

**DETERMINACION DE LAS CARGAS TERMICAS PARA GARANTIZAR EL
CONFORT EN EL AUDITORIO DE LA UNIVERSIDAD TECNOLOGICA DE
BOLIVAR**

MANUEL GUILLERMO RODRIGUEZ SOFAN

CARLOS ALBERTO DIAZ RESTREPO

UNIVERSIDAD TECNOLOGICA DE BOLIVAR

FACULTAD DE INGENIERIA

PROGRAMA DE INGENIERIA MECANICA Y MECATRONICA

CARTAGENA DE INDIAS

2011

**DETERMINACION DE LAS CARGAS TERMICAS PARA GARANTIZAR EL
CONFORT EN EL AUDITORIO DE LA UNIVERSIDAD TECNOLOGICA DE
BOLIVAR**

MANUEL GUILLERMO RODRIGUEZ SOFAN

CARLOS ALBERTO DIAZ RESTREPO

Trabajo de Grado Presentado para Optar el Título de Ingeniero Mecánico.

Director

PhD. BIENVENIDO SARRIA LOPEZ

Ingeniero Mecánico

UNIVERSIDAD TECNOLOGICA DE BOLIVAR

FACULTAD DE INGENIERIA

PROGRAMA DE INGENIERIA MECANICA Y MECATRONICA

CARTAGENA DE INDIAS

2011

Cartagena de Indias D.T y C. Agosto 2011

Señores
COMITÉ CURRICULAR
UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA DE BOLÍVAR
Facultad de Ingeniería
Cartagena

Estimados Señores

Luego de revisar el trabajo de grado “**Determinación de la Carga Térmica para Garantizar el Confort en el Auditorio de la UTB**” de los estudiantes Manuel Guillermo Rodríguez Sofan y Carlos Alberto Díaz Restrepo; considero que cumple con los objetivos propuestos, por lo que estoy de acuerdo en presentarlo formalmente para su calificación y así optar por el título de Ingenieros Mecánicos.

Cordialmente

BIENVENIDO SARRIA LOPEZ
Director del proyecto

Cartagena de Indias D.T y C. Agosto 2011

Señores

COMITÉ CURRICULAR
UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA DE BOLÍVAR
Facultad de Ingeniería
Cartagena

Estimados Señores

La presente tiene como objetivo presentar a ustedes, para que sea puesto a consideración, el estudio y aprobación del trabajo de grado titulado **“Determinación de la Carga Térmica para Garantizar el Confort en el Auditorio de la UTB”** la cual fue realizada cumpliendo con las pautas establecidas y los derechos de la información suministrada por la universidad, y así optar por el título de Ingeniero Mecánico.

Cordialmente

MANUEL G. RODRIGUEZ SOFAN
1.047.379.809

CARLOS A. DIAZ RESTREPO
73.214.259

Cartagena de Indias D.T y C. Agosto 2011

AUTORIZACION

Nosotros, Manuel Guillermo Rodríguez Sofan identificado con cedula de ciudadanía numero 1.47.379.809 de Cartagena y Carlos Alberto Díaz Restrepo identificado con cedula de ciudadanía numero 73.214.259 de Cartagena, autorizamos a la UNIVERSIDAD TECNOLOGICA DE BOLIVAR, para hacer uso de nuestro trabajo de grado y publicarlo en el catalogo on-line de su biblioteca.

Cordialmente

MANUEL G. RODRIGUEZ SOFAN
1.047.379.809

CARLOS A. DIAZ RESTREPO
73.214.259

Cartagena de Indias D.T y C. Agosto 2011

Señores:

UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA DE BOLÍVAR

Programa de Ingeniería Mecánica

Comité de Evaluación de Proyectos

Ciudad

Apreciados Señores:

Con el siguiente escrito presento y certifico que el trabajo de grado titulado, **“Determinación de la Carga Térmica para Garantizar el Confort en el Auditorio de la UTB”**, fue elaborado por los estudiantes Manuel G. Rodríguez Sofan y Carlos Alberto Díaz Restrepo, bajo mi dirección.

Como Director del proyecto considero que el trabajo es satisfactorio y amerita ser presentado para su evaluación.

Ing. Bienvenido Sarria López
Director del Proyecto

Nota de Aceptación

Firma Presidente del Jurado

Firma del Jurado

Firma del Jurado

AGRADECIMIENTOS

Todo lo realizado en nuestro trabajo se lo debemos primordialmente a Dios, debido al bienestar que este nos ha brindado durante nuestras vidas, gracias a el por mantenernos en pie y luchando, gracias a nuestros familiares que durante todo este tiempo nos han apoyado, especialmente a nuestros padres por todo ese esfuerzo que han hecho para educarnos, como olvidar a nuestros compañeros de estudio que siempre han estado hay colaborándonos en todo lo que pueden, gracias a todo el personal de la UTB, que nos brindaron su apoyo e información para poder concluir este trabajo, gracias a todos esos Ingenieros que nos brindaron su sabiduría para formarnos como profesionales y personas (Vladimir Quiroz, Juan Fajardo, Luis Mañana, entre otros), pero unas especialmente gracias al Ingeniero Bienvenido Sarria López, por su paciencia, enseñanza, sabiduría, dedicación, tiempo y apoyo en todo este tiempo que ha estado a nuestro lado.

Gracias a todo esto hoy podemos ser Ingenieros Mecánicos.

TABLA DE CONTENIDO

INTRODUCCION	16
1. FORMULACIÓN DEL PROBLEMA	17
2. JUSTIFICACIÓN	18
3. OBJETIVOS	19
3.1 OBJETIVOS GENERALES.....	19
3.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS.....	19
4. MARCO TEORICO	20
4.1 Sistema HVAC.....	21
4.2 Método CLTD.....	23
4.3 Psicometría.....	24
4.4 Carta Psicométrica.....	25
5. CONFORT HUMANO	26
5.1 Comodidad Térmica.....	26
5.2 Transferencia de Calor a través de Paredes y Techos.....	37
5.3 Transferencia de calor a través de Ventanas.....	44
5.3.1 Factor U del borde del vidrio de una ventana.....	52
5.3.2 Factor U del Marco.....	54
5.3.3 Factor U total de las ventanas.....	57
5.4 Ganancia de calor solar a través de las Ventanas.....	59
6. METODOLOGIA DE CÁLCULO	66
6.1 Calculo de la carga térmica.....	66
6.2 Condiciones de diseño	66
6.3 Mediciones de las Secciones.....	68
6.4 Identificación de los Materiales de Construcción.....	68
6.5 Calculo de Coeficiente Global de Transferencia de Calor “U”.....	69
6.5.1 Circuitos Térmicos en serie.....	69

6.5.2 Circuitos térmicos en Paralelo.....	70
6.5.3 Coeficiente Global de Transferencia de Calor en Ventanas.....	71
6.6 CALCULO DE LA CARGA TÉRMICA.....	73
6.5.1 Calculo de las Cargas Sensibles.....	73
6.5.1.1 Paredes Externas y Techos.....	74
6.5.1.2 Ventanas.....	75
6.5.1.3 Misceláneas.....	78
6.5.1.3.1 Luces.....	78
6.5.1.3.2 Personas.....	79
6.5.1.3.3 Equipos.....	79
6.5.1.4 Infiltraciones.....	80
6.5.1.5 Factor de Corrección.....	80
6,5,2 Calculo de las Cargas Latentes.....	81
6.5.2.1 Misceláneas.....	81
6.5.2.2 Personas.....	82
6.5.2.3 Infiltraciones.....	82
7. CÁLCULO DE LA CARGA TÉRMICA TOTAL(SENSIBLE + LATENTE) EN TONELADAS DE REFRIGERACIÓN.....	83
8. COMPARACIÓN DE LA CARGA TÉRMICA INSTALADA VS LA CARGA TÉRMICA CALCULADA.....	84
8.1 Proceso de selección de equipo en la carta psicométrica.....	85
8.2Procese de selección con mezcla de aire.....	89
9. CALCULOS.....	90
9.1 Condiciones de Diseño.....	90
9.2 Mediciones del Auditorio.....	91
9.3 Calculo de Carga térmica.....	92

9.3.1 Cargas Sensibles.....	92
9.3.1.1 Paredes.....	92
9.3.1.2 Techo.....	96
9.3.1.3 Ventanas.....	101
9.3.1.4 Misceláneas.....	115
9.3.1.4.1 Personas.....	115
9.3.1.4.2 Luces o iluminación.....	116
9.3.1.4.3 Equipos.....	117
9.3.1.5 Infiltración.....	117
9.3.2 Carga Latente.....	119
9.3.2.1 Misceláneas.....	119
9.3.2.1.1 Personas.....	119
9.3.2.1.2 Infiltraciones.....	120
9.4 Método de las Fisuras para Infiltraciones (Carga Latente y Sensible).....	121
9.5 Calculo de carga térmica en toneladas de refrigeración del auditorio.....	132
9.6 Comparación de la carga calculada vs la carga instalada.....	134
10. ANALISIS DE RESULTADOS.....	140
11. CONCLUSIONES.....	142
12. RECOMENDACIONES.....	143
BIBLIOGRAFIA.....	144
ANEXOS	

LISTA DE FIGURAS

Figura 1. Carta Psicométrica.....	25
Figura 2: Diferencias entre el calor corporal y el producido por un calentador de resistencia de 1 KW.....	28
Figura 3: Efecto de la ropa sobre la temperatura ambiente.....	30
Figura 4: Medio térmicamente cómodo.....	31
Figura 5: Las superficies frías causan pérdida excesiva de calor del cuerpo por radiación y por tanto incomodidad en ese lado del cuerpo.....	33
Figura 6: Las tres regiones de una ventana en el análisis de la transferencia de calor.....	45
Figura 7: Red de resistencias térmicas para la transferencia de calor a través de un vidrio sencillo.....	47
Figura 8: Red de resistencias térmicas para la transferencia de calor a través de la sección del centro de una ventana de hoja doble.....	48
Figura 9: Variación del factor U para la sección central de ventanas de hoja doble y triple con espaciamientos entre las hojas.....	51
Figura 10: Factor U del borde del vidrio con relación al factor U del centro del vidrio para ventanas con varios espaciadores.....	53
Figura 11: Variación de la transmitancia del vidrio arquitectónico típico con la longitud de onda.....	60
Figura 12: Componentes directa, difusa y reflejada de la radiación solar que incide sobre una ventana.....	61
Figura 13: Distribución de la radiación solar que incide sobre un vidrio transparente.....	62
Figura 14: Rango óptimo para salud y el confort humano.....	68
Figura 15: Diagrama de circuitos térmicos en serie.....	70
Figura 16: Diagrama de circuitos térmicos en paralelo.....	71
Figura 17: Diagrama de las regiones de una ventana (también en puertas).....	72
Figura 18: Carta psicométrica TRANE	85

Figura 19: Ubicación de las condiciones en la carta psicométrica.....	85
Figura 20: Trazado del factor de calor sensible en la carta psicométrica.....	86
Figura 21: Ubicación del punto de suministro en la carta psicométrica.....	88
Figura 22: Medidas externas del auditorio sede ternera.....	91
Figura 23: Orientación de las paredes del Auditorio.....	92
Figura 24: Características de la infiltración a través de puertas y ventanas...	122
Figura 25: Coeficientes de presión en un edificio de baja altura.....	124
Figura 26: Diferencial de presión debido al efecto de chimenea.....	126
Figura 27: Imagen del Programa “YORK PSYCHROMETRIC CHART”	137

LISTA DE TABLAS

Tabla 1: Tabla de Índices metabólicos durante diversas actividades.....	29
Tabla 2: Tabla de Requerimientos mínimos de aire fresco en los edificios.....	37
Tabla 3: Tabla de los Coeficientes combinados de transferencia de calor por convección y radiación.....	38
Tabla 4: Tabla de Emisividades ϵ de varias superficies y emisividad efectiva de los espacios llenos de aire.....	40
Tabla 5: Tabla de Resistencias térmicas unitarias.....	42
Tabla 6: Coeficiente de transferencia de calor, h_{espacio} , para el espacio de aire atrapado entre las dos capas paralelas verticales de vidrio, para espacios de aire de 13 mm y 6 mm de espesor.....	50
Tabla 7: Factores U representativos del marco para ventanas verticales fijas.....	55
Tabla 8: Coeficiente combinado de transferencia de calor por convección y radiación h_i en la superficie interior de un vidrio vertical en condiciones de aire inmóvil.....	57
Tabla 9: Factores U (coeficiente de transferencia de calor) totales para ventanas y tragaluces diversos, en $W/m^2 \cdot ^\circ C$	58
Tabla 10: Variación por hora de la radiación solar que incide sobre varias superficies y los totales diarios durante todo el año, a 40° de la latitud.....	64
Tabla 11: Propiedades de las condiciones psicométricas.....	88
Tabla 12: Propiedades de las condiciones psicométricas.....	89
Tabla 13: Carga térmica en paredes del Auditorio.....	96
Tabla 14: Condiciones de emisividad y movimiento del aire.....	98
Tabla 15: CLATD para techos sin cielo raso.....	100
Tabla 16: Transferencia de calor en el techo.....	101
Tabla 17: CLTD para conducción a través de vidrios.....	102
Tabla 18: Carga térmica Total en Ventanas.....	114
Tabla 19: Cargas térmicas generadas por cada tipo de lámparas.....	116

Tabla 20: Carga térmica sensible generada por misceláneas.....	117
Tabla 21: Carga térmica sensible por infiltración.....	119
Tabla 22: Carga térmica latente por personas.....	120
Tabla 23: Carga térmica latente por infiltración.....	121
Tabla 24: Clasificación de las ventanas (para la figura 24).....	128
Tabla 25: Clasificación de las puertas (para la figura 24).....	128
Tabla 26: Carga térmica total sensible.....	132
Tabla 27: Carga térmica total latente.....	132
Tabla 28: Carga térmica Total.....	132
Tabla 29: CFM por personas.....	136
Tabla30: Propiedades de las condiciones psicométricas.....	139
Tabla 31: Cálculos finales, Auditorio Obtenido VS Auditorio Calculado.....	139
Tabla 32: Análisis de resultados, Carga térmica total sensible.....	140
Tabla 33: Análisis de resultados, Carga térmica total latente.....	140

INTRODUCCION

La universidad Tecnológica de Bolívar, en búsqueda de un uso eficiente de la energía, ha puesto en marcha el programa de uso racional de la energía, con el fin de implementar métodos de ahorro de energía en los campos de la Universidad (Ternera y Manga) para la reducción de costo de electricidad y agua. La ejecución del programa de URE constituyo una serie de estudios, entre estos, se planteó calcular las cargas térmicas en cada local aula y oficina de los campus de la UTB, con el objetivo de comparar los resultados obtenidos con la capacidad del equipo instalado, para comprobar si los equipos cumplen con la demanda de confort, o si el equipo está sobredimensionado. Como método de ahorro de energía; Se identifican los elementos que aportan las grandes cantidades de calor, se dan sugerencias para disminuir la carga de enfriamiento.

Los cálculos de carga térmica pueden ser realizados a través de software de cálculos y/o metodología presentada y/o avalada por especialistas del área; En los cálculos se consideran diferentes elementos que aportan o transmiten calor al local; además, se deben considerar los criterios de confort. La demanda de confort, se refiere a la sensación de una (s) personas (s) a estar en un ambiente propicio para ejercer su actividad, ya sea estar trabajando en su computador, bailar, cocinar, etc.; por lo tanto en los cálculos se debe considerar no solo los elementos que generan calor sino la actividad que se esté realizando y el movimiento de las personas.

Este trabajo de grado comprenderá los cálculos de carga térmica del AUDITORIO del campus de Ternera, y se le comparara la capacidad instalada con lo calculada para conocer la condición del local de estudio (sobredimensión del equipo, poca capacidad del equipo comparado con el local o si cumple con la demanda).

1. FORMULACIÓN DEL PROBLEMA.

¿Es posible calcular la cantidad de carga térmica que genera el Auditorio Napoleón de la Rosa Echávez?

2. JUSTIFICACION

Actualmente en el Auditorio Napoleón de la Rosa Echavez ubicado en la Universidad Tecnológica de Bolívar sede Ternera, presenta un problema el cual es que la carga térmica acumulada en el interior no es superada por las Toneladas de Refrigeración que entrega el Chiller cuando se está en funcionamiento las Aulas y oficinas del edificio A2 ocasionando inconformidad a los ocupantes de estos recintos en dicho momento ya que no llega a entregar un confort térmico deseado.

Muchas veces los estudiantes que se encuentran en las aulas se fastidian rápidamente ya que los salones no se encuentran refrigerados apropiadamente, lo mismo pasa en el auditorio y esto ocasiona bajo de ánimo y de interés a la tarea que se encuentren haciendo en ese momento. Anteriormente ya se había hecho un estudio sobre las cargas térmicas que se presentan en las Aulas del Bloque A2, oficinas y laboratorios.

El fin de esta tesis es de calcular la cantidad de carga térmica que se presenta en el interior del Auditorio y compararla con la cantidad de Toneladas de Refrigeración que puede entregar el Chiller para poder dar posibles soluciones a este problema.

3. OBJETIVOS

3.1 Objetivo General.

- Calcular y comparar la carga térmica obtenida con la calculada en el Auditorio.

3.2 Objetivo Específicos.

- Analizar los resultados de las cargas térmicas calculadas en los locales
- Identificar cualquier oportunidad de ahorro energético a través del sistema de refrigeración del Auditorio.
- Dar a conocer posibles sugerencias de mejoramiento como respuesta a este problema.

4. MARCO TEORICO

Desde la antigüedad el hombre se ha visto en la necesidad de estar siempre cómodo con el entorno incluyendo con su temperatura corporal, y a través de la historia las culturas han ideado diferentes formas para mantenerse comfortable. En el siglo XIX fue cuando el hombre se interesó por tratar de idear la manera de producir enfriamiento o refrigeración.

El acondicionamiento del aire es utilizado para referirse al enfriamiento del aire pero esta descripción es errónea, porque su verdadero término es como bien lo dice es acondicionar el aire hasta un nivel óptimo de enfriamiento, calentamiento, humidificación, deshumidificación, limpieza y desodorizarían. La finalidad del sistema de acondicionamiento del aire de una edificación es proporcionar una comodidad térmica completa o el confort deseado para ciertas circunstancias de climas; la comodidad del ser humano depende de tres factores: la Temperatura, humedad relativa y el movimiento del aire. Estos factores se pueden controlar ya sea calentado o enfriando el aire para el caso de la temperatura, para el caso de la humedad relativa se controla añadiendo o reduciendo el contenido del vapor de agua y el movimiento del aire se puede controlar mediante una óptima distribución del aire.

A través de años de trabajo, diversas compañías y organizaciones han evaluado múltiples factores requeridos para determinar las cargas de enfriamiento en diversas aplicaciones. Cuando se utilizan estos factores para el cálculo de cargas en espacios y edificios, lo importante es aplicar un buen criterio para desarrollar el procedimiento definido.

Para realizar el estimado de la carga de enfriamiento requerida con la mayor exactitud posible en espacios y edificios, las siguientes condiciones son de las más importantes para evaluar:

- Datos atmosféricos del sitio.

- La característica de la edificación, dimensiones físicas.
- La orientación del edificio, la dirección de las paredes del espacio a acondicionar.
- El momento del día en que la carga llega a su pico.
- Espesor y características de los aislamientos.
- La cantidad de sombra en los vidrios.
- Concentración de personar en el local.
- Las fuentes de calor internas.
- La cantidad de ventilación requerida.

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

4.1 SISTEMA HVAC

Un sistema HVAC es un sistema de ventilación, calefacción y acondicionamiento de aire (HVAC, por sus siglas en inglés Heating, Ventilating, and Air Conditioning). Se trata de un conjunto de métodos y técnicas sobre el tratamiento del aire en cuanto a su enfriamiento, calefacción, calidad, movimiento, etc.

La finalidad de un sistema HVAC, es proporcionar una corriente de aire, calefacción, y enfriamiento adecuado a cada cuarto.

Los sistemas HVAC pueden incluir diferentes equipos o sistemas:

- Unidades Enfriadoras
- Unidades de Manejo de Aire

- Sistemas de Bombeo

Están diseñados para las situaciones del peor caso, debido a que la mayor parte del tiempo tienen exceso de capacidad, es por eso que los siguientes criterios son de importancia para establecer un sistema de HVAC de calidad.

Criterios para un Sistema de HVAC de Calidad

Un sistema HVAC deberá:

- Ajustarse adecuadamente para proporcionar una corriente de aire correcta, y cumplir con las cargas calculadas de calefacción y enfriamiento de un cuarto.
- Instalarse con un sistema de retorno ajustado para proporcionar un correcto retorno de corriente de aire.
- Minimizar la ganancia o pérdida de la temperatura del aire de los conductos entre el manejador del aire y los registros de los cuartos, y entre los registros de retorno y el manejo del aire.
- Estar cargado adecuadamente con un refrigerante.

4.2 METODO CLDT/CLF/SCL

El método de **"Cálculo de Cargas por Temperatura Diferencial y Factores de Carga de Enfriamiento" (cltd/clf)**. Es el método que debe ser aplicado al considerarse como la primera alternativa de procedimiento de cálculo manual.

- El método de Temperatura Diferencial para Carga de Enfriamiento es simplificado, por utilizar un factor "U" para calcular la carga de enfriamiento para techos y paredes, presentando resultados equivalentes. Así, la ecuación básica para carga de enfriamiento en superficies exteriores es: $q = U * A$ (cltd).
- El método de cálculo de carga por temperatura diferencial se basa en la suposición de que el flujo de calor a través de un techo o pared puede ser obtenido por multiplicar la temperatura diferencial (exterior - interior) por los factores que afectan la carga térmica.

El método se basa en el cálculo de la ganancia de calor por medio de paredes, techos, ventanas, personas, iluminaciones e infiltraciones, etc. Utilizando la ecuación básica con los diferentes factores correctivos, la eficacia está sujeta a la precisión de las tablas y a la correcta selección de los factores.

4.3 PSICOMETRIA

Psicrometría es una rama de la ciencia que estudia las propiedades termodinámicas del aire húmedo y del efecto de la humedad atmosférica sobre los materiales y sobre el confort humano.

Este aire, conocido como aire húmedo está constituido por una mezcla de aire seco y vapor de agua.

El aire seco es una mezcla de varios gases, siendo la composición general la siguiente:

- Nitrógeno: 77%
- Oxígeno: 22%
- Dióxido de carbono y otros gases: 1%

El aire tiene la capacidad de retener una cierta cantidad de vapor de agua en relación a su temperatura. A menor temperatura, menor cantidad de vapor y a mayor temperatura, mayor cantidad de vapor de agua; si mantenemos este a una presión atmosférica constante.

También se considera que es un método para controlar las propiedades térmicas del aire húmedo y se representa mediante el diagrama psicrométrico.

4.4 Carta Psicométrica

Es un diagrama que relaciona múltiples parámetros relacionados con una mezcla de aire: temperatura, humedad relativa, humedad absoluta, punto de rocío, entalpía o calor total, calor sensible, calor latente y volumen específico del aire.

El diagrama no es constante, ya que es variable con la altura sobre el nivel del Mar. Es usual en la bibliografía encontrarlo para la altura a nivel del mar. (Ver figura 1).

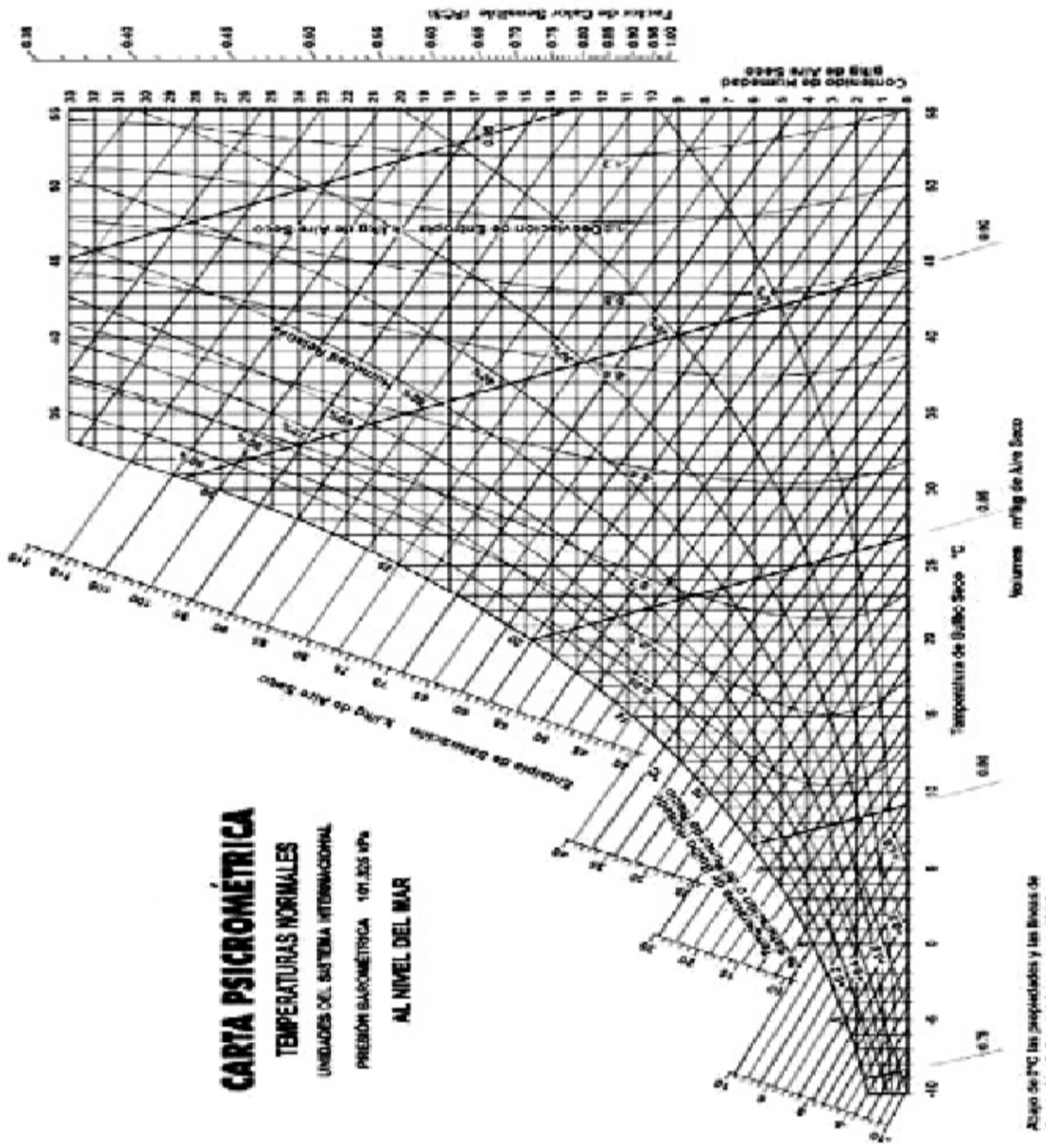


Figura 1: Carta Psicométrica.

5. CONFORT HUMANO

5.1 Comodidad Térmica.

A diferencia de los animales como una zorra o un oso, que nacen con abrigos de piel integrados, los seres humanos vinimos a este mundo con poca protección contra las condiciones ambientales severas. Por lo tanto, se afirma que la búsqueda de la comodidad térmica se remonta hasta los principios de la historia humana. Se cree que los primeros seres humanos vivieron en cuevas que les proporcionaban refugio y protección contra las condiciones térmicas extremas. Es probable que el primer sistema de calentamiento usado fuera del hogar abierto, seguido por el fuego en moradas, mediante el uso de una chimenea para dar salida a los gases de la combustión. El concepto de calefacción central se remonta a la época de los romanos, quienes calentaban sus casas utilizando técnicas de construcción de piso doble y haciendo pasar los humos del fuego por la abertura entre las dos capas del piso. Los romanos también fueron los primeros en utilizar ventanas transparentes hechas de mica o de vidrio para mantener fuera a la lluvia o al viento pero dejar entrar la luz. La madera y el carbón mineral fueron las primeras fuentes de energía para calefacción y se usaron las velas y el aceite para alumbrar. Las ruinas de casas con el frente hacia el sur indican que pronto, en la historia, se reconoció el valor del calentamiento solar.

EL termino acondicionamiento del aire suele usarse en sentido restringido para implicar el enfriamiento pero, en su sentido amplio, significa acondicionar el aire hasta tener el nivel deseado de calentamiento, enfriamiento, humidificación, limpieza y desodorización. La finalidad del sistema de acondicionamiento del aire de un edificio es proporcionar una comodidad térmica completa para sus ocupantes. Por lo tanto, se necesita comprender los aspectos térmicos del cuerpo humano para diseñar un sistema eficaz de acondicionamiento de aire.

Los bloques de construcción de los organismos vivos son las células, las cuales se asemejan a fábricas en miniatura que realizan diversas funciones necesarias para la supervivencia de los seres vivos. El cuerpo contiene cerca de 100 mil billones de células con un diámetro promedio de 0.01 mm.

En una célula típica ocurren miles de reacciones químicas cada segundo, durante las cuales algunas moléculas se dividen y se libera energía, y se forman algunas nuevas moléculas. El elevado nivel de actividad química de las células que mantiene la temperatura del cuerpo humano a 37.0°C (98°F), al mismo tiempo que realizan las funciones corporales necesarias, se llama metabolismo. En términos sencillo, el metabolismo se refiere al consumo de los alimentos, como los carbohidratos, las grasas y las proteínas. Los especialistas en nutrición suelen expresar el contenido de energía metabolizable de los alimentos en términos de la caloría, con mayúscula. Una caloría es equivalente a $1\text{Cal} = 1\text{Kcal} = 4,1868\text{ KJ}$.

La rapidez del metabolismo en el estado de reposo se llama índice metabólico basal, el cual es la velocidad de metabolismo requerida para conservar un organismo realizando las funciones corporales necesarias, como la respiración y la circulación sanguínea, en un nivel cero de actividad extrema. El índice metabólico también se puede interpretar como la velocidad de consumo de energía por parte de un organismo. Para un hombre promedio (de 30 años de edad, 70 kg, 1.73 m de estatura, 1.8m^2 de área superficial), el índice metabólico basal es de 84 w. Es decir, el organismo está convirtiendo la energía química de los alimentos en calor a razón de 84 J/s, el cual entonces se disipa hacia los alrededores. El índice metabólico crece con relación a la actividad y puede decuplicar el índice metabólico basal cuando alguien está realizando un ejercicio extremo. Es decir, dos personas haciendo ejercicio pesado en un cuarto pueden liberar más energía hacia este que un calentador de resistencia de 1 Kw (ver figura 2)¹.

¹Y.A Çengel, *Transferencia de calor*, 3 ED Cap. 1 Pág. 41

Un hombre promedio genera calor a razón de 108 w mientras está sentado leyendo, escribiendo, mecanografiando. El índice metabólico máximo de un hombre promedio es de 1250 w, a la edad de 20 año, y de 730 a los 70. Las velocidades promedio para las mujeres son inferiores en alrededor de un 30%. Los índices metabólicos para los atletas entrenados pueden sobrepasar los 2000 w.

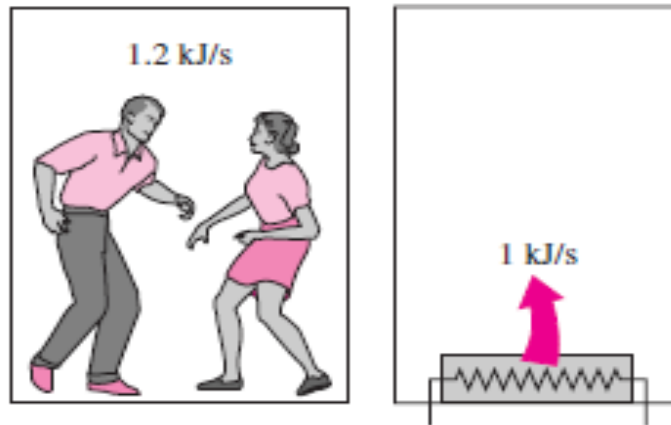


Figura 2: Dos personas bailando rápido emiten más calor hacia un cuarto que un calentador de resistencia de 1 KW.

En la tabla (1) se muestran los índices metabólicos durante diversas actividades por unidad de área superficial del cuerpo. El área superficial de un cuerpo desnudo fue expresada por D. DuBois en 1916 como:

$$A_s = 0.202m^{0.425}h^{0.725} \quad (m^2)$$

En donde m es la masa del cuerpo en kilogramos y h en la altura en metros. La ropa incrementa el área superficial expuesta en hasta cerca de un 50%.

Los índices metabólicos que se dan en la tabla (1)²son suficientemente exactos para la mayor parte de los fines, pero se tiene una incertidumbre considerable en los niveles de elevada actividad.

²Y.A Çengel, *Transferencia de calor*, 3 ED Cap. 1 Pág. 42

Se pueden determinar valores más exactos midiendo la velocidad del consumo de oxígeno en la respiración, que va desde alrededor de 0.25 L/min, para un hombre promedio en reposo, hasta más de 2 L/min durante el trabajo extremadamente pesado. Se puede suponer que toda la energía liberada durante el metabolismo se libera como calor (en las formas sensible o latente), puesto que el trabajo mecánico externo realizado por los músculos es muy pequeño.

Activity	Metabolic rate*
	W/m ²
Resting:	
Sleeping	40
Reclining	45
Seated, quiet	60
Standing, relaxed	70
Walking (on the level):	
2 mph (0.89 m/s)	115
3 mph (1.34 m/s)	150
4 mph (1.79 m/s)	220
Office Activities:	
Reading, seated	55
Writing	60
Typing	65
Filing, seated	70
Filing, standing	80
Walking about	100
Lifting/packing	120
Driving/Flying:	
Car	60-115
Aircraft, routine	70
Heavy vehicle	185

Tabla 1: Índices metabólicos durante diversas actividades (tomado del Handbook of fundamentals de la ASHRAE, Ref. 1, Cap. 8 tabla 4).

Nota: Multiplíquese por 1.8 m² para obtener los índices metabólicos para un hombre promedio. Multiplíquese por 0.3171 para convertir en Btu/.ft².

Además, el trabajo que se realiza durante la mayor parte de las actividades, como el caminar o hacer ejercicio en una bicicleta fija, llega el momento en que se convierte en calor a través de la fricción.

La comodidad del cuerpo humano depende principalmente de tres factores ambientales: la temperatura, la humedad relativa, y el movimiento del aire. La temperatura del medio ambiente es el índice sencillo más importante de la comodidad. Se ha realizado una investigación extensa sobre sujetos humanos con el fin de determinar la “zona de comodidad térmica” e identificar las condiciones en las que el cuerpo humano se siente cómodo en un medio.

Se ha observado que la mayor parte de la gente vestida de manera normal, en reposo o realizando trabajo ligero, se siente cómoda en el rango de temperatura operativa (muy aproximadamente, la temperatura promedio del aire y las superficies circundantes) de 23°C hasta 27°C (ver figura 3)³.

