



11-33
R.H.S.

UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO

FACULTAD DE QUIMICA

**ANALISIS DE SISTEMAS DE
ACONDICIONAMIENTO DE AIRE**

T E S I S

QUE PARA OBTENER EL TITULO DE

I N G E N I E R O Q U I M I C O

P R E S E N T A:

HELIO HUMBERTO GARCIA GUZMAN

1992

**TESIS CON
FOLIA DE ORIGEN**



Universidad Nacional
Autónoma de México



UNAM – Dirección General de Bibliotecas Tesis Digitales Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS © PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

Todo el material contenido en esta tesis está protegido por la Ley Federal del Derecho de Autor (LFDA) de los Estados Unidos Mexicanos (México).

El uso de imágenes, fragmentos de videos, y demás material que sea objeto de protección de los derechos de autor, será exclusivamente para fines educativos e informativos y deberá citar la fuente donde la obtuvo mencionando el autor o autores. Cualquier uso distinto como el lucro, reproducción, edición o modificación, será perseguido y sancionado por el respectivo titular de los Derechos de Autor.

INDICE

		PAG.
	INTRODUCCION	1
	RESUMEN	2
I.	GENERALIDADES	3
1.1	DEFINICION	3
1.2	USOS DEL ACONDICIONAMIENTO DEL AIRE	3
1.3	OPERACIONES INVOLUCRADAS EN EL ACONDICIONAMIENTO DE AIRE	8
1.4	EQUIPO UTILIZADO EN EL ACONDICIONAMIENTO DE AIRE	8
1.4.1	TRANSFERENCIA DE CALOR	8
1.4.2	PSICROMETRIA (CONTROL DE HUMEDAD)	10
1.4.3	FLUJO	13
1.5	EFFECTOS DEL MEDIO EN EL DISEÑO DE SISTEMAS DE ACONDICIONAMIENTO DE AIRE	14
1.6	PROPIEDADES TERMODINAMICAS DEL AIRE	14
1.6.1	CALOR ESPECIFICO DEL AIRE	15
1.6.2	VOLUMEN ESPECIFICO, MASA ESPECIFICA	16
1.6.3	ENTALPIA	16
1.6.4	PUNTO DE ROCIO TEMPERATURA DE SULCO HUMEDO Y TEMPERATURA DE SATURACION ADIABATICA	17
II.	ANALISIS DE LAS DIFERENTES OPERACIONES INVOLUCRADAS EN EL ACONDICIONAMIENTO DE AIRE	17
2.1	TRANSFERENCIA DE CALOR	17
2.1.1	TEMPERATURA EN SUPERFICIES DE PAREDES	20
2.1.2	TEMPERATURAS DE DISEÑO PARA ESPACIOS INTERIORES SIN CALEFACCION	20
2.1.3	TRANSFERENCIA DE CALOR A TRAVES DE TUBERIAS CUBIERTAS	22
2.1.4	TRANSFERENCIA DE CALOR RADIANTE	25
2.1.5	REACCIONES FISIOLOGICAS	26
2.1.5.1	PERDIDA DE CALOR DEL CUERPO HUMANO	27

2.2.	TRANSFERENCIA DE MASA Y CALOR (PSI CROMETRIA)	30
2.2.1	PROCESO DE ENFRIAMIENTO Y DESHUMI- DIFICACION	30
2.2.2	PROCESO DE ENFRIAMIENTO Y HUMIDI- FICACION	32
2.2.3	PROCESO DE CALENTAMIENTO Y DESHUMI- DIFICACION	33
2.2.4	PROCESO DE CALENTAMIENTO Y HUMIDI- FICACION	34
2.3	FLUJO DE FLUIDOS	35
2.3.1	NUMERO DE REYNOLDS	36
2.3.2	FACTOR DE FRICCIÓN	36
2.3.3	FLUJO DE AIRE EN DUCTOS Y PERDIDAS	42
2.4.	FILTRACION	42
2.4.1	LAVADO	43
2.4.2	FILTRADO EN SECO	43
2.4.3	LIMPIADORES DE AIRE CON CUBIERTA - VISCOSA	44
2.4.4	LIMPIEZA ELECTROSTATICA DEL AIRE	45
2.4.5	SEPARACION CENTRIFUGA DEL POLVO	46
III.	ELABORACION DE UN PROGRAMA APLICA- DO AL DISEÑO DE UNIDADES DE AIRE - ACONDICIONADO	48
3.1	CARGA DE CALENTAMIENTO	48
3.1.1	CALOR PERDIDO EN MUROS	48
3.1.2	CALOR PERDIDO POR VIDRIOS Y PUER- TAS	51
3.1.3	CALOR PERDIDO POR INFILTRACION	52
3.2	CARGA DE ENFRIAMIENTO	55
3.2.1	TRANSMISION DE CALOR A TRAVES DE BARRERAS	55
3.2.2	CALOR DE EFECTOS SOLARES	58
3.2.3	HUMEDAD DEBIDA AL AIRE DE INFILTRA- CION	64
3.2.4	CARGA TERMICA CEDIDA POR LOS OCU- PANTES DE UN ESPACIO DADO	64
3.2.5	CARGA TERMICA PRODUCIDA POR EQUI- POS VARIOS INSTALADOS EN UN ESPA- CIO DADO	64
3.2.6	AIRE DE VENTILACION	66
3.3	DISEÑO DE CAMBIADORES DE CALOR	66
3.3.1	ECUACION GENERAL DE DISEÑO	66
3.3.2	BALANCE DE CALOR	66
3.3.3	COEFICIENTE TOTAL DE TRANSFERENCIA DE CALOR	68
3.3.4	AREA DE TRANSFERENCIA DE CALOR	68
3.3.5	DIFERENCIA DE TEMPERATURAS	69

3.3.6	CAIDA DE PRESION	70
3.3.6.1	CAIDA DE PRESION POR LOS TUBOS	71
3.3.6.2	CAIDA DE PRESION POR LA CORAZA	71
3.3.7	COEFICIENTES DE PELICULAS	72
3.3.7.1	COEFICIENTE DE PELICULA DEL LADO DE LOS TUBOS	72
3.3.7.2	COEFICIENTE DE PELICULA DEL LADO DE LA CORAZA	73
3.4	DESARROLLO DEL PROGRAMA	75
3.4.1	DIAGRAMA DE BLOQUES	75
3.4.2	BREVE EXPLICACION DE LA SECUENCIA DE CALCULO	79
3.4.3	LISTADO DEL PROGRAMA	80
IV.	APLICACION DEL PROGRAMA	96
V.	CONCLUSIONES	109
VI.	ANEXO	111
VII.	BIBLIOGRAFIA	113

INDICE DE TABLAS

1	DIFERENTES APLICACIONES INDUSTRIALES.	5
2	DISIPACION TOTAL DE CALOR DE PERSONAS.	27
3	GANANCIA DE CALOR DE PERSONAS.	28
4	TEMPERATURAS DE BULBO SECO INTERIOR, GENERALMENTE ESPECIFICADAS PARA CALE- FACCION (INVIERNO).	49
5	CONDICIONES DE DISEÑO (INVIERNO) PARA DIFERENTES CIUDADES EN EUA.	51
6	COEFICIENTES DE TRANSFERENCIA DE CALOR PARA VENTANAS.	52
7	INFILTRACION POR HENDIDURAS A TRAVES DE VENTANAS Y PUERTAS.	54
8	CONDICIONES INTERIORES DE DISEÑO PARA ENFRÍAMIENTO CONFORTABLE EN VERANO.	56
9	CONDICIONES DE DISEÑO (VERANO) PARA DIFERENTES CIUDADES EN EUA.	58
10	EFFECTO DEL SOMBREADO SOBRE LA GANANCIA INSTANTANEA DE CALOR A TRAVES DE VENTANAS DE VIDRIO COMUN DE ESPESOR SENCILLO.	59
11	GANANCIA DE CALOR POR RADIACION SOLAR A TRAVES DE VIDRIOS.	60
12	FACTORES DE GANANCIA DE CALOR POR RADIACION SOLAR A TRAVES DE VIDRIOS.	61
13	FACTORES DE SOMBRA PARA ALEROS.	62
14	DIFERENCIAS EQUIVALENTES DE TEMPERATURAS PARA PAREDES SOLEADAS Y SOMBREADAS.	63
15	CARGA DE CALOR DE EQUIPO.	65
16	CONDUCTIVIDADES TERMICAS PARA ALGUNOS MATERIALES DE CONSTRUCCION Y AISLAMIENTOS.	111
17	INFILTRACION DE AIRE DURANTE EL VERANO EN FUERTAS DE ESTABLECIMIENTOS COMERCIALES.	112

INTRODUCCION

A medida que el conocimiento del hombre va en incremento se tiende a optimizar el tiempo de realización de cualquier actividad para poder desarrollar áreas que le representen innovaciones.

Dentro de los objetivos para desarrollar programas en computadora se encuentra el de minimizar el tiempo de ejecución en los cálculos y resolución de sistemas repetitivos.

Por otra parte el proceso del acondicionamiento de aire se utiliza en una gran variedad de industrias para acondicionar el aire en el proceso o simplemente para crear una atmósfera de confort que nos conlleven a una mejor productividad.

El acondicionamiento de aire se realiza básicamente a partir de tres operaciones unitarias de gran interés para la Ingeniería Química:

- Flujo de fluidos
- Transferencia de masa
- Transferencia de calor

Es por esto que el objetivo que se busca en el presente trabajo es el de realizar un programa con el cual se puedan resolver los problemas clásicos de acondicionamiento de aire, tomando en cuenta los parámetros principales para que nos lleve a dar un orden de magnitud y poder diseñar los sistemas en forma general.

En este trabajo no se busca que con los datos que se obtienen se construyan los equipos de acondicionamiento de aire ya que en la gran mayoría de casos de acondicionamiento se acude a tamaños de unidad estándar. Lo que se pretende hacer es encontrar los datos con los cuales se pueda establecer el tipo de unidad que se requiere así como para revisar y poder llevar a cabo la Ingeniería necesaria para desarrollar proyectos de instalación.

La importancia que nos representa un buen diseño como en todos los casos es obtener un equipo que nos satisfaga las condiciones requeridas utilizando un mínimo de recursos tanto en la fabricación del equipo como en su operación.

Es importante señalar que para que un programa de computadora realmente se utilice debe ser lo suficientemente flexible para aplicarse en la generalidad de los problemas a tratar, en este caso de acondicionamiento de aire, y por lo cual debe contar con la información más extensa posible sin perder de vista que se requiere que sea práctico, es decir que nos genere resultados válidos con el mínimo de información. Además de que el programa contará con una secuencia lógica que permita utilizar la mínima capacidad en el sistema de cómputo.

RESUMEN

Se buscó en el presente trabajo utilizar un lenguaje que diera la versatilidad para manejar los sistemas utilizando datos de tablas, así como para poder realizar iteraciones utilizando el número de subrutinas que se llegaron a establecer.

El programa se dividió en 4 etapas.

- La primera calcula la transferencia de calor en muros a partir de la ecuación general de transferencia de calor y de la conductividad térmica de los diferentes materiales, localizando las condiciones en las que el calor transferido a través de cada material es el mismo.

Por otra parte se calcula el calor transferido por transmisión para puertas, piso, techo y ventanas a partir de los valores de coeficientes reportados directamente en la literatura.

El calor transferido para radiación, depende de la localización geográfica de el lugar en donde se realizará el acondicionamiento de aire, así como de la arquitectura y componentes del lugar. Estos datos se recolectan de valores prestablecidos.

Asimismo, se considera el cálculo de calor para el número de personas y las ganancias de calor por fuentes internas.

Finalmente a partir de las condiciones psicrométricas del aire exterior e interior.

Así de los resultados obtenidos en el cálculo de calor transferido total, se llega a calcular la cantidad de aire a alimentar por ventilación, así como el necesario para recircular.

Una vez que se ha calculado el aire se pueden obtener los datos de calor que se requieren. A partir de esto se realiza un cálculo para la geometría de un intercambiador.

En resumen el programa nos entrega como datos importantes:

- Cantidad de aire de ventilación.
- Cantidad de aire de recirculación.
- Calor a transferir en el aire de ventilación.
- Calor a transferir en el aire de recirculación.
- Geometría del intercambiador necesario.

I. GENERALIDADES

1.1

DEFINICION

El término "acondicionamiento de aire" se ha usado para definir diferentes operaciones, por lo que se hace necesario precisar su significado. El acondicionamiento de aire en un espacio, implica la creación y mantenimiento de una atmósfera en condiciones de temperatura, humedad, circulación de aire y pureza controlables para los ocupantes de ese espacio y/o adecuados para los materiales que ahí se almacenen o manejen.

En este trabajo se define "acondicionamiento de aire" como el control simultáneo de las cuatro variables (temperatura, humedad, circulación del aire y pureza) dentro de los límites adecuados para la comodidad y la salud de los ocupantes o para favorecer la calidad de los productos industriales durante su fabricación y almacenamiento.

La expresión "aire acondicionado" puede desglosarse en los conceptos de acondicionamiento de aire en el invierno. Estos implican la necesidad de enfriamiento y deshumidificación del aire en el verano o calentamiento y humidificación del aire en el invierno; proporcionándose en ambos casos, la circulación del aire. Para los casos anteriores, podrá o no purificarse el aire empleado.

Debe señalarse que el acondicionamiento del aire es independiente del tiempo o de la estación del año. Esto puede aplicarse para cualquier condición del tiempo externo dentro de los límites normales.

1.2

USOS DEL ACONDICIONAMIENTO DE AIRE.

Durante los últimos cuarenta años se han desarrollado sistemas completos de acondicionamiento de aire para conseguir el confort y para controlar la calidad de algunos productos industriales. Dentro del área textil se utiliza un proceso de humidificación del aire, con el fin de evitar los efectos adversos de la electricidad estática y rompimiento de las fibras. En invierno la humedad baja y se producen cargas estáticas en los hilos en movimiento con lo cual se vuelven frágiles y frecuentemente se rompen. La humidificación reduce o elimina esta posibilidad. Esta aplicación fue útil para impulsar el desarrollo del acondicionamiento en la industria.

También puede humidificarse el aire en invierno para la manipulación delicada de materiales en procesos de manufactura.

En materiales de origen vegetal y animal, el cambio de peso es importante con las variaciones de humedad. Algunos tipos de algodón por ejemplo, pueden cambiar hasta en 25% su peso por efecto de la humedad en la atmósfera. También en ciertos procesos de impresión con diferentes colores, aplicados en intervalos de varias horas o días, cambia el tamaño del papel si el contenido de la humedad varía. La consecuencia de este fenómeno es el registro imperfecto y manchado. La impresión de colores es satisfactoria solamente cuando la humedad relativa del aire permanece constante.

No siempre es conveniente la deshumidificación que se obtiene por el enfriamiento del aire durante la refrigeración. En bodegas refrigeradas y refrigeradoras donde las frutas, vegetales y carnes se conservan la calidad del producto se afecta debido a la deshidratación que se presenta por efecto de la deshumidificación consecuente de la refrigeración. Recientemente se han tenido progresos en el diseño de bodegas de refrigeración y refrigeradores domésticos que reducen este problema.

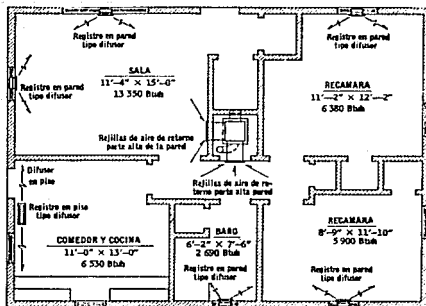


Fig. 1-1 Planta del piso de un edificio de un piso sobre espacio serpeado usando calefacción perimetral

El desarrollo industrial del acondicionamiento ha permitido la creación de mejores condiciones de comodidad. Es obvio que sistemas similares de enfriamiento para fines industriales deberían también diseñarse para producir comodidad. La función más importante en un sistema de aire acondicionado para producir comodidad es el abatimiento de la temperatura y, sea o no necesaria, también la humidificación.

TABLA 1 Diferentes aplicaciones industriales

INDUSTRIA	OPERACION	TEMPERATURA °F	HUMEDAD RELATIVA
Cocción	Pastelería.	70	50
	Fermentación de la masa.	80	78
	Mezcladora.	75	55-70
	Cajas de de- mostración.	80-90	80-90
Cervecería	Fermentación en tinas.	44-50	50
Cerámica	Cuarto de mol- deo.	80	60
Confecionería	Cubierta de Chocolate.	60-65	50-55
	Espacado.	65	50
	Almacenamien- to.	60-68	50-60
Eléctrica	Aislamiento del arrolla- miento.	104	5
	Fabricación del tejido - para cubrir el alambre.	60-80	60-70
Alimentos	Preparación de cereales.	60-70	38
	Preparación de macarrón.	70-80	38
	Sazonado de carnes.	40	80
Pieles	Almacenamien- to.	28-40	25-40
Pinturas	Secado con - aire, de bar- nices.	70-90	25-50
	Secado con - aire de pin- turas.	60-90	25-50

INDUSTRIA	OPERACION	TEMPERATURA °F	HUMEDAD RELATIVA	
Papel	Almacenamiento.	28-40	25-40	
Imprenta	Encuadernación.	70	45	
	Cuarto de prensas.	75	60-75	
	Secado.	110	70	
Textiles	Veloces para algodón.	75-80	60-66	
	Tróviles para algodón.	60-80	60-70	
	Telares para algodón.	68-75	70-80	
	Tróviles para rayón.	70	85	
	Tróviles para seda.	75-80	65-70	
	Telares para seda.	75-90	60-70	
	Cardas para lana.	75-80	65-70	
	Telares para lana.	75-80	50-56	
	Tabaco	Fabricación de puros.	70-76	55-65
		Ablandamiento.	90	85

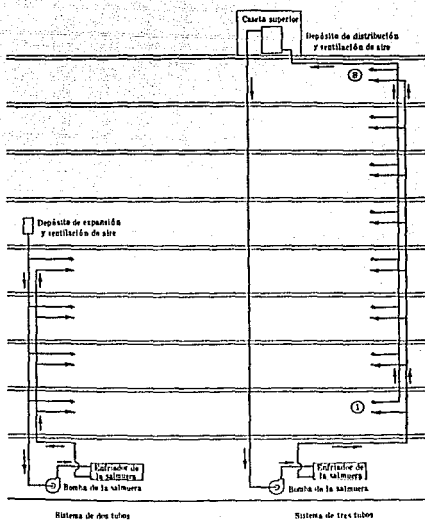


Fig. 1-2 Diagrama de sistemas típicos de tuberías para salmuera.

1.3 OPERACIONES INVOLUCRADAS EN EL ACONDICIONAMIENTO DE AIRE

Es interesante hacer notar que cualquier operación de la calefacción, refrigeración y aire acondicionado utilizada para satisfacer las necesidades de los ocupantes y para establecer las condiciones apropiadas para la conservación de los productos almacenados o materiales en proceso, aplica uno o más de los principios fundamentales de la termodinámica, del flujo de fluidos o de la transferencia de calor.

Podríamos esquematizar las operaciones que se utilizan en un proceso de acondicionamiento de aire de la siguiente manera:

TEMPERATURA:	ADICION DE CALOR. ELIMINACION DE CALOR.
HUMEDAD:	ADICION DE HUMEDAD. ELIMINACION DE HUMEDAD.
VENTILACION: LIMPIEZA DE LINEAS:	CIRCULACION POSITIVA. ELIMINACION DE POLVO.

1.4 EQUIPO UTILIZADO EN EL ACONDICIONAMIENTO DE AIRE.

El equipo necesario para el acondicionamiento de aire dependerá de las condiciones atmosféricas y de las condiciones deseadas.

1.4.1 TRANSFERENCIA DE CALOR.

Para cuando la temperatura del aire deseada es mayor que la temperatura ambiente, el equipo requerido deberá ser capaz de adicionar calor. El medio de calentamiento podrá ser gas caliente producto de combustión, agua caliente o vapor. Se pueden usar intercambiadores, cuando los productos de combustión son usados como medio de calentamiento.

Este tipo de calentamiento se usa en unidades de acondicionamiento de aire en residencias o bien en grandes industrias; en las cuales se generan gases calientes durante algún proceso de manufactura. La transferencia directa de calor del combustible al aire provoca un incremento en la eficiencia de calentamiento al aire y provoca un incremento en la eficiencia de calentamiento del sistema. El material a utilizar en este tipo de equipo debe ser adecuado para soportar expansiones y contracciones, debido a los cambios de temperatura, así como la posible formación de corrosión.

El control de la temperatura del aire en este tipo de equipo se lleva a cabo controlando la cantidad de gas que pase por el intercambiador, producto de combustión o bien utilizando gases, producto de un proceso de manufactura.

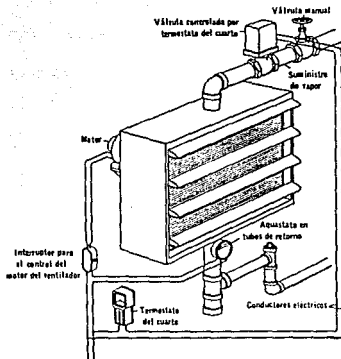


Fig. 1-3 Calentador Unitario, emplea vapor y hace recircular aire en el cuarto.

Serpentín de calentamiento: cuando se utiliza vapor o agua caliente para elevar la temperatura del aire, es común el uso de un serpentín. El material debe mostrar gran conductividad térmica, generalmente cobre. El control de la temperatura del aire se obtiene regulando la temperatura del medio de calentamiento con acción de un termostato, en caso de ser agua caliente, o bien mediante la válvula de suministro de vapor al serpentín, en caso de utilizar vapor.

Cuando la temperatura del aire es más baja que la temperatura ambiente máxima, el equipo de acondicionamiento de aire debe ser capaz de remover calor del medio ambiente. El medio de enfriamiento debe ser agua fría, agua enfriada mecánicamente o el producido por la expansión directa de un refrigerante, debido a que la función de los serpentines de enfriamiento y de los espreadores en frío, no está limitado a eliminar calor, ya que además eliminan humedad. Estos se describirán en la siguiente sección.

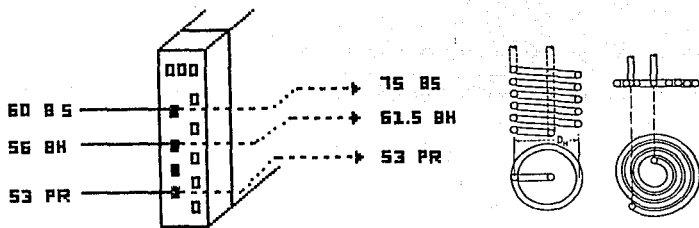


Fig. 1.4 Tipos de serpentín para calentamiento

1.4.2

SICOMETRIA (CONTROL DE HUMEDAD)

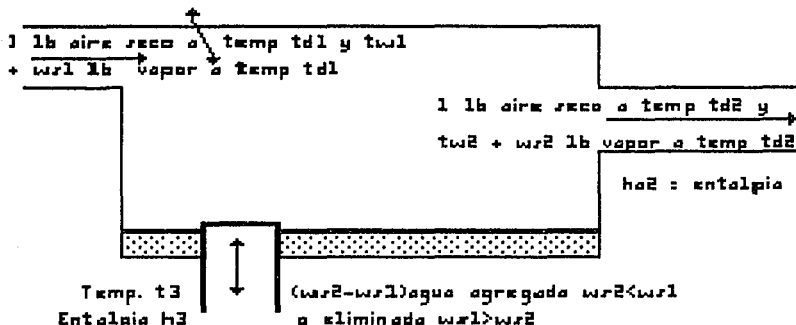
Cuando el aire es calentado, la capacidad del aire para acarrear humedad aumenta. Sin embargo, la sólo presencia de un recipiente con agua en una corriente de aire, no es suficiente para aumentar la humedad del mismo. El agua al ser evaporada, debe ser calentada y rociada de modo que entre en contacto con la corriente de aire a humidificar, hasta lograr la humedad relativa deseada.

