

OPTIMIZACIÓN DEL SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO DE LA UNIVERSIDAD DE PAMPLONA A PARTIR DEL CÁLCULO DE LA CARGA TÉRMICA

Martha Gimena Latorre Hernández

**PROGRAMA DE INGENIERIA MECANICA
DEPARTAMENTO DE INGENIERIA MECANICA,
MECATRONICA E INDUSTRIAL
FACULTAD DE INGENIERIAS Y ARQUITECTURAS**



UNIVERSIDAD DE PAMPLONA
PAMPLONA, marzo 06 de 2019

OPTIMIZACIÓN DEL SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO DE LA UNIVERSIDAD DE PAMPLONA A PARTIR DEL CÁLCULO DE LA CARGA TÉRMICA

Martha Gimena Latorre Hernández

**Trabajo de grado presentado como requisito para optar al título de
INGENIERO MECÁNICO**

Director: Elkin Flórez Serrano

eflorez@unipamplona.com

Codirector: Juan Carlos Serrano

icserrano@unipamplona.com

**PROGRAMA DE INGENIERIA MECANICA
DEPARTAMENTO DE INGENIERIA MECANICA,
MECATRONICA E INDUSTRIAL
FACULTAD DE INGENIERIAS Y ARQUITECTURAS
UNIVERSIDAD DE PAMPLONA**

Pamplona, marzo 06 de 2019

Dedicatoria

Este documento esta dedicado a todas aquellas personas que me apoyaron durante esta etapa académica de mi vida, quienes siempre me han acompañado en cada recorrido.
A mi familia y hermanas por su apoyo y comprensión

AGRADECIMIENTOS

A la Universidad de Pamplona por abrirme sus puertas, y ser mi centro de formación.
Al profesor Elkin Florez por la guía que me dio durante la realización de este proyecto
A Cristhian Pabón por su apoyo y motivación.

TABLA DE CONTENIDO

1. NOMENCLATURA	10
2. INTRODUCCIÓN.....	11
3. OBJETIVOS	13
3.1 OBJETIVO GENERAL	13
3.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS.....	13
4. MARCO TEORICO.....	14
4.1 CONCEPTOS BÁSICOS DE UN SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO	14
4.1.1 refrigerantes.....	14
4.1.2 compresor.....	15
4.1.3 condensador.....	16
4.1.4 válvula de expansión	17
4.1.5 evaporador.....	17
4.2 SISTEMAS DE AIRE ACONDICIONADO	17
4.2.1 aire acondicionado de ventana.....	19
4.2.2 unidad tipo split.....	20
4.2.3 unidades compactas.....	21
4.3 CONFORT TÉRMICO.....	22
4.3.1 índices de comodidad.....	25
4.4 CARGA TÉRMICA	29
4.5 MÉTODOS DE CÁLCULO DE CARGA DE ENFRIAMIENTO.....	32
4.5.1 método de balance de calor (hb)	32
4.5.2 diferencia temperatura equivalente total y tiempo promedio (tetd/ta).....	32
4.5.3 método de la función de transferencia (tfm).....	32
4.5.4 diferencia de temperatura de la carga de enfriamiento (cltd)/factores de carga de enfriamiento (clf).....	33
4.5.4.1 propiedades de los materiales de construcción	33
4.5.4.2 paredes y techos.....	34
4.5.4.3 carga de refrigeración para ventanas.....	36
4.5.4.4 cargas internas.....	40
4.5.4.5 infiltración y ventilación	43
5. CÁLCULO DE CARGA TÉRMICA EN LA SEDE VILLA DEL ROSARIO.....	45

5.1	ZONAS UTILIZADAS PARA EL CALCULO DE CARGA TERMICA.....	45
5.2	APLICACIÓN DEL METODO CLTD/SCL/CLF	46
6.	RESULTADOS DEL CALCULO DE CARGA TERMICA DE LOS ESPACIOS DE LA UNIVERSIDAD DE PAMPLONA.....	78
7.	CONCLUSIONES.....	82
8.	RECOMENDACIONES Y TRABAJOS FUTUROS	84
9.	REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS	85

LISTA DE TABLAS

Tabla 1. Índices PMV	25
Tabla 2. Valores de PMV según la temperatura operativa y la velocidad relativa del aire (m/s) .	26
Tabla 3. Categoría según el ambiente térmico.....	27
Tabla 4. Criterios de diseño para diferentes espacios.....	28
Tabla 5. Factores de corrección para azimut solar.....	39
Tabla 6. Factores de diversidad típicos para la iluminación en grandes edificios	41
Tabla 7. Resultados carga térmica en la Universidad de Pamplona	81
Tabla 8. Porcentaje de carga de refrigeración por elemento.....	¡Error! Marcador no definido.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1. Diagrama de funcionamiento de un aire acondicionado.....	18
Figura 2. Detalle interior del aire acondicionado tipo ventana	20
Figura 3. Aire acondicionado tipo Split	21
Figura 4. Unidad compacta.....	22
Figura 5. Rango aceptable de temperatura y humedad operativo	24
Figura 6. Porcentaje insatisfacción con el confort térmico general a diversas temperaturas y humedades relativas.....	24
Figura 7. PPD en función del PMV	27
Figura 8. Comparación entre cargas externas e internas con las cargas latentes y sensibles.....	30
Figura 9. Relación entre ganancia de calor y carga de enfriamiento	31
Figura 10. Energía del techo	34
Figura 11. Proyecciones y ángulos de perfil para el sistema de fenestración.....	39
Figura 12. Plano sede Villa el Rosario.....	46
Figura 13. Temperatura del aire exterior	47
Figura 14. Humedad del aire exterior	48
Figura 15. Algoritmo del cálculo de la carga de refrigeración para paredes y techos	49
Figura 16. Algoritmo del cálculo de la carga de refrigeración para ventanas	50
Figura 17. Algoritmo del cálculo de la carga de refrigeración para luces	51
Figura 18. Algoritmo del cálculo de la carga de refrigeración para equipos.....	52
Figura 19. Algoritmo para cálculo de la carga de refrigeración para personas	53
Figura 20. Especificaciones del espacio	54
Figura 21. Menú selección de elementos.....	55
Figura 22. Área de cada pared (ft ²).....	55
Figura 23. Orientación de las paredes.....	56
Figura 24. Resistencia material de construcción en paredes.....	57
Figura 25. Resistencia del recubrimiento de la pared	57
Figura 26. Resistencia térmica del flujo de aire interior y exterior	57
Figura 27. Resistencia total y coeficiente global de transferencia de calor de la pared.....	58
Figura 28. Corrección de la dirección de cada pared.....	58

Figura 29. Descripción de la pared.....	59
Figura 30. Tipo de pared y CLTD correspondiente.....	59
Figura 31. Factor LM corregido	60
Figura 32. Ingreso de temperaturas de diseño	60
Figura 33. Ingreso del área del techo.....	61
Figura 34. Selección del techo y resistencia térmica.....	61
Figura 35. Resistencia térmica del aire interior y exterior del techo	62
Figura 36. Resistencia térmica y CLTD del techo.....	62
Figura 37. Corrección de LM y CLTD para el techo	63
Figura 38. Orientación de las ventanas.....	64
Figura 39. Dimensiones de las ventanas.....	64
Figura 40. Tipo de acristalamiento para ventanas	65
Figura 41. Tipo de ventana según su función	66
Figura 42. Tipo de marco para ventanas.....	66
Figura 43. Selección de color y grosor del acristalamiento.....	67
Figura 44. Factor SHGC, VT y proporción luz-calor.....	67
Figura 45. Salientes que proporcionan sombra	68
Figura 46. Ángulo de la proyección del saliente horizontal	68
Figura 47. Longitud de la sombra proyectada	69
Figura 48. Factor Carga de refrigeración Solar (SCL)	70
Figura 49. Especificaciones sobre la luminaria.....	70
Figura 50. Cálculo del factor de la carga de enfriamiento (CLF) para la luminaria.....	71
Figura 51. Carga de refrigeración a partir de la luminaria	72
Figura 52. Cantidad de personas y de equipos	73
Figura 53. Selección de equipos presentes en el espacio.....	73
Figura 54. Horas de funcionamiento de luces y equipos	74
Figura 55. Carga de Refrigeración sensible y latente para equipos	74
Figura 56. Actividad desarrollada por personas	75
Figura 57. Carga de refrigeración sensible producida por personas.....	75
Figura 58. Carga de refrigeración latente producida por personas.....	76
Figura 59. Infiltración y ventilación.....	77

1. NOMENCLATURA

ALT	Altitud
ASHRAE	American Society Of Heating Refrigerating And Air Conditioning Engineers
Ω	Angulo De Perfil Horizontal
AEV	Automatic Expansion Valve
γ	Azimut Solar
U	Coeficiente Global De Transferencia De Calor
CLF	Cooling Load Factor
CLTD	Cooling Load Temperature Difference
LM	Correcion Latitud
EAA	Equipo De Aire Acondicionado
CFC	Fluorocarbonos
HB	Heat Balance
HVAC & R	Heating, Ventilation, Air Conditioning And Refrigerating
HCFC	Hidroclorofluorocarbonos
PD	Percentage Of Dissatisfied
PMV	Predicted Mean Vote
PPD	Predicted Percentage Of Dissatisfied
RH	Relative Humidity
R	Resistencia
SHG	Sensible Heat Gain
SC	Shadow Coefficient
SCL	Solar Cooling Load
SHGC	SOLAR HEAT GAIN Coefficient
Tm	Temperatura Exterior
Td	Temperatura Interior
Tr	Temperatura Rango Medio Diario

2. INTRODUCCIÓN

La sede de Villa del Rosario de la Universidad de Pamplona cuenta con distintitos espacios dotados de equipos de aire acondicionado (EAA), los cuales son analizados para determinar si la capacidad de dichos equipos es la requerida por los espacios donde están instalados. El estudio es realizado con el fin de establecer un ambiente confortable a quienes desarrollan sus actividades académicas o laborales en estos espacios.

Para mantener las condiciones adecuadas de un ambiente se emplean sistemas HVAC (heating, ventilation and air conditioning), los cuales son sistemas de climatización y ventilación. La comodidad térmica involucra distintos elementos, entre ellos se encuentran principalmente la temperatura, la humedad, la pureza, calidad del aire. Según estas especificaciones y los requerimientos que se deseen cumplir se diseña el sistema de acondicionamiento de aire. También es importante tomar en cuenta otros objetivos como la disminución de costos de mantenimiento o de consumo energético, además de las limitaciones del entorno, tales como la capacidad requerida, el espacio disponible, la arquitectura del edificio. Normalmente la principal limitación es la carga de aire que debe ser acondicionado, al establecer el requisito de la capacidad, el tamaño del equipo puede ser determinado y las opciones de elección se reducen (ASHRAE, 2004a).

La carga térmica de refrigeración o enfriamiento, se define como la cantidad de calor que debe ser retirada del espacio para disminuir o mantener la temperatura deseada. En climatización, definir adecuadamente la carga de refrigeración de un equipo es esencial si se busca prolongar su vida útil y además reducir el consumo energético del equipo. El cálculo de la carga de enfriamiento se puede utilizar para cumplir con muchos objetivos, como proporcionar información sobre la ganancia de calor en el espacio acondicionado a través de la estructura del edificio. Esta carga varía en magnitud, a lo largo del día e incluso del año por lo que es necesario determinar que EAA se adapta mejor a las exigencias del espacio (Mirinejad, Welch, & Spicer, 2012).

En este estudio se obtuvo la carga de refrigeración por medio del método de la ASHRAE CLTD/CLF/SCL. En el proceso de cálculo de este método se involucran los mecanismos de transferencia de calor (conducción, convección y radiación). Así como la gran variedad de materiales empleados en la construcción de espacios con sus respectivas propiedades térmicas, además, toma en cuenta las relaciones geométricas de las edificaciones. Este método estudia cómo los elementos de un edificio varían su aporte de calor en el tiempo y la forma en que cada uno se comporta a la hora de aportar energía al espacio. Es decir, que estudia también el almacenamiento de calor en los componentes de la edificación que hacen que la transferencia de calor sea más transitoria que estacionaria (Valverde & Guerra, 2006). El método CLTD/CLF/SCL emplea factores de

carga de referencia, sin embargo, estas necesitan ser ajustadas según las temperaturas internas y externas, la latitud, y las particularidades que cada espacio pueda tener.

Los objetivos a cumplir son presentados con detalle en el Capítulo 3 de este libro. Para contextualizar los conceptos básicos de los EAA, en el Capítulo 4 se encuentra la información referente a su funcionamiento y los elementos que los componen. Seguidamente, en este mismo capítulo se encuentra información sobre los tipos de EAA comúnmente usado, pero que sobre todo son los más comunes en las instalaciones de la Universidad de Pamplona. A continuación, se definen las condiciones de confort térmico que sentaran las bases para el cálculo de la carga térmica en este trabajo. Por lo tanto, en el siguiente numeral (4.4 CARGA TÉRMICA) se definen los distintos métodos de carga térmica y se hace la elección de uno de ellos, el cual es explicado a lo largo de esa misma sección. Para ejemplificar el método seleccionado, en el Capítulo 5, se explica detenidamente el procedimiento realizado a partir de un código desarrollado en MatLab® y se muestran los resultados obtenidos para cada espacio. A partir de dichos resultados, se presentan las conclusiones del estudio en el capítulo 7.

3. OBJETIVOS

3.1 OBJETIVO GENERAL

Caracterizar el sistema de aire acondicionado de la Universidad de Pamplona a partir del cálculo de la carga térmica.

3.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Identificar la cantidad y tipo de aires acondicionados de la Universidad de Pamplona.
- Calcular carga térmica requerida en los espacios donde operan los aires acondicionados.
- Analizar la efectividad de los actuales equipos de aire acondicionado en función de la carga térmica requerida.
- Socializar los resultados del proyecto

4. MARCO TEÓRICO

4.1 CONCEPTOS BÁSICOS DE UN SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO

El acondicionamiento de aire es un proceso que combina distintas funciones simultáneamente. Primero absorbe el aire del espacio a refrigerar, lo refrigera (pasando por el evaporador) y lo impulsa (a través del ventilador) al espacio que lo requiere. Este sistema puede proporcionar refrigeración o calefacción, además, controla y mantiene la temperatura, la humedad y el movimiento del aire, la limpieza del aire, el nivel de sonido y la diferencia de presión en un espacio dentro de los límites predeterminados para la comodidad y la salud de los ocupantes. La combinación de procesos como la calefacción, ventilación, acondicionamiento de aire y refrigeración, los cuales se denotan con el término HVAC & R (por sus siglas en inglés), son equivalentes a la definición actual de aire acondicionado. (Wang, 2000).

Los equipos de aire acondicionado (EAA), emplean cuatro componentes principales: el compresor, condensador, el evaporador y la válvula de expansión que trabajan con un refrigerante. A continuación, se explica cada uno de ellos.

4.1.1 Refrigerantes. Los sistemas de acondicionamiento pueden ser cerrados (cíclicos) o abiertos. Los sistemas cerrados se emplean refrigerantes halogenados como CFC, HCFC, HFC. Los refrigerantes son los fluidos de transporte que conducen la energía calorífica desde el nivel a baja temperatura (evaporador) al nivel a alta temperatura (condensador), donde pueden ceder su calor (Vedavarz, Kumar, & Hussain, 2007). Los atributos del refrigerante que deben considerarse son: el punto de ebullición, el punto de condensación normal. Ambos deben encontrarse a temperaturas y presiones manejables seguras para reducir riesgos de entrada de aire al sistema, además, el punto crítico debe ser lo más alto posible para hacer más eficiente el proceso de evaporación. Entre las propiedades termodinámicas deseables se encuentran: presiones adecuadas de evaporación y saturación, alta temperatura crítica y baja temperatura de congelamiento. Alto calor latente de evaporación y alto calor específico de vapor, así como viscosidad y alta conductividad térmica. Sin embargo, es importante que sea económico, inerte químicamente para las condiciones en que opera y con los materiales del sistema de refrigeración. El refrigerante debe tener baja toxicidad, deber ser compatible y parcialmente miscible con el aceite usado en el sistema, además no debe atacar el medio ambiente ni actuar como catalizador que deteriore el equilibrio ecológico (Strock & Koral, 2005).

Existen distintos tipos de refrigerantes como se verá a continuación:

Los refrigerantes halógenos, llamados así por contener en su estructura molecular átomos de cloro, flúor o ambos. Este tipo sustituyó a los de amoniaco (NH_3), anhídrido carbónico (CO_2 , dióxido de azufre (SO_2), cloruro de metilo (ClCH_3), el dicloroetano ($\text{C}_2\text{H}_4\text{Cl}_2$), pues los halógenos cumplen con los requerimientos de temperaturas y presiones. Son químicamente estables, de baja toxicidad, fueron considerados ideales para refrigeración hasta que se comprobó que participan en la degradación del ozono atmosférico. Los refrigerantes basados en hidrocarburos halogenados se designan con una letra "R" seguida de tres números que indican: el número de átomos de carbono menos 1, el número de átomos de hidrogeno menos 1 y el número de átomos de flúor (Arora, 2012).

Los refrigerantes fluorocarbonos (CFC) o freones, no son tóxicos, ni irritantes o inflamables. Bajo condiciones normales no son corrosivos y son químicamente estables. En general, poseen buenas cualidades térmicas por lo que son muy estables, lo que los hace valiosos como refrigerantes pero su estabilidad también los hace peligrosos para la capa de ozono, pues no se pueden destruir en la troposfera (cerca al suelo), así que se difunden lentamente a la estratosfera donde son degradados por la radiación ultravioleta y la baja temperatura en átomos de cloro libres y diversos radicales (Stamper & Koral, 1979).

Los hidroclorofluorocarbonos (HCFC), son compuestos parcialmente halogenados, se comenzaron a fabricar en 1936 es utilizado en sustitución del amónico, especialmente en aire acondicionado y refrigeración comercial. Tienen un bajo impacto ambiental en comparación son los refrigerantes anteriores. En 1990 en la enmienda de Londres realizada al protocolo de Montreal, se propuso la reducción escalonada de HCFC hasta su desaparición en 2030 en países desarrollados (Stamper & Koral, 1979).

4.1.2 Compresor. El calor del refrigerante se elimina si se pone en contacto con el aire externo, dado que la temperatura del aire exterior debe ser menor que la del refrigerante cuando el compresor eleva su temperatura al comprimirlo. Por lo tanto, cuanto más caliente sea el aire exterior mayor debe ser la presión en el compresor (Wirz, 2008). Este elemento debe elevar la presión del refrigerante desde el evaporador al condensador para que el vapor pueda ser condensado a su temperatura de saturación (alta temperatura). Los compresores se clasifican en dos tipos: los de desplazamiento positivo y los dinámicos.

Según Arora, en su libro de refrigeración y aire acondicionado (Arora, 2012), los compresores de desplazamiento positivo son llamados así porque el fluido aspirado se descarga sin fugas hacia el lado de succión. Estos compresores normalmente tienen bajos caudales de volumen y grandes relaciones de presión. Al atrapar cierto volumen de

vapor (cerrando las válvulas de entrada y salida), el volumen disminuye y la presión aumenta, este vapor comprimido es empujado cuando se llega a la presión deseada. Estos tipos de compresores aspiran el vapor en una parte del ciclo, lo comprimen y luego lo descargan en pulsos y flujo no constante. De este tipo se pueden encontrar los compresores de pistón, de tornillo, de paletas, de lóbulos o émbolos rotativos, scroll o bomba de vacío.

En el compresor de tipo dinámico, la energía cinética es proporcionada al fluido por la rotación de aspas. Su principio se basa en la aceleración molecular, el aire es aspirado por el rodete y acelerado a gran velocidad para ser descargado en difusores situados en el rodete, donde toda la energía cinética se transforma en presión estática. Dentro de este tipo de compresores se pueden encontrar los compresores axiales y radiales (Bloch, 2000).

4.1.3 Condensador. Extrae energía del refrigerante de manera natural o artificial (forzada). Este elemento recibe el refrigerante en forma de gas y lo enfría pasándolo por una tubería hasta que logre condensarse. Para los condensadores enfriados por aire de forma natural, la temperatura del refrigerante en el condensador debe estar 15K por encima de la temperatura promedio del aire (Howell, Sauer, & Coad, 2005). Su función principal es rechazar el calor que haya agregado el evaporador, junto con el calor de compresión y el calor del motor recogido por el vapor de aspiración en su camino a través del compresor. Por lo que se necesita que la superficie del condensador sea más efectiva que la del evaporador (Wirz, 2008).

El condensador consta de tres fases. La primera es la de des-sobrecalentamiento, aquí el gas que sale del compresor viene como vapor sobrecalentado, pues ha absorbido calor del motor además del calor que se le añade en el proceso de compresión. Por lo que en esta fase el vapor debe perder temperatura en la primera parte del serpentín antes de iniciar la condensación. La condensación es un proceso, no una acción instantánea. Esta inicia cuando se alcanza la temperatura de condensación, por lo que da inicio a la segunda fase, la cual tiene lugar en la mayor parte del serpentín. En esta fase el refrigerante se encuentra como líquido saturado a una temperatura que corresponde con la presión de condensación. Posteriormente, inicia la fase de subenfriamiento, donde se enfría el líquido saturado por debajo de la temperatura de condensación (Whitman C. & William R., 2000).

4.1.4 Válvula de expansión. Este dispositivo puede ser una válvula o un tubo de diámetro muy pequeño en relación con su longitud (capilar). Este elemento reduce el flujo del líquido refrigerante para producir una caída súbita de presión obligando a entrar en evaporación, con esta caída de presión viene una caída de temperatura también. A medida que la temperatura de saturación del refrigerante disminuye por debajo de la temperatura del espacio refrigerado, el aire caliente hace que el refrigerante del evaporador se convierta en vapor. El refrigerante en ebullición absorbe calor por lo tanto, se extrae calor del espacio refrigerado disminuyendo su temperatura (Howell et al., 2005).

La válvula proporciona refrigerante al evaporador en las mejores condiciones posibles para favorecer la absorción de calor. Idealmente, los evaporadores se deben llenar con gotas de refrigerante completamente vaporizadas antes de alcanzar la salida del evaporador. Sin embargo, las cargas de calor en el evaporador varían, por lo que el dispositivo de control puede estrangular o subalimentar al evaporador o en caso contrario puede inundar o sobrealimentar el evaporador (Indian Institute of Technology, 2008).

4.1.5 Evaporador. Suministra calor al vapor del refrigerante que se encuentra cambiando de líquido a gas, el calor suministrado proviene de medio que se desea refrigerar. El evaporador debe garantizar la evaporación total del refrigerante y producir un ligero sobrecalentamiento del gas, evitando que entre líquido al compresor porque puede producir fallas con el tiempo (Grimm, Rosaler, Gómez, & Azpitarte, 2006). Su función principal es absorber el calor del espacio refrigerado, pero como función secundaria tiene que eliminar o mantener la humedad adecuada en ese espacio.

El manual de refrigeración comercial (Wirz, 2008), explica como es el funcionamiento del evaporador después de que el dispositivo de control convierte el líquido de entrada en una densa nube de gotas líquidas y la presión del líquido disminuye a la presión de evaporación (o aspiración). Durante el proceso de evaporación, el refrigerante se mantiene a temperatura constante (temperatura de saturación) a lo largo del serpentín hasta que se evapora todo el líquido. Cuando el refrigerante está a punto de salir del evaporador, el vapor completamente saturado solo es capaz de absorber calor sensible. Por cada medio grado que el vapor de aspiración está por encima de su temperatura de saturación supone medio grado de sobrecalentamiento. Medir la cantidad de sobre calor permite determinar si todo el refrigerante se ha evaporado, con lo cual se puede definir la eficiencia con la que trabaja el serpentín.

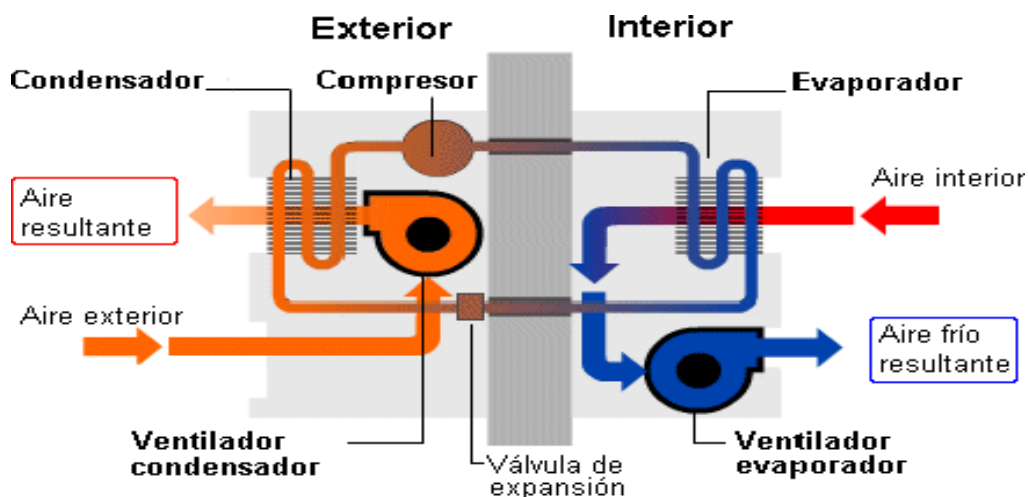
4.2 SISTEMAS DE AIRE ACONDICIONADO

Según el manual de buenas prácticas de Refrigeración de Jorge Puebla (Puebla, 2003), la diversidad de equipos empleados para refrigeración y acondicionamiento de aire es muy grande y cada sistema tiene características particulares. Actualmente, la

refrigeración mecánica se emplea en acondicionamiento de espacios para hacerlos confortables, así como la congelación, procesamiento, transporte y exhibición de productos perecederos. Por lo tanto, la refrigeración tiene cabida, tanto en la industria, como en el ámbito residencial, comercial, e incluso en el acondicionamiento de aire de confort automotriz o la criogenia. Esta última constituye un área altamente especializada para lograr temperaturas muy bajas, cercanas al cero absoluto (-273°C), cuando se trata de licuar gases como helio, hidrógeno, oxígeno, o en procesos de alta tecnología y energía atómica.