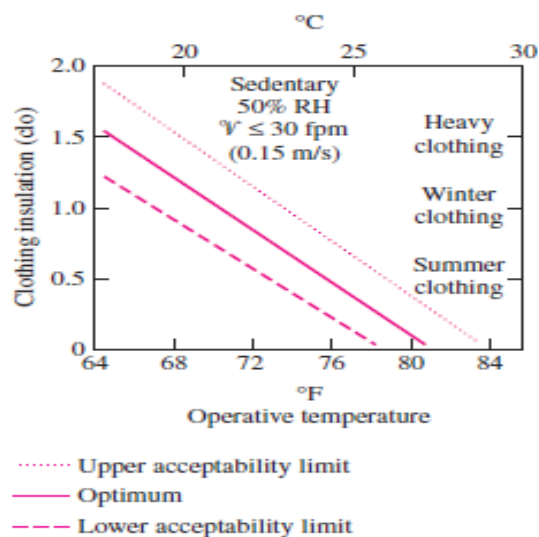


Figura 3: Efecto de la ropa sobre la temperatura ambiente que se siente cómoda.

Para la gente desnuda este rango es de 29°C a 31°C . La humedad relativa también tiene un efecto considerable sobre la comodidad, ya que es una medida de la capacidad del aire para absorber humedad y, por tanto, afecta la cantidad de calor que un cuerpo puede disipar por evaporación, en especial a altas temperaturas, y

³Y.A Çengel, *Transferencia de calor*, 3 ED Cap. 1 Pág. 43

la baja humedad relativa lo acelera. El nivel deseable de humedad relativa se encuentra en el amplio rango de 30 a 70%, siendo el más deseable el de 50%. La mayor parte de las personas no sienten calor ni frío en estas condiciones y el cuerpo no necesita activar alguno de los mecanismos de defensa con el fin de mantener su temperatura normal ver (figura 4)⁴.



Figura 4: Medio térmicamente cómodo

Otro factor que tiene un efecto importante sobre la comodidad térmica es el movimiento excesivo del aire o corriente de aire, que causa un enfriamiento local no deseado del cuerpo humano. La corriente de aire es identificada por mucho como uno de los factores más molestos en los lugares de trabajo, los automóviles y los aviones. La experimentación de incomodidad por la corriente de aire es común entre las personas que usan ropa normal en interiores y que están realizando trabajo ligero sedentario y menos común entre aquellas con elevados niveles de actividad.

La velocidad del aire debe mantenerse por debajo de 9 L/min en el invierno, y de 15 L/min en el verano, para minimizar la incomodidad por la corriente, en especial cuando el aire es frío.

⁴Y.A Çengel, *Transferencia de calor*, 3 ED Cap. 1 Pág. 44

Un bajo nivel de movimiento del aire es deseable ya que remueve el bochorno, el aire húmedo que se acumula alrededor del cuerpo, y lo reemplaza con aire fresco. Por lo tanto, el movimiento del aire debe ser lo suficientemente fuerte para eliminar el calor y la humedad de la vecindad del cuerpo, pero tan suave como para no advertirse.

El movimiento del aire a alta velocidad también causa incomodidad en el exterior. Por ejemplo un medio ambiente a 10°C con vientos de 48 km/h se siente tan frío como un medio ambiente a -7°C con vientos de 3 km/h , debido al efecto enfriamiento del movimiento del aire (el factor del viento).

Un buen sistema debe proporcionar condiciones uniformes en todo el espacio habitable para evitar la incomodidad causada por irregularidades como las corrientes de aire, la radiación térmica asimétrica, los pisos calientes o fríos. La radiación térmica asimétrica es causada por las superficies frías de las ventanas más grandes, las paredes no aisladas o los productos fríos, así como por las superficies calientes como los paneles radiantes para calefacción, de gas o eléctricos, colocados en las paredes o el techo, las paredes o techos de mampostería calentados por el Sol y la maquinaria caliente. La radiación asimétrica causa incomodidad por la exposición de lados diferentes del cuerpo a superficies con temperaturas diferentes y, por tanto, a distintas pérdidas o ganancias de calor por radiación. Una persona cuyo lado izquierda está expuesto a una ventana fría, por ejemplo, sentirá como si estuviera perdiendo calor de ese lado ver (figura 5)⁵.

⁵Y.A Çengel, *Transferencia de calor*, 3 ED Cap. 1 Pág. 44

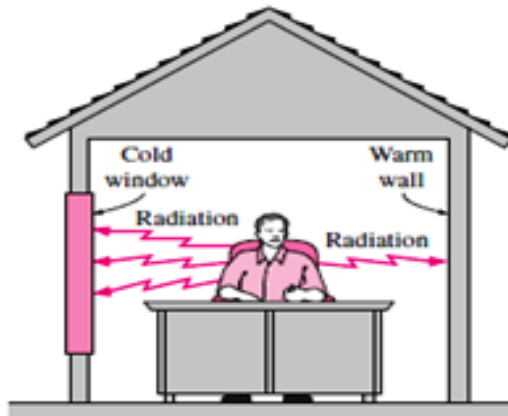


Figura 5: Las superficies frías causan pérdida excesiva de calor del cuerpo por radiación y por tanto incomodidad en ese lado del cuerpo.

Para lograr la comodidad térmica, la asimetría en la temperatura radiante no debe sobrepasar 5°C en la dirección vertical y 10°C en la horizontal. Se puede minimizar el efecto desagradable de la asimetría en la radiación mediante la instalación de paneles de calefacción de tamaño apropiado, usando ventanas de hoja doble y colocando aislamiento generoso en las paredes y el techo.

El contacto directo con superficies frías o calientes también causa incomodidad en los pies. La temperatura del piso depende de la manera en que este construido (si esta directamente sobre el suelo o sobre la parte superior de un cuarto calentado, si esta hecho de madera o de concreto, si se uso aislamiento, etc.) así como de la cubierta usada por el piso, como almohadillas, tapetes, alfombras y linóleo. Se sabe que una temperatura del piso de 23°C a 25°C es cómoda para la mayor parte de la gente. La asimetría térmica del piso pierde su significado para las personas con calzado. Una manera eficaz y económica de elevar la temperatura del piso es usar paneles radiantes de calefacción en lugar de aumentar el ajuste del termostato. Otra condición no uniforme que causa incomodidad es la estratificación de la temperatura en un cuarto, que expone la cabeza y los pies a temperaturas diferentes. Para lograr la comodidad térmica, La diferencia de

temperatura entre los niveles de la cabeza y los pies no debe exceder de 3°C . Este efecto se puede minimizar usando ventiladores.

Se debe notar que ningún ambiente térmico satisfará a todos. Sin importar lo que se haga, ciertas personas expresaran alguna incomodidad. La zona de comodidad térmica está basada en una tasa 90% de aceptación. Es decir, se estima que un medio es cómodo si solo 10% de las personas no están satisfechos con él. El metabolismo disminuye algo con la edad, pero no tiene efecto sobre la zona de comodidad. La investigación indica que no existe diferencia apreciable entre los medios preferidos por las personas viejas y jóvenes. Los experimentos también demuestran que los hombres y las mujeres prefieren casi el mismo ambiente. El índice de metabolismo de la mujer es algo inferior, pero esto se compensa por la temperatura de la piel y la pérdida por evaporación ligeramente inferiores.

Por lo tanto se pueden usar las condiciones térmicas de comodidad en todo el mundo, durante cualquiera temporada. Del mismo modo las personas no pueden aclimatarse para preferir condiciones diferentes de comodidad.

En un medio ambiente frío la razón de pérdida de calor del cuerpo puede exceder la razón de generación de calor metabólico. El calor específico promedio del cuerpo humano es de $3.49 \text{ kJ}/\text{kg}^{\circ}\text{C}$ y, por tanto, cada caída de 1°C en la temperatura del cuerpo corresponde a un déficit de 255 KJ en el contenido corporal de calor para un hombre promedio de 70 kg. Una caída de 0.5°C en la temperatura media del cuerpo causa una incomodidad notoria pero que es aceptable. Una caída de 2.6°C causa una incomodidad extrema. Una persona que este durmiendo se despertara cuando su temperatura media corporal caiga en 1.3°C . La caída de temperatura en las profundidad del cuerpo por debajo de 35°C puede dañar el mecanismo de regulación de la temperatura de este, en tanto una caída por debajo de 28°C puede ser fatal. Las personas sedentarias informaron sentirse cómodas a una temperatura media de la piel de 33.3°C , incómodamente frías a

31°C, frías hasta tiritar a 30°C y extremadamente frías a 29°C. Las personas que realizan trabajos pesados informaron sentirse cómodas a temperaturas muchos más bajas, lo cual muestra que el nivel de actividad afecta el desempeño y la comodidad de los humanos.

La primera línea de defensa del cuerpo contra la pérdida excesiva de calor en un medio ambiente frío es reducir la temperatura de la piel y, de este modo, la razón de pérdida de calor; esto se logra al estrechar las venas y disminuir el flujo sanguíneo. La medida disminuye la temperatura de los tejidos subyacentes a la piel, pero mantiene la temperatura corporal interna. La siguiente acción preventiva es incrementar la razón de generación de calor metabólico en el cuerpo al tiritar, a menos que la persona lo haga voluntariamente incrementando su nivel de actividad.

En los medios calientes la razón de pérdida de calor del cuerpo puede hacerse más lenta que la generación de calor metabólico. En esta ocasión el cuerpo activa los mecanismos opuestos. En primer lugar aumenta el flujo de sangre y, por tanto, el transporte de calor hacia la piel, causando que la temperatura de esta y la de los tejidos subyacentes se eleve y se aproxime a la del interior del cuerpo. En condiciones de calor extremo, el ritmo cardíaco puede llegar hasta 180 latidos por minuto para mantener suministro de sangre adecuado al cerebro y a la piel. A ritmos cardíacos más altos, la eficiencia volumétrica del corazón cae y el suministro hacia la piel y, lo que es más importante, al cerebro. Esto hace que la persona se desmaye como resultado de los problemas causados por calor. La deshidratación hace que el problema sea peor. Una cosa muy semejante sucede cuando una persona que trabaja muy duro durante un tiempo largo se detiene súbitamente.

Otro factor que afecta la comodidad térmica, la salud y la productividad es la ventilación. Se puede proporcionar aire fresco del exterior a un edificio en forma natural o por fuerza mediante un sistema mecánico de ventilación. En el primer

caso, lo cual es la norma en los edificios residenciales, la ventilación necesaria se suministra por infiltración a través de las grietas y fugas en el espacio habitado y abriendo las ventanas y puertas. La ventilación adicional necesaria en los cuartos de baño y en las cocinas se suministra con respiraderos con compuertas o con ventiladores de extracción. Sin embargo, con este tipo de ventilación no controlada, el suministro de aire fresco será muy elevado, con desperdicio de energía, o demasiado bajo, causando una mala calidad del aire en el interior.

Los sistemas de ventilación mecánica forman parte de cualquier sistema de calefacción y acondicionamiento de aire en los edificios comerciales, suministrando la cantidad necesaria de aire fresco del exterior y distribuyéndolo de manera uniforme en todo el edificio. Esto no es sorprendente, ya que muchas habitaciones en los grandes edificios comerciales no cuentan con ventanas y, por tanto, dependen de la ventilación mecánica.

Incluso los espacios con ventanas se encuentran en la misma situación, ya que dichas ventanas están herméticamente selladas y no se pueden abrir en la mayor parte de los edificios. No es una buena idea exagerar el tamaño del sistema de ventilación solo quedar en el “lado seguro”, ya que extraer aire del interior, calentado o enfriado, desperdicia energía. Por otra parte, también debe evitarse la reducción de las razones de ventilación por debajo del mínimo requerido, con el fin de conservar energía, de modo que la calidad del aire en el interior se pueda mantener en los niveles requeridos. En la tabla (2)⁶ se da una lista de los requisitos mínimos de aire fresco para ventilación. Los valores están basados en el control de CO₂ y otros contaminantes con un margen adecuado de seguridad, lo cual requiere que a cada persona se le suministren por lo menos 7.5 L/s de aire fresco.

⁶Y.A Çengel, *Transferencia de calor*, 3 ED Cap. 1 Pág. 45

Application	Requirement (per person)	
	L/s	ft ³ /min
Classrooms, libraries, supermarkets	8	15
Dining rooms, conference rooms, offices	10	20
Hospital rooms	13	25
Hotel rooms	15 (per room)	30 (per room)
Smoking lounges	30	60
Retail stores	1.0–1.5 (per m ²)	0.2–0.3 (per ft ²)
Residential buildings	0.35 air change per hour, but not less than 7.5 L/s (or 15 ft ³ /min) per person	

Tabla 2: Requerimientos mínimos de aire fresco en los edificios (norma 62 – 1989 de la ASHRAE).

5.2 Transferencia de calor a través de paredes y techos.

En condiciones estacionarias se puede determinar la razón de la transferencia de calor a través de cualquier sección de la pared o el techo de un edificio a partir de:

$$\dot{Q} = UA(T_i - T_o) = \frac{A(T_i - T_o)}{R}$$

Donde T_i y T_o son las temperaturas del aire en el interior y el exterior, A es el área de transferencia de calor, U es el coeficiente de transferencia de calor total y $R = 1/U$ es la resistencia térmica unitaria total. Las paredes y los techos de los edificios constan de varias capas de materiales; la estructura las condiciones de operación de las paredes y los techos pueden diferir de manera significativa de un edificio a otro. Por lo tanto, no resulta práctico enlistar los valores R (o los factores U) de clases diferentes de paredes o techos en condiciones diferentes. La resistencia

térmica de una estructura de puede determinar con la mayor exactitud en un laboratorio, al armar en realidad la unidad y probar como un todo, pero este procedimiento suele ser muy tardado y costoso.

Se pueden determinar resistencias térmicas unitaria de una capa plana de espesor L y conductividad térmica K a partir de $R = L/K$.

La transferencia de calor a través de una sección de pared o techo también se ve afectada por los coeficientes de transferencia de calor por convección y radiación en las superficies expuestas. Los efectos de la convección y la radiación sobre las superficies interior y exterior de las paredes y techos suelen combinarse en los *coeficientes combinados de transferencia de calor por convección y radiación* (también llamados *conductancias superficiales*) h_i y h_o , respectivamente, cuyos valores se dan en la tabla (3)⁷ para superficies comunes ($\epsilon = 0.9$) y superficies reflectoras ($\epsilon = 0.2$ o 0.05).

Posi- tion	Direc- tion of Heat Flow	$h, W/m^2 \cdot ^\circ C^*$		
		Surface Emittance, ϵ		
		0.90	0.20	0.05
Still air (both indoors and outdoors)				
Horiz.	Up ↑	9.26	5.17	4.32
Horiz.	Down ↓	6.13	2.10	1.25
45° slope	Up ↑	9.09	5.00	4.15
45° slope	Down ↓	7.50	3.41	2.56
Vertical	Horiz. →	8.29	4.20	3.35
Moving air (any position, any direction)				
Winter condition				
(winds at 15 mph or 24 km/h)		34.0	—	—
Summer condition				
(winds at 7.5 mph or 12 km/h)		22.7	—	—

Tabla 3: Coeficientes combinados de transferencia de calor por convección y radiación en las superficies de las ventanas, paredes o techos (tomado *del Handbook of fundamentals* de la ASHRAE, Ref.1, Cap. 22, tabla 1).

NOTA: Multiplíquese por 0.176 para convertir a $Btu/h.ft^2.^{\circ}F$. La resistencia de la superficie se puede obtener a partir de $R = 1/h$.

La superficie que tiene una baja emisividad también tiene una baja conductancia superficial, debido a la reducción de la transferencia de calor por radiación. Los valores de la tabla están basados en una temperatura superficial de 21° C (72° F) y una diferencia de temperatura entre la superficie y el aire de 5.5° C (10° F). También se supone que la temperatura superficial equivalente del medio es igual a la temperatura del aire ambiente.

El coeficiente de transferencia de calor de la superficie interior, h_i , permanece muy constante durante todo el año, pero el valor de h_o varía de manera considerable a causa de su dependencia de la orientación y de la velocidad del viento, la cual puede variar desde menos de 1 Km/h, con condiciones de tiempo en clima tranquilo, hasta más de 40 Km/h durante las tormentas. Los valores de uso común de h_i y h_o para los cálculos de la carga pico son:

$$\begin{array}{l}
 h_i = 8.29 \text{ W/m}^2 \cdot \text{°C} = 1.46 \text{ Btu/h} \cdot \text{ft}^2 \cdot \text{°F} \quad (\text{Invierno y Verano}) \\
 h_o = \begin{cases} 34.0 \text{ W/m}^2 \cdot \text{°C} = 6.0 \text{ Btu/h} \cdot \text{ft}^2 \cdot \text{°F} & (\text{Invierno}) \\ 22.7 \text{ W/m}^2 \cdot \text{°C} = 4.0 \text{ Btu/h} \cdot \text{ft}^2 \cdot \text{°F} & (\text{Verano}) \end{cases}
 \end{array}$$

Las resistencias térmicas superficiales correspondientes se determinan a partir de $R_i = 1/h_i$ y $R_o = 1/h_o$. Se pueden usar los valores de la conductancia superficial en condiciones de aire estático para las superficies interiores así como para las exteriores, con clima tranquilo.

Los componentes de construcción a menudo contienen *espacios con aire atrapado* entre varias capas. Las resistencias térmicas de esos espacios llenos de aire dependen del espesor de la capa, la diferencia de temperatura a través de esta, la temperatura media del aire, la emisividad de cada superficie, la orientación de la capa de aire y la dirección de la transferencia de calor. La **emisividad efectiva** de un espacio lleno de aire de planos paralelos se expresa por:

$$\frac{1}{\varepsilon_{\text{efectiva}}} = \frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{1}{\varepsilon_2} - 1$$

Donde ε_1 y ε_2 , son las emisiones de las superficies de espacio lleno de aire. En la tabla (4)⁸ también se da la lista de la emisividades efectivas de los espacios llenos de aire para los casos en donde 1) la emisividad de una de las superficies del espacio lleno de aire es ε en tanto que la emisividad de la otra es 0.9 (un material de construcción) y 2) la emisividad de las dos superficies es ε .

Surface	Effective Emissivity of Air Space	
	$\varepsilon_1 = \varepsilon$ $\varepsilon_2 = 0.9$	$\varepsilon_1 = \varepsilon$ $\varepsilon_2 = \varepsilon$
Aluminum foil, bright	0.05*	0.03
Aluminum sheet	0.12	0.06
Aluminum-coated paper, polished	0.20	0.11
Steel, galvanized, bright	0.25	0.15
Aluminum paint	0.50	0.35
Building materials:		
Wood, paper, masonry, nonmetallic paints	0.90	0.82
Ordinary glass	0.84	0.72

Tabla 4: Emisividades ε de varias superficies y emisividad efectiva de los espacios llenos de aire (tomado del *Handbook of fundamentals* de la ASHRAE, Ref. 1, Cap. 22, tabla 3).

NOTA: La emisividad superficial de la hoja de aluminio se incrementa hasta 0.30 con condensación apenas visible y hasta 0.70 con condensación claramente visible.

⁸Y.A Çengel, *Transferencia de calor*, 3 ED Cap. 3 Pág. 183

Note que la emisividad efectiva de un espacio lleno de aire entre materiales de construcción es $0.82/0.03 = 27$ veces la de un espacio lleno de aire entre superficies cubiertas con hojas de aluminio. Para temperaturas especiales específicas, la transferencia de calor por radiación a través de un espacio lleno de aire es proporcional a la emisividad efectiva y, por tanto, la velocidad de transferencia en el caso de superficies comunes es 27 veces mayor a la que presenta una superficie reflectora.

En la tabla (5)⁹ se da la lista de resistencias térmicas de espacios llenos de aire de 20 mm, 40 mm y 90 mm (0.75in, 1.5in y 3.5in) de espesor en varias condiciones. Los valores de las resistencias térmicas de la tabla son aplicables a los espacios llenos de aire de espesor uniforme limitados por superficies paralelas planas y lisas, sin fugas de aire. Se puede obtener las resistencias térmicas para otras temperaturas, emisividades y espacios llenos de aire por interpolación y extrapolación moderada.

⁹Y.A Çengel, *Transferencia de calor*, 3 ED Cap. 3 Pág. 182

(a) SI units (in $m^2 \cdot ^\circ C/W$)

Position of Air Space	Direction of Heat Flow	Mean Temp., $^\circ C$	Temp. Diff., $^\circ C$	20-mm Air Space				40-mm Air Space				90-mm Air Space			
				Effective Emissivity, ϵ_{eff}				Effective Emissivity, ϵ_{eff}				Effective Emissivity, ϵ_{eff}			
				0.03	0.05	0.5	0.82	0.03	0.05	0.5	0.82	0.03	0.05	0.5	0.82
Horizontal Up ↑		32.2	5.6	0.41	0.39	0.18	0.13	0.45	0.42	0.19	0.14	0.50	0.47	0.20	0.14
		10.0	16.7	0.30	0.29	0.17	0.14	0.33	0.32	0.18	0.14	0.27	0.35	0.19	0.15
		10.0	5.6	0.40	0.39	0.20	0.15	0.44	0.42	0.21	0.16	0.49	0.47	0.23	0.16
		-17.8	11.1	0.32	0.32	0.20	0.16	0.35	0.34	0.22	0.17	0.40	0.38	0.23	0.18
45° slope Up ↑		32.2	5.6	0.52	0.49	0.20	0.14	0.51	0.48	0.20	0.14	0.56	0.52	0.21	0.14
		10.0	16.7	0.35	0.34	0.19	0.14	0.38	0.36	0.20	0.15	0.40	0.38	0.20	0.15
		10.0	5.6	0.51	0.48	0.23	0.17	0.51	0.48	0.23	0.17	0.55	0.52	0.24	0.17
		-17.8	11.1	0.37	0.36	0.23	0.18	0.40	0.39	0.24	0.18	0.43	0.41	0.24	0.19
Vertical Horizontal →		32.2	5.6	0.62	0.57	0.21	0.15	0.70	0.64	0.22	0.15	0.65	0.60	0.22	0.15
		10.0	16.7	0.51	0.49	0.23	0.17	0.45	0.43	0.22	0.16	0.47	0.45	0.22	0.16
		10.0	5.6	0.65	0.61	0.25	0.18	0.67	0.62	0.26	0.18	0.64	0.60	0.25	0.18
		-17.8	11.1	0.55	0.53	0.28	0.21	0.49	0.47	0.26	0.20	0.51	0.49	0.27	0.20
45° slope Down ↓		32.2	5.6	0.62	0.58	0.21	0.15	0.89	0.80	0.24	0.16	0.85	0.76	0.24	0.16
		10.0	16.7	0.60	0.57	0.24	0.17	0.63	0.59	0.25	0.18	0.62	0.58	0.25	0.18
		10.0	5.6	0.67	0.63	0.26	0.18	0.90	0.82	0.28	0.19	0.83	0.77	0.28	0.19
		-17.8	11.1	0.66	0.63	0.30	0.22	0.68	0.64	0.31	0.22	0.67	0.64	0.31	0.22
Horizontal Down ↓		32.2	5.6	0.62	0.58	0.21	0.15	1.07	0.94	0.25	0.17	1.77	1.44	0.28	0.18
		10.0	16.7	0.66	0.62	0.25	0.18	1.10	0.99	0.30	0.20	1.69	1.44	0.33	0.21
		10.0	5.6	0.68	0.63	0.26	0.18	1.16	1.04	0.30	0.20	1.96	1.63	0.34	0.22
		-17.8	11.1	0.74	0.70	0.32	0.23	1.24	1.13	0.39	0.26	1.92	1.68	0.43	0.29

(b) English units (in $h \cdot ft^2 \cdot ^\circ F/Btu$)

Position of Air Space	Direction of Heat Flow	Mean Temp., $^\circ F$	Temp. Diff., $^\circ F$	0.75-in. Air Space				1.5-in. Air Space				3.5-in. Air Space			
				Effective Emissivity, ϵ_{eff}				Effective Emissivity, ϵ_{eff}				Effective Emissivity, ϵ_{eff}			
				0.03	0.05	0.5	0.82	0.03	0.05	0.5	0.82	0.03	0.05	0.5	0.82
Horizontal Up ↑		90	10	2.34	2.22	1.04	0.75	2.55	2.41	1.08	0.77	2.84	2.66	1.13	0.80
		50	30	1.71	1.66	0.99	0.77	1.87	1.81	1.04	0.80	2.09	2.01	1.10	0.84
		50	10	2.30	2.21	1.16	0.87	2.50	2.40	1.21	0.89	2.80	2.66	1.28	0.93
		0	20	1.83	1.79	1.16	0.93	2.01	1.95	1.23	0.97	2.25	2.18	1.32	1.03
45° slope Up ↑		90	10	2.96	2.78	1.15	0.81	2.92	2.73	1.14	0.80	3.18	2.96	1.18	0.82
		50	30	1.99	1.92	1.08	0.82	2.14	2.06	1.12	0.84	2.26	2.17	1.15	0.86
		50	10	2.90	2.75	1.29	0.94	2.88	2.74	1.29	0.94	3.12	2.95	1.34	0.96
		0	20	2.13	2.07	1.28	1.00	2.30	2.23	1.34	1.04	2.42	2.35	1.38	1.06
Vertical Horizontal →		90	10	3.50	3.24	1.22	0.84	3.99	3.66	1.27	0.87	3.69	3.40	1.24	0.85
		50	30	2.91	2.77	1.30	0.94	2.58	2.46	1.23	0.90	2.67	2.55	1.25	0.91
		50	10	3.70	3.46	1.43	1.01	3.79	3.55	1.45	1.02	3.63	3.40	1.42	1.01
		0	20	3.14	3.02	1.58	1.18	2.76	2.66	1.48	1.12	2.88	2.78	1.51	1.14
45° slope Down ↓		90	10	3.53	3.27	1.22	0.84	5.07	4.55	1.36	0.91	4.81	4.33	1.34	0.90
		50	30	3.43	3.23	1.39	0.99	3.58	3.36	1.42	1.00	3.51	3.30	1.40	1.00
		50	10	3.81	3.57	1.45	1.02	5.10	4.66	1.60	1.09	4.74	4.36	1.57	1.08
		0	20	3.75	3.57	1.72	1.26	3.85	3.66	1.74	1.27	3.81	3.63	1.74	1.27
Horizontal Down ↓		90	10	3.55	3.29	1.22	0.85	6.09	5.35	1.43	0.94	10.07	8.19	1.57	1.00
		50	30	3.77	3.52	1.44	1.02	6.27	5.63	1.70	1.14	9.60	8.17	1.88	1.22
		50	10	3.84	3.59	1.45	1.02	6.61	5.90	1.73	1.15	11.15	9.27	1.93	1.24
		0	20	4.18	3.96	1.81	1.30	7.03	6.43	2.19	1.49	10.90	9.52	2.47	1.62

Tabla 5: Resistencias térmicas unitarias (valores R) de espacios llenos de aire planos bien sellados (tomado del Handbook of Fundamentals de la ASHRAE, Ref. 1, Cap. 22, Tabla 2).

Se determina con facilidad el valor de R de la estructura de una pared o techo que comprenda capas de espesor uniforme al sumar las resistencias térmicas unitarias de las capas que están en serie. Pero cuando en una estructura intervienen componentes como montantes de madera y conectores metálicos, entonces en la red de resistencias térmicas se tienen conexiones en paralelo y posibles efectos bidimensionales. En este caso se puede determinar el valor de R total suponiendo 1) trayectorias paralelas de flujo de calor a través de áreas de construcción diferente, o bien, 2) planos isotérmicos normales a la dirección de la transferencia de calor.

El enfoque de trayectorias paralelas de flujo de calor es más apropiado para las paredes y techos con armazón de madera, en tanto que el de los planos isotérmicos resulta más apropiado para las paredes de mampostería o con armazón metálico.

Por lo común, la construcción de techos interiores planos con armazón de madera incluye viguetas de 2 in X 6 in con 400 mm (16 in) o (600 mm (24 in) entre centros. La fracción que representa el armazón suele tomarse como 0.10 para las viguetas con 400 mm entre centros, y 0.07 para aquellas con 600 mm.

La mayor parte de los edificios tienen una combinación de un techo interior y con un tejado con un espacio de ático entre ellos, y la determinación del valor R de la combinación tejado – ático – techo interior depende de si el ático esta ventilado o no. Para áticos ventilados de manera adecuada, la temperatura del aire en el es prácticamente la misma que la del aire exterior y, como consecuencia, la transferencia de calor a través del tejado solo es regida por el valor R del techo interior. Sin embargo, el calor también se transfiere entre el tejado y el techo interior por radiación y esta necesita ser considerada.

En este caso, la función principal del tejado es servir como blindaje para bloquear la radiación solar.

Se puede minimizar la transferencia de calor por radiación entre el techo interior y el tejado si se cubre al menos uno de los lados del ático con un material reflector, llamado *barrera radiante*, como hoja de aluminio o papel recubierto de aluminio.

Las barreras radiantes también reducen la pérdida de calor en invierno a través del techo interior, pero las pruebas han demostrado que el porcentaje de reducción en las pérdidas de calor es menor. Como resultado, el porcentaje de reducción en los costos de la calefacción será menor que la reducción en los costos del acondicionamiento del aire.

5.3 Transferencia de calor a través de Ventanas.

Las ventanas son aberturas con vidrios en las paredes exteriores de un edificio que típicamente constan de un encristalado (vidrio o plástico) sencillo o múltiple, marcos y persianas. En las paredes exteriores de un edificio las ventanas ofrecen la menor resistencia al flujo de calor. En una casa típica cerca de un tercio de la pérdida total de calor en invierno ocurre a través de las ventanas, a si mismo, la mayor parte de la infiltración de aire en los bordes de ellas. La ganancia de calor solar a través de las ventanas es la responsable de gran parte de la carga de enfriamiento en verano. El efecto neto de una ventana sobre el balance de calor de un edificio depende de sus características y orientación así como de la radiación solar y del estado del clima. La mano de obra es muy importante en la construcción e instalación de las ventas para proporcionar un sellado eficaz alrededor de los bordes, permitiendo al mismo tiempo que se cierran y se abran con facilidad.

A pesar de ser tan indeseables desde un punto de vista de conservación la energía, las ventanas son una parte esencial de cualquier pared exterior de un edificio, ya que mejoran la apariencia de los mismos, permiten que entren la luz del día y el calor solar y dan oportunidad a la gente de ver y observar el exterior sin salir de su hogar. Para los edificios de poca altura, las ventanas también proporcionan zonas de fácil salida durante emergencia, como en el caso de

incendio. Consideraciones importantes en la selección de las ventanas son la comodidad térmica y la conservación de la energía. Una ventana debe tener una buena transmisión de la luz proporcionando al mismo tiempo resistencia eficaz a la transferencia de calor. Se pueden minimizar la necesidad de alumbrado de un edificio mejorando el uso de la luz natural diurna. Se puede minimizar la pérdida de calor en el invierno a través de las ventanas usando ventanas de hoja doble o triple herméticas al aire, con películas o recubrimientos selectivos desde el punto de vista espectral permitiendo la entrada de tanta radiación solar como sea posible.

La ganancia de calor y, por consiguiente, la carga de enfriamiento en el verano se puede minimizar usando persianas internas o externas eficaces sobre la ventana.

Incluso sin la presencia de la radiación solar y de la infiltración de aire, la transferencia de calor a través de las ventanas es más complicada de lo que parece. Esto se debe a que la estructura y propiedades del marco son bastante diferentes a las del en cristallado. Como resultado, la transferencia de calor a través del marco es bidimensional. Por lo tanto, al analizar la transferencia de calor a través de la ventana, se acostumbra considerarla en tres regiones: 1) *El centro del vidrio*, 2) *el borde del vidrio* y 3) *el marco*, como se muestra en la figura (6)¹⁰.



Figura 6: Las tres regiones de una ventana en el análisis de la transferencia de calor.

¹⁰Y.A Çengel, *Transferencia de calor*, 3 ED Cap. 9 Pág. 533

Entonces, la razón total de la transferencia de calor a través de la ventana se determina sumando la transferencia de calor a través de cada región como:

$$\begin{aligned} \text{➤ } Q_{\text{ventana}} &= Q_{\text{centro}} + Q_{\text{borde}} + Q_{\text{marco}} \\ \text{➤ } &= U_{\text{ventana}} * A_{\text{ventana}} (T_{\text{interior}} - T_{\text{exterior}}) \end{aligned}$$

En donde:

$$\text{➤ } U_{\text{ventana}} = (U_{\text{centro}} * A_{\text{centro}} + U_{\text{borde}} * A_{\text{borde}} + U_{\text{marco}} * A_{\text{marco}}) / A_{\text{ventana}}$$

Es el factor “U” o coeficiente total de transferencia de calor de la ventana; “ A_{ventana} ” es el área de esta última; “ A_{centro} A_{borde} A_{marco} ” son las áreas de las secciones del centro, del borde, y del marco de la misma, respectivamente, y U_{centro} U_{borde} U_{marco} son los coeficientes de transferencia de calor de esas secciones, respectivamente. Note que $A_{\text{ventana}} = A_{\text{centro}} + A_{\text{borde}} + A_{\text{marco}}$ y que el factor “U” de la ventana se determina a partir de los factores “U”, ponderados con respecto al área, de cada región de ella. Así mismo el inverso del factor “U” es el valor “R”, que es la resistencia térmica unitaria de la ventana (resistencia térmica por unidad de área).

Considere la transferencia de calor unidimensional en estado estacionario a través de un vidrio de una sola hoja de espesor L y conductividad térmica “K”. La red de resistencias térmicas de este problema consta de resistencias superficiales sobre las superficies interior y exterior y la resistencia a la conducción del vidrio en serie, como se muestra en la figura (7)¹¹.

¹¹Y.A Çengel, *Transferencia de calor*, 3 ED Cap. 9 Pág. 534

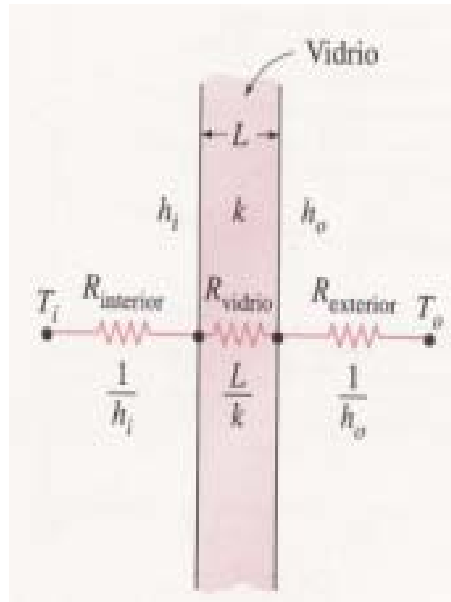


Figura 7: Red de resistencias térmicas para la transferencia de calor a través de un vidrio sencillo.

