.3 Carga sensible por ventilación o infiltración de aire exterior

La carga térmica sensible por ventilación o infiltración de aire exterior se determina como sigue:

$$Q = (V * 0,34 * \Delta t) \quad (2.18)$$

Q: carga térmica sensible por ventilación o infiltración (W)

V: caudal de aire infiltrado o de ventilación ( $m^3/h$ )

0.34: calor específico del aire en base al volumen ( $Wh/m^3 \text{ } ^\circ C$ )

$\Delta t$  : diferencia de temperatura entre el ambiente exterior y el interior. ( $^\circ C$ )

### 2.18.4 Carga sensible por ocupación del local

Esta carga se determina multiplicando una valoración del calor sensible emitido por la persona por el número de ocupantes previstos para el local. La cantidad de calor emitido por persona se obtiene de una tabla.

## 2.19 Ciclo básico de aire acondicionado

El caudal de aire tratado en el climatizador y los parámetros bajo los cuales es necesario suministrarlos a un local para su acondicionamiento, dependen de las características de

la carga térmica del mismo, así como también de las condiciones de diseño interior y exterior, caudal de ventilación y otros factores.

Una vez estimada la carga térmica del local, según lo establecido anteriormente, el paso siguiente es determinar el ciclo de evolución del aire tratado en los equipos suministrado al local, con el objetivo de determinar los parámetros de trabajo de la instalación y seleccionar los equipos componentes de la misma.

## 2.20 Metodología de cálculo

FCSL: Es la razón entre la carga total sensible y latente del local. La pendiente de esta recta depende de la relación entre el calor sensible y latente del local; las condiciones de suministro del local pueden estar sobre cualquier punto de ella al que corresponde un determinado VSL. El FCSL se determina a través de la ecuación:

$$FCSL = \frac{Q_{SL}}{Q_{SL} + Q_{LL}} \quad (2.19)$$

FCST: Es la relación entre el  $\sum Q_{SB}$  y la carga térmica total de la instalación, incluyendo todas las cargas sensibles y latentes que procedan del aire exterior. Conocidas las condiciones de la mezcla M puede ser trazada la recta FCST, se determina a través de la ecuación

Es evidente que las condiciones de salida del aire de la batería (S) se encontrarán sobre esta recta. Dependiendo del factor de desvío (FD) del equipo y su aparato de punto de rocío (APR) y que corresponden a las condiciones de suministro del local ( $S_L$ ) siempre que se desprecien las ganancias adicionales en los conductos y ventiladores.

$$FCST = \frac{Q_{SB}}{Q_{TB}} \quad (2.20)$$

Las ganancias sensibles de la batería y total de la batería se determinan por las ecuaciones:

$$Q_{SB} = Q_{SL} + Q_{SV} + Q_{SGA} \quad (2.21)$$

$$Q_{TB} = Q_{SL} + Q_{LL} + Q_{SV} + Q_{LV} + Q_{SGA} + Q_{LGA} \quad (2.22)$$

Se puede decir que las condiciones de suministro del local (SL) se encuentran donde se corten las rectas de FCSL y FCST.

FSCE= Carga sensible del local/Calor total efectivo del local

$$FCSE = \frac{Q_{SL} + Q_{SV^1}}{Q_{TL} + Q_{LV^1}} \quad (2.23)$$

$$Q_{SV^1} = Q_{SV} * FD \quad (2.24)$$

$$Q_{LV^1} = Q_{LV} * FD \quad (2.25)$$

FCSE: Se considera como la carga sensible efectiva del local, a la carga sensible del local más la carga sensible del aire exterior (que durante el proceso de enfriamiento pasa por esta sin sufrir cambio alguno) determinada por el factor de desvío de la batería FD. La carga total efectiva incluye además las cargas latentes del aire de ventilación desviado.

Hacer esta suposición permite determinar un APR mediante la intersección del FCSE trazado, a partir de las condiciones del local L con la curva de saturación. El FCSE no corresponde a ningún proceso real del aire, es solo un método para determinar de forma más sencilla el ciclo.

$FCSL > FCSE > FCST$ . La diferencia entre estos tres factores depende del menor o mayor caudal de ventilación y para el caso en que éste sea cero, éstos serán iguales, es decir coincidirán sobre una misma recta.

APR: Temperatura media efectiva de la batería. Como se dijo anteriormente este se determina en la intersección del FCSE trazado, a partir de las condiciones del local con la curva de saturación. Éste depende de varios factores como son: flujo paralelo y contra flujo, velocidad del agente de enfriamiento y del aire, características constructivas de la batería y otros.

Éste también se determina con la intersección de la recta del FCST con la curva de saturación pasando por las condiciones de la mezcla (M).

VSL: El cálculo de éste no es tan simple ya que es necesario trazar el FCST a partir de las condiciones de la mezcla M, los que a su vez solo podrán evaluarse si se conoce si el caudal de suministro de aire al local el cual depende de las condiciones de suministro sobre el FCSL. Se determina a través de la ecuación 2.23.

En tal caso esto puede resolverse mediante un método de tanteo que consta de 7 pasos y es muy engorroso el cual puede ser simplificado mediante ciertas suposiciones basadas en los conceptos de FD y APR.

$$V_{SL} = \frac{Q_{SL} + Q_{SV^1}}{1,2(t_L - t_{APR}) * (1 - FD)} \quad (2.26)$$

$V_{SL}$  : Volumen de aire de suministro al local ( $m^3 / s$ )

$t_M$  : temperatura de bulbo seco de la mezcla  $t_{bsM}$  ha de deducirse a partir de los valores de entalpía y contenido de humedad realizando un balance de masa y energía. Estas ecuaciones se utilizan en cálculos que se requiera gran exactitud, ecuación 2.24, donde:

$$i_M = \frac{i_E * G_{Vv} + i_L * G_R}{G_M} \quad (2.27)$$

$i_M; i_E; i_L$  : entalpía del aire de la mezcla, exterior y del local respectivamente (kJ/kg)

$G_{Vv}; G_M; G_R$  : flujo de aire de ventilación, de la mezcla y de retomo respectivamente (kg/s)

Cuando en lugar de la masa se conozca el volumen por unidad de tiempo ( $V$ ;  $m^3/s$ ) La ecuación 2.24 puede emplearse con suficiente aproximación en los cálculos, ya que en la mayoría de los procesos relacionados a la climatización para el confort las diferencias de densidades del aire son pequeñas.

$$t_m = \frac{V_R * t_L + V_V * t_E}{V_{SL}} \quad (^\circ\text{C}) \quad (2.28)$$

Para la determinación del ciclo se procede con los siguientes pasos:

- 1- Cálculo del Factor de Calor Sensible del Local. FCSL
- 2- Cálculo del factor de Calor Sensible Efectivo. FCSE
- 3- Determinación del APR mediante la intersección del FCSE y la curva de saturación.
- 4- Determinación del caudal de aire suministro al local (tratado de batería) mediante la ecuación ...
- 5- Determinación de las condiciones de mezcla a la entrada de la batería a partir de la ecuación 2.29

Donde el volumen de retorno se determina por la ecuación:

$$V_R = V_{SL} - V_V \quad (2.29)$$

Donde:

$V_R$  : caudal de retorno ( $m^3 / s$ )

$V_V$  : caudal de aire exterior ( $m^3 / s$ ) ver anexo 1

$V_B$  : caudal de aire tratado de batería, si no hay fugas

- 6- Conocidas  $t_M$  y APR, se determinará  $t_{SB}$  a partir de la ecuación:

$$t_{SL} = t_{SB} = APR + FD(t_M - APR) \quad (2.30)$$

## 2.21 Sistema de distribución de aire

### 2.21.1 Cálculo de conductos

#### Redes de conductos. Elementos y clasificación

La misión de un sistema de conductos es transportar el aire desde la unidad de tratamiento de aire (UTA) hasta el recinto a climatizar y suele comprender los conductos de impulsión y los de retorno. Dentro de los elementos que constituyen el sistema podemos distinguir los conductos y los elementos terminales.

Estos sistemas se clasifican en función de la velocidad y de la presión en los conductos.

En función de la velocidad del aire tenemos:

- Conductos de baja velocidad (<12 m/s, entre 6 y 12 m/s)
- Conductos de alta velocidad (>12 m/s)

en función de la presión del aire en el conducto, se clasifican en baja, media y alta presión. Esta clasificación corresponde a la misma q utilizan los ventiladores:

- Baja presión (clase I): hasta 90 mm.ca.
- Media presión (clase II): entre 90 y 180 mm.ca.
- Alta presión (clase III): entre 180 y 300 mm.ca.