El ciclo de refrigeración inicia cuando el refrigerante en estado gaseoso entra al compresor con baja presión y temperatura media y sale con alta presión y alta temperatura. El refrigerante pasa luego al condensador, que contiene un serpentín y cuando ha recorrido al menos tres cuartas partes de éste empieza a condensarse con ayuda del ventilador que hace fluir el aire desde el exterior para extraer el calor del refrigerante. Cuando el refrigerante sale del condensador pasa a la válvula de expansión, esta disminuye abruptamente la presión y la temperatura. Posteriormente, pasa al evaporador, donde extrae la energía (calor) del aire a refrigerar, y en las tres cuartas partes del recorrido del evaporador alcanza su punto de saturación, por lo que el refrigerante pasa a su estado gaseoso nuevamente. Específicamente, en el evaporador el flujo de aire del espacio a refrigerar se hace circular gracias al ventilador o ventiladores a través del serpentín del evaporador. A la salida se tiene un gas de baja presión que inicia de nuevo el ciclo en el compresor. Sobre el funcionamiento del ciclo de refrigeración (ver Figura 1) se puede notar que el compresor y la válvula de expansión dividen el ciclo en alta y baja presión; mientras el condensador y evaporador lo separan en estado líquido y gaseoso (Cengel, Boles, & Buesa, 2006; Mcdowall, 2010)

Figura 1. Diagrama de funcionamiento de un aire acondicionado.



Fuente: (Colocho, et al., 2011)

El acondicionamiento de aire se cataloga en dos tipos (Strock & Koral, 2005): Uno el acondicionamiento centralizado y otro acondicionamiento a partir de equipos de aire acondicionado unitarios. Las instalaciones de aire acondicionado centralizado son empleadas en la refrigeración comercial e industrial, es decir que sus aplicaciones están dirigidas a la industria de alimentos perecederos que requieren refrigeración, su principal requisito es controlar la toxicidad e inflamabilidad de las sustancias empleadas. Los equipos unitarios están diseñados para controlar las condiciones de temperatura y humedad en ambientes individuales

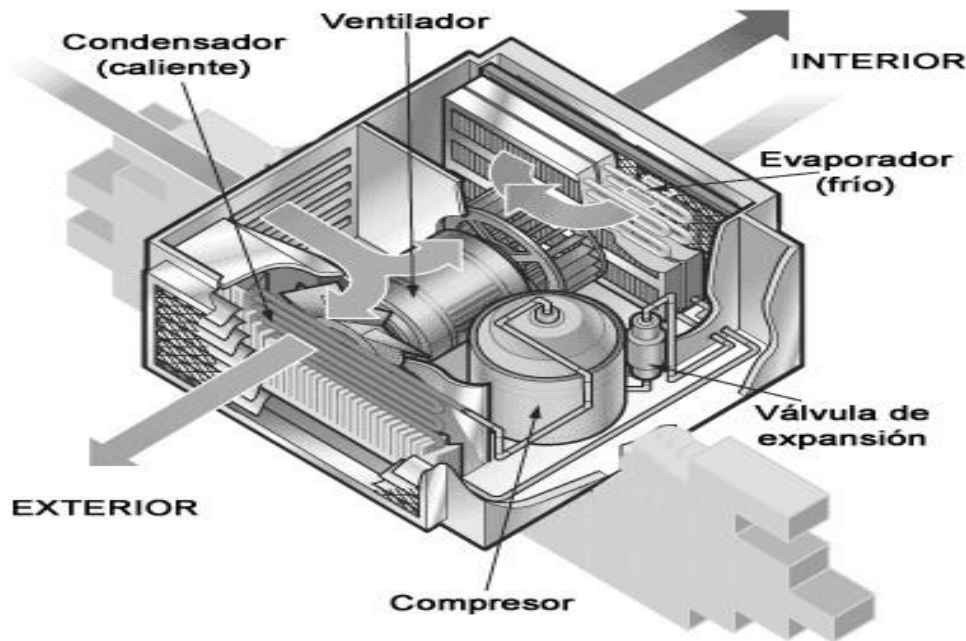
Los EAA se caracterizan comúnmente con la unidad de medida de energía Btu (British Thermal Unit) y se define como la cantidad de energía que se necesita para aumentar la temperatura de una libra de agua en un grado Fahrenheit. Sin embargo, en algunos países, especialmente Norte América, se emplea la Tonelada de Refrigeración (TRF) como unidad nominal para referirse a la capacidad del EAA. (Colocho et al., 2011).

A continuación, se describen los EAA comúnmente utilizados en la actualidad.

4.2.1 Aire acondicionado de ventana. Son de fácil mantenimiento y montaje, al ser livianos solo requieren una estructura ligera de apoyo y un tomacorriente con la tensión, frecuencia y capacidad de corriente requerida por el aparato. Debido a que su instalación es en el ambiente donde se encuentra el usuario se busca mantener al mínimo su nivel de ruido. La parte del equipo que va hacia exterior se ubica el compresor, que por lo general es rotativo, el condensador el filtro secador, el capilar o válvula de expansión automática (AEV, por sus siglas en inglés) y motor eléctrico con sus componentes de control. El motor eléctrico posee un eje en cada extremo, el cual debe mover el aspa de ventilación del condensador y compresor en la parte externa y la turbina de movimiento del aire a través del evaporador en el otro extremo (Grimm et al., 2006).

En la parte frontal del aparato se encuentra el evaporador, que aspira el aire ambiental de la habitación (Ver Figura 2). El aire que aspira la turbina es expulsado por unas aberturas que se encuentran sobre el evaporador para ser devuelto a la habitación. Cuando el aire pasa por el evaporador se condensa la humedad del aire, frente al evaporador se ubica un filtro de partículas sólidas para lograr la purificación del aire (Colocho et al., 2011). La capacidad de estos EAA está entre los 8000 y 24000 BTU, necesitan ser ubicados en una superficie que tenga una cara hacia el exterior y preferiblemente protegido de la luz solar. Su mantenimiento es sencillo, consiste en limpiar periódicamente el filtro de aire y la parte externa de manera superficial.

Figura 2. Detalle interior del aire acondicionado tipo ventana



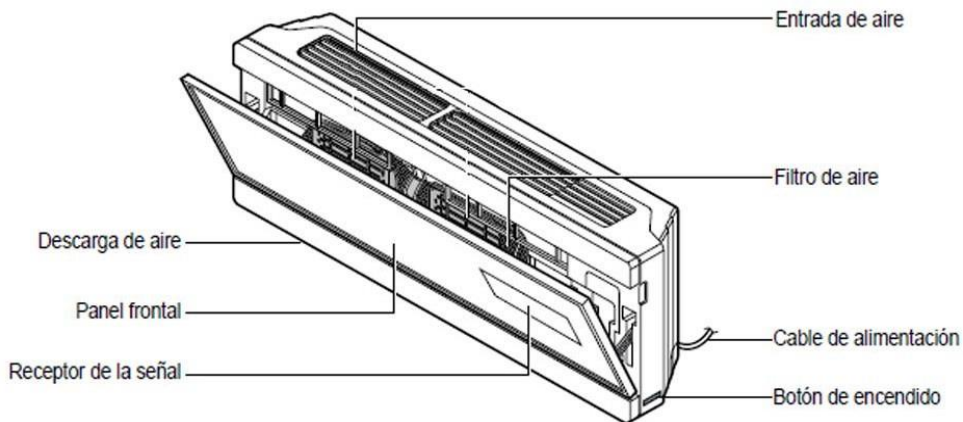
Fuente: (Colocho et al., 2011)

4.2.2 Unidad tipo Split. Por lo general, este tipo de unidad es más empleado que el tipo ventana a pesar de ser más costoso, debido a que su nivel de ruido es menor. De acuerdo con el catálogo (York®, 2017), se diferencia del tipo ventana porque la unidad condensadora, compuesta por un compresor (casi siempre rotativo), condensador de aire forzado y motor ventilador de condensación están situados fuera del espacio que se comunica con el interior por medio de líneas de refrigerante y conexiones eléctricas (ver Figura 3). La parte que va en el espacio a acondicionar es conocida como la unidad evaporadora y está compuesta por el evaporador, el ventilador, el filtro de aire y el sistema de control.

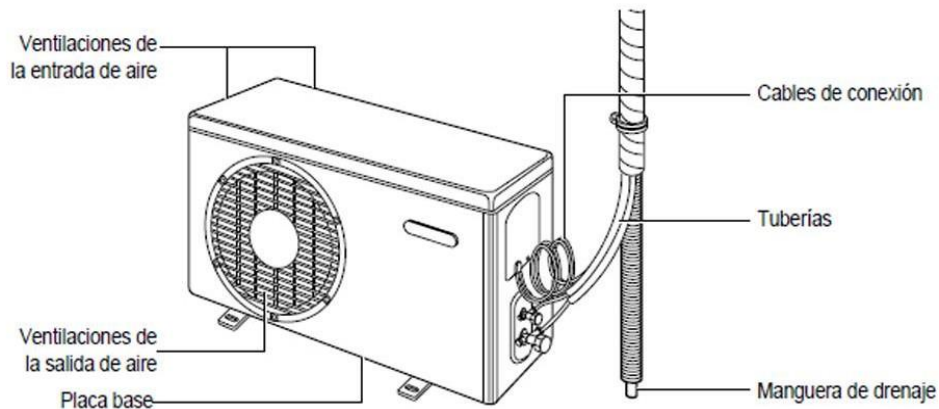
Su capacidad puede oscilar entre los 7000 y 24000 BTU, se pueden adaptar casi a cualquier espacio siempre que se pueda enlazar la unidad exterior a la interior; por lo que se requiere una perforación de la pared. El mantenimiento consiste en limpiar el serpentín y el filtro de aire de la evaporadora, al menos una vez al mes. La parte externa puede limpiarse superficialmente para evitar la acumulación de polvo. (Colocho et al., 2011).

Figura 3. Aire acondicionado tipo Split

Unidad interior



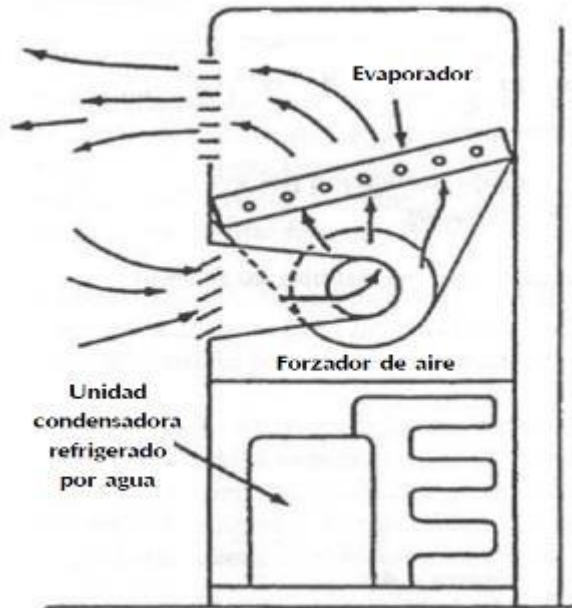
Unidad exterior



Fuente: (Colocho et al., 2011)

4.2.3 Unidades compactas. Al igual que el tipo ventana, todos los componentes se alojan en un mismo gabinete. El condensador puede ser enfriado por aire o agua, por lo que se necesita conexiones sin restricciones con el intercambiador de calor. Deben contar con una entrada de aire para renovación del aire del ambiente a acondicionar y un sistema de recolección y evacuación del agua condensada en el evaporador (ver Figura 4). Su uso es común en instalaciones con espacio limitado (Puebla, 2003).

Figura 4. Unidad compacta



Fuente: (Puebla, 2003)

4.3 CONFORT TÉRMICO

El confort térmico es, según la ASHRAE (American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers), aquella condición en que una persona expresa satisfacción con el ambiente térmico. Es decir que las condiciones climáticas son consideradas como aceptables y cómodas en el interior de los edificios. Ello implica una ausencia de cualquier sensación térmica incómoda (calor, frío o incomodidad a causa de la humedad) (Guzman & Ochoa, 2014).

El acondicionamiento del aire ya sea para calefacción o refrigeración busca mantener las condiciones que proporcionan comodidad térmica a los ocupantes del espacio dispuesto (Cengel, 2007). El confort humano depende de diversos factores, tales como los relacionados con el espacio o el propio individuo y el nivel de actividad realizada por él. El espacio, la temperatura, la humedad y la calidad del aire están controladas o influenciadas por el acondicionamiento del entorno. Sin embargo, factores como la iluminación, el flujo de personas no son definidos por el acondicionamiento del aire, pero su presencia y sus actividades influyen en el confort, lo que complica el proceso de escoger una temperatura de diseño adecuada.(Mcdowall, 2010)

La humedad relativa (RH) es otro factor importante en el acondicionamiento del aire, según el manual de la ASHRAE aún no se ha logrado establecer un referente entre la comodidad humana y la humedad relativa. Sin embargo, se ha encontrado que cuando

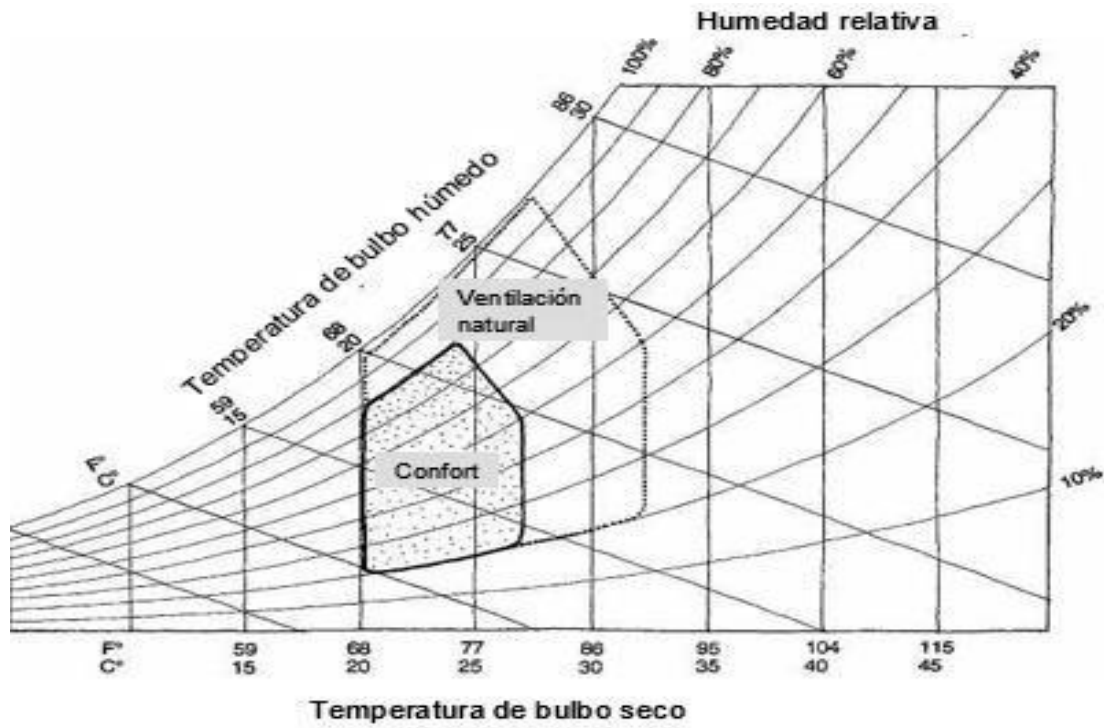
la humedad relativa está en el rango medio se logra reducir las enfermedades respiratorias (ASHRAE, 2004a). El nivel deseable de humedad relativa apropiada se encuentra entre el 30% y 70%, siendo el de 50% el más favorable, pues la mayoría de las personas no sienten incomodidad térmica en estas condiciones.(Cengel, 2007).

Para valorar un ambiente térmico según la respuesta humana existen dos indicativos: el PMV (del inglés Predicted Mean Vote) y el índice PPD (del inglés Predicted Percentage of Dissatisfied). El índice PMV estima la sensación térmica percibida por la persona, mientras que el PPD proporciona información sobre el grado de incomodidad. La norma española UNE-EN-ISO 7730 del año 2006 establece tres clases o categorías de calidad basadas en el equilibrio entre las posibilidades económicas y tecnológicas y el menor número de personas insatisfechas usuarias de dichos ambientes, durante la fase de diseño se escoge una categoría, sin embargo, una valoración posterior comprobará si los requisitos establecidos se mantienen en el tiempo.(Hernández Calleja, 2007)

La norma ANSI/ASHRAE Standard 55-2004 de condiciones ambientales térmicas para la ocupación humana especifica las condiciones del entorno interior térmico en que la mayoría de los ocupantes se sienten a gusto. En este caso, la mayoría la define el 90% de aceptabilidad, sin embargo, la ASHRAE trabaja con un rango estándar basándose en el 10% del criterio de insatisfacción (ASHRAE, 2004b). El grado de incomodidad que producen estas situaciones se expresa como porcentaje de insatisfechos (PD, del inglés Percentage of Dissatisfied). El PD en interiores se encuentra al realizar variaciones en la zona de confort determinada por la temperatura y humedad como se observa en la carta psicrométrica de la Figura 5.

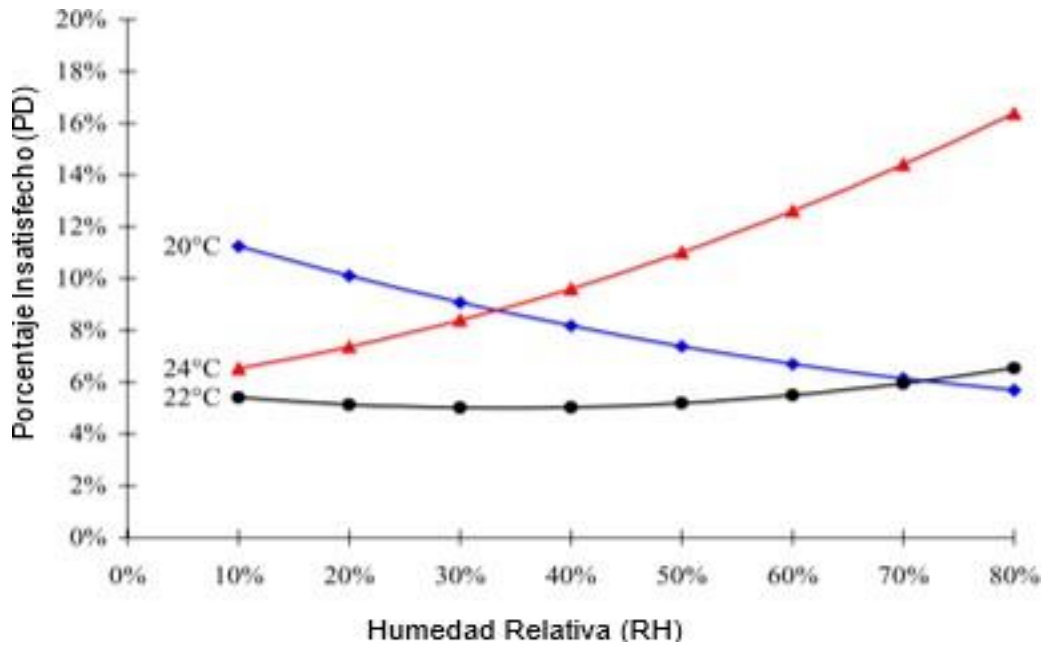
Además, (Simonson, et al., 2001) en su trabajo sobre el mejoramiento de la climatización en interiores afirman, que la humedad es poco importante cuando la temperatura en el interior es de 22°C, en este caso el porcentaje de insatisfacción es casi independiente de la humedad. Sin embargo, cuando la temperatura decrece a 20°C el PD disminuye con el aumento de la humedad, pero si se aumenta la temperatura a 24°C, el PD incrementa junto con la humedad (ver Figura 6). En general, se puede concluir que sobre los 24°C y 50% RH y bajo los 20°C y 20% RH, el PD excede el 10% del criterio de insatisfacción térmica. Es decir, siempre que se escoja una temperatura donde se garantice el bienestar la influencia de la humedad en la sensación térmica es escasa, por lo tanto, para tener un valor de referencia se fija en 50%. (Pérez de Ciriza, 2006)

Figura 5. Rango aceptable de temperatura y humedad operativo



Fuente: (ASHRAE, 2004b)

Figura 6. Porcentaje insatisfacción con el confort térmico general a diversas temperaturas y humedades relativas.



Fuente: (Simonson et al., 2001)

4.3.1 Índices de comodidad. Cualquier actividad realizada por el cuerpo humano requiere energía, parte de ella se transforma en calor, este calor ayuda a conservar la temperatura corporal en 37°C (98.6°F), gracias al elevado nivel de actividad química de las células (Cengel, 2007). En ambientes térmicos moderados, el trabajo de termorregulación es mínimo y es suficiente modificar la temperatura de la piel y la secreción del sudor para mantener el equilibrio térmico. (Alomá & Malaver, 2007)

Cuando las condiciones ambientales garantizan la comodidad térmica, se minimiza el esfuerzo que realiza el sistema de acondicionamiento de aire. Para una persona en reposo vestida con pantalones y camisa, la comodidad térmica se experimenta a 24°C sin flujo de aire; esta zona de confort se extiende 3° grados por encima y por debajo (Howell et al., 2005). Existen dos unidades que se utilizan para referirse a la comodidad térmica de la persona, conocidas como clo y met. El clo se refiere a la vestimenta, específicamente a su valor aislante que cuando incrementa, la temperatura del ambiente debe bajar para mantener el nivel de comodidad. El vestuario de invierno para interiores tiene un valor de 1 clo; mientras que la ropa ligera de verano tiene un valor de 0,5 clo. El met es la unidad de actividad metabólica que produce calor, el metabolismo se refiere a la transformación de los alimentos en energía. En nutrición, la energía producida en el metabolismo se expresa en términos de calorías (cal), donde 1Kcal equivale a 4.1868KJ o 4.2 met. Una persona adulta de contextura media en reposo produce aproximadamente 1 met, si se encuentra realizando trabajo de oficina produce de 1 a 1,3 met. (Mcdowall, 2010)

El índice PMV predice la respuesta media de un grupo de personas según la escala mostrada en a Tabla 1 y propuesta por la ASHRAE, allí se refleja el valor medio de los votos emitidos por un grupo numeroso de personas respecto de una escala psicofísica de siete niveles al ser sometidos a diferentes ambientes térmicos:

Tabla 1. Índices PMV

+3	Muy caluroso
+2	Caluroso
+1	Ligeramente caluroso
0	Neutral
-1	Ligeramente frío
-2	Frío
-3	Muy frío

Fuente: (Howell et al., 2005)

En la Tabla 2 se muestra, para la estación de verano que es la que se asemeja a las condiciones donde se desarrolló el trabajo, los valores correspondientes a una actividad ligera como permanecer sentado o escribir, para la indumentaria típica usada en clima cálido (clo=0.5) para diferentes valores de temperatura operativa y velocidad del aire en (m/s).

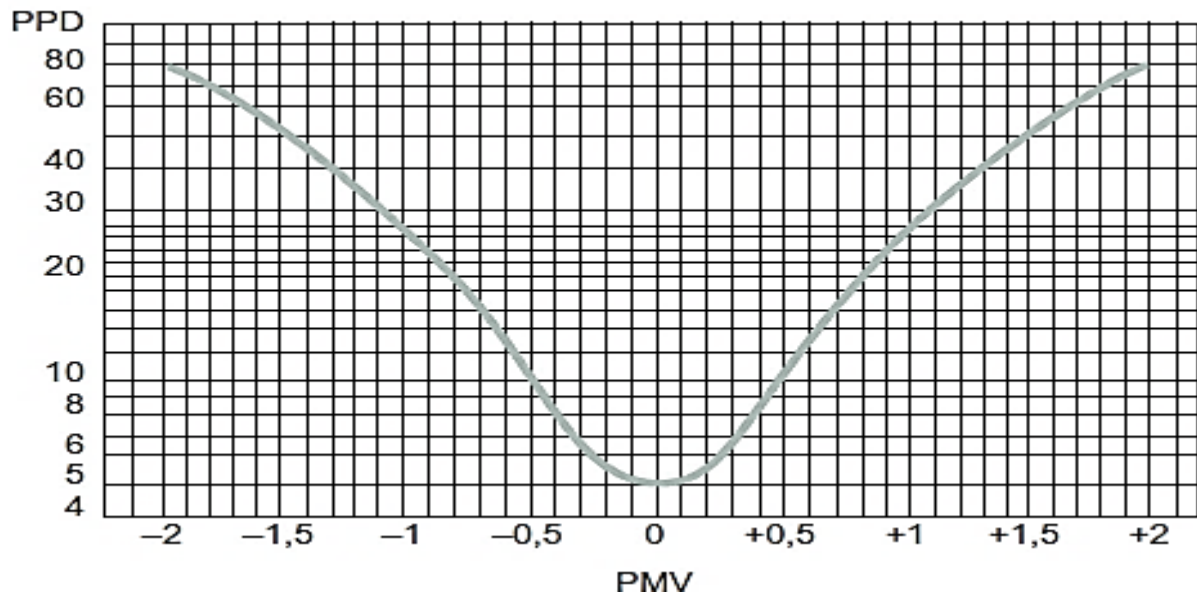
Tabla 2. Valores de PMV según la temperatura operativa y la velocidad relativa del aire (m/s)

Vestimenta Clo	Temperatura operativa °C	Velocidad relativa del aire m/s							
		<0,10	0.10	0.15	0.20	0.30	0.40	0.50	1.00
0.5	18	-2.01	-2.01	-2.17	-2.38	-2.70			
	20	-1.41	-1.41	-1.58	-1.76	-2.04	-2.25	-2.42	
	22	-0.79	-0.79	-0.97	-1.13	-1.36	-1.54	-1.69	-2.17
	24	-0.17	-0.20	-0.36	-0.48	-0.68	-0.83	-0.95	-1.35
	26	0.44	0.39	0.26	0.16	-0.01	-0.11	-0.21	-0.52
	28	1.05	0.98	0.88	0.81	0.70	0.61	0.54	-0.31
	30	1.64	1.57	1.51	1.46	1.39	1.33	1.29	1.14

Fuente: (Hernández Calleja, 2007)

Por otro lado, el PPD, permite predecir de forma cuantitativa el porcentaje de insatisfechos. En la Figura 7. PPD en función del PMV se muestra la gráfica que relaciona los índices PMV y PPD los cuales expresan la sensación térmica y el grado de insatisfacción para el conjunto del cuerpo. En esta gráfica se puede ver que incluso cuando el índice PMV es 0, es decir una sensación térmica neutra, habría un 5% de personas que sienten incomodidad (PPD=5%).(Pérez de Ciriza, 2006)

Figura 7. PPD en función del PMV



Fuente: (Pérez de Ciriza, 2006)

Según el Instituto Nacional de Seguridad e Higiene en el Trabajo (Hernández Calleja, 2007), los índices PMV, PMV y PD permiten establecer diferentes rangos de parámetros ambientales que faciliten el diseño y la evaluación del bienestar térmico. En la tabla se muestran 3 categorías de calidad del ambiente térmico correspondientes a los índices PMV y PPD relativos a la sensación térmica del conjunto del cuerpo y el grado de insatisfacción que la situación térmica provocaría en los ocupantes. Por medio de esta tabla se puede escoger la categoría según el PPD bajo el cual se quiere mantener la condición de diseño

Tabla 3. Categoría según el ambiente térmico

CATEGORÍA	ESTADO TÉRMICO DEL CUERPO EN SU CONJUNTO	
	PMV	PPD (%)
A	-0,2 < PMV < +0,2	< 6
B	-0,5 < PMV < +0,5	< 10
C	-0,7 < PMV < +0,7	< 15

Fuente: (Hernández Calleja, 2007)

La norma española UNE-EN-ISO 7730 para determinar el bienestar térmico mediante el cálculo de los índices PMV y PPD, recomienda que el valor de PMV se encuentre entre el -0.5 y 0.5 ó PPD menor a 10%, para proporcionar bienestar térmico global al 90% de los ocupantes, lo que quiere decir que un ambiente se considera cómodo sí sólo el 10% de las personas que lo ocupan no están satisfechas (Godoy Muñoz, 2012). En esta norma se establecen los criterios de diseño para cada categoría, basándose en que las actividades desarrolladas en el espacio acondicionado corresponden a una actividad sedentaria teniendo una indumentaria de 0.5. En la Tabla 4 se indican los criterios de diseño para algunos espacios según las condiciones descritas anteriormente.