La resistencia total sobre un área unitaria se puede expresar como:

$$\text{➤ } R_{total} = R_{interior} + R_{centro} + R_{exterior} = \frac{1}{h_i} + \frac{L_{vidrio}}{k_{vidrio}} + \frac{1}{h_o}$$

Usando los valores comunes de 3 mm para el espesor y de 0.92 W/m*°C para la conductividad térmica del vidrio, así como los valores de diseño de invierno de 8.29 y 34.0 W/m * °C para los coeficientes de transferencia de calor sobre las superficies interior y exterior, se determina que la resistencia térmica del vidrio es

$$\text{➤ } R_{total} = \frac{1}{8.29} + \frac{0.003}{0.92} + \frac{1}{34.0} = 0.121 + 0.003 + 0.029 = 0.153m^2 \times ^\circ C/W$$

Note que la razón entre la resistencia del vidrio y la resistencia total es:

$$\text{➤ } \frac{R_{vidrio}}{R_{total}} = \frac{0.003m^2^\circ C/W}{0.153m^2^\circ C/W} = 2.0\%$$

Es decir, La capa de vidrio contribuye con cerca del 2% de la resistencia térmica total de la ventana, la cual es despreciable. La situación no sería muy diferente si usáramos acrílico, cuya conductividad térmica es de 0.19 W/m * °C, en lugar del vidrio. Por lo tanto, no podemos reducir con eficacia la transferencia de calor a

través de la ventana aumentando sencillamente el espesor del vidrio. Pero podemos reducirla atrapando aire en reposo entre dos capas de vidrio. El resultado es una ventana de hoja doble, la cual se ha convertido en la norma en la construcción de ventanas. La conductividad térmica del aire a la temperatura ambiente es $K_{\text{aire}}=0.025 \text{ w/m. } ^\circ\text{C}$, la cual es un treintavo de la de vidrio.

Por lo tanto, la resistencia térmica de una capa de aire en reposo de 1 cm de espesor es equivalente a la resistencia térmica de una capa de vidrio de 30 cm de espesor. Descartando las resistencias térmicas de las capas de vidrio, la resistencia térmica y el factor U de una ventana de hoja doble se pueden expresar como (ver figura 8)¹²:

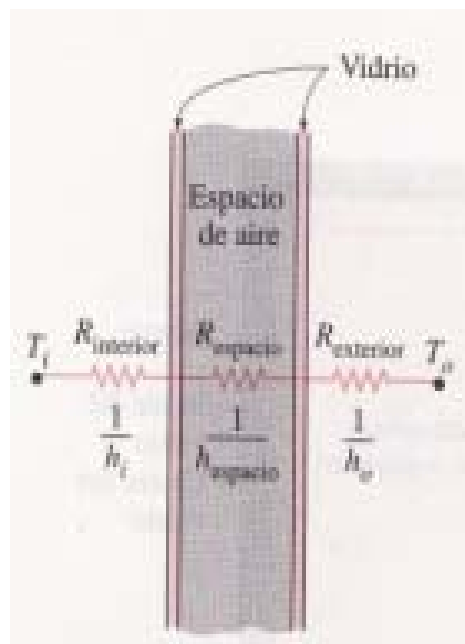


Figura 8: Red de resistencias térmicas para la transferencia de calor a través de la sección del centro de una ventana de hoja doble (se desprecian las resistencias de los vidrios).

¹²Y.A Çengel, *Transferencia de calor*, 3 ED Cap. 9 Pág. 534

$$\frac{1}{U_{hoja\ doble\ (region\ central)}} = \frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_{espacio}} + \frac{1}{h_o}$$

En donde $h_{espacio} = h_{rad.espacio} + h_{conv,espacio}$ es el coeficiente combinado de transferencia de calor por radiación y convección del espacio atrapado entre las dos capas de vidrio. Hablando en términos generales, la mitad de la transferencia de calor a través del espacio de aire de una ventana de hoja doble es por radiación y la otra mitad es por conducción. Por lo tanto, se tienen dos maneras para minimizar $h_{espacio}$ y, de este modo, la razón de la transferencia de calor a través de una ventana de hoja doble:

1. *Minimizar la transferencia de calor por radiación a través del espacio de aire.*

Esto se puede realizar mediante la reducción de la emisividad de las superficies del vidrio recubriéndolas con un material de baja emisividad. Recuerde que la emisividad efectiva de dos placas paralelas de emisividades ϵ_1 y ϵ_2 se expresa por:

$$\epsilon_{efectiva} = \frac{1}{1/\epsilon_1 + 1/\epsilon_2 - 1}$$

La emisividad de la superficie de un vidrio común es 0.84. Por lo tanto, la emisividad efectiva de dos superficies paralelas de vidrio que están una frente a la otra es 0.72. Pero cuando las superficies del vidrio se recubren con una película que tiene una emisividad de 0.1, su emisividad se reduce hasta 0.5, lo cual es la decima cuarta parte de 0.72. Entonces, para las mismas temperaturas superficiales la transferencia de calor por radiación también disminuirá en un factor de 14. Incluso si solo se recubre una de las superficies la emisividad total se reduce hasta 0.1, que es la emisividad del recubrimiento. Por consiguiente, no es sorprendente que alrededor de la cuarta parte de todas las ventanas vendidas para residencias tengan un recubrimiento de baja emisividad.

En la tabla (6)¹³ se da el coeficiente de transferencia de calor h_{espacio} para el espacio de aire atrapado entre las capas paralelas verticales de vidrio para espacios de aire de 13mm y 6mm de espesor, para varias emisividades efectivas y diferencias de temperatura.

(a) Air space thickness = 13 mm						(b) Air space thickness = 6 mm					
		$h_{\text{space}}, \text{W/m}^2 \cdot \text{°C}^*$						$h_{\text{space}}, \text{W/m}^2 \cdot \text{°C}^*$			
$T_{\text{ave}},$	$\Delta T,$	<i>Effective</i>				$T_{\text{ave}},$	$\Delta T,$	<i>Effective</i>			
°C	°C	0.72	0.4	0.2	0.1	°C	°C	0.72	0.4	0.2	0.1
0	5	5.3	3.8	2.9	2.4	0	5	7.2	5.7	4.8	4.3
0	15	5.3	3.8	2.9	2.4	0	50	7.2	5.7	4.8	4.3
0	30	5.5	4.0	3.1	2.6	10	5	7.7	6.0	5.0	4.5
10	5	5.7	4.1	3.0	2.5	10	50	7.7	6.1	5.0	4.5
10	15	5.7	4.1	3.1	2.5	30	5	8.8	6.8	5.5	4.9
10	30	6.0	4.3	3.3	2.7	30	50	8.8	6.8	5.5	4.9
30	5	5.7	4.6	3.4	2.7	50	5	10.0	7.5	6.0	5.2
30	15	5.7	4.7	3.4	2.8	50	50	10.0	7.5	6.0	5.2
30	30	6.0	4.9	3.6	3.0						

*Multiply by 0.176 to convert to Btu/h · ft² · °F.

Tabla 6: Coeficiente de transferencia de calor, h_{espacio} , para el espacio de aire atrapado entre las dos capas paralelas verticales de vidrio, para espacios de aire de 13 mm y 6 mm de espesor (tomado de BuildingMaterials and Structures, Report 151, U.S. Dept. of Commerce).

Se puede demostrar que recubrir solo una de las superficies paralelas que están una frente de la otra por un material de emisividad “ ϵ ” reduce la emisividad efectiva hasta cerca del valor de esta. Por lo tanto, suele ser más económico revestir solo una de las superficies. Advierta, con base en la figura siguiente, que recubrir una de las superficies interiores de una ventana de hoja doble con un material de emisividad 0.1 reduce a la mitad la velocidad de la transferencia de calor a través de la sección central de la ventana.

¹³Y.A Çengel, *Transferencia de calor*, 3 ED Cap. 9 Pág. 535

2. *Minimizar la transferencia de calor por conducción a través del espacio de aire.* Esto se puede hacer incrementando la distancia “d” entre los dos vidrios. Sin embargo, lo anterior no se puede llevar acabo de manera indefinida, ya que incrementar el espaciamiento mas allá de un valor critico da lugar a corrientes de convección en el espacio de aire encerrado, con lo cual se incrementa el coeficiente de transferencia de calor y , de este modo, se frustra la finalidad. Además, incrementar el espaciamiento también aumenta el espesor del armazón necesario y el costo de la ventana. Los estudios experimentales han demostrado que cuando el espaciamiento “d” es menor que alrededor de 13mm, no tiene convección, y la transferencia de calor a través del aire es por conducción. Pero conforme se aumenta el espaciamiento, aparecen corrientes de convección en el espacio de aire y el aumento en el coeficiente de transferencia de calor anula cualquier beneficio obtenido por la capa más gruesa de aire.

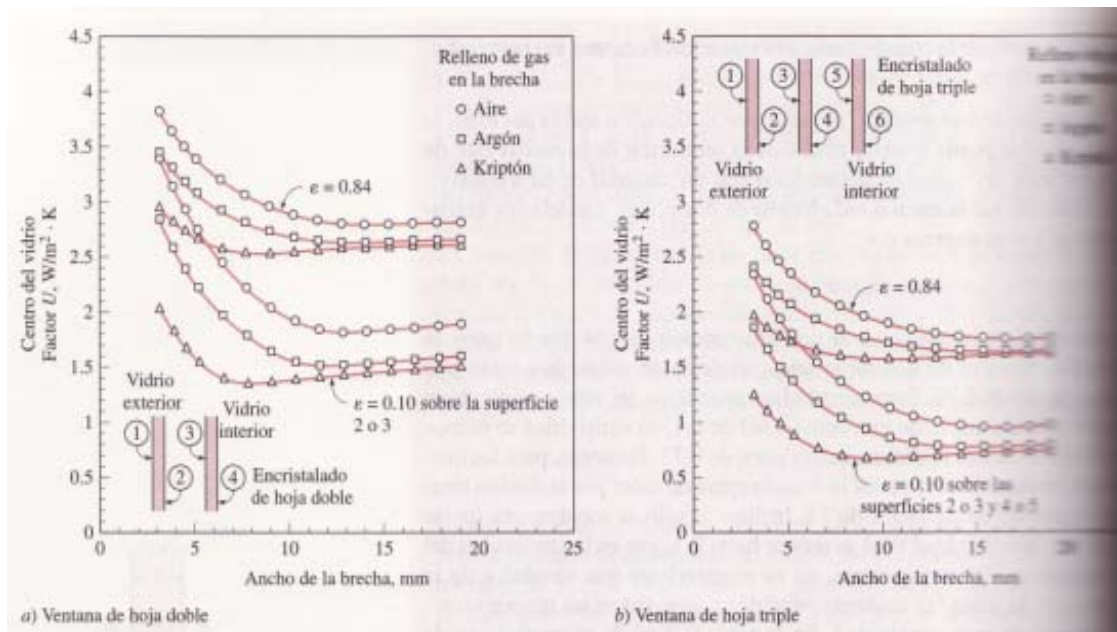


Figura 9: Variación del factor U para la sección central de ventanas de hoja doble y triple con espaciamientos entre las hojas (tomado del Handbook of fundamentals de la ASHRAE, Cap. 27, Fig. 1).

Como resultado, el coeficiente de transferencia de calor permanece casi constante, como se muestra en la figura anterior (ver figura 9)¹⁴.

Por lo tanto no tiene sentido usar un espacio de aire más grueso que 13mm en una ventana de hoja doble, a menos que se use una capa delgada de poliéster para dividir dicho espacio en dos con el fin de suprimir las corrientes de convección. La película suministra un aislamiento adicional, sin agregar mucho al peso o al costo de la ventana de hoja doble. La resistencia térmica de la ventana se puede incrementar todavía más usando ventanas de hoja triple o cuádruple, siempre que resulte económico hacerlo. Note que el uso de una ventana de hoja triple, en lugar de una de hoja doble, reduce alrededor de un tercio la razón de transferencia de calor a través de la sección central de la misma.

Otra manera de reducir la transferencia de calor por conducción a través de una ventana de hoja doble es usar un fluido menos conductor, como el argón y el kriptón, en lugar de aire, para llenar la brecha entre los vidrios. En este caso la brecha necesita estar bien sellada para impedir que el gas se fugue hacia el exterior. Por supuesto otra alternativa es vaciar por completo la brecha entre los vidrios, pero no resulta práctico hacerlo.

5.3.1 Factor U del borde del vidrio de una ventana.

Entre las ventanas de hoja doble y triple los vidrios se mantiene separados entre sí a una distancia uniforme por medios de espaciadores hechos de metales o aisladores con aluminio, fibra de vidrio, madera, y butilo. Tiras espaciadoras continuas se colocan alrededor de perímetro del vidrio para proporcionarle un sello al borde así como un espaciamiento uniforme. Sin embargo, los espaciadores sirven también como puentes térmicos indispensables entre los vidrios, los cuales se encuentran a temperaturas diferentes. La transferencia de calor en la región del borde de una ventana es bidimensional y las mediciones en laboratorios indican

¹⁴Y.A Çengel, *Transferencia de calor*, 3 ED Cap. 9 Pág. 536

que los efectos de borde se limitan a una banda de 6.5 cm de ancho alrededor del perímetro del vidrio.

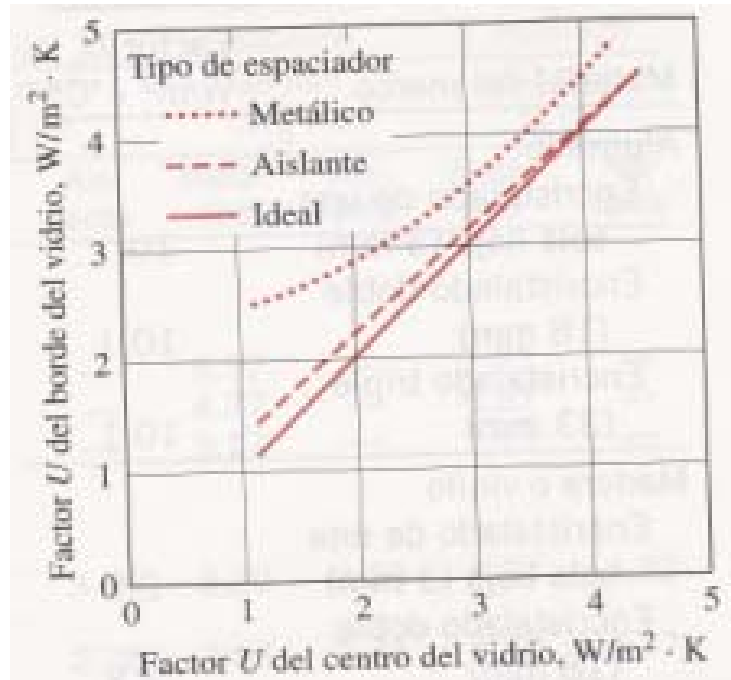


Figura 10: Factor U del borde del vidrio con relación al factor U del centro del vidrio para ventanas con varios espaciadores (tomado del Handbook of Fundamentals de la ASHRAE, Cap. 27, Fig.2)

En la figura anterior (figura 10)¹⁵ se da el factor “U” para la región del borde de una ventana con relación al mismo factor para la región central de esta última. La curva sería una recta diagonal si los valores de “U” fueran iguales entre sí. Note que este es casi el caso para los espaciadores aislantes como la madera y la fibra de vidrio. Pero para los espaciadores conductores como los hechos de aluminio, el factor “U” para la región del borde puede ser el doble del correspondiente a la región central. Los valores para los espaciadores de acero caen entre las dos curvas correspondientes a los metálicos y a los aislantes. El efecto de borde no es aplicable a las ventanas de una sola hoja.

¹⁵Y.A Çengel, *Transferencia de calor*, 3 ED Cap. 9 Pág. 537

5.3.2 Factor U del marco.

El armazón de una ventana consta de la ventana completa, excepto el encristalado. La transferencia de calor a través del armazón es difícil de determinar debido a las distintas configuraciones de las ventanas, tamaños y construcciones diferentes, diversas combinaciones de los materiales usados en la construcción del marco. El tipo de encristalado – de una sola hoja, de hoja doble y hoja triple- afecta el espesor del armazón y, por consiguiente, la transferencia de calor a través del marco. La mayor parte de los marcos están hechos de madera, aluminio, vinilo o fibra de vidrio. Sin embargo, también es común el uso de una combinación de estos materiales (como madera revestida de aluminio y aluminio revestido de vinilo) para mejorar la apariencia y la durabilidad.

El aluminio es un material popular para los armazones debido a que es barato, durable y fácil de trabajar y no se pudre ni adsorbe agua como la madera. Sin embargo, desde el punto de vista de la transferencia de calor, es el material menos deseable para los armazones en virtud de su elevada conductividad térmica. No resultara sorprendente que el factor “U” de los marcos de aluminio solido es el más alto y, como consecuencia, una ventana con armazón de aluminio perderá mucho más calor que una similar con armazón de madera o vinilo. Se puede reducir la transferencia de calor a través de los miembros de aluminio para los armazones mediante el uso de insertos de plástico entre los componentes que sirvan como barreras térmicas. El espesor de estos insertos afecta mucho la transferencia de calor a través del marco. Para los marcos de aluminio sin las tiras de plástico la resistencia principal a la transferencia de calor se debe al coeficiente de transferencia de calor de la superficie interior. En la tabla (7)¹⁶ se dan los factores “U” para varios marcos, en función de los materiales espaciadores y de los espaciadores de las unidades de vidrio. Note que el factor “U” del armazón metálico y, por consiguiente, la razón de transferencia de calor a través de un

¹⁶Y.A Çengel, *Transferencia de calor*, 3 ED Cap. 9 Pág. 538

marco metálico de ventana es más del triple que el del marco de madera o de vinilo.

Frame material	<i>U</i> -factor, W/m ² · °C*
Aluminum:	
Single glazing (3 mm)	10.1
Double glazing (18 mm)	10.1
Triple glazing (33 mm)	10.1
Wood or vinyl:	
Single glazing (3 mm)	2.9
Double glazing (18 mm)	2.8
Triple glazing (33 mm)	2.7

*Multiply by 0.176 to convert to Btu/h · ft² · °F

Tabla 7: Factores U representativos del marco para ventanas verticales fijas (tomado del Handbook of Fundamentals de la ASHRAE, Cap. 27, tabla 2).

Coeficientes de transferencia de calor sobre las superficies interior y exterior

La transferencia de calor a través de una ventana también resulta afectada por los coeficientes de transferencia de calor por convección y radiación entre las superficies del vidrio y sus alrededores. Los efectos de la convección y de la radiación sobre las superficies interiores y exteriores de los encristalados suelen combinarse en los coeficientes combinados h_i y h_o , respectivamente, transferencia de calor por convección y radiación. En condiciones de aire inmóvil, el coeficiente combinado de transferencia de calor en la superficie interior de una ventana vertical se puede determinar a partir de:

$$h_i = h_{conv} + h_{rad} = 1.77(T_g - T_i)^{0.25} + \frac{\varepsilon_g \sigma (T_g^4 - T_i^4)}{T_g - T_i}$$

En donde T_g = temperatura del vidrio en K, T_i = temperatura del aire interior en K, ε_g = emisividad de la superficie interior del vidrio expuesta al cuarto (tomada como 0.84 para el vidrio sin recubrimiento) y $\sigma = 5.67 * 10^{-8} W/m^2 * K^4$, e la constante de Stefan-Boltzmann. Aquí se supone que la temperatura de las superficies interiores que dan frente a la ventana es igual a la del aire en el interior. Esta suposición resulta razonable cuando la ventana da el frente en su mayor parte a paredes interiores, pero se vuelve cuestionable cuando está expuesta a superficies calentadas o enfriadas o a otras ventanas. El valor de h_i de uso común para el cálculo de la carga pico es:

$$h_i = 8.29 W/m^2 * C = 1.46 Btu/h * ft^2 * ^\circ F \quad (INVIERNO O VERANO)$$

El cual corresponde a las condiciones de diseño de invierno de $T_i = 22^\circ C$ y $T_g = -7^\circ C$, para vidrio sin revestimiento, con $\varepsilon_g = 0.84$. Pero también se puede usar el mismo valor de h_i para las condiciones de diseño de verano, ya que corresponde a las condiciones de verano de $T_i = 24^\circ C$ y $T_g = 32^\circ C$. En la tabla (8)¹⁷ se dan los valores de h_i para varias temperaturas y emisividades del vidrio.

Los valores de h_0 de uso común para los cálculos de la carga pico son los mismos que los usados para las superficies exteriores de las paredes ($34.0 W/m^2 * C$, para el invierno, y $22.7 W/m^2 * C$, para el verano).

¹⁷Y.A Çengel, *Transferencia de calor*, 3 ED Cap. 9 Pág. 538

T_{i1} °C	T_{g1} °C	<i>Glass emissivity, ϵ_g</i>		
		0.05	0.20	0.84
20	17	2.6	3.5	7.1
20	15	2.9	3.8	7.3
20	10	3.4	4.2	7.7
20	5	3.7	4.5	7.9
20	0	4.0	4.8	8.1
20	-5	4.2	5.0	8.2
20	-10	4.4	5.1	8.3

*Multiply by 0.176 to convert to Btu/h · ft² · °F.

Tabla 8: Coeficiente combinado de transferencia de calor por convección y radiación h_i en la superficie interior de un vidrio vertical en condiciones de aire inmóvil (en W/m² · °C).

5.3.3 Factor U total de las ventanas.

Los factores U totales para varias clases de ventanas y tragaluces se evalúan usando simulaciones mediante computadora y pruebas de laboratorio, para las condiciones de diseño de invierno; Los datos de pruebas pueden proporcionar información más exacta para productos específicos y deben referirse cuando se disponen de ellos. Sin embargo, se pueden usar los valores cuya lista se da en la tabla (9)¹⁸ para obtener resultados satisfactorios en varias condiciones a falta de datos específicos del producto.

Se puede determinar el factor U de un producto para ventanas diferentes de los dados en la tabla: 1) determinando las fracciones del área que sean marco, centro y borde del vidrio (suponiendo una banda de 65 mm de ancho alrededor del perímetro de cada encristalado), 2) determinando los factores U para cada sección (los factores U del centro del vidrio y del borde del vidrio se pueden tomar de las dos primeras columnas de la siguiente tabla y el del marco se pueden tomar en la siguiente tabla o de cualesquiera otras fuentes y 3) multiplicando las fracciones de área y los factores U para cada sección, y sumando los productos.

¹⁸Y.A Çengel, *Transferencia de calor*, 3 ED Cap. 9 Pág. 539

Type →	Glass section (glazing) only			Aluminum frame (without thermal break)			Wood or vinyl frame					
	Center-of-glass	Edge-of-glass		Fixed	Double door	Sloped skylight	Fixed		Double door		Sloped skylight	
Frame width →	<i>(Not applicable)</i>			32 mm (1½ in.)	53 mm (2 in.)	19 mm (¾ in.)	41 mm (1½ in.)		88 mm (3⅞ in.)		23 mm (⅞ in.)	
Spacer type →	—	Metal	Insul.	All	All	All	Metal	Insul.	Metal	Insul.	Metal	Insul.
Glazing Type												
Single Glazing												
3 mm (⅓ in.) glass	6.30	6.30	—	6.63	7.16	9.88	5.93	—	5.57	—	7.57	—
6.4 mm (¼ in.) acrylic	5.28	5.28	—	5.69	6.27	8.86	5.02	—	4.77	—	6.57	—
3 mm (⅓ in.) acrylic	5.79	5.79	—	6.16	6.71	9.94	5.48	—	5.17	—	7.63	—
Double Glazing (no coating)												
6.4 mm air space	3.24	3.71	3.34	3.90	4.55	6.70	3.26	3.16	3.20	3.09	4.37	4.22
12.7 mm air space	2.78	3.40	2.91	3.51	4.18	6.65	2.88	2.76	2.86	2.74	4.32	4.17
6.4 mm argon space	2.95	3.52	3.07	3.66	4.32	6.47	3.03	2.91	2.98	2.87	4.14	3.97
12.7 mm argon space	2.61	3.28	2.76	3.36	4.04	6.47	2.74	2.61	2.73	2.60	4.14	3.97
Double Glazing (ε = 0.1, coating on one of the surfaces of air space (surface 2 or 3, counting from the outside toward inside))												
6.4 mm air space	2.44	3.16	2.60	3.21	3.89	6.04	2.59	2.46	2.60	2.47	3.73	3.53
12.7 mm air space	1.82	2.71	2.06	2.67	3.37	6.04	2.06	1.92	2.13	1.99	3.73	3.53
6.4 mm argon space	1.99	2.83	2.21	2.82	3.52	5.62	2.21	2.07	2.26	2.12	3.32	3.09
12.7 mm argon space	1.53	2.49	1.83	2.42	3.14	5.71	1.82	1.67	1.91	1.78	3.41	3.19
Triple Glazing (no coating)												
6.4 mm air space	2.16	2.96	2.35	2.97	3.66	5.81	2.34	2.18	2.36	2.21	3.48	3.24
12.7 mm air space	1.76	2.67	2.02	2.62	3.33	5.67	2.01	1.84	2.07	1.91	3.34	3.09
6.4 mm argon space	1.93	2.79	2.16	2.77	3.47	5.57	2.15	1.99	2.19	2.04	3.25	3.00
12.7 mm argon space	1.65	2.58	1.92	2.52	3.23	5.53	1.91	1.74	1.98	1.82	3.20	2.95
Triple Glazing (ε = 0.1, coating on one of the surfaces of air spaces (surfaces 3 and 5, counting from the outside toward inside))												
6.4 mm air space	1.53	2.49	1.83	2.42	3.14	5.24	1.81	1.64	1.89	1.73	2.92	2.66
12.7 mm air space	0.97	2.05	1.38	1.92	2.66	5.10	1.33	1.15	1.46	1.30	2.78	2.52
6.4 mm argon space	1.19	2.23	1.56	2.12	2.85	4.90	1.52	1.35	1.64	1.47	2.59	2.33
12.7 mm argon space	0.80	1.92	1.25	1.77	2.51	4.86	1.18	1.01	1.33	1.17	2.55	2.28

Notes:

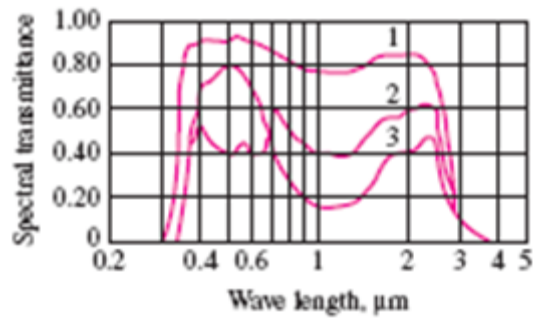
(1) Multiply by 0.176 to obtain U-factors in Btu/h · ft² · °F.

Tabla 9: Factores U (coeficiente de transferencia de calor) totales para ventanas y tragaluces diversos, en W/m² · °C (tomado del Handbook of Fundamentals de la ASHRAE, Cap. 27, tabla 5).

5.4 Ganancia de calor solar a través de las ventanas.

El Sol es la fuente primaria de calor de la tierra y la irradiación solar sobre una superficie perpendiculares a los rayos solares mas allá de la atmosfera terrestre, a la distancia media Tierra-Sol de 149.5 millones de Km, se llama irradiación solar total o constante solar. El valor aceptado de la constante solar es de 1373 W/m^2 (425.4 Btu/h.ft^2), pero su valor cambia en 3.5% desde un máximo de 1418 W/m^2 , el 3 de enero, cuando la Tierra está más cercana al Sol, hasta un mínimo de 1325 W/m^2 , el 4 de julio, cuando la tierra se encuentra más alejada del Sol. La distribución espectral de la radiación solar mas allá de la atmosfera terrestre se asemeja a la energía emitida por un cuerpo negro a 5780°C , con alrededor de 9% de la energía contenida en la región ultravioleta (a las longitudes de onda entre 0.29 hasta $0.4 \mu\text{m}$), 39% en la región visible (0.4 hasta $0.7 \mu\text{m}$) y 52% restante en la región del infrarrojo cercano (0.7 hasta $3.5 \mu\text{m}$). La radiación pico se presenta en una longitud de onda de alrededor de $0.48 \mu\text{m}$, lo cual corresponde a la porción de color verde del espectro visible. Es obvio que un material de encristalado que transmita la parte visible del espectro, al mismo tiempo adsorbe la porción infrarroja, es el idealmente apropiado para una aplicación que requiere una ganancia máxima de luz diurna y una mínima de calor solar. De manera sorprendente, el vidrio común para ventanas se aproxima a este comportamiento notablemente bien, ver la figura (11)¹⁹.

¹⁹Y.A Çengel, *Transferencia de calor*, 3 ED Cap. 12 Pág. 693



1. 3 mm regular sheet
2. 6 mm gray heat-absorbing plate/float
3. 6 mm green heat-absorbing plate/float

Figura 11: Variación de la transmitancia del vidrio arquitectónico típico con la longitud de onda (tomado del Handbook of Fundamentals de la ASHRAE, Cap. 27, Fig. 11)

Parte de la radiación solar que entra en la atmósfera terrestre es dispersada y adsorbida por las moléculas del aire y de vapor de agua, las partículas de polvo y las gotitas de agua que se encuentran en las nubes y, como consecuencia, la radiación solar que incide sobre la superficie terrestre es menor que la constante solar. La extensión de la atenuación de la radiación solar depende de la longitud de la trayectoria de los rayos a través de la atmósfera, así como de la composición de esta última (las nubes, el polvo, la humedad y el *smog*) a lo largo de esa trayectoria. La mayor parte de la radiación ultravioleta es adsorbida por el ozono en la atmósfera superior.

A una altitud solar de 41.8° , la energía total de la radiación solar directa que incide a nivel del mar en un día claro consta de alrededor de 3% radiación ultravioleta, 38% de visible y 59% de infrarroja.

La parte de la radiación solar que llega a la superficie de la Tierra sin ser dispersada o adsorbida se llama *radiación directa*. La radiación solar que es dispersada o vuelta a emitir por los constituyentes de la atmósfera se llama *radiación difusa*. La radiación directa proviene en forma directa del Sol, siguiendo una trayectoria recta, en tanto que la difusa viene desde todas las direcciones del cielo. La radiación completa que llega al suelo en un día nublado es difusa. En general, la radiación que llega a una superficie consta de tres componentes:

radiación directa, radiación difusa y radiación reflejada sobre la superficie desde las superficies circundantes, ver la figura (12)²⁰.

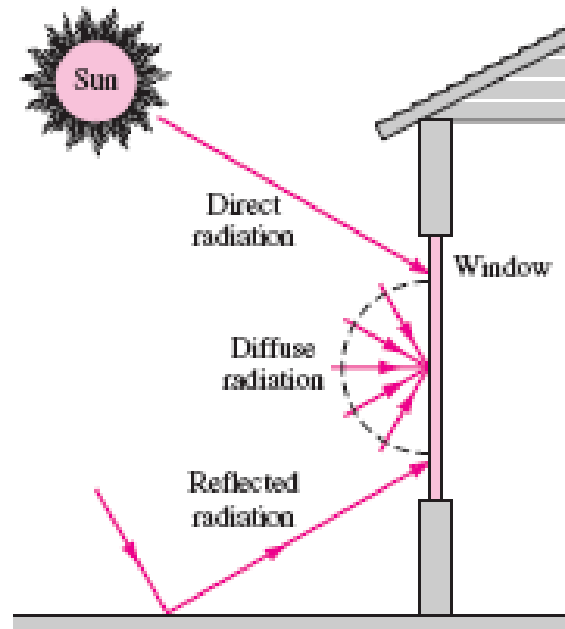


Figura 12: Componentes directa, difusa y reflejada de la radiación solar que incide sobre una ventana

Las superficies comunes, como la hierba, los árboles, las rocas y el concreto reflejan alrededor de 20% de la radiación adsorbiendo al mismo tiempo el resto. Sin embargo, las superficies cubiertas de nieve reflejan 70% de la radiación incidente. La radiación que incide sobre una superficie que no está expuesta directamente al Sol consta de radiación difusa y reflejada. Por lo tanto, al mediodía solar las radiaciones solares que inciden sobre las superficies al este, el oeste y el norte de una casa que da el frente hacia el sur son idénticas, ya que todas constan de las componentes difusa y reflejada. En este caso, la diferencia entre la radiación que incide sobre las paredes sur y norte dan la magnitud de la radiación directa que incide sobre la pared sur.

²⁰Y.A Çengel, *Transferencia de calor*, 3 ED Cap. 12 Pág. 693

Cuando la radiación solar choca contra una superficie de vidrio, parte de ella (alrededor de 8% para un vidrio transparente sin recubrimiento) es reflejada de regreso al exterior, parte de ella (de 5 a 50%, dependiendo de la composición y espesor) es absorbida dentro del vidrio y el resto es transmitido hacia el interior, como se muestra en la figura (13)²¹.

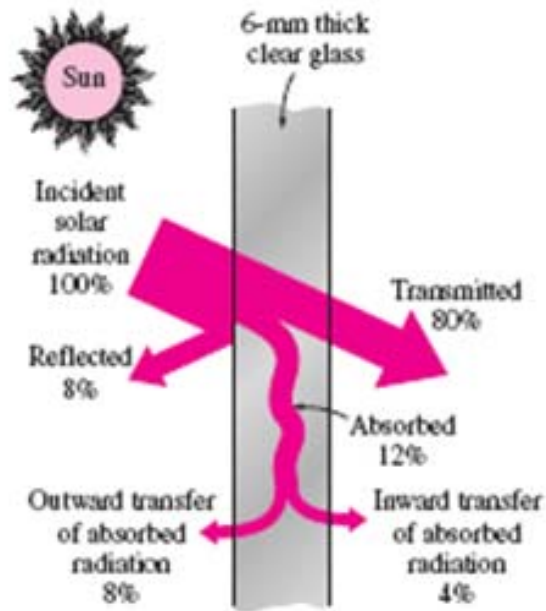


Figura 13: Distribución de la radiación solar que incide sobre un vidrio transparente.

El principio de la conservación de la energía requiere que la suma de las radiaciones solares transmitida, reflejada y adsorbida sea igual a la radiación solar incidente; es decir,

$$\tau_s + \rho_s + \alpha_s = 1$$

En donde τ_s es la transmisividad, ρ_s es la reflectividad y α_s es la absorptividad del vidrio para la energía solar, las cuales son las fracciones transmitida, reflejada y absorbida de la radiación solar incidente, respectivamente.

²¹Y.A Çengel, *Transferencia de calor*, 3 ED Cap. 12 Pág. 694

El vidrio transparente estándar para ventana de doble resistencia, una sola hoja y 3 mm (1/8 in) de espesor, transmite 86%, refleja 8% y absorbe 6% de la radiación que incide sobre él. Las propiedades relativas a la radiación de los materiales suele darse para la incidencia perpendicular, pero también se puede usar para la radiación que incide en otros ángulos, dado que la transmisividad, reflectividad y absorptividad de los materiales para encristalado permanecen en esencia constante para ángulos de incidencia de hasta más o menos 60° con respecto a la normal.

En la tabla (10)²² se da la variación por hora de la radiación que incide sobre las paredes y ventanas de una casa.