Humidificador:

Un método simple de adición de humedad se obtiene al provocar la circulación de la corriente de aire a lo largo de una superficie de agua en condiciones especiales para lo cual se deberá contar con los elementos necesarios para calentar el agua y evaporarla, debido a la simplicidad de este método de humidificación de aire, se recomienda para unidades residenciales así como para grandes instalaciones como tiendas y restaurantes.

Para lograr la humidificación se requiere de un serpentín de calentamiento colocado en la superficie del agua, de modo que se mantenga la temperatura en el punto requerido. Para que se lleve a cabo una vaporización rápida, se requiere de una válvula que controle el nivel del agua en el humidificador.

Q Btu por libra de aire seco, agregada o eliminada



Las ventajas de este tipo de superficie de evaporación es la simplicidad de la tubería y la eliminación de partes móviles. La humedad relativa del aire es controlada por la temperatura del agua. Las limitaciones de este sistema se deben a la poca exactitud que se tiene en la humedad deseada. En instalaciones específicas para confort, la humedad puede variar en un rango de tolerancia amplio, pero en algunas industrias una variación del 2% en la humedad relativa es prohibitiva, de modo que se necesita un control más estricto.

Esparador de orificio:

Este tipo de humidificador presenta la ventaja de ser un equipo muy controlable. Los orificios están colocados en forma perpendicular a la dirección del flujo de aire, arreglada en uno o más bancos. El aire que pasa por las hojas de agua formadas por los orificios, deja la cámara a la temperatura del agua, por lo tanto, por calentamiento del agua a la temperatura correcta, se debe de obtener el aire saturado a la temperatura correspondiente. El humidificador seleccionado depende de la cantidad de aire a manejar, de las condiciones de aire entrante a la cámara de esparado, de la cantidad y temperatura del agua que se debe manejar y de la temperatura de saturación o bulbo húmedo, deseada para el aire de salida. El control de la temperatura de bulbo húmedo se obtiene automáticamente, controlando la temperatura del agua esparada.

En algunas instalaciones industriales y en todas las instalaciones para confort es necesario eliminar humedad, así como calor del aire para obtener aire frío y seco en las estaciones húmedas y calientes. Existen dos métodos para eliminar humedad. El primer método se usa extensivamente en equipo de acondicionamiento de aire; el enfriamiento se da por el paso de aire por una superficie fría o por un esparado de agua fría.

Superficie fría:

Cuando se deshumidifica aire mediante el uso de una superficie fría, se utiliza generalmente un serpentín como medio de enfriamiento, agua fría o un refrigerante de expansión directa. Se requiere que la superficie a lo largo del serpentín tenga una temperatura uniforme para mantener la operación eficiente. El aire se enfría a la temperatura del serpentín, el cual mantiene las condiciones requeridas para que se enfríe y condense la humedad. El control del punto húmedo se obtiene regulando la temperatura del agua.

Los mismos factores que se aplican en el diseño de las cámaras de esprayado "Esprayador de Orificio", son aplicables cuando el aire es enfriado y deshumidificado, excepto que el agua debe de ser fría en lugar de caliente.

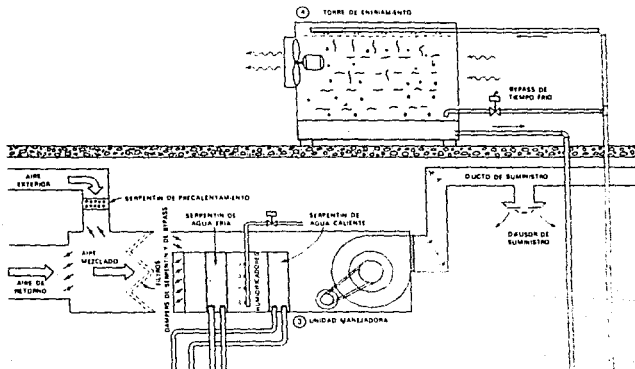


Fig. 1.6 Sistema de Planta central convencional.

Equipos con material higroscópico: cuando la humedad del aire se elimina mediante un material higroscópico, la temperatura del aire aumenta y su punto húmedo disminuye. El aire seco caliente puede ser enfriado al hacerlo pasar por un serpentín de enfriamiento. Este equipo consiste de dos compartimientos, cada uno de los cuales contiene material higroscópico; los compartimientos son usados alternativamente dependiendo de la capacidad del material.

1.4.3

FLUJO.

En un espacio en el cual se realizará el acondicionamiento de aire, se deberá mantener siempre circulación positiva, por lo que se requiere un ventilador.

La selección del ventilador a usar en un equipo de aire acondicionado, depende de la cantidad de aire a circular, la resistencia total al flujo de aire, el nivel de ruido máximo permisible y el consumo mínimo de potencia para obtener una operación eficiente y económica.

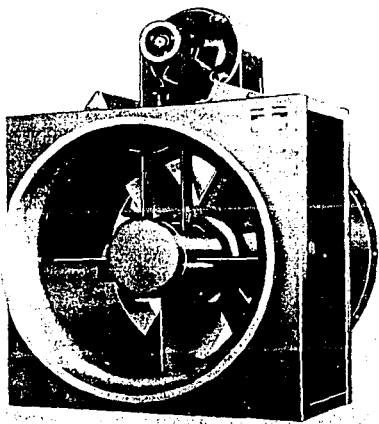


Fig. 1.7 Ventilador de
flujo axial

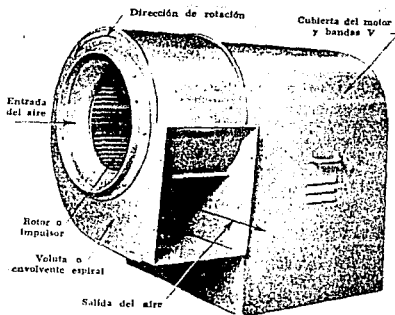


Fig. 1.8 Ventilador
centrifugo

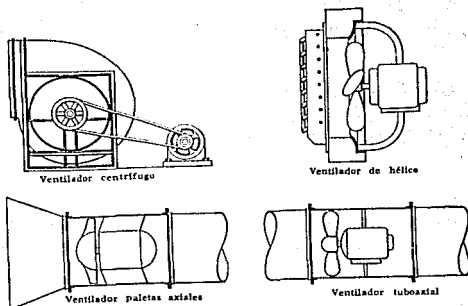


Fig. 1.9 Clasificación de ventiladores

1.5

EFFECTOS DEL MEDIO EN EL DISEÑO DE SISTEMAS DE ACONDICIONAMIENTO DE AIRE.

El aire es una mezcla de gases, que cuando está seco tiene la siguiente composición:

Nitrógeno 78.03%; oxígeno 20.09%; argón 0.94%; dióxido de carbono 0.03%; hidrógeno, xenón, kriptón y otros gases, 0.01%. Para el aire seco que rodea las ciudades, especialmente cerca de las zonas industriales, estas proporciones varían ligeramente. La mayoría de los cálculos pueden considerar que el aire seco está constituido en volumen por 79% de nitrógeno y 21% de oxígeno. Los correspondientes porcentajes en peso son de 77% de nitrógeno y 23% de oxígeno.

Otro constituyente importante del aire es el vapor de agua. Este vapor generalmente se tiene como vapor sobrecalentado como un gas invisible. Sin embargo, cuando el aire es enfriado a cierta temperatura (el llamado punto de rocío), el vapor de agua contenido en el aire empieza a condensarse y puede ser visible como neblina o llovizna, o como cuando se tiene condensación en una superficie fría (rocío). El contenido de vapor de agua se incrementa grandemente cuando la temperatura aumenta. Puede variar prácticamente desde cero hasta la cantidad máxima que corresponde a dicha temperatura.

1.6

PROPIEDADES TERMODINÁMICAS DEL AIRE.

En los diferentes procesos de acondicionamiento de aire existen cambios, los cuales son resultado de un intercambio de energía y masa del aire y las fronteras con las cuales tenga interrelación. El estudio de esta interrelación de las diversas formas de energía en un sistema constituye el objeto de la termodinámica.

La termodinámica considera las diferencias de energía que acompañan a los cambios en los sistemas. Estas se expresan en las unidades utilizadas en relación a las diversas formas de energía. Así la unidad cgs de energía mecánica es el erg; el joule, múltiplo del anterior se emplea bastante en electricidad; para los fenómenos térmicos suele usarse la

caloría. La relación entre las llamadas unidades de trabajo mecánico y las unidades térmicas se conoce como equivalente mecánico de calor.

La energía potencial y cinética son las formas más comunes de la energía; la forma de energía asociada con un cuerpo en virtud de su movimiento es conocida como energía cinética. A la forma de energía que existe en un cuerpo, debido a la posición del mismo en un plano elevado respecto a un plano de referencia sobre la tierra, se le conoce como energía potencial.

1.6.1

CALOR ESPECIFICO DEL AIRE.

La cantidad de energía necesaria para elevar un grado la temperatura de un peso unitario de una sustancia es conocida como calor específico. El calor específico de todas las sustancias varía con la temperatura.

Hay dos tipos de calor específico que son de importancia en el estudio de los gases: a volumen constante, C_v , y a una presión constante C_p . Si por ejemplo, una libra de aire se calienta en un depósito cerrado que no cambia de volumen, serán necesarios 0.171 BTU para elevar la temperatura en un grado Fahrenheit. Sin embargo, si este aire es calentado a la misma temperatura, pero está libre para expandirse contra la presión constante del medio que le rodea, se necesitarán 0.24 BTU. Esta sinergia extra en el valor del calor específico representa realmente el trabajo que debe ser hecho por el aire cuando éste se expande contra la presión del medio que lo rodea. Para los líquidos el cambio de volumen es tan pequeño que la distinción entre C_v y C_p es despreciable.

En el caso del aire el término que se utiliza es el calor molar húmedo, el cual se define como la capacidad de calor de una libra mol de gas seco más su vapor asociado, por lo que:

$$Ch = C_b + Y C_a \text{-----(1-1)}$$

En donde C_h , C_b y C_a son las capacidades molares de calor de los componentes b y a (incondensables y condensables), y el calor molar húmedo y Y es la relación molar (libraol vapor/libraol gas seco).

Para poder calcular los calores específicos del gas seco y el vapor se cuenta con algunas ecuaciones empíricas algunas de las cuales se presentan a continuación:

Para el aire Hougen/Watson:

$$C_p = 6.386 + 1.762e^{-3} T - 0.2656e^{-6} T^2 \text{-----(1-2)}$$

Rango de temperatura de 300 a 1500°K., donde T está en grados Kelvin y C_p en cal/gmol°K

$$C_p = 6.92 + 0.991e^{-2} T + 0.076e^{-5} T - 0.47e^{-9} T^2 \text{-----(1-3)}$$

Rango de temperatura de 0 a 1500, donde T está en grados centígrados y C_p en cal/gmol°C.

Para el agua tenemos:
Hougen/Watson

$$C_p = 7.14 + 2.64e^{-3} T + 0.046e^{-6} T^2 \text{-----(1-4)}$$

donde C_p está en cal/gmol^oK y T en grados Kelvin.

$$C_p = 7.88 + .32e^{-2T} - 483.3e^{-5T^2} \text{-----} (1-5)$$

donde C_p está en cal/gmol^oC y T en grados centígrados.

Para realizar cálculos rápidos se pueden utilizar como valores promedio: C_p del aire = 0.24 cal/gr^oC y C_p del agua = 0.45 cal/gr^oC.

1.6.2

VOLUMEN ESPECIFICO, MASA ESPECIFICA.

Se llama volumen específico al volumen ocupado por el peso unitario de una sustancia en condiciones específicas de presión y temperatura. La masa específica se define como el peso de un volumen unitario de una sustancia. Por lo tanto la masa específica es el recíproco del volumen específico.

El volumen específico de un vapor o gas es afectado por la presión y la temperatura. En el caso del aire se maneja el concepto de volumen húmedo que es el volumen específico de la fase gas-vapor. Para este uso, el volumen húmedo se define como el volumen de una libra de gas seco más su vapor que contiene; en forma similar, el volumen molar húmedo es el volumen de una libra mol de gas seco más su vapor contenido. Así que:

$$V_h = (1+Y) \{359/T(492 P)\} \text{-----} (1-6)$$

La que se aplica para aquellas condiciones en donde es válida la ley de los gases ideales. En ella, V_h es el volumen molar húmedo. T en grados Rankin y P en atmósferas.

1.6.3

ENTALPIA

A la entalpia de la mezcla vapor gas no se le ha asignado ningún nombre en especial. No obstante aparece frecuentemente en los cálculos.

$$H = H_b + YH_a \text{-----} (1-7)$$

En donde H es la entalpia de una libra mol de gas seco más el vapor contenido, H_b y H_a son las entalpias molares de los componentes b y a respectivamente. Estas entalpias deben por supuesto computarse con la relación a la entalpia de alguna base arbitraria en la cual $H=0$. Las condiciones base no pueden ser idénticas para b y para a, puesto que se pueden encontrar a las mismas temperaturas, presiones y condiciones de fase, aunque esto no es en ninguna forma necesario. Para el sistema aire agua es costumbre tomar la entalpia como cero para el agua líquida en el punto triple. La base para la entalpia del aire se toma a menudo como, el gas seco a 32°F (0°C) y 1 atm., de presión. La entalpia del aire húmedo puede relacionarse a un calor latente y específico adecuados.

$$H = C_b(T - T_0) + Y(Y_0 + (T - T_0)) \text{-----} (1-8)$$

En donde:

T_0 = la temperatura de base o referencia, aquí 32 F(0 C) para ambos componentes.

Y_0 = El calor latente de evaporación del agua a la temperatura de base o referencia, BTU/libra mol.

El efecto de la presión sobre la entalpía no se toma en consideración. En esta ecuación, tanto C_b como C_a han sido consideradas como constantes. Si esta suposición no se puede mantener, entonces deben de integrarse los valores medios de estos calores específicos que sean aplicables entre T y T_D .

1.6.4

PUNTO DE ROCIO, TEMPERATURA DE BULBO HUMEDO Y TEMPERATURA DE SATURACION ADIABATICA.

Otros términos utilizados para describir las mezclas vapor gas son el punto de rocío, la temperatura de bulbo húmedo y la temperatura de saturación adiabática. El punto de rocío es aquel en donde tiene lugar el principio de la condensación, cuando se cambian la presión o la temperatura para una mezcla de composición fija. Generalmente, la temperatura se disminuye a presión constante así que se obtiene el punto de rocío para la temperatura. La temperatura de bulbo húmedo es la temperatura del estado estable a la que se llega cuando el bulbo en cuestión se encuentra cubierto con el mismo líquido que forma el vapor en la mezcla vapor gas; y esta temperatura esta relacionada con la humedad de la fase gaseosa, como se verá a continuación. Esta relación permite el empleo de la temperatura del bulbo húmedo, junto con la temperatura ambiente, para medir la humedad. La temperatura de saturación adiabática es la temperatura que alcanzaría la mezcla vapor-gas si se saturara adiabáticamente, la relación entre esta temperatura y la humedad de la fase gaseosa se verá posteriormente.

II ANALISIS DE LAS DIFERENTES OPERACIONES UNITARIAS INVOLUCRADAS
EN EL ACONDICIONAMIENTO DE AIRE

2.1

TRANSFERENCIA DE CALOR.

Se pueden establecer algunos tipos de transferencia de calor:

Molecular:

La transferencia de calor mediante acción molecular, recibe el nombre de conducción.

Turbulenta:

La transferencia de calor mediante un proceso de mezclado; al que se le ha dado el nombre de convección.

Estos dos mecanismos pueden presentarse en forma simultánea o individual.

Un tercer mecanismo para la transferencia de calor, es la radiación: que es la transferencia de calor mediante la emisión y absorción de energía sin que intervenga un contacto físico para que la transferencia de energía térmica tenga lugar, la radiación depende de las ondas electromagnéticas como un medio para la transferencia de la energía térmica de un agente caliente a un receptor que se encuentra a menor temperatura. la radiación puede tener lugar simultáneamente con, o independientemente de los otros dos mecanismos de transferencia.

Para poder establecer el sistema de calefacción o enfriamiento es necesario conocer las características de transferencia de calor en la estructura del sistema a estudiar. Así mismo, cuando ya han sido calculados el flujo de calor hacia o desde el sistema y la carga térmica interior, de nuevo se tiene el problema de transferencia de calor para determinar el tamaño de calentadores, serpentines de calentamiento u otros medios para equilibrar la carga.

Las ganancias o pérdidas de calor en un sistema, se deben principalmente a:

Primero, por transmisión a través de la pared del aire de un lado hacia el lado opuesto y,

Segundo, por fugas del aire caliente o frío que está dentro del edificio.

La ecuación de Fourier para flujo de calor en una sola dirección, basada en evidencia experimental es:

$$dQ/d\theta = kAdt/dx \text{-----(2-1)}$$

$dQ/d\theta$ = transferencia de calor por unidad de tiempo.

A = área de la sección a través de la cual está fluyendo el calor.

dt = diferencia de temperatura causada por el flujo de calor.

dx = longitud de la trayectoria a través del material en la dirección del flujo.

k = factor de proporcionalidad llamado conductividad térmica.

La transferencia de calor se disminuye al aumentarse el espesor del aislamiento, cuando el equilibrio en la transferencia de calor se ha conseguido y la temperatura depende de la posición, el flujo es llamado flujo estable. Para el caso de flujo estable, el cual es muy común, la transferencia de calor es constante, $dQ/d\theta = q$ y por lo tanto:

$$q = kA dt/dx \text{-----(2-2)}$$

La conducción de calor a través de paredes planas lleva a la siguiente simplificación de la ecuación de Fourier:

$$q = K A (t_1 - t_2) / x \text{-----(2-3)}$$

donde

q = calor transferido por unidad de tiempo (BTU/hr)

A = área de la pared (pie²)

x = espesor de la pared (pie)

k = conductividad térmica (BTU pie/hr pie² °F)

$t_1 - t_2 = \Delta t$ = diferencia de temperatura entre los dos lados de la pared, lo cual causa el flujo de calor, en grados Fahrenheit.

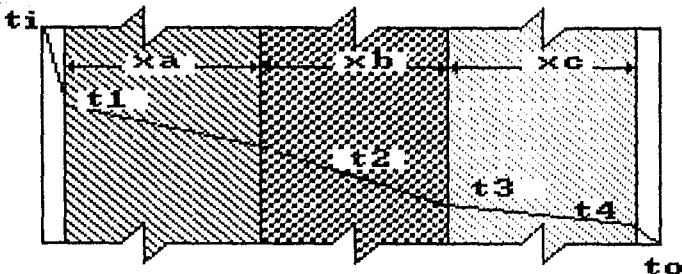
La conducción a través de la pared compuesta mostrada en la siguiente figura puede ser representada por la ecuación:

$$q = k A (t_1 - t_2) / x = (t_1 - t_2) / (x/kA) = (t_1 - t_2) / R \text{---(2-4)}$$

donde R es $= x/kA$ y es la llamada resistencia térmica.

$$q = q_a = q_b = q_c \text{-----(2-5)}$$

$$q = (t_1 - t_2) / R_a = (t_2 - t_3) / R_b = (t_3 - t_4) / R_c = (t_1 - t_4) / R_L \text{---(2-6)}$$



ESQUEMA DE UNA PARED COMPUESTA

Si $B_n = x_n / k_n \rho_n$ entonces:

$$q = (t_1 - t_4) / R_L = (t_1 - t_4) / (B_a + B_b + B_c + \dots + B_n) \text{-----(2-7)}$$

En el flujo de calor entre un fluido (gas o líquido) y un sólido, existe siempre una película de fluido muy delgada que tiende a adherirse a la superficie como una pared relativamente fija y que actúa como una resistencia adicional al flujo de calor. El espesor de esta película es influenciado grandemente por las condiciones de convección del sistema.

En el caso de transferencia de calor en superficies, como en cambiadores de calor, tubos de calderas y evaporadores, las condiciones de la película son afectadas por (1) la velocidad del viento, (2) la forma y tipo de superficie, (3) si existe convección natural o forzada y (4) si se tiene ebullición o condensación. La resistencia de película del gas al flujo de calor generalmente es varias veces mayor que en películas similares de líquido. En muchos casos el cálculo exacto de la transferencia de calor a través de dichas películas es imposible, por las muchas variables que están incluidas, por lo que se recurre a determinaciones experimentales formulando ecuaciones empíricas.

En la transferencia de calor a través de superficies metálicas, las películas ofrecen mucha resistencia al flujo de calor, por lo que éstas deben de tomarse en cuenta en la transferencia a través de aislamiento efectivo, la resistencia de la película no es de importancia.

Si f_o y f_i son los coeficientes de película en los dos lados de un material, tenemos que la ecuación de transferencia de calor considerando un área unitaria queda:

$$q = (t_i - t_o) / (1/f_i + B_a + B_b + B_c + \dots + B_n + 1/f_o) \text{ -----(2-8)}$$

Los valores de los coeficientes f de película de conductancia, se incrementan al aumentar la rugosidad de la superficie involucrada y el incremento casi es lineal con la velocidad del viento sobre la superficie. Houghten y McDermont, usando sus propios datos y los de Rowley, indican que las siguientes ecuaciones representan el rango en los valores de f para materiales de construcción cuando la velocidad está expresada en millas por hora:

Superficies muy lisas:

$$f = 1.4 + 0.28v \text{ -----(2-9)}$$

Superficies lisas de madera y plástico:

$$f = 1.6 + 0.3v \text{ -----(2-10)}$$

Hormigón vaciado y ladrillo liso:

$$f = 2.0 + 0.4v \text{ -----(2-11)}$$

Superficies estucadas rugosas:

$$f = 2.1 + 0.5v \text{ -----(2-12)}$$

Los valores de f también se incrementan al aumentar la diferencia de temperaturas. Ha sido costumbre tomar el valor simple de $f_i = 1.65 \text{ BTU/hr pie}^2 \text{ }^\circ\text{F}$, debido a que las condiciones de superficie, viento y temperatura son a menudo indeterminadas: pues este valor es representativo del coeficiente de película para el interior o para aire tranquilo y para superficies no reflectivas, mientras que para superficies exteriores un valor muy usado es el de $f_o = 6$ para velocidades de viento de 15 mph. Los valores de f han sido ampliamente usados con diversos materiales, ya que no resulta práctico tomar en consideración las variaciones mínimas de f en las aplicaciones térmicas.

La conductancia para espacios de aire de más de 3/4 de pulgada de ancho no disminuye su valor significativamente, por lo que su valor representativo para dichos casos es $a = 1.10$.

2.1.1 TEMPERATURAS EN SUPERFICIES DE PAREDES.

La temperatura en el lado interior de una pared, depende de las condiciones de convección (película) en el edificio, del aprovechamiento del aislamiento sobre la pared, de la temperatura en el exterior y del viento. Si la temperatura en la superficie es menor que la del punto de rocío a las condiciones inferiores, se tendrá condensación de la humedad.

2.1.2 TEMPERATURAS DE DISEÑO PARA ESPACIOS INTERIORES SIN CALEFACCION.

Deberán suponerse ciertas temperaturas intermedias cuando se tiene un cuarto sin calefacción o sin enfriamiento adyacente al cuarto que se va a calcular la transferencia de calor. (Para calefacción, la temperatura del cuarto no acondicionado será mayor que

la exterior; pero menor que la del cuarto calentado y, para enfriamiento, la temperatura del mismo será menor que la del exterior, pero mayor que la del cuarto enfriado).

Se tienen las siguientes reglas que dan valores muy aproximados de temperaturas de diseño en cuartos ordinarios.

1. Enfriamiento en cuarto adyacente no acondicionado.

Seleccione para los cálculos una temperatura igual a $t_i + (t_e - t_i) 0.667$. En otras palabras, agregará la temperatura del cuarto las dos terceras partes de la diferencia entre las temperaturas interior y exterior.

2. Cuarto adyacente con fuente extra de calor.

Tal es el caso (por ejemplo) de una cocina o cuarto de calentadores de agua; para el cálculo de la ganancia de calor agregar de 10° a 20° a la temperatura exterior de diseño.