#### Conceptos básicos

La red de conductos se diseña para conseguir llevar un determinado caudal de aire a los puntos de impulsión deseados. Antes de entrar en el diseño de la red de conductos, vamos a introducir las propiedades físicas del aire, el concepto de diámetro equivalente y el cálculo de pérdidas de carga.

#### Propiedades físicas del aire

Obviamente las propiedades físicas del aire van a depender de la temperatura y de la presión. En el diseño de conductos, las propiedades más utilizadas son la densidad y la viscosidad. La densidad se puede aproximar como:

$$\rho = \frac{P_{atm}}{287 * T} \quad (2.31)$$

Donde:

$\rho$ : densidad del aire ( $kg/m^3$ )

T: temperatura del aire (K)

$P_{atm}$  : presión atmosférica (Pa)

aunque, puede tomarse como aproximación una densidad del aire constante de  $1,2 \text{ kg/m}^3$

En cuanto a la viscosidad del aire, se puede obtener mediante la ecuación:

$$\mu = 1724 * 10^{-5} * \left(\frac{T}{273,16}\right)^{0,76} \quad (2.32)$$

con  $\mu$  ( $\text{Ns/m}^2$ ) y  $T$  (K)

no se ve el efecto de la presión en la determinación de las propiedades del aire ya que el local en cuestión no se encuentra ubicado a mucha altura sobre el nivel del mar.

#### Diámetro equivalente

Los conductos utilizados en la distribución del aire pueden ser circulares o rectangulares. Debido a que la mayoría de las tablas y expresiones se dan para conductos circulares, resulta muy útil el concepto de diámetro equivalente.

Para determinar el diámetro equivalente de un conducto rectangular puede utilizarse la ecuación:

$$D_{eq} = 1,3 \frac{(H * W)^{0,625}}{(H + W)^{0,25}} \quad (2.33)$$

H es la altura del conducto; W es el ancho

#### Pérdida de carga

Dentro del conducto el fluido experimenta una pérdida de presión por rozamiento, denominándose ésta pérdida de carga. Estas pérdidas de carga se dividen en pérdidas en el conducto y pérdidas en singularidades.

Pérdida por conducto:

$$\frac{\Delta P}{L} = f \frac{\rho * c^2}{D_{eq} * 2} \quad (2.34)$$

Pérdidas sin singularidades:

$$\Delta P = K * \rho * \frac{c^2}{2} \quad (2.35)$$

siendo K el factor de forma de la singularidad.

#### Recuperación de presión estática

En una instalación de redes de conductos de aire, si avanzamos en el sentido del flujo, el caudal disminuye en cada derivación. Un menor caudal exige una menor sección, por lo que los conductos van estrechándose cada vez que aparece una derivación.

$$P_1 + p \frac{c_1^2}{2} = P_2 + p \frac{c_2^2}{2} \quad (2.36)$$

Al mismo tiempo, se debe cumplir que  $V_0 = V_1 + V_3$ , de modo que, si la sección 2 tiene las mismas dimensiones que la sección 0, la velocidad en 2 debe ser menor que en 0. Si tienen en cuenta que la velocidad en la sección 1 es la misma que en 0, tendrán entre las secciones 1 y 2 la siguiente variación de presión:

$$\Delta P = p \frac{c_1^2 - c_2^2}{2} \quad (2.37)$$

de donde se desprende que al ser  $P_2 > P_1$ , se ha producido un aumento de la presión estático a cambio de una disminución de la presión dinámica.

Debido a que sólo es posible recuperar un porcentaje de presión, entre el 50 y el 95%. A efectos de cálculo supondremos una recuperación del 75% y así se tiene que la recuperación estática en conductos tras una derivación se puede aproximar como:

$$\Delta P_{RE} = 0,75 p \frac{c_1^2 - c_2^2}{2} \quad (2.38)$$

Así pues, las pérdidas totales se obtienen según la expresión:

$$\Delta P_{TOTAL} = \sum \Delta P_{COND} + \sum \Delta P_{SING} - \sum \Delta P_{RE} \quad (2.39)$$

### **Métodos de diseño**

Existen varios métodos que nos permiten diseñar las redes de conductos de aire. Entre ellos, encontramos:

- Método de reducción de velocidad
- Método de pérdida de carga constante
- Método de recuperación estática
- Método T

Los más empleados suelen ser el método de pérdida de carga constante (para conductos de impulsión baja velocidad, retorno y ventilación) y el método de recuperación estática (principalmente en conductos de impulsión de baja y alta velocidad). El método de reducción de velocidad no se suele utilizar porque para resolver el problema con una precisión razonable se necesita mucha experiencia y conocer perfectamente el cálculo de conductos. El método T permite una optimización del diseño que no permiten los otros métodos. Sin embargo, no es tan común como los anteriores.

#### Método de pérdida de carga constante

Este método se utiliza en conductos de impulsión, retorno y extracción de aire. Consiste en calcular los conductos de forma que tengan la misma pérdida de carga por unidad de longitud a lo largo de todo el sistema.

#### Método de recuperación estática

Este método consiste en dimensionar el conducto de forma que el aumento de presión estática en cada rama o boca de impulsión compense las pérdidas por rozamiento en la siguiente sección del conducto. De esta forma, la presión estática en cada boca y al comienzo de cada rama será la misma.

#### **Selección del ventilador**

Para que el aire pueda circular por el interior de un conducto es preciso que en la instalación haya un ventilador instalado. Este debe ser capaz de proporcionar el caudal necesario y vencer las pérdidas de presión asociadas.

Para la determinación de los requerimientos del ventilador es necesario conocer con exactitud los caudales y las pérdidas de carga en la instalación. Así, se toma la mayor pérdida de carga desde la salida de la UTA hasta el punto de impulsión crítico, siendo este valor el incremento de presión que debe proporcionar el ventilador. Además, deberá ser capaz de trasegar el caudal total de diseño.

## **CAPÍTULO III. ANÁLISIS DE RESULTADOS**

### **3.1 Introducción**

Una vez establecido en el capítulo II los fundamentos y procedimientos para la estimación de carga, se procede al análisis de los resultados. El autor se trazó la tarea de

determinar el volumen de carga térmicas existentes en el local en cuestión, para de esta forma determinar la carga de refrigeración requerida. Es importante aclarar que el análisis que será efectuado a continuación es solamente al análisis de las cargas térmicas propias del local ya que el cálculo y diseños de conductos no son objetivos del trabajo diploma.

La firma **Carrier**, basada en su amplia experiencia, recomienda para la climatización de fábricas como condiciones óptimas de trabajo, las siguientes condiciones:

$$T_{OPT}=25^{\circ}C \text{ y } \phi = (50 - 60)\%$$

Siendo:

$T_{OPT}$  la temperatura óptima, en °C

$\phi$  la humedad relativa del medio local, en %

### **3.2.Carga térmica por alumbrado (carga térmica sensible)**

La carga térmica por alumbrado es de tipo sensible, pudiendo determinarse la misma a partir de la siguiente relación:

$$Q = P_{UTIL} \cdot 1,25 \cdot N_{LAMPARAS} \quad (1)$$

Siendo:

$P_{UTIL}$  es la potencia consumida por las lámparas, en kW

$N_{LAMPARAS}$  es el número de lámparas instaladas.

1,25 es el coeficiente que tiene en cuenta la carga adicional por tener las lámparas un transformador. (Lámparas fluorescentes)

El local cuenta con un total de 80 lámparas fluorescentes de 40 W cada una por tanto sustituyendo en la ecuación (1):

$$Q = P_{UTIL} * 1,25 * N_{LAMPARAS} = 0,04 * 1,25 * 80 = 4kW \quad (\text{Sensible})$$

Teniendo en cuenta que en el local las 80 lámparas no permanecen encendidas se puede poner un coeficiente de reserva a cargas no permanentes de un 50%, por tanto, para el cálculo se tomaran solamente 2 kW.

### **3.3 Carga térmica por número de ocupantes**

En el local permanecen a tiempo completo solamente 4 empleados, pero en ocasiones en el mismo hacen permanencia más personal de esta cantidad, pero su estancia es esporádica (técnicos, jefes de turno, directivos de la empresa, etc...) por tanto no se tomarán en cuenta.