La radiación que se transmite hacia el interior es absorbida y reflejada en forma parcial cada vez que choca contra una superficie, pero llega el momento en que toda ella es absorbida como calor sensible por los muebles, las paredes, la gente, etcétera. Por lo tanto, la energía solar transmitida hacia el interior de un edificio representa una ganancia de calor para este. Asimismo, la radiación solar absorbida por el vidrio es transferida hacia el interior y hacia el exterior por convección y radiación. La suma de la radiación *solar transmitida* y la porción de la radiación *absorbida* que fluye hacia el interior constituye la **ganancia de calor solar** del edificio. La fracción de la radiación solar incidente que entra a través del encristalado se llama **coeficiente de ganancia de calor solar** (SHGC por sus siglas en inglés) y se expresa como

$$\begin{aligned} \text{SHGC} &= \frac{\text{Ganancia de calor solar a través de la ventana}}{\text{Radiación solar que incide sobre la ventana}} \\ &= \frac{\dot{q}_{\text{solar, ganancia}}}{\dot{q}_{\text{solar, incidente}}} = \tau_s + f_i \alpha_s \end{aligned}$$

²²Y.A Çengel, *Transferencia de calor*, 3 ED Cap. 12 Pág. 695

*Solar Radiation Incident on the Surface, * W/m²*

Date	Direction of Surface	Solar Time														Daily Total	
		5	6	7	8	9	10	11	12 noon	13	14	15	16	17	18		19
		Jan.	N	0	0	0	20	43	66	68	71	68	66	43	20		0
	NE	0	0	0	63	47	66	68	71	68	59	43	20	0	0	0	489
	E	0	0	0	402	557	448	222	76	68	59	43	20	0	0	0	1863
	SE	0	0	0	483	811	875	803	647	428	185	48	20	0	0	0	4266
	S	0	0	0	271	579	771	884	922	884	771	579	271	0	0	0	5897
	SW	0	0	0	20	48	185	428	647	803	875	811	483	0	0	0	4266
	W	0	0	0	20	43	59	68	76	222	448	557	402	0	0	0	1863
	NW	0	0	0	20	43	59	68	71	68	66	47	63	0	0	0	489
	Horizontal	0	0	0	51	198	348	448	482	448	348	198	51	0	0	0	2568
	Direct	0	0	0	446	753	865	912	926	912	865	753	446	0	0	0	—
Apr.	N	0	41	57	79	97	110	120	122	120	110	97	79	57	41	0	1117
	NE	0	262	508	462	291	134	123	122	120	110	97	77	52	17	0	2347
	E	0	321	728	810	732	552	293	131	120	110	97	77	52	17	0	4006
	SE	0	189	518	682	736	699	582	392	187	116	97	77	52	17	0	4323
	S	0	18	59	149	333	437	528	559	528	437	333	149	59	18	0	3536
	SW	0	17	52	77	97	116	187	392	582	699	736	682	518	189	0	4323
	W	0	17	52	77	97	110	120	392	293	552	732	810	728	321	0	4006
	NW	0	17	52	77	97	110	120	122	123	134	291	462	508	262	0	2347
	Horizontal	0	39	222	447	640	786	880	911	880	786	640	447	222	39	0	6938
	Direct	0	282	651	794	864	901	919	925	919	901	864	794	651	282	0	—
July	N	3	133	109	103	117	126	134	138	134	126	117	103	109	133	3	1621
	NE	8	454	590	540	383	203	144	138	134	126	114	95	71	39	0	3068
	E	7	498	739	782	701	531	294	149	134	126	114	95	71	39	0	4313
	SE	2	248	460	580	617	576	460	291	155	131	114	95	71	39	0	3849
	S	0	39	76	108	190	292	369	395	369	292	190	108	76	39	0	2552
	SW	0	39	71	95	114	131	155	291	460	576	617	580	460	248	2	3849
	W	0	39	71	95	114	126	134	149	294	531	701	782	739	498	7	4313
	NW	0	39	71	95	114	126	134	138	144	203	383	540	590	454	8	3068
	Horizontal	1	115	320	528	702	838	922	949	922	838	702	528	320	115	1	3902
	Direct	7	434	656	762	818	850	866	871	866	850	818	762	656	434	7	—
Oct.	N	0	0	7	40	62	77	87	90	87	77	62	40	7	0	0	453
	NE	0	0	74	178	84	80	87	90	87	87	62	40	7	0	0	869
	E	0	0	163	626	652	505	256	97	87	87	62	40	7	0	0	2578
	SE	0	0	152	680	853	864	770	599	364	137	66	40	7	0	0	4543
	S	0	0	44	321	547	711	813	847	813	711	547	321	44	0	0	5731
	SW	0	0	7	40	66	137	364	599	770	864	853	680	152	0	0	4543
	W	0	0	7	40	62	87	87	97	256	505	652	626	163	0	0	2578
	NW	0	0	7	40	62	87	87	90	87	80	84	178	74	0	0	869
	Horizontal	0	0	14	156	351	509	608	640	608	509	351	156	14	0	0	3917
	Direct	0	0	152	643	811	884	917	927	917	884	811	643	152	0	0	—

Tabla 10: Variación por hora de la radiación solar que incide sobre varias superficies y los totales diarios durante todo el año, a 40° de la latitud (tomado del Handbook of Fundamentals de la ASHRAE, Cap. 27, Tabla 15)

En donde α_s es la absorptividad solar del vidrio y f_i es la fracción de la radiación solar absorbida que fluye hacia adentro por ese vidrio. Por lo tanto, la cantidad adimensional SHGC es la suma de la fracción transmitida directamente (τ_s) y de la absorbida y vuelta a emitir ($f_i\alpha_s$) de la radiación solar que incide sobre la ventana. El valor de SHGC va desde 0 hasta 1, correspondiendo 1 a la abertura en la pared (o el techo), sin encristalado. Cuando se conoce el SHGC de una ventana, la ganancia total de calor solar a través de ellas se determina a partir de

$$\dot{Q}_{\text{solar, ganancia}} = \text{SHGC} \times A_{\text{encristalado}} \times \dot{q}_{\text{solar, incidente}}$$

En donde $A_{\text{encristalado}}$ es el área del encristalado de la ventana y $\dot{q}_{\text{solar, incidente}}$ es el flujo de calor solar que incide sobre la superficie exterior de esta última, en W/m^2 . Otra manera de expresar las características relativas a la transmisión solar de diferentes clases de encristalado y dispositivos de producción de sombra es compararlos con un material para encristalado bien conocido que pueda servir como un caso base. Esto se hace tomando la hoja de vidrio transparente estándar de doble resistencia y 3 mm (1/8 in) de espesor, cuyo SHGC es 0.87, como el **encristalado de referencia** y definiendo un **coeficiente de sombra, SC**, como

$$\begin{aligned} \text{SC} &= \frac{\text{Ganancia de calor solar del producto}}{\text{Ganancia de calor solar del encristalado de referencia}} \\ &= \frac{\text{SHGC}}{\text{SHGC}_{\text{ref}}} = \frac{\text{SHGC}}{0.87} = 1.15 \times \text{SHGC} \end{aligned}$$

6. METODOLOGIA DE CÁLCULO

6.1 Calculo de la Carga Térmica.

Con el fin de generar y facilitar el estudio de este trabajo, se ha dividido el Cálculo de la Carga Térmica en seis (6) fases primordiales, las cuales se explicaran a continuación, con el único objetivo de aclarar cada detalle y lograr que el lector obtenga la información deseada, los pasos anteriormente mencionados son:

6.2 Condiciones de Diseño.

Las condiciones de diseño, son los parámetros del auditorio y condiciones climáticas, que se toman para el cálculo de la carga térmica. Este estudio se va a realizar en las siguientes condiciones:

Temperatura Exterior:

80% Humedad Relativa

Temperatura Interior de Diseño:

55% Humedad Relativa

Variación de la Temperatura Diaria Exterior:

Mes y Día de Diseño:

Los datos de temperatura exterior y humedad relativa según el IDEAM, son datos extremos reales de la ciudad de Cartagena, el mes de diseño se escogió según la ASHRAE, es uno de los más calurosos del año, el día 21 se toma debido a que ASHRAE tabula sus datos en este día de cada mes.

Como se puede ver, estos datos se escogieron por ser las condiciones más extremas que se pueden presentar en este lugar, por lo tanto es de afirmar que los cálculos finales obtenidos se sobredimensiona, pero bajo condiciones reales de diseño.

Los datos de temperatura interior de diseño y humedad relativa son datos ideales en el cual se presenta el confort térmico. Según la ASHRAE el confort térmico es “la sensación mental que expresa la satisfacción con el ambiente térmico”, sin embargo debido a la complejidad del ser humano (genero, edad, raza) y también la ubicación geográfica hace que estos puntos de confort varíe (una persona nacida en Bogotá no se sentirá en confort a una temperatura de 26°C, mientras que una persona nacida en Cartagena si podrá sentir confort térmico a esta misma temperatura.

El confort puede ser determinado a diferentes temperaturas de bulbo seco y humedad relativa, tanto que entidades dedicadas al estudio del confort térmico tienen diferentes puntos de TBS y HR lo cual representa un problema en la escogencia de la temperatura de diseño.

Para el caso de la humedad relativa, las condiciones son similares: *“el efecto completo de humedad relativa sobre todos los aspectos de comodidad humana aun no ha sido establecido. Estudios Epidemiológicos han encontrado que las tasas inferiores enfermedad respiratoria reportada se ha realizado por los inquilinos de edificios con humedad relativa a medio rango que entre los inquilinos de edificios con la humedad relativa baja. Los extremos de humedad son los más perjudiciales para el confort humano, la productividad y la salud. Estudios demuestran que un rango entre 30 y 60 % HR (en temperaturas ambientales normales) proporciona las mejores condiciones para la ocupación humana. En este rango, tanto el crecimiento de bacterias como de organismos biológicos y la velocidad en la cual interacciones químicas que ocurren son reducidas al mínimo (Ver figura 14)²³La humedad relativa tiene un efecto significativo en el control de infección de aire. En 50 % HR, el índice de mortalidad de ciertos organismos es el más alto, y el virus gripe pierde la mayor parte de su virulencia. El índice de mortalidad se disminuye tanto encima como por debajo de este valor. La alta*

²³ Sacada de la tesis de Hermes Javier Ramírez león “ DETERMINACION DE LAS CARGAS TERMICAS PARA GARANTIZAR EL CONFORT EN LOS LOCALES DEL PISO 1 DEL EDIFICIO DE AULAS 2 EN LA UTB” , Pág. 33

humedad puede apoyar el crecimiento de organismos patógenos o que producen alergias.

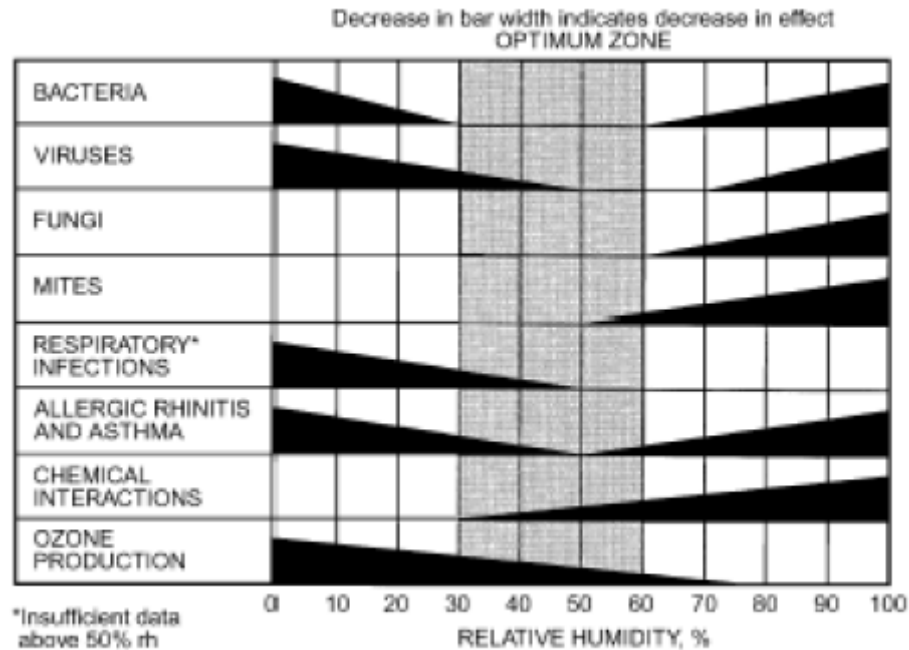


Figura 14: Rango optimo para salud y el confort humano.

6.3 Mediciones de las Secciones.

Con elementos de mediciones (cinta métrica, calibrador, entre otros) se toman las medidas de todas las secciones que conforman el área a calcular eso incluye: Paredes, ventanas, particiones, puertas, techos y pisos. Existen plano del área a calcular, estos plano serán usados como guías.

6.4 Identificación de los Materiales de Construcción.

Realizadas las mediciones, se identifican los materiales utilizados en el interior y exterior de auditorio, de esa forma especificamos las características de cada uno. Entre los materiales encontrados, hayamos:

- Paredes hechas con bloques de concreto No 4 (tamaño nominal (100x200x400mm), sin ningún material agregado, solamente la pintura interior.
- Se encontraron tres tipos diferentes de lámparas, las cuales denominaremos de ahora en adelante como lámparas grandes, lámparas redondas y lámparas de pared.
- Se encontraron diferentes tipos de ventanas en cuanto a dimensiones, pero su composición es igual; ventanas sencillas con marcos de aluminio.

6.5 Cálculo del Coeficiente de Transferencia de Calor “U”.

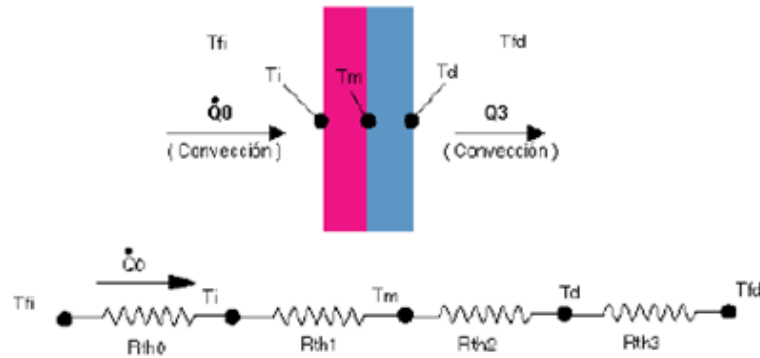
En la mayoría de los problemas de transferencia de calor se incluyen, más de un modo de transferencia de calor (conducción, convección, radiación). Estos diferentes coeficientes se pueden combinar en un coeficiente global de transferencia de calor para poder determinar la razón total de transferencia de calor a temperaturas finales (T_o, T_i). La solución a esto es calculada por medio de circuitos térmicos, estos circuitos térmicos son ecuaciones análogas a los circuitos eléctricos.

6.5.1 Circuitos Térmicos en Serie.

Estos casos se presentan, cuando un flujo de calor debe atravesar una pared que está compuesta de “n” material y estos materiales están en dirección perpendicular al flujo de calor; La resistencia total equivalente para circuitos térmicos en serie es el resultado de la suma entre ellos, como podemos observarlo en la figura (15)²⁴:

²⁴ Sacada de la tesis de Hermes Javier Ramírez León “ DETERMINACION DE LAS CARGAS TERMICAS PARA GARANTIZAR EL CONFORT EN LOS LOCALES DEL PISO 1 DEL EDIFICIO DE AULAS 2 EN LA UTB” , Pág. 37

$$R_t = R_1 + R_2 + \dots + R_n$$



Donde 1,2...n = Diferentes materiales que conforman la placa y crean un circuito en serie

Figura 15: Diagrama de circuitos térmicos en serie.

R = Resistencia térmica de los materiales, este valor podemos hallarlo por medio de tablas o por la siguiente fórmula: $R = \frac{1}{k}$ para materiales sólidos

L = Longitud.

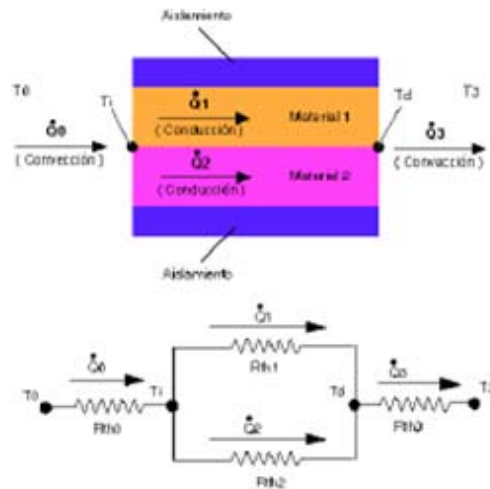
K = Coeficiente térmico de conducción, el cual se puede determinar por medio de tablas.

6.5.2 Circuitos Térmicos en Paralelo.

Estos caso se presentan, cuando el flujo de calor debe atravesar una pared compuesta de “n” material y estos materiales están en dirección paralela al flujo de calor, causando que el flujo de calor fluya a través de los “n” materiales; la resistencia total equivalente para los circuitos en paralelo es la reciproca de la conductancia total equivalente, la cual es determinada por la suma entre cada una de las conductancias de los materiales véase figura (16F)²⁵:

$$C_{total} = C_1 + C_2 + \dots + C_n \equiv \frac{1}{R_{total}} = \frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} + \dots + \frac{1}{R_n}$$

²⁵ Sacada de la tesis de Hermes Javier Ramírez león “ DETERMINACION DE LAS CARGAS TERMICAS PARA GARANTIZAR EL CONFORT EN LOS LOCALES DEL PISO 1 DEL EDIFICIO DE AULAS 2 EN LA UTB” , Pág. 38



Donde $1,2...n$ = Diferentes materiales que conforman la placa y crean un circuito en serie

Figura 16: Diagrama de circuitos térmicos en paralelo.

R = Resistencia térmica de los materiales, este valor podemos hallarlo por medio de tablas o por la siguiente fórmula: $R = \frac{1}{k}$ para materiales sólidos

L = Longitud.

K = Coeficiente térmico de conducción, el cual se puede determinar por medio de tablas.

Como vimos en la identificación de los materiales, una pared, un techo, ventana, entre otros. No contiene solamente un material, está compuesto de diferentes materiales en los cuales el flujo de calor atraviesa cada uno de esos materiales, por lo tanto es importante conocer los tipos de circuitos térmicos y sus respectivas ecuaciones.

6.5.3 Coeficiente Global de Transferencia de Calor en Ventanas

Las trayectorias de transferencia de calor de las ventanas incluyen una contribución unidimensional (centro del cristal) y una contribución de dos dimensiones (borde del cristal). El aporte del marco es sobre todo de dos dimensiones. Por lo tanto, el flujo de transferencia de calor a través de las

ventanas se puede calcular conociendo la transferencia de calor por separados de tres regiones: centro del cristal, borde del cristal y marco de la ventana, como se observa en la figura (17)²⁶.

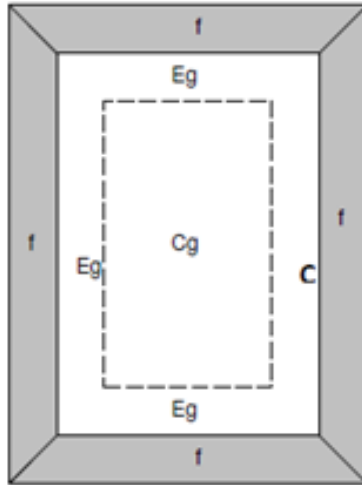


Figura 17: Diagrama de las regiones de una ventana (también en puertas)

En ventanas de hojas dobles, triples, se presentan espaciadores, tales como aisladores, fibra de vidrio, aluminio, afectan el flujo de calor, también y su contribución se debe considerar. El factor “U” total se determina usando los “U” y área por cada contribución.

$$U_o = \frac{U_{cg} A_{cg} + U_{eg} A_{eg} + U_f A_f}{A_{pf}}$$

Donde los índices significan:

cg =center of glass = Centro Del Cristal

eg = edge of glass = borde Del Cristal

²⁶ Sacada de la tesis de Hermes Javier Ramírez león “ DETERMINACION DE LAS CARGAS TERMICAS PARA GARANTIZAR EL CONFORT EN LOS LOCALES DEL PISO 1 DEL EDIFICIO DE AULAS 2 EN LA UTB” , Pág. 39

f= frame = marco de la ventana

A_{pf} = Area total de la ventana

U_0 = Coeficiente global de transferencia de calor total de la ventana

- Los factores U_{cg}, U_{eg}, U_f , están tabulados en cualquier libro de carga térmica, para este estudio se utilizaran la tabla del libro ASHRAE 2005 Fundamentos, Cap. 31, Tabla 4 (ver anexos).
- El área total de la ventana es la suma total de las áreas dentro del cristal, borde de cristal y marco de la ventana ($A_{pf} = A_{cg} + A_{eg} + A_f$), y es obtenido midiendo toda la ventana.
- El área del marco es obtenida por la diferencia del área total de la ventana (A_{pf}) y el área total de cristal (A_g): $A_f = A_{pf} - A_g$, A_g es obtenido midiendo los cristales.

6.6 CALCULO DE LA CARGA TÉRMICA

El procedimiento a utilizar el cálculo de carga térmica, es la metodología CLTD/CLF, explicada en el libro Manual ASHRAE 1977 Fundamentos, la cual utiliza los siguientes pasos:

6.5.1 Calculo de las cargas sensibles

La ganancia de calor es sensible cuando hay una adición de calor al espacio condicionado por cualquier o todos los mecanismos de conducción, convección y radiación.

El calor sensible es calculado a partir de las siguientes secciones: Paredes Externas, Techos, Ventanas, Particiones, Misceláneas (Equipos, Luces, Personas), Infiltraciones.

6.5.1.1 Cálculo de la carga térmica a través de paredes y techos.

El cálculo de la carga a través de paredes y techos exteriores se determina a través de la siguiente ecuación:

$$q = U \times A \times CLTD_c$$

Donde:

A: Área de la pared (ft²) obtenido de las mediciones hechas previamente

U: Coeficiente de transferencia de calor [Btu/ (h·ft²·°F)] (Tabla #1)

CLTD_c (Cooling Load Temperature Difference): Es un factor de corriente el cual depende del tipo de construcción, orientación, mes, color de la sección y temperatura exterior e interior. CLTD_c entonces se determina por la siguiente fórmula:

$$CLTD_c = [(CLTD + LM) K + (78 - T_r) + (T_o - 85)]$$

Donde:

CLTD: Es la diferencia equivalente de temperatura según el grupo al cual pertenece la pared. Para determinar el grupo de la pared, se utilizara la tabla 6, cap. 25 del libro Manual ASHRAE 1977 Fundamentos; teniendo el grupo de pared, se procede a determinar el CLTD a partir de la Tabla #7, Cap. 25 del libro Manual ASHRAE 1977 Fundamentos, (ver anexos).

LM: Es la corrección que se debe tener en cuenta por latitud y mes, para eso se utilizara los datos de la Tabla #32, Cap. 26 del libro ASHRAE 1989 Fundamentos (ver anexos). Debido que no aparecen datos de nuestra latitud (Latitud 10° N), se utilizaran los valores de la latitud 8° N, como referencia.

T_r: Temperatura de diseño interior obtenidos de las consideraciones de diseño

$$T_o: \text{Temperatura promedio exterior} = T_{ext.diseño} - \left(\frac{\Delta T_{diaria.ext}}{2} \right) = 94 - \left(\frac{17}{2} \right) = 85.5$$

K: Factor de corrección por color:

0.65: para paredes de colores claros (crema entre otros)

0.83: para paredes de color medio (azul medio, verde medio, rojo claro, café claro, madera sin pintar, concreto color natural, etc.)

1: para colores oscuros (azul oscuro, rojo, café, verde, etc.)

Las cargas térmicas a través de particiones, pisos y techos no asoleados se determinan de la siguiente manera:

$$q = U \times A \times TD$$

Donde:

A: Área de la partición o piso (ft²) obtenido de las mediciones hechas previamente.

U: Coeficiente de Transferencia de calor [Btu/ (h·ft²·°F)] (Tabla #1)

TD: Diferencia de temperatura entre los espacios (interior y adyacente), si se desconoce la temperatura del espacio adyacente y se sabe que no existe una fuente de calor en ese espacio, TD se puede tomar como la diferencia de temperatura del aire exterior con el interior menos 5 °F.

La carga térmica a través de los pisos se consideran solamente cuando exista sótanos o se calcule la carga térmica en pisos.

6.5.1.2 *Calculo de la carga térmica a través de ventanas.*

El cálculo de cargas térmicas a través de ventanas se divide en dos componentes, carga térmica por conducción y por radiación:

$$\text{Carga Térmica Ventanas} = \text{Cargas por Conducción} + \text{Cargas por Radiación}$$

6.5.1.2.1 Cargas térmicas por conducción.

Es debido a la diferencia de temperatura interior y exterior, es determinada por la fórmula:

$$q = U \times A \times CLTD_c$$

Donde:

A: Área de la ventana (ft²) obtenido de las mediciones hechas previamente

U: Coeficiente de transferencia de calor [Btu/ (h·ft²·°F)] (Tabla #1)

CLTD_c (Cooling Load Temperature Difference): Es un factor de corriente el cual se determina por la siguiente fórmula:

$$CLTD_c = CLTD + (78 - T_r) + (T_o - 85)$$

Donde:

CLTD: Es un factor que depende de la hora, se determina a partir de la tabla #9, Cap. 25 del libro Manual ASHRAE 1977 Fundamentos.

T_r: Temperatura de diseño interior obtenidos de las consideraciones de diseño

$$T_o: \text{Temperatura promedio exterior} = T_{ext.diseño} - \left(\frac{\Delta T_{diaria.ext}}{2} \right) = 94 - \left(\frac{17}{2} \right) = 85.5$$

6.5.1.2.2 Cargas térmicas por radiación.

Es debida a la energía solar transmitida y absorbida, esta carga es tomada en cuenta cuando la ventana está en contacto directo con el sol, en caso de que la ventana no esté en contacto con el sol, la energía térmica total a través de la ventana se considerara solo por conducción.

Para calculo de carga térmica por radiación se debe tener en cuenta la presencia o ausencia de sombreado interior, esta consideración es debido que el calor absorbido por las cortinas, polarizado o cualquier tipo de sombreado interior del

calor absorbido por el piso(si no hay sombreado interior). Para determinar la carga térmica por radiación se utiliza la siguiente fórmula:

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

Donde:

A: Área de la ventana

SC: (ShadingCoefficient) Coeficiente de sombreado para vidrio. Se utiliza las Tablas #28, 33-36, 38 y 40; Cap. 26 del libro ASHRAE 1977 Fundamentos.

SHGF: (Solar HeatGain Factor) Factor de ganancia de calor solar. (Btu/hxft²)
Depende de la latitud, orientación y mes. Para nuestros cálculos se va a utilizar la Tabla #10; Cap. 25 del libro ASHRAE 1977 Fundamentos. Debido a que no aparecen datos de nuestra latitud (Latitud 10°N), se utilizaran los valores de la latitud 8°N, como referencia.

CLF: (Cooling load Factor) Factor de carga de enfriamiento para vidrios. Depende de la hora solar, tipo de construcción, presencia o no de elementos de sombreado y de la orientación. Se seleccionara valores para construcción media. Y la Tabla 11 y 12; Cap. 25 de libro ASHRAE 1977 Fundamentos.

6.5.1.3 *Calculo de las cargas térmicas misceláneas (equipos, luces, personas)*

6.5.1.3.1 *Luces:*

Para el cálculo de cargas térmicas debido a las luces se utiliza:

$$q = 3.41 \times W \times CLF \times Ful \times Fsa$$

Donde:

W: Potencia útil en vatios de las lámparas obtenida de las mediciones.

CLF: (Cooling Load Factor) Factor de carga de enfriamiento para luces. Depende del tiempo de uso de las luces, en casos de que el equipo funcione solamente cuando las luces estén encendidas, el **CLF:** 1, también es 1 cuando se utilice las luces las 24 h.

Ful: Factor de uso de iluminación, depende del uso total de las lámparas en edificios o locales el factor es 1 cuando se usa y 0 cuando no se usa.

Fsa: Factor especial de iluminación, este factor es introducido debido a las lámparas fluorescentes y especiales, generalmente son perdidas por balastro, para lámparas simples de 32W y un voltaje de 230V usar un factor de 2.19, en lámparas de arranque rápido de 40W el factor varia de 1.18 para 2 lámparas a 230V y 1.30 para una lámpara a 120V. Se recomienda 1.2 para aplicaciones generales para lámparas especiales, diferentes a fluorescentes, como las lámparas de sodio, este factor varía entre 1.04 a 1.37 dependiendo del fabricante.

En caso de que exista locales con diferentes tipos de iluminaciones (Fluorescentes, incandescentes, especiales) se calculara la carga térmica por separado y después se sumaran aritméticamente para obtener una carga térmica total.

6.5.1.3.2 Personas:

La carga térmica generada por personas depende del tipo de actividad en la cual la(s) persona(s) esté(n) realizando. Para cálculo de cargas térmicas sensibles se utiliza la siguiente fórmula:

$$q = \# \text{ de personas} \times \text{Factor de Ocupación} \times \text{CLF} \times \text{Ganancia de Calor Sensible}$$

Donde:

Factor de Ocupación: Fracción del total de personas que ocupan el espacio según la hora (0 o 1)

CLF: (Cooling load Factor) Factor de Carga de enfriamiento para las personas, depende del tiempo en el cual la(s) persona(s) se mantiene en el espacio acondicionado y el tiempo en el cual se entro por primera vez. Si el espacio acondicionado no se mantiene constante durante las 24 horas, el CFL = 1.

Ganancia de Calor Sensible: Factor de carga sensible de las personas, depende de las actividades en las cual la(s) persona(s) esté(n) realizando, se utilizara la *Tabla número 3 que se encuentra en los anexos.*

6.5.1.3.3 Equipos:

El cálculo de los equipos no implica factores de corrección, solo en caso de equipos de cocina o equipos que utilizan gas los cuales generan calor latente. Para este estudio, en el auditorio no encontramos ningún equipo de cocina o que funcione a gas, por lo tanto para el cálculo de equipos en este estudio se aplicaran los datos de cargas en tablas ASHRAE para los equipos. En caso de no estar tabulados, ASHRAE recomienda utilizar datos de placa y obtener la potencia y multiplicarlo por 0.5, según ASHRAE, el 50% de la potencia obtenida por placas se convierte en calor sensible.

6.5.1.4 Cálculos de las cargas térmicas a través de infiltraciones

El cálculo de la carga térmica sensible a través de las infiltraciones es el resultado de la diferencia de temperatura del aire saliente y entrante en condiciones estándar de la ASHRAE:

$$q = cfm \times 60 \times 0.075 \times (0.24 + 0.45W) \Delta t$$

En la mayoría de los casos de aire acondicionado encontramos que $W = 0.01$, por lo tanto de la anterior ecuación queda que:

$$q = 1.10 \times cfm \times \Delta t$$

Donde:

Cfm: Es el flujo de aire que entra y sale al abrirse una puerta, ventana o una grieta

Δt : Diferencia de temperatura exterior e interior

6.5.1.5 Factor de Corrección por carga sensible

Al calcular los 5 componentes de carga térmica del espacio descrito anteriormente, se asume que toda la energía se transfirió a la carga térmica. En algunos casos, sin embargo, esto no es cierto: una fracción de la energía de aporte es perdida hacia los alrededores. Esta fracción, F_c , depende de la conductancia termal entre el aire del espacio y los alrededores y es llamada Factor de corrección:

$$F_c = 1 - 0.02K_t$$

Donde:

K_t : Es la conductancia en unidades de longitud entre el aire del espacio y los alrededores en [Btu/(h \times ft \times °F)] dados por:

$$K_t = \left(\frac{1}{L_f} \right) x (U_w A_w + U_{ow} A_{ow} + U_c A_c$$

Donde:

L_f: Longitud de las paredes (espacio condicionado) realizado en medidas

U: Coeficiente de transferencia de calor [Btu/(hxftx°F)] de la sección.

A: Área de la sección

Los coeficientes W, OW, C, referencia la sección la cual pertenece (W = partición, OW = pared externa, C = corredor) también se debe de tener en cuenta las ventanas, puertas, techos y pisos. Teniendo este factor, se tiene que multiplicar a cada uno de los resultados de las cargas térmicas obtenidos en los 5 puntos anteriores.

El cálculo total de las cargas sensibles es por lo tanto:

$$q_{sensible} = (q_{pared} \times F_c) + (q_{ventanas} \times F_c) + (q_{particiones} \times F_c) + (q_{misc_sensibles} \times F_c) + q_{inf_sensible}.$$

6.5.2 Cargas Latentes

6.5.2.1 Misceláneas (Personas y equipos)

La ganancia de calor por cargar latentes es debida a la humedad que se agrega al espacio condicionado. Para mantener una tasa de humedad constante en el espacio cerrado, el vapor de agua en el aparato de enfriamiento debe condensarse hacia afuera en una tasa igual a su tasa de adición en el espacio. La suma total de la energía requerida para hacer esto, esencialmente es igual al producto de la tasa de la condensación y el calor latente de condensación. El calor latente es calculado a partir de las siguientes secciones; Personas, equipos cuando son de cocina (microondas, hornos) e infiltraciones.

6.5.2.2 Personas

La carga térmica generada por personas depende de la actividad que esté realizando, para el cálculo de carga térmica latente se utiliza la siguiente fórmula:

$$q = \text{Número de personas} * \text{factor de ocupación} * CLF * \text{Ganancia de calor latente}$$

Factor de ocupación = Factor del total de personas que ocupan el espacio según la hora (0 o 1).

Ganancia de calor latente = Factor de carga sensible de las personas, depende de la actividad de las personas, se utilizará la tabla 16 del capítulo 25 de la ASHRAE (ver anexos).

CLF = Cooling load factor, factor de carga de enfriamiento de las personas, depende del tiempo en el cual la persona se mantiene en el espacio acondicionado y el tiempo en el cual se entra por primera vez. Si el espacio acondicionado no se mantiene constante durante las 24 h el CLF es 1.

6.5.2.3 Infiltraciones

El cálculo de carga latente por infiltración es el resultado de la diferencia de humedad (Δw) entre el aire entrante y el aire saliente en condiciones estándar de la ASHRAE.

$$q = 4840 * cfm * \Delta W$$

Donde:

CFM = es el flujo de aire que entra y sale al abrirse una puerta, ventana o grieta.

ΔW = Diferencia de humedad exterior e interior (lbw/lba) obtenida en tablas psicométricas.

7.CALCULO DE LA CARGA TÉRMICA TOTAL (SENSIBLE + LATENTE) EN TONELADAS DE REFRIGERACIÓN.