Tabla 4. Criterios de diseño para diferentes espacios

Tipo de edificio/espacio	Actividad metabólica W/m ²	Categoría de calidad	Temperatura operativa °C	Máxima velocidad media del aire m/s
Despacho individual Oficina	70 (1,2 met)	A	24,5±1,0	0,12
Sala de conferencias Sala de actos Cafetería/restaurante		B	24,5±1,5	0,19
Aula		C	24,5±2,5	0,24

Fuente: (Godoy Muñoz, 2012)

El cuerpo humano puede transferir calor por medio de la convección y la evaporación. Estas son similares en magnitud en la mayoría de los casos, aunque cuando se varían las condiciones de humedad y temperatura cambian para adaptarse al entorno. Tanto la convección como la evaporación dependen del mismo fenómeno: el movimiento de aire sobre la superficie de la piel (Zhang, De Dear, & Candido, 2016). La evaporación se basa en dos fuerzas: una es la diferencia entre la presión parcial del vapor de agua a la temperatura de la piel y la presión parcial del vapor de agua a la temperatura del punto de rocío en la habitación; la otra es la velocidad del aire que está rodeando al individuo. En el caso de que no haya velocidad del aire, el cuerpo humano no puede liberar humedad con facilidad. Además, si la habitación es muy húmeda también se afecta el mecanismo humano para evaporar agua, por lo que hay menor transferencia de calor por evaporación. Del mismo modo, la convección es impulsada por la diferencia entre la temperatura de la piel y la temperatura del espacio. A medida que la temperatura del espacio aumenta, la transferencia de calor entre el cuerpo humano y el ambiente disminuye. Cuando la temperatura del espacio disminuye, la transferencia de calor aumenta (Kuchen, Fisch, Gonzalo, & Nozica, 2009). Por lo tanto, es importante concluir que mantener la temperatura del ambiente lo más constante posible es lo más recomendable para evitar que el cuerpo humano tenga que adaptarse a cambios repentinos.

4.4 CARGA TÉRMICA

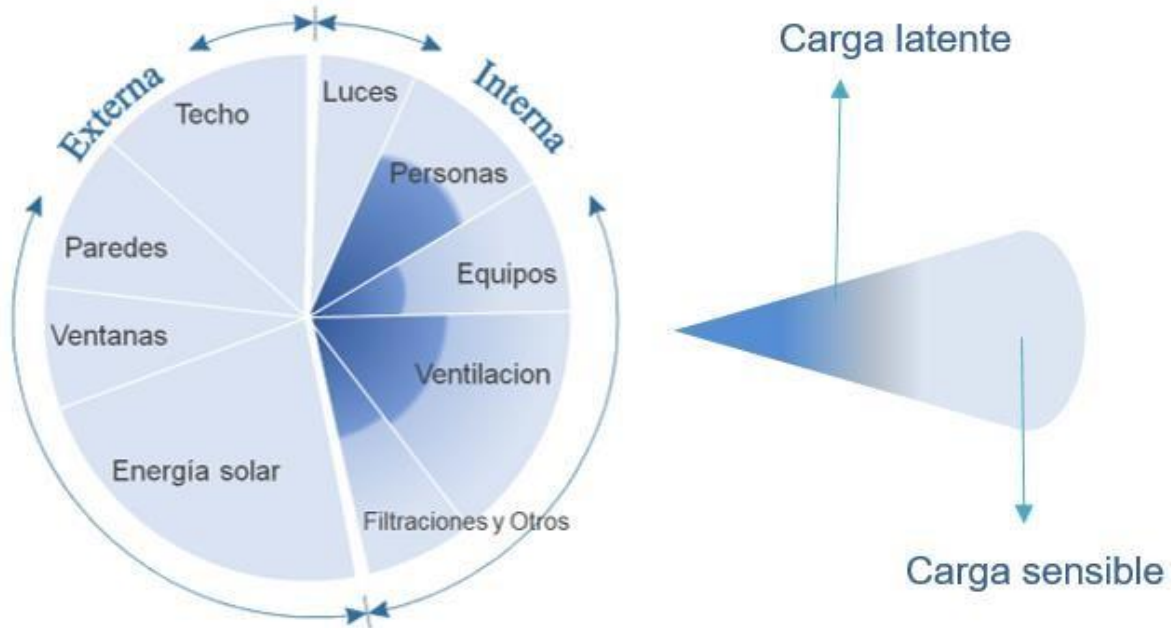
Cuando la energía solar golpea las paredes y el techo del edificio, esta energía es absorbida o reflejada por las superficies exteriores del edificio. Esta absorción contribuye a que aumente la temperatura de la superficie exterior y parte de ella se transfiere por convección al ambiente exterior. El aumento de temperatura en la superficie externa del edificio aumenta la transferencia de calor conductivo en las paredes del edificio. La fracción de energía solar que ingresa al espacio estudiado depende de las ventanas, la dirección hacia la que se orientan, si se utilizan cortinas u otros dispositivos que proporcionen sombra. Antes de realizar el cálculo de la carga de enfriamiento se debe tomar en consideración el calor que aportan los elementos involucrados en el espacio a refrigerar. Por último, se considera la tasa de ocupación humana, las personas aportan energía sensible y latente (humedad) al espacio. Además, si existen fuentes que permitan la ventilación con aire exterior, la energía que se debe eliminar de este aire cuando entra al edificio representa una parte importante de la carga de enfriamiento total (Nguyen, Nguyen, & Le, 2015)

El calor sensible es la energía calorífica asociada con el cambio en la temperatura del aire entre dos puntos de estado, se conoce como calor sensible, porque modifica la temperatura del sistema. La ganancia de calor sensible es energía añadida al espacio por conducción, convección y radiación. El calor latente es la energía calorífica asociada con el cambio de estado de una sustancia. Cuando se habla de ganancia de calor latente, se refiere a la energía que se añade al espacio cuando la humedad se agrega por medio del vapor emitido por los ocupantes, o por un proceso o es producto de infiltraciones de aire (Bhatia, 2009).

En el cálculo de la carga de enfriamiento se consideran los distintos aspectos (estructurales, ambientales y ocupacionales) por separado y se van añadiendo uno a uno. Esto debido a que se usan distintos principios y ecuaciones para calcular la transferencia de energía. Una manera de comprender como funciona la transferencia de calor puede ser observando la dirección; es decir si la ganancia de calor proviene de fuentes externas o internas. Otra forma de diseccionar el problema es considerar las cargas sensibles y latentes.(Murray, 2000)

En la Figura 8 se puede apreciar la comparación entre cargas externas e internas con las cargas latentes y sensibles.

Figura 8. Comparación entre cargas externas e internas con las cargas latentes y sensibles.



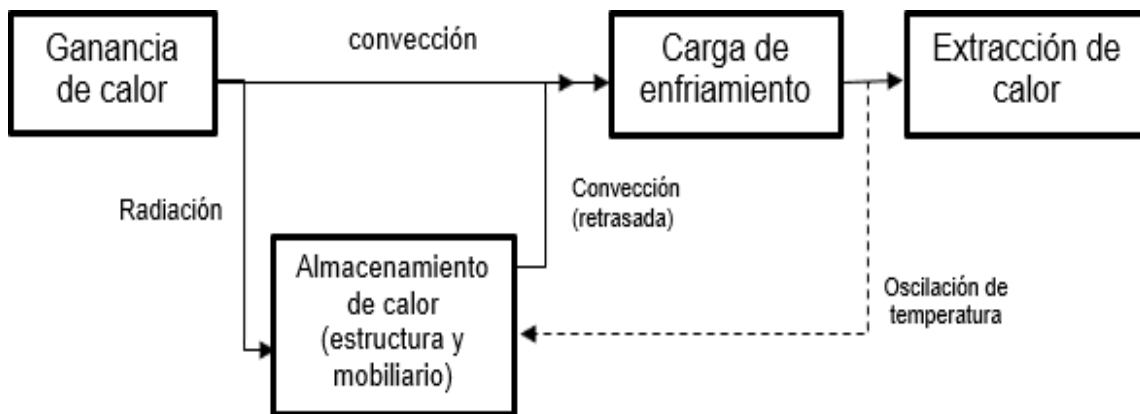
Fuente: (Rasmussen, 2003)

La determinación de la carga térmica es necesaria para evaluar las necesidades de refrigeración en el local a climatizar, así como la selección del EAA adecuado. Se conoce como ganancia de calor a la cantidad de calor que recibe el espacio a acondicionar, y la carga real o efectiva viene siendo la cantidad instantánea de calor eliminada por el EAA. La ganancia de calor y la carga real rara vez coinciden en su valor y esto depende de la capacidad de almacenar calor que tenga la estructura del edificio, con el tiempo se han realizado estudios para disminuir esta y otras diferencias (Nuno, et al., 2006). Es así como primeros métodos de cálculo de carga no consideraban los costos de operación de los EAA. Al aparecer incrementos en el costo de la energía, las preocupaciones por el medio ambiente y la escasez de recursos se requirió refinar el método de cálculo de la carga.

El cálculo de la carga de aire acondicionado es la base con la que se diseña un sistema de aire acondicionado. Según las propiedades térmicas del edificio se estiman las cargas de enfriamiento, calor latente y sensible para determinar el flujo de diseño y la capacidad del sistema de aire acondicionado. Para la carga de enfriamiento se debe considerar el efecto de transferencia de calor, la radiación solar y el almacenamiento de calor por lo que ese tipo de carga es más compleja de calcular que la carga de calefacción. Para comprender el principio básico del cálculo de la carga de refrigeración se debe distinguir la diferencia entre ganancia de calor y carga de refrigeración (Hui & K.P., 2013). Como se muestra en la Figura 9, la ganancia de calor no se convierte inmediatamente en carga de enfriamiento, la energía de radiación es absorbida por las superficies (paredes, pisos, techos e incluso objetos). Cuando los objetos y las superficies se calientan más que el

aire del espacio, parte de su calor es transferido al aire por convección. El incremento conjunto de la temperatura de los objetos y superficies representa la capacidad de almacenamiento de calor, la cual establece la tasa de radiación que relaciona la ganancia de calor con la carga de enfriamiento espacial (Joudi & Al-Badree, 2005).

Figura 9. Relación entre ganancia de calor y carga de enfriamiento



Fuente: (Hui & K.P., 2013)

Existen distintos métodos que permiten calcular la carga térmica para determinar la capacidad del EAA. El cálculo varía según la cantidad de ventanas y su orientación, la cantidad de personas en el espacio, los materiales de construcción y los equipos que generan calor dentro del espacio (Rasmussen, 2003). Actualmente los métodos son más precisos, lo que resulta en un sistema más eficiente y económico. Este desarrollo de un método más exacto comenzó por evaluar los diferenciales de temperatura para las superficies exteriores y su orientación con respecto al sol. Posteriormente también fue necesario evaluar la ganancia de calor por radiación y más tarde también se evaluó la ganancia por convección en el aire interior tomando en consideración cada aspecto que se encuentra dentro del área refrigerada como objetos, máquinas, el tiempo que operan estas máquinas o personas y las actividades que realizan. (Grimm, et al., 2006)

Debido al almacenamiento de energía de radiación en las estructuras del edificio la ganancia de calor sensible instantánea de un espacio es mayor que la carga de enfriamiento instantáneo. Sin embargo, cuando se mantiene constante la humedad relativa se puede decir que la ganancia de calor latente del espacio será la misma que la carga de enfriamiento latente (Wang, 2000)

4.5 MÉTODOS DE CÁLCULO DE CARGA DE ENFRIAMIENTO

Existen cuatro métodos principales para el cálculo de la carga de enfriamiento, se explican a continuación con sus fortalezas y problemas.

4.5.1 Método de balance de calor (HB). Es confiable para la estimación de cargas de enfriamiento, resuelve el primer principio de la termodinámica. Para su desarrollo no toma parámetros arbitrariamente. (Rodríguez, et al., 2008) Por lo tanto, requiere mucha experiencia por parte del diseñador ya que es un método que no es sencillo y además requiere programas de cómputo especializado. Es recomendado por la ASHRAE para edificaciones no habitacionales. (Martin Dominguez & Alarcón Herrera, 2004). HB está basado en la estimación de la carga de enfriamiento a partir de cálculos de balance de calor por conducción, convectivos y radiantes de superficie a superficie, para cada una de las superficies de los locales y un balance de calor convectivo para el aire del local.

4.5.2 Diferencial de la temperatura equivalente total y tiempo promedio (TETD/TA). Este método fue introducido en el manual de la AHSRAE en 1967. Requiere de dos procedimientos, primero calcula las ganancias de calor de todas las fuentes para obtener la ganancia instantánea total de calor en el espacio. Luego se convierte en carga de refrigeración del espacio por medio de factores de ponderación, que tienen en cuenta la influencia del almacenamiento térmico del edificio. Es un método muy acertado, pero requiere de experiencia y conocimientos avanzados de programación. El método de tiempo promedio ofrece al usuario experimentado la capacidad de analizar rápidamente los efectos de almacenamiento térmico, así como visualizar el efecto de sombreado externo sobre la carga de refrigeración. (Mcdowall, 2010)

4.5.3 Método de la función de transferencia (TFM). Se introdujo en el año 1972 en el manual de la AHSRAE, se aproxima mucho al enfoque de balance de calor reconocido como un concepto fundamental en el cálculo de las cargas de refrigeración. Al igual que el método anterior, ocurre en dos pasos. La ganancia de calor y luego el cálculo de la carga de enfriamiento. Sin embargo, no solo determina la carga de enfriamiento, también evalúa la velocidad a la que se elimina calor y la temperatura del espacio según el EAA que se use. Algunas veces, los coeficientes de la función de transferencia también se desarrollaron a través de pruebas y experimentos. El TFM es el método de cálculo de carga asistido por computadora más ampliamente adoptado en las firmas de consultoría de HVAC & R. Al permitir que la temperatura del espacio varíe, el diseñador puede evaluar los efectos de diferentes programas operativos y puede diseñar en función de la zona de confort y el EAA. Evidentemente, toda esta precisión y flexibilidad es consecuencia de la complejidad del modelo. Las relaciones matemáticas empleadas en los códigos de programación van más allá de la experiencia de la mayoría de los diseñadores novatos (Vedavarz et al., 2007)

4.5.4 Diferencia de temperatura de la carga de enfriamiento (CLTD)/Factores de carga de enfriamiento (CLF). Fue presentado por primera vez en el manual ASHRAE en 1977. El CLTD se utiliza para calcular la carga de refrigeración sensible para la pared exterior y los techos. Y el CLF se utiliza para calcular las cargas de refrigeración internas sensibles. Este método puede emplear el CLTD o el CLF únicamente, o una combinación de ambos aplicado a cada componente del espacio refrigerado para obtener una mayor precisión. (Martin Dominguez & Alarcón Herrera, 2004). Con este procedimiento es posible estimar la carga hora a hora y sirve para evaluar la carga térmica de un local con mayor exactitud y al introducir el factor de carga de enfriamiento solar (SCL, por sus siglas en inglés) se obtiene la carga por radiación en vidrios (fenestración); que representa el producto de la ganancia de calor solar a la hora estudiada y la fracción del efecto de almacenamiento de calor debido a varios tipos de construcción de salas y revestimientos de pisos. Este método es aplicable para varios tipos de construcciones siempre que se tengan sus especificaciones. (Vallejo Coral, 2017)

4541 Propiedades de los materiales de construcción. Las propiedades térmicas de algunos materiales de construcción están dadas por el manual de la ASHRAE (ASHRAE, 2004a) mostradas en el anexo 1.1 (Ver archivo adjunto). Esta tabla muestra la descripción de distintos materiales empleados comúnmente en construcción, ya sea para aislamiento o como recubrimientos. Esta tabla es empleada para leer la resistencia térmica total (R), ya sea por pulgada o para el espesor dado en la lista. Esta resistencia debe ser tomada para cada uno de los componentes de la construcción (paredes, techos, piso) y la resistencia total es la suma de todos los valores de R para cada material dentro de la sección.

$$R_{total} = R_1 + R_2 + R_3 \dots \quad (1)$$

Bhatia explica como las superficies internas y externas de cada edificio ofrecerán una pequeña resistencia convectiva a la transferencia de calor desde el edificio, por lo que el coeficiente global de transferencia de calor (U) es determinado por el recíproco de R_{total} . (Bhatia, 2009)

$$U = 1/R_{total} \quad (2)$$

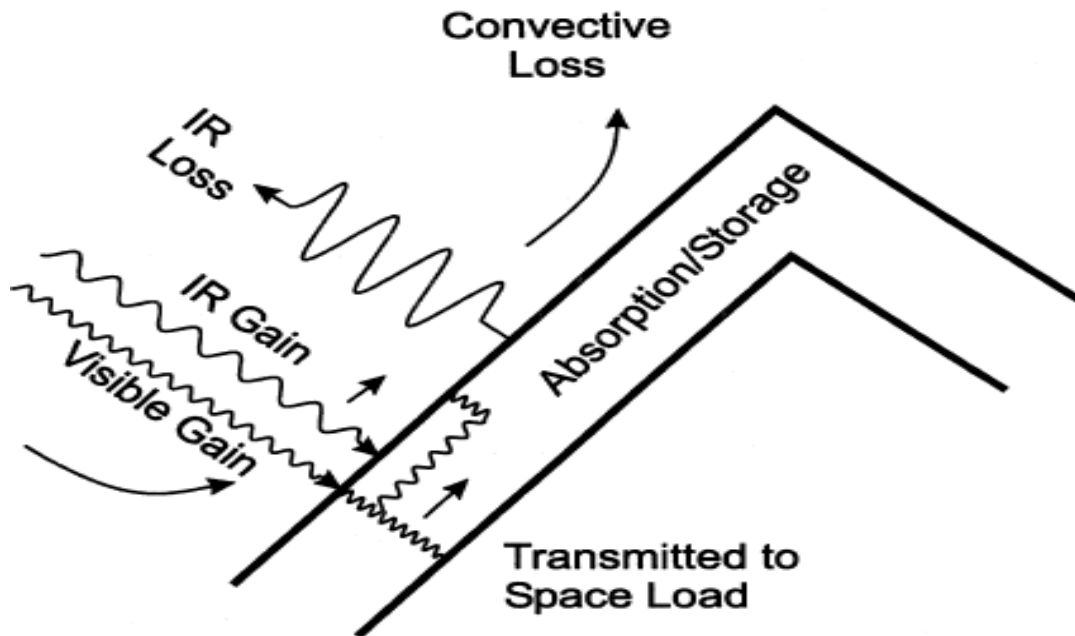
Este coeficiente U es el que se necesita para calcular la pérdida por calor:

$$Q = U \cdot A \cdot \Delta T \quad (3)$$

Cuando se calcula la carga de enfriamiento, la diferencia de temperatura se reemplaza por el factor CLTD.

4542 Paredes y techos. El proceso para determinar la temperatura del aire calentado por el sol es el concepto que se utilizó para el desarrollo del método CLTD/CLF. La película exterior experimenta la transferencia de calor por convección y la transferencia de calor radiante visible e infrarroja con el medio ambiente, como se muestra en la Figura 10. Esta temperatura sol-aire intenta capturar el efecto térmico de todas estas variables como un solo valor. El coeficiente de transferencia de calor por convección del aire permanece bastante constante en $h_o = 3.0 \text{ Btu/h} \cdot \text{ft}^2 \cdot ^\circ\text{F}$. La superficie externa intercambia radiación de onda larga con su entorno, debido a que la temperatura radiante del cielo es varios grados más fría que la temperatura del aire local las superficies horizontales, como los techos pierden unos $20 \text{ Btu/h} \cdot \text{ft}^2$, entonces la temperatura de la superficie del techo se puede ajustar 7°F más fría (Murray, 2000).

Figura 10. Energía del techo



Fuente: (Murray, 2000)

El análisis de las superficies verticales es más difícil, porque una pared está expuesta a superficies más cálidas, este modelo no realiza ninguna corrección de temperatura para la transferencia de calor radiante en las superficies verticales. La velocidad a la que es absorbida la energía solar es absorbida por la superficie externa depende principalmente del color de esa superficie. Las superficies de color claro (absortividad $\alpha \approx 0.45$) absorben

menos luz solar y permanecen más frías que las superficies más oscuras ($\alpha \approx 0.9$) (Vallejo Coral, 2017)

Determinados los anteriores factores, se procede a continuación, a la aplicar el método para los cálculos de la carga de refrigeración correspondientes a paredes, techos, ventanas y cargas internas provenientes del sistema de iluminación, las máquinas instaladas en el espacio, la cantidad de personas y el trabajo que realizan.

El CLTD para un techo depende de la ubicación de su estructura en relación con el aislamiento, la presencia o ausencia de un techo suspendido y el factor R total, así como los materiales empleados. En relación con estos parámetros, se usa la tabla presentada en el anexo 1.2 para traducir construcciones típicas de techos en un número de techos del 1 al 14. Este número de techo se usa para determinar el CLTD para cualquier hora del día utilizando la tabla del anexo 1.3 (Martin Dominguez & Alarcón Herrera, 2004). Hay dos ajustes que se pueden hacer si la temperatura interior (T_d) o la temperatura exterior promedio (T_m) varían de los valores asumidos de 78 °F y 85°F, respectivamente, entonces el CLTD se puede corregir utilizando la ecuación:

$$CLTD_{corr} = CLTD + (78^\circ F - T_d) + (T_m - 85^\circ F) \quad (4)$$

La temperatura exterior promedio (T_m) viene dada por:

$$T_m = T_{max,ext} - \frac{T_r}{2} \quad (5)$$

Donde, $T_{max,ext}$ representa la temperatura máxima externa y T_r representa el rango medio diario de temperatura. En el anexo 1.3 se muestran los valores de CLTD para el mes de julio a 40° de latitud norte. Esto se puede ajustar a otros meses y latitudes empleando la tabla del anexo 1.4. Por lo que la ecuación a utilizar sería:

$$CLTD_{corr} = (CLTD + LM)K + (78^\circ F - T_d) + (T_m - 85^\circ F) \quad (6)$$

Donde LM es el valor proporcionado por la tabla del anexo 1.4 y K además representa un factor de corrección o ajuste de color de la superficie, normalmente K es 0.65 para colores claros (blanco, celeste, marfil), 0.83 para colores medios (rojo, morado, café) y 1 para colores oscuros (Valverde & Guerra, 2006). Este es solo el primer paso en el proceso de cálculo de la carga de enfriamiento del espacio. Murray explica como para obtener la ganancia de calor a través del techo, debe multiplicarse este valor de CLTD por el valor

del coeficiente U para el techo y por el área calculada a partir de los planos del edificio o medida en el campo. (Murray, 2000)

El cálculo de CLTD es similar para las paredes, la resistencia de los materiales de construcción se encuentra también en el anexo 1.1. En el anexo 1.5, se presenta una tabla que corresponde a la distribución de los grupos de construcción para paredes. En este anexo se muestran variadas opciones de construcciones y a cada una se le asigna una letra según el grupo. Finalmente, el grupo de la pared (clasificado por letras), la dirección y la hora o las horas del día que se quieran leer son usadas para encontrar el CLTD en el anexo 1.6 (Murray, 2000). Nuevamente, este valor puede ajustarse para una temperatura exterior o interior diferentes y (con precaución) para latitud y época del año como en el caso de los techos. Para el caso de los pisos, generalmente no son tomados en cuenta, pues su contribución a la carga de enfriamiento es muy poca debido a que su temperatura promedio es muy cercana a la temperatura del aire en el espacio acondicionado.

4543 Carga de refrigeración para ventanas. Las ventanas con suficiente luz solar representan un atractivo estético para el ocupante, pero son un problema para el estudio de las cargas de refrigeración y el diseño de un sistema de acondicionamiento de aire, pues involucra muchas variables. La cantidad de luz varía a lo largo del día, y es afectada por factores impredecibles como la nubosidad. Sin embargo, hay formas de bloquear la entrada de luz como las salientes exteriores son las que se reduce la ganancia solar. (Wang, 2000)

La carga solar a través del vidrio tiene dos componentes: la conductividad y la transmisión solar.