La carga térmica aportada por el número de ocupantes es sensible y latente

La carga térmica sensible, se puede determinar por la siguiente expresión:

$$Q = Iso * Nocupantes \quad (2)$$

Aquí:

$N_{Ocupantes}$  es el número de ocupantes con estancia permanente en el local

$Iso$  es una constante obtenida a partir de las recomendaciones de la firma **Carrier**, la cual tiene en cuenta el peso corporal, estatura, labor que realizan los ocupantes, condiciones de estancia, etc.

Para el caso analizado esta última constante alcanza un valor numéricamente igual a 111,36.

Sustituyendo en la ecuación (2):

$$Q = Iso * Nocupantes = 111,36 * 4 = 0,0445kW \quad (\text{Sensible})$$

La carga térmica latente, se puede determinar por la siguiente expresión:

$$Q = Ilo * Nocupantes \quad (3)$$

Aquí:

$N_{Ocupantes}$  es el número de ocupantes con estancia permanente en el local

$Ilo$  es una constante obtenida a partir de las recomendaciones de la firma **Carrier**, la cual tiene en cuenta el peso corporal, estatura, labor que realizan los ocupantes, condiciones de estancia, etc.

Para el caso analizado esta última constante alcanza un valor numéricamente igual a 180,06.

Sustituyendo en la ecuación (3):

$$Q = Ilo * Nocupantes = 180,06 * 4 = 0,072kW \quad (\text{Latente})$$

Los coeficientes utilizados aquí para el cálculo de las cargas térmicas por número de ocupantes son los aceptados por las normas de la **ASHRAE** (Sociedad norteamericana de ingeniería de calefacción, acondicionamiento de aire y refrigeración)

### 3.4 Ganancias por infiltraciones por puertas (método de áreas de puertas)

Las ganancias por infiltraciones de puertas son aquellas que ocurren debido a la falta de hermeticidad en las puertas del local y a cada ocasión en que estas son abiertas por entrada o salida de personal o equipos al local. Este tipo de cargas térmicas son de tipo latentes y sensibles.

El valor de carga térmica tipo sensible se determina en el método de áreas de puertas por la siguiente expresión:

$$Q = 1,212 * Ap * Ip * (t_o - t_L) \quad (4)$$

Siendo:

$A_p$  es el sumatoria de las áreas de las puertas existentes, en  $m^2$

$I_p$  es un coeficiente que según la firma **Carrier**, para el caso de locales cuyas puertas y persianas se puedan considerar como nuevas, y que garanticen una correcta hermeticidad (alrededor de 6 años de fabricada)  $I_p = 0,004 \frac{kW}{m^2 * ^\circ C}$

$t_o$  y  $t_L$ , son las temperaturas del exterior e interior del local respectivamente, en  $^\circ C$

El local analizado cuenta con 3 puertas, cuyas áreas se exponen en la Tabla 3.1

Tabla 3.1 Áreas de las puertas del local analizado, en  $m^2$

Puerta	Área ( $m^2$ )
Frontal con el torcido # 1	2,327
Frontal con el torcido # 2	2,327
Colindante con el compresor	3
Área Total	7,654

Teniendo en cuenta que las puertas son de tipo A, o sea que consta de una sola hoja o batiente y que esta se abrirá hasta un ángulo  $\alpha = 90^\circ$ , acudiendo a las normas de la **ASHRAE**, el coeficiente de infiltración será entonces  $1,2 * 10^{-3}$ .sustituyendo en la ecuación (4)

$$Q = 1,212 * A_p * I_p * (t_o - t_L) = 1,212 * 7,654 * 0,0012 * 4 * (33 - 24) = 0,334 kW \text{ (Sensible)}$$

Para la ciudad de Matanzas según lo reportado por el instituto de meteorología las condiciones de diseño exterior son para el mes de julio-agosto ( $T=33^\circ C$  y  $\phi = (60 - 70\%)$ ), y teniendo en cuenta que estos son los meses más calurosos, serán estos valores los que se utilizarán, para la determinación de las cargas térmicas por infiltraciones de puertas. Utilizando la carta psicométrica proporcionada por la **ASHRAE** se determina que  $d_0=0,023 \text{ kg/kg}$  aire y  $d_i=0,012 \text{ kg/kg}$  aire.

Para el caso de las cargas térmicas latentes se emplea la siguiente expresión:

$$Q = 2970 * A_p * I_p * (d_o - d_L) \tag{5}$$

Siendo:

$A_p$  es el sumatoria de las áreas de las puertas existentes, en  $m^2$

$I_p$  es un coeficiente que según la firma **Carrier**, para el caso de locales cuyas puertas y ventanas se puedan considerar como nuevas, y que garanticen una correcta hermeticidad (alrededor de 6 años de fabricada)  $I_p = 0,004 \frac{kW}{m^2 * ^\circ C}$

$d_o$  y  $d_L$ , es la humedad relativa del exterior e interior del local respectivamente, en %

Sustituyendo en la expresión (5)

$$Q = 2970 * A_p * I_p * (d_o - d_L) = 2970 * 7,654 * 0,0012 * 4 * (0,023 - 0,012) = 1,022 kW \text{ (Latente)}$$

Esto sería para el caso de que las tres puertas permanecieran abiertas simultáneamente las 8 horas de la jornada laboral, tomando como reserva que estas estarán abiertas 1 hora durante la jornada, (trasegado de la producción terminada, visitas al local, etc....) se multiplica el valor obtenido por 0,125 quedando, en definitiva:

$$Q_{SENS} = 0,334 kW * 0,125 = 0,0417 kW \quad \text{(Sensible)}$$

$$Q = 1,022 kW * 0,125 = 0,275 kW \quad \text{(Latente)}$$

### 3.5 Ganancias por infiltraciones por persianas (método de áreas de persianas)

Las ganancias por infiltraciones de persianas son aquellas que ocurren debido a la falta de hermeticidad en las persianas del local y a cada ocasión en que estas son abiertas por disímiles causas. Este tipo de cargas térmicas son de tipo latentes y sensibles.

El valor de carga térmica tipo sensible y latente se determina en el método de áreas de persianas de forma análoga al método de áreas de persianas, siendo aplicadas entonces las ecuaciones (4) y (5) respectivamente. El local analizado cuenta con 18 persianas, cuyas áreas se exponen en la Tabla 3.2

Tabla 3.2 Áreas de las persianas del local analizado, en m<sup>2</sup>

Persianas	Área (m <sup>2</sup> )
18	0,9075
Área total	16,335

Para la ciudad de Matanzas según lo reportado por el instituto de meteorología las condiciones de diseño exterior son para el mes de julio-agosto ( $T=33^\circ C$  y  $\phi = (60 - 70\%)$ ), y teniendo en cuenta que estos son los meses más calurosos, serán estos valores los que se utilizarán, para la determinación de las cargas térmicas por infiltraciones de puertas. Utilizando la carta psicométrica proporcionada por la **ASHRAE** se determina que  $d_o=0,023 \text{ kg/kg aire}$  y  $d_i=0,012 \text{ kg/kg aire}$

Sustituyendo en la ecuación (4)

$$Q = 1,212 * A_p * I_p * (t_o - t_L) = 1,212 * 16,335 * 0,004 * (33 - 24) = 0,712kW \quad (\text{Sensible})$$

$$Q = 2970 * A_p * I_p * (d_o - d_L) = 2970 * 16,335 * 0,004 * (0,023 - 0,012) = 2,13kW \quad (\text{Latente})$$

Esto sería para el caso de que las 18 persianas permanecieran abiertas simultáneamente las 8 horas de la jornada laboral, tomando como reserva que estas estarán clausuradas de forma permanente, entonces estos valores de carga térmica se pueden despreciar, cometiéndose un error por esto que no sobrepasa de (0,1-0,15)%, lo que es aceptable.

### 3.6 Ganancias de calor por cristales

La carga térmica adquirida en el local por ganancia térmica a través de cristales es de carácter sensible.