El cálculo de la carga térmica es la suma total de las cargas sensibles más las cargas latentes, es decir:

$$CARGA\ TERMICA_{TOTAL} = CARGA\ TERMICA_{SENSIBLE} + CARGA\ TERMICA_{LATENTE}$$

Hay que tener en cuenta que las cargas térmicas se dieron en BTU/h, para manejar estas cargas en unidades comerciales (toneladas de refrigeración), la carga total debe ser dividida en 12000, ya que 1 *Tonelada de Refrigeración* = 12000 *Btu/h*. Por último se agregara un factor de diseño el cual sirve para corregir errores de diseño, este factor e diseño es de 10%, por lo tanto la ecuación se genera una ecuación de carga térmica real:

$$CARGA\ TERMICA\ REAL = CARGA\ TERMICA_{TOTAL}(TON) * 1.1$$

El método CLTD/CLF corresponde a un método de 24 horas, gracias a esto se puede determinar la carga térmica por horas y determinar cuál es la hora pico (hora en la cual el equipo tiene que trabajar mas) y el comportamiento de la carga por hora.

8 COMPARACIÓN DE LA CARGA TÉRMICA INSTALADA VS LA CARGA TÉRMICA CALCULADA.

Teniendo el resultado de la carga térmica generada en el auditorio, continuamos con la selección de equipo en base a la carga térmica calculada y de esta forma poder comparar el equipo instalado con el seleccionado, esto con el fin de encontrar un equipo que pueda generar las toneladas de refrigeración calculadas en nuestra investigación. Para esto diferentes marcas de aire acondicionado (TRANE, YORK, CARRIER, LG, ENTRE OTRAS), generar cartas psicométricas propias donde presentan todas las variables antes mencionadas, pero con la diferencia de que incluyen las “curvas de serpentín”, cada una de estas marcas se tomaron el tiempo para probar y calcular cómo se comporta la TBS y TBH del flujo de aire al pasar por un determinado serpentín de diferentes geometrías, y de otras variables a condiciones normales, y estos resultados fueron impuestos en la carta psicométrica, con el fin de que el diseñador luego de realizar los cálculos, pueda escoger el equipo que más se adecue y lo calculado. Como se puede ver en la figura (18)²⁷ donde las líneas purpuras representan varios serpentines, de referencia TRANE, sin embargo para no utilizar una marca en específico utilizaremos otro método.

²⁷ Sacada de la tesis de Hermes Javier Ramírez León “ DETERMINACION DE LAS CARGAS TERMICAS PARA GARANTIZAR EL CONFORT EN LOS LOCALES DEL PISO 1 DEL EDIFICIO DE AULAS 2 EN LA UTB” , Pág. 59

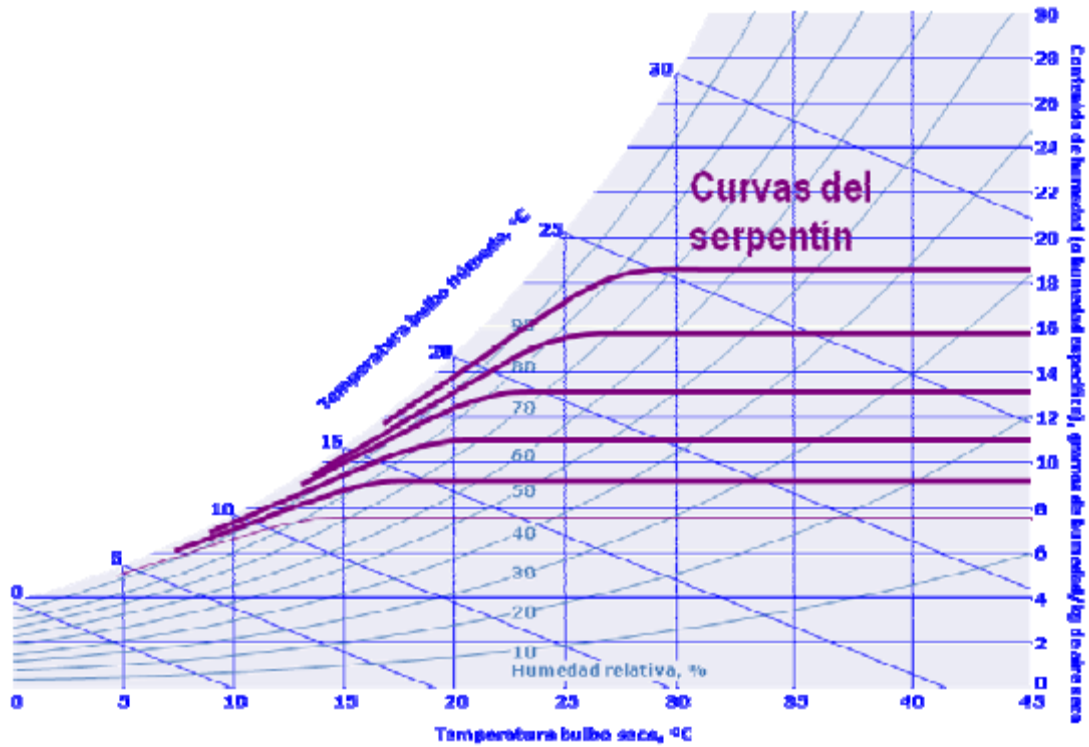


Figura 18: Carta psicrométrica TRANE.

8.1 Proceso de selección de equipo en la carta psicrométrica.

Conociendo las condiciones iniciales y finales (TBS, HR exterior y TBS, HR INTERIOR), se proceden a colocarse los puntos en la carta psicrométrica (ver figura 19)²⁸.

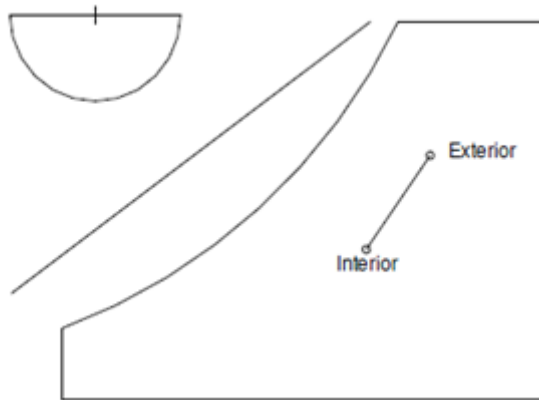


Figura 19: Ubicación de las condiciones en la carta psicrométrica

²⁸ Sacada de la tesis de Hermes Javier Ramírez León “ DETERMINACION DE LAS CARGAS TERMICAS PARA GARANTIZAR EL CONFORT EN LOS LOCALES DEL PISO 1 DEL EDIFICIO DE AULAS 2 EN LA UTB” , Pág. 59

Se procede a calcular el SHR (factor de calor sensible).

$$SHR = \frac{CALOR\ SENSIBLE}{CALOR\ TOTAL}$$

El factor de calor sensible, se refiere a la comparación de ganancia de calor sensible contra la ganancia de calor total, enseguida establecemos la línea de referencia SHR alineando la marca en la escala con el punto de referencia y trazando una línea desde entre estos dos puntos, después trace una segunda línea en paralelo con la primera, a través del punto interior, que representa las condiciones de diseño del cuarto (ver figura 20)²⁹.

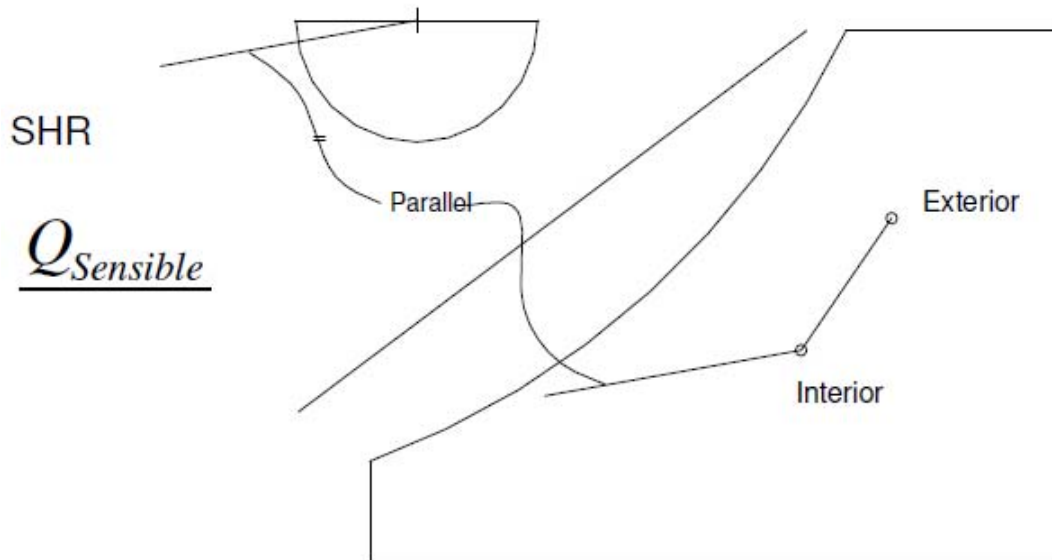


Figura 20: Trazado del factor de calor sensible en la carta psicrométrica.

²⁹ Sacada de la tesis de Hermes Javier Ramírez León “ DETERMINACION DE LAS CARGAS TERMICAS PARA GARANTIZAR EL CONFORT EN LOS LOCALES DEL PISO 1 DEL EDIFICIO DE AULAS 2 EN LA UTB” , Pág. 60

Cualquier punto que este en esta última línea que se trazó puede servir como condición de suministro, la cual puede mantener las condiciones deseadas del cuarto, sin embargo requeriría de diferentes flujos de aire; el cual es un requerimiento de confort. Además hay que tener en cuenta que el fan-coil es un intercambiador de calor de tubos, y por lo tanto existe una parte del aire que pasa por el serpentín que toca la superficie de enfriamiento y se enfría por este mecanismo, esto se conoce como factor de contacto “FC”. La parte del aire que no toca la superficie y no se enfría por este mecanismo, se define como factor de derivación, bypass “FD”, de estas definiciones vemos que:

$$FC + FD = 1$$

Donde el factor de contacto se define como:

$$FC = 1 - \frac{TBS_S - TR}{TBS_I - TR}$$

Para determinar un punto de suministro, sin necesidad de tener una curva de serpentín de cualquier marca, se deben cumplir las siguientes condiciones:

- a) Debe estar ubicado en la recta trazada anteriormente.
- b) Debe tener una humedad relativa perteneciente al rango (90% - 100%) y al mismo tiempo cumplir con el siguiente rango de temperatura.

$$15^{\circ}\text{F} \leq T_{\text{INTERIOR}} - T_{\text{SUMINISTRO}} \leq 30^{\circ}\text{F}$$

Cuando se determina el punto de suministro de esta manera, se está garantizando que el factor de contacto del serpentín de enfriamiento del equipo varía 0.8 – 0.9, lo cual implica tener un serpentín económico y comercial (ver figura 21)³⁰.

³⁰ Sacada de la tesis de Hermes Javier Ramírez León “ DETERMINACION DE LAS CARGAS TERMICAS PARA GARANTIZAR EL CONFORT EN LOS LOCALES DEL PISO 1 DEL EDIFICIO DE AULAS 2 EN LA UTB” , Pág. 61

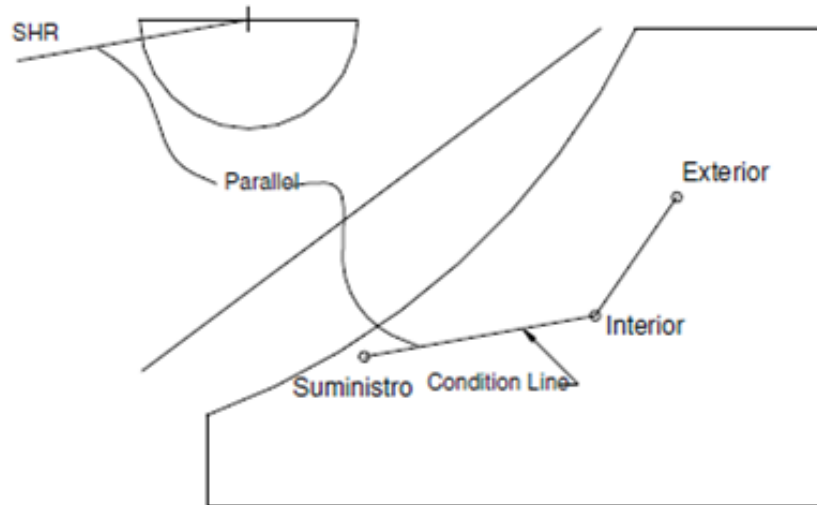


Figura 21: Ubicación del punto de suministro en la carta psicrométrica.

Ya identificado los tres puntos se procede a llenar la siguiente tabla:

Estado	Entalpia (Btu/lb)	Temperatura (°F)	Volumen Especifico (ft ³ /lb)
Exterior	h_E	TBS_E	v_E
Interior	h_I	TBS_I	v_I
Suministro	h_S	TBS_S	v_S

Tabla 11: Propiedades de las condiciones psicrométricas.

Ahora determinamos el flujo de aire requerido para mantener un grupo de condiciones de diseño de un cuarto.

$$CFM_{suministro} = \frac{Q_{sensible}(hora\ pico)}{1.1 (T_{ext.} - T_{int.})}$$

Ya obtenido el flujo de aire de suministro, procedemos a determinar la carga total en toneladas de refrigeración a partir de la fórmula:

$$Q_{Total} = 4.5 * v_s(CFM_{SUM}) * (h_1 - h_s) \left[\frac{Btu}{lb} \right] \dots \dots \dots \left[\frac{Btu}{h} \right]$$

Donde 4.5 es el resultado de la densidad del aire ($0.075 \frac{lb}{ft^3}$) con la conversión de minutos a hora (60 min = 1 hora). Finalmente el resultado se pasa a toneladas de refrigeración con el objetivo de poder compararlo con la carga instalada.

8.2 Proceso de selección con mezcla de aire.

En caso de que el espacio requiera una mezcla de aire, el diseñador debe determinar la mezcla de aire que se está produciendo en el fan-coil, para eso se determina el flujo de aire exterior.

$$V_E = \text{Numero de personas} * F_1 \dots \dots [CFM]$$

Donde F_1 , es un factor que se obtiene en tablas en este caso se utiliza la ASHRAE STANDARD 62.

El porcentaje de aire que se está recirculando se determina a partir de la siguiente fórmula:

$$\%AE = \frac{V_E [CFM]}{V_{SI} [CFM]} * 100$$

A partir del resultado anterior se procede a completar la siguiente tabla

Estado	Entalpia (Btu/lb)	Temperatura (°F)	Volumen Especifico (ft ³ /lb)
Exterior	h_E	TBS_E	v_E
Interior	h_I	TBS_I	v_I
Suministro	h_S	TBS_S	v_S
Mezcla	h_M	TBS_M	v_M

Donde:

Tabla 12: Propiedades de las condiciones psicrométricas.

$$\text{Mezcla} = \text{interior} + [\%AE * (\text{Exterior} - \text{Interior})]$$

Para cualquier punto que se necesite, por ejemplo; si se desea saber la temperatura de la mezcla, sería;

$$T_{MEZCLA} = T_{INTERIOR} + [\%AE * (T_{EXTERIOR} - T_{INTERIOR})]$$

El resultado se convierte a toneladas de refrigeración y luego se compara con el instalado.

Como se puede observar, en el cálculo de Q_{Total} existe una variación en la diferencia de entalpia, mientras que en el Q_{Total} sin mezcla de aire la diferencia es entre la entalpia del punto interior y el de suministro, en el Q_{Total} con mezcla de aire la diferencia es entre la entalpia del punto de la mezcla y el de suministro. Siendo por lo tanto diferentes si se escoge un mismo local con las mismas condiciones, generalmente con mezcla de aire es mayor. Conociendo los procesos procedemos a realizar los cálculos el local de nuestro estudio.

9. CALCULOS AUDITORIO UTB.

9.1 Condiciones de Diseño.

Estos cálculos se realizaran con el fin de optimizar más el funcionamiento del sistema de refrigeración, que opera en el auditorio, además consideramos que es de vital importancia, debido que no sabemos si el equipo está sobredimensionado o no, y esto podría servir para tener esa claridad, y ver si existe la necesidad de realizar otras instalaciones con el fin de garantizar el confort entre los asistentes al Auditorio

El método de cálculo a utilizar en esta tesis de grado será el de la ASHRAE, el método CLTD, SLC, CLF (ASHRAE 1997).

Temperatura exterior = 94°F (34,44°C)

Temperatura interior de diseño = 75.2 °F (24°C)

Humedad Relativa = 80%

Humedad relativa interior = 55%

Variación de la temperatura diaria exterior = 17°F (8,33°C)

Mes y Día de diseño = 26 de Julio (2010 Grafica IDEAM) a las 14 horas.

Número de personas que caben dentro del auditorio = 800

9.2 Mediciones del Auditorio.

A continuación presentamos un esquema que representa el diámetro y altura del Auditorio

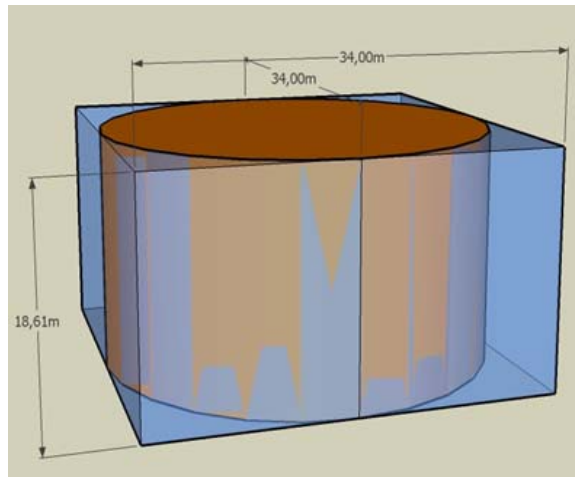


Figura 22: Medidas externas del auditorio sede ternera.

NOTA: Las dimensiones ubicadas en la figura 22 son obtenidas en base a planos del departamento de ingeniería de la universidad (las medidas están en metros).

9.3 Calculo carga Térmica

9.3.1 Cargas Sensibles.

9.3.1.1 Paredes

A continuación mostramos un esquema con la orientación de las paredes del Auditorio

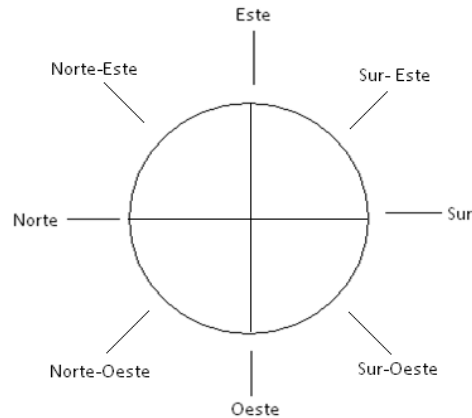


Figura 23: Orientación de las paredes del Auditorio.

Sabemos que para desarrollar la transferencia de calor a través de paredes debemos primero determinar la orientación de las mismas, en base a nuestras mediciones encontramos que la zona de la tarima es la zona norte, la zona que se encuentra entre los baños de hombres y mujeres es la zona sur, la zona de la entrada al auditorio es la zona oeste y la zona del lado de los baños de las mujeres es la zona este. Para calcular la transferencia de calor a través de paredes utilizamos la siguiente fórmula:

$$q = U * A * CLTD_C$$

$$CLTD_C = [(CLTD + LM)k + (78 - T_r) + (T_0 - 85)].$$

Pared Norte-Oeste (Zona Gradass lado derecho, frente a la tarima)

$$Area = \frac{2\pi * r * h}{4} = \frac{2 * \pi * 17 * 18.61}{4} = 496.95m^2 = 5349.12ft^2$$

El factor “U” lo podemos hallar por medio de las resistencias externas, del material e internas, utilizando la siguiente ecuación.

$$U = \frac{1}{\sum \text{resistencias}}$$

Para bloque de concreto de 4 pulgadas tenemos los siguientes valores, estos valores tiene las siguientes unidades $[(h * ft^2 * F)/(Btu)]$:

$$R_{SUP.EXTERNA} = 0.25$$

$$R_{BLOQUE} = 1.51$$

$$R_{SUP.INTERNA} = 0.685$$

Estos datos fueron obtenidos de las tablas 1^a del cap. 22 ($R_{SUP.EXTERNA}$ y $R_{SUP.INTERNA}$) y la tabla 8 del cap. 25 (R_{BLOQUE}) de la ASHRAE 1997.

$$U = \frac{1}{0.25 + 1.51 + 0.685} = \frac{1}{2.445} = 0.408 \approx 0.41 [(h * ft^2 * F)/(Btu)]$$

$$CLTD_C = [(CLTD + LM)k + (78 - T_r) + (T_0 - 85)]$$

CLTD, se toma de la tabla 7, del cap.25 de la ASHRAE 1997.

LM, se toma de la tabla 32, del cap. 26 de la ASHRAE 1997.

K, es un factor de color (para paredes de colores claros es 0.65).

$$CLTD = 13$$

$$LM = 4$$

$$CLTD_C = [(13 + 4)0.65 + (78 - 72.5) + (85.5 - 85)] = 17.05$$

$$q = 0.41 * 5349.12 * 17.05$$

$$q = 37393.02 Btu/h$$

Pared Sur-Oeste (Zona entre puerta principal y baños)

$$Area = \frac{2\pi * r * h}{4} = \frac{2 * \pi * 17 * 18.61}{4} = 496.95m^2 = 5349.12ft^2$$

Al área calculada anteriormente debemos, restarle mitad del área de la ventana central, las cuatro ventanas de los baños de los hombres y el área de nueve ventanas de las ubicadas en el último piso.

$$Area_{pared\ sur-oeste\ total} = 5349.12 - \left(\frac{158}{2}\right) - (1.78 * 4) - (5.26 * 9) = 5215.82ft^2$$

El factor “U” es igual para todas las paredes debido a que es el mismo material las mismas condiciones.

$$U = \frac{1}{0.25 + 1.51 + 0.685} = \frac{1}{2.445} = 0.408 \approx 0.41[(h * ft^2 * F)/(Btu)]$$

$$CLTD_C = [(CLTD + LM)k + (78 - T_r) + (T_o - 85)]$$

$$CLTD = 18$$

$$LM = -7$$

$$CLTD_C = [(18 - 7)0.65 + (78 - 72.5) + (85.5 - 85)] = 13.15$$

$$q = 0.41 * 5215.82 * 13.15$$

$$q = 28121.09Btu/h$$

Pared Sur-Este (Zona baños mujeres, gradas de la izquierda mirando desde la tarima)

$$Area_{pared\ sur-este} = \frac{2\pi * r * h}{4} = \frac{2 * \pi * 17 * 18.61}{4} = 496.95m^2 = 5349.12ft^2$$

Al área calculada anteriormente debemos, restarle mitad del área de la ventana central, las cuatro ventanas de los baños de mujeres y el área de ocho ventanas de las ubicadas en el último piso.

$$Area_{pared\ sur-este\ total} = 5349.12 - \left(\frac{158}{2}\right) - (1.78 * 4) - (5.26 * 8) = 5220.92ft^2$$

$$U = \frac{1}{0.25 + 1.51 + 0.685} = \frac{1}{2.445} = 0.408 \approx 0.41[(h * ft^2 * F)/(Btu)]$$

$$CLTD_C = [(CLTD + LM)k + (78 - T_r) + (T_o - 85)]$$

$$CLTD = 37$$

$$LM = -7$$

$$CLTD_C = [(37 - 7)0.65 + (78 - 72.5) + (85.5 - 85)] = 25.5$$

$$q = 0.41 * 5220.92 * 25.5$$

$$q = 54584.71Btu/h$$

Pared Norte-Este (Zona de gradas de la izquierda, debajo de los baños de mujeres mirando desde la tarima)

$$Area = \frac{2\pi * r * h}{4} = \frac{2 * \pi * 17 * 18.61}{4} = 496.95m^2 = 5349.12ft^2$$

$$U = \frac{1}{0.25 + 1.51 + 0.685} = \frac{1}{2.445} = 0.408 \approx 0.41[(h * ft^2 * F)/(Btu)]$$

$$CLTD_C = [(CLTD + LM)k + (78 - T_r) + (T_o - 85)]$$

$$CLTD = 26$$

$$LM = 4$$

$$CLTD_c = [(26 - 4)0.65 + (78 - 72.5) + (85.5 - 85)] = 20.3$$

$$q = 0.41 * 5349.12 * 20.3$$

$$q = 44520.72 \text{ Btu/h}$$

La ganancia de calor a través de las paredes será igual a la sumatoria de de las ganancias de calor de cada pared.

$$q = 37393.02 + 28121.09 + 54584.71 + 44520.72$$

$$q = 164619.54 \frac{\text{Btu}}{\text{h}}$$

Paredes	Carga Termica (Btu/h)
Norte-Oeste	37393,02
Sur-Oeste	28121,09
Sur-Este	54584,71
Norte-Este	44520,72
Total	164619,54

Tabla 13: Carga térmica en paredes del Auditorio.

9.3.1.2 Techos

Características del techo:

- No tiene cielo raso
- Es de material Eterboard
- Espesor 15 mm ----- 0.049 ft.
- $K = 0.263 \frac{W}{m^{\circ}C} \rightarrow 0.0379 \frac{Btu}{h.ft^2.^{\circ}F}$
- Color Blanco.

Procedemos a calcular el coeficiente global de transferencia de calor para el techo. Tenemos que:

$$U = \frac{1}{R_{total}}$$

Donde

$$R_{total} = R_o + R + R_i$$

Donde R = es la resistencia térmica del Eterboard y esta se calcula de la siguiente forma:

$$R = \frac{l}{K}$$

Donde l es el espesor de la lámina y K es la conductividad térmica del material.

R_i = Resistencia térmica de la capa interior del aire.

R_o = Resistencia térmica de la capa exterior del aire.

R = Resistencia térmica del Eterboard.

Los materiales en este estudio son materiales de superficies comunes, por lo tanto tienen una emisividad de $\varepsilon = 0,90$ (ver tabla 14)³¹, a excepción de los marcos de aluminio, que tendrán otro tipo de emisividad ya que estos tienen una superficie reflectora.

³¹Tabla tomada Fundamentals ASHRAE 1997 de la tabla 1 capítulo 24

Surface Conductances and Resistances for Air

Position of Surface	Direction of Heat Flow	Surface Emittance, ϵ					
		Non-reflective $\epsilon = 0.90$		Reflective			
		h_f	R	h_f	R	h_f	R
STILL AIR							
Horizontal	Upward	1.63	0.61	0.91	1.10	0.76	1.32
Sloping—45°	Upward	1.60	0.62	0.88	1.14	0.73	1.37
Vertical	Horizontal	1.46	<u>0.68</u>	0.74	1.35	0.59	1.70
Sloping—45°	Downward	1.32	0.76	0.60	1.67	0.45	2.22
Horizontal	Downward	1.08	0.92	0.37	2.70	0.22	4.55
MOVING AIR (Any position)							
		h_o	R				
15-mph Wind (for winter)	Any	6.00	0.17	—	—	—	—
7.5-mph Wind (for summer)	Any	4.00	<u>0.25</u>	—	—	—	—

Tabla 14: Condiciones de emisividad y movimiento del aire.

Partiendo de la tabla anterior tenemos:

$$R_i = 0.685 \left[\frac{BTU}{(h \cdot ft^2 \cdot ^\circ F)} \right] \text{ Aire quieto}$$

$$R_o = 0.25 \left[\frac{BTU}{(h \cdot ft^2 \cdot ^\circ F)} \right] \text{ Velocidad del viento a 7.5 mph}$$

Y la del Eterboard es:

$$R = 1.292 \left[\frac{BTU}{(h \cdot ft^2 \cdot ^\circ F)} \right]$$

El R total es:

$$R_{total} = 2.225 \left[\frac{BTU}{(h \cdot ft^2 \cdot ^\circ F)} \right]$$

El coeficiente global de transferencia de calor para el techo es:

$$U = \frac{1}{2.225} = 0.449 \left[\frac{BTU}{(h \cdot ft^2 \cdot ^\circ F)} \right]$$

Para calcular la transferencia de calor (Q) a través de techos expuestos al sol, utiliza la siguiente ecuación:

$$Q = U \times A \times CLTD$$

$$CLTD_{corr} = [(CLTD + LM) \times K + (78 - TR) + (T_0 - 85)]$$

Donde:

Q = Carga de calor sensible (*Btul h*)

U = Coeficiente total de transferencia de calor (*Btul h × pie² × °F*)

A = Área calculada de planos arquitectónicos (*pie²*)

CLTD = Carga de enfriamiento de diferencial de temperatura basada en las condiciones para techos. (*°F*)

CLTD_{corr} = Carga de enfriamiento de diferencial de temperatura corregida, basada en las condiciones para techos.

LM = Corrección mensual de latitud en techos.

K = Factor de corrección o ajuste de color.

(78 – TR) = Corrección de temperatura interior (*°F*).

(T₀ – 85) = Corrección de temperatura exterior (*°F*)

De la tabla (15)³² seleccionamos el CLTD para el techo, hay que tener en cuenta la hora de diseño que es las 14 horas y también si el techo tiene o no tiene cielo raso, en nuestro caso el techo no cuenta con el sistema de cielo raso también hay que tener en cuenta las características, nosotros tomamos nuestro techo como sistema de terraza ya que nuestro material no se encuentra en ninguno de los materiales presentado en la tabla. Por lo consiguiente procedemos a seleccionar el CLTD de la tabla.

Roof No	Description of Construction	Weight, lb/ft ²	U-value, Btu/h·ft ² ·°F	Solar Time																							
				1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24
<u>Without Suspended Ceiling</u>																											
1	Steel sheet with 1-in. (or 2-in.) insulation	7 (8)	0.213 (0.124)	1	-2	-3	-3	-5	-3	6	19	34	49	61	71	78	79	77	70	59	45	30	18	12	8	5	3
2	1-in. wood with 1-in. insulation	8	0.170	6	3	0	-1	-3	-3	-2	4	14	27	39	52	62	70	74	74	70	62	51	38	28	20	14	9
3	4-in. lightweight concrete	18	0.213	9	5	2	0	-2	-3	-3	1	9	20	32	44	55	64	70	73	71	66	57	45	34	25	18	13
4	2-in. heavyweight concrete with 1-in. (or 2-in.) insulation	29 (0.122)	0.206	12	8	5	3	0	-1	-1	3	11	20	30	41	51	59	65	66	66	62	54	45	36	29	22	17
5	1-in. wood with 2-in. insulation	9	0.109	3	0	-3	-4	-5	-7	-6	-3	5	16	27	39	49	57	63	64	62	57	48	37	26	18	11	7
6	6-in. lightweight concrete	24	0.158	22	17	13	9	6	3	1	1	3	7	15	23	33	43	51	58	62	64	62	57	50	42	35	28
7	2.5-in. wood with 1-in. ins.	13	0.130	29	24	20	16	13	10	7	6	6	9	13	20	27	34	42	48	53	55	56	54	49	44	39	34
8	8-in. lightweight concrete	31	0.126	35	30	26	22	18	14	11	9	7	7	9	13	19	25	33	39	46	50	53	54	53	49	45	40
9	4-in. heavyweight concrete with 1-in. (or 2-in.) insulation	52 (52)	0.200 (0.120)	25	22	18	15	12	9	8	8	10	14	20	26	33	40	46	50	53	53	52	48	43	38	34	30
10	2.5-in. wood with 2-in. ins.	13	0.093	30	26	23	19	16	13	10	9	8	9	13	17	23	29	36	41	46	49	51	50	47	43	39	35
11	<u>Roof terrace system</u>	75	0.106	34	31	28	25	22	19	16	14	13	13	15	18	22	26	31	36	40	44	45	46	45	43	40	37
12	6-in. heavyweight concrete with 1-in. (or 2-in.) insulation	75 (75)	0.192 (0.117)	31	28	25	22	20	17	15	14	14	16	18	22	26	31	36	40	43	45	45	44	42	40	37	34
13	4-in. wood with 1-in. (or 2-in.) insulation	17 (18)	0.106 (0.078)	38	36	33	30	28	25	22	20	18	17	16	17	18	21	24	28	32	36	39	41	43	43	42	40

Tabla 15: CLATD para techos sin cielo raso.

³² Sacada de Fundamentals ASHRAE 1977 Cap. 25, tabla 5.

Reemplazando los valores en la ecuación de $CLTD_{corr}$ tenemos:

$$CLTD_{corr} = [(26 + (-2))0.65 + (78 - 75.2) + (85.5 - 85)]$$

$$CLTD_{corr} = 18.9$$

El área del techo será igual:

$$A = \pi r^2$$

$$A = \pi \times 17^2$$

$$A = 907.92 \text{ m}^2$$

Pasándola a ft^2 nos queda:

$$A = 9773.08 \text{ ft}^2$$

Reemplazando por ultimo todos los valores en la ecuación $Q = U \times A \times CLTD$ tenemos:

$$q = 0.449 \times 9773.08 \times 18.9$$

$$q = 83154.73 \text{ Btu/h}$$

Zona de Transferencia de Calor	Carga Termica (Btu/h)
Techo	83154,73

Tabla 16: Transferencia de calor en el techo.

9.3.1.3 Ventanas

Para el cálculo de la carga térmica a través de las ventanas lo hayamos por medio de la siguiente ecuación:

$$\text{Carga Térmica Ventanas} = \text{Cargas por Conducción} + \text{Cargas por Radiación}$$

Ventanas Baño Hombres

Calculamos primero las Cargas por Conducción

$$Q = U \times A \times \text{CLTD}_c$$

Primero calculamos el “CLTD_c”

$$\text{CLTD}_c = \text{CLTD} + (78 - T_r) + (T_o - 85)$$

Para calcular el CLTD, vamos a la tabla (17)³³ este valor depende de la hora escogida para hacer el análisis (14 horas).

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

Tabla 17: CLTD para conducción a través de vidrios.