La porción que es absorbida y conductora de la radiación a través de las ventanas se procesa como el techo y las paredes, donde se tabulan los valores de CLTD para el tipo de acristalamiento. La ecuación básica para calcular la ganancia de calor conductivo a través de la ventana es la misma, que para paredes y techos (ecuación 7), los valores del coeficiente U para ventanas están dados en la tabla del anexo 1.7, en esta tabla se presentan cuatro tipos de ventanas verticales y dos tipos de instalación inclinada. Debajo de cada tipo de ventana hay varios métodos de enmarcado, En general, se enumeran desde el coeficiente U más alto hasta el coeficiente U más bajo para cada tipo. El área utilizada en este cálculo incluye el área de la ventana y el marco. El CLTD para cada hora del día se encuentra en el anexo 1.8, al igual que en los procedimientos de paredes y techo, el CLTD se puede ajustar si la temperatura interior es diferente de 78 °F, o si la temperatura promedio diaria exterior no es igual a 85 ° F (Murray, 2000).

$$q_{cond} = U \cdot A \cdot CLTD \quad (7)$$

Para estimar las cargas de refrigeración debida a la ganancia de radiación solar (ecuación 8), a través de las ventanas se requieren tres valores: el área de la ventana, el coeficiente de sombreado (SC) y la carga de refrigeración solar (SCL, por sus siglas en inglés) en unidades de Btu/h·ft².

$$q_{rad} = A(SC)(SCL) \quad (8)$$

El término SC, se está reemplazando rápidamente en la industria de acristalamiento por el coeficiente de ganancia de calor solar (SHGC, por sus siglas en inglés). El SHGC es la fracción de la radiación solar total (visible más cercano al infrarrojo) que pasa a través del acristalamiento y se convierte en ganancia de calor (Valverde & Guerra, 2006). Debido a que el 87% de la radiación solar incidente pasa por el vidrio, el SC y el SHGC se relacionan por medio de la expresión:

$$SC = \frac{SHGC}{0.87} = 1.15 \cdot SHGC \quad (9)$$

Por lo que la ecuación 8, también puede expresarse como:

$$q_{rad} = A(1.15 \cdot SHGC)(SCL) \quad (10)$$

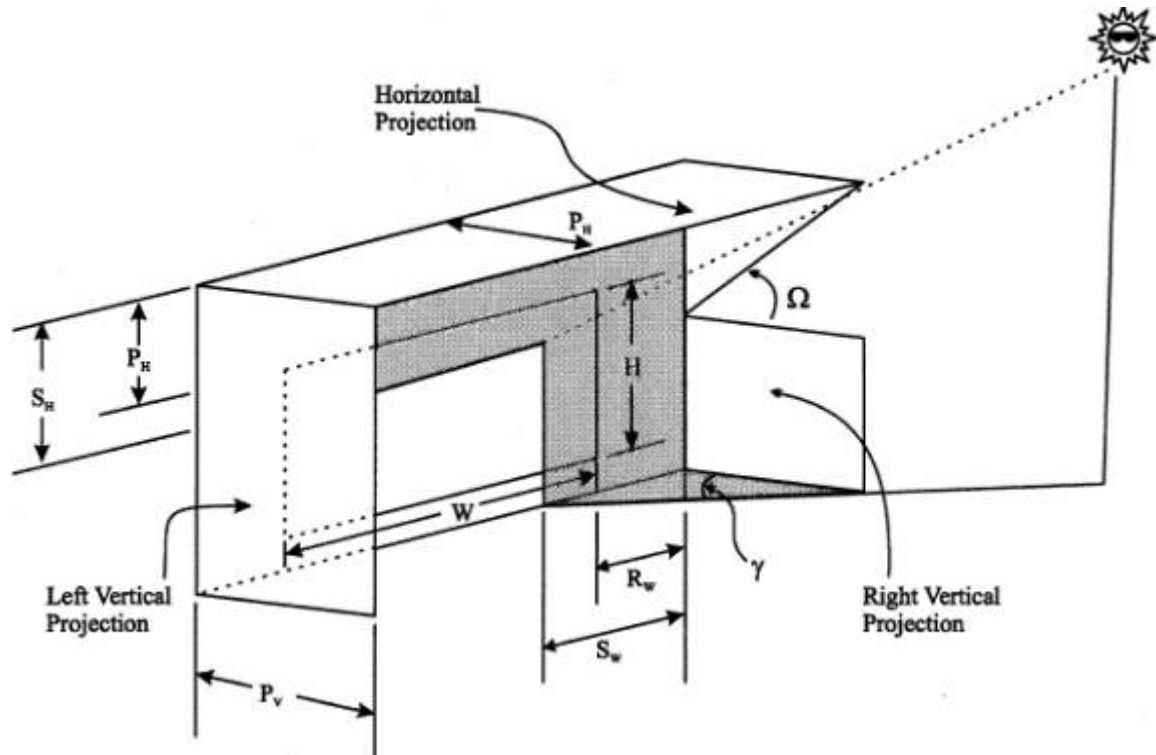
Los valores del SHGC muestran el anexo 1.9, según su color, el grado de inclinación de la ventana y el tipo de marco. En este anexo también se pueden leer la transmitancia visible (VT), que se refiere a la cantidad de luz visible que puede transmitir el cristal. Cuando lo que se busca es enfriar un espacio lo recomendable es maximizar VT y minimizar SHGC ya que la porción visible del espectro representa el 38% de la radiación solar. La mejor relación es 1/0.38 o 2.6, este límite se puede lograr con cristales espectralmente selectivos. Actualmente se pueden encontrar en el mercado vidrios con relación VT/SHGC mayores a 2.0. Pero generalmente en el diseño se buscan proporciones entre 1.0 y 1.3 para no incurrir en gastos excesivos. El resto de la energía radiante del sol está compuesta por 3% de radiación ultravioleta, pero debido a que la mayor parte es reflejada por el vidrio puede ignorarse en los cálculos. El 59% restante se encuentra en la parte infrarroja del espectro y esta parte es la que debe evitarse que ingrese al espacio pues puede aumentar los costos de refrigeración (Bansal, Chowdhury, & Gopal, 2008).

La onda larga infrarroja es emitida por objetos a temperatura ambiente. El vidrio es opaco a estas longitudes de onda, creando lo que comúnmente se conoce como el efecto invernadero. La radiación en estas longitudes de onda es absorbida por el vidrio, aumentando su temperatura en relación con el aire que lo rodea. Este vidrio caliente transfiere la energía de vuelta al interior y al exterior mediante una combinación de métodos convectivos y radiantes. La cantidad de energía radiante que se redirige puede reducirse mediante la aplicación de un recubrimiento químico que tenga una baja emisividad para la radiación infrarroja de onda larga (Vedavarz et al., 2007). Otra práctica común es teñir el vidrio de la ventana, si bien este proceso tiene poco efecto en el coeficiente U, disminuye la cantidad de energía radiante que pasa a través de la ventana al absorberla. Esta energía absorbida luego se transfiere por convección y radiación desde las superficies internas y externas. Si solo se tiñe el acristalamiento exterior de una ventana múltiple (doble o triple), la mayor parte de la energía absorbida se transfiere al exterior del edificio. Si se quiere disminuir la transferencia de calor por conducción en ventanas la mejor opción es utilizar acristalamientos múltiples que proporcionan espacios de aire, pero se incrementan los costos construcción (C. Rodríguez et al., 2008).

Para determinar SCL se emplean las tablas del anexo 1.10, donde se dan los tipos de zona (A, B, C o D) como funciones de los 14 parámetros de diseño que afectan la velocidad a la que la luz solar que atraviesa una ventana se convierte en energía sensible y para liberarla al aire. En función de la cantidad de paredes expuestas, el tipo de revestimiento del piso, el tipo de particiones internas y la presencia de sombra en el interior, se selecciona un tipo de zona de esta tabla.

Para cada tipo de ventana se define el SCL para las horas del día (ver anexo 1.11). En el manual de HVAC e instalación (Vedavarz et al., 2007), se explica cómo en estos casos la tabla está dada para 40°N de latitud en el mes de julio; por lo que se pueden hacer interpolaciones entre latitudes con cierta pérdida de precisión. En el caso de las ventanas que no reciben luz solar estas pueden tomarse como si estuvieran ubicadas al norte, debido a que no están expuestas directamente. La mejor manera de reducir la carga solar en la fenestración es interceptar la radiación directa del sol antes de que llegue al vidrio. Las ventanas que están totalmente sombreadas desde el exterior reducirán la ganancia de calor solar hasta en un 80%. Este sombreado puede ser provisto por voladizos, proyecciones arquitectónicas verticales y horizontales, toldos, persianas o pantallas. Para determinar la ubicación de la línea de sombra causada por la proyección externa se requieren cálculos de geometría tridimensional como se muestra en la Figura 11.

Figura 11. Proyecciones y ángulos de perfil para el sistema de fenestración



Fuente: (Murray, 2000)

El ángulo de perfil horizontal (Ω), mide qué tan lejos está el sol sobre el horizonte en ese momento, fecha y latitud. El azimut solar (γ), mide el ángulo horizontal concurrente al plano sol-tierra en relación con el sur. Cuando se tiene una ventana que no está ubicada al sur se agrega el valor de la tabla a continuación:

Tabla 5. Factores de corrección para azimut solar

Orientación	N	NE	E	SE	S	SW	W	NW
Azimut de superficie	180	-135	-90	-45	0.0	45	90	135

Fuente: (Murray, 2000)

Estos ángulos pueden calcularse para cualquier latitud, fecha y dirección. En el anexo 1.12, se muestra un conjunto de datos de muestra para 40° latitud norte. En este caso el ángulo de perfil horizontal es llamado altitud (ALT). En esta tabla debido a la simetría alrededor del mediodía solar y alrededor del equinoccio de primavera (21 de marzo) y el equinoccio de otoño (septiembre 21), las horas de la mañana tienen un valor positivo y las horas de la tarde tienen un valor negativo (Murray, 2000).

Para calcular la altura de la sombra que proporciona la saliente horizontal que se ubica sobre una ventana se tiene:

$$S_H = P_H \cdot \tan(\Omega) \quad (11)$$

Donde, P_H representa la profundidad de la proyección horizontal de la saliente sobre la ventana. Igualmente, para obtener el ancho de la sombra que proporciona la pared sobre la ventana se calcula a partir de:

$$S_W = P_V \cdot \tan(\gamma) \quad (12)$$

Donde, P_V representa la profundidad de la proyección vertical de la pared sobre la ventana. Teniendo los ángulos correspondientes para determinar el área sombreada y soleada de la ventana se puede realizar el cálculo aplicando la (ecuación 8), para cada área. La carga solar está dada por la suma de las ganancias a través de la ventana sombreada y expuesta al sol más la ganancia por conducción calculada con anterioridad.

4544 Cargas internas. En la iluminación, solo una fracción de la electricidad se convierte en radiación visible, esta fracción se encuentra entre el 1% para una bombilla incandescente hasta 25% para las de mayor eficiencia. El resto se convierte en calor que es transferido al entorno por convección y radiación. Las pérdidas convectivas contribuyen inmediatamente a la ganancia de calor, pero las pérdidas por radiación (radiación de onda larga) primero son absorbidas por las paredes, pisos y muebles, que van a contribuir con la carga del espacio cuando son liberadas por estas superficies de forma convectiva. Esto quiere decir que el sistema de enfriamiento sigue recibiendo carga térmica un tiempo después de que se hayan apagado las luces (Bansal et al., 2008).

q_{el} es la carga de refrigeración a partir de las luces (Btu/h) y se calcula a partir de:

$$q_{el} = HG_{el} \cdot (CLF_{el}) \quad (13)$$

Donde, CLF_{el} es el factor de la carga de enfriamiento para luminaria y HG_{el} representa la ganancia de calor que a su vez está dada por:

$$HG_{el} = 3.41 * W * F_{ul} * F_{sa} \quad (14)$$

Donde 3.41 es el factor de conversión de watts a Btu/h, W es el vatiaje total de las lámparas, F_{ul} es el factor de uso de iluminación y F_{sa} representa el factor de previsión espacial para luces fluorescentes (Murray, 2000). F_{ul} tiene en cuenta la variabilidad de la potencia real de las luces encendidas en el momento en que se realiza la estimación de la carga, tiene valores típicos los cuales están dados a continuación (Kreider, Curtiss, & Rabl, 2009):

Tabla 6. Factores de diversidad típicos para la iluminación en grandes edificios.

Tipo de construcción	F_{ul}
Apartamento	0.30 – 0.50
Industrial	0.80 – 0.90
Hotel	0.30 – 0.50
Oficina	0.70 – 0.85
Habitación	0.90 – 1.00

Fuente: (Kreider et al., 2009)

El F_{sa} tiene en cuenta condiciones como el balasto requerido en lámparas fluorescentes. En lámparas de 32 W en un circuito de 277 V el factor F_{sa} puede valer hasta 2.2. para lámparas de 34 W con entrada magnética se recomienda un valor de 1.0 y 1.2 para lámparas de arranque rápido de 40 W con entrada magnética. En cuanto a los valores de CLF_{el} se encuentran en el anexo 1.13. Igual que con las ventanas, el tipo de luminaria se encuentra en anexo 1.10. La cantidad de energía luminosa que debe eliminarse durante una hora determinada depende de cuántas horas estén encendidas las luces cada día y de cuántas horas hayan transcurrido desde que las luces se encendieron ese mismo día. Sin embargo, en cuanto al CLF_{el} , Karen Murray (Murray, 2000) expone que hay algunas excepciones en el procedimiento. Si el sistema de enfriamiento funciona sólo durante las horas donde hay ocupación entonces el CLF_{el} es 1.0, por lo que no se usa la tabla para estimar su valor. Igualmente, si una parte de las luces funciona en horarios diferentes entonces deben tratarse por separado. Finalmente, si las luces permanecen encendidas continuamente CLF_{el} debe considerarse como 1.0.

Dentro del cálculo de cargas internas, también se toma en cuenta la ganancia de calor instantánea proveniente de motores eléctricos, la cual se calcula a partir de:

$$q_{em} = 2545(P/E_M)(CLF)(F_{UM})(F_{LM}) \quad (15)$$

Donde q_{em} es el calor proveniente del funcionamiento del equipo (Btu/h), P representa la potencia nominal (Hp), E_M es eficiencia del motor, como fracción decimal es decir menor a 1.0, CLF = factor de carga de refrigeración (anexo 1.14) , F_{UM} es el factor de uso del motor, (1.0 o fracción decimal < 1.0) y F_{LM} es el factor carga del motor, (1.0 o fracción decimal < 1.0).

En el anexo 1.15 se encuentran las ganancias de calor comunes, las eficiencias del motor y los datos relacionados con motores eléctricos. A menos que la literatura técnica del fabricante indique lo contrario, la ganancia de calor se puede dividir en partes iguales entre las fracciones radiantes (sujetas al retardo) y las fracciones convectivas (inmediatas) para los cálculos posteriores de la carga de enfriamiento (Murray, 2000). Existen toda clase de dispositivos que contribuyen con la ganancia de calor, pueden ser eléctricos, a gas o vapor y su cálculo se hace complicado. Pues varía dependiendo la eficiencia del equipo, de las condiciones del fabricante y del uso, pues muchas veces es impredecible. La capacidad de almacenamiento sensible involucra la ecuación:

$$q_s = SHG(CLF) \quad (16)$$

Donde SHG es la ganancia de calor sensible y CLF se lee del anexo 1.14 para equipos sin ventilación o del anexo 1.16 para equipos con ventilación. Murray también hace una recopilación de tablas, donde se muestra la ganancia de calor para equipos de oficina empleados comúnmente (ver anexo 1.17), así como equipos médicos, de laboratorio (ver anexo 1.18) y equipos empleados en restaurantes (anexo 1.19).

Las personas emiten calor tanto sensible como latente que contribuyen a una parte importante de la carga de refrigeración (Murray, 2000). Por lo que el cálculo consta de dos secciones, primero para la estimación de la carga de refrigeración sensible se usa la ecuación:

$$q_{s,p} = N \cdot (SHG_p)(CLF_p) \quad (17)$$

Y para la carga de refrigeración latente se usa:

$$q_{l,p} = N \cdot (LHG_p) \quad (18)$$

Donde, q_s es carga de refrigeración sensible debida a personas (Btu/h), N representa el número de personas, SHG_p es la ganancia de calor sensible por persona (ver anexo 1.20),

CLF_p es el Factor carga de refrigeración por persona (ver anexo 1.14), q_l carga de refrigeración latente debida a personas (Btu/h) y LHG_p es la ganancia de calor latente por persona (ver anexo 1.20). Sin embargo, este cálculo tiene algunas excepciones. Por ejemplo, si la temperatura del espacio no se mantiene constante durante el período de 24 horas (quizás debido a un apagado nocturno), luego, se produce una carga desplegable a la mañana siguiente para eliminar la energía almacenada dentro de la estructura. En este caso, se debe utilizar un CLF de 1.0. También para las aplicaciones con alta densidad de ocupantes (como teatros, auditorios y arenas), usan un CLF de 1.0, porque los efectos de la radiación de onda larga se vuelven insignificantes (Murray, 2000).

4545 Infiltración y ventilación. La infiltración del aire influye mucho en el cálculo de la carga térmica de un edificio, esta es producida por el viento y por la corriente de aire. El viento predominante causa una alta presión en un lado de la estructura y una ligera presión negativa en el lado opuesto. Estas dos presiones diferentes se combinan para forzar el aire en cualquier abertura en el lado contra el viento y para sacar el aire del edificio en el lado del viento. Mientras que el flujo natural del aire hace que el aire caliente permanezca en la parte superior mientras que el aire frío permanece cercano al piso. Existen dos métodos para determinar la tasa de infiltración: el método de cambio de aire y el de área efectiva de infiltración (Bansal et al., 2008).

El método de cambio de aire es simple y preciso cuando se trata de diseños residenciales o comerciales pequeños. Este método supone que el aire que llena el volumen es reemplazado completamente por aire del exterior un número de veces por hora. Este cambio de aire por hora (ACH, por sus siglas en inglés) es producto de la densidad del aire a presión atmosférica y a 15°C ($0.075 \text{ lb}_m/\text{ft}^3$) por el calor específico del aire ($0.24 \text{ Btu}/\text{lb}_m^\circ\text{F}$). El segundo método para determinar la tasa de infiltración de aire se basa en el área de fuga efectiva de varios componentes de construcción utilizados en edificios residenciales y comerciales. Primero estima el área de fuga por componente y para obtener el área total de fugas del edificio, posteriormente calcula coeficientes para el efecto de la acumulación de aire interior y para el viento empleados para calcular el caudal de aire debido a infiltración (Q) (Uba & Sarsah, 2013), de la siguiente manera:

$$Q = ach * V/60 \quad (19)$$

Donde, Q está dado en ft^3/min , V representa el volumen del espacio (ft^3).

Para controlar el nivel de confort, es necesario controlar la velocidad y la ubicación del aire de ventilación que ingresa al edificio. Esto se logra a través de la ventilación forzada, donde un ventilador proporciona un flujo predecible y constante de aire exterior a la

instalación (Vedavarz et al., 2007). Para calcular la carga sensible causada por la ventilación se usa la ecuación:

$$q_s = 1.10 * Q * \Delta T \quad (20)$$

Donde q_s es la carga de calor sensible (Btu/h), 1.10 es producto de la densidad del aire y su calor específico por 60 minutos (1 hora), Q es el flujo de aire en pies cúbicos por minuto y ΔT es la diferencia de temperatura interior y exterior (°F).

Para calcular la carga latente causada por ventilación se emplea:

$$q_l = 4840 * Q * \Delta W \quad (21)$$

Donde q_l representa la carga de calor latente (Btu/h), 4840 es el producto de la densidad del aire por el calor latente de vapor, Q la tasa de flujo de aire (ft³/min), ΔW es la relación de humedad del aire interior menos la relación de humedad del aire exterior ($lb_m \text{ agua} / lb_m \text{ aire seco}$).

En este trabajo se emplea este último método, por considerarse el más práctico, puesto que los cálculos pueden ser llevados a un programa computarizado y la información del procedimiento para el cálculo de carga de refrigeración por el método CLTD/CLF/SCL es de fácil acceso y emplea mucha información ya tabulada para ciertas especificaciones de los espacios más comunes por lo que puede ser adaptado con facilidad.

5. CÁLCULO DE CARGA TÉRMICA EN LA SEDE VILLA DEL ROSARIO

Para facilitar el proceso de cálculo, debido a la cantidad de espacios a analizar en el proyecto, se desarrolló un código en MatLab®, aprovechando la función de importación de datos de Excel “*xlsread*”. Por tanto, los datos iniciales de áreas se crearon en el formato de Excel, al igual que las tablas empleadas para el cálculo de la carga de refrigeración por el método CTLD/CLF/SCL. Es decir, que las tablas que se presentan en los anexos 1.1 hasta 1.19, fueron transcritas en Excel para posteriormente ser importadas desde MatLab® y mediante el desarrollo de un programa se realizaron los respectivos cálculos de la carga térmica.

A continuación, se describe la forma como se adquirieron los parámetros utilizados en dichos cálculos.

5.1 ZONAS UTILIZADAS PARA EL CALCULO DE CARGA TERMICA.

En la Figura 12 se muestra el plano de la sede Villa del Rosario de la Universidad de Pamplona, donde se encuentran los espacios con EAA (salones, laboratorios, auditorios y oficinas) analizados en el presente estudio. Dichos espacios se ubican principalmente en los bloques B12, B13, B14 y B15, algunas de las oficinas en los bloques OFI 1 y OFI 2, la sala virtual ubicada en el bloque VR2 y el auditorio A1.

Figura 12. Plano sede Villa el Rosario



Fuente: (Universidad de Pamplona, 2010)

En el anexo 1.21, se muestra una tabla que contiene las dimensiones de los espacios tomados para este estudio. Para las cargas externas se tienen en cuenta las áreas de paredes, techos y ventanas, así como su orientación en cada uno de estos espacios. Es importante resaltar que, en este anexo, las áreas de las paredes donde se encuentran ventanas no toman en cuenta el área de la misma, por lo tanto, el resultado mostrado equivale al área neta de la pared menos el área de la ventana. Los componentes presentes en cada espacio que influyen en la carga interna se muestran en el anexo 1.22.

5.2 APLICACIÓN DEL METODO CLTD/SCL/CLF

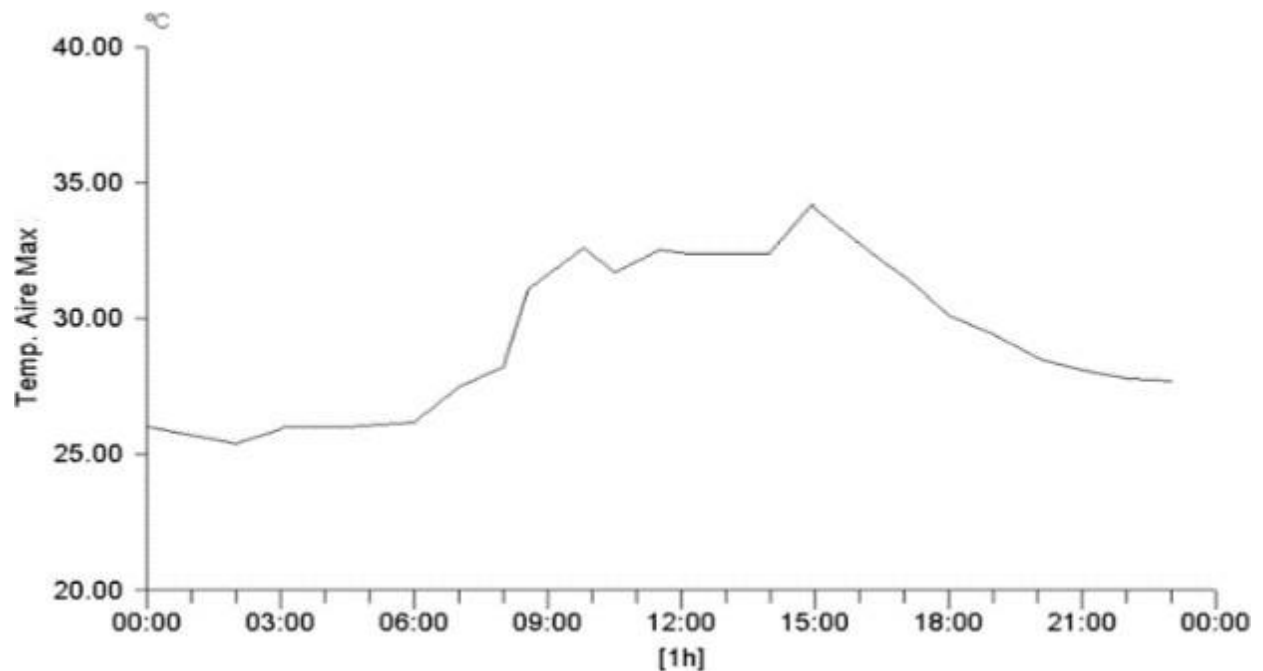
Para definir los parámetros iniciales del diseño, se tuvo en cuenta que el porcentaje de insatisfacción predictivo (PPD), fuera menor al 10%, para proporcionar bienestar térmico global al 90% de las personas, es decir que el PMV indicara una sensación térmica neutra con valores entre -0.5 y 0.5. como se muestra en la Tabla 3. Por lo tanto, en el presente trabajo se definen todos los espacios en la categoría B. A partir de dicha categoría se concreta la temperatura de confort en 24°C (75.2°F). Para esta temperatura y en función del confort, mencionados en el numeral 4.1.1, se asume una humedad relativa del 50%. Posteriormente, se evalúa el porcentaje de insatisfacción (PD), a partir de la humedad relativa y la temperatura seleccionada, según lo muestra la Figura 6, obteniendo valores entre 10 y 12%. Los resultados obtenidos se comparan con lo establecido en la Tabla 4 para verificar que cumpla con la norma UNE-EN-ISO7730 (Godoy Muñoz, 2012). Bajo

los criterios de esta norma, también se establece que el índice de vestimenta para la ciudad de Villa del Rosario es una vestimenta de verano, por lo tanto, es de 0.5 clo y la actividad metabólica se encuentra entre 1 y 1.2 met, igualmente la norma establece que para estas condiciones la velocidad del aire es 0.2 m/s.

Generalmente, en el verano la velocidad del viento se asume que es 7.5 mph (3.35 m/s) en la superficie exterior del edificio. Debe tenerse en cuenta que la película de aire interior ofrece más resistencia que la del aire externo, por lo que es más fácil que el aire en movimiento remueva el calor del edificio (Strock & Koral, 2005).