Aplicando un balance de transferencia de calor para un flujo estacionario que posee un ángulo de incidencia igual a 90°, sobre la superficie plana se obtiene la siguiente expresión para la carga térmica por ganancia de calor a través de cristales

$$Q = K * A_{cristales} * (t_o - t_L) \quad (6)$$

Donde:

$K$  Es el coeficiente de conductividad térmica del vidrio, en  $W/m^2 * ^\circ C$

$A_{CRISTALES}$  Sumatoria del área de los cristales, en  $m^2$

$t_o$  y  $t_L$  es la temperatura del medio externo e interna del local respectivamente, en  $^\circ C$

Según los estándares proporcionados por la **ASME** (Sociedad norteamericana de ingeniería mecánica), el valor de  $K$  para el vidrio es igual a  $6,4 W/m^2 * ^\circ C$

El local consta de 36 cristales con un área =0,2475 $m^2$  cada uno, por tanto, sustituyendo en la expresión (6)

$$Q = K * A_{cristales} * N_{cristales} * (t_o - t_L) = 6,4 * 36 * 0,2475 * (33 - 24) = 0,513kW \quad (\text{Sensible})$$

### 3.7 Ganancias de calor por el techo

Las cargas térmicas incorporadas por el techo se deben fundamentalmente a que la superficie que generalmente se encuentra más expuesta a los valores de cargas radiantes y térmicas, presentes en el medio circundante, (por ejemplo, el sol), y a que debido a su espesor el calentamiento del mismo es no estacionario, o sea, que este es de forma progresiva y no estable.

En el caso más general, la ganancia de calor es la suma del flujo de calor relativamente estacionario, que se genera debido a que la temperatura del aire en el interior del local

es menor que en el exterior, y el flujo de calor no estacionario producido por la intensidad de la radiación solar variable, que incide sobre la cara exterior de la estructura.

El fenómeno del flujo de calor no estacionario se complica por el hecho de que la estructura tiene una capacidad térmica, de tal forma que una parte del calor fluyendo a través de la estructura se almacena, siendo rechazado al interior (o exterior), en un tiempo posterior a la incidencia de los rayos solares.

El techo es de losa de hormigón armado con un largo de 27m, un ancho de 13,5m y un espesor de 0,254 m, este techo tiene además un recubrimiento de asbesto por su parte superior conjuntamente de un papel metálico protegido por un adhesivo petroquímico, por tanto, para la determinación del coeficiente de emisividad del techo se considerará a este, por las condiciones antes planteadas como un cuerpo muy cercano a negro. Este techo cuenta además con un cielo raso de 10mm de espesor por su parte inferior separado a una distancia aproximada de 1m del mismo haciendo función de pantalla refractora, por lo que debido a la presencia de esta pantalla, se prescinde del grado de negrura del techo y se aplica un sistema de tercera especie (condiciones de contorno) para la obtención de los calores que formaran parte de la carga a vencer por la batería de enfriamientos según datos proporcionados por la (Sociedad Norteamericana de Ingeniería Civil) la densidad promedio de los hormigones armados utilizados en cubiertas es de  $2400 \text{ kg/m}^3$ .

Por tanto, el peso total de la cubierta será entonces determinado por la siguiente expresión:

$$P_{total} = L * A * \delta * \rho \quad (7)$$

Donde:

$L$  es la longitud del techo, en m

$A$  es el ancho del techo, en m

$\delta$  es el espesor del techo, en m

$\rho$  es la densidad del hormigón armado, en  $\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$

Sustituyendo en la ecuación (7)

$$P_{total} = L * A * \delta * \rho = 27 * 13,5 * 0,025 * 2400 = 218700 \text{ kg}$$

Por tanto, el peso por área será entonces:

$$Parea = \frac{Ptotal}{L * A} = \frac{Ptotal}{Area} = \frac{218700}{27 * 13,5} = 600 \text{ kg/m}^2$$

Con este peso, utilizando los datos aportados por investigadores de la Universidad de Cienfuegos “Carlos Rafael Rodríguez” se construye la tabla 3.3 en función de la hora solar: (válida para los meses de junio – septiembre)

Tabla 3.3 Diferencias de temperaturas en función de la hora solar (junio-septiembre)

Hora	8 (am)	10 (am)	12 (pm)	2 (pm)	4(pm)	6(pm)	8(pm)
Tem (°C)	3,5	5,8	8,9	14,6	17,8	20,6	19,4
Tes (°C)	0	0	0	2,2	4,4	5,5	5,5

En la tabla 3.3:

Tem, es la diferencia equivalente de temperatura a la hora considerada para la estructura soleada, en °C.

Tes, es la diferencia equivalente de temperatura a la hora considerada para la estructura en la sombra, en °C.

Según el Instituto de Meteorología de la provincia, la temperatura exterior en la localidad de Matanzas sufre una variación en el horario de madrugada – tarde de  $\approx 8^{\circ}\text{C}$  por tanto aplicando la ecuación de Pavlov, se obtiene el coeficiente pelicular medio por transferencia de calor del aire al techo (convectivo y radiante)

$$\alpha = \frac{12,36}{(9,74 + 0,07 * \Delta t)} = \frac{12,36}{(9,74 + 0,07 * 8)} = 1,2 \text{ W/m}^2 * \text{C}$$

El valor del apantallamiento producto del cielo raso se puede obtener de los manuales de estándar proporcionados por la **ASHRAE**, los que plantean que para cielos rasos de fibra de madera separados de losas de hormigón  $\psi \approx 1,15$ . Los valores de los coeficientes globales de transferencia de calor respectivos del techo y del cielo raso se obtienen por el procedimiento de aproximaciones sucesivas, los cuales debido a su extensión, grado de dificultad, etc..., no serán desarrollados aquí, sino que el autor solamente se limitará a citar los valores obtenidos por la modelación matemática de este problema, formulada mediante el *software* Matlab 7.0, que para el caso analizado dicho coeficiente integral toma el valor de  $K \cong 0,9 \text{ W/m}^2 * \text{C}$ .

La **ASME** recomienda la siguiente expresión para el cálculo de la temperatura permanente de un cuerpo expuesto a fuentes térmicas en presencia de un régimen no estacionario de calentamiento o enfriamiento:

$$\Delta te = \alpha + tes + \psi * \theta * (tem - tes) \quad (8)$$

Donde:

$$\psi = b * \frac{Rs}{Rm} \quad (8.1)$$

Aquí:

$\Delta te$  es la diferencia de temperatura equivalente corregida, en  $^{\circ}C$ .

$\theta$  es la emisividad de la superficie expuesta a la fuente térmica, para el caso del hormigón según la **ASME**  $\theta = 0,79$

$R_s$  es la máxima insolación para el mes y latitud supuesta a través de la superficie acristalada de igual orientación a la estructura considerada

$R_m$  es la máxima insolación en el mes de julio  $40^{\circ}$  latitud norte a través de la superficie acristalada de igual orientación a la estructura considerada

$b$  coeficiente que toma en cuenta el color de la cara expuesta a la radiación solar

- Color oscuro=1
- Color medio=0,78
- Color claro = 0,55

Aquí no se efectuarán los cálculos para cada intervalo horario analizado, sino que simplemente se retomaran los valores expuestos en la tabla 3.3, y aplicando las ecuaciones (8) y (8.1) para cada intervalo horario analizado se construye, en forma de resumen la tabla 3.4, la cual contiene con la tabla antes expuesta y aplicando la ecuación planteada anteriormente se tiene que:

Tabla 3.4 Diferencia de temperatura equivalente corregida

Hora	8 (am)	10 (am)	12 (pm)	2 (pm)	4(pm)	6(pm)	8(pm)
$\Delta te (^{\circ}C)$	4,34	6,4	9,180	14,52	17,62	20,24	19,16

Finalmente, aunque cometiendo un error pequeño (cerca del 3%), se considera el proceso como estacionario, y se aplica la ecuación de transferencia de calor para paredes planas obteniéndose de esta forma el flujo calórico para cada intervalo horario analizado.

Estos resultados serán expuestos en forma de resumen en la tabla 3.5, utilizando para su confección la siguiente ecuación:

$$Q = K * A * L * \Delta te \tag{9}$$

Tabla 3.5 Carga térmica en función del intervalo horario analizado (sensible)

Hora	8 (am)	10 (am)	12 (pm)	2 (pm)	4(pm)	6(pm)	8(pm)
Q (kW)	1,423	2,1	3,011	4,763	5,78	6,64	6,28

Como se aprecia la hora que es mayor el flujo de calor desde la superficie del techo al interior, debido a que este se encuentra expuesto a un calentamiento paulatino durante el día, corresponde al horario de las 6 pm, por esta será la que se empleará para el cálculo. Para una mejor comprensión de lo expuesto se muestra en la figura # 1 una representación del comportamiento de la distribución de las cargas en función del intervalo horario.