Para esta hora específica tenemos una CLTD = 13

Ahora hallamos el “T_o”, con el fin de poder tener todas las variables de la ecuación.

$$T_o = T_{\text{ext-dis}} - \left(\frac{\text{Variación Tem. diaria exterior}}{2} \right) = 94 - \left(\frac{17}{2} \right)$$

$$T_o = 85.5$$

³³ Sacada de Fundamentals ASHRAE 1977 Cap. 25, tabla 9.

$$CLTD_c = CLTD + (78 - T_r) + (T_o - 85)$$

Reemplazamos y obtenemos que:

$$CLTD_c = 13 + (78 - 75.2) + (85.5 - 85)$$

$$CLTD_c = 16.3^\circ\text{F}$$

Hallamos ahora el área de la ventana por medio de la siguiente ecuación.

$$A_{VENTANA} = A_{CENTRO} + A_{BORDE} + A_{MARCO}$$

$$A_{MARCO} = (\text{Area total de la ventana} - \text{Area total del cristal})$$

$$A_{MARCO} = (410 * 410) - (382 * 382) = 22176\text{mm}^2 = 0.022\text{m}^2 = 0.23\text{ft}^2$$

$$A_{CENTRO} = (\text{Ancho del cristal} - 0.127\text{m})(\text{Largo deL cristal} - 0.127\text{m})$$

$$A_{CENTRO} = (0.382 - 0.127\text{m})(0.382 - 0.127\text{m}) = 65025 = 0.065\text{m}^2 = 0.69\text{ft}^2$$

$$A_{BORDE} = (\text{Area del cristal completo} - \text{Area del centro del cristal})$$

$$A_{BORDE} = (145,924 - 65025) = 80899\text{mm}^2 = 0.08\text{m}^2 = 0.86\text{ft}^2$$

$$A_{VENTANA} = 0.23 + 0.69 + 0.86 = 1.78\text{ft}^2$$

Hallamos el factor "U" total de la ventana para poder hallar la carga térmica total de la ventana.

$$U_o = \frac{U_{cg} A_{cg} + U_{eg} A_{eg} + U_f A_f}{A_{pf}}$$

NOTA: LOS VALORES DE “U”, SE TOMARON DE LA TABLA 9.5 DEL LIBRO DE TRANSFERENCIA DE CALOR, QUE HACE REFERENCIA A LA TABLA 14

$$U_o = \frac{(6.30 * 0.176)(0.69) + (6.30 * 0.176)(0.86) + (6.63 * 0.176)(0.23)}{1.78}$$

$$= 1.11 \frac{Btu}{h * ft^2 * ^\circ F}$$

Con todas las variables de la ecuación procedemos a calcular la carga térmica de la ventana del baño de hombres.

$$Q = U \times A \times CLTD_c$$

$$q = 1.11 \frac{Btu}{h * ft^2 * ^\circ F} * 1.78 ft^2 * 16.3^\circ F = 32.20 Btu/h$$

El resultado anterior aplica para una sola ventana, como en el baño hay cuatro (4) ventanas, este valor se multiplica por cuatro (4).

$$q = 32.20 * 4 = 128.82 Btu/h$$

Calculamos ahora la Carga por Radiación.

La hallamos por medio de la siguiente formula

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

Determinamos las variables de la ecuación anterior.

Área de la ventana

$$A_{VENTANA} = 0.23 + 0.69 + 0.86 = 1.78 ft^2$$

SC = Coeficiente de sombreado del vidrio, utilizamos las tablas 28, 33 del Cap. 26 de la ASHRAE

SHGF = Este depende de la orientación, latitud y mes (utilizaremos la tabla 10, del cap. 25 de la ASHRAE 1997).

CLF= Depende de la hora solar, tipo de construcción y de material de sombreado (tabla 11 y 12 del cap. 25 de la ASHRAE 1997).

$$SC = 1$$

$$SHGF = 39$$

$$CLF = 0.58$$

$$q = 1.78 * 1 * 39 * 0.58$$

$$q = 40.26$$

$$q = 40.26 * 4 = 161.05$$

$$q_{TOTAL} = q_{COND} + Q_{RAD} = 128.82 + 161.05 = 289.87 \frac{Btu}{h}$$

Ventanas Baño Mujeres

Es el mismo valor para la ganancia de calor conductiva y radiada debido a que tienen la misma orientación debido a que las ventanas tienen las mismas dimensiones, además tienen el mismo número de ventanas,

$$q = 32.20 * 4 = 128.82 Btu/h$$

$$q = 40.26 * 4 = 161.05$$

$$q_{TOTAL} = q_{COND} + Q_{RAD} = 128.82 + 161.05 = 289.87 \frac{Btu}{h}$$

Ventana última piso

Estas ventanas se encuentran ubicadas en el último piso del auditorio, en total son 17 ventanas, el procedimiento sería igual que para el de las ventanas de los baños y al final multiplicar por 17.

$$A_{VENTANA} = A_{CENTRO} + A_{BORDE} + A_{MARCO}$$

$$A_{MARCO} = (\text{Area total de la ventana} - \text{Area total del cristal})$$

$$A_{MARCO} = (1250 * 400) - (1170 * 320) = 125600\text{mm}^2 = 0.12\text{m}^2 = 1.29\text{ft}^2$$

$$A_{CENTRO} = (\text{Ancho del cristal} - 0.127\text{m})(\text{Largo deL cristal} - 0.127\text{m})$$

$$A_{CENTRO} = (0.320 - 0.127\text{m})(1.17 - 0.127\text{m}) = 201299\text{mm}^2 = 0.20\text{m}^2 = 2.15\text{ft}^2$$

$$A_{BORDE} = (\text{Area del cristal completo} - \text{Area del centro del cristal})$$

$$A_{BORDE} = (374400 - 201299) = 173101\text{mm}^2 = 0.17\text{m}^2 = 1.82\text{ft}^2$$

$$A_{VENTANA} = 1.29 + 2.15 + 1.82 = 5.26 \text{ft}^2$$

Hallamos el factor “U” total de la ventana para poder hallar la carga térmica total de la ventana.

$$U_o = \frac{U_{cg} A_{cg} + U_{eg} A_{eg} + U_f A_f}{A_{pf}}$$

NOTA: LOS VALORES DE “U”, SE TOMARON DE LA TABLA 9.5 DEL LIBRO DE TRANSFERENCIA DE CALOR, QUE HACE REFERENCIA A LA TABLA 14

$$U_o = \frac{(6.30 * 0.176)(2.15) + (6.30 * 0.176)(1.82) + (6.63 * 0.176)(1.29)}{5.26}$$

$$= 1.12 \frac{Btu}{h * ft^2 * ^\circ F}$$

Con todas las variables de la ecuación procedemos a calcular la carga térmica de la ventana del baño de hombres.

$$Q = U \times A \times CLTD_c$$

$$q = 1.12 \frac{Btu}{h * ft^2 * ^\circ F} * 5.26 ft^2 * 16.3^\circ F = 96.02 Btu/h$$

Para hallar la carga térmica total multiplicamos por 17 (número total de ventanas).

$$q = 96.02 * 17 = 1632.45 Btu/h$$

Calculamos ahora la Carga por Radiación.

La hallamos por medio de la siguiente formula

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

$$A = 5.26 ft^2$$

$$SC = 1$$

$$SHGF = 39$$

$$CLF = 0.58$$

$$q = 5.26 * 1 * 39 * 0.58$$

$$q = 118.98$$

$$q = 118.98 * 17 = 2022.68$$

$$q_{TOTAL} = q_{COND} + Q_{RAD} = 1632.45 + 2022.68 = 3655.13 \frac{Btu}{h}$$

NOTA: TOMAMOS EL VALOR DE SHGF = 10 DEBIDO A QUE LAS VENTANAS SE ENCUENTRAN INSTALADAS EN LA PARED CON ORIENTACION SUR.

Ventana Central

Esta ventana se encuentra ubicada en la parte central del auditorio, entre los baños de mujeres y hombres, es la ventana más grande que se encuentra dentro del auditorio.

$$A_{VENTANA} = A_{CENTRO} + A_{BORDE} + A_{MARCO}$$

$$A_{MARCO} = (\text{Area total de la ventana} - \text{Area total del cristal})$$

$$A_{MARCO} = (2260 * 6500) - (2206 * 6446) = 470124\text{mm}^2 = 0.47\text{m}^2 = 5.05\text{ft}^2$$

$$A_{CENTRO} = (\text{Ancho del cristal} - 0.127\text{m})(\text{Largo deL cristal} - 0.127\text{m})$$

$$A_{CENTRO} = (6.446 - 0.127\text{m})(2.206 - 0.127\text{m}) = 13.13\text{m}^2 = 141.33\text{ft}^2$$

$$A_{BORDE} = (\text{Area del cristal completo} - \text{Area del centro del cristal})$$

$$A_{BORDE} = (14219876 - 13130000) = 1089876\text{mm}^2 = 1.08\text{m}^2 = 11.62\text{ft}^2$$

$$A_{VENTANA} = 5.05 + 141.33 + 11.62 = 158\text{ft}^2$$

Hallamos el factor “U” total de la ventana para poder hallar la carga térmica total de la ventana.

$$U_o = \frac{U_{cg}A_{cg} + U_{eg}A_{eg} + U_fA_f}{A_{pf}}$$

NOTA: LOS VALORES DE “U”, SE TOMARON DE LA TABLA 9.5 DEL LIBRO DE TRANSFERENCIA DE CALOR, QUE HACE REFERENCIA A LA TABLA 14

$$U_o = \frac{(6.30 * 0.176)(141.33) + (6.30 * 0.176)(11.62) + (6.63 * 0.176)(5.05)}{158}$$

$$= 1.11 \frac{Btu}{h * ft^2 * ^\circ F}$$

Con todas las variables de la ecuación procedemos a calcular la carga térmica de la ventana del baño de hombres.

$$Q = U \times A \times CLTD_c$$

$$q = 1.11 \frac{Btu}{h * ft^2 * ^\circ F} * 158ft^2 * 16.3^\circ F = 2860.38Btu/h$$

Calculamos ahora la Carga por Radiación.

La hallamos por medio de la siguiente fórmula:

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

$$A = 158ft^2$$

$$SC = 1$$

$$SHGF = 39$$

$$CLF = 0.58$$

$$q = 158 * 1 * 39 * 0.58$$

$$q = 3573.96$$

$$q_{TOTAL} = q_{COND} + Q_{RAD} = 2860.38 + 3573.96 = 6434.34 \frac{Btu}{h}$$

Puerta Principal (ubicada en el Sur-Oeste)

El cálculo del área total de la puerta lo realizaremos de la siguiente manera; primero calculamos el área de las piezas de arriba y luego el área de las divisiones de abajo, esto con el fin de especificar aun más el cálculo obtenido, luego sumamos todas las áreas y obtenemos el área total de la puerta. Además para la puerta solo realizaremos el cálculo por conducción y no por radiación, debido a que a esta no le pega el sol de manera directa.

Subdivisiones superiores.

$$A_{VENTANA} = A_{CENTRO} + A_{BORDE} + A_{MARCO}$$

$$A_{MARCO} = (\text{Area total de la ventana} - \text{Area total del cristal})$$

$$A_{MARCO} = (260 * 850) - (184 * 774) = 78584mm^2 = 0.078m^2 = 0.83ft^2$$

$$A_{CENTRO} = (\text{Ancho del cristal} - 0.127m)(\text{Largo deL cristal} - 0.127m)$$

$$A_{CENTRO} = (0.774 - 0.127m)(0.184 - 0.127m) = 36879mm^2 = 0.036m^2 = 0.38ft^2$$

$$A_{BORDE} = (\text{Area del cristal completo} - \text{Area del centro del cristal})$$

$$A_{BORDE} = (142416 - 36879) = 105537mm^2 = 0.10m^2 = 1.07ft^2$$

$$A_{VENTANA} = 0.83 + 0.38 + 1.07 = 2.28 ft^2$$

Hallamos el factor “U” total de la ventana para poder hallar la carga térmica total de la ventana.

$$U_o = \frac{U_{cg} A_{cg} + U_{eg} A_{eg} + U_f A_f}{A_{pf}}$$

NOTA: LOS VALORES DE “U”, SE TOMARON DE LA TABLA 9.5 DEL LIBRO DE TRANSFERENCIA DE CALOR, QUE HACE REFERENCIA A LA TABLA 14

$$U_o = \frac{(6.30 * 0.176)(0.38) + (6.30 * 0.176)(1.07) + (6.63 * 0.176)(0.83)}{2.28}$$

$$= 1.12 \frac{Btu}{h * ft^2 * ^\circ F}$$

Con todas las variables de la ecuación procedemos a calcular la carga térmica de la ventana del baño de hombres.

$$Q = U \times A \times CLTD_c$$

$$q = 1.12 \frac{Btu}{h * ft^2 * ^\circ F} * 2.28 ft^2 * 16.3^\circ F = 41.62 Btu/h$$

Como son cuatro subdivisiones superiores, entonces el valor anterior lo multiplicamos por cuatro (4).

$$q = 41.62 * 4 = 166.48 Btu/h$$

Subdivisiones Inferiores Centrales.

$$A_{VENTANA} = A_{CENTRO} + A_{BORDE} + A_{MARCO}$$

$$A_{MARCO} = (Area\ total\ de\ la\ ventana - Area\ total\ del\ cristal)$$

$$A_{MARCO} = (2114 * 800) - (1924 * 610) = 517560 mm^2 = 0.51 m^2 = 5.48 ft^2$$

$$A_{CENTRO} = (Ancho\ del\ cristal - 0.127m)(Largo\ de\ l\ cristal - 0.127m)$$

$$A_{CENTRO} = (0.610 - 0.127m)(1.924 - 0.127m) = 869400 mm^2 = 0.86 m^2 = 9.25 ft^2$$

$$A_{BORDE} = (Area\ del\ cristal\ completo - Area\ del\ centro\ del\ cristal)$$

$$A_{BORDE} = (1173640 - 869400) = 304240 mm^2 = 0.30 m^2 = 3.22 ft^2$$

$$A_{VENTANA} = 5.48 + 9.25 + 3.22 = 17.95 \text{ ft}^2$$

Hallamos el factor “U” total de la ventana para poder hallar la carga térmica total de la ventana.

$$U_o = \frac{U_{cg} A_{cg} + U_{eg} A_{eg} + U_f A_f}{A_{pf}}$$

NOTA: LOS VALORES DE “U”, SE TOMARON DE LA TABLA 9.5 DEL LIBRO DE TRANSFERENCIA DE CALOR, QUE HACE REFERENCIA A LA TABLA 14

$$U_o = \frac{(6.30 * 0.176)(9.25) + (6.30 * 0.176)(3.22) + (6.63 * 0.176)(5.48)}{17.95}$$

$$= 1.12 \frac{Btu}{h * ft^2 * ^\circ F}$$

Con todas las variables de la ecuación procedemos a calcular la carga térmica de la ventana del baño de hombres.

$$Q = U \times A \times CLTD_c$$

$$q = 1.12 \frac{Btu}{h * ft^2 * ^\circ F} * 17.95 ft^2 * 16.3^\circ F = 327.69 Btu/h$$

Como son dos subdivisiones inferiores con estas dimensiones, entonces el valor anterior lo multiplicamos por dos (2).

$$q = 327.69 * 2 = 655.39 Btu/h$$

Subdivisiones Inferiores Laterales.

$$A_{VENTANA} = A_{CENTRO} + A_{BORDE} + A_{MARCO}$$

$$A_{MARCO} = (\text{Area total de la ventana} - \text{Area total del cristral})$$

$$A_{MARCO} = (2114 * 820) - (2038 * 744) = 217208 = 0.21m^2 = 2.26ft^2$$

$$A_{CENTRO} = (\text{Ancho del cristal} - 0.127m)(\text{Largo deL cristal} - 0.127m)$$

$$A_{CENTRO} = (0.744 - 0.127m)(2.038 - 0.127m) = 1179087mm^2 = 1.17 = 12.59ft^2$$

$$A_{BORDE} = (\text{Area del cristal completo} - \text{Area del centro del cristal})$$

$$A_{BORDE} = (15162720 - 1179087) = 337185mm^2 = 0.33m^2 = 3.55ft^2$$

$$A_{VENTANA} = 2.26 + 12.59 + 3.55 = 18.4 ft^2$$

Hallamos el factor “U” total de la ventana para poder hallar la carga térmica total de la ventana.

$$U_o = \frac{U_{cg} A_{cg} + U_{eg} A_{eg} + U_f A_f}{A_{pf}}$$

NOTA: LOS VALORES DE “U”, SE TOMARON DE LA TABLA 9.5 DEL LIBRO DE TRANSFERENCIA DE CALOR, QUE HACE REFERENCIA A LA TABLA 14

$$U_o = \frac{(6.30 * 0.176)(12.59) + (6.30 * 0.176)(3.55) + (6.63 * 0.176)(2.26)}{18.4}$$
$$= 1.11 \frac{Btu}{h * ft^2 * ^\circ F}$$

Con todas las variables de la ecuación procedemos a calcular la carga térmica de la ventana del baño de hombres.

$$Q = U \times A \times \text{CLTD}_c$$

$$q = 1.11 \frac{\text{Btu}}{\text{h} \cdot \text{ft}^2 \cdot ^\circ\text{F}} * 18.4 \text{ft}^2 * 16.3^\circ\text{F} = 332.91 \text{Btu/h}$$

Como son dos subdivisiones inferiores con estas dimensiones, entonces el valor anterior lo multiplicamos por dos (2).

$$q = 332.91 * 2 = 655.82 \text{Btu/h}$$

Entonces para hallar la carga térmica total de la puerta principal, sumamos las cargas térmicas de todas las subdivisiones.

$$q_{TOTAL} = 166.48 + 655.82 + 655.39 = 1477.69 \text{Btu/h}$$

NOTA: COMO LA VENTANA PRINCIPAL NO LE DA EL SOL DIRECTAMENTE LA GANANCIA DE CALOR POR RADIACION ES CERO.

La ganancia total de calor a través de ventanas es igual a la sumatoria de todas las ganancias de calor de cada ventana.

$$q_{TOTAL} = 289.87 + 289.87 + 6434.34 + 3655.13 + 1477.69$$

$$q_{TOTAL} = 12146.9 \text{Btu/h}$$

Ventanas	Carga Termica (Btu/h)
Baño Hombre	289,87
Baño Mujer	289,87
Ultimo Piso	3655,13
Central (entre los baños)	6434,34
Puerta Principal	1477,69
Total	12146,9

Tabla 18: Carga térmica Total en Ventanas.

9.3.1.4 Miscelánea (Equipos, luces y personas)

9.3.1.4.1 Personas

Como la carga térmica generada por las personas depende de factores, como la actividad que estén realizando, el número de personas, la carga de enfriamiento de la persona que depende del tiempo el cual la personas se mantenga en el espacio refrigerado. Para este cálculo utilizamos la siguiente ecuación.

$q = \# \text{ de personas} \times \text{Factor de Ocupación} \times \text{CLF} \times \text{Ganancia de Calor Sensible}$

El número de personas que pueden estar cómodamente dentro del auditorio son ochocientas (800).

El CLF = 1, debido a que el espacio acondicionado no se mantiene constante durante las 24 horas.

EL factor de ocupación, entre las 9 y 16 horas el factor de ocupación es equivalente a 1.

Ganancia de calor sensible, es el factor de carga sensible de las personas, depende de la actividad que esté realizando y lo encontramos en la tabla 16 del Cap. 25 de la ASHRAE, (tomamos la actividad que hace referencia a trabajos de oficio moderados).

Como ya tenemos todos los valores de la ecuación reemplazamos y obtenemos:

$$q = 800 * 1 * 1 * 250$$

$$q = 200000 \frac{Btu}{h}$$

9.3.1.4.2 Luces o iluminación

Para realizar el cálculo de la carga térmica generada por las luces utilizamos la siguiente fórmula:

$$q = 3.41 \times W \times CLF \times Ful \times Fsa$$

Donde:

W: Para lámparas grandes es 300, para las lámparas de la pared es 45 y para las lámparas redondas es 240.

CLF: (Cooling Load Factor) Factor de carga de enfriamiento para luces, el CLF se considera 1, debido a que el equipo solo funciona cuando las luces están encendidas.

Ful: Factor de uso de iluminación, como las lámparas estarán encendidas entonces el valor sería de 1.

Fsa: Factor especial de iluminación, este factor es introducido debido a las lámparas fluorescentes y especiales, generalmente son pérdidas por balastro, para lámparas simples de 32W y un voltaje de 230V usar un factor de 2.19, en lámparas de arranque rápido de 40W el factor varía de 1.18 para 2 lámparas a 230V y 1.30 para una lámpara a 120V. Se recomienda 1.2 para aplicaciones generales para lámparas especiales, diferentes a fluorescentes, como las lámparas de sodio, este factor varía entre 1.04 a 1.37 dependiendo del fabricante.

Variables	Lámparas Grandes	Lámparas de Pared	Lámparas Redondas
3.41	3.41	3.41	3.41
N	13	17	6
W	300	45	240
Full	1	1	1
CLF	1	1	1
F_{SA}	1.2	1.2	1.2
q (Btu/h)	15958.8	3130.38	5892.48

La carga térmica generada por la iluminación dentro del auditorio es de:

$$q_{TOTAL\ ILUMINACION} = 24981.66 \frac{Btu}{h}$$

9.3.1.4.3 Equipos

Los equipos que se encuentran dentro del auditorio son, un computador, equipo de sonido y un video beam, como los equipos no permanecen encendidos durante un largo lapso de tiempo, consideramos que la energía producida por estas es despreciable.

Miscelaneas	Carga Termica (Btu/h)
Personas	200000
Luces	24981,66
Total	224981,66

Tabla 20: Carga térmica sensible generada por misceláneas.

9.3.1.5 Infiltraciones

La carga térmica generada por las infiltraciones la hallamos por medio de la siguiente ecuación:

$$q = 1.10 \times cfm \times \Delta t$$

Δt : Diferencia de temperatura exterior e interior, $\Delta t = 94 - 75.2 = 18.8^\circ F$

Para hallar los “cfm”, primero debemos hallar todas las áreas de infiltración que existen dentro del auditorio (ver fotografías en anexos), el cálculo total del área del infiltración será igual a la suma de todas las áreas, y luego multiplicarla por la velocidad del viento.

Hallamos el área total

Ventanas baño de hombres y mujeres

$$A_{INFILTRACION} = A_{Espacios} * \text{numero de espacios}$$

$$A_{INFILTRACION} = (3 * 425) * 16 = 20400mm^2$$

Puerta Principal

$$A_{INFILTRACION} = (2 * 2080) + (800 * 16) + (800 * 13) = 27360mm^2$$

Puerta de acceso al equipo de refrigeración

$$A_{INFILTRACION} = (710 * 1350) = 958500mm^2$$

Calado ubicado al lado de la Puerta de acceso al equipo de refrigeración

$$A_{INFILTRACION} = (160 * 160) = 25600mm^2$$

Puerta de entrada al cuarto de archivo

$$A_{INFILTRACION} = (3200 * 1610) = 5152000mm^2$$

Piso de la Tarima

$$A_{INFILTRACION} = A_{Espacios} * \text{numero de espacios}$$

$$A_{INFILTRACION} = (3 * 90) * 200 = 54000mm^2$$

El cálculo del área total de infiltración será:

$$A_{TOTAL} = 20400 + 27360 + 958500 + 25600 + 5152000 + 54000 = 6237860mm^2$$

$$A_{TOTAL} = 6237860mm^2 = 67.145pie^2$$

Hallamos la velocidad del viento.

Par verano es de 7.5 mph (basado en tablas), este valor lo convertimos a pie/min.

$$7.5\text{mph} * \frac{\text{metros}/\text{min}}{26.82\text{mph}} = 0.279 \frac{\text{metros}}{\text{minutos}} * \frac{1 \text{ pie}}{0.3048\text{metros}} = 0.91 \frac{\text{pie}}{\text{minutos}}$$

Hallamos los “cfm”

$$\text{Cfm} = A * V = 67.145\text{pie}^2 * 0.91 \frac{\text{pie}}{\text{minutos}} = 61.46 \frac{\text{pie}^3}{\text{min}}$$

Reemplazamos los valores anteriores y obtenemos que:

$$q = 1.10 * 61.46 * 18.8$$

$$q = 1270.99$$

Factor de Transferencia de Calor	Carga Termica (Btu/h)
Infiltraciones	1270,99
Total	1270,99

Tabla 21: Carga térmica sensible por infiltración.

9.3.2 Cargas Latentes

9.3.2.1 Misceláneas.

9.3.2.1.1 Personas

q = # de personas x Factor de Ocupación x CLF x Ganancia de Calor latente

El número de personas que pueden estar cómodamente dentro del auditorio son ochocientas (800).

El CLF = 1, debido a que el espacio acondicionado no se mantiene constante durante las 24 horas.

EL factor de ocupación, entre las 9 y 16 horas el factor de ocupación es equivalente a 1.

Ganancia de calor latente, es el factor de carga sensible de las personas, depende de la actividad que esté realizando y lo encontramos en la tabla 16 del Cap. 25 de la ASHRAE, (tomamos la actividad que hace referencia a trabajos de oficina moderados)

Como ya tenemos todos los valores de la ecuación reemplazamos y obtenemos:

$$q = 800 * 1 * 1 * 200$$

$$q = 160000 \frac{Btu}{h}$$

Miscelaneas	Carga Termica (Btu/h)
Personas	160000
Total	160000

Tabla 22: Carga térmica latente por personas.

9.3.2.2 Infiltraciones

Utilizamos la siguiente ecuación, los cfm, son los mismos utilizados para el calculo de las infiltraciones por calor sensible.

$$q = 4840 * cfm * \Delta W$$

Donde:

CFM = es el flujo de aire que entra y sale al abrirse una puerta, ventana o grieta (para este caso se utilizara el capitulo 6, la tabla 41 del libro de la carrier.

ΔW = Diferencia de humedad exterior e interior (lbw/lba) obtenida en tablas psicométricas.

La humedad exterior e interior la hallamos por medio del programa “software YORK psychrometric chart”

$$q = 4840 * 61.46 * (0.02814 - 0.01029)$$

$$q = 4840 * 61.46 * 0.01785$$

$$q = 5309,77$$

Factor de Transferencia de Calor	Carga Termica (Btu/h)
Infiltraciones	5309,77
Total	5309,77

Tabla 23: Carga térmica latente por infiltración.

9.4 Infiltración (Método de las Fisuras).

El aire exterior se infiltra al espacio interior a través de las fisuras alrededor de las puertas, ventanas, salidas de la instalación eléctrica y de las juntas entre las paredes y los pisos e incluso a través del propio material de construcción. La cantidad depende del área total de las fisuras, del tipo de las fisuras, y del diferencial de presión entre ambos lados de las fisuras. La tasa de flujo volumétrico de la infiltración puede calcularse así:

$$Q = A\dot{C} x \Delta P^n$$

donde:

A = área de filtración efectiva de las fisuras.

C = coeficiente de flujo, el cual depende del tipo de fisura y de la naturaleza

del flujo dentro de las fisuras.

ΔP = diferencial de presión entre el exterior y el interior, $P_o - P_i$

n = exponente que depende de la naturaleza del flujo

en el interior de la fisura, $0.4 < a < 1.0$

Se requieren datos experimentales para utilizar directamente la ecuación anterior; no obstante, esta relación es útil para comprender el problema. Por ejemplo en la

figura 24³⁴ se muestra la tasa de infiltración para algunas ventanas y puertas como una función del diferencial de presión y del tipo de fisura. Las curvas muestran con claridad el comportamiento de la ecuación anteriormente explicada.

El diferencial de presión de la ecuación anterior es el resultado de tres efectos diferentes:

$$\Delta P = \Delta P_w + \Delta P_s + \Delta P_p$$

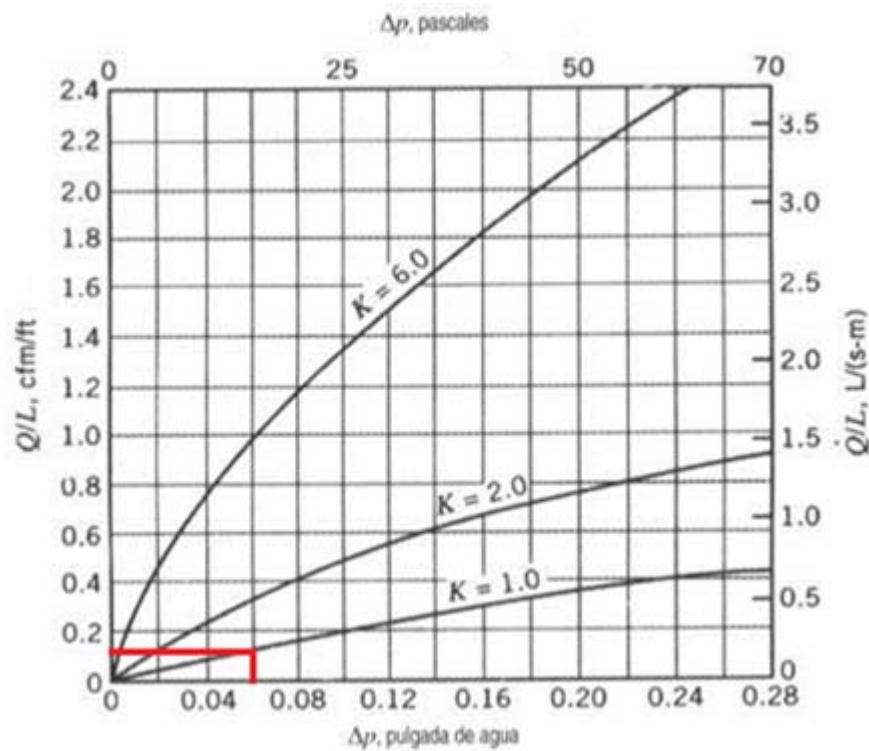


Figura 24: Características de la infiltración a través de puertas y ventanas.

Los factores que influyen en el resultado del diferencial de presión, tienen significados diferentes, es decir:

ΔP_w = diferencial de presión debido al viento.

ΔP_s = diferencial de presión debido al efecto de chimenea.

ΔP_p = diferencial de presión debido a la presurización del edificio.

³⁴ Imagen sacada del manual *Cooling and Heating Load Calculations* segunda edición.

Cada uno de los diferenciales de presión se toma como positiva cuando causa un flujo de aire hacia el exterior del edificio.

Diferencial de Presión debido al Viento.

El diferencial de presión debido al viento se debe al incremento o decremento en la velocidad del aire, y se calcula por medio de la siguiente ecuación.

$$\frac{\Delta P_w}{C_p} = \frac{\rho}{2g_c} \bar{V}_w^2$$

Despejamos el diferencial de presión debido al viento.

$$\Delta P_w = \frac{\rho}{2g} x V_w^2 x C_p$$

La velocidad la hallamos en la página web del ideam, para la hora de diseño (14:00 horas).

$$velocidad = 6 \text{ nudos} = 11,112 \frac{km}{h} x \frac{1000m}{1km} x \frac{1 \text{ pie}}{0,3048m} x \frac{1h}{60min}$$

$$velocidad = 0,61 \frac{pie}{min}$$

La densidad del aire, la tomamos como, $\rho = 1.2254 \frac{kg}{m^3} x \frac{2lb_f}{1kg} x \frac{1m^3}{35,31pie^3} = 0,07 \frac{lb_f}{pie^3}$

El coeficiente de presión " C_p " lo hayamos en la figura 25³⁵.

NOTA: ASUMIMOS QUE EL ANGULO DEL VIENTO ES CERO Y QUE EL AUDITORIO HACE PARTE DEL GRUPO DE EDIFICIOS PEQUEÑOS, DEBIDO A QUE SU ALTURA NO ES MAYOR A TRE VECES SU ANCHURA (H>3W).

³⁵ Imagen sacada del manual *Cooling and Heating Load Calculations* segunda edición

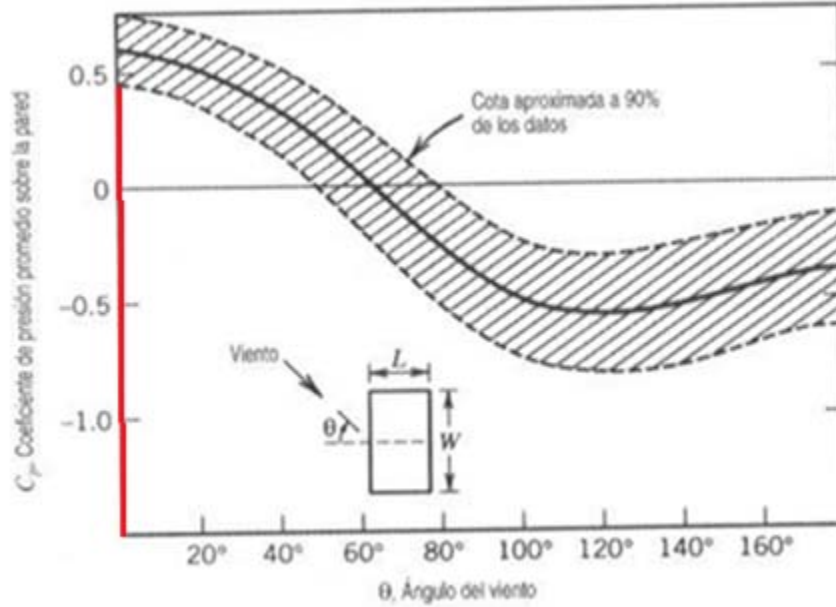


Figura 25: Variación de los coeficientes promediados de presión sobre la pared de un edificio de baja altura.

$$C_p = 0.5$$

Con todos los valores de la ecuación ya obtenidos reemplazamos en la siguiente ecuación.

$$\Delta P_W = \frac{\rho}{2g} \times V_W^2 \times C_p$$

$$\Delta P_W = \frac{0.07 \frac{lb}{pie^3}}{2 \times 32.2 \frac{pie}{seg^2}} \times 10.12 \left(\frac{pie}{seg} \right)^2 \times 0.5$$

$$\Delta P_W = 0.06 \frac{lb}{pie^2} = \frac{0.1926 \text{ pulg. de agua}}{1 \frac{lb}{pie^2}} = 0.011556 \text{ pulgadas de agua.}$$

Diferencial de Presión debido al Efecto Chimenea.

El efecto chimenea ocurre cuando la densidad del aire difiere entre el interior y el exterior del edificio. El ascenso del aire cálido dentro del edificio provoca un flujo hacia arriba, y esto a su vez causa una mayor presión en la parte superior del interior del edificio. Si solo se considera el efecto de chimenea, en un punto

ubicado a cierta altura del edificio no existe diferencial de presión entre el interior y el exterior. Al cual se le denomina nivel de presión (presión exterior = presión interior). En teoría el nivel de presión neutral se encuentra exactamente a la mitad de la altura del edificio si las fisuras y otras aperturas están distribuidas de manera uniforme a lo largo de la altura del edificio. El diferencial de presión teórico, sin separaciones internas, esta dad por:

$$\Delta P_{st} = \frac{P_o h}{R_a} \frac{g}{g_c} \left(\frac{1}{T_o} - \frac{1}{T_i} \right)$$

donde:

P_o = presión exterior, psia o Pa.

h = distancia vertical desde el nivel de presión neutral, ft o m.

T_o = temperatura exterior, R o K.

T_i = temperatura interior, R o K.

R_a = constante de los gases para el aire $\frac{ft - lbf}{lbm - R}$ o $\frac{J}{Kg - K}$

El flujo de aire de piso a piso provoca una disminución de la presión en cada uno de ellos. Por lo tanto, ΔP_s , es menor que, ΔP_{st} y C_d es menor que 1. Utilizando el coeficiente de tiro, la ecuación anterior anterior queda de la siguiente manera:

$$\Delta P_{st} = \frac{C_d P_o h g}{R_a g_c} \left(\frac{1}{T_o} - \frac{1}{T_i} \right)$$

La figura 26³⁶ es un trazado grafico de la ecuación anterior para una temperatura de 24 °C, y una presión exterior igual a la del nivel del mar.