3. Calefacción con cuarto adyacente no calentado.

Considere $\Delta t = (t_i - t_e) 0.5$ es decir para el cálculo de pérdidas de la pared del cuarto adyacente, se considera que la diferencia de temperaturas es la mitad de la diferencia de temperaturas entre el interior y el exterior.

4. Planta baja. Puede suponerse una temperatura de la tierra de 50° a 55°F para pisos directamente colocados sobre tierra.

5. Atico. Es posible en ciertos casos calcular la temperatura de un espacio adyacente una vez conocidas las características de conductividad de las paredes y divisiones del edificio. Este cálculo puede hacerse con facilidad para el caso de espacios simplemente unidos a una localidad calentada o enfriada como en el caso de un ático en que solamente se tiene de por medio un cielo falso. El calor que pasa a través del cielo falso hacia el ático es igual al que pasa al exterior en forma de ecuación. Esto queda como sigue:

$$U_R A_R (t - t_e) = U_C A_C (t_1 - t) = U_C A_R (t_1 - t) / n \text{-----} (2-13)$$

donde:

$t =$ temperatura del aire del ático ($^\circ\text{F}$)

$t_1 =$ temperatura del aire interior, ($^\circ\text{F}$)

$t_e =$ temperatura del aire exterior, ($^\circ\text{F}$)

$U_R =$ coeficiente de transmisión de calor del techo.

$U_C =$ coeficiente de transmisión de calor del cielo falso.

$n =$ relación del área del techo A_R al área del cielo falso A_C .

Si se desea calcular el valor del coeficiente total de transmisión de calor U para el cielo falso se cuenta con la siguiente relación:

$$U A_C (t_1 - t_e) = U_C A_C (t_1 - t) \text{-----} (2-14)$$

2.1.3

TRANSFERENCIA DE CALOR A TRAVÉS DE TUBERIAS CUBIERTAS.

En el caso de tubos recubiertos y de secciones anulares similarmente cubiertas, la sección transversal de la trayectoria a través de la cual fluye el calor varía en proporción a la distancia lineal a través de la sección.

Haciendo referencia a la figura 2, considere el flujo de calor a través de una sección de recubrimiento de longitud unitaria a lo largo del eje del tubo, situado a un radio r del centro del tubo. Para este caso, la ecuación de Fourier se transforma en :

$$q = -k (2\pi 3.1416 r) dt/dr \text{-----} (2-15)$$

rearrreglando e integrando a lo largo del aislamiento, se observa que:

$$q \int_{r_i}^{r_o} \frac{dr}{r} = -2\pi 3.1416 k \int_{t_i}^{t_e} dt \text{-----} (2-16)$$

$$q \ln r_o/r_i = -2\pi 3.1416 k (t_e - t_i) \text{-----} (2-17)$$

El calor transferido por unidad de longitud de tubo es:

$$q = 2\pi 3.1416 k (t_i - t_e) / \ln (r_o/r_i) \text{-----} (2-18)$$

Para una longitud L , el calor transferido es:

$$q_L = 2\pi 3.1416 k L (t_i - t_e) / \ln (r_o/r_i) \text{-----} (2-19)$$

donde:

q = calor transferido a través del recubrimiento.

t_i, t_e = temperaturas a cada lado del recubrimiento.

L = longitud del recubrimiento, medido a lo largo del eje del tubo.

k = conductividad específica.

r_i, r_o = radios mínimo y máximo del recubrimiento.

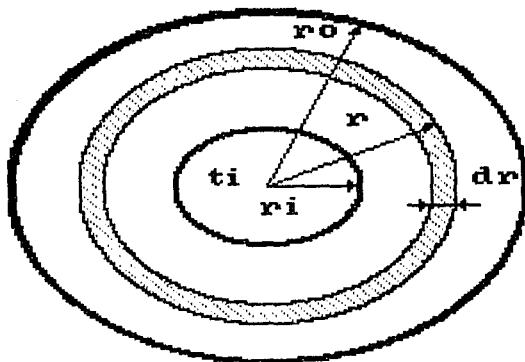


Fig. 2.2. Sección a través de un tubo cilíndrico con aislamiento. Para conocer el área promedio del recubrimiento en una tubería, cuando es de sección variable en la dirección del flujo de calor, podrá calcularse aproximadamente, usando la siguiente ecuación:

$$kA_{avg}(t_i - t_e) / x = 243.1416k(t_i - t_e) / \ln(r_o/r_i) \text{-----(2-20)}$$

$$A_{avg} = 243.1416x / \ln(r_o/r_i) \text{-----(2-21)}$$

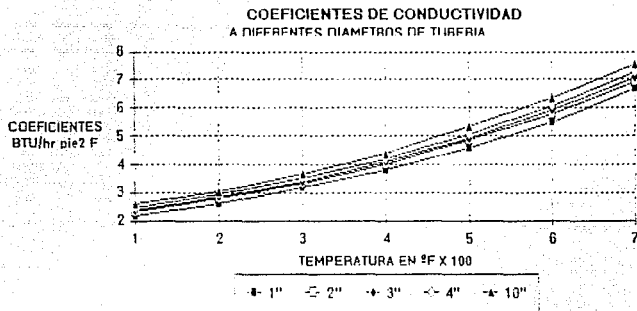
$$x = r_o - r_i$$

Donde el área A_{avg} por unidad de longitud de tubo puede estar en pies cuadrados, dependiendo de que r_o y r_i estén en pies o pulgadas.

$$A_{avg} = (A_e - A_i) / \ln(A_e/A_i) \text{-----(2-22)}$$

A_{avg} es el área promedio por unidad de longitud que puede usarse para recubrimiento como si está fuera de sección transversal constante en la dirección del flujo de calor.

Fig. 2-3 Valores de $(f_c + f_r)$ para cálculo de pérdida de calor de tuberías de hierro sin aislamiento.



El calor perdido hacia el exterior a través de tubo desnudo o aislado es afectado no solamente por condiciones de convección alrededor del tubo sino también por radiación del tubo caliente hacia los alrededores fríos del tubo para hacer uso de las ecuaciones ordinarias de convección en tuberías y cuando las pérdidas por radiación son apreciables se hace uso de factores de película determinándose perimetralmente y que incluyen ambos efectos de convección y radiación designados por $f_c + f_r$. Para esta condición los factores dependen de las condiciones de convección, diferencias de temperaturas y también del tamaño del tubo.

Para el caso de tener dos o más diferentes tipos de aislamientos en tubería colocados en serie se deberá trabajar con las áreas medias logarítmicas para cada aislamiento. Expresado en forma de ecuación queda como sigue:

$$\text{Si } C_n = (r_{(n-1)} - r_n) / (k_n (\Delta_{avg})_n)$$

$$q = (t_1 - t_e) / (1/f_0 A_c + C_1 + C_2 + \dots + C_n + 1/f_1 A_1) \quad \text{---(2-23)}$$

$$\text{Si } D_n = (\ln(r_{(n-1)}/r_n)) / k_n$$

$$q = (t_1 - t_e) / (1/(f_c + f_r) r_0 + D_1 + D_2 + \dots + 1/f_1 r_1) \quad \text{---(2-23)}$$

$f_c + f_r =$ factor compuesto por convección y radiación.

$k_1, k_2, \text{etc.} =$ conductividad de los diferentes tipos de aislamiento.

$r_0, r_1 =$ radios interior y exterior de los aislamientos.

$r_1, r_2, r_3 =$ radios de las respectivas secciones de los aislamientos.

$t_e =$ temperatura del aire exterior.

$t_1 =$ temperatura del aislamiento en contacto con el tubo.

2.1.4

TRASFERENCIA DE CALOR RADIANTE.

El calor transferido por calor radiante es proporcional a la diferencia a la cuarta potencia de la temperatura absoluta de la fuente caliente y del receptor más frío de la radiación.

$$qr = 0.172 A ((T_s/100)^4 - (T_r/100)^4) e F_a \quad \text{---(2-25)}$$

Donde:

$qr =$ calor transferido por radiación (BTU)

$A =$ área de la fuente o receptor, dependiendo del método para seleccionar F_a (pie²).

$T_s, T_r =$ temperaturas de la fuente y receptor ($t_s + 460$) y ($t_r + 460$) °F.

$e =$ factor de absorción o emisividad, expresa el grado al cual las superficies de la fuente y receptor se aproximan al cuerpo negro ideal.

$F_a =$ factor que toma en cuenta la configuración geométrica entre las superficies radiantes. Para el caso de dos placas paralelas e infinitas ($F_a = 1$), úsese:

$$e = 1 / (1/e_s + 1/e_r - 1) \quad \text{---(2-26)}$$

Para el caso de un cuerpo completamente encerrado, pequeño comparado con el recinto ($F_a = 1$) usar "e" del cuerpo encerrado así como el área del mismo cuerpo.

La emisividad o absorción para los no metales es perfecta ($e=1$) sin embargo, el negro de humo y ciertas pinturas de aceite pueden alcanzar valores de $e=0.96$. Los metales, particularmente aquellos que están altamente pulidos, tienen valores bajos: para el

aluminio pulido $e=0.039$ a 0.057 ; láminas de hierro vaciado pulido, 0.21 ; lámina de acero pulido, 0.55 a 0.60 . La mayoría de las sustancias no metálicas, sin hacer caso de su color tienen emisividades que exceden 0.8 .

2.1.5

REACCIONES FISIOLÓGICAS.

El acondicionamiento de aire tiene como objetivo, controlar las propiedades físicas y químicas del aire, de modo que se produzca aire con cualidades de confort y salud para el cuerpo humano o bien acondicionamiento de aire industrial, a fin de mantener la estabilidad física de algún material, a través de su fabricación o su período de almacenamiento.

Los factores que afectan el confort humano en orden de importancia son:

- 1.24 Temperatura.
- 1.25 Humedad.
- 1.26 Movimiento de aire y distribución.
- 1.27 Pureza.

El objetivo del calentamiento o enfriamiento de confort es mantener una atmósfera de tales características, que las personas que están ocupando el espacio puedan efectivamente perder suficiente calor para permitir el funcionamiento adecuado del proceso metabólico de sus cuerpos y no perder dicho calor tan rápidamente, que provoque enfriamiento del cuerpo.

El cuerpo disipa calor al medio ambiente a través del aire que pasa por su superficie, por métodos ordinarios de conducción o convección. El cuerpo puede también perder algo de evaporación de humedad, a través de la superficie de la piel; pero cuando se hace necesario, las glándulas sudoríparas del cuerpo permiten que grandes cantidades de agua pasen a través de la superficie de la epidermis. Si el aire en contacto con el cuerpo no está saturado, esta agua se evapora en el aire, suministrando al cuerpo mismo una apreciable cantidad de calor latente. Este proceso de enfriamiento del cuerpo es de modo especial efectivo cuando la humedad del aire es baja. El calentamiento y la evaporación de la humedad en el aire que entra a los pulmones enfría también al cuerpo.

En lo que al cuerpo humano concierne, la sensación de calor o frío que experimenta se debe a la acción conjunta de la temperatura del aire, humedad relativa y movimiento del aire. Para evaluar el efecto compuesto de estos factores se emplea el término temperatura efectiva. La temperatura efectiva (TE) se define como el índice que expresa el efecto compuesto de la temperatura del aire, humedad relativa y movimiento del aire sobre el cuerpo.

Es obvio que si la humedad relativa es baja, puede ocurrir rápidamente la evaporación de humedad en la superficie de la piel y esto puede causar un enfriamiento excesivo, por lo que no se tendrá confort al estar muy seca la superficie de la piel con la temperatura del bulbo seco muy alta. Por otra parte, si la humedad relativa es muy alta, puede prácticamente detenerse la evaporación de la superficie de la piel, pudiendo sentir confort con una baja temperatura de bulbo seco al no tener enfriamiento por evaporación. Entre estos límites de humedad se tienen diferentes niveles de confort. Desde el punto de vista de disipación de calor del cuerpo húmedo, no importa la gama de valores entre los cuales varía la humedad relativa pero hay otras consideraciones que hacen más deseable que la humedad relativa varíe entre los valores de 30 y 70% , para valores muy inferiores al 30% las mucosas de las membranas y la superficie de la piel se vuelven muy

secas para tener condiciones de confort y salud. Para valores arriba de 70% (o aún 60%) se tiene sensación de condición pegajosa. Al aumentar la velocidad del aire, se aumenta la disipación de calor en el cuerpo por convección y evaporación, disminuyendo el valor de temperatura efectiva.

TABLA 2 DISIPACION TOTAL DE CALOR DE PERSONAS

Tipo de actividad	Disipación de calor a la temperatura del cuarto - entre 60°F y 90°F (BTU/hr)
Adultos en reposo.	
Sentados	390
Parados	440
Operario moderadamente Activo	660
Operario trabajando con metales	860
Caminando a 2epn	760
Mesero de restaurante muy ocupado	1000
Caminando a 3epn	1000
Caminando a 4epn, bailando activamente	1390
Corriendo ligeramente	2290
Ejercicio máximo	3000-4800

2.1.5.1

PERDIDA DEL CALOR DEL CUERPO HUMANO

El calor que debe ser disipado por el cuerpo humano no es constante, sino que varía con el grado de actividad, las condiciones atmosféricas cuando estas no están en la zona de confort, y con el individuo. La tabla 2 da algunos valores de calor perdido por adultos a diferentes condiciones de actividad, mientras que la tabla 3 amplía estos datos en forma más conveniente para cálculos de ganancia de calor.

TABLA 3 GANANCIA DE CALOR DE PERSONAS

TIPO DE ACTIVIDAD	TIPO DE APLICACION	CALOR TOTAL DISIPADO		CALOR	
		HOMBRES ADULTOS	MODIFICADO	SENSIBLE	LATENTE
		BTU	BTU	BTU	BTU
SENTADOS EN REPOSO	TEATRO POR LA TARDE	390	390	180	150
	POR LA NOCHE.	390	350	195	155
SENTADOS TRABAJO MUY LIGERO	OFICINAS, HOTELES, - APARTAMENTOS Y RESTAURANTES.	450	400	195	205
TRABAJO MODERADAMENTE ACTIVOS	OFICINAS, HOTELES, - APARTAMENTOS.	475	450	200	250
PARADOS, TRABAJO LIGERO, CAMINANDO MUY DESPACIO	TIENDA DE DEPARTAMENTOS; - RENUEDO	550	450	200	250
CAMINANDO, SENTADO, DE PIE, CAMINANDO LENTAMENTE	BOTICA	550	500	200	300
	BANCO	550	500	200	300
TRABAJO SEDENTARIO	RESTAURANTE	490	550	220	330
TRABAJO DE BANCO LIGERO	FABRICA	800	750	220	530

TIPO DE ACTIVIDAD	TIPO DE APLICACION	CALOR TOTAL DISIPADO MODIFICADO		CALOR	
		HOMBRES ADULTOS BTU	BTU	SENSIBLE BTU	LATENTE BTU
TRABAJO MODERADO BAILANDO MODERADAMENTE	ENSAMBLE PIEZAS - CHICAS, SALA DE BAILE	900	850	245	605
CAMINANDO 3 MPH TRABAJO MODERADAMENTE FUERTE	FABRICA	1000	1000	300	700
JUEGO DE BOLOS TRABAJO PESADO	FABRICA	BOLOS 1500	1450	465	985

La modificación de la disipación de calor de los valores indicados en la tabla, se basa en porcentajes normales de hombres, mujeres y niños, considerando para una mujer adulta, 85% de valor de un hombre adulto y para un niño 75% de valor de un hombre adulto.

A bajas temperaturas, la mayor parte del calor perdido es por métodos sensibles (convección conducción y radiación), mientras que para altas temperaturas, las pérdidas mayores de calor son por evaporación.

La humedad evaporada por la superficie de un individuo está asociada con el intercambio de calor latente. Se puede desarrollar una fórmula simplificada que exprese este cambio tomando en consideración que el calor latente de vaporización del agua es aproximadamente de 1050 BTU/lb a condiciones atmosféricas normales de alrededor de 70°F.

Así 7000 granos es igual a una libra.

Pérdida por evaporación:

$$\text{BTU/hr} \div 7000 / 1050 = \text{Granos/hr} \text{-----} (2-27)$$

Pérdida por evaporación:

$$\text{BTU/hr} \div 20 / 3 \times \text{Granos/hr} \text{-----} (2-28)$$

Pérdida de evaporación:

$$\text{Granos/hr} \div 3 / 20 = \text{BTU/hr} \text{-----} (2-29)$$

2.2

TRANSFERENCIA DE MASA Y CALOR (SICOMETRIA)

2.2.1

PROCESO DE ENFRIAMIENTO Y DESHUMIDIFICACION.

Si el aire pasa a través de una superficie o de un rociador de agua cuya temperatura parte de la humedad del aire y la mezcla se enfría simultáneamente entonces parte del aire que está en contacto directo con la superficie reduce su temperatura hasta la temperatura media de la superficie según el trazo acd con condensación y consecuente deshumidificación de cad.

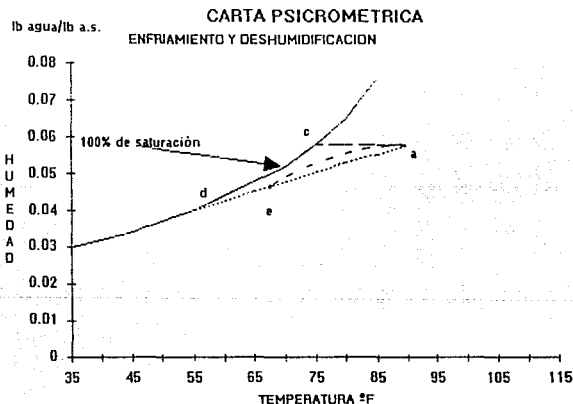


Fig. 2-3

El aire que no está en contacto con la superficie finalmente se enfriará al mezclarse con el aire si tuvo contacto y su estado final caerá sobre la línea recta entre a y d. El trayecto real no es la línea ad, sino una curva parecida a la punteada. Esto se debe a la continua mezcla del aire que estuvo en contacto directo con el aire que nunca lo estuvo (o sea el que hace By pass).

En los procesos que incluyen condensación, la temperatura t_d se llama "punto de rocío del apartado" (PRA).

El calor latente removido durante el proceso es:

$$Q = M A_w 1060/7000 \text{ (BTU/hr)} \text{-----} (2-30)$$

donde

$A_w =$ Humedad relativa en granos /lb 1060 Calor latente de vaporización en BTU/lb o bien:

$$Q_l = 0.60 V A_w \text{ (BTU/hr)} \text{-----} (2-31)$$

El calor sensible retirado es:

$$Q_s = \max. 24 (t_a - t_d) \text{ (BTU/hr)} \text{-----} (2-32)$$

De otra manera.

$$Q_s = 1.08 V (t_a - t_d) \text{ (BTU/hr)} \text{-----} (2-33)$$

El calor total es:

$$Q_t = Q_s - Q_l \text{-----} (2-34)$$

De otra manera

$$Q_t = m(h_a - h_d) \text{-----} (2-35)$$

$$Q_t = .075 \times 60 \times V(h_a - h_d) \text{-----} (2-36)$$

$$Q_t = 4.5 V (h_a - h_d) \text{-----} (2-37)$$

La relación de calor sensible retirada al calor total se llama factor de calor sensible.

$$FCS = Q_s / Q_t \text{-----} (2-38)$$

Donde

$Q_s =$ Calor sensible retirado durante el proceso.

$Q_t =$ Calor total retirado durante el proceso.

Para lograr condiciones satisfactorias en el espacio acondicionado, las condiciones del aire suministrado deben estar en un punto sobre la línea FCS.

2.2.2

PROCESO DE ENFRIAMIENTO Y HUMIDIFICACION.

Siempre que el aire no saturado pasa a través de un aspersor de agua, la humedad específica aumenta y la temperatura de bulbo seco baja. Esto constituye el proceso de saturación adiabática previamente explicado, o sea, es un proceso a bulbo húmedo constante.

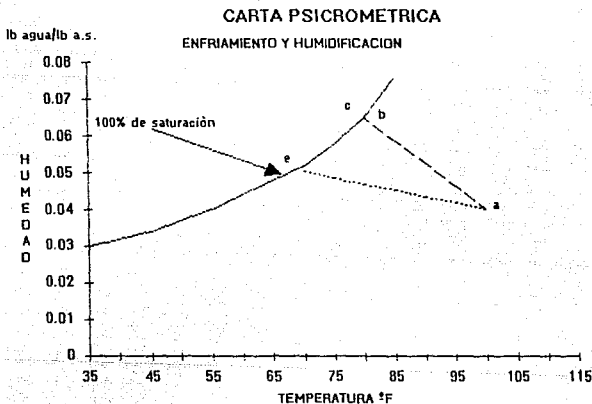


Fig. 2-4

El bulbo húmedo del aire está representado por el punto C. El aire saldrá a esta temperatura siempre que exista un buen contacto aire-agua.

El concepto de factor de By-Pass también se explica en este caso, pero para este proceso de humidificación existe otro concepto llamado eficiencia de humidificación, que se define como:

$$E = (t_a - t_b) / (t_a - t_c) \times 100 \text{-----} (2-39)$$

También puede suceder que el agua esté a una temperatura menor que la de bulbo húmedo, pero mayor que la del punto de rocío, en cuyo caso, el proceso muestra la línea ad y se enfría y humidifica simultáneamente. El aspersor de agua tendrá que ser de recirculación continúa para que se establezca el equilibrio.

2.2.3

PROCESO DE CALENTAMIENTO Y DESHUMIDIFICACION.

El calentamiento y la deshumidificación simultáneos se pueden realizar haciendo pasar el aire por un absorbente sólido o a través de un líquido absorbente. En ambos casos, el absorbente tendrá una presión de vapor de agua menor que la del aire.

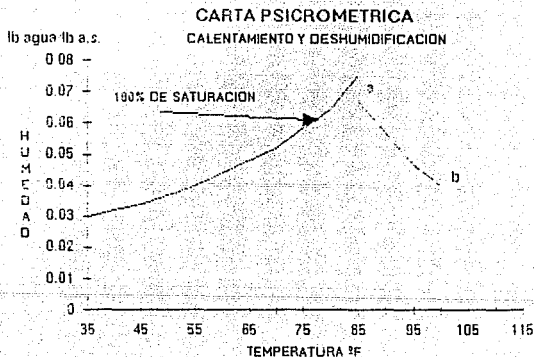


Fig. 2-5

La humedad se condensa fuera del aire; en consecuencia, el calor latente se libera y aumenta el calor sensible del aire.

Si éstas son las únicas energías que intervienen, el proceso es inverso al adiabático de saturación; pero existe un calor absorbido o generado por el material activo que se llama calor de absorción.

Para absorbentes sólidos se usa la sílice, la alúmina, etc., y para los absorbentes líquidos, sales inorgánicas o compuestos orgánicos. En ambos casos el calor desprendido interviene en el proceso, incrementando el calor sensible.

2.2.4

PROCESO DE CALENTAMIENTO Y HUMIDIFICACION.

Cuando el aire pasa a través de un humidificador puede calentarse, enfriarse o permanecer a la misma temperatura. Durante este proceso, el aire incrementa su humedad específica y Entalpía, la temperatura de bulbo seco aumenta o disminuye según la temperatura inicial del aire y del agua. Si se suministra suficiente agua en relación con el aire, éste se acercará a la saturación.

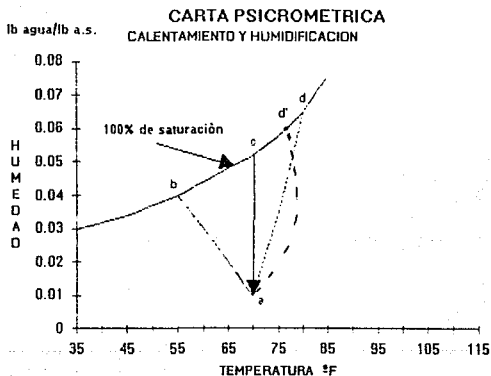


Fig. 2-6

En esta figura: a-b: Es el caso en que la temperatura del agua es menor que la del aire.

a-c: Representa la situación en que el agua está a la misma temperatura que el aire.

a-d: Es el caso en el que el agua está a mayor temperatura que el aire.