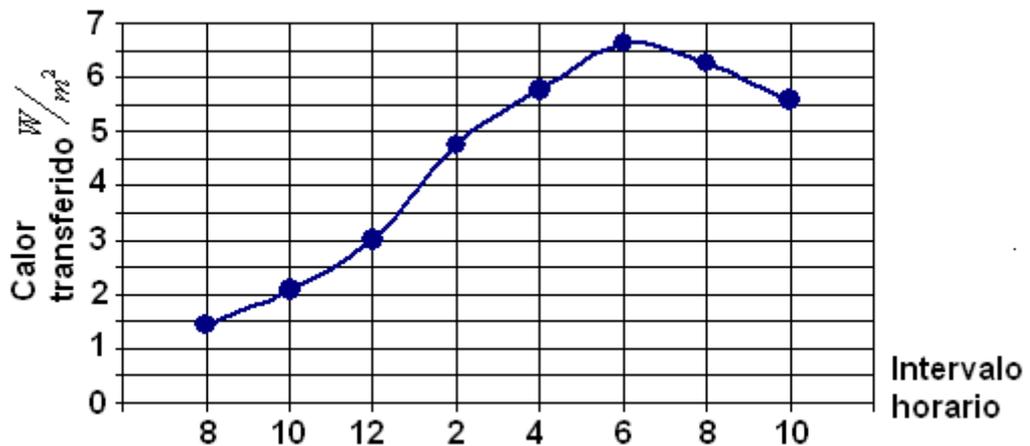


Figura # 1 Curva de cargas térmicas en función del intervalo horario.

### 3.8 Ganancias producto a la radiación solar a través de vidrios y persianas metálicas

Las cargas térmicas incorporadas por radiación solar a través de vidrios y persianas metálicas, se deben fundamentalmente a que es ésta la superficie que generalmente se encuentra más expuesta a los valores de cargas radiantes y térmicas, presentes en el medio circundante, ya sean estas de forma directa por la incidencia de la radiación solar, o de forma difusa, en el caso que se encuentra en la sombra con incidencia indirecta de la radiación solar., este tipo de carga térmica será puramente sensible.

Para el cálculo de la carga térmica sobre el local aportada por la radiación solar a través de vidrios y persianas metálicas en la literatura consultada se recomienda la siguiente expresión:

$$Q = A * f1 * f2 * f3 * f4 * f5 \quad (10)$$

Aquí:

*A* es la sumatoria del área de cristales y persianas de aluminio expuestas de forma directa e indirecta a la radiación solar, en m<sup>2</sup>.

*f1* es el coeficiente que tiene en cuenta el proceso de contaminación atmosférica o la presencia de niebla.

*f2* es el coeficiente que tiene en cuenta el tipo de marco de las ventanas del local

*f3* es el coeficiente que tiene en cuenta la altitud del local analizado con respecto al nivel del mar.

*f4* es el coeficiente que tiene en cuenta la variación del punto de rocío, debido a las condiciones externas existentes en la localidad donde se encuentra enclavado el local analizado.

*f5* es el coeficiente que tiene en cuenta el hemisferio terrestre en que se encuentra el local.

Para el cálculo de estos coeficientes antes mencionado se siguen recomendaciones basadas en la experiencia práctica en temas de climatización de diversos autores.

En el **ISPJAE** (Instituto Superior Politécnico Julio Antonio Echeverría), fue reportado un estudio amplio de ganancia máxima por radiación solar en locales climatizados.

Esta investigación plantea que la ganancia máxima en locales por el ala oeste es entre el 20 de abril y el 24 de agosto, y como en efecto es el ala oeste quien se encuentra casi la totalidad del día expuesta a la radiación solar, entonces se acepta el criterio como válido para el análisis a efectuar.

De la bibliografía consultada se obtiene que para los días entre el 20 de abril y el 24 de agosto, los valores de condiciones externas para el diseño por radiación solar a través de vidrios y persianas son:

$$I_o = 520 \frac{W}{m^2} \quad \text{y} \quad T_{rocio} = 26,3^{\circ}C \quad (a)$$

En el local existen un total de 18 persianas de aluminio expuestas a la radiación solar, (incluyendo los marcos), y como el metal es mejor conductor del calor que la madera

los valores del coeficiente  $f_2$  se multiplicarán por 1,17, esto es equivalente a considerar el área de las persianas como si estas fueran de vidrio de doble posición

El ambiente es normal, pues en los alrededores existe presencia poblacional, por tanto el coeficiente  $f_1 = 1,0$

La altura sobre el nivel del mar es  $\approx 20m$ , por tanto obteniendo el valor de la temperatura de rocío del local, con ayuda de la carta psicométrica, entrando con los valores (a), se obtiene que  $T_{rocio} = 19,48^{\circ}C$ . Existe una relación entre el coeficiente  $f_3$  y  $\Delta T_{rocio}$ , la cual según las recomendaciones de diversos autores, por cada  $10^{\circ}C$  de diferencia, el coeficiente  $f_3$  disminuye un 14%.

Calculando la diferencia entre las temperaturas de rocío del exterior e interior del local se obtiene que:

$$\Delta T_{rocio} = 26,3 - 19,48 = 6,8^{\circ}C$$

Tomando proporciones en definitiva quedará:

$$\%dis = \frac{14 * 6,8}{10} = 9,5$$

Por tanto se disminuirá al coeficiente  $f_3$  un 9,54% quedando entonces:

$$f_3 = \frac{100 - 9,5}{100} = 0,9045$$

Como el local se encuentra enclavado en el hemisferio tropical y en la latitud norte, entonces:

$$f_4 = 1,0 \quad \text{y} \quad f_5 = 1,0$$

En la tabla 3.6 se presenta un resumen de los valores de los coeficientes de corrección para el cálculo de las ganancias térmicas producto a la radiación solar a través de vidrios y persianas metálicas.

Tabla 3.6 Coeficientes de corrección por ganancias por vidrios y persianas metálicas:

Coeficiente de corrección	$f_1$	$f_2$	$f_3$	$f_4$	$f_5$
Valor numérico	1,0	1,17	0,93	1,0	1,0

Sustituyendo entonces en la ecuación (10), queda, en definitiva

$$Q = A * f_1 * f_2 * f_3 * f_4 * f_5 = 16,335 * 1 * 1,17 * 1 * 0,93 * 1 = 9,14KW, \quad (\text{Sensible})$$

### 3.9 Carga térmica por paredes interiores

Las cargas térmicas ocasionadas por transferencia de calor a través de las paredes que no están expuestas al contacto directo con la radiación solar, se les conoce comúnmente como cargas térmicas por paredes interiores, siendo en su totalidad de valor térmico sensible.

Las paredes interiores del local analizado son desde el suelo hasta una altura de 1,1m de bloques de rasilla hormigoneada, los tramos restantes de las paredes interiores hasta la altura del cielo raso son de placas de fibra de madera pretensada.

Para el cálculo del coeficiente global de transferencia de calor se tomarán los valores de conductividades térmicas reportados en las normas de la **ASRHAE**, las cuales a criterio del autor son los más confiables, siendo estos resumidos en la tabla 3.7.

Tabla 3.7 Conductividades térmicas para materiales de paredes interiores

Elemento	Conductividad térmica $\left(\frac{W}{m^2 * ^\circ C}\right)$
Madera prensada	0,06
Rasilla hormigoneada (prefabricado)	0,16

Para la determinación del coeficiente pelicular de transferencia de calor a través de paredes interiores, desde el exterior hasta el local a climatizar, se aplica la ecuación de Pavlov, para condiciones de frontera de tercera especie, quedando, en definitiva:

$$\alpha_1 = (9,74 + 0,07 * \Delta t) = 9,74 + (0,07 * (33 - 24)) = 10,3 \frac{W}{m^2 * ^\circ C} \quad (b)$$

Se asume que la temperatura de la pared interior por la parte del local climatizado es de 25°C, por tanto, aplicando la ecuación (b), para una primera aproximación se obtiene que:

$$\alpha_2 = (9,74 + 0,07 * \Delta t) = 9,74 + (0,07 * (25 - 24)) = 9,8 \frac{W}{m^2 * ^\circ C}$$

El coeficiente integral de transferencia de calor se determina por la conocida expresión para paredes planas, la cual se expresa de la siguiente forma:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2} + \frac{\partial}{\lambda} + \frac{\partial}{\lambda}} \quad (11)$$

Por tanto:

Sustituyendo en la expresión (11):