Para entrar a la tabla debemos tener el valor de la diferencia de temperatura, y la distancia hasta el nivel de presión neutral.

$$\Delta T = 94^{\circ}\text{F} - 75.2^{\circ}\text{F} = 18.8^{\circ}\text{F}$$

Altura total del auditorio = 18.61

Altura Media del Auditorio (distancia neutral) = 9.305m = 30.53 pie

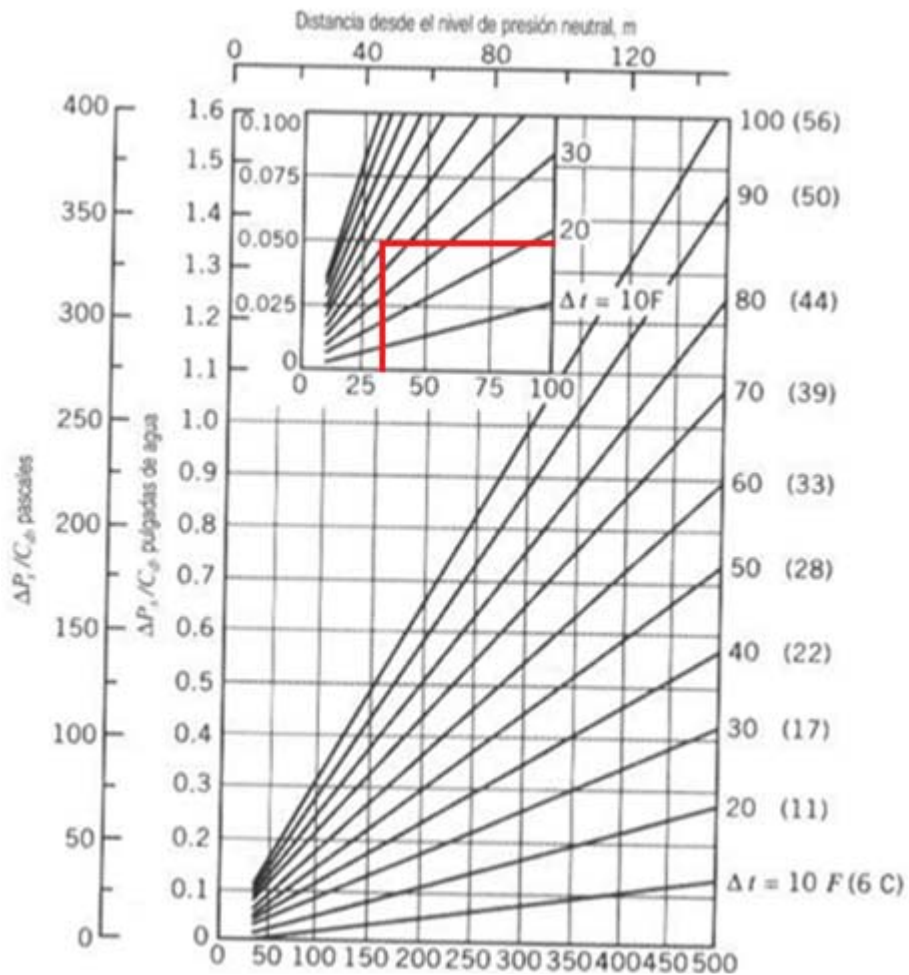


Figura 26: Diferencial de presión debido al efecto de chimenea.

³⁶Imagen sacada del manual *Cooling and Heating Load Calculations* segunda edición

Con los valores anteriores entramos a la tabla y obtenemos el valor de $\frac{\Delta P_S}{C_d}$.

$$\frac{\Delta P_S}{C_d} = 0.050$$

El valor de C_d , podemos tomarlo como uno (1) debido a que es el asignado para edificios sin puertas en las escaleras.

Despejamos ΔP_S .

$$\Delta P_S = 0.050 \times 1 = 0.050 \text{ pulgadas de agua.}$$

Diferencial de Presión debido a la presurización del edificio.

La presurización del espacio interior ocurre cuando se introduce un volumen de aire de reposición mayor que el volumen de aire expulsado, y esto depende del diseño del sistema de distribución del aire, no de los fenómenos naturales. La despresurización de un espacio, que generalmente no es algo deseable, puede deberse a un equipo inadecuado o mal ajustado. Para propósitos del diseño, el ingeniero debe asignar un valor ΔP_p , un valor que realmente se pueda alcanzar en la práctica.

Para nuestro calculo tomamos el valor de $\Delta P_p = 0$

Obtenemos entonces el valor total del diferencial de presión, que está en función, de los tres diferenciales anteriormente calculados.

$$\Delta P = \Delta P_w + \Delta P_S + \Delta P_p = 0.011556 \text{ pulg de agua} + 0.050 \text{ pulg de agua} + 0$$

$$\Delta P = 0.061 \text{ pulgadas de agua}$$

Para lograr determinar el cálculo de los cfm, es necesario asumir el tipo de ventana y de puerta, con el fin de obtener por medio de tablas el valor del coeficiente "k".

En la tabla 24³⁷, asumimos el tipo de ventana que se encontró en el Auditorio y con esto el valor del coeficiente “k”

	De guillotina con marcos de madera (con chapa)	Otros tipos
Ventana de ajuste estrecho $K = 1.0$	Con burletes, huelgo mediano (fisura de $\frac{1}{64}$ de pulgada)	Ventanas de ventila de madera con burletes y ventanas con toldo. Ventanas de ventila de metal con burletes
Ventana de ajuste mediano $K = 2.0$	Sin burletes, huelgo mediano (fisura de $\frac{1}{64}$ de pulgada) o con burletes y mucho huelgo (fisura de $\frac{3}{32}$ de pulgada)	Todos los tipos de ventanas deslizantes verticales y horizontales, con burletes. Nota: Si es de huelgo mediano (fisura de $\frac{1}{64}$ de pulgada), ésta podría ser una ventana de ajuste estrecho Ventanas de ventila con marco metálico, sin burletes. Nota: Si tiene mucho huelgo (fisura de $\frac{3}{32}$ de pulgada), ésta podría ser una ventana de ajuste suelto
Ventana de ajuste flojo $K = 6.0$	Sin burletes, con amplio huelgo (fisura de $\frac{3}{32}$ de pulgada)	Ventanas deslizantes verticales u horizontales sin burletes

Tabla 24: Clasificación de las ventanas (para la figura 24).

A continuación asumimos el tipo de puerta, y por medio de la tabla 25³⁸ obtenemos el valor del coeficiente “k”.

Puerta de ajuste estrecho $K = 1.0$	Huelgo perimetral muy pequeño y ajuste casi perfecto con burletes (característico de las puertas nuevas)
Ventana de ajuste mediano $K = 2.0$	Huelgo perimetral pequeño con empaque ajustado alrededor de la puerta y burletes
Ventana de ajuste flojo $K = 6.0$	Amplio huelgo perimetral con empaque de ajuste flojo alrededor de la puerta y burletes
	Poco huelgo perimetral y sin burletes

Tabla 25: Clasificación de las puertas (para la figura 24).

³⁷Tabla sacada del manual *Cooling and Heating Load Calculations* segunda edición

³⁸Tabla sacada del manual *Cooling and Heating Load Calculations* segunda edición.

Ya obtenido los valor del coeficiente “k” y el diferencial de presión, podemos hallar el valor de los cfm en función del perímetro, (véase Figura24).

Como el valor del coeficiente “k” es el mismo para ventanas y puertas, calculamos el valor para algunos de las dos y los multiplicamos por dos.

Trazamos los valores en la **Figura 24** ($\Delta P = 0.061$ pulgadas de agua y $k = 1$) y obtenemos que:

$$\frac{Q}{L} = 0.16 \text{ cfm/ft}$$

Ahora, determinamos el perímetro de las ventanas y las puertas, para luego determinar el valor real de los cfm.

Perímetro de la Puerta

$$P = (2 * a) + (2 * b) = (2 * 82) + (2 * 228) = 620cm$$

Ventana de los Baños

El valor del perímetro lo multiplicamos por 8 (número de ventanas).

$$P = 4 * a = 4 * 40 = 160cm = 8 * 160 = 1280cm$$

Ventanas del ultimo Piso.

El valor del perímetro lo multiplicamos por 17 (número de ventanas).

$$P = (2 * a) + (2 * b) = (2 * 41) + (2 * 130) = 342cm = 17 * 342 = 5814cm$$

Ventana Central (ubicada entre los baños de mujeres y hombres)

$$P = (2 * a) + (2 * b) = (2 * 225) + (2 * 720) = 1890cm$$

Ventana Principal (Piezas Superiores)

El valor del perímetro lo multiplicamos por 4 (número de ventanas).

$$P = (2 * a) + (2 * b) = (2 * 82) + (2 * 22) = 208cm = 4 * 208 = 832cm$$

Ventana Principal (Piezas Inferiores)

El valor del perímetro lo multiplicamos por 4 (número de ventanas).

$$P = (2 * a) + (2 * b) = (2 * 82) + (2 * 228) = 620cm = 4 * 620 = 2480cm$$

Hallamos los cfm para la puerta.

$$\frac{Q}{L} = 0.16 \frac{cfm}{pie}$$
$$P = 620cm = 20.336pie$$

$$Q = 0.16 \frac{cfm}{pie} \times 20.336 pie = 3.253cfm.$$

Hallamos los cfm para la ventana.

$$\frac{Q}{L} = 0.16 \frac{cfm}{pie}$$

$$P_{total} = P_{baños} + P_{ultimo\ piso} + P_{central} + P_{principal\ superior} + P_{principal\ inferior}$$

$$P_{total} = 1280 + 5814 + 1890 + 832 + 2480 = 12296cm = 403.308pie$$

$$Q = 0.16 \frac{cfm}{pie} \times 403.308 pie = 64.53cfm.$$

Ya obtenidos los cfm de la puertas y de las ventanas, súmanos estos dos valores, para obtener los cfm total, y procedemos a calcular la infiltración sensible y latente.

Carga Térmica Sensible por infiltración

Utilizamos la siguiente formula, con los siguientes datos.

$$q = 1.10 * cfm * \Delta t$$

$$cfm = 67.78$$

$$\Delta t = 94 - 75.2 = 18.8^{\circ}F$$

Reemplazamos y obtenemos que:

$$q = 1.10 * 67.78 * 18.8 = 1401.69 \frac{Btu}{h}$$

Carga Térmica Latente por infiltración.

Utilizamos la siguiente formula, con los siguientes datos.

$$q = 4840 * cfm * \Delta w$$

$$cfm = 67.78$$

$$\Delta w = 0.02814 - 0.01029 = 0.01785$$

Reemplazamos y obtenemos que:

$$q = 4840 * 67.78 * 0.01785 = 5855.78 \frac{Btu}{h}$$

Análisis de Resultado “METODO DE FISURAS” de infiltraciones.

Al ver los resultados obtenidos por el método de las fisuras y compararlos con los resultados del otro método aplicado, existe una diferencia en la carga térmica total de infiltración de $705.94 \frac{Btu}{h}$.

La diferencia mencionada anteriormente no incide en el resultado final de la carga térmica total, debido a que la carga térmica total por el otro método da como resultados una *carga termica total* = $576615.36 \frac{Btu}{h}$ y reemplazando el valor de infiltraciones por el método de las fisuras obtenemos una *carga termica total* = $577321.3 \frac{Btu}{h}$

9.5 Calculo de la Carga Térmica Total en Toneladas de Refrigeración

$$CARGA\ TERMICA_{TOTAL} = CARGA\ TERMICA_{SENSIBLE} + CARGA\ TERMICA_{LATENTE}$$

Carga Termica (Btu/h)	Generada por:
164619,54	Paredes
8315,73	Techo
12146,9	Ventanas
200000	Personas
24981,66	Iluminacion
1270,99	Infiltracion
411334,82	TOTAL

Tabla 26: Carga térmica total sensible.

Carga Termica (Btu/h)	Gnenerada por:
160000	Personas
5309,77	Infiltraciones
165309,77	TOTAL

Tabla 27: Carga térmica total latente.

Total Carga Latente	Total Carga Sensible	Carga Térmica Total
165309.77	411334.82	576615.36

Tabla 28: Carga térmica Total

$$CARGA\ TERMICA_{TOTAL} = 411334,82 + 165309,77$$

$$CARGA\ TERMICA_{TOTAL} = 575615,36\ Btu/h$$

Para obtener la carga térmica en toneladas de refrigeración dividimos el resultado anterior entre 12000.

$$CARGA\ TERMICA_{TOTAL} = 575615,36 / 12000$$

$$CARGA\ TERMICA_{TOTAL} = 47.96 \approx 48\ Toneladas\ de\ Refrigeracion$$

Por último se agregara un factor de diseño el cual sirve para corregir errores de diseño, este factor de diseño es de 10%, por lo tanto la ecuación se genera una ecuación de carga térmica real:

$$CARGA\ TERMICA\ REAL = CARGA\ TERMICA_{TOTAL}(TON) * 1.1$$

$$CARGA\ TERMICA\ REAL = 48 * 1.1 = 52.8\ Toneladas\ de\ Refrigeracion$$

Esto quiere decir, que el auditorio genera 52.8 TR en su nivel más crítico, con las condiciones de diseño dadas.

9.6 Comparación de la Carga Calculada vs la Carga Instalada.

Datos Iniciales:

Condiciones Exteriores

Condiciones Interiores

TBS= 94°F; HR=80%

TBS=75.2°F; HR=55%

$$\text{Factor de Calor Sensible}(SHR) = SHR = \frac{Q_{SENSIBLE}}{Q_{TOTAL}}$$

Reemplazamos y obtenemos que:

$$SHR = \frac{411334,82}{575615,36} = 0,715$$

Procedemos a calcular condiciones de la mezcla y condiciones de suministro:

$$CFM_{suministro} = \frac{Q_{sensible}(hora\ pico)}{1.1 (T_{ext.} - T_{int.})}$$

$$CFM_{suministro} = \frac{411334.82\ BTU/h}{1.1 (94\ F - 75.2\ F)}$$

$$CFM_{suministro} = 19890.46 \frac{Pie^3}{min}$$

Procedemos a calcular el CFM de ventilación:

$$CFM_{ventilacion} = (CFM/persona) \times N^{\circ} de\ personas \times (\% de\ ventilacion\ del\ local)$$

El CFM por persona lo obtenemos de la tabla 29³⁹, tomamos el valor correspondiente a el d Teatro sin presencia de humo de cigarrillo, el valor de la cantidad de personas dentro del recinto es de 800 y el porcentaje de ventilación

³⁹Tabla sacada de internet: <http://www.monografias.com/trabajos-pdf/analisis-carga-termica/analisis-carga-termica.pdf>

del local fue obtenido de internet y es igual a 0.15⁴⁰ o 15%, teniendo todos estos datos procedemos a reemplazar en la formula anteriormente descrita:

$$CFM_{ventilacion} = (15) \times 800 \times (0.15)$$

$$CFM_{ventilacion} = 900 \frac{Pie^3}{min}$$

Procedemos a calcular el CFM de la mezcla:

$$CFM_{mezcla} = CFM_{ventilacion} + CFM_{suministro}$$

$$CFM_{mezcla} = 20790,46 \frac{Pie^3}{min}$$

⁴⁰ Porcentaje de ventilación del local:

<http://translate.google.com.co/translate?hl=es&langpair=en|es&u=http://www.telaire.com/pdf/papers/titl e121.pdf>

APLICACION	Humo de cigarras	ft ³ /min. por persona		ft ³ /min. mínimos de aire por ft ² de techo
		Recomendado	Mínimo	
Departamentos {normales de lujo	Poco	20	15	—
	Poco	30	25	0.33
Bancos	Ocasional	10	7.5	—
Peluquerías	Considerable	15	10	—
Salones de belleza	Ocasional	10	7.5	—
Bares	Mucho	30	25	—
Corredores	—	—	—	0.25
Sala de juntas	Excesivo	50	30	—
Departamentos de tiendas	Nada	7.5	5	0.05
Garajes	—	—	—	1.0
Fábricas	Nada	10	7.5	0.10
Funerarias (salones)	Nada	10	7.5	—
Cafetería	Considerable	10	7.5	—
Hospitales {quirófanos cuartos privados salas de espera	Nada	—	—	2.0
	Nada	30	25	0.33
	Nada	20	15	—
Habitaciones de hotel	Mucho	30	25	0.33
Cocinas {restaurantes residencias	—	—	—	4.0
	—	—	—	2.0
Laboratorios	Poco	20	15	—
Salones de reunión	Mucho	50	30	1.25
Oficinas {generales privadas privadas	Poco	15	10	—
	Nada	25	15	0.25
	Considerable	30	25	0.25
Restaurantes {cafetería comedor	Considerable	12	10	—
	Considerable	15	12	—
Salones de clase	—	—	—	—
Teatros	Nada	15	5	—
Teatros	Poco	20	10	—
Tocadores	—	—	—	2.0

Tabla 29: CFM por personas

Procedemos a calcular la Temperatura de la mezcla:

$$T_{mezcla} = \left[T_{int.} \times \left(\frac{CFM_{suministro}}{CFM_{mezcla}} \right) \right] + \left[T_{ext.} \times \left(\frac{CFM_{ventilacion}}{CFM_{mezcla}} \right) \right]$$

$$T_{mezcla} = \left[75.2 \times \left(\frac{19890.46}{20790.46} \right) \right] + \left[94 \times \left(\frac{900}{20790.46} \right) \right]$$

$$T_{mezcla} = 76.01 F$$

Teniendo esta Temperatura de mezcla la incorporamos en la Figura 27 y donde corte con la línea que une las condiciones exteriores y interiores ese será mi punto de mezcla y así obtendremos los demás valores restantes. Para hallar las condiciones de suministro hacemos lo siguiente; se colocan los datos de

condiciones exteriores e interiores y se traza la recta desde el SHR dado hacia la línea de condición estándar. Se traza una línea paralela a la trazada anteriormente, iniciando en el punto de condicione interiores y terminando en la línea de saturación, si no lo cruza el proceso no se puede llevar a cabo. Teniendo en cuenta lo anterior y las condiciones para hallar el punto de suministro, se determina que las condicione de suministro son:

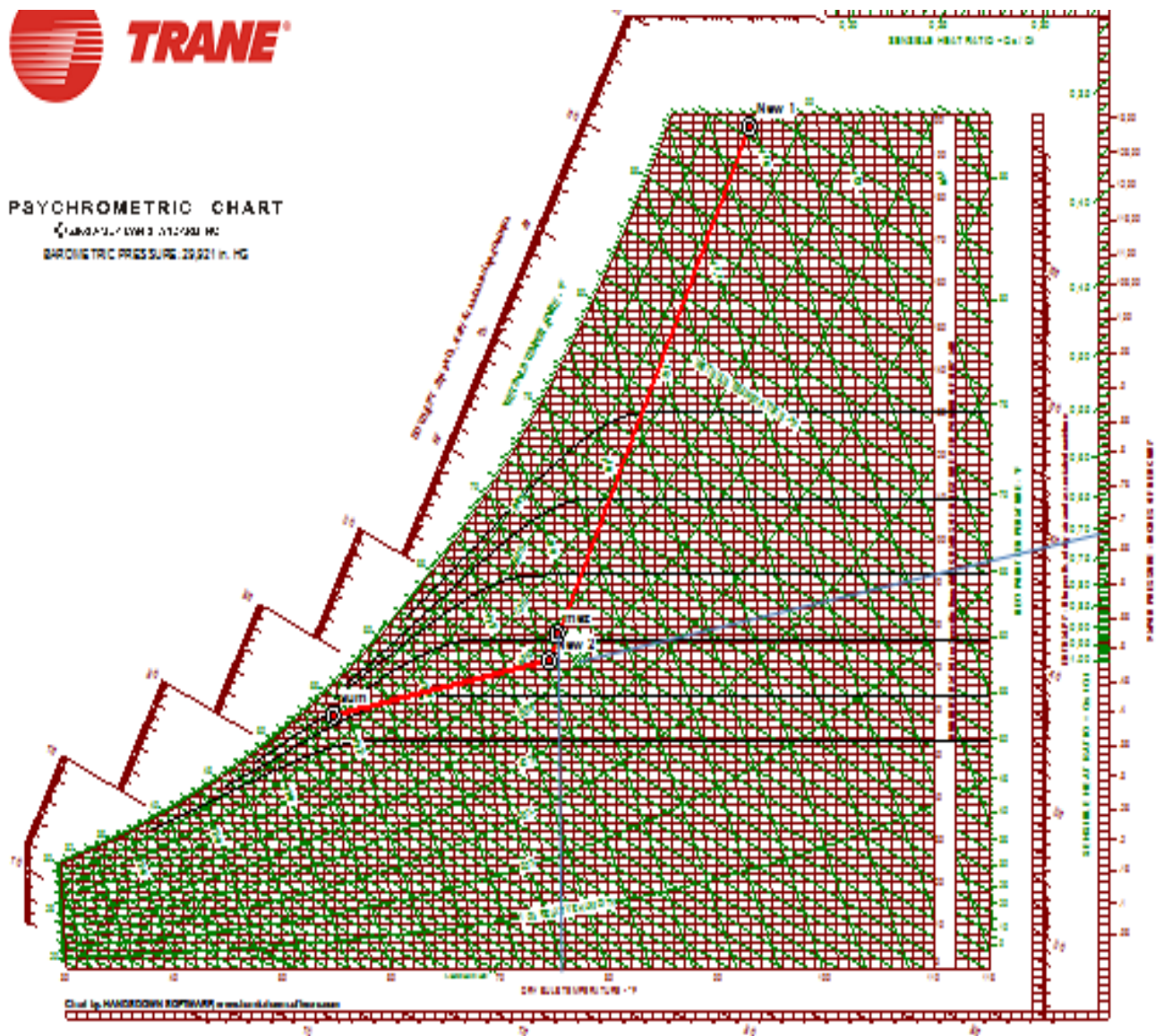


Tabla 27: Imagen del Programa “YORK PSYCHROMETRIC CHART”

En base a la Figura anterior y a los datos que nos arrojó el programa tenemos que:

Condiciones de suministro

TBS = 55.5°F; HR 90%

Condiciones de mezcla

TBS = 76.01°F; HR 58%

Temperatura de Roció del Aparato =52.61°F

Para saber si nuestro punto de suministro calculado no está errado, debemos cumplir con dos condiciones básicas:

- Debe estar ubicado en la recta trazada anteriormente; Nuestro punto de suministro se encuentra sobre la recta trazada en la figura del programa del “YORK PSYCHROMETRIC CHART”, es decir si cumple con esta condición.
- Debe tener una humedad relativa entre 90% y 100%; el punto de suministro calculado tiene un 90%, es decir si cumple con esta condición. Al mismo tiempo debe de estar en entre el siguiente rango de temperaturas $15^{\circ}\text{F} \leq T_{\text{INTERIOR}} - T_{\text{SUMINISTRO}} \leq 30^{\circ}\text{F}$.
 $75.2 - 53.06 = 22.14^{\circ}\text{F}$. Esto quiere decir que nuestra condicione de suministro si es validad, debido que cumple con las condiciones exigidas.

Cuando se determina el punto de suministro de esta manera, se está garantizando que el factor de contacto del serpentín de enfriamiento del equipo varía 0.8 – 0.9, lo cual implica tener un serpentín económico y comercial.

Procedemos ahora a calcular nuestro factor de contacto “FC”.

$$FC = 1 - \frac{TBS_s - TR}{TBS_l - TR}$$

$$FC = 1 - \frac{53.06 - 50.3}{75.2 - 50.3} = 1 - 0,12 = 0,879 \approx 0.88$$

Es decir que nuestro factor de contacto es de 0.88, lo cual quiere decir que nuestro serpentín es económico y comercial.

Ya identificado los tres puntos se procede a llenar la siguiente tabla:

ESTADO	ENTALPIA (Btu/lb.)	TEMPERATURA (°F)	VOLUMEN ESPECIFICO (ft ³ /lb)
Exterior	53,59	94	14,58
Interior	28,26	75,2	13,7
Suministro	22.49	55.55	13,15
Mezcla	30.46	76.01	13.74

Tabla 30: Propiedades de las condiciones psicométricas.

Ya obtenido el flujo de aire de suministro, procedemos a determinar la carga total en toneladas de refrigeración a partir de la fórmula:

$$Q_{Total} = 4.5 * CFM_{SUMINISTRO} * (h_{mezcla} - h_{suministro})$$

$$Q_{Total} = 4.5 * 19890.46 * (30.46 - 22.49)$$

$$Q_{Total} = \frac{713354.85}{12000} = 59.44$$

$$Q_{Total} = 59.44 * 1.1 = 65.39 \text{ Toneladas de Refrigeracion}$$

A continuación presentamos nuestros cálculos finales, con el fin de poder comparar las cargas.

AUDITORIO OBTENIDO	65.39 TR
AUDITORIO CALCULADO	52.8 TR

Tabla 31: Cálculos finales, Auditorio Obtenido VS Auditorio Calculado.

Podemos ver que la carga total de 100 TR (las 100 TR, son las toneladas de refrigeración que puede suministrar el equipo que se encuentra instalado en la UTB), cumple con los resultados obtenidos es decir, el auditorio necesita 65.39 TR para mantener el confort térmico entre los habitantes del Auditorio, las cuales pueden satisfacerse con las que suministra el equipo instalado.

10. ANALISIS DE RESULTADOS

Los resultados de los cálculos de la ganancia de calor del auditorio se presentan a continuación:

Carga Termica (Btu/h)	Generada por:
164619,54	Paredes
8315,73	Techo
12146,9	Ventanas
200000	Personas
24981,66	Iluminacion
1270,99	Infiltracion
411334,82	TOTAL

Tabla 32: Análisis de resultados. Carga térmica total sensible.

Carga Termica (Btu/h)	Gnenerada por:
160000	Personas
5309,77	Infiltraciones
165309,77	TOTAL

Tabla 33: Análisis de resultados. Carga térmica total latente.

Es válido decir, que debido a las infiltraciones se genera una ganancia de calor alta, no tan considerable a la hora del cálculo de la carga total, pero si es un porcentaje alto para ser por infiltraciones,

Aunque se tenga un equipo que suministre 100 TR, el Auditorio y las Aulas del Edificio A2, no pueden estar al tiempo recibiendo la refrigeración adecuada, debido a que estas Toneladas de Refrigeración son insuficientes para ambos recintos.

11. CONCLUSIONES

- Después de analizar detalladamente los resultados encontrados en el auditorio, determinamos que pueden haber fallas externas que influyen al momento de suministrar el aire necesario a este. Estas fallas pueden ser escapes por los ductos, eficiencia del chiller, falta mantenimiento en las tuberías y en el chiller, entre otras.
- La capacidad del Chiller (productor de agua fría) es de 100TR para el Auditorio y el bloque A2; por los cálculos obtenidos en nuestro trabajo de grado el auditorio necesita 65.39TR para mantener el confort y en el bloque de aulas 2, según información por el personal de mantenimiento de la UTB necesitarían 70 y 90TR que se repartiría en todos los salones de clases, al realizar la suma de estos dos valores tenemos que; se necesitan 120 a 140TR aproximadamente para garantizar el confort entre los asistentes al auditorio y los alumnos en los salones de clase, lo anterior quiere decir que el equipo existente no satisface al tiempo al auditorio como al bloque A2.
- Aunque todos los factores tenidos en cuenta en el cálculo de la carga térmica total aportan calor, nos damos cuenta que las paredes aportan un grandísimo porcentaje de este, esto sucede ya que estas están en contacto directo con la luz solar, por lo cual sería bueno tratar de disminuirlo.
- El área del de las infiltraciones dentro del auditorio son considerables, sería bueno disminuir estas áreas y de esa forma prevenir la ganancia de calor por este factor.
- La iluminación dentro del auditorio genera una necesidad aproximadamente de dos (2) toneladas de refrigeración, sería bueno analizar el tipo de luces utilizadas en las lámparas, con el fin de disminuir este valor.

12. RECOMENDACIONES

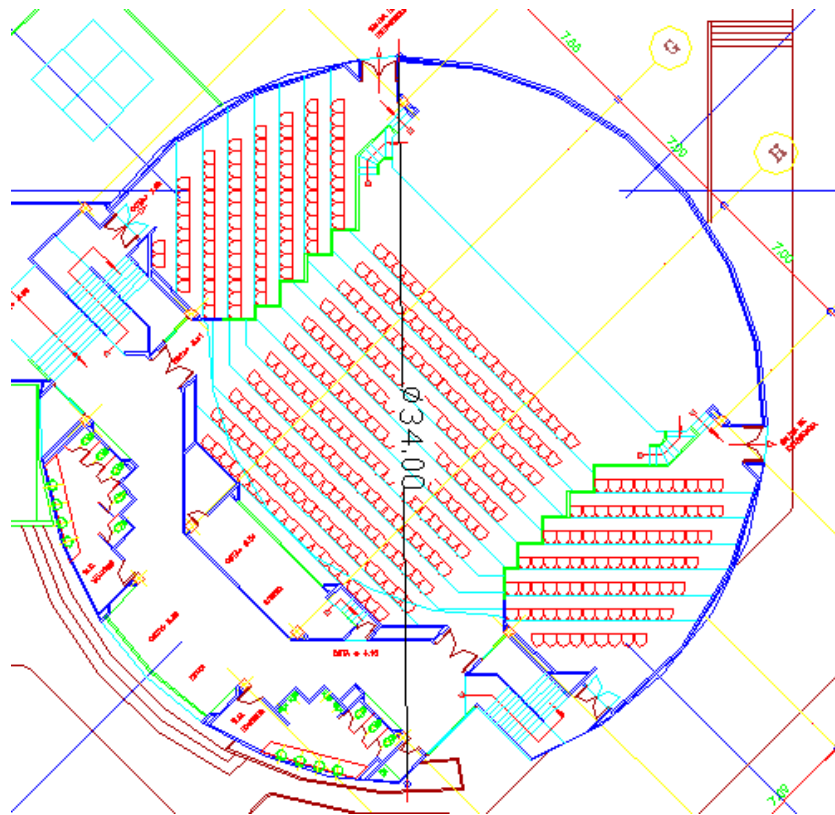
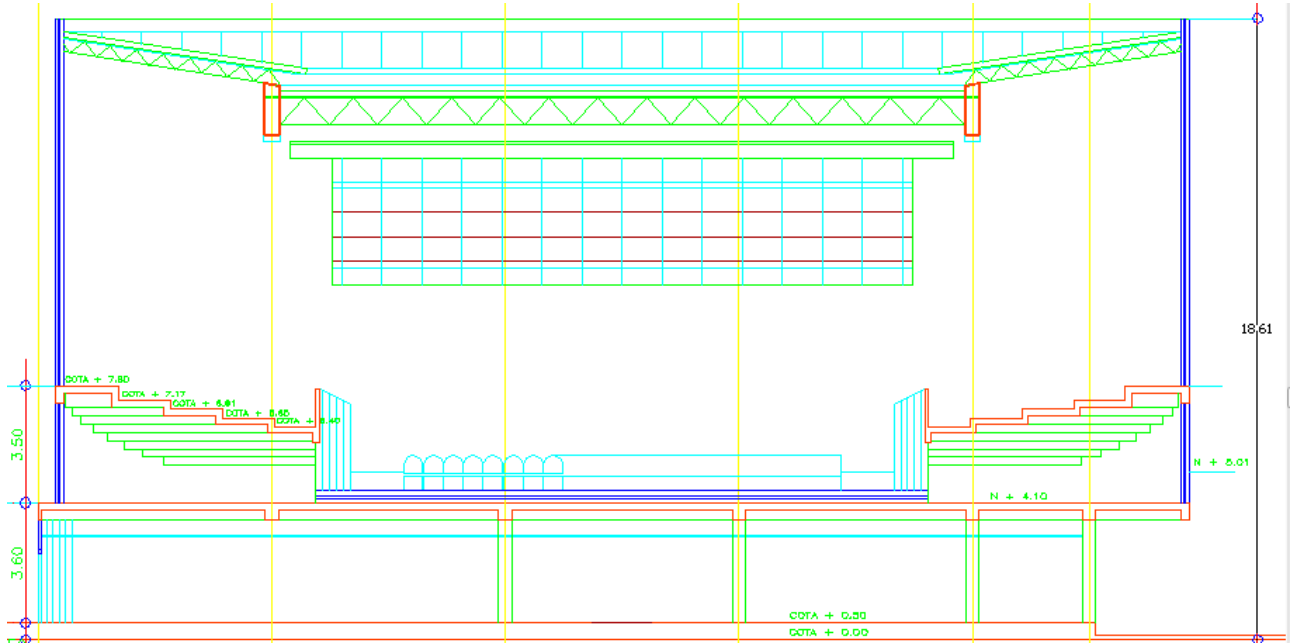
- Analizar los focos o bombillo utilizados en las lámparas del auditorio, esto con objetivo de ver si se pueden cambiar por otras que tengan una menor potencia o estudiar la posibilidad de instalar otros tipos de tecnologías, que pueden disminuir la ganancia de calor y el consumo de energía eléctrica
- Es recomendable cubrir o tapar las áreas por donde se filtra el aire, esto con el objetivo de disminuir la ganancia de calor por infiltraciones, debido a que la consideramos elevada, además estos trabajos no demandan mucho dinero, tiempo, ni dificultad.
- La ganancia de calor por paredes es muy alta, debido a que estas están en contacto directo con el sol, recomendamos someter a estudio la posibilidad de instalar una especie de cubierta o escudo para el auditorio, sea este de algún material que sirva de aislante, esto con el mismo objetivo, disminuir la ganancia de calor.
- Como el equipo actual no puede satisfacer las necesidades tanto del auditorio como la de los salones del A2 al tiempo, se recomienda realizar el estudio de la posibilidad de instalar o acoplar un equipo que suministre las toneladas de refrigeración faltantes para que el equipo actual pueda trabajar (garantizando el confort al auditorio y A2 al tiempo) sin contratiempo y con el mejor estudio de ahorro de energía.