2.3

FLUJO DE FLUIDOS

Cualquier sistema en donde exista una frontera fluido-sólido, la cantidad de movimiento se transfiere del fluido a la zona fronteriza. Esta transferencia de la cantidad de movimiento se traduce en pérdidas de presión en el sistema. La magnitud de esta caída de presión depende de varios factores: Diámetro o forma de la sección del ducto y condición de su superficie, viscosidad, masa específica, temperatura y presión del fluido, transferencia de calor a/o hacia el líquido y tipo de flujo (viscoso o turbulento).

Cuando un fluido circula por un tubo o ducto se tiene siempre una película delgada del fluido adherida a un lado del tubo, la cual no se mueve apreciablemente. En flujo viscoso o flujo laminar, cada partícula de fluido se mueve paralelamente al movimiento de las otras partículas. La velocidad máxima ocurre en el centro del ducto y la velocidad promedio sobre la sección completa es igual a la mitad de la velocidad máxima. La magnitud de la caída de presión para fluido viscoso puede calcularse por la relación de Poiseuille:

$$\Delta P = 32BLV/gD^2 \text{-----} (2-40)$$

Se puede observar que para fluido viscoso la caída de presión (ΔP libras por pie cuadrado) es directamente proporcional a la viscosidad (B libras por pie segundo), a la longitud equivalente del tubo (L , pies) y a la velocidad (V , en pies por segundo); y que es inversamente proporcional a la constante gravitacional y al cuadrado del diámetro equivalente del ducto (D en pies).

Cuando se aumenta la velocidad del flujo arriba de una cierta velocidad crítica, el flujo viscoso descrito anteriormente, se vuelve flujo turbulento. El flujo turbulento tiene numerosas corrientes sueltas y cruzadas en la corriente del flujo y por lo tanto no se aplica la ecuación 2-40. La velocidad promedio sobre la velocidad completa para flujo turbulento es aproximadamente .8 del valor máximo. En la práctica de ingeniería el flujo turbulento es el tipo de flujo más empleado y se aplican las relaciones indicadas en las ecuaciones 2.41 y 2.42. La caída de presión en lb/pie es:

$$\Delta P = (f) (L/D) V^2 / 2g \text{-----} (2-41)$$

$$\Delta P = f L V^2 / 8g r \text{-----} (2-42)$$

Donde:

- f = factor de fricción.
- L = longitud equivalente del tubo en pies.
- D = diámetro del conducto, en pies
- f = masa específica del fluido en lb/pie cúbico.
- V = velocidad del fluido en pies por segundo.
- g = 32.17, la constante gravitacional.
- r = radio hidráulico que es el área de la sección del conducto dividida entre el perímetro mojado. Para un tubo circular:

$$\mu = 3.1416/4 D^2/3.1416 D=D/4 \text{-----} (2-43)$$

El uso de estas relaciones de flujo y fricción están muy relacionadas con la viscosidad (μ) del fluido y con el número de Reynolds. La viscosidad absoluta o coeficiente de viscosidad de un fluido se define como la fuerza tangencial necesaria para mover una superficie plana de fluido de área unitaria a una velocidad unitaria, relativa a una superficie plana paralela a la del fluido, a una distancia unitaria cuando el espacio que interviene está lleno del fluido considerado.

2.3.1

NUMERO DE REYNOLDS.

El número de Reynolds (R) es un número adimensional de utilidad en relación a los factores de fricción para flujo a condiciones variables. En notación simbólica el número de Reynolds aparece como:

$$R=DV/\mu \text{-----} (2-44)$$

ó también

$$R=DV/\nu \text{-----} (2-45)$$

donde:

ν = viscosidad cinemática

2.3.2

FACTOR DE FRICCIÓN.

Un uso del número de Reynolds es el de servir como base para mostrar las variaciones en el factor de fricción f . En la región turbulenta, la rugosidad de la superficie del tubo tiene una influencia significativa en los valores del factor de fricción.

Para los casos raros de flujo viscoso el factor de fricción f , prácticamente es independiente de la superficie a causa de lo estable de la película adhesiva; por lo tanto, no aparece en la ecuación 2-40. Sin embargo, para calcular la caída de presión se utilizan las ecuaciones 2.41 y 2.42, las cuales incluyen los factores de fricción.

El factor de fricción puede obtenerse igualando las ecuaciones 2-40 y 2-41.

$$398LV/(gD^2)=f (L/D) \nu^2/(2g) \text{-----} (2-46)$$

ó sólo para flujo viscoso,

$$f=64B/(DV)=64/R \text{-----} (2-47)$$

Para flujo turbulento, f debe determinarse de datos experimentales.

Para ductos de sección transversal no circular, los factores de fricción pueden ser muy diferentes de aquellos para sección circular. Por ejemplo, un ducto de sección rectangular ofrece mucha más resistencia al flujo de fluidos que si fuese ducto cuadrado o circular cuando cada uno de ellos tiene igual valor de sección transversal. En general, las menores caídas de presión se tienen para la mayor área con un mínimo perímetro de ducto. El radio hidráulico (r_h), el cual se define como el área de la sección transversal dividido por el perímetro de contacto con el fluido, es muy útil para establecer comparaciones de formas de secciones.

Grupo 1. Aire caliente y de retorno en el bonete o pleno
(longitudes equivalentes basadas en ducto de 8" Prof.)

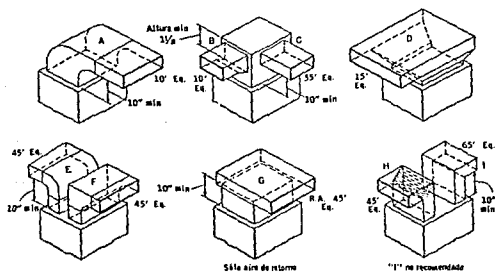
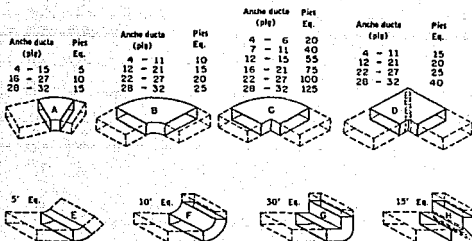
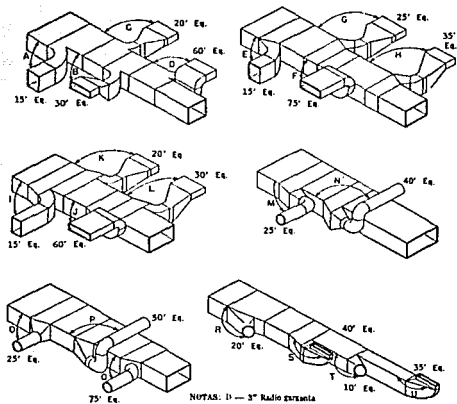


Fig. 2-6

Grupo 2. Angulos y codos para ductos principales
(longitudes equivalentes basadas en ductos de 8" Prof.;
radio interior de la mitad del ancho del ducto)



Grupo 3. Salidas del ducto principal



Grupo 4. Uniones de transición de ramales a ductos verticales

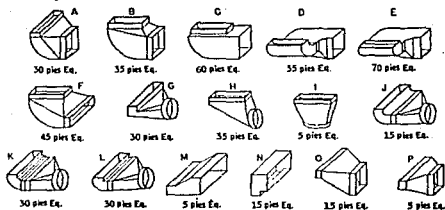


Fig. 2-3

Grupo 5. Angulos para ductos verticales, codos y combinaciones (A y B tienen 3" de radio en garganta, D y E tienen 5" radio en garganta)

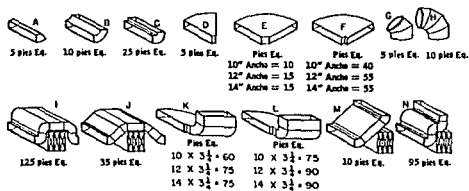


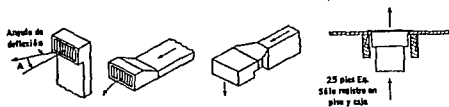
Fig. 2-4

Codigo de 3 partes							
	R/W	0	.2	.4	.6	.8	1.0
	L/W	70	34	28	33	54	60
	R_1/W	0	.2	.3	.2	.3	
	R_2/W	0	.4	.5	.4	.5	
	R_3/W	0	0	0	.6	.7	
	L/W	70	22	22	18	20	
	$L/W=20$						
	14						
	15						
	$L/W=15$						
	20						
	70						

Codigo con varias relaciones R/W								
	$R/W=0.5$	R/W	0	.2	.4	.6	.8	1.0
	L/W	60	20	19	24	30	60	
	$R/W=0.5$	R_1/W	0	.2	.3	.4	.5	.6
	R_2/W	0	.4	.5	.6	.7	.8	
	L/W	60	16	19	20	21	24	
	$R/W=0.7$	R/W	0	.4	.6	.8	1.0	1.2
	L/W	24	15	12	14	21	24	
	$R/W=1.0$	R/W	0	.7	.8	.9	1.0	1.2
	L/W	10	80	80	74	72	74	

Fig. 2-11

Grupo 7. Registros, incluyendo pérdidas en salidas y presiones de velocidad



LONGITUD EQUIVALENTE DE REGISTROS (pies)

Tipo	Angulo de deflexión A				
	0°	15°	22°	30°	45°
Registro empotrado arriba o abajo	35	40	45	60	115
Registro en piso sólo con caja ...	25

Nota. Para registros con deflexiones en dos direcciones, sume los ángulos de deflexión horizontal y vertical y multiplíquelos por 0.7.

Fig. 2-12

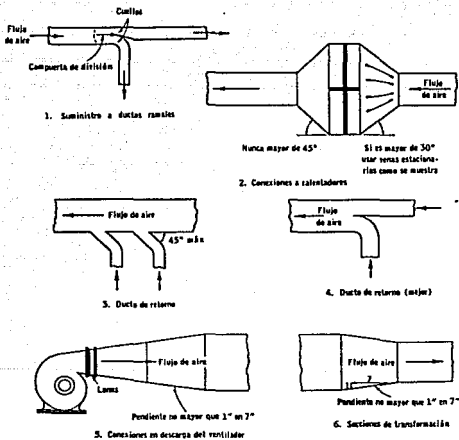


Fig. 2-13 Arreglos y uniones de equipos para ductos.

Para una sección circular de diámetro del radio hidráulico:

$$n = \text{área/perímetro} = (3.1416/4)D^2 / (3.1416D) = 0/4 \text{---(2-48)}$$

$$D = 4n \text{-----(2-49)}$$

Para una sección transversal de lados H y W en unidades consistentes de longitud.

$$n = HW / (2(H+W)) \text{-----(2-50)}$$

Para un conducto cuadrado de lado a , el radio hidráulico es:

$$r = a^2 / (4a) = a/4 \quad (2-51)$$

y así:

$$a = 4r \quad (2-52)$$

2.3.3

FLUJO DE AIRE EN DUCTOS Y PERDIDAS.

La ecuación de energía aplicable al caso de aire fluyendo en un ducto es:

$$P_1 V_1 + V_1^2 / 2g = P_2 V_2 + V_2^2 / 2g + 778 (U_2 - U_1) \quad (2-53)$$

donde $778(U_2 - U_1)$ son las pérdidas de carga.

Esta ecuación establece los términos de la energía mecánica en un punto dado, especialmente en el que el trabajo del flujo ($P_1 V_1$) más la energía cinética en otro punto cualquiera más la disipación de energía mecánica a m interna (pérdidas), la cual necesariamente ocurre. En el caso del aire, para PV , se usa el término carga estática o presión estática y para el $V^2/2g$ carga de velocidad o presión de velocidad y la suma de la presión estática y la presión de velocidad es la presión total o presión dinámica total o carga (ht).

2.4

FILTRACION

Las impurezas más frecuentes en el aire son carbono, bacterias, polen de plantas, polvo procedente de algún proceso de fabricación, polvo de la tierra, tal como arena, excremento de animales y hule de las llantas, y de vestiduras hilazas, partículas de cuerpo ó algo similar. La mayor parte del polvo contenido en la atmósfera tiene partículas menores de 5 micras, pero muchas de las partículas que llegan a los filtros son de dimensión mayor a 800 micras. Las partículas de polvo de alrededor de 6 micras causan daño a los pulmones. Las partículas de humo tienen un tamaño promedio de 0.3 micras. La velocidad del aire máxima recomendada, a través de la cara, dependerá del tipo de filtro con una caída de presión máxima permisible de cerca de 0.5 pulgadas de columna de agua.

La eficiencia de filtros mecánicos residencial y comercial liviano puede variar de 25% para un equipo de ventana hasta quizás 75 a 85% para el mejor equipo central de calefacción y aire acondicionado.

Los medios de filtración más utilizados son:

- 1.39 Contacto con el agua (lavado).
- 1.40 Filtrado seco.
- 1.41 Filtrado húmedo.
- 1.42 Unidades electrostáticas
- 1.43 Separación centrífuga.

2.4.1

LAVADO

En las lavadoras el aire es pasado a través de agua pulverizada y muchas de las partículas de polvo caen junto con el agua a un depósito abierto abajo de la cámara de pulverización, en donde la mayor parte de polvo se asienta en el piso del depósito como sedimento o lodo.

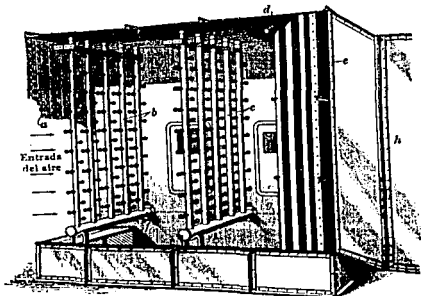


Fig. 2-14 Lavadora de aire con la cubierta quitada

La velocidad del aire a través de lavadoras en general es de 500 pies/min, basada en el área total.

2.4.2

FILTRADO EN SECO

En los primeros filtros secos que se usaron se encuentran los tejidos plegados unidos con hilo y colocados alrededor de aberturas circulares por donde se tiene el paso del aire.

El sucesor moderno de este tamiz primitivo es, por lo general, construido en forma de acordeón para así aumentar el área del filtrado y sin tener una gran profundidad en el mismo. Los filtros pueden construirse especialmente de tejido de algodón o de composición de celulosa.

La velocidad del aire a través de los filtros es de 10 a 50 pies/min, dependiendo del tipo de tejido que tengan. Los filtros secos tienen que construirse de tal modo que las sustancias que lo constituyen absorban el mínimo de humedad, ya que ésto podría obstruir el paso del aire a través del filtro.

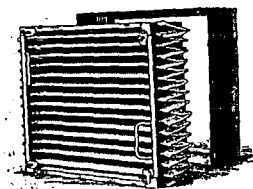


Fig. 2-15 Filtro de aire tipo seco con material de celulosa

2.4.3

LIMPIADORES DE AIRE CON CUBIERTA VISCOSA

Los limpiadores de aire con cubierta viscosa operan bajo un principio completamente diferente de los de tejidos. El aire es diluido en una gran cantidad de corrientes muy finas, pasando a gran velocidad a través del limpiador, mientras que el polvo, debido a su impulso, es más difícil de desviar de su curso y, por lo tanto, se acumula a un lado del elemento limpiador o bien pierde velocidad y se acumula en el otro lado del mismo. Los elementos son cubiertos con adhesivos que no se evaporan, por lo que las partículas de polvo son atrapadas sin importar tamaño de las mismas.

Los materiales usados en estos filtros de aire son muy diferentes, pero comercialmente se emplean sustancias inorgánicas como lana de vidrio, alambre de hierro, fibra tejida de cobre o de lámina metálica desplegada.

Un diseño común es el de celdas de 20plg. por 20 plg. en las cuales el aire que puede pasar por ellas es de 800 pies³/min. y la resistencia promedio (cuando se tiene aproximadamente la mitad de la posible acumulación de polvo) es aproximadamente de 0.28 plg. de agua.

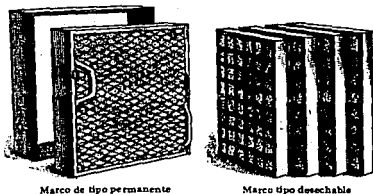


Fig. 2-16 Filtro de aire tipo celda con cubierta viscosa

2.4.4

LIMPIEZA ELECTROSTATICA DEL AIRE.

El método electrostático para la precipitación de polvos u otras partículas contenidas en el aire consiste de tubos electrónicos y fuentes de energía con voltajes en corriente alterna tan bajos como 115 watts desarrollando voltajes de 13000 y 6000 volts en corriente directa necesarios en los circuitos ionizador y colector. Para las unidades de limpieza electrostática se requiere alrededor de 40 watts por cada mil pies cúbicos de aire purificado por minuto.

El aire pasa primero a través de una sección ionizada, a medida que el aire y las partículas cargadas fluyen hacia las celdas del colector, las partículas cargadas son separadas del aire, por atracción eléctrica hacia la superficie de las placas colectoras. Las partículas así separadas, se adhieren sobre las placas con ayuda de una cubierta adhesiva, mientras que el aire limpio pasa a través de ellas. Para extraer la acumulación de polvo, las celdas colectoras se limpian periódicamente lavándolas con agua caliente, la cual es rociada sobre las placas colectoras utilizando para ello una tobera.

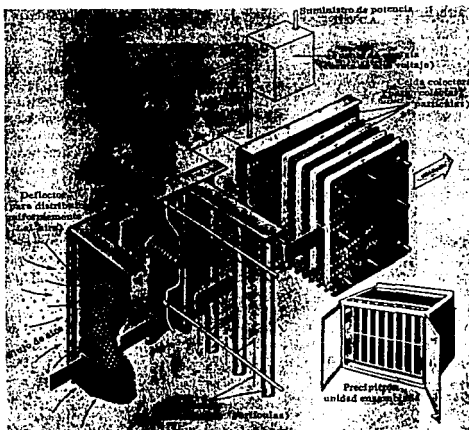


Fig. 2-17 Principio de operación del limpiador de aire Precipitón

2.4.5

SEPARACION CENTRIFUGA DEL POLVO.

Esto se da mediante un separador ciclónico el cual comprende una cubierta que tiene forma de embudo, la cual recibe aire a alta velocidad con una carga relativamente pesada de sólidos. El ducto de descarga del ventilador de extracción entra tangencialmente al cuerpo del separador cerca de la parte superior del mismo y el aire gira como un vórtice alrededor de la periferia exterior y baja por los lado del separador. El diámetro del ciclón debe ser por lo menos $3\frac{1}{2}$ veces el diámetro del ducto de descarga del ventilador.

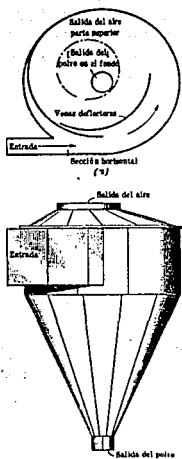


Fig. 2-18 Separador ciclónico de polvo.

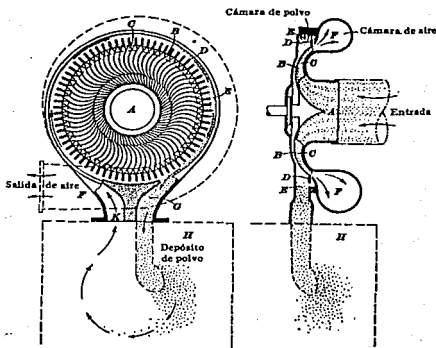


Fig. 2-19 Separador de polvo rotoclone.

III. ELABORACION DE UN PROGRAMA APLICADO AL DISEÑO DE UNIDADES DE AIRE ACONDICIONADO

En este capítulo se describen los factores que determinan el diseño de los sistemas de aire acondicionado así como los algoritmos utilizados en el programa para evaluar los sistemas.

3.10

CARGA DE CALENTAMIENTO

Las partidas que se consideran para calcular la carga de calentamiento de un espacio son: Calor perdido a través de áreas de paredes expuestas al exterior, incluyendo lo que se pierde a través de paredes exteriores, techos o de cielo falso a áticos sin calefacción, y a través del piso de espacios sin calefacción, pero no se incluyen ventanas ni áreas de puertas.

2.

Calor perdido a través de superficies de vidrios y puertas.

3.

Calor necesario para calentar el aire que entra por infiltraciones a través de ventanas exteriores y hendiduras de puertas y por otros lados donde se tengan fugas. En proyectos completos de acondicionamiento de aire con ventanas selladas, esta partida puede estar constituida por el aire de ventilación tomado del exterior.

4.

Otras diversas necesidades de calor, como humidificación del aire exterior y factores de seguridad para tomar en cuenta algunos imprevistos.

3.1.1

CALOR PERDIDO EN MUROS

Constituye principalmente las llamadas pérdidas de aislamiento del edificio. Para pérdidas de calor de este tipo se utiliza la relación básica en transferencia de calor:

$$Q_w = U_w A_w (t_i - t_e) \text{-----} (3-1)$$

El área de ventanas y puertas deberá restarse del área de pared expuesta.

Los valores de las temperaturas interiores de diseño deberán seleccionarse de la tabla 4 sin embargo, un valor de 70°F es un buen número. Al seleccionar la temperatura de diseño dentro de estos valores, deberá considerarse la humedad relativa probable del lugar y lo frío que se tengan las paredes y superficies de ventanas expuestas del lugar considerado ya que la humedad relativa en los espacios calentados durante el invierno puede ser de menos del 30%, deberá tenerse una temperatura de bulbo seco mayor para dar el mismo grado de comodidad que si se tuviera una humedad relativa de 45 a 50%. Esto es particularmente cierto al haber baja temperatura y no proveer la humidificación necesaria, pues el aire seco exterior que entra por infiltración podrá reducir la humedad relativa a valores tan bajos como 10 al 25%.

TABLA 4 Temperaturas de bulbo seco interior, generalmente especificadas para calefacción (invierno)

Tipo de espacio	Escala de temperaturas (°F)
Auditorios	68-72
Aulas en escuelas	70-72
Baños de vapor	110
Casas	70-72
Cocinas y lavanderías	66
Comedores y merenderos	65-70
Cuartos de baño en geral.	70-80
Edificios públicos	68-72
Establecimientos Comerciales	65-68
Fábricas	
Trabajo ligero	60-65
Trabajo pesado	50-60
Gimnasios	55-65
Hospitales	
Cuartos de operación	70-95
Cuartos de pacientes	70-72
Hoteles	70
Pasillos en teatros	68
Piscinas	75
Retretes	68
Salones de Baile	65-68
Talleres de pintura	80

La temperatura exterior de diseño deberá seleccionarse de la tabla 5 para los Estados Unidos y de la figura 3-1 para la República Mexicana. Estas temperaturas mínimas no se utilizan como temperaturas de diseño, ya que ellas ocurren raras veces y son de corta duración; cuando sólo se tiene el dato de valores mínimos deberá usarse una temperatura de 10 a 15 °F arriba de la temperatura mínima.

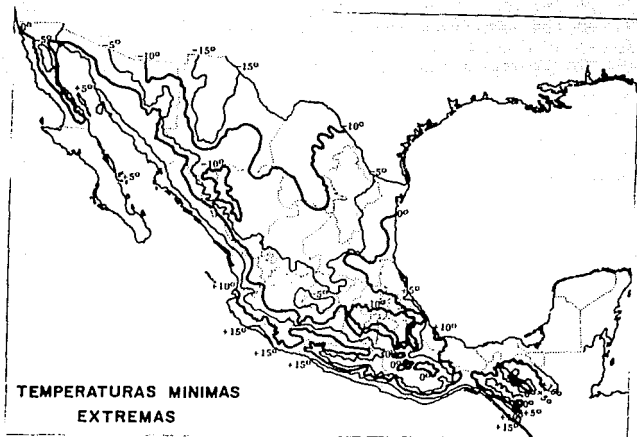


Fig. 3-1 Distribución geográfica de la temperatura mínima extrema en México.