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2} + \frac{\partial}{\lambda} + \frac{\partial}{\lambda}} = \frac{1}{\frac{1}{10,3} + \frac{1}{9,8} + \frac{0,12}{0,16} + \frac{0,08}{0,06}} = 0,43 \text{ W/m}^2$$

Por tanto, la cantidad de calor transferido por unidad de área en una primera aproximación será:

$$q = K * (t_o - t_l) = 0,43 * (33 - 24) = 3,87 \text{ W/m}^2 * ^\circ\text{C}$$

Entonces las temperaturas de las paredes interiores por el lado no climatizado y climatizado serán:

$$tp1 = t_o - \frac{q}{\alpha_1} = 33 - \frac{3,87}{10,3} = 32,6^\circ\text{C}$$

$$tp2 = t_l + \frac{q}{\alpha_2} = 24 + \frac{3,87}{9,67} = 24,4^\circ\text{C}$$

Se efectúa el mismo procedimiento elaborado para la primera aproximación, en la resolución de la segunda aproximación

$$\alpha_1 = (9,74 + 0,07 * \Delta t) = 9,74 + (0,07 * (32,62 - 24,4)) = 10,3 \text{ W/m}^2 * ^\circ\text{C}$$

$$\alpha_2 = (9,74 + 0,07 * \Delta t) = 9,74 + (0,07 * (24,4 - 24)) = 9,8 \text{ W/m}^2 * ^\circ\text{C}$$

$$K_2 = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2} + \frac{\partial}{\lambda} + \frac{\partial}{\lambda}} = \frac{1}{\frac{1}{10,315} + \frac{1}{9,768} + \frac{0,12}{0,16} + \frac{0,08}{0,06}} = 0,438 \text{ W/m}^2$$

Por tanto:

$$q_2 = K_2 * (t_o - t_l) = 0,438 * (32,62 - 24,4) = 3,6 \text{ W/m}^2$$

$$tp1 = t_l + \frac{q_2}{\alpha_2} = 33 - \frac{3,6}{10,315} = 32,7^\circ\text{C}$$

$$tp2 = t_l + \frac{q_2}{\alpha_2} = 24 + \frac{3,6}{9,768} = 24,4^\circ\text{C}$$

El error cometido en la segunda aproximación se determina mediante la media matemática de la primera y segunda aproximación, quedando, en definitiva:

$$E = \left| \frac{q - q_1}{q} \right| * 100 = \left| \frac{3,87 - 3,6}{3,87} \right| * 100 = 6,97\%$$

Como el error es bastante considerable aún y teniendo en cuenta que en ingeniería se admite un error como error máximo hasta un 4% aproximadamente, se efectúa entonces siguiendo el mismo procedimiento una tercera aproximación.

$$\alpha_1 = (9,74 + 0,07 * \Delta t) = 9,74 + (0,07 * (32,7 - 24,4)) = 10,3 \text{ W/m}^2 * ^\circ\text{C}$$

$$\alpha_2 = (9,74 + 0,07 * \Delta t) = 9,74 + (0,07 * (24,4 - 24)) = 9,8 \text{ W/m}^2 * ^\circ\text{C}$$

$$K_3 = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2} + \frac{\partial}{\lambda} + \frac{\partial}{\lambda}} = \frac{1}{\frac{1}{10,32} + \frac{1}{9,765} + \frac{0,12}{0,16} + \frac{0,08}{0,06}} = 0,43808 \text{ W/m}^2$$

Por tanto:

$$q_3 = K_3 * (t_o - t_l) = 0,43808 * (32,65 - 24,36) = 3,6 \text{ W/m}^2$$

$$tp1 = t_l + \frac{q_2}{\alpha_2} = 33 - \frac{3,631}{10,3} = 32,6^\circ\text{C}$$

$$tp2 = t_l + \frac{q_2}{\alpha_2} = 24 + \frac{3,631}{9,8} = 24,4^\circ\text{C}$$

El error cometido en la tercera aproximación se determina mediante la media matemática de la segunda y tercera aproximación, quedando, en definitiva:

$$E = \left| \frac{q_2 - q_3}{q_2} \right| * 100 = \left| \frac{3,6 - 3,631}{3,6} \right| * 100 = 0,086\%$$

Se acepta este resultado como definitivo por ser el error cometido prácticamente despreciable.

Por tanto, el calor transferido será:

$$Q = A * q_3 = 243 * 3,631 = 0,882 \text{ kW}$$

### 3.10 Ganancias por ventilación exterior

Es necesario en todo local climatizado prever un cierto caudal de aire exterior para lograr la renovación del aire del local y disminuir así la concentración de CO<sub>2</sub> en el mismo. La firma Carrier en su larga experiencia de climatización, ha acumulado una larga heurística y un gran volumen de recomendaciones, de las cuales hace uso el autor de este trabajo.

Según esta firma, para fábricas, donde el esfuerzo de trabajo (intensidad de la labor) pueda ser considerada como media, se recomienda un caudal de aire exterior por ocupante ( $Caex = 4,7 * 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$ ). En este caso se deben tener en cuenta, que al local entrará un equipo montacargas para trasegar la producción terminada, además que las máquinas allí presentes poseen un extractor de polvo, el cual es lanzado al medio (al

local), por tanto, siguiendo lo recomendado por la experiencia práctica de dicha firma, este caudal de aire se debe aumentar en un 4,5% por cada ocupante.

En definitiva, el volumen de ventilación exterior que se necesita para lograr la renovación del aire del local se determina por la siguiente expresión:

$$V_v = Ca_{ex} * \#ocupantes * (1 + 0,045 * \#ocupantes) \quad (12)$$

En la expresión (12)

$\#ocupantes$  es el número de ocupantes de forma permanente o temporal prolongada en el local

$Ca_{ex}$  es el caudal de ventilación exterior que se necesita para lograr la renovación del aire del local, en  $m^3/s$

Sustituyendo en la expresión (12)

$$V_v = 4,7 * 10^{-3} * 4 * (1 + 0,045 * 4) = 0,02218 m^3/s$$

Este tipo de ganancia térmica proporciona cargas térmicas sensibles y latentes, pudiendo determinarse en cada caso su valor por la siguiente expresión:

$$Q_s = 1,212 * V_v * (t_o - t_L) \quad (\text{Sensible}) \quad (13)$$

$$Q_l = 2970 * V_v * (d_o - d_L) \quad (\text{Latente}) \quad (14)$$

Sustituyendo en las expresiones(13)y(14)

$$Q_s = 1,212 * V_v * (t_o - t_L) = 1,212 * 0,02218 * (33 - 24) = 0,2419 kW \quad (\text{Sensible})$$

$$Q_l = 2970 * V_v * (d_o - d_L) = 2970 * 0,02218 * (0,023 - 0,012) = 0,724 kW \quad (\text{Latente})$$

Entonces la carga térmica total ocasionada por el caudal de aire exterior suministrado para lograr la renovación del aire del local será:

$$Q_{Vv} = Q_s + Q_l = 0,2419 + 0,724 = 0,9659 kW$$

### 3.11 Ganancias por motores eléctricos

Después de la invención del motor de inducción eléctrico es muy difícil que este no se encuentre formando parte del sistema de transmisión de potencia en cualquier máquina moderna, debido a su alta eficiencia, facilidad de reparación, etc.

La potencia mecánica aportada por el motor eléctrico, es obtenida de la conversión de la energía presente en el flujo eléctrico que alimenta el motor, a partir de transformaciones electromagnéticas que ocurren entre el devanado y el estator. Como es lógico a partir de esta transformación, se pierde una cantidad de energía la cual se transforma en calor debido a la irreversibilidad del proceso.

Este calor liberado, siempre que el sistema máquina motor se encuentre dentro del local, se debe tener en cuenta a la hora de determinar el valor de cargas térmicas, siendo estas de tipo sensible.

En el caso analizado dentro del local, se encuentran ubicadas varias máquinas las cuales cuentan con la presencia de motores eléctricos de elevado consumo de potencia.

En la literatura consultada se recomienda la siguiente expresión para la determinación de las cargas térmicas impuestas al local por el uso de motores eléctricos, cuando estos prestan servicios en el interior del local climatizado:

$$Q = Nelec\ total * (1 - Fp) \quad (15)$$

Aquí:

Fp es el factor de potencia, para el cual se tomó un valor promedio igual a 0,85

Nelec total es la sumatoria de las potencias eléctricas de los motores eléctricos instalados y que prestan servicio de forma continua o medio continua, en kW.