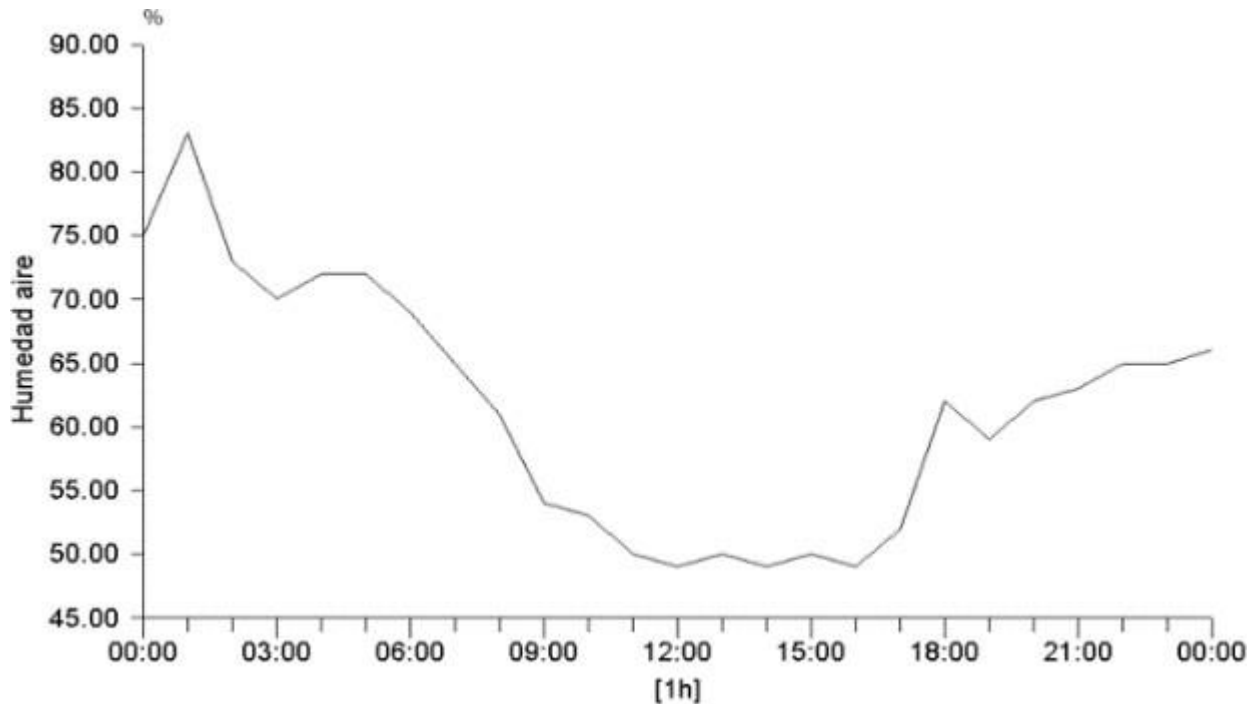
Según datos del IDEAM, para la zona del estudio la temperatura exterior puede ser asumida como 34°C (93.2°F) con una humedad relativa promedio de 50% a las 3 de la tarde (IDEAM, 2018) como lo muestran las Figura 13 y 14. Dado que, la temperatura exterior difiere de la temperatura de 85°F propuesta por el método, es necesario realizar la corrección del CLTD, tal y como se explica en el numeral 4.5.4.2, ecuación 4. Debido a que la latitud no es 40°N para la cual se encuentran estipulados los datos del factor CLTD para techos, paredes y ventanas, sino que su valor es de 7,833°N se emplea la ecuación 6, explicada en este mismo numeral, haciendo uso del anexo 1.4 para encontrar el factor LM correspondiente para esta latitud y la dirección que se quiera analizar. En este punto ya es posible solucionar dicha ecuación, añadiendo los valores del factor de corrección o ajuste de color (K) descritos.

Figura 13. Temperatura del aire exterior



Fuente: (IDEAM, 2018)

Figura 14. Humedad del aire exterior

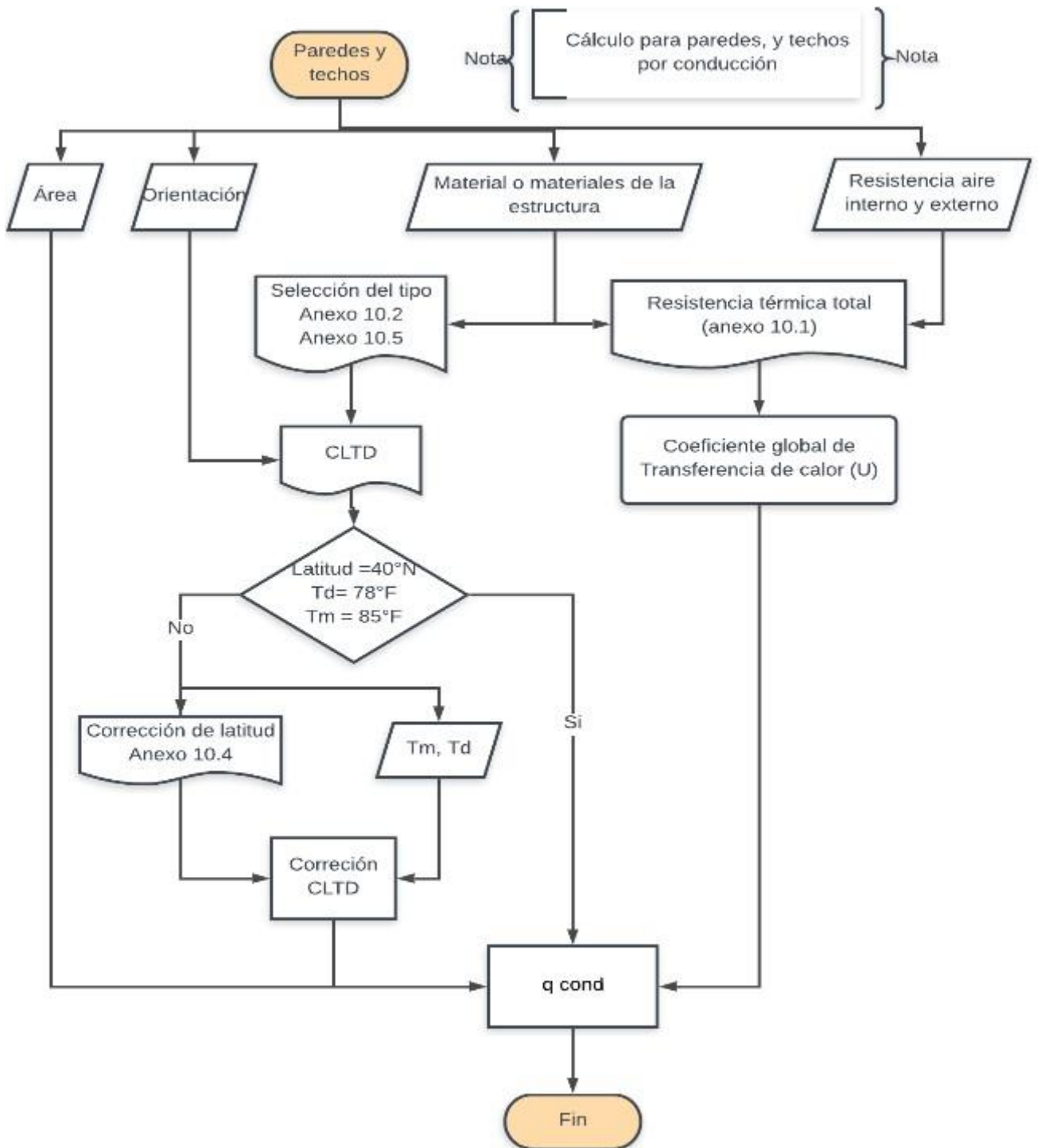


Fuente: (IDEAM, 2018)

La aplicación de este método permite conocer la carga de refrigeración hora a hora, y también realizar los ajustes al factor CLTD según el mes y la latitud que se desee estudiar. En este trabajo, se realizó el estudio para cada mes en un intervalo de horas desde las 6:00 am hasta las 10:00 pm, por ser las horas que normalmente se ocupan las instalaciones de la universidad. Los algoritmos empleados para desarrollar el programa, se muestran en las figuras a continuación.

La Figura 15, muestra el algoritmo empleado en el cálculo de la carga de refrigeración para paredes y techos.

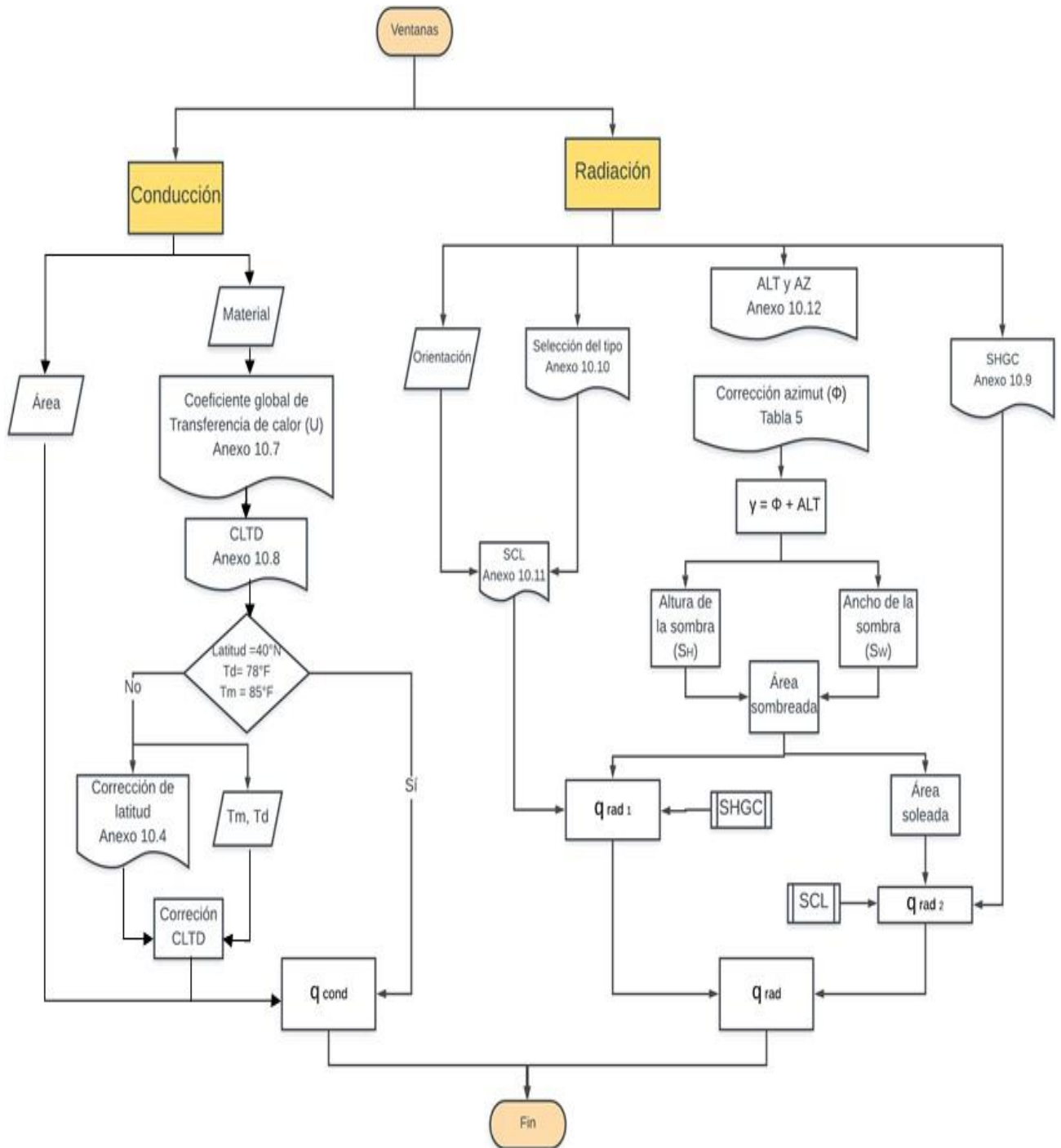
Figura 15. Algoritmo del cálculo de la carga de refrigeración para paredes y techos



Fuente: Autor

La Figura 16, muestra el algoritmo empleado en el cálculo de la carga de refrigeración para ventanas.

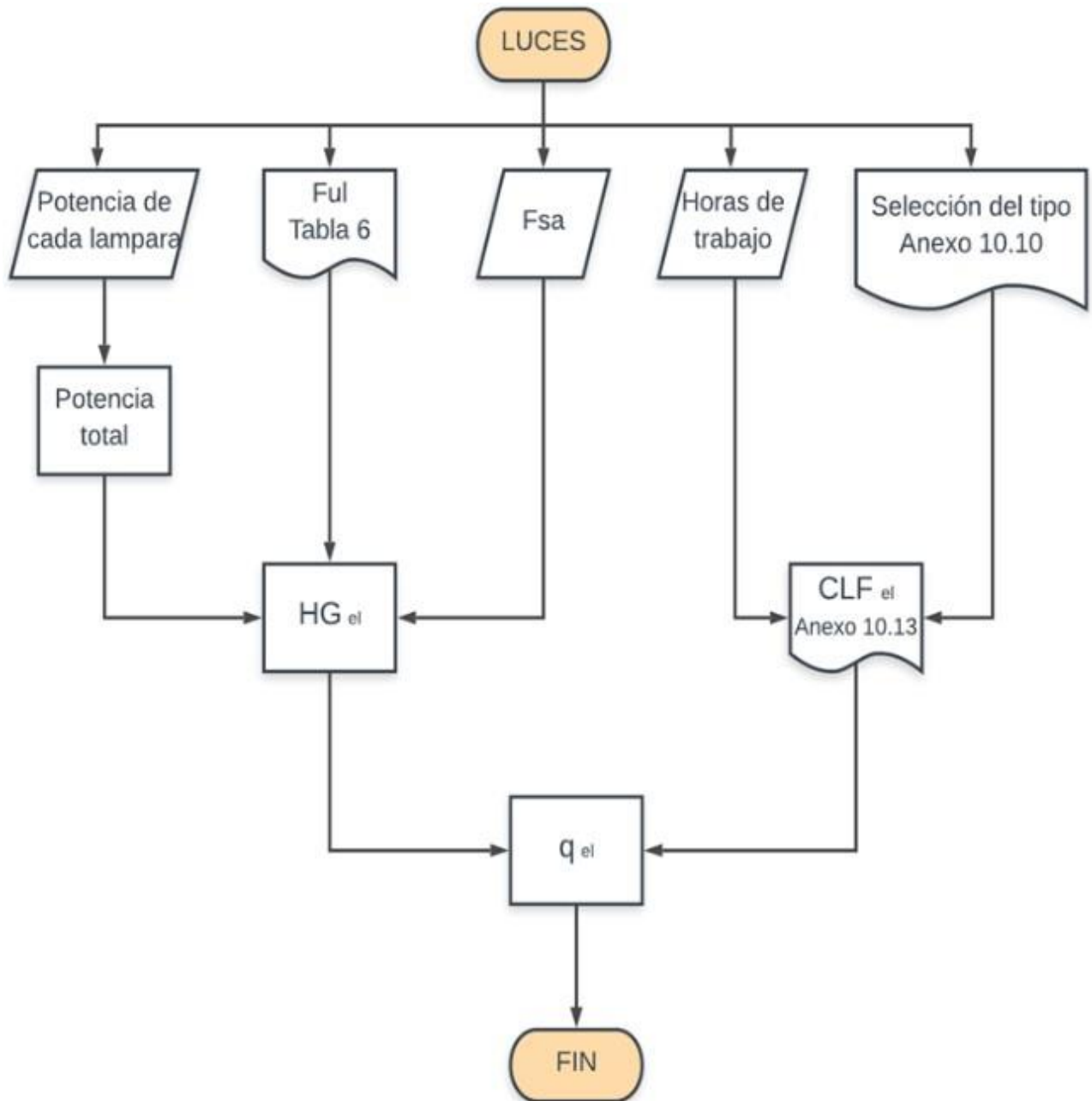
Figura 16. Algoritmo del cálculo de la carga de refrigeración para ventanas



Fuente: Autor

La Figura 17, muestra el algoritmo empleado en el cálculo de la carga de refrigeración para luces.

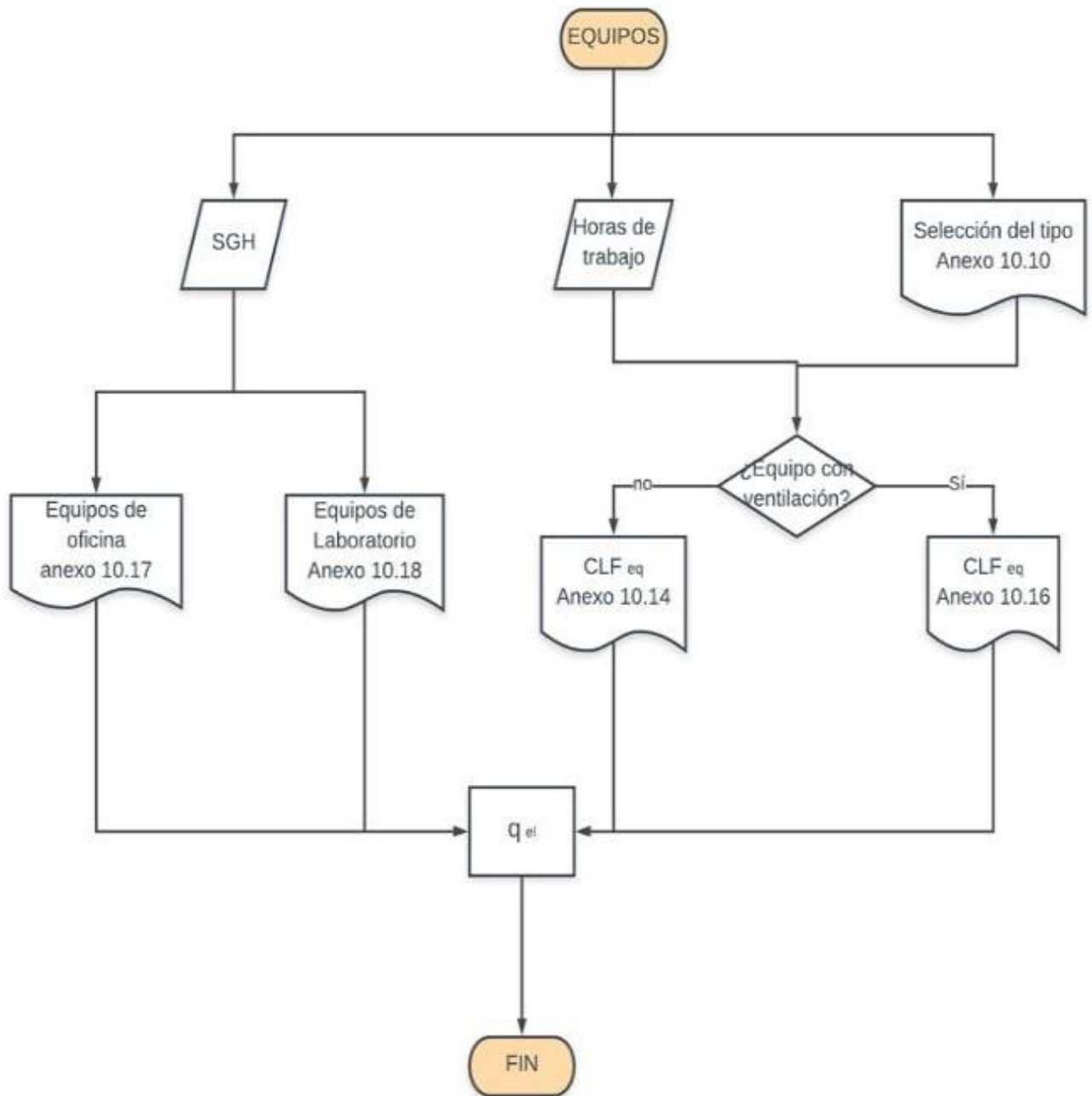
Figura 17. Algoritmo del cálculo de la carga de refrigeración para luces



Fuente: Autor

La Figura 18, muestra el algoritmo empleado en el cálculo de la carga de refrigeración para equipos.

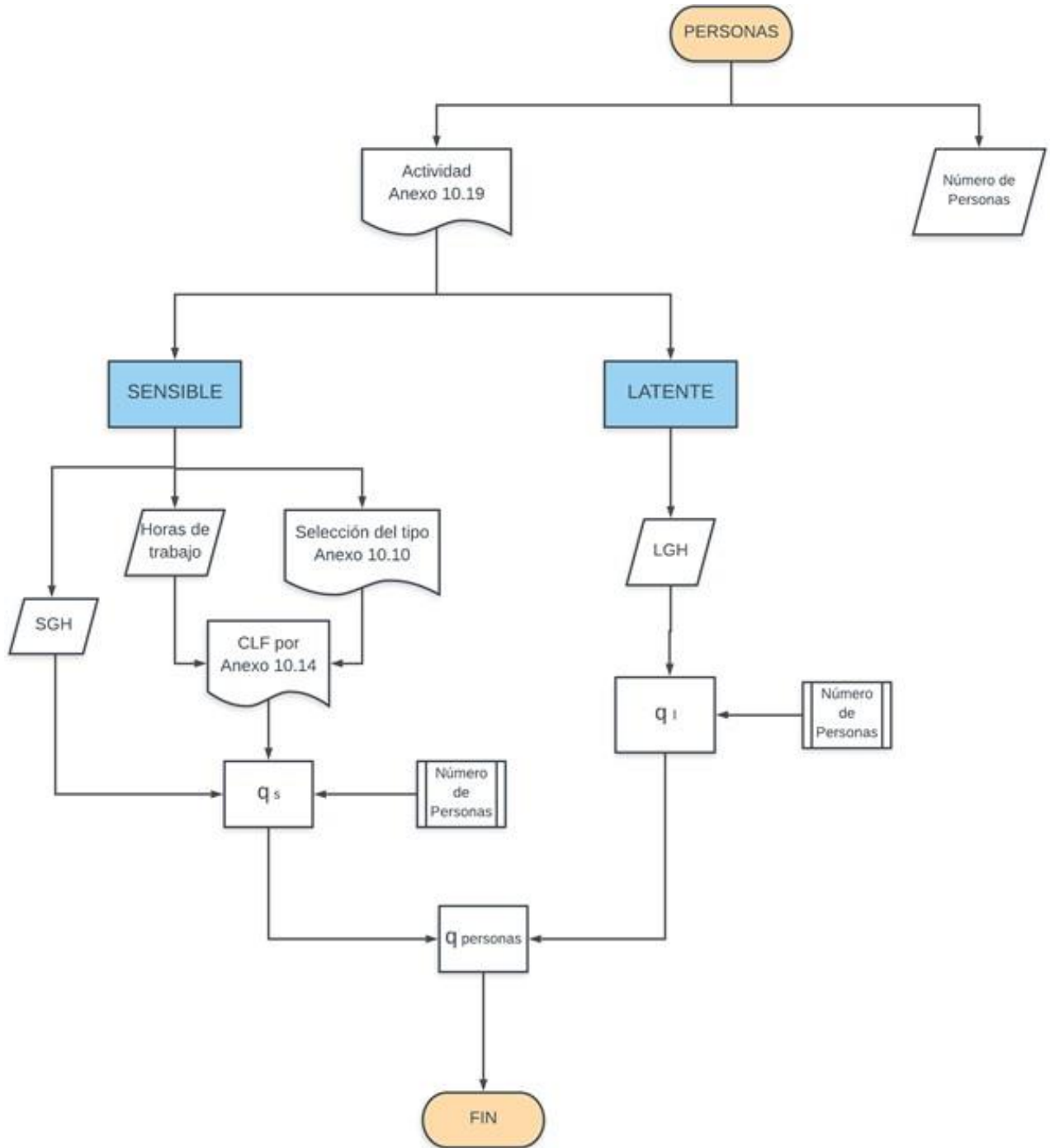
Figura 18. Algoritmo del cálculo de la carga de refrigeración para equipos



Fuente: Autor

La Figura 19, muestra el algoritmo empleado en el cálculo de la carga de refrigeración para equipos.

Figura 19. Algoritmo para cálculo de la carga de refrigeración para personas



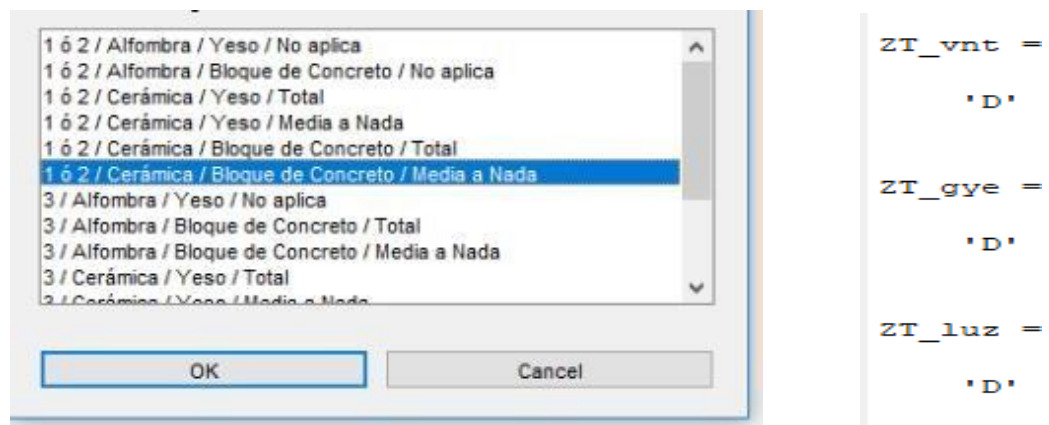
Fuente: Autor

A partir de los algoritmos anteriormente descritos, desde la figura 15 hasta la figura 19, se desarrolló un código de MatLab®, que permite realizar el proceso de cálculo de carga térmica de una forma más eficiente. A continuación, se describe paso a paso la aplicación de dicho código para el cálculo de carga térmica a uno de los espacios seleccionados en el presente trabajo, de la sede Villa del Rosario de la Universidad de Pamplona.

Ejemplo de cálculo de carga térmica para el salón GM211. El salón GM 211, está ubicado en el bloque B14 como lo muestra la Figura 12, cuenta con sus respectivas ventanas, puertas, paredes y techos, así como luces, equipos y personal que utiliza dicho espacio y la respectiva actividad de los mismos, los cuales se tuvieron en cuenta para el cálculo de la carga térmica.