TABLA 5

Estado y ciudad	temp. de Diseño('F)	Vel prom. (mph) direc.	Días grado
Arizona			
Phoenix	25	5E	1405
Tucson	25		1845
California			
Los Angeles	35	6NE	1391
San Francisco	35	8N	3264
Colorado			
Denver	-10	8S	5874
Florida			
Miami	35	8NO	Ninguno
Tampa	38	8NE	Ninguno
Georgia			
Atlanta	10	12NE	2890
Illinois			
Chicago	-10	12SO	62900
Misuri			
Kansas City	-10	11SP	4852
Louisiana			
New Orleans	20	9N	1024
Michigan			
Detroit	-10	13SO	6560
Nevada			
Las Vegas	20	S	2844
Reno	-5	6O	5872
Nueva York			
Nueva York	0	17NO	5280
Texas			
Houston	20	11SE	5555
Canada			
Vancouver	10	5E	5573
Toronto, Ont.	-10	14SO	7732

3.1.2

CALOR PERDIDO POR VIDRIOS Y PUERTAS

Para el cálculo de pérdidas por ventanas y puertas se usa la siguiente ecuación:

$$Q_g = U_g A_g (t_i - t_e) \text{-----} (3-2)$$

Se selecciona U_g de la tabla 6 para ventanas, cuando se desea mucha exactitud deberá considerarse la temperatura a la altura media de la ventana en lugar del valor de t_i .

TABLA 6

LAMINAS VERTICALES DE VIDRIO

Número de láminas Espacio de aire plg. Exposición exterior División interior	Una		Dos		Tres		
	Ninguna	1	1	1 ¹	1	1	1 ¹
	1.13	0.61	0.55	0.53	0.41	0.36	0.34
	0.75	0.50	0.46	0.45	0.38	0.33	0.32

LAMINAS HORIZONTALES DE VIDRIO

Número de láminas Espacio de aire plg. Exposición exterior División interior	Una		Dos	
	Ninguna	1	1	1 ¹
	1.40	0.70	0.66	0.63
	0.96	0.59	0.56	0.56

PAREDES HUECAS DE BLOQUES DE VIDRIO

Descripción	U	
	Exposición Exterior	Exposición Interior
Espesores:		
5 3/4 x 5 3/4 x 3 7/8 plg	0.60	0.46
7 3/4 x 7 3/4 x 3 7/8 plg	0.56	0.44
11 3/4 x 11 3/4 x 3 7/8 plg	0.52	0.40
7 3/4 x 3 3/4 x 3 7/8 plg	0.48	0.38
Pantalla de fibra de vidrio dividiendo la cavidad		
11 3/4 x 11 3/4 x 3 7/8 plg	0.44	0.36
Pantalla de fibra de vidrio dividiendo la cavidad		

FACTORES APROXIMADOS APLICACION A VENTANAS

Descripción de la ventana	Vidrio simple		Vidrio doble		Ventana con bastidor de seguridad	
	% vidrio	Factor	% vidrio	Factor	% vidrio	Factor
Láminas	100	1.00	100	1.00
Bastidor de mad.	80	0.90	80	0.95	80	0.90
	60	0.80	60	0.85	60	0.80
Bastidor meta.	80	1.00	80	1.20	80	1.00
Aluminio	80	1.10	80	1.30	80	1.10

3.1.3 CALOR PERDIDO POR INFILTRACION

La cantidad de aire que pasa a través de hendiduras y claros alrededor de ventanas y puertas dependerá principalmente de lo hermético de la construcción y de la velocidad del viento.

El aire infiltrado que entra a un edificio sale en la misma proporción en que entró. En el caso de un edificio alto se debe sumar el efecto de chimenea al efecto del viento para el cálculo de la infiltración. Las siguientes fórmulas pueden usarse para determinar la velocidad del viento juntamente con la tabla 7 en el supuesto de que exista una zona localizada a la mitad de la altura del edificio:

$$V_e = (V^2 - 1.75a) \cdot 5 \dots \dots \dots (3-3)$$

$$V_e = (V^2 - 1.75b) \cdot 5 \dots \dots \dots (3-4)$$

donde:

- V_e = velocidad equivalente del viento, en millas por hora.
- V = Velocidad del viento sobre la cual se basa la infiltración si el efecto de chimenea es despreciado, en millas por hora;
- a = Distancia de la ventana analizada hasta la mitad de la altura del edificio, cuando la ventana está arriba de la parte media del edificio, en pies;
- b = Distancia de la ventana analizada hasta la mitad de la altura del edificio, cuando la ventana está abajo de la parte media del edificio, en pies.

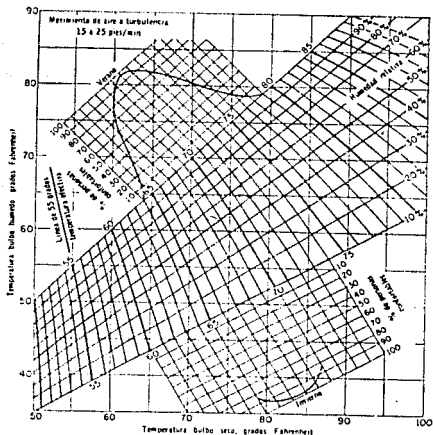


FIG. 10-1. Gráfica de confort de la ASHVE para velocidades del aire de 15 a 25 pies/min. Las zonas de confort para verano e invierno se refieren a personas de los Estados Unidos. La calefacción en el invierno es por los métodos convencionales y no por métodos de radiación. Los valores en el verano no se aplican para estancia de menos de 3 hr.

TABLA 7 Infiltración por hendiduras a través de
ventanas y puertas

(Pies cúbicos por hora pie de hendidura)

Tipo de abertura	Observaciones	Velocidad del viento (mph)				
		5	10	15	20	25
Ventana de madera de doble bastidor (no hermético)	Promedio: no a prueba de agua	7	21	39	59	80
	Promedio a prueba de agua	4	13	24	36	49
	Ajuste pobre: no a prueba de agua	27	69	111	154	199
	Ajuste pobre: a pba. de agua	6	19	34	51	71
	Alrededor del marco de ventanas: pared de ladrillo no ajustada	3	8	14	20	27
	Alrededor del marco de ventana: pared de ladrillo ajustada	1	2	3	4	5
Ventana metálica de doble bastidor	Alrededor del marco de ventana: marco de estructura de madera	2	6	11	17	23
	No a prueba de agua; no hermética	20	47	74	104	137
	No a prueba de agua; hermética	20	45	70	96	125
Ventana metálica en bastidor simple	A prueba de agua; no hermética	6	19	32	46	60
	Industrial; pivoteada horizontalmente	52	108	176	244	304
	Puerta-ventana residencial	14	32	52	76	100
Puertas	Pivoteada verticalmente	30	88	145	186	221
	Bien ajustadas	27	69	110	154	199
	Mal ajustadas	54	138	220	306	398

Un método aproximado que se usa algunas veces para calcular la infiltración de aire es el llamado método de cambios supuestos de aire. Para la gran mayoría de los cuartos o espacios, un volumen de aire por hora de aire infiltrado equivalen a un volumen de medio a tres veces el volumen del cuarto considerado. Para un cuarto con dos paredes expuestas, un valor tipo de cambios de aire por hora es de 1½, para establecimientos comerciales 1 a 3 cambios por hora y para dormitorios 1 a 2 cambios. El método no es muy confiable para ser recomendado, pero al menos medio cambio por hora deberá considerarse para cualquier espacio.

Expresando como una ecuación, el calor perdido es:

$$Q_{inf} = 0.244 q d (t_i - t_e) \text{-----} (3-5)$$

Donde

Q_{inf} = calor perdido por infiltración (BTU/hr).
 q = aire infiltrado (pie³/hr)
 d = peso específico del aire (lb/pie³)
 t_i = temperatura interior ('F)
 t_e = temperatura exterior ('F)

A condiciones normales la ecuación anterior se puede escribir como:

$$Q_{inf} = 0.018 q (t_i - t_e) \text{-----} (3-6)$$

3.2

CARGA DE ENFRIAMIENTO

Para evaluar la carga térmica por medio de enfriamiento se deben considerar las siguientes fuentes:

1. Transmisión de calor a través de obstáculos o barreras tales como paredes, puertas, ventanas, cielos falsos, pisos y divisiones, el causado por las diferentes temperaturas que se tienen en los dos lados de la barrera.
2. Calor producido por efectos solares.
 - a Transmitedo por radiación a través de ventanas y absorbido por el interior por superficies y mobiliario.
 - b Absorbido por paredes o techo expuestos a los rayos solares y transferido al interior.
3. Calor y humedad inducido con la infiltración de aire.
4. Carga de calor de los ocupantes (sensible y latente)
5. Carga de calor de maquinaria, aparatos, alumbrado y equipo de combustión.

3.2.1

TRANSMISION DE CALOR A TRAVES DE BARRERAS.

La transmisión de calor a través de barreras, se calcula por métodos desarrollados en el capítulo 2 para el cálculo de la carga de calefacción. Se aplica básicamente la Ec. 3-1, empleando las temperaturas de diseño interiores y exteriores.

Para el caso de carga de enfriamiento, la temperatura exterior normalmente es mayor que la temperatura interior y en consecuencia la ecuación es la siguiente:

$$Q = AU (t_o - t_i) \text{-----} (3-7)$$

De la tabla 8 se selecciona la temperatura de bulbo seco interior, que se usará para el diseño y por lo general se le considera de 80 °F. En la tabla 9 se tienen algunas temperaturas de diseño exterior para algunas ciudades en el extranjero. Es necesario conocer las condiciones promedio de la localidad para resolver los problemas de acondicionamiento.

TABLA 8 Condiciones interiores de diseño para enfriamiento confortable en verano

Diseño exterior Bulbo seco (°F)	Est. de + de 40 min.		Est. de - de 40 min.		Bulbo seco °F	Bulbo Hum. °F	Hum. Rel. %	Temp. Efva
	Bulbo seco °F	Bulbo Hum. °F	Hum. Rel. %	Temp. Efva				
80	75	65	60	71	76	66	61	72
	77	63	47	71	78	64	47	72
	79	61	35	71	80	62	36	72
85	76	66	61	72	77	67	61	73
	78	64	47	72	79	65	48	73
	80	62	36	72	81	63	46	73
90	77	67	61	73	78	69	64	74
	79	65	48	73	80	67	52	74
	81	63	36	73	82	65	40	74
95	78	69	64	74	79	70	65	75
	80	67	52	74	81	68	52	75
	82	65	40	74	83	66	41	75
100	79	70	65	75	81	71	63	76
	81	68	52	75	83	69	50	76
	83	66	41	75	85	67	38	76
105	80	71	65	75.5	81	72	65	76.5
	82	69	52	75.5	83	70	54	76.5
	84	67	42	75.5	85	68	41	76.5

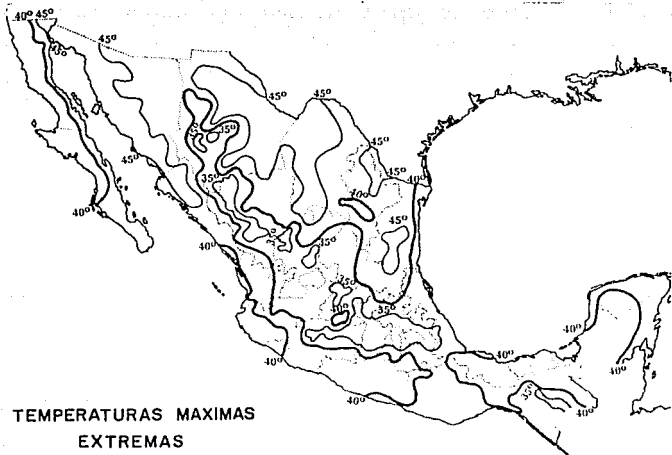


Fig. 3-2 Distribución geográfica de las teperaturas máximas extremas en México

TABLA 9

Estado y ciudad	temp. de Diseño(°F)	Bulbo húmedo (°F)
Arizona		
Phoenix	105	76
Tucson	105	72
California		
Los Angeles	90	70
San Francisco	85	65
Colorado		
Denver	95	64
Florida		
Miami	91	79
Tampa	95	78
Georgia		
Atlanta	95	76
Illinois		
Chicago	95	75
Misuri		
Kansas City	100	75
Louisiana		
New Orleans	95	79
Michigan		
Detroit	95	75
Nevada		
Reno	95	65
Nueva York		
Nueva York	95	75
Texas		
Houston	95	78

3.2.2

CALOR DE EFECTOS SOLARES

Al incidir los rayos solares contra un plano de vidrio se refleja una pequeña cantidad de su energía aumentando en consecuencia su temperatura, pero la mayor parte de la energía pasa a través del mismo. La radiación solar que penetra depende del ángulo de incidencia de los rayos sobre la ventana y se tendrá una mayor radiación reflejada mientras más difiera este ángulo del valor de 90°. En el caso de vidrio simple y limpio que esté perpendicular a los rayos, alrededor de 87% de la radiación pasa a través de él.

La intensidad de la radiación solar sobre las paredes o a través de las ventanas varía con la hora del día y la estación del año y la latitud. El calor solar que pasa a través de las ventanas es principalmente absorbido por los muebles colocados en el interior y por las paredes interiores y pisos.

El calor entregado por radiación solar puede reducirse con el uso apropiado de toldo, persianas venecianas, o sombras, las cuales reducen la carga del equipo de aire acondicionado.

Al utilizar toldos o algunos otros obstáculos a los rayos solares, serán más efectivos si se colocan por fuera de las ventanas. La efectividad de los diferentes dispositivos utilizados para dar sombra puede verse analizando los factores F_s de la tabla 10.

TABLA 10 Efecto del sombreado sobre la ganancia instantánea de calor a través de ventanas de vidrio común de espesor sencillo.

Tipo de sombreado	Acabado en el lado expuesto al sol	Fracción de ganancia a través de ventana no sombreada	
Toldos de lona lados abierto	Oscuro o medio	0.25	
Parte superior y lados ajustados al edificio	Oscuro o medio	0.35	
Cortina interior de rollo totalmente bajada	Blanco, crema	0.41	
	Medio	0.62	
	Oscuro	0.81	
Desenrollada a medias	Blanco, crema	0.71	
	Medio	0.81	
	Oscuro	0.91	
Persianas Venecianas interiores, hojas a 45°	Blanco, crema	0.56	
	Difusa reflectante de aluminio	0.46	
	Medio	0.45	
	Oscuro	0.75	
Persianas Venecianas exteriores, hojas a 45°	Blanco, crema	0.15	
Hojas a 45° extendidas como toldo cubriendo toda la ventana	Blanco, crema	0.15	
Hojas a 45° extendidas como toldo cubriendo 2/3 de ventana	Blanco, crema	0.43	
Persianas exteriores		Oscuro & Verde	
Altitud solar		0.52	0.46
10°		0.40	0.35
20°		0.25	0.24
30°		0.15	0.22
más de 40°			

Las tablas 11 y 12 con la ayuda de la tabla 13, dan las bases para calcular la ganancia de calor a través del vidrio para diferentes condiciones de verano. Aunque estos valores están indicados para el mes de agosto, pueden usarse para otros períodos del verano.

TABLA 11

SALVANCIA DE CALOR POR RADIACION SOLAR A TRAVES DE VIDRIOS
(Elt/h pie²)

Latitud	24°			32°			40°					
Hora est.	19 a.m.	Mediod. 13 p.m.	16 p.m.	19 a.m.	Mediod. 13 p.m.	16 p.m.	19 a.m.	Mediod. 13 p.m.	16 p.m.			
Mirando hacia el N	28	37	33	12	27	36	32	14	25	34	30	15
para sombra												
ME	135	47	32	9	118	41	31	9	101	36	30	10
E	202	71	32	9	202	70	31	9	199	68	30	10
SE	153	83	33	9	168	107	45	9	181	131	34	10
S	32	68	48	9	41	104	71	11	59	141	98	14
SO	26	50	147	65	25	64	168	98	24	84	187	90
O	26	39	171	100	25	38	168	115	24	36	165	129
NO	26	38	153	76	25	36	82	85	24	34	65	92
Horizontal	153	267	215	39	150	256	207	41	142	239	194	42

GANANCIAS DE CALOR A TRAVES DE VIDRIOS
BTU/hr pie²

Latitud	48°				56°			
Hora est. (Mirando hacia)	9 a.m.	12 p.m.	3 p.m.	6 p.m.	9 a.m.	12 p.m.	3 p.m.	6 p.m.
H (para sombra)	23	32	28	15	22	29	26	15
NE	145	33	28	11	69	30	26	11
E	195	65	28	11	188	61	26	11
SE	191	151	35	11	197	167	38	11
S	76	171	123	18	91	194	143	22
SO	23	98	200	160	22	112	210	108
O	23	33	161	139	21	30	154	145
NO	23	32	50	96	21	29	39	97
Horizontal	131	215	176	43	116	187	154	42

FACTORES DE GANANCIA DE CALOR POR
RADIACION SOLAR A TRAVES DE VIDRIOS

Tipo de vidrio	sin sombra	con sombra (persiana veneciana cerrada, cortinas liradas o cortinas de enrollar)
Vidrio plano (1/8")	1	0.64
Vidrio plano (1/4")	0.95	0.64
Vidrio que absorbe calor o con algun color (3/16")	0.72	0.57
Vidrio reflectivo (1/4")	0.38-0.60	0.25-0.5
Vidrio claro con pelicula reflectiva aplicada por el interior	0.25-0.45	0.21-0.35
Vidrios dobles		
Vidrios claros (1/8")	0.9	0.57
Vidrios claros (1/4")	0.83	0.57
Pelicula que absorbe calor en. en exterior; vidrio claro en el int.	0.56	0.39

FACTORES DE SOMBRA PARA ALEROS

(BTU/hr pie²)

Latitud	24				32				40				48				56			
	A.M.		P.M.		A.M.		P.M.		A.M.		P.M.		A.M.		P.M.		A.M.		P.M.	
hora est.	9	12	3	6	9	12	3	6	9	12	3	6	9	12	3	6	9	12	3	6
Mirando hacia)																				
N				0.50				0.63				0.87								1.61
(para sombra)					2.17				2.13				3.03				3.45			
NE	1.89				0.97				0.89				0.83				0.74			
E	1				1	3.33			0.86	2.33			0.73	1.67			0.61	1.33		
SE	0.93	4.55			2.63	2.38	2.63		1.85	1.55	1.85		1.33	1.19	1.33		1.08	0.93	1.88	
S	4.35	3.57	4.35			3.33	1			2.33	0.86			1.67	0.73			1.33	0.61	
SO		4.55	0.93				0.97	-			0.89	-			0.83	-			0.74	-
O			1	-			2.17	-			2.13	-			3.03	-			3.45	-
NO			1.89	-																

Para paredes y techos los cálculos de la ganancia de calor solar son más complejos, pues el sol al calentar las superficies ocasiona un flujo variable de calor hacia el espacio, aumentando el valor de la temperatura hasta un valor máximo para luego bajar dicho valor. Las relaciones muy complicadas asociadas con este problema pueden simplificarse usando el concepto temperatura - sol - aire desarrollando por Mackey y Wright. La temperatura sol aire es la temperatura ficticia del aire exterior a la cual estaría la superficie de la zona con influencia de radiación debido a la energía radiante y a los cambios de calor convectivos. Esto quiere decir que se tiene una temperatura, la cual nos provoca la misma cantidad de calor transferido que la ocasionada por la radiación.

Para resolver este problema complicado de la ganancia de calor solar se han preparado tablas que dan los valores del diferencial de temperaturas, para usarse con la estructura de un edificio, para calcular una transmisión de calor resultante de la combinación de la diferencia de la temperatura del aire y de efectos solares. Las tablas están basadas en una diferencia de temperaturas del aire de 15°F (95°F - 85°F).

Si la diferencia de temperatura del aire es diferente de 15°F se deberá usar un factor de corrección. La tabla 14, se emplea para calcular la ganancia de calor en el verano debido a efectos solares.

TABLA 14

DIFERENCIAS EQUIVALENTES DE TEMPERATURAS PARA PAREDES SOLEADAS Y SOMBREADAS

Construcción de la pared	Hora	NE		E		SE		S		SO		O		NO		N		
		Estandar	Osc	Claro	Osc	Claro	Osc	Claro	Osc	Claro	Osc	Claro	Osc	Claro	Osc	Claro	Osc	Claro
Construcción Liviana	3 a.m.	25	17	35	20	29	17	16	10	18	12	18	12	15	10	14	9	
	12 p.m.	27	17	30	22	35	23	27	17	24	15	24	15	20	14	17	12	
	3 p.m.	24	17	29	20	31	21	22	21	27	24	24	22	25	19	20	15	
Construcción Medio-Liviana	3 a.m.	23	17	26	19	26	18	26	19	41	25	47	20	37	24	21	16	
	12 p.m.	12	6	14	9	11	7	5	4	8	6	9	6	7	5	7	5	
	3 p.m.	25	14	34	19	27	15	11	7	9	7	9	6	9	4	10	6	
Construcción Medio-Pesada	3 p.m.	29	12	35	23	39	22	26	16	21	16	18	12	15	11	16	11	
	6 p.m.	30	20	37	24	39	25	36	24	41	24	38	25	29	20	22	17	
	9 a.m.	14	11	17	13	16	12	14	11	19	12	20	16	17	11	12	10	
Construcción Pesada	12 p.m.	17	11	21	14	19	12	13	9	15	10	16	11	14	10	11	8	
	3 p.m.	21	14	28	19	25	15	16	11	14	11	17	11	14	10	12	8	
	6 p.m.	25	16	32	19	30	18	23	15	23	15	22	15	10	12	15	11	
Construcción Pesada	9 a.m.	20	14	26	16	22	15	20	14	24	15	26	17	21	16	15	11	
	12 p.m.	19	13	24	15	22	14	19	13	24	15	24	16	20	14	14	11	
	3 p.m.	20	13	24	16	22	15	18	13	22	14	23	15	19	13	14	10	
6 p.m.	20	14	26	16	25	16	19	13	22	14	23	15	18	13	14	11		

3.2.3 HUMEDAD DEBIDA AL AIRE DE INFILTRACION

El aire de infiltración entra por fugas a través de hendiduras en las ventanas, a través de las puertas cuando éstas se abren y a través de poros en las paredes o de otras aberturas. La tabla 19 proporciona datos referentes a infiltración de aire a través de hendiduras de ventanas.

3.2.4 CARGA TÉRMICA CEDIDA POR LOS OCUPANTES DE UN ESPACIO DADO.

La carga térmica cedida por personas en un local dado puede calcularse con la ayuda de la tabla 3 (página 28).

La carga térmica depende del tipo de actividad de las personas y se divide en dos partes: la parte asociada con el enfriamiento sensible de las personas y la parte asociada con el enfriamiento latente de las personas.

3.2.5 CARGA TÉRMICA PRODUCIDA POR EQUIPOS VARIOS INSTALADOS EN UN ESPACIO DADO.

En la tabla 15 se dan los datos para calcular la carga térmica producida por equipo instalado en un cierto local, en especial debe siempre considerarse esta parte de la carga térmica en los cálculos del sistema y tiene que considerarse con mucho cuidado si es en forma sensible o si sólo una parte es sensible y el resto latente. Tiene que asegurarse también si esta parte de la carga térmica realmente se tiene dentro del espacio, por ejemplo, si se tiene un motor en el espacio acondicionado, que está haciendo girar a un eje cuya carga está en otro cuarto, la contribución de carga térmica al espacio acondicionado es solamente la correspondiente a la energía eléctrica suministrada y las pérdidas mecánicas y el trabajo en el eje (potencia utilizada) es distribuida en otra parte.

Análogamente, si se tiene un quemador de gas en un espacio acondicionado que calienta agua o algún otro material que se usará en otra parte, en este caso no deberá cargarse toda la energía de la combustión al espacio acondicionado.