Un resumen de la cantidad de motores eléctricos que forman parte del equipamiento instalado en el local se presenta en la tabla 3.8.

Tabla 3.8 Motores eléctricos que operan de forma continua dentro del local.

Máquina	N Elec. (motores)	# de motores	Total (kW)	# de máquinas
M-800	75,5	8	151	3
M-750	8,08	3	24,2	3
M-300	0,55	3	1,65	3
Potencia eléctrica total (KW)			176,9	

De la tabla 3.8 se aprecia que la potencia eléctrica total de los motores de inducción instalados es igual a 176,89 kW.

Sustituyendo en la expresión (15):

$$Q = Nelec\ total * (1 - Fp) = 176,9 * (1 - 0,85) = 26,4kW \quad (\text{Sensible})$$

### 3.12 Determinación de la carga de enfriamiento necesaria

La carga de enfriamiento necesaria se determina entonces por la siguiente expresión recomendada por las normas vigentes de la **ASRHAE**

$$Q_{bat} = 1,1 * \sum Q_s + 1,05 * \sum Q_l + Q_{Vv} \quad (16)$$

Aquí:

$Q_{bat}$  es la carga necesaria para la climatización del local, en kW

$Q_l$  es la sumatoria de las cargas latentes que actúan sobre el medio a climatizar, en kW

$Q_s$  es la sumatoria de las cargas sensibles que actúan sobre el medio a climatizar, en kW

$Q_{Vv}$  es la carga térmica impuesta sobre la climatización del local, debido al caudal de ventilación exterior que se necesita para la renovación del aire del local, en kW

Para efectuar un resumen definitivo de los resultados obtenidos, estos se presentan en la tabla 3.9, pudiendo de esta forma comprobar en cada carga térmica, si es de tipo sensible o latente.

Tabla 3.9 Resumen de las cargas térmicas que actúan sobre el local a climatizar.

Tipo de carga	$Q_s$ (kW)	$Q_l$ (kW)
Alumbrado	2	
Ocupantes	0,0445	0,072
Motores	26,4	
Infiltraciones	0,0417	0,275
Calor por cristales	0,513	
Radiación solar sobre vidrios y ventanas	9,14	
Calor por techo	6,6	
Paredes interiores	0,882	
Total	45,7	0,347
Ventilación exterior ( $Q_{Vv}$ (kW))		0,9659

Sustituyendo en la expresión (16):

$$Q_{bat} = 1,1 * \sum Q_s + 1,05 * \sum Q_l + Q_{Vv} = 1,1 * 45,7 + 1,05 * 0,347 + 0,9659 = 51,6 \text{ kW}$$

O lo que es lo mismo:

$$Q_{bat} = \frac{51,6}{3,51} = 14,7 \text{ Tn}$$

Como resultado final se aprecia que el local necesita de una o varias baterías que sean capaces desarrollar una carga de 14,7 toneladas de refrigeración o su equivalente en el SI,

## **CONCLUSIONES**

1- Con la realización de este proyecto llegaron a la conclusión del valor real de las cargas térmicas existentes en el local a climatizar.

2- Además han demostrado que para lograr una climatización eficiente y confortable del local de la nueva inversión ubicado en la empresa azucarera Jesús Rabí se necesita de una o varias baterías que sean capaces de desarrollar una carga de 14,7 toneladas de refrigeración.

3- También con los resultados obtenidos podrán instalar el equipo adecuado para la refrigeración del local y así lograr un aprovechamiento de energía contribuyendo al desarrollo de la empresa.

## **RECOMENDACIONES**

- 1- Se recomienda que el local use el sistema inverter para un mayor aprovechamiento de energía.
- 2- Crear una cultura energética en la empresa
- 3- Capacitar al personal técnico encargado de la compra y la instalación de los aires acondicionados para así garantizar que se le efectúe un correcto plan de mantenimiento.
- 4- Independizar el local con un metro contador para así llevar registro de su consumo mensualmente.
- 5- Realizar un proyecto que abarque todo lo referido al diseño e instalación de ductos que puedan ser instalados en locales como este.

## REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1] Crawley, D.B., Lawrie, L.K., Pedersen, C.O., Winkelmann, F.C.(2000). EnergyPlus: Energy Simulation Programa. *Ashrae Journal*.
- [2] Rodríguez, D., Bejarano, G., Alfaya, J.A., Ortega, M.G. (2018). Simulador d una planta experimental de refrigeración con un sistema de almacenamiento de energía. *Actas de las XXXIX Jornadas de Automática, badajoz*.
- [3] Pinazo-Ojer, J.M. (1995). Cálculo en instalaciones frigoríficas. Colección libro-apunte, 35.
- [4] Hernández, E. (2010). Fundamentos de aire acondicionado y refrigeración. *Limusa*
- [5] Miranda-Barreras, A.L. (2011). Manual técnico de refrigerantes. *Marcombo*.
- [6] Gaspar-Saez, W.J. (2019). Recirculación del aire acondicionado que ingresa al hotel María Angola-Miraflores, para reducir el consumo de energía en instalaciones de climatización. Tesis para optar por el título de Ingeniero mecánico. *Universidad Nacional del Centro de Perú*.
- [7] Nicolin-Borges, M.L. (2018). determinaÇão da carga térmica de uma edificaÇão contêiner localizada na cidade de Araranguá. Trabalho de conclusão de curso, apresentado à Universidade Federal de Santa Catalina, como parte das exigencias para a obtenÇão do título de Engenheiro(a) de Energía.
- [8] Rivera-Dueñas, E.L. (2019). Optimización de recursos mediante la evaluación y determinación de cargas térmicas en equipos de aire acondicionado del Laboratorio Blufstein. Monografía técnica para optar el título de Ingeniero Mecánico de Fluidos. *Universidad Nacional Mayor de San Marcos*.
- [9] Rathod, M.K., Banerjee, J. (2013). Termal stability of phase change materials used in latent heat enrgu storage systems:A review. *Renewable and sustainable energy reviews*, 18, 246-258.
- [10] Madrigal, J.A., Caballo, J.J., Milen Balbis, A.S. (2018). Evaluación de la climatización de locales comerciales, integrando técnicas de termografía, simulación y modelado por elementos finitos. *Información tecnológica*,29 (4), 179-188.
- [11] Watt, J., Science, S., Medina, B. (2012). Evaporative air conditioning manual.

- [12] Davis, L., Gertler, P. (2015). Contribution of air conditioning adoption to future energy use under global warming. *Global Environmental Change*, 112, 5962-5967.
- [13] Davis, L., Gertler, P., Jarvis, S., Wolfram, C. (2021). Air conditioning and global inequality. *Global Environmental Change*, 69, 1022299.
- [14] Fernández, I. (2018). From <https://arquitectura-sostenible.es/laarquitectura-bioclimatica-disenar-edificios-en-funcion-de-las-condiciones-delentorno>. *Arquitectura sostenible*.
- [15] Días, Y., Hernández, H., Alvares, M.A., Pérez, E., Dris-Haeseldonckx, L.L., J.I. (2020). Heating ventilation and air conditioned configurations for hotel san approach review for the design and exploitation.
- [16] Ministerio de la Presidencia. (2007). Reglamento de Instalaciones Térmicas en los edificios, Madrid.
- [17] Auffhammer, M. (2014) Cooling China: The weather dependence of air conditioner adoption. *Frontiers Econ China* 9(1), 70–84.
- [18] Nieto-López, C. (2013). Proyectos de fin de carrera de Ingeniería Química
- [19] Bravo-Hidlogo, D., Pérez-Gerra, Y. (2016). Eficiencia energética en la climatización de edificaciones. *Revista Publicando* 3(8), 218-238.
- [20] Whitman, B., Johnson, B., Tomczyk, J., Silberstein, E. (2012). Refrigeration and air conditioning technology. *Cengage Learning*.
- [21] Biardeau, L.T., Davis, L.W., Gertler, P., Wolfram, C. (2020). Global air conditioning and heat exposure. *Sustainability of nature*, 3 (1), 25-28.
- [22] Días-Torres, Y., Valdivia-Nodal, Y., Monteagudo-Yanes, J.P., Miranda, Y. (2016). Evaluación de factibilidad del uso dos sistemas climatización solar aplicado a un hotel cubano. *Ingeniería Energética* 37 (1), 35-44.
- [23] Thollander, P., Palm, J. (2012). Improving energy efficiency in industrial energy systems. *Springer Science*
- [24] Ribeiro-Alves, L., Braz-de Araújo Júnior, J., Santos-Moreira, Felpe. (2021). Cálculo e análise de carga térmica da Biblioteca Diva Saraiva do Campus I da FATHUS-Uberaba/MG. *Revista brasileira de Ciencia, Tecnologia e Inovacao*, 6(1)76-95
- [25] Teixeira-Frantz, B. (2020). Análise de investimento para reducao de cargetérmica em um estabelecimento comercial