A partir de una lista preestablecida, se selecciona en orden: paredes expuestas al sol/ tipo de piso/ material de las divisiones del espacio/ cantidad de sombra. Para el salón del ejemplo se cuenta con 1 pared expuesta al sol; piso de cerámica; divisiones de concreto; y la sombra en el interior es media; por lo que se escoge la opción que más se adapte (Figura 20). Según dicha selección el programa impone la respectiva categoría a ventanas (*ZT_vnt*), luces (*ZT_luz*), personas y equipos (*ZT_gye*). Para el caso seleccionado, la categoría correspondiente a cada una de ellas es la *D*, según el anexo 1.10.

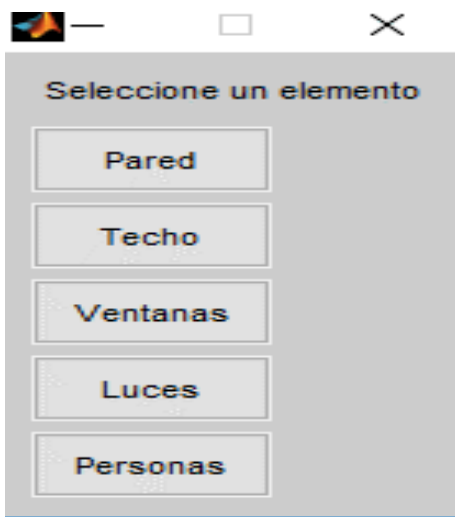
Figura 20. Especificaciones del espacio



Fuente: Autor

Establecidas las categorías para cargas internas, el programa despliega un menú de opciones para seleccionar el elemento al que se le quiere realizar el cálculo (Figura 21). Para caso del ejemplo se seleccionó la opción "Pared".

Figura 21. Menú selección de elementos



Fuente: Autor

Esta opción despliega una ventana donde se debe establecer el área para cada pared en ft^2 , como ya se dijo anteriormente, esta área no toma en cuenta las ventanas (ver Figura 22).

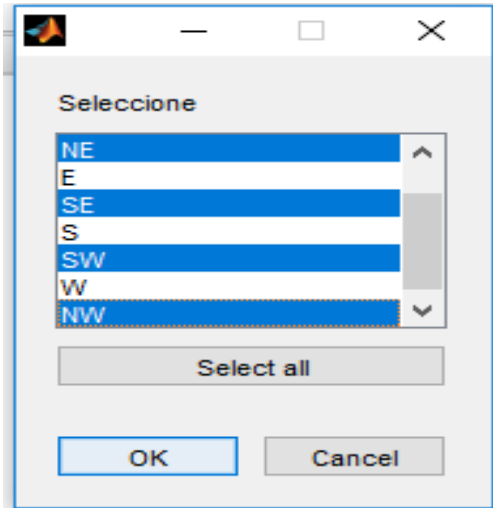
Figura 22. Área de cada pared (ft^2)

A screenshot of a software dialog box titled "ÁREA D...". The dialog box has a standard Windows-style title bar with a minimize button, a maximize button, and a close button. Inside the dialog, there are four text input fields, each with a label above it: "Ingrese el área de primera pared [ft^2]", "Ingrese el área de la segunda pared [ft^2]", "Ingrese el área de la tercera pared [ft^2]", and "Ingrese el área de la cuarta pared [ft^2]. The input fields contain the values 167.0417, 258.75, 182.6458, and 304.7507 respectively. At the bottom of the dialog, there are two buttons: "OK" and "Cancel".

Fuente: Autor

Posteriormente, se selecciona la orientación de cada pared. En el ejemplo están dispuestas aproximadamente al NE, SE, NW y SW, como se muestra en la Figura 23.

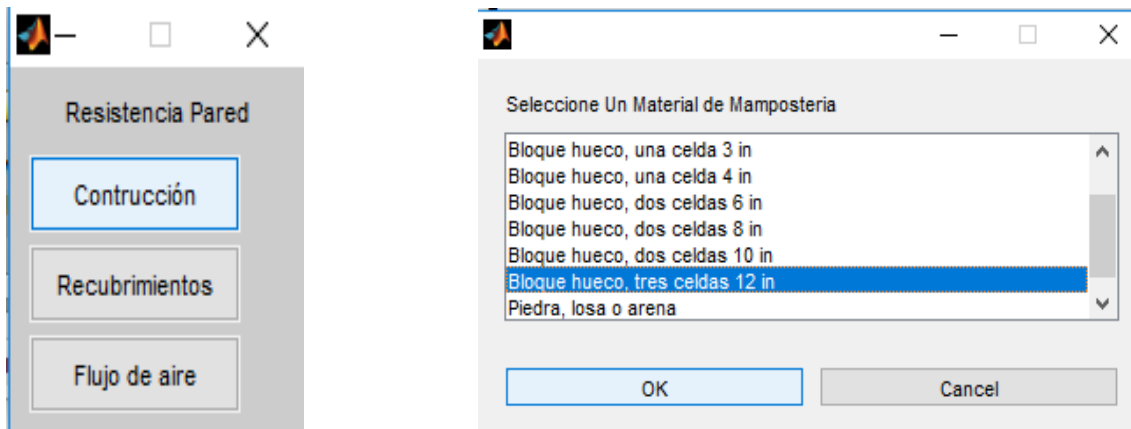
Figura 23. Orientación de las paredes



Fuente: Autor

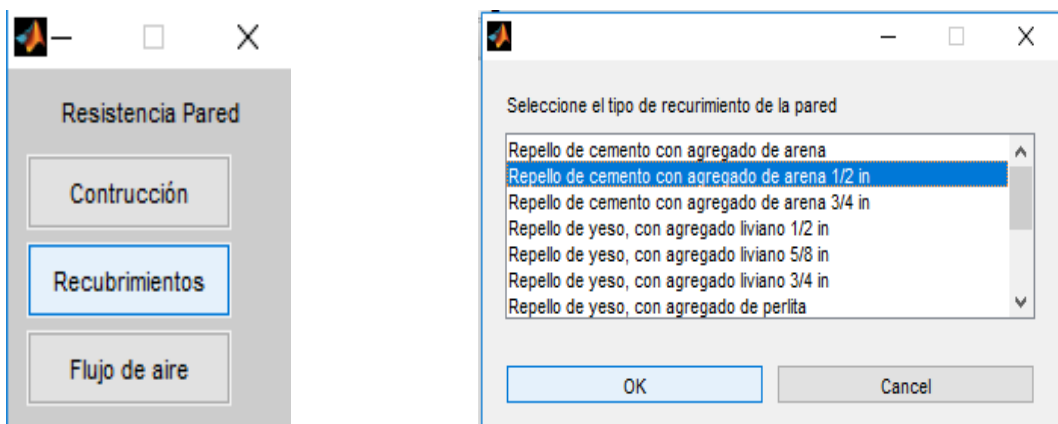
Seguidamente, se despliega otro menú que permite definir la resistencia térmica de cada uno de los materiales que componen la pared, con el fin de identificar la resistencia total de la misma. Allí se puede seleccionar los materiales según el componente al que pertenecen, clasificado en tres de ellos: construcción, recubrimiento y flujos de aire (interior y exterior) (Figura 24). Para todos los espacios de la universidad, en la opción de "construcción" se seleccionó el bloque hueco de tres celdas de 12in de espesor. En la opción: "Recubrimientos", se seleccionó el repello de cemento con agregado de arena de media pulgada de espesor (Figura 25. Resistencia del recubrimiento de la pared). Finalmente, para la opción "flujo de aire" se ingresa el coeficiente de transferencia de calor (h) del aire interior y exterior ($Btu/hft^2\text{°}F$), (Figura 26)

Figura 24. Resistencia material de construcción en paredes



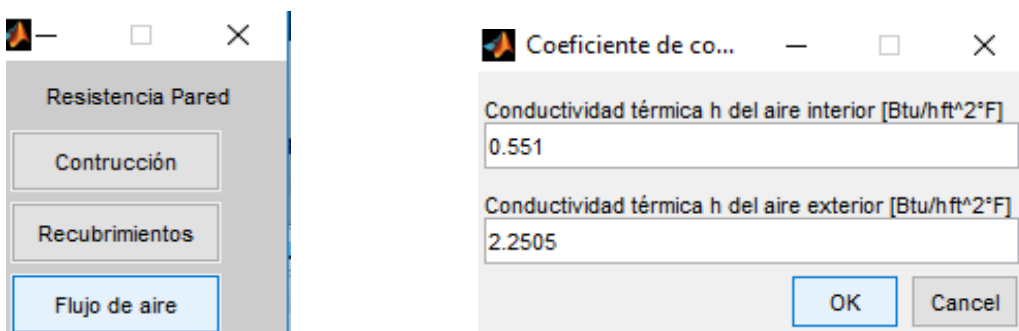
Fuente: Autor

Figura 25. Resistencia del recubrimiento de la pared



Fuente: Autor

Figura 26. Resistencia térmica del flujo de aire interior y exterior.



Fuente: Autor

A partir de los datos ingresados, el programa calcula la resistencia térmica total y el coeficiente global de transferencia de calor (U) para la pared descrita. Para el ejemplo aquí descrito, la resistencia total tiene un valor de $3.8591 \text{ h}\cdot\text{ft}^2\cdot^\circ\text{F}/\text{Btu}$; por lo que, $U=0.2591 \text{ Btu}/\text{h}\cdot\text{ft}^2\cdot^\circ\text{F}$, como se muestra en la Figura 27

Figura 27. Resistencia total y coeficiente global de transferencia de calor de la pared

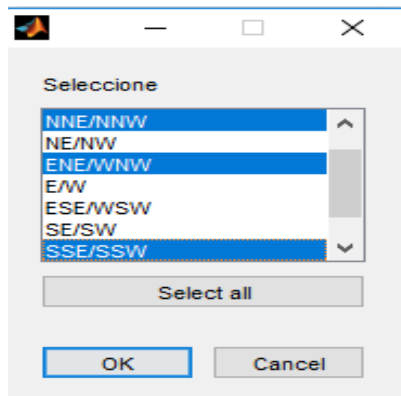
$$R_{t_w} =$$
$$4.9596$$

$$U_w =$$
$$0.2016$$

Fuente: Autor

Como se puede apreciar en el mapa de la universidad, el edificio no se ubica concretamente en las direcciones NE, SE, NW y SW; por lo tanto, es necesario realizar la corrección de la dirección a la que más se ajuste. Para el caso del boque B14, las direcciones ajustadas se seleccionaron como: ENE, SSE, NNW, SSW. (ver Figura 28)

Figura 28. Corrección de la dirección de cada pared

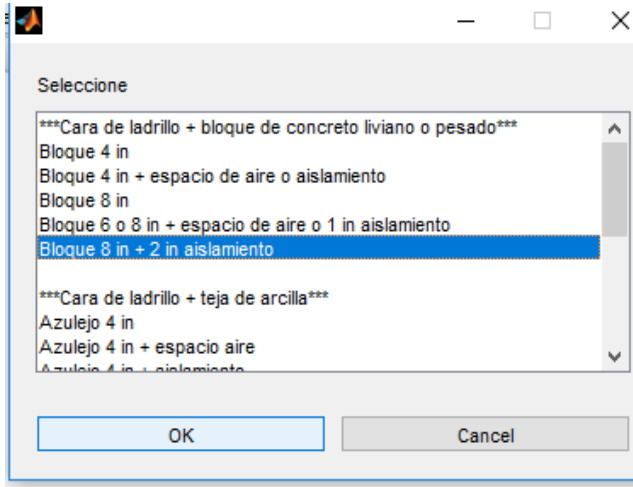


Fuente: Autor

Para determinar el factor CLTD se debe primero establecer la pared dentro de un tipo de categoría. Es aquí donde, el programa muestra un listado que especifica algunas características de construcciones de paredes más comunes. En este listado se ubica la

que más se ajuste a la pared. Para este caso, se seleccionó la opción de pared de concreto liviano de 8 in de espesor, con 2 in de aislamiento (Figura 29).

Figura 29. Descripción de la pared



Fuente: Autor

En pantalla se muestra el tipo de pared (T_w) que corresponde a la opción seleccionada, que en este caso viene siendo el tipo "B", con este dato, el según el algoritmo, se busca el factor CLTD, que en el programa se identifica como C_w , desde las 6:00 am hasta las 10:00 pm, para el tipo de pared B en las direcciones dadas (NE, SE, NW y SW) (Figura 30), haciendo uso del anexo 1.6.

Figura 30. Tipo de pared y CLTD correspondiente

$T_w =$

'B'

$C_w =$

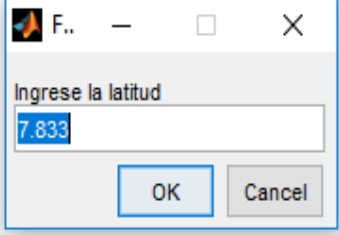
14	13	12	12	13	14	15	16	17	18	19	19	20	20	21	21	21
17	16	15	14	14	15	16	18	20	21	23	24	25	26	26	26	26
21	19	18	16	15	14	14	13	13	14	15	17	20	22	25	27	28
18	17	15	14	13	12	12	12	11	12	12	13	15	17	19	21	22

Fuente: Autor

Posteriormente, se procede a ingresar el valor de la latitud del lugar. En este punto el programa calcula el factor de corrección LM (por medio de la tabla del anexo 1.4). Allí cada fila de datos corresponde a las direcciones corregidas (ENE, SSE, NNW y SSW de

arriba hacia abajo) y las columnas se refieren a los meses de diciembre; enero y noviembre; febrero y octubre; marzo y septiembre; abril y agosto; mayo y julio; y junio respectivamente (ver Figura 31).

Figura 31. Factor LM corregido



The dialog box titled 'F..' contains a text input field labeled 'Ingrese la latitud' with the value '7.833' entered. Below the input field are 'OK' and 'Cancel' buttons.

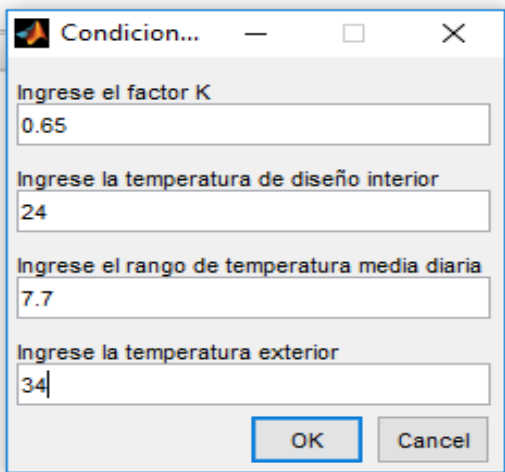
To the right of the dialog box, the LM matrix is displayed as follows:

LM =							
-5.9791	-4.9791	-2.9791	-1.0000	0	0	0	
7.9582	5.9583	1.9374	-3.0418	-7.0209	-9.0000	-9.0209	
-5.9791	-5.0000	-3.9583	-1.9583	2.0418	5.0417	6.0626	
7.9582	5.9583	1.9374	-3.0418	-7.0209	-9.0000	-9.0209	

Fuente: Autor

Se procede a ingresar la temperatura de confort, seleccionada anteriormente, y la temperatura exterior, junto con el factor de corrección de color (K) (Figura 32). Con estos datos, el programa realiza la corrección del factor CLTD para la dirección de cada pared (ENE, SSE, NNW y SSW) en las horas dadas anteriormente, haciendo uso de la ecuación 6. En este punto se genera una matriz para cada pared, y en estas matrices las filas representan los meses; de diciembre; enero y noviembre; febrero y octubre; marzo y septiembre; abril y agosto; mayo y julio; y junio, respectivamente; mientras que las columnas corresponden al valor de CLTD hora a hora, desde las 6:00 am hasta las 10:00 pm, estas matrices se muestran en los anexos 1.24, 1.25, 1.26 y 1.27.

Figura 32. Ingreso de temperaturas de diseño



The dialog box titled 'Condicion...' contains four text input fields with the following values: '0.65' for 'Ingrese el factor K', '24' for 'Ingrese la temperatura de diseño interior', '7.7' for 'Ingrese el rango de temperatura media diaria', and '34' for 'Ingrese la temperatura exterior'. 'OK' and 'Cancel' buttons are located at the bottom.

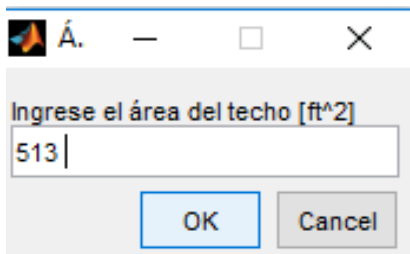
Fuente: Autor

Conociendo el valor de CLTD corregido, el coeficiente U y el área de cada pared (A), se genera nuevamente una matriz, donde se indica la carga de refrigeración (Btu/h), para cada pared, calculada a partir de la ecuación 6 (ver anexo 1.28). Esta tabla también está organizada de manera que cada bloque representa las cargas de las paredes ENE, SSE, NNW y SSW de arriba hacia abajo. A partir de ella se puede calcular la carga de refrigeración promedio para cada mes y para cada hora (ver anexo 1.29).

Teniendo los cálculos correspondientes a las paredes, vuelve a mostrarse el menú presentado en la

Figura 21, aquí se selecciona la segunda opción “*Techo*”. En este punto, el programa solicita ingresar el área del techo en ft^2 , como lo muestra la Figura 33.

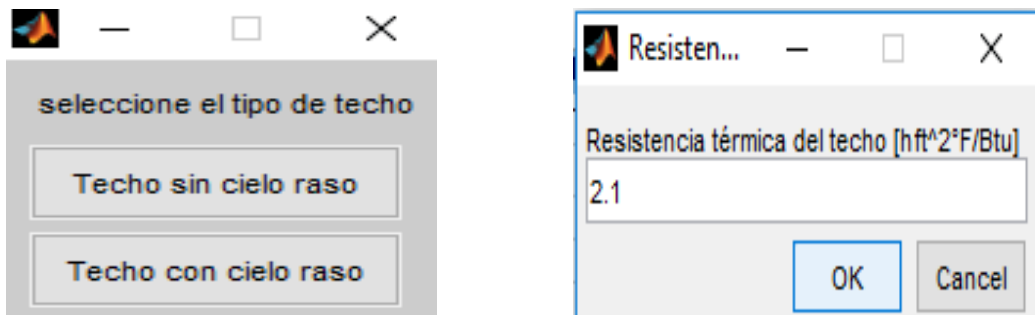
Figura 33. Ingreso del área del techo



Fuente: Autor

Seguidamente, se describen las características del techo, tales como si éste tiene cielo raso o no. Para el ejemplo planteado no se tiene cielo raso, por lo tanto, después de seleccionar la opción “Techo sin cielo raso” únicamente se ingresa la resistencia térmica del techo, como se aprecia en la Figura 34. En caso de haber seleccionado la segunda opción, se deberá ingresar la resistencia del cielo raso también.

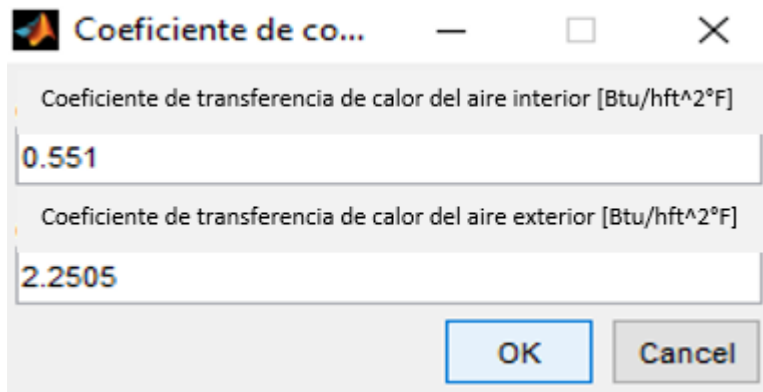
Figura 34. Selección del techo y resistencia térmica



Fuente: Autor

Al igual que en el cálculo de las paredes, en los techos también se calcula la resistencia térmica que ofrecen el aire exterior e interior, por lo que se debe ingresar el respectivo coeficiente de transferencia de calor h (Figura 35).

Figura 35. Resistencia térmica del aire interior y exterior del techo

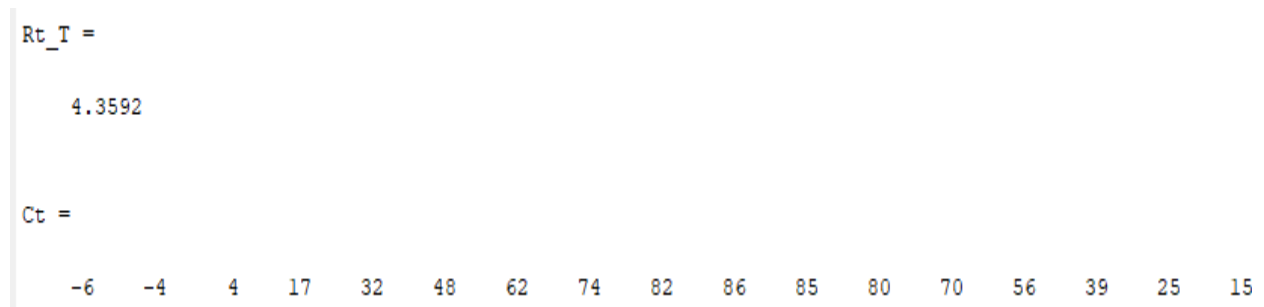


The image shows a software dialog box with the title "Coeficiente de co...". It contains two input fields. The first field is labeled "Coeficiente de transferencia de calor del aire interior [Btu/hft^2°F]" and contains the value "0.551". The second field is labeled "Coeficiente de transferencia de calor del aire exterior [Btu/hft^2°F]" and contains the value "2.2505". At the bottom of the dialog box, there are two buttons: "OK" and "Cancel".

Fuente: Autor

Con estos datos el programa calcula la resistencia térmica del techo (R_{t_T}), y muestra en pantalla el CLTD del techo, obtenido a partir del anexo 1.3, para las horas requeridas en este estudio (ver Figura 36)

Figura 36. Resistencia térmica y CLTD del techo



Fuente: Autor

Los cálculos para techos también deben ser corregidos bajo los mismos parámetros empleados para la corrección de los factores de las paredes usando la ecuación 5, el programa realiza la corrección y muestra en pantalla el factor LM y el CLTD corregido por meses y horas (Figura 37).

Figura 37. Corrección de LM y CLTD para el techo

```

LM_hor =
  -4.9165  -3.9374  -0.9791      0  -1.0209  -2.0418  -2.0626

corr_hor =

Columns 1 through 13

  -1.5129  -0.8629   1.7371   5.9621  10.8371  16.0371  20.5871  24.4871  27.0871  28.3871  28.0621  26.4371  23.1871
  -1.1946  -0.5446   2.0554   6.2804  11.1554  16.3554  20.9054  24.8054  27.4054  28.7054  28.3804  26.7554  23.5054
  -0.2332   0.4168   3.0168   7.2418  12.1168  17.3168  21.8668  25.7668  28.3668  29.6668  29.3418  27.7168  24.4668
   0.0850   0.7350   3.3350   7.5600  12.4350  17.6350  22.1850  26.0850  28.6850  29.9850  29.6600  28.0350  24.7850
  -0.2468   0.4032   3.0032   7.2282  12.1032  17.3032  21.8532  25.7532  28.3532  29.6532  29.3282  27.7032  24.4532
  -0.5786   0.0714   2.6714   6.8964  11.7714  16.9714  21.5214  25.4214  28.0214  29.3214  28.9964  27.3714  24.1214
  -0.5854   0.0646   2.6646   6.8896  11.7646  16.9646  21.5146  25.4146  28.0146  29.3146  28.9896  27.3646  24.1146

Columns 14 through 17

  18.6371  13.1121   8.5621   5.3121
  18.9554  13.4304   8.8804   5.6304
  19.9168  14.3918   9.8418   6.5918
  20.2350  14.7100  10.1600   6.9100
  19.9032  14.3782   9.8282   6.5782
  19.5714  14.0464   9.4964   6.2464
  19.5646  14.0396   9.4896   6.2396

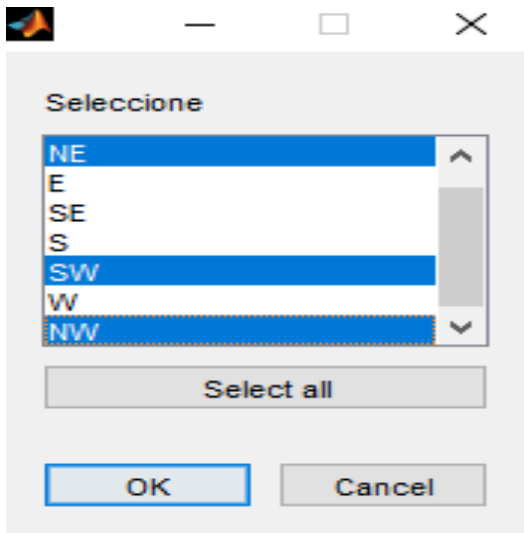
```

Fuente: Autor

Al igual que con las paredes, se calcula la carga de refrigeración del techo empleando la ecuación 6. Los resultados se muestran en los anexos 1.30.

Realizados los cálculos para el techo, el menú mostrado en la Figura 21, permite seleccionar la opción “Ventanas”, el programa despliega una lista de orientaciones para seleccionar según como estén ubicadas las ventanas. El aula GM211 tiene ventanas cercanas a las direcciones NE, SW y NW (Figura 38).

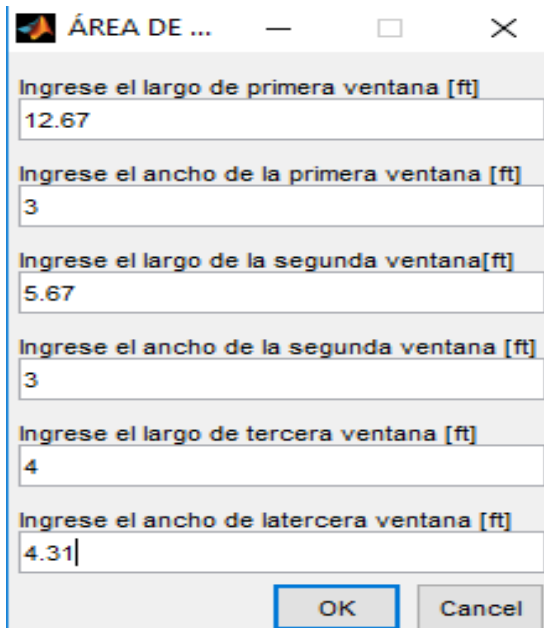
Figura 38. Orientación de las ventanas



Fuente: Autor.