Tabla 15 CARGA DE CALOR DE EQUIPO

Dispositivo	Disipación de calor durante el funcionamiento (Btu/hr).	
	Calor Sens.	Calor Laten.
Alumbrado eléctrico y accesorios, por kw	3,413	
Motores con carga conectada en el cuarto por hp.		
1/8 - 1/2 hp de capacidad	4,250	
1/2 - 3 hp de capacidad	3,700	
3 - 20 hp de capacidad	2,950	
Cafeteras eléctricas		
3 gal.	2,200	1,500
5 gal.	3,400	
Queador de estufa de gas	3,100	1,700
Calentamiento de agua	3,150	3,850
Horno de gas doméstico	8,100	4,000
Cafeteras de gas doméstico		
3 gal.	2,500	2,500
5 gal.	3,900	3,900
Equipo calentado por vapor por pie ²		
Superficie calentada por vapor		
Sin pulir	330	
Pulida	30	
Superficie aislada	80	
Palanca de vapor	200	1,000
Secadores de pelo, salas de belleza		
Tipo soplador	2,300	400
Tipo casco	1,870	330
Restaurante por comida servida	30 (BTU)	

3.2.6

AIRE DE VENTILACION

Hay que suministrar aire para ventilación en cantidad suficiente para satisfacer los códigos y reglamentos cuando éstos se aplican; así como las condiciones de confort de los ocupantes o de las condiciones requeridas del equipo almacenado. Desde el punto de vista de diseño de cargas de enfriamiento, tendrá que proporcionarse no menos de 5 a 7½ pies³/min. de aire nuevo por persona cuando no se está fumando y de 25 a 40 pies³/min. por persona si éstas se encuentran fumando.

3.3

DISEÑO DE CAMBIADORES DE CALOR

En base a lo descrito en el capítulo I, los equipos con los cuales se realiza la transferencia de calor son básicamente cambiadores de coraza y tubos y serpentines.

Con el fin de presentar un ejemplo concreto, en el presente trabajo se analizan los cambiadores y coraza y tubos, para así incluir este tipo de cambiadores en el diseño del equipo de acondicionamiento de aire.

Los cambiadores de coraza y tubos involucran primordialmente dos tipos de mecanismos de

3.3.1

ECUACION GENERAL DE DISEÑO

La transferencia de calor de un fluido a otro a través de una pared metálica es proporcional al coeficiente de transferencia de calor, el área de la pared metálica y a la diferencia de temperaturas entre los fluidos frío y caliente.

$$Q = U \cdot A \cdot \Delta T \text{-----} (3-8)$$

Donde:

Q=	Calor transferido (BTU/hr)
U=	Coficiente total de transferencia de calor, basado en el área externa de la superficie metálica (BTU/hr pie ² °F)
A=	Área externa de la superficie metálica a través de la cual se intercambia calor (pie ²).
ΔT=	Diferencia efectiva de temperatura entre los fluidos frío y caliente (°F).

3.3.2

BALANCE DE CALOR

La cantidad de calor transferido en un intercambiador es fija por los requerimientos del proceso, sin embargo, en el caso de acondicionamiento de aire esto no sucede ya que las condiciones externas cambian.

En cualquier tipo de intercambio de calor, el calor ganado o cedido por un fluido, debe ser considerado con una ganancia equivalente por el segundo fluido, siempre que las pérdidas de calor sean despreciables o se consideren dentro del balance.

En el caso de fluidos que intercambian calor sin efectuarse un cambio de fase en ellos, la cantidad de calor transferido, Q , se calcula a partir de:

$$Q = W.C_p. (T_1 - T_2) \text{-----}(3-9)$$

$$Q = W_1.C_p. (T_4 - T_3) \text{-----}(3-10)$$

W = Flujo másico del aire (lb/hr)
 C_p = Calor específico del aire (BTU/lb °F)
 T_1 = Temperatura de entrada del aire (°F)
 T_2 = Temperatura de salida del aire (°F)
 W_1 = Flujo másico del fluido de transferencia (lb/hr).
 C_p = Calor específico del fluido de transferencia (BTU/lb°F)
 T_3 = Temperatura de entrada del fluido de transferencia (°F)
 T_4 = Temperatura de salida del fluido de transferencia (°F)

Los calores específicos de los fluidos se deben evaluar a una temperatura promedio entre la salida y la entrada; para el caso del aire se utiliza el concepto de calor húmedo.

Los fluidos que cambian de fase, requieren de un análisis diferente para calcular la carga térmica, mediante el cálculo de la entalpía de los fluidos a las condiciones de entrada y salida, ya que el calor específico de la fase líquida difiere grandemente del de la fase vapor.

Las ecuaciones para este caso son:

$$Q = W_1 (H_1 - H_2) \text{-----}(3-11)$$

En donde:

H_1 = Entalpía de entrada del fluido (BTU/lb)
 H_2 = Entalpía de salida del fluido (BTU/lb)

Cuando el fluido cambia de fase desde su punto de rocío hasta su punto de burbuja, por ejemplo en los calentadores que utilizan vapor de agua saturado, la ecuación se puede simplificar a:

$$Q = W_1 Y \text{-----}(3-12)$$

Para el caso de vapor saturado se tiene la siguiente correlación:

$$Y = 1095.58 - 0.5933(T) \text{-----}(3-13)$$

donde:

T = temperatura en (°F)

3.3.3 COEFICIENTE TOTAL DE TRANSFERENCIA DE CALOR

Cuando el calor se transmite desde un fluido a otro a través de una pared metálica debe vencer las siguientes resistencias:

R_{io} = resistencia de la película laminar en el interior del tubo ($^{\circ}\text{F pie}^2 \text{ hr} / \text{BTU}$), debida al fluido.

r_{io} = resistencia de materiales extraños depositados en el interior del tubo (factor de ensuciamiento).

r_w = resistencia de la pared metálica.

R_{o} = resistencia de materiales extraños depositados en el exterior del tubo (factor de ensuciamiento).

R_o = resistencia de la película laminar en el exterior del tubo.

La suma de estas resistencias es R_t , la resistencia total.

$$U = 1/R_t = 1/(R_{io} + r_{io} + r_w + R_o) \text{-----(3-14)}$$

El término r_w se calcula a partir del espesor y la conductividad térmica de la pared metálica. R_{io} y R_o son funciones de la masa velocidad y de las propiedades físicas de los fluidos y, para evaluarse, se utilizan diferentes métodos de acuerdo al tipo de equipo y de la precisión requerida. Dichos métodos están en términos de h_{io} y h_o , en donde:

$$h_o = 1/R_o \text{-----(3-15)}$$

$$h_{io} = 1/R_{io} \text{-----(3-16)}$$

Los términos "h" se conocen como los coeficientes de película.

3.3.4 AREA DE TRANSFERENCIA DE CALOR.

El área de transferencia de calor de un intercambiador se establece como la superficie externa de todos los tubos lisos, o el total de la superficie externa aleteada de todos los tubos aleteados en el haz tubular. Los factores inherentes que forman parte del interior de tubo, tales como la incrustación, el coeficiente de película, etc., deben ser corregidos por conveniencia, a las condiciones externas, para ser consistentes.

3.3.5

DIFERENCIA DE TEMPERATURAS.

La transferencia de calor es producto de una fuerza directriz, esta es la diferencia efectiva de temperaturas.

Para intercambiadores, a esta diferencia se le conoce como diferencia media logarítmica de temperaturas LMTD.

$$LMTD = \frac{(T_1 - T_4) - (T_2 - T_3)}{\ln((T_1 - T_4)/(T_2 - T_3))} \quad (3-16)$$

Casi todos los diseños de intercambiadores de calor se hacen a flujo contra corriente, ya que en un flujo paralelo se obtiene una menor diferencia efectiva de temperaturas.

Debido a razones de orden económico y estructural, se ha observado que no es práctico, en la mayoría de los casos, el tratar de obtener contra corriente o paralelo puro en un intercambiador de haz y envolvente.

Para cambiadores del tipo de un paso por la envolvente y 2 por los tubos como el que se muestra a continuación, en el primer paso de los tubos su flujo está en paralelo con el flujo del envolvente mientras que en el segundo paso está en contracorriente con el flujo externo, esto representa una pérdida en la eficiencia térmica del intercambiador, de aquí que se tenga que considerar un factor de corrección que involucre esta deficiencia en la diferencia de temperatura ponderada.

Para el cálculo de la diferencia de temperatura de cambiadores 1-2, se evalúa un factor de corrección para la LMTD, calculando ésta en principio bajo la suposición de flujo en contracorriente pura; el factor de corrección se conoce como Ft y se define como:

$$F_t = A_t/LMTD \quad (3-17)$$

El factor Ft es función de 2 parámetros que son R y S definidos como sigue:

$$R = (T_1 - T_2)/(T_4 - T_3) \quad (3-18)$$

Rango del fluido caliente/Rango del fluido frío.

$$S = (T_4 - T_3)/(T_1 - T_3) \quad (3-19)$$

Rango del fluido frío/Diferencia máxima de temp.

Para evaluar el factor Ft se cuenta con las siguientes ecuaciones:

Si R=1

$$a = 2/S - 0.5858$$

$$b = 2/S - 3.41428$$

$$F_t = 1.412(S/(1-S))^{1/n(a/b)} \quad (3-20)$$

$$c = 2/S - 1 - R + (R^2 + 1) \cdot 5.$$

$$d = 2/S - 1 - R - (R^2 + 1) \cdot 5.$$

$$F_t = \frac{(R^2 + 1) / (R - 1) \cdot 5}{\ln c/d} \ln \frac{(1 - S) / (1 - SR)}{1 - S} \text{-----(3-21)}$$

Los factores F_t se encuentran graficados en la mayoría de la bibliografía.

Para el caso de cambiadores 2-4 se tiene la siguiente ecuación:

$$e = 2/S - R - 1 + (2/S) \{ (1 - S) (1 - SR) \} \cdot 5$$

$$f = e + (R^2 + 1) \cdot 5$$

$$g = e - (R^2 + 1) \cdot 5$$

$$F_t = \frac{(R^2 + 1) \cdot 5 / 2(R - 1)}{\ln f/g} \ln \frac{(1 - S) / (1 - SR)}{1 - S} \text{-----(3-22)}$$

3.3.6

CAIDA DE PRESION

La caída de presión a través de un intercambiador se debe principalmente a dos factores:

1.77 La fricción debida al flujo.

1.78 Los cambios de dirección de flujo.

El diseño de un cambiador será el resultado de un balance económico entre el costo de la superficie del intercambiador y el costo de bombas y compresores. Esto es debido a que se puede tener un coeficiente de transferencia muy alto con lo que se reduce el área de transferencia pequeña; pero esto produce una caída de presión grande, lo cual hace necesario una bomba o un compresor muy caro.

Para evaluar la caída de presión de un intercambiador es necesario conocer los siguientes parámetros:

- 1.79 Longitud efectiva de los tubos.
- 1.80 Diámetro externo de los tubos.
- 1.81 Diámetro interno de los tubos.
- 1.82 Arreglo geométrico de los tubos, triangular o cuadrado.
- 1.83 Diámetro interno de la coraza.
- 1.84 Diámetro externo del haz tubular.
- 1.85 Corte de las mamparas.
- 1.86 Separación entre las mamparas.
- 1.87 Número de franjas del sello por cada lado.

3.3.6.1 CAIDA DE PRESION POR LOS TUBOS

Cuando un fluido fluye en un tubo horizontal uniforme, con un gasto de masa constante, la presión del fluido disminuye a lo largo de la tubería debido a la fricción. La caída de presión por unidad de longitud se expresa como el gradiente de presión dp/dl , el cual se ha encontrado que depende de las siguientes propiedades, tanto del tubo como del fluido: diámetro interno d ; velocidad del fluido u ; densidad ρ y de la viscosidad μ del fluido. La caída de presión por los tubos se calcula a través de la ecuación de FANNING:

$$\Delta P = f L (G')^2 / g d \quad (3-23)$$

Donde:

ΔP = caída de presión, lb/pie²
 L = longitud, pie
 G' = velocidad másica, lb/seg pie²
 g = constante gravitacional, 32.2 pie/seg²
 d = diámetro, pie
 f = densidad, lb/pie³

Para flujo turbulento, la relación entre el factor de fricción y el número de Reynolds ha sido investigado por muchos ingenieros y se han desarrollado algunas ecuaciones empíricas. Una de estas ecuaciones, la cual resulta muy cercana a la realidad para flujo en tubos comerciales, es la siguiente:

$$f = 0.046 / (DG/\mu)^{0.2} \quad (3-24)$$

Esta ecuación es para números de Reynolds entre 5000 y 200,000.

G = masa velocidad lb/hr pie²

μ = viscosidad lb/hr pie

3.3.6.2 CAIDA DE PRESION POR LA CORAZA.

Para encontrar la caída de presión en la coraza lo mejor es calcular la caída de presión a través del haz de tubos y la caída a lo largo de la abertura del baffle. El método que se utilizará en el presente trabajo es el descrito por Drew y Generaux, Donohue y Katz.

La caída de presión a través del haz de tubos, se encuentra mediante el uso de una correlación modificada de la ecuación de Fanning.

$$\Delta P_c' = 2f N_r (G_c')^2 / g \quad (3-25)$$

Para flujo turbulento el factor de fricción f es:

$$f = 0.75 / (F - 0.001) \cdot 2 (D_o G_c' / \mu)^{-2} \quad (3-26)$$

Combinando las dos ecuaciones anteriores, tenemos:

$$\Delta P_c \times S.G. / \rho r = 1.98 (G_c') \frac{1.6(z / (P' - D_0'))^2}{10^6} \quad (3-27)$$

Para calcular la caída de presión en la abertura del baffle, se considera a dicha abertura como si se tratara de un orificio con un coeficiente de 0.7.

$$V = 0.7(2g \Delta h)^{0.5} \quad (3-28)$$

Expresando V en términos de masa velocidad a lo largo del baffle G_b' y Δh en términos de caída de presión a lo largo de la abertura del baffle $\Delta P_b'$ tenemos las ecuaciones siguientes:

$$V = G_b' / (62.4 \times S.G.) \quad (3-29)$$

$$\Delta h = 144 \Delta P_b' / (62.4 \times S.G.)$$

Combinando las ecuaciones anteriores tenemos:

$$\Delta P_b = 3.54 (G_b')^2 / (10^6 S.G.) \quad (3-30)$$

3.3.7

COEFICIENTES DE PELICULA

Los coeficientes de película son evaluados a partir de correlaciones existentes dependiendo de las propiedades de los fluidos. A continuación se presentan los modelos matemáticos generales utilizados para calcular dichos coeficientes, tanto por el lado de los tubos (h_{10}) como por la coraza, (h_o).

3.3.7.1

COEFICIENTE DE PELICULA DEL LADO DE LOS TUBOS

Para el caso del calor transferido por convección forzada a un fluido incompresible, que viaja por una tubería de diámetro uniforme, con un fluido de masa constante, se tiene que es función de la velocidad, densidad, calor específico, conductividad térmica y viscosidad del fluido, así como del diámetro interno del tubo del fluido d_i .

Es posible utilizar una ecuación para calcular el coeficiente de transferencia de calor. Esta ecuación es la de Sieder y Tate.

Para flujo turbulento donde el número de Reynolds es de 10,000 o mayor, la ecuación es:

$$h_D / k = 0.027 (B_5 / B) \cdot B (C_B / k) \sqrt[3]{(E / D_w)} \cdot 14 \quad (3-31)$$

En unidades de ingeniería.

$$h_D' / k = 20.6 (D' G' / z) \cdot B (C_2 / k) \sqrt[3]{(z / z_w)} \cdot 14 \quad (3-32)$$

rearrreglando:

$$(z / z_w)^{0.14} h = 20.6 (G' \cdot B / D')^2 C_2 \cdot 33 k \cdot 66 / z \cdot 47 \quad (3-33)$$

$$\text{Si } \theta_p = C_2 \cdot 33 k \cdot 66 / z \cdot 47 \quad (3-34)$$

$$Y \theta_2 = (z/2w)^{-1.4} \text{-----} (3-35)$$

$$\theta_2 h = 20.6 (G' \cdot 8 / (D' \cdot 2)) \theta_0 \text{-----} (3-36)$$

Y:

$$G' = WP / 19.6 (D')^2 Nt \text{-----} (3-37)$$

Donde:

C = Calor específico BTU/lb°F

D = Diámetro interno (pie)

D' = Diámetro interno (pulgada)

G = Masa velocidad (lb/hr pie²)

G' = Masa velocidad (lb/seg pie²)

h = Coeficiente de transferencia de calor (BTU/hr pie²°F)

k = Conductividad térmica (BTU/hr pie² °F/pie)

NT = Numero de tubos

P = Numero de pasos

z = Viscosidad del fluido a la temperatura promedio (cp)

z_w = Viscosidad del fluido a la temperatura de la pared (cp)

β = Viscosidad del fluido a la temperatura promedio (lb/hr pie)

D_w = Viscosidad del fluido a la temperatura de la pared (lb/hr pie)

Para el caso en que se utilice vapor como medio de calentamiento se debe de tomar en cuenta un valor de 1,500 BTU/hr pie² °F h_i = h_o = h_{io} = 1,500 BTU/hr pie² °F

3.3.7.2

COEFICIENTE DE PELICULA DEL LADO DE LA CORAZA

En el coeficiente de película del lado de la coraza influyen varios factores; cuando el haz tubular tiene mampara para dirigir el flujo del lado de la coraza a través de los tubos, desde la parte superior a la inferior y viceversa, o de uno a otro lado los coeficientes de transferencia son mayores que para un flujo libre a lo largo de los ejes de los tubos. Los mayores coeficientes de transferencia se originan por el aumento en la turbulencia del fluido.

En el cálculo del coeficiente de transferencia en el lado de la coraza, es necesario tomar en cuenta el arreglo de los tubos (pitch), porcentaje de corte de las mamparas y tamaño de los tubos. También se requiere conocer el espaciamiento entre las mamparas y

la coraza, espaciamiento entre las mamparas y los tubos. Estas variables hacen que no sea fácil el obtener una correlación para encontrar el coeficiente.

Donohue analizó información experimental de Tinker y Short considerando las variables que se han mencionado anteriormente para finalmente encontrar una correlación que se aplica satisfactoriamente.

La ecuación encontrada por Donohue para el coeficiente de transferencia en el lado de la coraza es:

$$h_0 D_o/k = .22 (D_o G_e / \beta)^{.6} (C_B / k)^{.33} (\beta / \beta_w)^{.14} \text{-----} (3-38)$$

En unidades de ingeniería la ecuación se representa:

$$h_0 D_o / k = .47 (D_o' G_e / z)^{.6} (C_z / k)^{.33} (z / z_w)^{.14} \text{-----} (3-39)$$

Simplificando y reorganizando la ecuación anterior, tenemos:

$$(z / z_w)^{.14} h_0 = 646 e^{-.6} (C_z^{.33} k^{.66} / z^{.267}) / D_o'^{.4} \text{-----} (3-40)$$

En la ecuación (3-40) estamos definiendo G' como una velocidad másica media geométrica a través de la ventana de la mampara G_b' y la masa velocidad en el cruce de flujo G_e' .

$$G_e' = (G_b' \& G_c')^{.5} \text{-----} (3-41)$$

G_e' = masa velocidad media geométrica lb/seg pie²

G_b' = masa velocidad media geométrica lb/hr pie²

G_b' = masa velocidad a través de la abertura de la mampara lb/seg pie².

G_c' = masa velocidad en el cruce de flujo lb/seg pie²

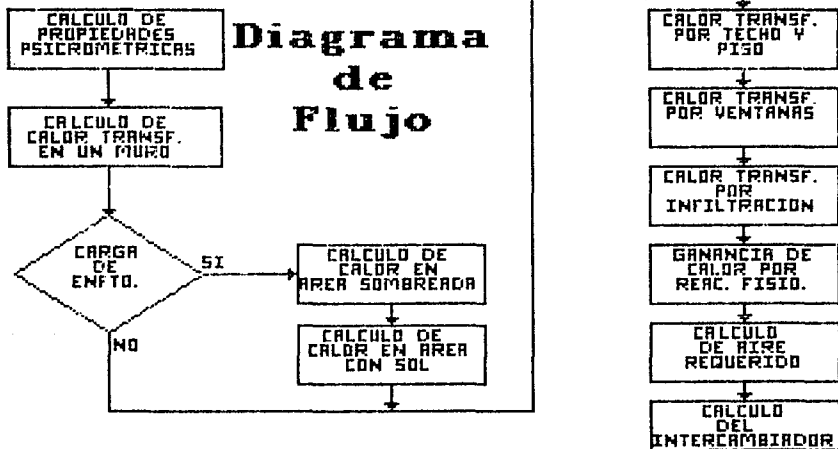
3.4

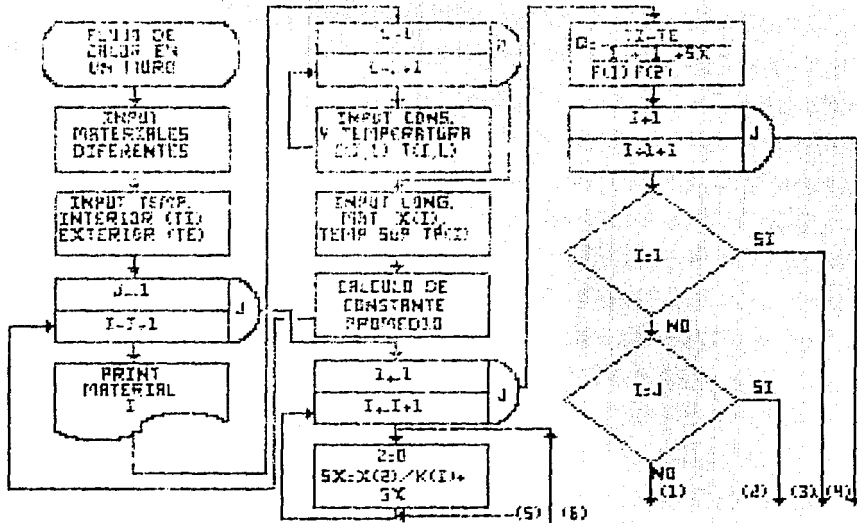
DESARROLLO DEL PROGRAMA

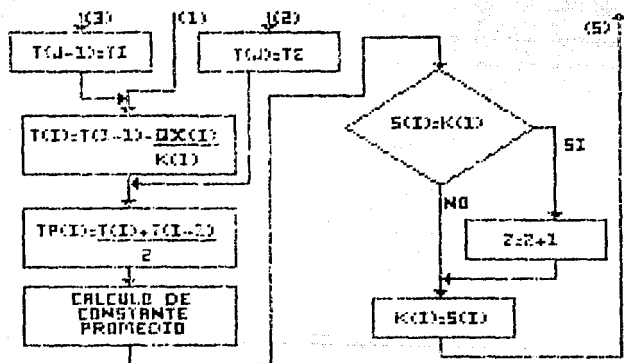
3.4.1

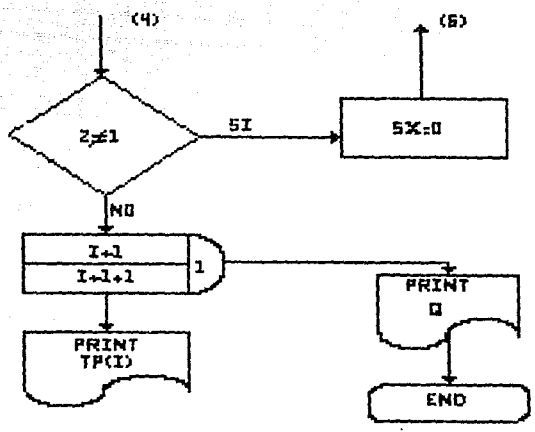
DIAGRAMA DE BLOQUES

A continuación se muestran los diagramas de bloques que componen el programa. El cual nos refleja el cálculo de la carga de enfriamiento y calentamiento, así como, el diseño de un cambiador de calor en base a la carga total de calor y la cantidad de aire requerido.









3.4.2

BREVE EXPLICACION DE LA SECUENCIA DE CALCULO

A partir de los datos de diseño el programa realiza el cálculo de las propiedades psicrométricas para el aire externo y el aire acondicionado para ser utilizadas durante el desarrollo del programa.

El paso siguiente consiste en realizar el cálculo de las ganancias o las pérdidas de calor.