- [26] Duran-Pereira, M., Silva-de Oliveira, A. (2021). Análise do cálculo de carga térmica de um túnel de congelamento de aves com capacidade de 35 toneladas. *Revista de Engenharia e Tecnologia*, 13(2)
- [27] Taira, S., Minamida, T., Arsgawa, T. (2018). Evaluación del rendimiento del acondicionador de aire que utiliza R452B en una amplia zona de carga de aire acondicionado de refrigeración. *Actas de la Sociedad japonesa de Refrigeración y Aire Acondicionado*, 35(1), 61
- [28] Ashrae. (2013). Handbook of fundamentals American Society of Heating, Refrigerating and Air conditioning Engineers
- [29] Carrier. (2006). Manual de aire acondicionado. Edit, Marcombo, España.
- [30] Rathod, M.K., Banerjee, J. (2013). Thermal stability of phase change materials used in latent heat energy storage systems: A review. *Renewable and sustainable energy reviews*, 18, 246-258.
- [31] Acosta-Corral, M.A., Tello-Flores, W.P. (2016). Estudio del aire acondicionado en el consumo de combustible, potencia del motor y confort térmico en la cabina de un vehículo liviano. Quito, 2016.
- [32] Alco Controls, Refrigeration and Air Conditioning Flow Controls Catalog 27A, TCL(E) Extended Capacity in Tons, 1997.
- [33] Cuevas, C., Fonseca, N. (2016). Modelado de un sistema de refrigeración caracterizado en un rango amplio de condiciones. *Ingeniare. Revista chilena de ingeniería*.
- [34] Matos-Quirhuayo, J.E. (2019). Implementación de un sistema de aire acondicionado tipo Split frío-calor de 120 000 Btu/h en trenes turísticos ruta Cusco-Aguas Calientes. Trabajo de suficiencia profesional para optar el título profesional de ingeniero mecánico. Cusco, Perú.
- [35] Bandara, K., Sweet, T., Ekanayake, J. (2012). Photovoltaic applications for offgrid electrification using novel multi-level inverter technology with energy storage. *Renewable Energy*, 37 (1).
- [36] Regalado-Nuñez, D., Rivero-González, J., Días-Navarro, P.L. (2016). Diseño e implementación de software para la selección o comprobación de instalaciones para la climatización en locales. *CIGET*

- [37] Bejarano, G., Vivas, C., Ortega, M.G., Vargas, M. (2017). Suboptimal hierarchical control strategy to improve energy efficiency of vapour-compression refrigeration systems. *Appl. Therm. Eng.*
- [38] Sivak, M. (2013). Will air conditioning put a chill on the global energy supply?. *Am Sci*, 101(5), 330–333.

## ANEXOS

### Anexo 1:

Tabla 1: caudal de aire exterior para la ventilación en locales climatizados.

Aplicación	Número de fumadores	$m^3/s$ por personas		$m^3/s$ por $m^2$ de superficie de suelo. Mínima*
		Recomendadas	Mínima*	
Apartamento:	Pequeño	$9,4 \cdot 10^{-3}$	$6,9 \cdot 10^{-3}$	$1,6 \cdot 10^{-3}$
Normal	Muy pequeño	$14,2 \cdot 10^{-3}$	$11,6 \cdot 10^{-3}$	
Lujo	Pequeño	$4,7 \cdot 10^{-3}$	$3,6 \cdot 10^{-3}$	
Hall de banco	Grande	$6,9 \cdot 10^{-3}$	$4,7 \cdot 10^{-3}$	
Barbería	Muy pequeño	$4,7 \cdot 10^{-3}$	$3,6 \cdot 10^{-3}$	
Salón de belleza				
Bolsa	Muy grande	$23,6 \cdot 10^{-3}$	$13,2 \cdot 10^{-3}$	$1,3 \cdot 10^{-3}$ $2,5 \cdot 10^{-3}$
Bar	Grande	$14,2 \cdot 10^{-3}$	$11,6 \cdot 10^{-3}$	
Corredores Grandes almacenes	Pequeño	$3,6 \cdot 10^{-3}$	$2,4 \cdot 10^{-3}$	
Sala de consejo	Muy grande	$23,6 \cdot 10^{-3}$	$14,2 \cdot 10^{-3}$	
Farmacia***	Grande	$4,7 \cdot 10^{-3}$	$3,6 \cdot 10^{-3}$	$5 \cdot 10^{-3}$ $18,3 \cdot 10^{-3}$
Fábrica**y****	Ninguno	$4,7 \cdot 10^{-3}$	$3,6 \cdot 10^{-3}$	
Precio único	Ninguno	$3,6 \cdot 10^{-3}$	$2,4 \cdot 10^{-3}$	
Salón de funeraria	Pequeño	$4,7 \cdot 10^{-3}$	$3,6 \cdot 10^{-3}$	
Garaje				
Hospital:				$10,2 \cdot 10^{-3}$ $1,6 \cdot 10^{-3}$ $1,6 \cdot 10^{-3}$ $20,3 \cdot 10^{-3}$ $10,2 \cdot 10^{-3}$
Quirófano*y*****	Ninguno			
Habitación	Ninguno	$14,2 \cdot 10^{-3}$	$11,6 \cdot 10^{-3}$	
Sala común	Ninguno	$9,4 \cdot 10^{-3}$	$6,9 \cdot 10^{-3}$	
Habitación de hotel	Grande	$14,2 \cdot 10^{-3}$	$11,6 \cdot 10^{-3}$	
Cocina:				
Privada		$9,4 \cdot 10^{-3}$	$6,9 \cdot 10^{-3}$	
Laboratorio ***	Pequeño			

Sala de conferencias	Muy grande	$23,6 \cdot 10^{-3}$	$14,2 \cdot 10^{-3}$	$6,3 \cdot 10^{-3}$
Despacho:				
Común	Pequeño	$6,9 \cdot 10^{-3}$	$4,7 \cdot 10^{-3}$	
Privado	Ninguno	$11,6 \cdot 10^{-3}$	$6,9 \cdot 10^{-3}$	$1,3 \cdot 10^{-3}$
Privado	Grande	$14,2 \cdot 10^{-3}$	$11,6 \cdot 10^{-3}$	$1,3 \cdot 10^{-3}$
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

\* Cuando se utilizan los mínimos, adoptar el valor mayor.

\*\* Respetar los reglamentos eventuales. \*\*\* Puede estar determinado por el caudal extraído.

\*\*\*\* Utilizar estos valores a no ser que los caudales no estén determinados por la presencia de otras fuentes de contaminación o por la reglamentación.

Tabla 2: Correcciones de las diferencias equivalentes de temperatura (°C)

Temperatura exterior a las 15h. para el mes considerado, menos la temperatura interior (Tl-Te).	Variación de la temperatura seca exterior en 24 horas						
	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	-5,0	-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 3: Ganancia debidas a los motores eléctricos

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 exterior	Motor en el exterior, Aparato impulsado en interior	Motor en el interior Aparato impulsado en interior
		(W)		
1/20	40	93	35	55
1/12	49	122	58	64
1/8	55	169	93	76
1/6	60	209	122	81
1/4	64	291	186	105
1/3	66	372	250	128
1/2	70	323	372	158
3/4	72	768	558	217
1	79	930	733	198
1(1/2)	80	1396	1105	276
2	80	1861	1465	372
3	81	2733	2314	523
5	82	4536	3675	814
7(1/2)	85	6397	5582	989
10	85	8723	7443	1308
15	86	12909	11049	1832
20	87	16863	14828	2181
25	88	21050	18492	2559
30	89	24772	22213	2733
40	89	33378	29657	3780
50	89	41519	36983	4652
60	89	50009	44659	5524
75	90	61639	55591	6106
100	90	82573	74199	8432
125	90	101763	92459	10467
150	91	122155	111183	11049
200	91	162820	148283	14538
250	91	203525	184917	18608