Seguidamente se solicita al usuario ingresar las dimensiones de la ventana, largo y ancho en *ft*. Para el ejemplo dado, las dimensiones del aula GM211 son introducidas según como se muestra en Figura 39, siguiendo el orden establecido en el paso anterior.

Figura 39. Dimensiones de las ventanas

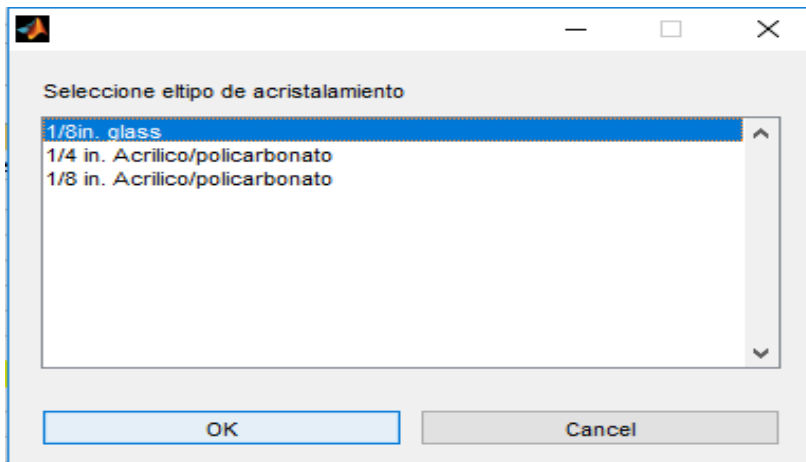


Fuente: Autor.

Al igual que en el caso de las paredes, las orientaciones de las ventanas deben ser rectificadas. En el espacio estudiado, cuando se despliega la lista para la corrección de las orientaciones se seleccionan las opciones ENE, NNW y SSW que corresponde a la ubicación correcta de cada ventana. Seguidamente, el programa solicita la latitud y las temperaturas necesarias para aplicar la ecuación 7, que para este caso son las mismas establecidas en los cálculos de paredes y techos. Con los datos introducidos hasta el momento, el programa calcula la carga térmica por conducción proveniente de las ventanas. El cálculo del coeficiente global de transferencia de calor (U_{win}) es mostrado en pantalla, para el caso en cuestión tiene un valor de $1.13 \text{ Btu/h}\cdot\text{ft}^2\cdot^\circ\text{F}$. El área es calculada internamente y con los valores de CLTD y LM corregidos, el programa halla la carga de refrigeración por conducción correspondiente a cada ventana para los meses descritos anteriormente y en las horas estipuladas (ver anexo 1.31).

A continuación, comienza a alimentarse el programa con la información necesaria para calcular la carga térmica de refrigeración proveniente de la radiación de las ventanas. Para empezar, se define el tipo de acristalamiento con el que cuenta la ventana, para el aula GM211 se seleccionó el vidrio de 1/8 in de espesor (Figura 40).

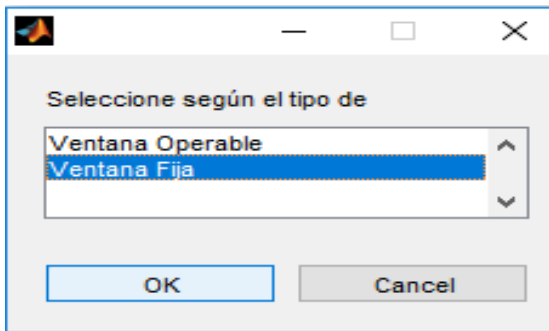
Figura 40. Tipo de acristalamiento para ventanas



Fuente: Autor

Seguidamente se selecciona el tipo de ventana según su función (Figura 41). En el salón GM211 estas ventanas permanecen cerradas, por lo que son tomadas como si fuesen de tipo fijo.

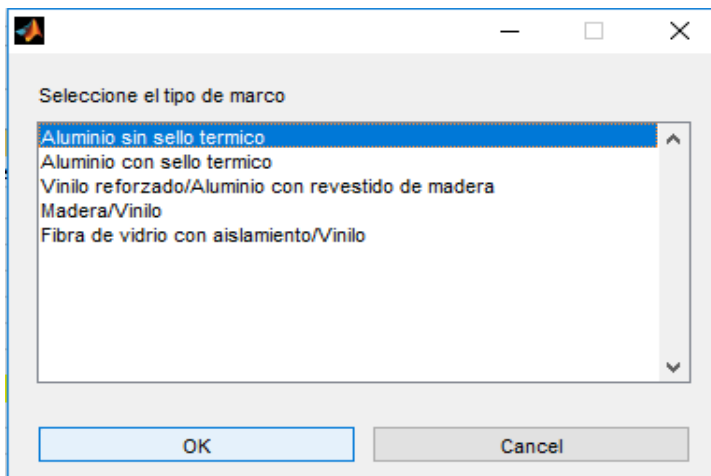
Figura 41. Tipo se ventana según su función



Fuente: Autor

Posteriormente, se debe seleccionar el tipo de marco con el que cuenta la ventana a partir de la lista desplegada mostrada en la Figura 42.

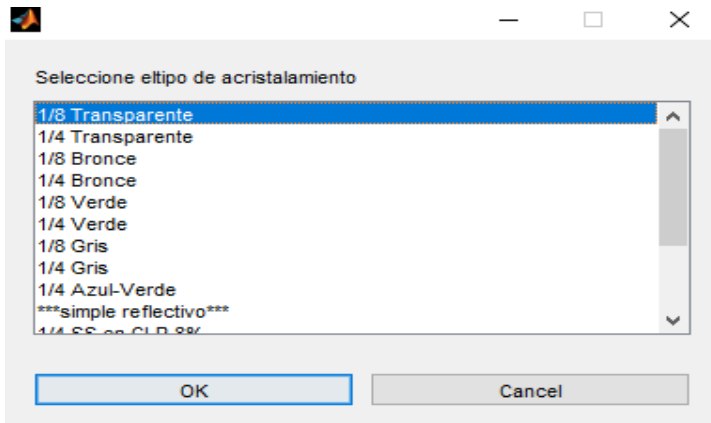
Figura 42. Tipo de marco para ventanas



Fuente: Autor

El programa calcula el factor SC a partir de la ecuación 9, para ello requiere obtener el valor de SHGC; el cual depende, principalmente del grosor y color del vidrio (anexo 1.9). Las ventanas del salón GM211, cuentan como ya se dijo, con vidrios de 1/8in y son transparentes (Figura 43)

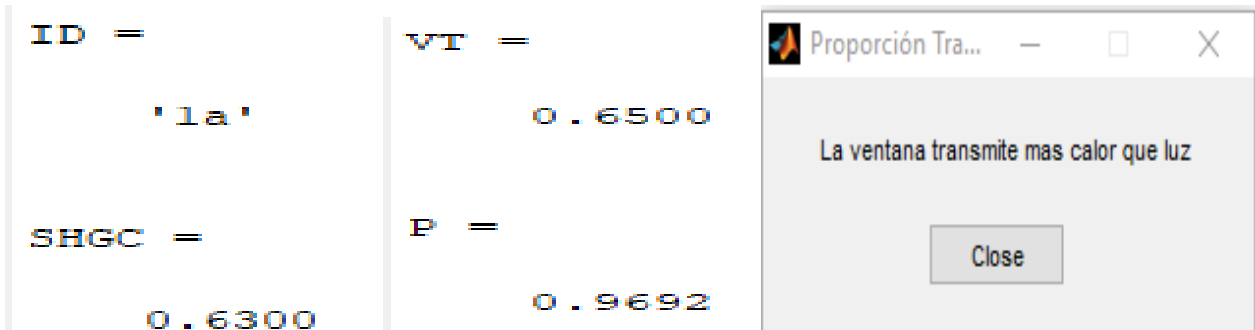
Figura 43. Selección de color y grosor del acristalamiento



Fuente: Autor

En este punto el programa asigna la identificación (*ID*) de la ventana, según los datos introducidos sobre el acristalamiento y el tipo de marco. Determina el factor SHGC, la transmitancia Visible (*VT*) y la proporción (*P*) de calor y luz que posee la ventana especificada. Para las ventanas del espacio tratado aquí, los valores se muestran en pantalla, *ID*="1a", SHGC=0.63 y *VT*=0.65 junto con un aviso de las proporciones de calor y luz, que como se explicó en el numeral 4.5.4.3 al ser *P* menor a 1, se establece que la ventana transmite más calor que luz (Figura 44).

Figura 44. Factor SHGC, VT y proporción luz-calor



Fuente: Autor

Para los cálculos de carga de refrigeración debida a radiación se debe determinar la carga que corresponde a la parte sombreada y soleada de la ventana, en caso de que las haya. Por tal motivo, el programa solicita que se introduzca la longitud del saliente que proporciona sombra la ventana (Figura 45).

Figura 45. Salientes que proporcionan sombra

Fuente: Autor

En este punto, el programa sigue el algoritmo planteado en la Figura 16. Donde, por medio del uso del anexo 1.12 determina los grados correspondientes a la altitud (ALT) y al azimut (AZ), para luego realizar la corrección de estos ángulos según la latitud requerida para los meses y horas establecidas, el cual el programa identifica como: Om (Figura 46).

Figura 46. Ángulo de la proyección del saliente horizontal

$Om =$

Columns 1 through 13

0	0	0.0873	0.2443	0.3665	0.4363	0.4712	0.4363	0.3665	0.2443	0.0873	0	0
0	0	0.1396	0.2967	0.4189	0.3665	0.5236	0.3665	0.4189	0.2967	0.1396	0	0
0	0.0698	0.2618	0.4189	0.5585	0.6458	0.6807	0.6458	0.5585	0.4189	0.2618	0.0698	0
0	0.1920	0.4014	0.5760	0.7330	0.8378	0.8727	0.8378	0.7330	0.5760	0.4014	0.1920	0
0.1222	0.3316	0.5236	0.7156	0.8901	1.0297	1.0821	1.0297	0.8901	0.7156	0.5236	0.3316	0.1222
0.2269	0.4189	0.6109	0.8203	0.9948	1.1519	1.2217	1.1519	0.9948	0.8203	0.6109	0.4189	0.2269
0.2618	0.4538	0.6458	0.8552	1.0472	1.2043	1.2741	1.2043	1.0472	0.8552	0.6458	0.4538	0.2618

Columns 14 through 17

0	0	0	0
0	0	0	0
0	0	0	0
0	0	0	0
0	0	0	0
0.0349	0	0	0
0.0698	0	0	0

Fuente: Autor

Con este ángulo y la longitud del saliente ubicado por encima la ventana se determina la proyección de la sombra sobre la ventana. En el cálculo realizado para los espacios de

la Universidad de Pamplona no se determinaron las proyecciones verticales de las sombras que producen las paredes debido a que estas no poseen longitudes lo suficientemente importantes para afectar la carga de refrigeración. Por lo tanto, el programa solo muestra en pantalla la proyección horizontal (*SH*) de la sombra sobre la ventana, esta proyección incluye la distancia que existe entre el techo y el inicio de la ventana (ver Figura 47).

Figura 47. Longitud de la sombra proyectada

SH =

Columns 1 through 13												
0	0	0.4374	1.2466	1.9193	2.3315	2.5476	2.3315	1.9193	1.2466	0.4374	0	0
0	0	0.7027	1.5287	2.2261	1.9193	2.8868	1.9193	2.2261	1.5287	0.7027	0	0
0	0.3496	1.3397	2.2261	3.1243	3.7678	4.0489	3.7678	3.1243	2.2261	1.3397	0.3496	0
0	0.9719	2.1224	3.2470	4.5020	5.5531	5.9588	5.5531	4.5020	3.2470	2.1224	0.9719	0
0.6139	1.7216	2.8868	4.3464	6.1745	8.3214	9.4036	8.3214	6.1745	4.3464	2.8868	1.7216	0.6139
1.1543	2.2261	3.5010	5.3618	7.6993	11.2302	13.7374	11.2302	7.6993	5.3618	3.5010	2.2261	1.1543
1.3397	2.4387	3.7678	5.7518	8.6603	13.0254	16.3543	13.0254	8.6603	5.7518	3.7678	2.4387	1.3397
Columns 14 through 17												
0	0	0	0									
0	0	0	0									
0	0	0	0									
0	0	0	0									
0	0	0	0									
0.1746	0	0	0									
0.3496	0	0	0									

Fuente: Autor

Seguidamente, el programa calcula el área sombreada y soleada de cada ventana para los meses y horas ya definidos. Y por medio de los datos del anexo 1.11 establece el factor SCL para el tipo de ventana asignado al comienzo de la programación. Para el aula GM211 se tiene que la ventana de tipo D ($ZT_{vnt}=D$), el factor SCL de cada ventana es:

Figura 48. Factor Carga de refrigeración Solar (SCL)

SCL =

21	21	21	24	27	29	31	32	31	30	28	29	32	17	14	12	11
63	87	90	77	58	49	48	46	44	42	39	35	29	22	19	17	15
17	21	24	27	30	32	33	34	41	64	87	101	94	42	33	29	25

Fuente: Autor

Al aplicar la ecuación 10, a las áreas calculadas se obtiene la carga de refrigeración proveniente de las partes sombreadas y soleadas de cada ventana. La sumatoria de todas estas cargas producen la carga de refrigeración por radiación total (ver anexo 1.31). la suma de la carga de refrigeración por conducción y radiación representan la carga total de refrigeración de las ventanas (ver anexo 1.32)

Realizados los cálculos correspondientes a las ventanas, vuelve a mostrarse el menú de opciones de la Figura 21. Seguidamente, se selecciona la opción “Luces”, con lo cual se despliega un cuadro de dialogo para ingresar los datos correspondientes a la cantidad de luminarias del espacio a refrigerar. En este ejemplo, el aula GM211 cuenta con 8 lámparas de 40 W cada una, el factor de uso de iluminación (F_{ul}) fue seleccionado según los criterios mostrados en la Tabla 6, y el factor de previsión especial para luces fluorescentes (F_{sa}) fue seleccionado como 1.2, según los criterios definidos en el numeral 4.5.4.4. (Figura 49).

Figura 49. Especificaciones sobre la luminaria

C. — □ ×

Cantidad de lámparas
8

potencia de las lámparas [W]
40

Factor de uso
1

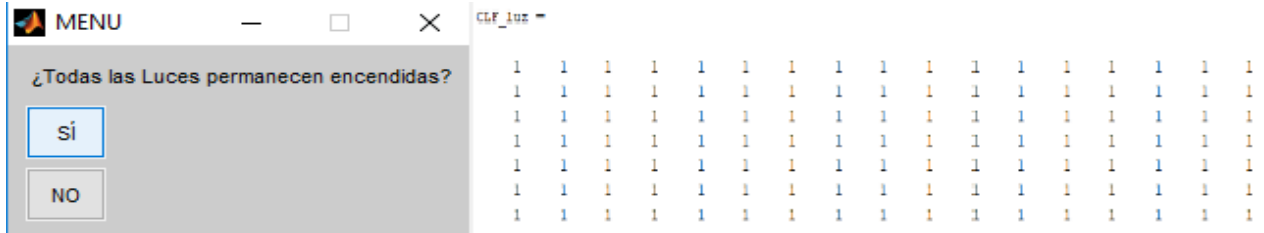
Factor de margen espacial
1.2

OK Cancel

Fuente: Autor

A continuación, se pregunta si todas las luces permanecen encendidas para determinar el factor CLF_{el} según las horas de funcionamiento. Para el caso del salón GM211, se selecciona la opción "Sí", debido a que los sistemas de iluminación y refrigeración funcionan constantemente durante las horas de ocupación del espacio. El programa calcula el CLF_{el} , que para este caso tiene un valor de 1 y es mostrado en pantalla como CFL_{luz} , para los meses y las horas estudiados (Figura 50).

Figura 50. Cálculo del factor de la carga de enfriamiento (CLF) para la luminaria



Fuente: Autor

Con los datos ingresados sobre la luminaria se aplica la ecuación 14, para calcular la ganancia de calor instantánea debida a la iluminación artificial. Posteriormente, se resuelve la ecuación 13, a partir de la cual es posible calcular la carga de refrigeración proveniente de las lámparas y el resultado es una matriz como se muestra Figura 51.

Figura 51. Carga de refrigeración a partir de la luminaria

q_luz =

1.0e+03 *

Columns 1 through 13

1.3094	1.3094	1.3094	1.3094	1.3094	1.3094	1.3094	1.3094	1.3094	1.3094	1.3094	1.3094	1.3094
1.3094	1.3094	1.3094	1.3094	1.3094	1.3094	1.3094	1.3094	1.3094	1.3094	1.3094	1.3094	1.3094
1.3094	1.3094	1.3094	1.3094	1.3094	1.3094	1.3094	1.3094	1.3094	1.3094	1.3094	1.3094	1.3094
1.3094	1.3094	1.3094	1.3094	1.3094	1.3094	1.3094	1.3094	1.3094	1.3094	1.3094	1.3094	1.3094
1.3094	1.3094	1.3094	1.3094	1.3094	1.3094	1.3094	1.3094	1.3094	1.3094	1.3094	1.3094	1.3094
1.3094	1.3094	1.3094	1.3094	1.3094	1.3094	1.3094	1.3094	1.3094	1.3094	1.3094	1.3094	1.3094
1.3094	1.3094	1.3094	1.3094	1.3094	1.3094	1.3094	1.3094	1.3094	1.3094	1.3094	1.3094	1.3094

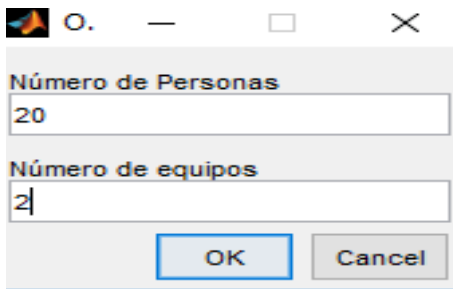
Columns 14 through 17

1.3094	1.3094	1.3094	1.3094
1.3094	1.3094	1.3094	1.3094
1.3094	1.3094	1.3094	1.3094
1.3094	1.3094	1.3094	1.3094
1.3094	1.3094	1.3094	1.3094
1.3094	1.3094	1.3094	1.3094
1.3094	1.3094	1.3094	1.3094

Fuente: Autor

En este punto se muestra nuevamente el menú de la Figura 21, donde se selecciona la última opción: "Personas". En esta parte del proceso el programa realiza los cálculos para personas y equipos simultáneamente. Por lo tanto, se abre un cuadro de dialogo para solicitar al usuario que introduzca la cantidad de personas y equipos que normalmente trabajan dentro del espacio estudiado. Para el caso de análisis, la cantidad de personas promedio es de 20 y se asume que dentro solo se tienen 2 computadores funcionando, como se muestra en el cuadro de dialogo de la Figura 52.

Figura 52. Cantidad de personas y de equipos

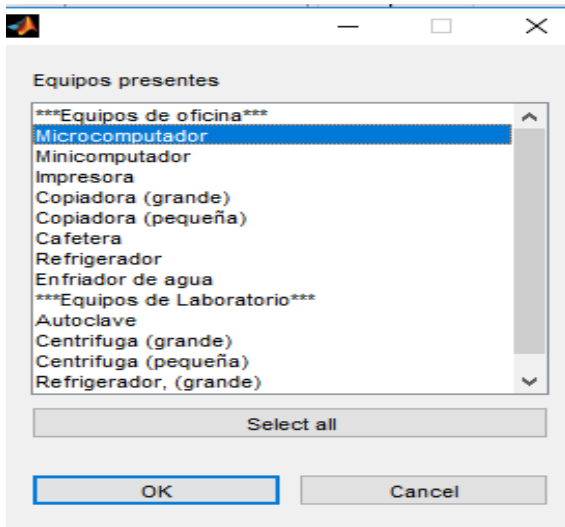


A dialog box with a title bar containing a small icon and the text 'O.'. Below the title bar are two input fields. The first field is labeled 'Número de Personas' and contains the number '20'. The second field is labeled 'Número de equipos' and contains the number '2'. At the bottom of the dialog box are two buttons: 'OK' and 'Cancel'.

Fuente: Autor

A continuación, se seleccionan los equipos de una lista mostrada por el programa (Figura 53). Esta lista contiene equipos usados comúnmente en oficinas, laboratorios y restaurantes. Como ya se comentó en el paso anterior, el aula GM211 cuenta con dos computadores personales, por esta razón, de la lista se selecciona la opción “microcomputador”.

Figura 53. Selección de equipos presentes en el espacio

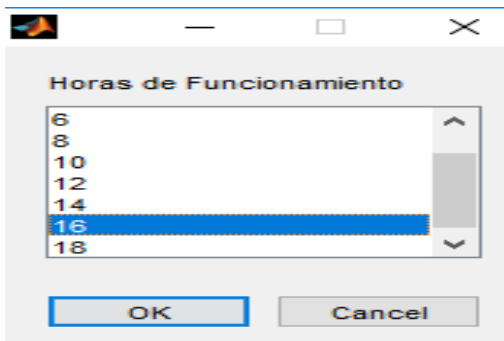


A dialog box titled 'Equipos presentes'. It features a list box with the following items: '***Equipos de oficina***', 'Microcomputador', 'Minicomputador', 'Impresora', 'Copiadora (grande)', 'Copiadora (pequeña)', 'Cafetera', 'Refrigerador', 'Enfriador de agua', '***Equipos de Laboratorio***', 'Autoclave', 'Centrifuga (grande)', 'Centrifuga (pequeña)', and 'Refrigerador, (grande)'. The 'Microcomputador' option is highlighted in blue. Below the list box is a 'Select all' button. At the bottom of the dialog box are 'OK' and 'Cancel' buttons.

Fuente: Autor

Posteriormente, se solicita la selección de las horas de funcionamiento de las luces y los equipos. En el aula GM211, se asume que estos permanecen encendidos un periodo de 16 horas, desde las 6:00 am hasta las 10:00 pm (Figura 54).

Figura 54. Horas de funcionamiento de luces y equipos



Fuente: Autor

Posteriormente, se muestran en pantalla los resultados de las cargas sensibles (qs_e) y latentes (ql_e) correspondientes a los equipos empleados (Figura 55).

Figura 55. Carga de Refrigeración sensible y latente para equipos

$qs_e =$

Columns 1 through 10

1400	1520	1600	1660	1700	1740	1780	1800	1840	1860
1400	1520	1600	1660	1700	1740	1780	1800	1840	1860
1400	1520	1600	1660	1700	1740	1780	1800	1840	1860
1400	1520	1600	1660	1700	1740	1780	1800	1840	1860
1400	1520	1600	1660	1700	1740	1780	1800	1840	1860
1400	1520	1600	1660	1700	1740	1780	1800	1840	1860

Columns 11 through 17

1880	1900	1900	1920	1920	1940	760
1880	1900	1900	1920	1920	1940	760
1880	1900	1900	1920	1920	1940	760
1880	1900	1900	1920	1920	1940	760
1880	1900	1900	1920	1920	1940	760
1880	1900	1900	1920	1920	1940	760
1880	1900	1900	1920	1920	1940	760

$ql_e =$

0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0

Fuente: Autor

Para terminar el cálculo, es necesario definir la actividad que realizan las personas presentes. Para los espacios de la universidad de pamplona, la actividad que se escogió en todos los casos fue: trabajo de oficina moderadamente activo (Figura 56).

Figura 58. Carga de refrigeración latente producida por personas

```

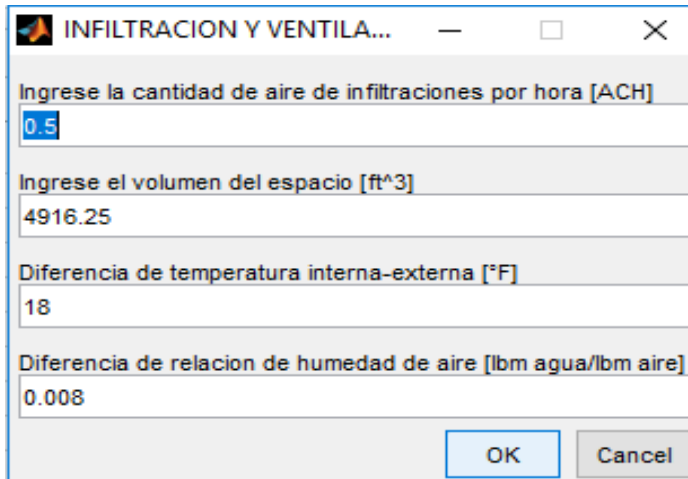
ql_p =
Columns 1 through 10
    4000    4000    4000    4000    4000    4000    4000    4000    4000    4000
    4000    4000    4000    4000    4000    4000    4000    4000    4000    4000
    4000    4000    4000    4000    4000    4000    4000    4000    4000    4000
    4000    4000    4000    4000    4000    4000    4000    4000    4000    4000
    4000    4000    4000    4000    4000    4000    4000    4000    4000    4000
    4000    4000    4000    4000    4000    4000    4000    4000    4000    4000
    4000    4000    4000    4000    4000    4000    4000    4000    4000    4000

Columns 11 through 17
    4000    4000    4000    4000    4000    4000    4000
    4000    4000    4000    4000    4000    4000    4000
    4000    4000    4000    4000    4000    4000    4000
    4000    4000    4000    4000    4000    4000    4000
    4000    4000    4000    4000    4000    4000    4000
    4000    4000    4000    4000    4000    4000    4000
    4000    4000    4000    4000    4000    4000    4000
  
```

Fuente: Autor

En este punto ya ha terminado el proceso de cálculo de la carga de refrigeración que proviene de los elementos que componen el espacio. Sin embargo, falta realizar los cálculos correspondientes a infiltración y ventilación del aire. Por tal razón, se abre un último cuadro de dialogo que solicita al usuario introducir los datos mostrados en la Figura 59. Según la norma ASHRAE 62-1989, se puede esperar que las tasas de cambio de aire estén cerca de 0.5 ACH. Este valor es el mínimo recomendado para mantener la calidad de aire aceptable en un espacio (Murray, 2000). Empleando la ecuación 19, se despeja la tasa de flujo de aire (Q) pues el volumen de cada espacio es conocido. Posteriormente, es posible hallar la carga de calor sensible y latente aplicando las ecuaciones 20 y 21. Para las temperaturas establecidas del aula GM211, en el caso del cálculo de calor sensible, la diferencia de temperatura es de 18°F. Para el cálculo de la carga de calor latente por infiltración, la relación de humedad de aire se obtiene por medio de la carta psicrométrica (anexo 1.22). Para el espacio interior se tiene que a 75.2°F y 50% RH, $W_i = 0.0092 \text{ lb}_m \text{ agua}/\text{lb}_m \text{ aire seco}$ y para el espacio exterior que tiene una temperatura de 94.2°F y 50%RH, $W_o = 0.0172 \text{ lb}_m \text{ agua}/\text{lb}_m \text{ aire seco}$.