- a) Transmisión por los Muros
Para realizar el cálculo se utilizan los valores de conductividad a dos diferentes temperaturas de los materiales de construcción y a partir del principio de balance de energía; el calor que se transmite por cada uno de los materiales es el mismo, el programa realiza las iteraciones hasta encontrar el valor del calor transferido.
Para realizar este cálculo, la parte actual consiste en los valores de conductividad para las diferentes temperaturas ya que a partir de este dato se generan conductividades a las temperaturas promedio. Por otra parte, es necesario alimentar al programa el área con influencia de radiación y los valores correspondientes de diferencia de temperatura equivalente.
- b) Transmisión de calor por ventanas.
El programa cuenta con una base de datos de los coeficientes globales de transferencia de calor para los diferentes tipos de ventana, por lo que sólo se requiere alimentar el tipo de ventana a utilizar, así como especificar el área de la ventana.
- c) Transmisión de calor por piso y techos.
La transferencia de calor por piso y techos se calcula a partir de los valores del coeficiente global de transferencia de calor, que al igual que en el caso de ventanas, se encuentra en la base de datos.
- i) Transmisión de calor por infiltración de aire
La infiltración del aire depende en gran parte de dos factores. El primer factor es el tipo de abertura que se tenga en cuanto a su diseño y construcción. El segundo factor es la velocidad del viento tanto interna como externa.
En base a estos datos el programa cuenta con los parámetros para cada uno de los diseños típicos de ventanas y puertas de donde realiza extrapolaciones a valores encontrados en la literatura para diferentes velocidades.
- ii) Transmisión de calor debida a radiación en ventanas.
Para calcular el calor transferido por radiación en ventanas es necesario conocer la ubicación de las ventanas y con este dato proceder a introducir los valores de ganancia de calor y el área de la ventana sombreada y el área asoleada.
En este caso el programa no tiene limitaciones de ventanas en diferentes direcciones.
- iii) Transmisión de calor debida a reacciones fisiológicas y ganancias internas.
El programa cuenta con los valores de calor sensible y calor latente disipado por persona para diferentes actividades por lo que sólo se requiere alimentar el número de personas y especificar el tipo de actividad que están realizando.
Para esto se puede alimentar más de una actividad.

Por otra parte se debe aislar el calor emitido por los equipos internos.

iv) Cálculo de aire requerido.

Para calcular el aire requerido se toma en cuenta el aire requerido por ventilación. Esto depende del tipo de actividad que se realiza y del tipo de contaminantes que se están generando en el espacio acondicionado.

Por otra parte se realiza el cálculo del aire de recirculación en base al balance total de calor. En este caso es necesario conocer las propiedades psicrométricas del aire de suministro para que con estos valores se calcule el aire de recirculación.

Una vez que se ha calculado el aire de recirculación se realiza el cálculo del calor que se requiere para acondicionar el aire de recirculación y el aire de ventilación.

v) Diseño de un cambiador de calor

En esta etapa el programa revisa los valores generados del calor necesario para ventilación y para recirculación; tomando el valor más grande para realizar el diseño del cambiador del calor.

El programa debe ser alimentado con el tipo que va a transferir el calor así como dos parámetros: la temperatura de entrada y salida o bien la temperatura de entrada y la cantidad de fluido a alimentar.

Por otra parte, un dato muy importante a alimentar es la longitud máxima de los tubos ya que a partir de estos datos se generará la geometría del cambiador.

Además el programa solicita los datos siguientes:

Diámetro del envolvente.

Caída de presión permisible en los tubos

Caída de presión permisible en el envolvente.

Tipo de arreglo de los tubos.

"Pitch"

Número de tubos a lo largo del diámetro del envolvente.

Con estos datos el programa genera:

Caída de presión en los tubos.

Caída de presión en el envolvente.

Coefficiente de transferencia en los tubos

Coefficiente de transferencia en el envolvente.

Coefficiente global de transferencia calculado.

Factor de ensuciamiento.

Debido a que el programa realiza un primer cálculo tomando como base un valor de coeficiente global de transferencia de calor de 50 BTU/hr ft²F se podrá recalcular con un nuevo valor de coeficiente para llegar a un valor razonable de ensuciamiento.

3.4.3

LISTADO DEL PROGRAMA

A continuación se presenta el listado del programa:

```

10 C4="CONDICIONES EXTERNAS";I4="CONDICIONES INTERNAS"
20 C1$=PRINT SFC((B0-LEN(C1))/2);:COLOR 0,5;PRINT C4;:COLOR 6,0;PRINT
30 GOSUB 4250
40 J=J+1; IF J=1 THEN C1$=PRINT SFC((B0-LEN(I1))/2);:COLOR 0,5;PRINT I4;:COLOR
6,0;PRINT
50 IF J=1 THEN TE=TBS-270
60 IF J=2 THEN TI=TBS-270
70 H=(H16+H)/2;VH=(V1+V)/2;H16(J)=H16Y1(J)=Y1;V1H(J)=V1HUR(J)=HUR;C1H(J)=C1
H
80 IF J=1 THEN GOTO 30
85 CU=(C1H(1)+C1H(2))/2;PRINT CU
90 M4="FLUJO DE CALOR EN UN MUR0"
95 T1=(T11.8+32;T11-TE1).84;T2=(TE1.8+32)
100 C1$=PRINT SFC((B0-LEN(M4))/2);:COLOR 0,5;PRINT M4;:COLOR 6,0;PRINT
110 PRINT
111 INPUT"VELOCIDAD DEL AIRE INTERNA (MFH) =";V(1)
112 INPUT"VELOCIDAD DEL AIRE EXTERNA (MFH) =";V(2)
113 INPUT"NUMERO DE MUR0S DIFERENTES ";NDI
114 FOR N=1 TO MDI : IF N=1 THEN PRINT "ALIMENTAR DATOS DE LA PARED CON INFLUEN
CIA DE RADIACION "
115 INPUT"NUMERO DE MATERIALES DIFERENTES ";L
140 PRINT;PRINT;PRINT,TAB(10)"TIPO DE MATERIAL INTERNO (1) Y EXTERNO (2)"
150 PRINT;PRINT;PRINT,TAB(5)"1.- SUPERFICIES MUY LISAS";PRINT,TAB(5)"2.- SUPERF
ICIES LISAS DE MADERA Y PLASTICO";PRINT,TAB(5)"3.- HORMIGON VACIADO Y LADRILLO L
150";PRINT,TAB(5)"4.- SUPERFICIES ESTUCADAS RUGOSAS";PRINT,TAB(5)"5.- VALORES CO
N VENCIONALES"
160 PRINT
170 FOR D=1 TO 2
180 IF D=1 THEN PRINT "MAT. INTERNO"
190 IF D=2 THEN PRINT "MAT. EXTERNO"
200 INPUT "OPCION":O;IF O=0 OR O=5 THEN 260
210 ON O GOTO 250,260,270,280,210
220 F(1)=1.65
230 F(2)=
240 GOTO 300
250 F(O)=1.4+.38*V(O);GOTO 270
260 F(O)=1.6+.34*V(O);GOTO 290
270 F(O)=2+.44*V(O);GOTO 290
280 F(O)=2.1+.54*V(O)
290 NEXT O
292 IF N=1 THEN INPUT "LA TEMPERATURA EXTERNA ES DIFERENTE A LA AMBIENTE";S4
293 IF S4="SI" OR S4="s1" THEN INPUT "TEMPERATURA EXTERNA = ";T1
300 FOR I=1 TO 3
310 PRINT
320 PRINT"MATERIAL ";I
330 FOR L=1 TO 2
340 PRINT "CONSTANTE (STJ/NE F(IEZ *F)/PIE) : TEMPERATURA DEL MATERIAL (F)";I;INP
UT C(I,L),TC(I,L)
350 NEXT L

```

```

360 PRINT "LONGITUD DEL MAT. (P1E)":I:INPUT K(I)
365 IF I=1 THEN TP(I)=(TI+TE1)/2
367 IF I>1 THEN TP(I)=(TE1+TI)/2
370 K(I)=(C(1,2)-C(1,1))/(TC(1,2)-TC(1,1))*(TP(I)-TC(1,1))+C(1,1)
380 NEXT I
390 FOR I=1 TO J
400 Z=0
410 S1=(I)/K(I)+S1:PRINT "S1":S1
420 NEXT I:PRINT "S1":S1
430 Q=(TI-TE1)/(1/F(1)+1/F(2)+S1)
440 FOR I=1 TO J
450 IF I=1 THEN T(1-1)=TI
460 IF I=J THEN T(I)=TE:GOTO 480
470 T(I)=T(I-1)-DIA(I)/K(I)
480 TP(I)=(T(I)+T(I-1))/2
490 S1=(C(1,2)-C(1,1))/(TC(1,2)-TC(1,1))*(TP(I)-TC(1,1))+C(1,1)
500 IF ABS(S1)-K(I)<.000001 THEN Z=Z+1
510 W=S(1)-K(I)
520 K(I)=S1)
530 NEXT I
540 IF Z<J THEN S1=0:GOTO 390
545 D(N)=0:INPUT "AREA DE LA PARED (PIES2) =":N(N):PRINT "D":D:PRINT "TP1":TP(1)
:PRINT "TP2":TP(2):PRINT "TP3":TP(3)
546 NEXT N
550 CLS:PRINT
560 FOR I=1 TO J
570 PRINT
580 PRINT, TAB(20)*"TEMPERATURA PROMEDIO EN EL MATERIAL (":I:)"=":TP(I):"/"F)
590 NEXT I
600 PRINT :PRINT :PRINT "PARA DISEÑO DE CARGA POR RADIACIÓN ":INPUT "A LA HORA P
ICD :AREA DE PARED AGUJERA (PIES2)*PS)
610 INPUT "DIFERENCIA EQUIVALENTE DE TEMPERATURA (":F1:)"DET1
620 INPUT "AREA DE PARED SOMBREADA (PIES2) :ASC)
630 INPUT "DIFERENCIA EQUIVALENTE DE TEMPERATURA (":F)":"DET2
640 Q1=Q(1)*(DET1-(20-(TI-TE1)))/ASC:(TI-TE1)
650 Q2=Q(1)*(DET2-(20-(TI-TE1)))/ASC:(TI-TE1)
660 FOR N=1 TO 501
670 Q3=Q(N)*N(N)+Q3
675 NEXT N
680 Q=Q1+Q2+Q3
690 PRINT
700 PRINT :PRINT :PRINT, TAB(20)*"CALOR TRANSFERIDO=":Q: " (BTU/HK)"
710 PRINT:PRINT:PRINT:PRINT, TAB(20)*"PARA CONTINUAR OPRIMA CUALQUIER TECLA" :BEEP
:BEEP:AS:INPUT S(1):S="FLUJO DE CALOR EN VENTANAS"
720 DIM A(200)
730 CLS:PRINT SPC(80-LEN(S))/2):COLOR 0,S:PRINT V8):COLOR 8,0:PRINT
740 DATA 1.13,.75,.61,.5,.55,.46,.53,.45,.41,.36,.36,.33,.34,.32
750 DATA 1.4,.96,.7,.59,.66,.56,.63,.56
760 DATA .6,.46,.56,.44,.52,.4,.46,.38,.44,.36
770 DATA .9,.8,1.1,.95,.85,1.2,1.3,.9,.8,1.1,1.1

```



```

780 PRINT
790 PRINT*1.-LAMINAS VERTICALES DE VIDRIO*:PRINT*2.-LAMINAS HORIZONTALES DE VIDR
10*:PRINT*3.-PAREDES NUCLEAS DE BLOQUES DE VIDRO*
800 PRINT:PRINT
810 INPUT*          OPCION*:B:IF B<=0 OR B>3 THEN 790:IF A<0 OR A>3 T
HEN 790
820 IF B=3 THEN 1030
830 PRINT:PRINT
840 CLS:INPUT*NUMERO DE LAMINAS (0)<1<=21*:L:IF L<1 OR L>3 THEN 840
850 IF L=1 THEN 870
860 INPUT*ESPACIO DEL AIRE (PLG) 1/4 1/2 1*:E
870 INPUT*1.-EXPOSICION EXTERIOR          2.-EXPOSICION INTE
RIOR*:K:IF K<1 OR K>3 THEN 870
880 IF E=1 THEN E=1
890 IF E=.5 THEN E=2
900 IF E=.25 THEN E=1
910 IF B=2 THEN 980
920 IF L=2 THEN I=I+2+E
930 IF L=3 THEN I=I+2+E
940 IF L=1 THEN I=I
950 FOR J=1 TO I
960 READ A(I):NEXT J
970 GOTO 1100
980 IF L=1 THEN I=I-1+E
990 IF L=2 THEN I=I-1+2+E
1000 FOR J=1 TO I
1010 READ A(I):NEXT J
1020 GOTO 1100
1030 PRINT*DESCRIPCION*:PRINT*1.-ESPESOR 3 3/4 X 5 3/4 X 3 7/8 (PLG)*:PRINT*2.-E
SPESOR 7 3/4 X 7 3/4 X 3 7/8 (PLG)*:PRINT*3.-ESPESOR 11 3/4 X 11 3/4 X 3 7/8 (PL
G)*
1040 PRINT*4.-ESPESOR 7 3/4 X 7 3/4 X 3 7/8 (PLG)*:PRINT*5.-ESPESOR 11 3/4 X 11
3/4 X 3 7/8 (PLG) PANTALLA DE FIBRA DE VIDRO DIVIDIENDO LA CAVIDAD*
1050 INPUT*          OPCION*:L:IF L<1 OR L>5 THEN 1030
1060 PRINT*1.- EXPOSICION EXTERIOR*:PRINT*2.- EXPOSICION INTERIOR*:PRINT:INPUT*
OPCION*:K:IF K<1 OR K>2 THEN 1060
1070 I=20+L+2*K
1080 FOR J=1 TO I
1090 READ A(I):NEXT J
1100 CLS:PRINT, TAB(10);*DESCRIPCION DE LA VENTANA*
1110 PRINT:PRINT
1120 PRINT*1.-LAMINAS*:PRINT*2.-ASTIDOR DE MADERA*:PRINT*3.-ASTIDOR METALICO*
:PRINT*4.-ALUMINIO*
1130 INPUT*          OPCION*:M:IF M<1 OR M>4 THEN 1120
1140 IF M=1 THEN A(I)=1
1150 IF M=1 THEN GOTO 1270
1160 PRINT:PRINT*1.-VIDRIO SIMPLE*:PRINT*2.-VIDRIO DOBLE*:PRINT*3.-VENTANA CON B
ASTIDOR DE SEGURIDAD*
1170 INPUT*          OPCION*:N:IF N<1 OR N>3 THEN 1160
1180 IF N=3 THEN GOTO 1200
1190 PRINT*1.-BORDE VIDRIO*:PRINT*2.-BORDE VIDRIO*:INPUT B
1200 IF N=1 THEN C=B+32
1210 IF N=2 THEN C=B+36
1220 IF N=3 THEN C=B+40

```

```

1230 I=I+1
1240 FOR J=2 TO C
1250 READ A(I):NEXT J
1260 PRINT:PRINT
1270 PRINT:PRINT
1280 INPUT AREA (PIESES) = :AV
1290 N=AV*(TI-TE)/K*(L/A/C)
1300 PRINT:PRINT
1310 PRINT,TAB(15) 'CALOR TRANSFERIDO POR LA VENTANA =':N*(10TU/HR)
1320 PRINT:PRINT:PRINT :PRINT ,TAB(20) 'PARA CONTINUAR OPRIMA CUALQUIER TECLA':BE
EP:BEEP:AS=INPUT $ (1)
1330 GOSUB 420
1340 PRINT:PRINT:PRINT :PRINT ,TAB(20) 'PARA CONTINUAR OPRIMA CUALQUIER TECLA':BE
EP:BEEP:AV=INPUT $ (1)
1350 PIA= 'CALOR TRANSFERIDO POR INFILTRACION DE AIRE'
1360 CLS:PRINT SPC(100-LEN(PIA)/2):COLOR 0.5:PRINT PIA:COLOR 0.0:PRINT
1370 DATA -13.6,0.672,-8.7,2.26,-16.7,8.58,-12.4,3.24,-3.8,1.2,0.2,-4.1,1.08,-10
7.5,82,-7.1,5.22,-7.9,2.7,-15.2,12.8,-10.4,32,-10.9,6,-16.9,8.58,-30.6,17.6
1380 PRINT:PRINT
1390 P=PTA/4.7
1400 INPUT NUMERO DE APERTURAS DIFERENTES : NA
1410 FOR I=1 TO NA
1420 PRINT:PRINT
1430 PRINT,TAB(15) 'TIPO DE APERTURA'
1440 PRINT:PRINT
1450 PRINT '1.-VENTANA DE MADERA DE BOBLE BASTIDOR (NO HERMETICO)'+PRINT'2.-VENTA
NA METALICA DE BOBLE BASTIDOR'+PRINT'3.-VENTANA METALICA EN BASTIDOR SIMPLE'+PRI
NT'4.-PUERTAS'
1460 PRINT:PRINT:PRINT:PRINT
1470 INPUT ' OPCION : 1=IF 0=1 OR 0=2 THEN :450
1480 CLS:PRINT 'DESERVIACIONES'
1490 PRINT:PRINT
1500 ON B GOTO 1510,1540,1560,1580
1510 PRINT '1.-PROMEDIO: NO A PRUEBA DE AGUA'+PRINT'2.-PROMEDIO: A PRUEBA DE AGUA'
:PRINT'3.-AJUSTE SOBRE NO A PRUEBA DE AGUA'+PRINT'4.-AJUSTE SOBRE A PRUEBA DE AG
UA'+PRINT '5.-ALREDEDOR DEL MARCO DE VENTANA+PARED DE LADRILLO NO AJUSTADA'
1520 PRINT '6.-ALREDEDOR DEL MARCO DE VENTANA+PARED DE LADRILLO AJUSTADA'+PRINT'7
.-ALREDEDOR DEL MARCO DE VENTANA+MARCO DE ESTRUCTURA DE MADERA'
1530 GOTO 1590
1540 PRINT '8.-NO A PRUEBA DE AGUA;NO HERMETICA'+PRINT'9.-NO A PRUEBA DE AGUA;HER
METICA'+PRINT'10.-A PRUEBA DE AGUA NO HERMETICA'
1550 GOTO 1590
1560 PRINT '11.-INDUSTRIAL+PIVOTEADA HORIZONTALMENTE '+PRINT'12.-FUERTA-VENTANA E
SIDENCIAL'+PRINT'13.-PIVOTEADA VERTICALMENTE'
1570 GOTO 1590
1580 PRINT '14.-BIEN AJUSTADAS'+PRINT'15.-MAL AJUSTADAS '
1590 PRINT:PRINT
1600 INPUT 'OPCION':O

```

```

1610 RESTORE
1620 H=21(6-1)+45
1630 FOR J=1 TO H
1640 READ A(H):NEXT J
1650 READ S1
1660 PRINT:PRINT
1670 INPUT'DIMENSION TOTAL DE LA REJEDURA (PIES) *1E
1680 B=(A(H)-S1*(2))1E+6
1700 RESTORE
1710 NEXT I
1715 INPUT 'EXISTE UNA INFILTRACION ADICIONAL (PIES/HORA)*C1=C-6
1720 L=.075*(37/(TE+46))+(P/14.7)
1730 N1=C*(641*(T1)-TE)
1740 M=61L
1750 M1=31M*(Y1(Z)-Y1(1))/7000/20
1760 PRINT:PRINT:PRINT:PRINT
1770 PRINT, TAB(15) 'CALOR SENSIBLE TRANSFERIDO =':N1*(6TU/HR):PRINT, TAB(15) 'CAL
OR LATENTE TRANSFERIDO =':M1*(6TU/HR)
1780 PRINT:PRINT:PRINT:PRINT, TAB(10) 'PARA CONTINUAR OPRIMA CUALQUIER TECLA':BEEP
:SEEP:BEEP:A$=INPUT $11:
1790 PESA=CALOR PRODUCIDO POR EFECTOS SOLARES:CLS:PRINT SPC(80-LEN(PESA))/21:
:COLOR 0,S:PRINT PESA:COLOR 0,0:PRINT
1800 PRINT:INPUT 'NO. DE VENTANAS EN DIFERENTES DIRECCIONES':NV:FOR I=1 TO NV
1810 INPUT 'AREA SOMBRERA (PIES2) *1A$:INPUT 'AREA CON RADIACION DIRECTA (PIES
2) *1AC
1820 INPUT 'GANANCIA DE CALOR POR RADIACION (BTU/HR PIES2) *1BC
1830 INPUT 'GANANCIA DE CALOR POR SOMERA (BTU/HR PIES2) *1BS:INPUT 'FACTOR DE GAN
ANCIA DE CALOR POR RADIACION SOLAR A TRAVES DE VIDRIOS *1F6
1840 DC=AC/601F6
1850 CS=AS/651F6
1860 N2=DC+CS*NEXT I
1870 CLS:PRINT, TAB(10) 'GANANCIA DE CALOR POR RADIACION *1N2 (BTU/HR)
1880 PRINT:PRINT:PRINT:PRINT, TAB(10) 'PARA CONTINUAR OPRIMA CUALQUIER TECLA':BEEP
:SEEP:A$=INPUT $11:
1890 GC$='GANANCIAS DE CALOR INTERNAS-PERSONAS':CLS:PRINT SPC(80-LEN(GC$))/21:
:COLOR 0,0:PRINT GC$:COLOR 0,0:PRINT
1900 DATA 225,105,245,145,245,155,250,200,250,250,275,275,275,475,505,545,375,65
5,850,870
1910 PRINT '1.-SENTADAS DESCANSANDO':PRINT '2.-SENTADAS TRABAJO LIVIANO':PRINT '3.-
TRABAJO DE OFICINA MODERADAMENTE ACTIVO':PRINT '4.-DE PIE TRABAJO LIVIANO,CAMINAR
30 LENTAMENTE':PRINT '5.-TRABAJO SEDENTARIO (RESTAURANTE)
192: PRINT '6.-TRABAJO DE PUNDO LIVIANO(FABRICA)':PRINT '7.-BAILE MODERADO':PRINT
'8.-CAMINANDO A PASO TRABAJO MODERADAMENTE PESADO':PRINT '9.-TRABAJO PESADO'
1930 INPUT '
DECISION:OP: IF OP=1 OR OP=2 THEN 1910
1940 IF OP=3 THEN OP=1
1950 IF OP=4 THEN 1970
1960 INPUT L.-'MORNING 2.-'TARDE 'OP:IF OP=1 OR OP=2 THEN 1960
1970 H=DF#2+73
1980 FOR I=1 TO H
1990 READ CS:NEXT I
2000 READ CL:PRINT CL