BIBLIOGRAFIA

- American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineer. (1997). ASHRAE Handbook Fundamental.
- Tesis de Grado, Determinación de las Cargas Térmicas para Garantizar el Confort en los Locales del Piso uno del Edificio de Aulas 2 de la UTB, HERMES JAVIERRAMIREZ LEON.
- Trabajo Final de Refrigeración y Aire Acondicionado, Determinación de la Carga Térmica para Garantizar el Confort de las Aulas del Edificio 2 y del Auditorio, José Lara - Juan López - José Velásquez
- Libro de Transferencia de Calor, Cengel Segunda Edición.
- Departamento de ingeniería y Mantenimiento General de la UTB.
- Tesis de Grado, Determinación de la Carga Térmica para Garantizar el Confort en Barcaza COTECMAR, LORENA AGUDELO – JUAN JACOB.
- http://www.quiminet.com/ar1/ar_aasdadddsavcd-criterios-para-un-sistema-hvac-de-calidad.htm

ANEXOS

ANEXO A: VISTA LATERAL Y SUPERIOR DEL AUDITORIO NAPOLEÓN DE LA ROSA ECHÁVEZ



ANEXO B: DETERMINACION DEL GRUPO AL QUE PERTENECE LA PARED

Table 6 Wall Construction Group Description

Group No.	Description of Construction	Weight(lb/ft ²)	U-value (Btu/(h·ft ² ·F))	Code Numbers of Layers (see Table 8)
4-in. Face Brick+(Brick)				
C	Air Space+4-in. Face Brick	83	0.358	A0, A2, B1, A2, E0
D	4-in. Common Brick	90	0.415	A0, A2, C4, E1, E0
C	1-in. Insulation or Air space+4-in. Common Brick	90	0.174-0.301	A0, A2, C4, B1/B2, E1, E0
B	2-in. Insulation+4-in. Common Brick	88	0.111	A0, A2, B3, C4, E1, E0
B	8-in. Common Brick	130	0.302	A0, A2, C9, E1, E0
A	Insulation or Air space+8-in. Common Brick	130	0.154-0.243	A0, A2, C9, B1/B2, E1, E0
4-in. Face Brick+(H. W. Concrete)				
C	Air Space+2-in. Concrete	94	0.350	A0, A2, B1, C5, E1, E0
B	2-in. Insulation+4-in. concrete	97	0.116	A0, A2, B3, C5, E1, E0
A	Air Space or Insulation+8-in. or more Concrete	143-190	0.110-0.112	A0, A2, B1, C10/11, E1, E0
4-in. Face Brick+(L. W. or H. W. Concrete Block)				
E	4-in. Block	62	0.319	A0, A2, C2, E1, E0
D	Air Space or Insulation+4-in. Block	62	0.153-0.246	A0, A2, C2, B1/B2, E1, E0
D	8-in. Block	70	0.274	A0, A2, C7, A6, E0
C	Air Space or 1-in. Insulation+6-in. or 8-in. Block	73-89	0.221-0.275	A0, A2, B1, C7/C8, E1, E0
B	2-in. Insulation+8-in. Block	89	0.096-0.107	A0, A2, B3, C7/C8, E1, E0
4-in Face Brick+(Clay Tile)-				
D	4-in. Tile	71	0.381	A0, A2, C1, E1, E0
D	Air Space+4-in. Tile	71	0.281	A0, A2, C1, B1, E1, E0
C	Insulation+4-in. Tile	71	0.169	A0, A2, C1, B2, E1, E0
C	8-in. Tile	96	0.275	A0, A2, C6, E1, E0
B	Air Space or 1-in. Insulation+8-in. Tile	96	0.142-0.221	A0, A2, C6, B1/B2, E1, E0
A	2-in. Insulation+8-in. Tile	97	0.097	A0, A2, B3, C6, E1, E0
H.W. Concrete Wall+(Finish)				
E	4-in. Concrete	63	0.585	A0, A1, C5, E1, E0
D	4-in. Concrete+1-in. or 2-in. Insulation	63	0.119-0.200	A0, A1, C5, B2/B3, E1, E0
C	2-in. Insulation+4-in. Concrete	63	0.119	A0, A1, B6, C5, E1, E0
C	8-in. Concrete	109	0.490	A0, A1, C10, E1, E0
B	8-in. Concrete+1-in. or 2-in. Insulation	110	0.115-0.187	A0, A1, C10, B5/B6, E1, E0
A	2-in. Insulation+8-in. Concrete	110	0.115	A0, A1, B3, C10, E1, E0
B	12-in. Concrete	156	0.421	A0, A1, C11, E1, E0
A	12-in. Concrete+Insulation	156	0.113	A0, C11, B6, A6, E0
L.W. and H.W. Concrete Block+(Finish)				
F	4-in. Block+Air Space/Insulation	29	0.161-0.263	A0, A1, C2, B1/B2, E1, E0
E	2-in. Insulation+4-in. Block	29-37	0.105-0.114	A0, A1, B3, C2/C3, E1, E0
E	8-in. Block	47-51	0.294-0.402	A0, A1, C7/C8, E1, E0
D	8-in. Block+Air Space/Insulation	41-57	0.149-0.173	A0, A1, C7/C8, B1/B2, E1, E0
Clay Tile+(Finish)				
F	4-in. Tile	39	0.419	A0, A1, C1, E1, E0
F	4-in. Tile+Air space	39	0.303	A0, A1, C1, B1, E1, E0
E	4-in. Tile+1-in. Insulation	39	0.175	A0, A1, C1, B2, E1, E0
D	2-in. Insulation+4-in. Tile	40	0.110	A0, A1, B3, C1, E1, E0
D	8-in. Tile	63	0.296	A0, A1, C6, E1, E0
C	8-in. Tile+Air Space/1-in. Insulation	63	0.151-0.231	A0, A1, C6, B1/B2, E1, E0
B	2-in. Insulation+8-in. Tile	63	0.099	A0, A1, B3, C6, E1, E0
Metal Curtain Wall				
G	With/without Air Space+1-in./2-in./3-in. Insulation	5-6	0.091-0.220	A0, A3, B5/B6/B12, A3, E0
Frame Wall				
G	1-in. to 3-in. Insulation	16	0.081-0.178	A0, A1, B1, B2/B3/B4, E1, E0

ANEXO C: DETERMINACION DEL CLTD PARA PAREDES SOLEADAS

Table 7. Cooling Load Temperature Differences for Calculating Cooling Load from Sunlit Walls

North Latitude Wall Facing	Solar Time, hr																								Hr of Maxi- mum CLTD	Mini- mum CLTD	Maxi- mum CLTD	Differ- ence CLTD	
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24					
Group A Walls																													
N	14	14	14	13	13	13	12	12	11	11	10	10	10	10	10	10	11	11	12	12	13	13	14	14	2	10	14	4	
NE	19	19	19	18	17	17	16	15	15	15	15	15	16	16	17	18	18	18	18	19	19	20	20	20	22	15	20	5	
E	24	24	23	23	22	21	20	19	19	18	18	18	18	20	21	22	23	24	24	25	25	25	25	25	22	18	25	7	
SE	24	23	22	22	21	20	19	18	18	18	18	18	19	20	21	22	23	24	24	25	25	25	24	24	22	18	24	6	
S	20	20	19	19	18	18	17	16	16	15	14	14	14	14	14	15	16	17	18	19	19	20	20	20	21	14	20	6	
SW	25	25	25	24	24	23	22	21	20	19	18	17	17	17	17	18	18	19	20	22	23	24	24	24	22	14	20	6	
W	27	27	26	26	25	24	24	23	22	21	20	19	18	17	17	18	18	19	20	22	23	24	24	24	22	17	25	8	
NW	21	21	21	20	20	19	19	18	17	16	16	15	15	14	14	14	15	15	16	17	18	19	20	21	1	18	27	9	
Group B Walls																													
N	15	14	14	13	12	11	11	10	9	9	9	9	9	9	9	10	11	12	13	14	14	15	15	15	24	8	15	7	
NE	19	18	17	16	15	14	13	12	12	12	12	13	14	15	16	17	18	19	20	20	21	21	21	20	20	12	21	9	
E	23	22	21	20	18	17	16	15	15	15	15	17	19	21	22	24	25	26	26	27	27	26	26	25	24	20	15	27	12
SE	23	22	21	20	18	17	16	15	14	14	15	16	18	20	21	23	24	25	26	26	26	26	25	24	21	14	26	12	
S	21	20	19	18	17	15	14	13	12	11	11	11	11	11	12	14	15	17	19	20	21	22	22	22	21	11	22	11	
SW	27	26	25	24	22	21	19	18	16	15	14	14	15	17	18	17	17	18	19	20	21	22	22	21	21	11	22	11	
W	29	28	27	26	24	23	21	19	17	16	15	14	14	14	15	17	20	22	25	27	28	28	28	24	13	28	15		
NW	23	22	21	20	19	18	17	15	14	13	12	12	12	11	12	12	13	15	17	19	21	22	23	23	24	14	30	16	
Group C Walls																													
N	15	14	13	12	11	10	9	8	8	7	7	8	8	9	10	12	13	14	15	16	17	17	17	16	22	7	17	10	
NE	19	17	16	14	13	11	10	10	11	13	15	17	19	20	21	22	22	23	23	23	23	22	21	20	20	10	23	13	
E	22	21	19	17	15	14	12	12	14	16	19	22	25	27	29	29	30	30	30	29	28	27	26	24	18	12	30	18	
SE	22	21	19	17	15	14	12	12	14	16	19	22	25	27	29	29	30	30	30	29	28	27	26	24	18	12	30	18	
S	21	19	18	16	15	13	12	10	9	9	9	10	11	14	17	20	22	24	25	26	25	25	24	22	19	12	29	17	
SW	29	27	25	22	20	18	16	15	13	12	11	11	11	13	15	18	22	26	29	32	33	33	32	31	22	11	33	22	
W	31	29	27	25	22	20	18	16	14	13	12	12	12	13	15	18	22	26	29	32	33	33	32	31	22	11	33	22	
NW	25	23	21	20	18	16	14	13	11	10	10	10	10	11	12	13	15	18	22	25	27	27	27	26	22	10	27	17	
Group D Walls																													
N	15	13	12	10	9	7	6	6	6	6	6	7	8	8	10	12	13	15	17	18	19	19	18	16	21	6	19	13	
NE	17	15	13	11	10	8	7	8	10	14	17	20	22	23	23	24	24	25	25	24	25	22	20	18	19	7	25	18	
E	19	17	15	13	11	9	8	9	12	17	22	27	30	32	33	33	32	32	32	31	30	28	26	24	22	16	8	33	25
SE	20	17	15	13	11	10	8	8	10	13	17	22	26	29	31	32	32	32	31	30	28	26	24	22	17	8	32	24	
S	19	17	15	13	11	9	8	7	6	6	7	9	12	16	20	24	27	29	29	29	27	26	24	22	19	6	29	23	
SW	24	23	22	19	16	14	12	10	9	8	8	10	12	16	21	27	32	36	38	38	37	34	31	21	8	38	30		
W	31	27	24	21	18	15	13	11	10	9	9	9	10	11	14	18	24	30	36	40	41	40	38	34	21	9	41	32	
NW	23	22	19	17	14	12	10	9	8	7	7	8	9	10	12	14	18	22	27	31	32	32	30	27	22	7	32	25	
Group E Walls																													
N	12	10	8	7	5	4	3	4	5	6	7	9	11	13	15	17	19	20	21	23	20	18	16	14	20	3	22	19	
NE	13	11	9	7	6	4	5	9	15	20	24	25	25	26	26	26	26	25	24	22	19	17	15	16	4	26	22		
E	14	12	10	8	6	5	6	11	18	26	33	36	38	37	36	34	33	32	30	28	25	22	20	17	13	5	38	33	
SE	15	12	10	8	7	5	5	8	12	19	25	31	35	37	37	36	34	33	31	28	26	23	20	17	13	5	37	32	
S	15	12	10	8	7	5	4	3	4	5	9	13	19	24	29	32	34	33	31	29	26	23	20	17	17	3	34	31	
SW	22	18	15	12	10	8	6	5	5	6	7	9	12	18	24	32	38	43	45	44	40	35	30	26	19	5	45	40	
W	25	21	17	14	11	9	7	6	6	6	7	9	11	14	20	27	36	43	49	49	45	40	34	29	20	6	49	43	
NW	20	17	14	11	9	7	6	5	5	5	6	8	10	13	16	20	26	32	37	38	36	32	28	24	20	5	38	33	
Group F Walls																													
N	8	6	5	3	2	1	2	4	6	7	9	11	14	17	19	21	22	23	24	23	20	16	13	11	19	1	23	23	
NE	9	7	5	3	2	1	5	14	23	28	30	29	28	27	27	27	26	24	22	19	16	13	11	11	1	30	29		
E	10	7	6	4	3	2	6	17	28	38	44	45	43	39	36	34	32	30	27	24	21	17	15	12	12	2	45	43	
SE	10	7	6	4	3	2	4	10	19	28	36	41	43	42	39	36	34	31	28	25	21	18	15	12	13	2	43	41	
S	10	8	6	4	3	2	1	1	3	7	13	20	27	34	38	39	38	35	31	26	22	18	15	12	16	1	39	38	
SW	15	11	9	6	5	3	2	2	4	5	8	11	17	26	35	44	50	53	52	48	37	28	23	18	18	2	53	48	
W	17	13	10	7	5	4	3	3	4	6	8	11	14	20	28	39	49	57	60	54	43	34	27	21	19	3	60	57	
NW	14	10	8	6	4	3	2	2	3	5	8	10	13	15	21	27	35	42	46	43	35	28	22	18	19	2	46	44	
Group G Walls																													
N	3	2	1	0	-1	2	7	8	9	12	15	18	21	23	24	24	25	26	22	15	11	9	7	5	18	-1	26	27	
NE	3	2	1	0	-1	9	27	36	39	35	30	26	26	27	27	26	25	22	18	14	11	9	7	5	9	-1	39	40	
E	4	2	1	0	-1	11	31	47	54	55	50	40	33	31	30	29	27	24	19	15	12	10	8	6	10	-1	55	56	
SE	4	2	1	0	-1	5	18	32	42	49	51	48	42	36	32	30	27	24	19	15	12	10	8	6	11	-1	51	52	
S	4	2	1	0	-1	0	1	5	12	22	31	39	45	46	41	37	31	25	20	15	12	10	8	6	11	-1	51	52	
SW	5	4	3	1	0	0	2	5	8	12	16	26	38	50	59	63	61	52	37	24	17	13	10	8	16	0	63	67	
W	6	5	3	2	1	1	2	5	8	11	15	19	27	41	56	67	72	67	48	29	20	15	11	8	17	1	72	71	
NW	5	3	2	1	0	0	2	5	8	11	15	18	21	27	37	47	55	55	41	25	17	13	10	7	18	0	55	55	

**ANEXO D: DETERMINACION DEL FACTOR DE CORRECCION "LM" POR
LATITUD Y MES PARA CALCULO DE $CLTD_c$.**

Table 32 CLTD Correction For Latitude and Month Applied to Walls and Roofs, North Latitudes

Lat.	Month	N	NNE NNW	NE NW	ENE WNW	E W	ESE WSW	SE SW	SSE SSW	S	HOR
0	Dec	-3	-5	-5	-5	-2	0	3	6	9	-1
	Jan/Nov	-3	-5	-4	-4	-1	0	2	4	7	-1
	Feb/Oct	-3	-2	-2	-2	-1	-1	0	-1	0	0
	Mar/Sept	-3	0	1	-1	-1	-3	-3	-5	-8	0
	Apr/Aug	5	4	3	0	-2	-5	-6	-8	-8	-2
	May/Jul	10	7	5	0	-3	-7	-8	-9	-8	-4
	Jun	12	9	5	0	-3	-7	-9	-10	-8	-5
8	Dec	-4	-6	-6	-6	-3	0	4	8	12	-5
	Jan/Nov	-3	-5	-6	-5	-2	0	3	6	10	-4
	Feb/Oct	-3	-4	-3	-3	-1	-1	1	2	4	-1
	Mar/Sept	-3	-2	-1	-1	-1	-2	-2	-3	-4	0
	Apr/Aug	2	2	2	0	-1	-4	-5	-7	-7	-1
	May/Jul	7	5	4	0	-2	-5	-7	-9	-7	-2
	Jun	9	6	4	0	-2	-6	-8	-9	-7	-2
16	Dec	-4	-6	-8	-8	-4	-1	4	9	13	-9
	Jan/Nov	-4	-6	-7	-7	-4	-1	4	8	12	-7
	Feb/Oct	-3	-5	-5	-4	-2	0	2	5	7	-4
	Mar/Sept	-3	-3	-2	-2	-1	-1	0	0	0	-1
	Apr/Aug	-1	0	-1	-1	-1	-3	-3	-5	-6	0
	May/Jul	4	3	3	0	-1	-4	-5	-7	-7	0
	Jun	6	4	4	1	-1	-4	-6	-8	0	-7

ANEXO E: DETERMINACION DE CONDICIONES DE AIRE.

Anexo 4. Coeficiente Convectivo del aire Fundamentals ASHRAE 1997. Capítulo 24.

Table 1 Surface Conductances and Resistances for Air

Position of Surface	Direction of Heat Flow	Surface Emittance, ϵ					
		Non-reflective $\epsilon = 0.90$		Reflective			
		h_f	R	$\epsilon = 0.20$		$\epsilon = 0.05$	
		h_f	R	h_f	R	h_f	R
STILL AIR							
Horizontal	Upward	1.63	0.61	0.91	1.10	0.76	1.32
Sloping—45°	Upward	1.60	0.62	0.88	1.14	0.73	1.37
Vertical	Horizontal	1.46	<u>0.68</u>	0.74	1.35	0.59	1.70
Sloping—45°	Downward	1.32	<u>0.76</u>	0.60	1.67	0.45	2.22
Horizontal	Downward	1.08	0.92	0.37	2.70	0.22	4.55
MOVING AIR (Any position)							
		h_o	R				
1.5-mph Wind (for winter)	Any	6.00	0.17	—	—	—	—
7.5-mph Wind (for summer)	Any	4.00	<u>0.25</u>	—	—	—	—

Notes:

1. Surface conductance h_f and h_o measured in $\text{Btu/h} \cdot \text{ft}^2 \cdot \text{F}$; resistance R in $^\circ\text{F} \cdot \text{ft}^2 \cdot \text{h/Btu}$.
2. No surface has both an air space resistance value and a surface resistance value.
3. For ventilated attics or spaces above ceilings under summer conditions (heat flow down), see Table 5.
4. Conductances are for surfaces of the stated emittance facing virtual blackbody surroundings at the same temperature as the ambient air. Values are based on a surface-air temperature difference of 10°F and for surface temperatures of 70°F .
5. See Chapter 3 for more detailed information, especially Tables 5 and 6, and see Figure 1 for additional data.
6. Condensate can have a significant impact on surface emittance (see Table 2).

ANEXO F: DETERMINACION DE "CLTD" PARA TECHOS.

Table 5 Cooling Load Temperature Differences (CLTD) for Calculating Cooling Load from Fla

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

ANEXO G: DETERMINACION DE $CLTD_c$, PARA VENTANAS (CONDUCCION).

Table 9 Cooling Load Temperature Differences for Conduction through Glass

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

Corrections: The values in the table were calculated for an inside temperature of 78 F and an outdoor maximum temperature of 95 F with an outdoor daily range of 21 F. The table remains approximately correct for other outdoor maximums (93-102 F) and other outdoor daily ranges (16-34 F), provided the outdoor daily average temperature remains approximately 85 F. If the room air temperature is different from 78 F, and/or the outdoor daily average temperature is different from 85 F, the following rules apply: (a) For room air temperature less than 78 F, add the difference between 78 F and room air temperature; if greater than 78 F, subtract the difference. (b) For outdoor daily average temperature less than 85 F, subtract the difference between 85 F and the daily average temperature; if greater than 85 F, add the difference.

ANEXO H: COEFICIENTE DE SOMBREADO “SC” PARA VIDRIOS (RADIACION).

Table 28 Shading Coefficients for Single Glass and Insulating Glass^a

A. Single Glass			Shading Coefficient	
Type of Glass	Nominal Thickness ^b	Solar Trans. ^b	$h_p=4.0$	$h_p=3.0$
Clear	1/8 in.	0.84	1.00	1.00
	1/4 in.	0.78	0.94	0.95
	3/8 in.	0.72	0.90	0.92
	1/2 in.	0.67	0.87	0.88
Heat Absorbing	1/8 in.	0.64	0.83	0.85
	1/4 in.	0.46	0.69	0.73
	3/8 in.	0.33	0.60	0.64
	1/2 in.	0.24	0.53	0.58
B. Insulating Glass				
Clear Out, Clear In	1/8 in. ^c	0.71 ^c	0.88	0.88
Clear Out, Clear In	1/4 in.	0.61	0.81	0.82
Heat Absorbing ^d Out, Clear In	1/4 in.	0.36	0.55	0.58

^aRefers to factory-fabricated units with 3/16, 1/4, or 1/2-in. air space or to prime windows plus storm sash.

^bRefer to manufacturer's literature for values.

^cThickness of each pane of glass, not thickness of assembled unit.

^dRefers to gray, bronze, and green tinted heat-absorbing float glass.

^eCombined transmittance for assembled unit.

ANEXO I: DETERMINACION DE FACTOR DE CALOR SOLAR “SHGF” PARA VENTANAS.

Table 10 Maximum Solar Heat Gain Factors (Btu/(h·ft²))

	8° N Latitude						8° N Latitude					
	N	NE/NW	E/W	SE/SW	S	HOR	N	NE/NW	E/W	SE/SW	S	HOR
Jan.	34	88	234	235	118	296	32	71	224	242	162	275
Feb.	36	132	245	210	67	306	34	114	239	219	110	294
Mar.	38	170	242	170	38	303	37	156	241	184	55	300
Apr.	71	193	221	114	37	284	44	184	225	134	39	289
May	113	203	201	80	37	265	74	198	209	97	38	277
June	129	206	190	65	37	255	90	200	200	82	39	269
July	115	201	195	77	38	260	77	195	204	93	39	272
Aug.	75	187	212	112	38	276	47	179	216	128	41	282
Sep.	40	163	231	163	40	293	38	149	230	176	56	290
Oct.	37	129	236	202	66	299	35	112	231	211	108	288
Nov.	35	88	230	230	117	293	33	71	220	238	160	273
Dec.	34	71	226	241	138	288	31	54	215	247	180	264

	16° N Latitude						24° N Latitude					
	N	NE/NW	E/W	SE/SW	S	HOR	N	NE/NW	E/W	SE/SW	S	HOR
Jan.	30	55	210	251	199	248	27	41	190	253	227	214
Feb.	33	96	231	233	134	275	30	80	220	243	192	249
Mar.	35	140	239	197	93	291	34	124	234	214	137	275
Apr.	39	172	227	150	45	289	37	159	228	169	75	283
May	52	189	215	115	41	282	43	178	218	132	46	282
June	66	194	207	99	41	277	56	184	212	117	43	279
July	55	187	210	111	42	277	45	176	213	129	46	278
Aug.	41	168	219	143	46	282	38	156	220	162	72	277
Sep.	36	134	227	191	93	282	35	119	222	206	134	266
Oct.	33	95	223	225	150	270	31	79	211	235	187	244
Nov.	30	55	206	247	196	246	27	42	187	249	224	213
Dec.	29	41	198	254	213	234	25	29	179	252	237	199

	32° N Latitude						40° N Latitude					
	N	NE/NW	E/W	SE/SW	S	HOR	N	NE/NW	E/W	SE/SW	S	HOR
Jan.	24	29	175	249	246	176	20	20	154	241	254	133
Feb.	27	65	205	248	221	217	24	50	186	246	241	180
Mar.	32	107	227	227	176	252	29	93	218	236	206	223
Apr.	36	146	227	187	115	271	34	140	224	203	154	252
May	38	170	220	155	74	277	37	165	220	175	113	265
June	47	176	214	139	60	276	48	172	215	161	95	268
July	40	167	215	150	72	273	38	163	216	170	109	262
Aug.	37	141	219	181	111	265	35	135	216	196	149	247
Sep.	33	103	215	218	171	244	30	87	205	226	200	215
Oct.	28	63	198	239	215	213	25	49	180	238	234	177
Nov.	24	29	173	243	243	175	18	20	151	237	250	132
Dec.	22	22	162	246	252	158	18	13	135	232	253	112

	48° N Latitude						56° N Latitude					
	N	NE/NW	E/W	SE/SW	S	HOR	N	NE/NW	E/W	SE/SW	S	HOR
Jan.	15	15	118	216	245	85	10	10	74	169	205	40
Feb.	20	36	168	242	250	138	16	21	139	223	244	91
Mar.	26	80	204	239	228	188	22	65	185	238	241	149
Apr.	31	132	219	215	186	226	28	123	211	223	210	195
May	35	158	218	192	150	247	36	149	215	206	181	222
June	47	165	215	180	134	252	53	161	213	195	167	231
July	37	156	214	187	146	244	37	147	211	201	177	221
Aug.	33	128	211	208	180	223	30	119	203	215	203	193
Sep.	27	72	191	228	220	182	23	58	171	227	231	144
Oct.	21	35	161	233	242	136	16	20	132	213	234	91
Nov.	15	15	115	212	240	85	10	10	72	165	200	40
Dec.	13	13	91	195	233	64	7	7	46	135	170	23

	6° F N Latitude					
	N	NE/NW	E/W	SE/SW	S	HOR
Jan.	3	3	15	67	96	8
Feb.	11	11	89	177	210	45
Mar.	18	47	159	226	239	105
Apr.	25	113	201	225	224	160
May	48	150	211	215	204	192
June	62	162	213	208	193	203
July	49	148	207	211	200	192
Aug.	27	109	193	217	217	159
Sep.	19	43	148	213	227	101
Oct.	11	11	83	167	199	46
Nov.	4	4	15	66	93	8
Dec.	0	0	1	10	14	1

ANEXO J: DETERMINACION DE “CLF” PARA VENTANAS SIN SOMBREADO (RADIACION).

Table 11 Cooling Load Factors for Glass without Interior Shading (includes reflective and heat absorbing glass)

N. Latitude	Fenestration Facing	Room Construction	Solar Time, hr																							
			1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24
N	L		0.17	0.14	0.11	0.09	0.08	0.33	0.42	0.48	0.56	0.63	0.71	0.76	0.80	0.82	0.82	0.79	0.80	0.84	0.61	0.48	0.38	0.31	0.25	0.20
	M		0.23	0.20	0.18	0.16	0.14	0.34	0.41	0.46	0.52	0.59	0.65	0.70	0.73	0.75	0.76	0.74	0.75	0.79	0.61	0.50	0.42	0.36	0.31	0.27
	H		0.25	0.23	0.21	0.20	0.19	0.38	0.45	0.50	0.55	0.60	0.65	0.69	0.72	0.73	0.72	0.70	0.70	0.74	0.57	0.46	0.39	0.34	0.31	0.28
NE	L		0.04	0.04	0.03	0.02	0.02	0.23	0.41	0.51	0.51	0.45	0.39	0.36	0.33	0.31	0.28	0.26	0.23	0.19	0.15	0.12	0.10	0.08	0.06	0.05
	M		0.07	0.06	0.06	0.05	0.04	0.21	0.36	0.44	0.45	0.40	0.36	0.33	0.31	0.30	0.28	0.26	0.23	0.21	0.17	0.15	0.13	0.11	0.09	0.08
	H		0.09	0.08	0.08	0.07	0.07	0.21	0.37	0.44	0.44	0.39	0.34	0.31	0.29	0.27	0.26	0.24	0.22	0.20	0.16	0.14	0.13	0.12	0.11	0.10
E	L		0.04	0.04	0.03	0.02	0.02	0.19	0.37	0.51	0.57	0.57	0.51	0.42	0.36	0.32	0.29	0.25	0.22	0.19	0.14	0.12	0.09	0.08	0.06	0.05
	M		0.07	0.06	0.06	0.05	0.04	0.18	0.33	0.44	0.50	0.51	0.45	0.39	0.35	0.32	0.29	0.26	0.23	0.21	0.17	0.15	0.13	0.11	0.10	0.08
	H		0.09	0.09	0.08	0.08	0.07	0.21	0.34	0.45	0.50	0.49	0.43	0.36	0.32	0.29	0.26	0.24	0.22	0.19	0.17	0.15	0.13	0.11	0.10	0.08
SE	L		0.05	0.04	0.04	0.03	0.02	0.13	0.28	0.43	0.55	0.62	0.63	0.57	0.48	0.42	0.37	0.33	0.28	0.24	0.19	0.15	0.12	0.10	0.08	0.07
	M		0.09	0.08	0.07	0.06	0.05	0.14	0.26	0.38	0.48	0.54	0.55	0.51	0.45	0.40	0.36	0.33	0.29	0.25	0.21	0.18	0.16	0.14	0.12	0.10
	H		0.11	0.10	0.10	0.09	0.08	0.17	0.28	0.40	0.49	0.53	0.53	0.48	0.41	0.36	0.33	0.30	0.27	0.24	0.20	0.18	0.16	0.14	0.13	0.12
S	L		0.08	0.07	0.05	0.04	0.04	0.06	0.09	0.14	0.22	0.34	0.48	0.59	0.65	0.65	0.59	0.50	0.43	0.36	0.28	0.22	0.18	0.15	0.12	0.10
	M		0.12	0.11	0.09	0.08	0.07	0.08	0.11	0.14	0.21	0.31	0.42	0.52	0.57	0.58	0.53	0.47	0.41	0.36	0.29	0.25	0.21	0.18	0.16	0.14
	H		0.13	0.12	0.12	0.11	0.10	0.12	0.14	0.17	0.24	0.33	0.43	0.51	0.56	0.55	0.50	0.43	0.38	0.32	0.26	0.22	0.20	0.18	0.16	0.14
SW	L		0.12	0.10	0.08	0.06	0.05	0.06	0.08	0.10	0.12	0.14	0.16	0.24	0.36	0.49	0.60	0.66	0.66	0.58	0.43	0.33	0.27	0.22	0.18	0.14
	M		0.15	0.13	0.12	0.10	0.09	0.09	0.10	0.12	0.13	0.15	0.17	0.23	0.33	0.44	0.53	0.58	0.59	0.53	0.41	0.33	0.28	0.24	0.21	0.18
	H		0.15	0.14	0.13	0.12	0.11	0.12	0.13	0.14	0.16	0.17	0.19	0.25	0.34	0.44	0.52	0.56	0.56	0.49	0.37	0.30	0.25	0.21	0.19	0.17
W	L		0.12	0.10	0.08	0.07	0.05	0.06	0.07	0.08	0.10	0.11	0.13	0.14	0.20	0.32	0.45	0.57	0.64	0.61	0.44	0.34	0.27	0.22	0.18	0.14
	M		0.15	0.13	0.11	0.10	0.09	0.09	0.09	0.10	0.11	0.12	0.13	0.14	0.19	0.29	0.40	0.50	0.56	0.55	0.41	0.33	0.27	0.23	0.20	0.17
	H		0.14	0.13	0.12	0.11	0.10	0.11	0.12	0.13	0.13	0.14	0.15	0.16	0.21	0.30	0.40	0.49	0.54	0.52	0.38	0.30	0.24	0.21	0.18	0.16
NW	L		0.11	0.09	0.08	0.06	0.05	0.06	0.08	0.10	0.12	0.14	0.16	0.17	0.19	0.23	0.33	0.47	0.59	0.60	0.43	0.33	0.26	0.21	0.17	0.14
	M		0.14	0.12	0.11	0.09	0.08	0.09	0.10	0.11	0.13	0.14	0.16	0.17	0.18	0.21	0.30	0.42	0.51	0.53	0.39	0.32	0.26	0.22	0.19	0.16
	H		0.14	0.12	0.11	0.11	0.10	0.11	0.12	0.13	0.15	0.16	0.18	0.19	0.19	0.22	0.30	0.41	0.50	0.51	0.36	0.29	0.23	0.20	0.17	0.15
HOR	L		0.11	0.09	0.07	0.06	0.05	0.07	0.14	0.24	0.36	0.48	0.58	0.66	0.72	0.74	0.73	0.67	0.59	0.47	0.37	0.30	0.24	0.19	0.16	0.13
	M		0.16	0.14	0.12	0.11	0.09	0.11	0.16	0.24	0.33	0.43	0.52	0.59	0.64	0.67	0.66	0.62	0.55	0.47	0.38	0.32	0.28	0.24	0.21	0.18
	H		0.17	0.16	0.15	0.14	0.13	0.15	0.20	0.27	0.36	0.45	0.52	0.59	0.62	0.64	0.62	0.58	0.51	0.42	0.35	0.29	0.26	0.23	0.21	0.19

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

ANEXO k: DETERMINACION DE "CLF" PARA VENTANAS CON SOMBREADO (RADIACION).

Table 12 Cooling Load Factors for Glass with Interior Shading (includes reflective and heat absorbing glass)

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

L=Light construction; frame exterior wall, 2-in. concrete floor slab, approximately 30 lb of material/sq ft of floor area.
M=Medium construction; 4-in. concrete exterior wall, 4-in. concrete floor slab, approximately 70 lb of building material/sq ft of floor area.
H=Heavy construction; 6-in. concrete exterior wall, 6-in. concrete floor slab, approximately 110 lb of building material/sq ft of floor area.

ANEXO L: GANANCIA DE CALOR SENSIBLE (PERSONAS)

Table 3 Rates of Heat Gain from Occupants of Conditioned Spaces

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

Notes:

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

85% of that for an adult male, and that the gain from a child is 75% of that for an adult male.

^bValues approximated from data in Table 6, Chapter 3, where v is air velocity with limits shown in that table.

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

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

ANEXO M: DETERMINACION DE GANACIA DE CALOR LATENTE (PERSONAS).

Table 3 Rates of Heat Gain from Occupants of Conditioned Spaces

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

Notes:

1. Tabulated values are based on 75°F room dry-bulb temperature. For 80°F room dry bulb, the total heat remains the same, but the sensible heat values should be decreased by approximately 20%, and the latent heat values increased accordingly.

2. Also refer to Table 4, Chapter 3, for additional rates of metabolic heat generation.

3. All values are rounded to nearest 5 Btu/h.

^aAdjusted heat gain is based on normal percentage of men, women, and children for the application listed, with the postulate that the gain from an adult female is

85% of that for an adult male, and that the gain from a child is 75% of that for an adult male.

^bValues approximated from data in Table 6, Chapter 3, where v is air velocity with limits shown in that table.

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

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

ANEXO N: BAÑO HOMBRES (4) Y MUJERES (4)



ANEXO O: VENTANA CENTRAL



ANEXO P: PUERTA PRINCIPAL



ANEXO Q: VENTANAS ULTIMO PISO (17)

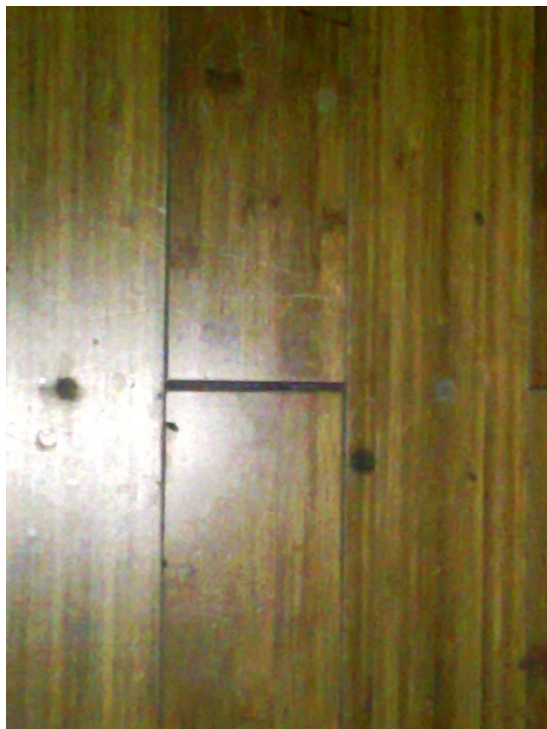




ANEXO R: CAPACIDAD ASISTENTES DEL AUDITORIO (800 PERSONAS)



ANEXO S: INFILTRACIONES



ANEXO T: LAMPARAS