Figura 59. Infiltración y ventilación



The image shows a dialog box titled "INFILTRACION Y VENTILA...". It contains four input fields with the following labels and values:

- Label: "Ingrese la cantidad de aire de infiltraciones por hora [ACH]"
Value: 0.5
- Label: "Ingrese el volumen del espacio [ft^3]"
Value: 4916.25
- Label: "Diferencia de temperatura interna-externa [°F]"
Value: 18
- Label: "Diferencia de relacion de humedad de aire [lbm agua/lbm aire]"
Value: 0.008

At the bottom right of the dialog box are two buttons: "OK" and "Cancel".

Fuente: Autor

Internamente se calcula la carga de refrigeración debida a ventilación. Posteriormente, ésta es sumada con las cargas totales de los elementos que componen el espacio (paredes, techos, ventanas, luces, personas y equipos) para obtener la carga de refrigeración total. El programa emplea la función "xlswrite" para exportar los datos de la carga de refrigeración total por meses y horas a tablas de Excel, donde se puede realizar el análisis gráfico (ver anexos 1.34 al 1.37).

6. RESULTADOS DEL CALCULO DE CARGA TERMICA DE LOS ESPACIOS DE LA UNIVERSIDAD DE PAMPLONA.

Todos los espacios de la Universidad de Pamplona, sede Villa del Rosario, seleccionados para el presente estudio fueron analizados siguiendo el procedimiento empleado en el ejemplo del salón GM211. En la Tabla 7 se describe la carga calculada por cada uno de los componentes de los espacios analizados, con el respectivo porcentaje (mostrado en la tabla como %) que esta aporta sobre la carga total calculada. Los datos mostrados hacen referencia al máximo obtenido durante el año, específicamente la definida por el programa en el mes y la hora más críticos.

Tabla 7. Carga y porcentaje por elemento

ESPACIO	PORCENTAJE DE CARGA													
	PAREDES		TECHOS		VENTANAS		EQUIPOS		PERSONAS		LUCES		INFILTRACION	
	CARGA	%	CARGA	%	CARGA	%	CARGA	%	CARGA	%	CARGA	%	CARGA	%
Auditorio1	5300	3	15500	9	85200	48	940	1	57001	32	1637	1	11363	6
Cuarto de siembra	908	12	325	4	0	0	2270	30	3330	44	454	6	280	4
Preparación de medios	940	8	500	5	0	0	3600	32	5000	45	660	6	385	3
Lavado y limpieza	2100	24	407	5	0	0	0	0	5000	57	660	8	585	7
Cuarto de desecho	1459	15	407	4	461	5	1920	20	3940	42	655	7	631	7
Oficina lab microbiología	7055	58	140	1	1338	11	2000	16	980	8	295	2	365	3
Laboratorio microbiología	2795	17	1172	7	246	1	1748	10	8750	52	982	6	1055	6
Microbiología 106	3468	7	4405	9	22629	47	950	2	10938	23	2946	6	3106	6
Ondas y electrotecnia 105	3152	8	4655	12	10877	28	950	2	13125	34	1964	5	3814	10
Ondas 105 oficina	2200	12	555	3	2100	12	1500	8	10125	57	660	4	631	4
Ondas 105 cuarto oscuro	1879	13	484	3	0	0	0	0	11301	79	0	0	569	4
Ondas 105 salón	3599	9	5994	15	8829	22	1900	5	13125	32	2946	7	4550	11
Laboratorio 201	3697	10	4446	12	9978	26	1748	5	10938	29	2946	8	4199	11
Laboratorio 202	3516	9	4340	11	9978	24	5700	14	10938	27	2946	7	3727	9
Laboratorio 203	3516	10	4340	12	9978	27	950	3	10938	30	2946	8	4199	11
Laboratorio 204	3097	9	4789	13	9358	26	950	3	10938	31	2946	8	3727	10
Oficina dto. Geología	2313	8	2889	10	1956	7	8550	30	6563	23	4419	15	2164	8
GM 210	2637	15	2498	14	461	3	0	0	8750	50	1309	7	1838	11
GM211	3116	11	3148	11	7022	25	1900	7	8750	32	1309	5	2400	9
GM 209-1 ing. Industrial	2979	6	3009	6	6273	12	23750	46	10938	21	1637	3	2611	5
GM 209-2 Ing. sistemas	3040	6	3030	6	6273	13	21850	44	10938	22	1637	3	2629	5

GM 208-2	3034	4	3030	4	6273	9	38000	53	17500	24	1637	2	2629	4
Sala virtual	2930	3	6657	6	37533	35	38000	36	13125	12	2292	2	5604	5
Arquitectura 202	3705	7	6356	12	21176	40	0	0	13125	25	2619	5	5458	10
Administrativo-pagaduría	3280	70	200	4	0	0	562	12	469	10	68	1	105	2
Recepción	1957	7	3613	12	12659	44	2820	10	4350	15	1309	5	2280	8
Facultad Ing. y Arq.	1968	9	1325	6	3363	15	6650	30	6563	29	1309	6	1300	6
Facultad ciencias económicas	2140	9	1221	5	1747	7	9500	40	6563	28	1309	5	1363	6
Gestión talento humano	1240	9	980	7	4320	32	1900	14	3920	29	600	4	585	4

Obtenidos los datos de carga térmica del cada espacio analizado, en la Tabla 8, se muestra la capacidad de la carga de refrigeración con la que actualmente cuentan dichos espacios y se muestra la diferencia entre la capacidad máxima requerida, según los cálculos realizados. Los espacios con cargas deficientes se encuentran seleccionadas con color rojo, los que cuentan con un sobre diseño se marcan en color amarillo y los que están diseñados apropiadamente se muestran en amarillo. Las últimas dos columnas muestran cuál sería la carga si se implementa un factor de del 10% por encima de la carga máxima calcula, con el fin de suplir cualquier carga adicional y el EAA recomendado según las capacidades que se pueden hallar en el mercado.

Los cálculos de la carga de refrigeración total correspondientes para cada espacio se encuentran el archivo anexo presentado junto con el presente trabajo. En esta carpeta también se muestran imágenes de los espacios analizados y de algunos EAA instalados en los espacios de la sede Villa del Rosario de la Universidad de Pamplona.

Tabla 8. Resultados carga térmica en la Universidad de Pamplona

ESPACIO	EXIGENCIA CALCULADA			CARGA INSTALADA (BTU/H)	DIFERENCIA (BTU/H)	FACTOR DE DISEÑO	CAPACIDAD COMERCIAL RECOMENDADA
	MES CRÍTICO	HORA CRÍTICA	CARGA REQUERIDA (BTU/H)				
Auditorio1	enero/noviembre	16:00	177586	156000	-21586	195345	
Cuarto de siembra	Diciembre	18:00	7568	12000	4432	8324	9000
Preparación de medios	Diciembre	19:00	11080	12000	920	12188	12000
Lavado y limpieza	febrero/octubre	18:00	8754	12000	3246	9629	9000
Cuarto de desecho	Diciembre	18:00	9472	24000	14528	10420	12000
Oficina lab microbiología	enero/noviembre	17:00	12164	12000	-164	13380	
Laboratorio microbiología	mayo/julio	18:00	16748	36000	19252	18423	18000
Microbiología 106	enero/noviembre	17:00	48441	36000	-12441	53285	
Ondas y electrotecnia 105	enero/noviembre	17:00	38538	72000	33462	42391	48000
Ondas 105 oficina	enero/noviembre	16:00	17763	24000	6237	19539	24000
Ondas 105 cuarto oscuro	Diciembre	17:00	14233	24000	9767	15657	18000
Ondas 105 salón	enero/noviembre	18:00	40943	36000	-4943	45037	48000
Laboratorio 201	enero/noviembre	18:00	37952	36000	-1952	41747	48000
Laboratorio 202	enero/noviembre	18:00	41145	36000	-5145	45259	48000
Laboratorio 203	enero/noviembre	18:00	36866	36000	-866	40553	48000
Laboratorio 204	marzo/septiembre	18:00	35805	36000	195	39385	48000
Oficina dto. Geología	enero/noviembre	18:00	28854	24000	-4854	31740	36000
GM 210	febrero/octubre	17:00	17494	24000	6506	19243	24000
GM211	enero/noviembre	18:00	27646	24000	-3646	30411	36000
GM 209-1 Ing. Industrial	enero/noviembre	18:00	51196	36000	-15196	56315	60000
GM 209-2 Ing. sistemas	enero/noviembre	18:00	49398	36000	-13398	54338	60000
GM 208-2	enero/noviembre	18:00	72104	66000	-6104	79314	
Sala de virtual	enero/noviembre	17:00	106140	105000	-1140	116754	
Arquitectura 202	mayo/julio	17:00	52439	36000	-16439	57683	60000
Administrativo-pagaduría	mayo/julio	18:00	4685	9000	4315	5154	9000
Recepción	enero/noviembre	17:00	28988	48000	19012	31887	33000
Facultad Ing. y Arq.	enero/noviembre	18:00	22479	24000	1521	24726	24000
Facultad de ciencias económicas	enero/noviembre	18:00	23844	36000	12156	26228	33000
Gestión talento humano	enero/noviembre	18:00	13549	12000	-1549	14904	60000

Fuente: Autor

7. CONCLUSIONES

Mediante el cálculo de la carga de refrigeración, se observa que cerca del 55% de los espacios analizados no cuentan con un EAA que logre cubrir la carga exigida por el lugar donde opera. Además, el 27.5% de los espacios estudiados cuentan con un EAA que está sobre diseñado, lo que produce el aumento del consumo de energía. Y únicamente el 17.5% de los espacios cuenta con un EAA que esté acorde con las exigencias del lugar donde opera.

Al recopilar datos sobre los EAA instalados actualmente en la sede de Villa del Rosario de la Universidad de Pamplona se pudo identificar visualmente las condiciones de trabajo actuales de los EAA, los cuales no son los adecuados por falta de un plan de mantenimiento correctivo y preventivo.

En los espacios correspondientes a las aulas de clase y los laboratorios de ondas y electrotecnia, se tiene que las ventanas representan una parte importante de la carga, aportando hasta el 28%, junto con la carga proveniente de las personas que representan el 30% de la carga, son los elementos más influyentes. Estas aulas cuentan con poco número de equipos por lo que la carga de estos no supera el 10%. Por otro lado, la carga proveniente de paredes y techos representa el 20% restante. Estos elementos corresponden al 88% de la carga total

El cuarto oscuro y la oficina de ondas cuentan con características similares en cuanto a tamaño y ocupación. Sin embargo, para el caso del cuarto oscuro, debido a que éste no cuenta con equipos, ventanas, ni luces, el mayor aporte de energía aquí lo realizan las personas, alcanzando un 80% de la carga total calculada. Este puede compararse con el espacio de la oficina, donde existe una ventana y 1 computador personal, y los cálculos arrojaron que la carga producida por las personas disminuye un 23%.

Los espacios como el cuarto de siembra y laboratorio de preparación de medios cuentan con equipos de laboratorio, como autoclave y centrífuga, que aportan cerca del 30%. Mientras que, en los espacios de lavado y limpieza y el cuarto de desechos, la mayor carga, además de provenir de las personas (las cuales aportan el 50%), proviene de las paredes con que corresponden al 20% de la carga total. En el cuarto de desechos, lo equipos representan una parte importante de la carga (20%), ya que es un espacio muy reducido que cuenta con 2 refrigeradores. En general para estos espacios, la cantidad de personas es la principal fuente de aporte de energía contando con el 50%, sin embargo, según los EAA instalados en cada uno de ellos se puede observar gracias a la Tabla 8, que estos se encuentran sobre diseñados, excepto para el cuarto de preparación de medios que cuenta con un EAA apropiado.

En los laboratorios 201,202,203 y 204 las exigencias de carga de refrigeración son muy similares. Sin embargo, para el caso del laboratorio 202, se tienen más equipos de computación por lo que el aporte de energía de estos aumenta entre 9 y 11%. Los demás elementos de estos espacios se encuentran cercanos a estos valores también, por lo que se puede concluir que existe un equilibrio entre el porcentaje de carga que aportan. No obstante, los EAA instalados en estos espacios no alcanzan a cubrir la carga de refrigeración requerida.

Al realizar el análisis de la oficina del departamento de geología se puede concluir que, aunque esta cuenta con una estructura externa bien diseñada, puesto que las paredes, ventanas y techos no afectan seriamente la carga de refrigeración, los componentes internos afectan la carga de refrigeración en un 80%. Esta oficina está diseñada para albergar muchas personas y equipos de computación, pero el área es muy reducida, por tal motivo el EAA instalado no cumple con las exigencias del espacio.

Los salones GM210, GM211, GM209-1, GM209-2 y GM208-2 cuentan con características similares entre sí, en cuanto a construcción. Sin embargo, estos al igual que la oficina de geología presentan excesos en la carga térmica de refrigeración proveniente de sus elementos internos, sobre todo personas y equipos. Por lo tanto, los EAA instalados en estos espacios son insuficientes para cubrir las exigencias. Esta diferencia puede apreciarse mejor entre las aulas GM210 y GM211. El salón GM210 no cuenta con ningún equipo, aquí el EAA instalado de 24000 Btu/h funciona apropiadamente para sus requerimientos, incluso teniendo en cuenta el factor de sobre carga del 10% (C. M. Rodríguez, Villalba, Fajardo, & López, 2007). Pero al evaluar el aula GM211 que cuenta con 2 computadores, se entra en un déficit de 3600 Btu/h, por lo que el EAA instalado no es suficiente.

En el caso del auditorio 1, la recepción, el salón de arquitectura y la sala virtual, se tienen áreas de ventanas muy grandes, por lo tanto, en estos espacios el aporte de energía realizado por las ventanas ronda cerca del 41%. Este valor es menor para la sala virtual, ya que al contar con una gran cantidad de equipos de computación la carga de las ventanas se reduce a 35.4% y la carga que aportan los equipos en esta sala equivale al 35.8%. En auditorio y el salón de arquitectura la segunda fuente de energía la representan las personas, en el auditorio este elemento representa el 32% de la carga de refrigeración ya que este espacio está diseñado para una cantidad de 170 personas aproximadamente. Mientras que, en el salón de arquitectura donde pueden permanecer 30 personas, la carga de refrigeración debida a ellas es de 25%, en cambio para la recepción la carga que aportan las 10 personas que normalmente trabajan allí es de solo 15%.

En general, para los espacios más pequeños, correspondientes a oficinas o laboratorios se cumplen con las exigencias más críticas para ellos, en casos como la recepción, la facultad de ciencias económicas y el laboratorio de microbiología se tienen EAA sobre diseñados. Sin embargo, algunos espacios de mayor área se encuentran sobre diseñados, ya que, aunque el lugar sea de mayor tamaño, normalmente hay poca

cantidad de personas y de equipos trabajando en dicho espacio, así que su aporte de energía será bajo.

8. RECOMENDACIONES Y TRABAJOS FUTUROS

Reducir la carga de refrigeración es una buena estrategia para reducir el consumo energético y los gastos económicos que esta genera. Para lograr reducir la carga de refrigeración a partir de la construcción de los espacios, se recomienda emplear materiales con mayor resistencia térmica para retardar la ganancia de calor. En las ventanas se recomienda verificar que la proporción SHGC y VT sea mayor a 1 para que las mismas transmitan más luz que calor, además que estas deben contar con buena sombra o con mecanismos que bloqueen el paso de la radiación solar. Los equipos y las luces con mayores eficiencias aportan mucha menos energía, reduciendo así la carga de refrigeración y el consumo energético.

Se recomienda realizar un adecuado aforo y distribución de personas y equipos según el área disponible en cada espacio, para evitar excesos en la carga de refrigeración que obliguen a los EAA instalados actualmente a trabajar de manera forzada.

Se recomienda emplear EAA con tecnología inverter, la cual consiste en un sistema de regulación eléctrico que permite controlar la velocidad del compresor para lograr que se trabaje a una velocidad constante, lo que puede derivar en ahorros de energía hasta del 40% (Hatakeyama, Sakanobe, Matsushita, & Makino, 2016).

Cuando se emplean EAA que se ajustan a las necesidades del espacio y que además evitan los continuos arranques de encendido, no solo se logra el confort, ahorro y se evita el ruido; sino que además se prolonga la vida útil del equipo

Para trabajos futuros se recomienda alimentar el software desarrollados con más materiales de construcción que se adapten cada vez más a los materiales usados en realidad para obtener resultados más precisos y tabularlos según el método CLTD/CLF/SCL. Igualmente ocurre con los meses de mayor exigencia y la orientación de las estructuras, al no tener valores tabulados para la latitud dada se pueden presentar imprecisiones en el cálculo. Cada espacio cuenta con características particulares, pero la que más difiere es la infiltración de aire. Por lo tanto, las infiltraciones deben ser estudiadas con mayor detenimiento para obtener valores más precisos. Establecer el valor de cambios de aire por hora (ACH) según las condiciones de cada espacio ayuda a tener mayor precisión en los cálculos, ya que esta puede llegar a representar hasta el 10% de la carga de refrigeración.

9. REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- Alomá, E., & Malaver, M. (2007). Análisis de los conceptos de energía, calor, trabajo y el teorema de Carnot. *Enseñanza de Las Ciencias: Revista de Investigación y Experiencias Didácticas*, 25(3), 387–400.
- Arora, R. C. (2012). *Refrigeration and air conditioning*. PHI Learning Pvt. Ltd.
- ASHRAE. (2004a). *HVAC systems and equipment*. American Society of Heating, Refrigerating, and Air. Atlanta.
- ASHRAE. (2004b). *Thermal Environmental Conditions for Human Occupancy* (Vol. 55).
- Bansal, K., Chowdhury, S., & Gopal, M. R. (2008). Development of CLTD values for buildings located in Kolkata, India. *Applied Thermal Engineering*.
- Bhatia, A. (2009). *Cooling Load Calculations and Principles*. AHSRAE.
- Bloch, H. P. (2000). *Guía práctica para la tecnología de los compresores*. McGraw-Hill/Interamericana de México.
- Cengel, Y. (2007). *Transferencia De Calor Y Masa*. México. D.F.: McGraw-Hill.
- Cengel, Y., Boles, M., & Buesa, I. (2006). *Termodinámica* (Vol. 10). São Paulo: McGraw-Hill.
- Colocho, N., Daza, P., Guzman, M., & Brito, E. (2011). *Manual Básico de Sistemas de Aire Acondicionado y Extracción Mecánica de Uso Común en Arquitectura*. Universidad Dr. José Matías Gelgado.
- Company, C. C. C. A. C. (1965). *Handbook of air conditioning system design* (Vol. 1). McGraw-Hill Companies.
- Francisco Guzman Bravo, & Jose Manuel Ochoa de la Torre. (2014). CONFORT TÉRMICO EN LOS ESPACIOS PÚBLICOS URBANOS Clima calido y frio semi-seco. *Revista Habitat Sustentable*, 4(2), 52–63.
- Godoy Muñoz, A. (2012). *El Confort térmico adaptativo. Aplicación en la edificación en España*. Universitat Politècnica de Catalunya.
- Grimm, N. R., Rosaler, R. C., Gómez, C. M., & Azpitarte, R. U. (2006). *Manual de diseño de calefacción, ventilación y aire acondicionado*. McGraw-Hill Interamericana.
- Hatakeyama, K., Sakanobe, K., Matsushita, S., & Makino, T. (2016). Air-conditioning apparatus. Google Patents.
- Hernández Calleja, A. (2007). *Bienestar térmico: criterios de diseño para ambientes térmicos confortables*. Normas Técnicas de Prevención(NTP).
- Howell, R. H., Sauer, H. J., & Coad, W. J. (2005). *Principles of Heating, Ventilating and Air Conditioning* (7th ed.). Atlanta: ASHRAE.

- Hui, S., & K.P., C. (2013). Application of Building Energy Simulation to Air-conditioning Design. *Proceedings of the Mainland-Hong Kong HVAC Seminar*, 1(1), 371–378.
- IDEAM. (2018). Trámites y servicios - Información Hidrometeorológica y ambiental. Retrieved February 23, 2019, from <http://www.ideam.gov.co/web/atencion-y-participacion-ciudadana/tramites-servicios>
- Indian Institute of Technology. (2008). Refrigeration and air conditioning. Kharagpur.
- Joudi, K., & Al-Badree, A. (2005). Comparison Of Cooling Load Calculation Methods By Tfm, Cldt & Tetd With Experimental Measurements. *Al-Fathet Jornarl*.
- Kreider, J. F., Curtiss, P. S., & Rabl, A. (2009). *Heating and cooling of buildings: design for efficiency*. CRC Press.
- Kuchen, E., Fisch, M. N., Gonzalo, G. E., & Nozica, G. N. (2009). Predicción del índice de disconformidad térmica en espacios de oficina considerando el diagnóstico de usuarios. *Avances En Energías Renovables y Medio Ambiente*, 13. Retrieved from www.igs.bau.tu-bs.de,
- Martin Dominguez, I. R., & Alarcón Herrera, M. T. (2004). *Evolución de las metodologías para el cálculo de cargas térmicas en edificaciones, desarrolladas por la ASHRAE*.
- Mcdowall, R. (2010). *Fundamentals of Air System Design*.
- Mirinejad, H., Welch, K. C., & Spicer, L. (2012). Review of intelligent control techniques in HVAC systems. In *2012 IEEE Energytech* (pp. 1–5).
- Murray, K. M. (2000). *Fundamentals of Heating and Cooling Loads*. Atlanta: ASHRAE.
- Nguyen, H. T., Nguyen, D. T., & Le, L. B. (2015). Energy management for households with solar assisted thermal load considering renewable energy and price uncertainty. *IEEE Transactions on Smart Grid*, 6(1), 301–314.
- Nuno, P., Ares, J. E., & Rivas, J. L. (2006). Climatización en los Centros de Proceso de Datos. *Boletín de La Red Iris*, (76), 33–41.
- Pérez de Ciriza, P. (2006). Evaluación del Bienestar térmico en locales de trabajo cerrados mediante los índices térmicos PMV y PPD. *Instituto Nacional de Seguridad e Higiene En El Trabajo*, 1–16.
- Puebla, J. (2003). *Manual De Buenas Prácticas En Refrigeración*. Caracas-Venezuela: FONDOIN.
- Rasmussen, N. (2003). Cálculo de los requisitos totales de refrigeración para centros de datos. *American Power Conversion*, (25).
- Rodríguez, C. M., Villalba, R. L., Fajardo, J. G., & López, B. S. (2007). Diagnóstico energético del sistema de aire acondicionado y refrigeración de un buque tipo nodriza fluvial. *Ship Science and Technology*, 1(1), 27–42.
- Rodríguez, C., Sarría, B., Fajardo, J., & Lugo, R. (2008). Estudio comparativo del método de cálculo de carga térmica para sistemas de aire acondicionado en buques. *Ship Science & Technology*, 2, 5–24.

- Simonson, C. J., Salonvaara, M., & Ojanen, T. (2001). Improving indoor climate and comfort with wooden structures. *VTT Publications*, (431).
- Stamper, E., & Koral, R. L. (1979). *Handbook of Air Conditioning, Heating, and Ventilating*. Industrial Press Inc.
- Strock, C., & Koral, R. L. (1965). Handbook of air conditioning heating and ventilating. In *Handbook of air conditioning heating and ventilating*. Industrial Press.
- Strock, C., & Koral, R. L. (2005). *Handbook of air conditioning heating and ventilating*. *Handbook of air conditioning heating and ventilating*. Industrial Press.
- Uba, F. A., & Sarsah, E. A. (2013). Cooling Load Temperature Differential Values For Buildings In Ghana. *INTERNATIONAL JOURNAL OF SCIENTIFIC & TECHNOLOGY RESEARCH*, 2. Retrieved from www.ijstr.org
- Universidad de Pamplona. (2010). Plano Villa del Rosario. Retrieved February 8, 2019, from http://www.unipamplona.edu.co/unipamplona/portallG/home_6/recursos/01general/anuncios/2010/marzo/10032010/planovillarosario.pdf
- Vallejo Coral, E. C. (2017). *Determinación de CLTD para cargas de enfriamiento de edificaciones en ciudades de clima cálido en México*. México/Instituto Tecnológico y de Estudios Superiores de Monterrey/2017.
- Valverde, A., & Guerra, M. A. (2006). Método de cálculo computarizado para la determinación de las cargas térmicas de refrigeración, aire acondicionado y selección de equipos. *Scientia et Technica*, 2(31).
- Vedavarz, A., Kumar, S., & Hussain, M. (2007). *HVAC: Heating, Ventilation and Air Conditioning for Design and Implementation*. New York. Industrial Press Inc.
- Wang, S. K. (2000). *Handbook of Air Conditioning and Refrigeration* (second). McGraw-Hill.
- Whitman C., W., & William R., J. (2000). Tecnología de la Refrigeración y Aire Acondicionado. *Tomo 1*. Paraninfo.
- Wirz, D. (2008). *Refrigeración comercial para técnicos de aire acondicionado*. Editorial Paraninfo.
- York®. (2017). Catalogue Commercial & Industrial HVAC 2017. Johnson Controls. Retrieved from http://www.johnsoncontrols.com/-/media/jci/global-capabilities/be/files/be_york_industrial_commercial_hvac_2017.pdf
- Zhang, F., De Dear, R., & Candido, C. (2016). Thermal comfort during temperature cycles induced by direct load control strategies of peak electricity demand management. *Elsevier*, 103, 9–20.