```

```

2010 Z1=Z1-1
2020 INPUT 'NUMERO DE PERSONAS':NP:NPI=NP1+NP
2030 IF Z1=1 THEN 2080
2040 INPUT 'EXISTEN MAS DE UNA ACTIVIDAD REALIZANDOSE?':A#
2050 IF A#="NO" OR A#="no" THEN LA=1
2060 IF A#="NO" OR A#="no" THEN 2100
2070 INPUT 'CUANTAS ACTIVIDADES SON?':J1
2080 LA=LA+1
2100 RR=2.4*.02771:QS(LA)=CS*NP*RR:CT=CS*CL:CL=CT-CS*RR:QL(LA)=CL*NP
2105 IF LA=0: THEN 2140
2110 IF A#="NO" OR A#="no" THEN 2140
2120 RESTORE
2130 GOTO 1710
2140 FOR I=1 TO LA
2150 N4=QS(LA)+QS(LA-1):N4L=QL(LA)+QL(LA-1)
2160 NEXT I
2170 INPUT 'EXISTE ALGUNA FUENTE DE CALOR ADICIONAL?':B#
2180 IF B#="NO" OR B#="no" THEN GOTO 2200
2190 INPUT 'GANANCIA DE CALOR SENSIBLE (BTU/HR) ':NS:INPUT 'GANANCIA DE CALOR LA
TENTE':NSL
2200 N6=N4+NS:N6L=N4L+NSL
2205 PRINT 'PRINT TAB(15) 'GANANCIA DE CALOR SENSIBLE POR PERSONAS':N4: '(BTU/HR)
':PRINT 'TAB(15) 'GANANCIA DE CALOR LATENTE POR PERSONAS':N4L: '(BTU/HR)
2210 PRINT 'PRINT TAB(15) 'GANANCIA DE CALOR SENSIBLE INTERNAS':N6: '(BTU/HR) 'PRINT
'TAB(15) 'GANANCIA DE CALOR LATENTE INTERNAS':N6L: '(BTU/HR)
2220 QTS=Q+N4*N4L-N6*N6L:QTL=Q+N4L*N4L-N6L*N6L
2230 PRINT 'PRINT TAB(15) 'CALOR SENSIBLE QUE ES NECESARIO RECUPERAR':QTS: '(BTU/HR
':PRINT 'TAB(15) 'CALOR LATENTE QUE ES NECESARIO RECUPERAR':QTL:QTS=ABS (QTS):Q
T=ABS (QTL)
2240 PRINT 'PRINT 'PRINT 'PARA CONTINUAR PRESIONE CUALQUIER TECLA (BEEP:REEF):A#
INPUT '):
2250 QAR#='CALCULO DE AIRE REQUERIDO (HECTASPRINT SPC(80-LEN(QAR))/2):#COLOR Q#
PRINT QAR#':COLOR Q#':PRINT
2260 INPUT 'CANTIDAD DE AIRE REQUERIDO POR PERSONA (PIES3/min):'QAR
2270 Q#=#QAR*NP
2280 INPUT 'CANTIDAD DE AIRE ADICIONAL (PIES3/min):'QAR
2290 Q#=#QAR+Q#
2300 PRINT 'CANTIDAD DE AIRE REQUERIDO (PIES3/min):'Q#
2310 IF TEXT1 THEN Q#=#Q# IF TEXT1 GOTO 2330
2320 Q#=#Q#
2330 N#QTS/(Q#*CT):#ABS (N#)
2340 F#=(F1-2)+QTL/(#*1060)
2350 T#=#F1-CT:#GOSUB 4250
2360 HIG(3)=HIG(F1(3))+F1(VIH(3)+VIH(HUR(3)+HUR(CIH(3)+CIH
2370 Q#=#VIH(3)/60
2380 A#=#CIBO/(VIH(3)+F1#.00256)
2390 Q#=#2*(HIG(3))-HIG(3)+#1.8*(HIG(3)+Q#)+#1.8*(HIG(3)+Q#)
2400 Q#=##-#C#*(HIG(3)-HIG(3))+#1.8*(HIG(3)+Q#)+#1.8*(HIG(3)+Q#)
2410 N#=#Q#
2420 CLS:PRINT 'PRINT 'CALCULO DE CALOR PARA ACONDICIONAR'
2430 IF ABS (Q#)-ABS(Q#) THEN Q#=#Q#
2435 IF ABS(Q#)-ABS(Q#) GOTO 2442
2440 Q#=#Q#

```

```

2442 PRINT :PRINT :PRINT "AIRE DE RECIRCULACION":sk: :Lb/hr):PRINT "AIRE DE VEN
TILACION":kz: :Lb/hr):PRINT "CALOR DE RECIRCULACION":GR: :BTU/hr):PRINT "CALOR
DE VENTILACION":GV: :BTU/hr"
2445 TGN=(QF+QV)/(200*60):PRINT "TGN REQUERIDAS":TON
2450 J=0:PRINT "CALOR REQUERIDO PARA ADOICIONAR O ELIMINAR AL AIRE":Q:IF ABS (QV
+QRES (GR) THEN M=Q
2460 PRINT :PRINT :PRINT "PARA CONTINUAR PRESIONE CUALQUIER TECLA":BEEP:BEEP:A=
INPUT$(1)
2470 CCC= "CALCULO DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR":CLS:PRINT SPC(80-LEN(CCC))/2:
:COLOR 0,5:PRINT CCC:COLOR 5,0:PRINT
2480 T1=TE
2490 T2=T1
2500 QF=Q
2505 Q=ABS(Q)
2510 IF T2=T1 THEN 2700
2520 PRINT "MEDIO DE CALENTAMIENTO":PRINT "1.-vapor":PRINT "2.-agua":PRINT "3.-o
tro medio de calentamiento"
2530 INPUT "OPCION":OP:ON OP GOTO 2540,2720,3070
2540 PRINT "alternativa"
2550 PRINT "1.-Conoceas flujo del vapor":PRINT "2.-Conoceas temperatura del va
por"
2560 INPUT "alternativa":A:IF A=1 OR A=2 THEN 2560
2570 IF A=2 THEN 2610
2580 INPUT "Flujo del vapor (lb/hr)":W1
2590 L1=Q/A
2600 T3=(1.055,55-L1)/7,3477
2610 INPUT "temperatura del vapor":T3:PRINT
2620 L1=(1.055,55-.5933*L1
2630 W1=Q/L1
2640 T4=T3-32)/1.8+273:(4+T4*.247,5)*.333
2650 D1=-5,92510597892E+10*(T4+1,137297631051A10^3)*2-1,16667403810A+10^4)*
(1+.867659264524A+10^-4)*4-1,333747247559A+10^5)*5)*E-344125779929A+10^5)*-1,
126702619015A+10^6)*7+1,306351643347A+10^6)*8*-9,8231279692A+10^5)*5)*
2660 Q=0+431672,3605223A+10^6+4475,7799264A+10^6)*E+10^12)*5,5*0+011,662719
2670 A1=0,275,151A+10^6+1,61879A10^-6+...05262A10^-5)*1-1,96191A10^-7)*2-D11,409159
19,2e499110^7)*-4,12722A,0^-3)*1
2680 M=M+241e,9117A+177=
2690 T4=T3+0,070 3240
2700 PRINT "Medio de enfriamiento":PRINT "1.-agua":PRINT "2.-otro medio de calen
tamiento"
2710 INPUT "opcion":OP:ON OP GOTO 2720,3070
2720 PRINT "1.- conoceas temperatura inicial y final del agua":PRINT "2.-conoc
eas temperatura inicial y flujo del agua"
2730 INPUT "alternativa":A:IF A=1 THEN 2730:ON OP GOTO 2740,2780
2740 INPUT "temperatura inicial":T1:IF OP=2 THEN 2780
2750 INPUT "temperatura final":T2
2760 T=(T3+T4)/2:T=T-32)/1,8:D1=1,006-.00355B1+4,1465E-06A+T:PRINT "C":T
2770 W1=Q/(D1*(T3-T4)):W1=ABS(W1):PRINT "W1":W1:PRINT "Q":Q:GOTO 2820
2780 INPUT "flujo del agua (lb/hr)":W1:T=(T3-32)/1,8
2790 D1=1,006-.00355B1+4,1465E-06A+T
2800 T4=0/(W1*D1):IF T2>T1 THEN T4=-T4:T4=T4+T:T4=(T4+T3)/2-32)/1,8:A=1,006-.00
0351A+4,1465E-06A+T4
2810 IF (A-C1)=.309001 THEN 2790

```



```

3260 LMTD=((T3-T2)-(T4-T1))/LOG((T3-T2)/(T4-T1))*FT
3261 INPUT "longitud máxima de los tubos (PIES)";LT
3262 INPUT "caída de presión permisible lado tubos (psi) ";PP
3263 INPUT "caída de presión permisible en la coraza (psi) ";SP
3264 PRINT "ARREGLO ":PRINT "1.- Cuadrado ";PRINT "2.- Triangular";INPUT AR
3270 U=50
3275 Q=ABS(O)
3280 A=O/(U*LT):PRINT "A";A:IF JK>1 THEN 3300
3300 O1=W1/(O1*3600)
3310 DT=1
3320 AT=3,1416*DT/12:NT=CINT(A/(AT*LT)+.5)
3330 OT=O1*NP/NT:AF=3,1416*DT^2/(4*144)
3340 VT=OT/AF:JK=JK+1
3360 IF VT<=B THEN DT=DT+.25
3370 IF VT<=4 THEN DT=DT-.25 :IF DT=.5 THEN DT=.75:GOTO 3390
3380 IF VT<=4 OR VT>=8 THEN 3320
3390 DATA 1.147289,1.831288,1.151924,2.18708,1.444198,1.951781,1.446125,2.309683
,1.903621,2.388672,1.877538,3.254056,2.266634,3.03981,2.307024,2.960192
3391 DATA 1.070292,1.881611,1.069693,2.353205,1.331114,2.260189,1.338393,2.61861
2,1.716189,2.603923,1.729493,2.831911,2.045694,3.115020,2.023709,3.900662
3392 IZ=DT/.25-2
3393 ON IZ GOTO 3394,3395,3396,3397
3394 PT=1:GOTO 3398
3395 PT=1.25:GOTO 3398
3396 PT=1.5625:GOTO 3398
3397 PT=1.875
3398 IF AR=1 THEN IZ=93+IZ*2-2*NP:RESTORE:GOTO 3400
3399 IZ=109+IZ*2-2*NP:RESTORE
3400 FOR J=1 TO IZ
3401 READ A(J)
3402 NEXT J
3403 READ BB
3404 DE=A(IZ)*NT^.5*BB
3407 IF AR=1 THEN TD=INT(DE/PT)
3408 IF AR=2 THEN TD=INT(DE/PT)
3410 REM cálculo de caída de presión
3430 G1=W1/A
3440 J=O1*2.11*NP/NT
3450 RE=3162*J*O1/(DT*NL)
3460 V1=.408*J/(DT)^2
3490 REM siguiente paso valor de rugosidad
3500 E=.00015
3510 U1=1.7372*LOG(DT/12/E)+2.28
3520 IF RE>4000 THEN 3560
3530 DR=64/RE
3550 GOTO 3430
3560 G=U1*.86866*LOG(E/(3.7*DT/12))+2.51*U1/RE)
3570 CO=1+(2.1802/RE)/(E/(3.7*DT/12))+2.51*U1/RE)
3580 M=U1-G/CO
3590 IF ABS (M-U1)<1E-08 THEN 3620
3600 U1=M:GOTO 3560

```

```

3610 BR=1/U1^2
3620 GOTO 3550
3630 AT1=MT*AT/(144*NP)
3640 AP=DR*(M1/AT1)^2*LT*NP/(5.22*10^10*DT*DT/(747.6)):AP=AP*(4*NP*VT^2)/(D1*12132.2/62.3)
3650 AA=PP-AP
3660 IF AA>=.0001 THEN 3750
3720 DT=DT+.25:ME=1:GOTO 3320
3750 REM geometria del cambiador
3755 IF JK>1 THEN 3800
3800 B=DE/5:C=.25
3810 AC=(DE-DT*DT)*B:AC=AC/144
3820 AS=DE*B*C*B/(144*PT)
3830 GC=W/(AC*3600)
3840 AB=3.1416*G*(DE^2-DT^2*NT)/576
3850 GB=W/(AB*3600)
3860 GS=W/AS
3870 TZ=(T1+T2)/2:TE1=TZ+460
3880 M=.016*(255.3+120)/(1.551*(460+T)+120)*((460+T)/460)^1.5
3890 D=62.3/VH
3900 IF AR=1 THEN DF=4*(PT^2-3.1416*DT^2/4)/(3.1416*DT)
3910 IF AR=2 THEN DF=4*(1.5*PT+.86*PT-.5*3.1416*DT^2/4)/(1.5*3.1416*DT)
3920 R2=DF*GS/H
3930 F=.75/(((PT-DT)/DT)^.2*(DT*GC)/M)^.2)
3940 N3=12*LT*B
3950 DS=DE/12
3960 SE=D/62.3
3970 APC=1.98E-06*GC^1.8*(M/(PT-DT))^2*DT/56
3980 APB=3.54E-06*(GB)^2/56
3990 PS=APC+APB
4010 IF SP<PS THEN C=C+.05:GOTO 3810
4050 REM calculo de coeficiente de calor lado envolvente
4060 K=2.654383E-03+2.32221E-05*(TE+460)
4070 G=(68*GC)^.5
4080 H=64*(G*.6)/(DT*12)^.4*(CP^.333)*(K*.666)/(H^.267)
4110 AA=NT*3.1416*(DT^2)/(144*NP)
4120 G1=W1/(AA*3600):T=(T3+T4)/2
4130 IF OP<1 THEN 4160
4140 HI=5.6*(1+.11*H)*(DT*G1)^.8/DT
4150 GOTO 4170
4160 HI=20.6*(G1*.8/DT)^.2*(C1^.333*(K1^.666/M1)^.477)
4180 UC=HI*H/(HI+H)
4190 RD=(UC-U)/(UC*U):IF RD<=.02 THEN IF RD<.00005 THEN 4200
4191 U=1/UC+.002:U=1/U:PRINT "UC":UC:PRINT "U":U:PRINT "RD":RD
4192 GOTO 3280
4200 PRINT "COEFICIENTE GLOBAL LIMPIO ";UC;"(BTU/HR PIE2 *F)":PRINT "COEFICIENTE GLOBAL DE DISEÑO ";U;"(BTU/HR PIE2 *F)":PRINT "FACTOR DE ENSUCIAMIENTO ";RD

```



```

4205 PRINT "COEFICIENTE EN EL ENVOLVENTE ";H;"(BTU/HR PIE2)":PRINT "COEFICIENTE
EN LOS TUBOS ";HI;"(BTU/HR PIE2)"
4210 PRINT "DIAMETRO DE LOS TUBOS ";DI;"(PULG)":PRINT "NUMERO DE TUBOS ";NT:PRINT
"NUMERO DE PASOS ";NP:PRINT "ESPACIAMIENTO DE LOS BAFFLES ";B;"(PULG)":PRINT "
ESPACIO LIBRE ";C100:"Z":PRINT "PITCH ";PI;"(PULG)"
4220 PRINT "DIAMETRO DEL ENVOLVENTE ";DE;"(PULG)":PRINT "TUBOS A LO LARGO DEL EN
VOLVENTE ";LD:PRINT "CAIDA DE PRESION EN LOS TUBOS ";AP;"(PSI)":PRINT "CAIDA DE
PRESION EN EL ENVOLVENTE ";PS;"(PSI)"
4230 PRINT "TEMPERATURA INICIAL DEL MEDIO DE TRANSFERENCIA";T3;" °F":PRINT "TEMP
ERATURA FINAL DEL MEDIO DE TRANSFERENCIA";T4;" °F":PRINT "FLUJO DEL MEDIO DE TRA
NSFERENCIA ";W;"lb/hr "
4235 INPUT "REQUIERE RECALCULAR EL INTERCAMBIADOR MODIFICANDO LOS PARAMETROS DE
FLUJO Y TEMPERATURA ";ANS:IF ANS="SI" OR ANS="s" THEN 2470
4240 END
4250 OB=OB+1:DEF FNFV(T)=.00183599508A+.0000460907205A*T+.00000215484276A*T^2+.
561445360-.0781*T^3+.2.20224873D-10A*T^4+.2.56112156D-13A*T^5+.3.94434296D-15A*T^6+.5.3332
527D-18A*T^7
4260 DEF FNLAM(T)=13263.4553A+13.1161532A*T+.248994612A*T^2+.00103459923A*T^3-.0
0000189051414A*T^4+.1.2587186D-09A*T^5:REM calor latente en cal/gmol de agua;t en
grados kelvin
4270 DEF FNY(PV)=PV/(PT-PV)
4280 AAS=6.713:BAS=.0004697:CAS=1.47E-06:DAS=-4.696001E-10:AVAP=7.7:BVAP=.000459
4:CVAP=2.521E-06:DVAP=-8.587E-10:REM cp's en cal/gmol k ;t en grados kelvin
4290 DEF FNCPAS(T)=AAS+BAS*T+CAS*T^2+DAS*T^3
4300 DEF FNCVPAP(T)=AVAP+BVAP*T+DVAP*T^2+CVAP*T^3
4310 DEF FNHAS(T)=AAS*(T-273)+BAS/24*(T^2-273^2)+CAS*(T-273)+DAS/48*(T^4-273
^4):REM tref. 273 g k ;cal/gmol a.s.
4320 DEF FNHVAP(T)=AVAP*(T-273)+BVAP/24*(T^2-273^2)+CVAP/36*(T^3-273^3)+DVAP/48*(T
^4-273^4)+10741.5278A :REM t ref. 273 g.k. ;agua liquida; cal/gmol agua
4330 DEF FNHG(T,Y)=FNHAS(T)+Y*FNHVAP(T):REM t g.k. ;y molar ;cal/gmol a.s.
4340 DEF FNHL(T)=18*(T-273):REM t g.k. ;cal/gmol agua
4350 DEF FNCH(T,Y)=FNCPAS(T)+Y*FNCVPAP(T)
4360 DEF FNLFPS(TBH,Y2S)=TBS-TBH*(Y2S-Y)*FNLAM(TBH)/FNCH(TBS,Y):LS="PROPIEDADES P
SICROMETRICAS DEL AIRE"
4370 PRINT :PRINT SPC((80-LEN(LS))/2):;COLOR 0,5:PRINT LS;COLOR 6,0:PRINT
4380 PRINT :PRINT :PRINT SPC(10):"PARA EVALUAR PROPIEDADES , REQUIERE SUMINISTRA
R TRES DATOS":LOCATE 10,1:PRINT :PRINT "ELIJA OPCION SEGUN TIPO DE DATOS A SUMIN
ISTRAR , ADEMÁS DE PFESION TOTAL ":PRINT:IF OB=3 THEN PRINT "ELIJA OPCION 5"
4390 PRINT "1.-TEMPERATURA DE BULBO SECO,HUMEDAD PORCENTUAL":PRINT "2.-TEMPERATU
RA DE BULBO SECO,HUMEDAD RELATIVA":PRINT "3.-TEMPERATURA BULBO SECO, TEMPERATURA
DE BULBO HUMEDO"
4400 PRINT "4.-HUMEDAD MOLAR, TEMPERATURA BULBO SECO":PRINT "5.-HUMEDAD ABSOLUTA
,TEMPERATURA BULBO SECO":PRINT "6.-HUMEDAD MOLAR, TEMPERATURA BULBO HUMEDO"
4410 PRINT "7.-HUMEDAD ABSOLUTA, TEMPERATURA DE BULBO HUMEDO":PRINT :PRINT "NUME
RO DE OPCION = ":A$=INPUT$(1):PRINT A$:ON VAL(A$) GOSUB 4440,4510,4530,4550,457
0,4600,4620:GOSUB 4640:IF INX=0 THEN END ELSE RETURN
4420 END
4430 PRINT "ERROR EN NUMERO DE OPCION ";BEEP:BEEP:FOR I=1 TO 700 :NEXT I: GOTO 4
370

```

```

4440 CLS:PRINT "TECLEE DATOS DEL AIRE, SEGUN SE VAYAN REQUIRIENDO :":PRINT :INP
UT "PRESION TOTAL (ATMOSFERAS) = ",PT:INPUT "TEMPERATURA DE BULBO SECO (GRADOS FA
RENHEIT) = ",TBS:TBS=(TBS-32)/1.8+273:INPUT "FOR CIENTO DE HUMEDAD = ",HUP:PRINT
:PRINT "EN PR
4450 PV=FNPV(TBS*1.8-460):YS=FNY(PV):(YS-Y*18/29:Y=HUP*YS/100:Y1=Y18*HUP/100:PV
AF=PT*(1+Y):PAS=PT-PVAP:HUR=PVAP/PV*100:CH=FNCH(TBS,Y):HG=FNHG(TBS,Y):HGS=FNHG
(TBS,YS):HAS=FNHAS(TBS):HVAP=FNHVAP(TBS)
4460 TBH=TBS-30:F1=1:WHILE ABS(F1)>.0001:TBS=PV1:FNPV(TBH*1.8-460):Y25=PV1/(PT-P
V1):F1=FNLPS(TBH,Y25):PV1=FNPV(TBH*.001)*1.8-460:Y25=PV1/(PT-PV1):F2=FNLPS(TBH
*.001,Y25):TBH=(TBH-F1*.001)/(F2-F1)
4470 WEND
4480 IF HUP=0 GOTO 4500
4490 F1=1:TRO=TBS*1.8-480:WHILE ABS(F1)>.0001:PVAP=F1:PVAP-FNPV(TRO):F2=PVAP-FNP
V(TRO*.001):TRO=TRO-F1*.001/(F2-F1):WEND
4500 TRO=(TRO+460)/1.8:VAS=.0824TBS/PT:VH=VAS*(1+Y):VHS=VAS*(1+YS):VIAS=VAS/29:V
IH=VIH/29:VHS=VHS/29:HIG=HG/29:HIGS=HGS/29:HIAS=HAS/29:HIVAP=HVAP/18:CIH=CH/29:R
ETURN
4510 CLS:PRINT "TECLEE DATOS DEL AIRE, SEGUN SE VAYAN REQUIRIENDO :":PRINT :INP
UT "PRESION TOTAL (ATMOSFERAS) = ",PT:INPUT "TEMPERATURA DE BULBO SECO (GRADOS
FARENHEIT) = ",TBS:TBS=(TBS-32)/1.8+273:INPUT "HUMEDAD RELATIVA = ",HUR:PRINT
4515 PRINT "EN PROCESO"
4520 PV=FNPV(TBS*1.8-460):FVAP=PV/HUR/100:HUP=HUR*(PT-PV)/(PT-FVAP):GOTO 4450
4530 CLS:PRINT "TECLEE DATOS DEL AIRE, SEGUN SE VAYAN REQUIRIENDO :":PRINT :INP
UT "PRESION TOTAL (ATMOSFERAS) = ",PT:INPUT "TEMPERATURA BULBO SECO (GRADOS FARENHEIT
) = ",TBS:TBS=(TBS-32)/1.8+273:INPUT "TEMPERATURA BULBO HUMEDO (GRADOS FARENHEIT
) = ",TBH
4535 TBH=(TBH-32)/1.8+273:PRINT :PRINT "EN PROCESO . . ."
4540 F1=1:PV1=FNPV(TBH*1.8-460):Y25=PV1/(PT-PV1):WHILE ABS(F1)>.0001:Y25=F1:FNLPS
(TBH,Y25):Y1=Y1+Y*.0001:F2=FNLPS(TBH,Y25):Y=Y1-F1*.0001/(F2-F1):WEND:PV=FNPV(
TBS*1.8-460):YS=PV/(PT-PV):HUP=Y/YS*100:GOTO 4450
4550 CLS:PRINT "TECLEE DATOS DEL AIRE, SEGUN SE VAYAN REQUIRIENDO :":PRINT :INP
UT "PRESION TOTAL (ATMOSFERAS) = ",PT:INPUT "HUMEDAD MOLAR = ",Y:INPUT "TEMPERATU
RA BULBO SECO (GRADOS FARENHEIT) = ",TBS:TBS=(TBS-32)/1.8+273:PRINT :PRINT "EN P
ROCESO . . ."
4560 PV=FNPV(TBS*1.8-460):YS=PV/(PT-PV):HUP=Y/YS*100:GOTO 4450
4570 IF OB=3 THEN 4580
4571 CLS:PRINT "TECLEE DATOS DEL AIRE, SEGUN SE VAYAN REQUIRIENDO :":PRINT :INP
UT "PRESION TOTAL (ATMOSFERAS) = ",PT:INPUT "HUMEDAD ABSOLUTA = ",Y1:INPUT "TEMPER
ATURA BULBO SECO (GRADOS FARENHEIT) = ",TBS:TBS=(TBS-32)/1.8+273:PRINT :PRINT
4580 Y=Y1*29/18:IF OB=3 THEN TBS=(TBS-32)/1.8+273
4590 GOTO 4560
4600 CLS:PRINT "TECLEE DATOS DE AIRE SEGUN SE VAYAN REQUIRIENDO :":PRINT :INPUT
"PRESION TOTAL (ATMOSFERAS) = ",PT:INPUT "HUMEDAD MOLAR = ",Y:INPUT "TEMPERATU
RA BULBO HUMEDO (GRADOS FARENHEIT) = ",TBH:TBH=(TBH-32)/1.8+273:PRINT :PRINT "EN
PROCESO . . ."
4610 TBS=TBH*30:F1=1:PV1=FNPV(TBH*1.8-460):Y25=PV1/(PT-PV1):WHILE ABS(F1)>.0001
TBH:F1=FNLPS(TBH,Y25):TRO=TBS:TBS=TBS+.001:F2=FNLPS(TBH,Y25):TBS=TBS-F1*.001/(F
2-F1):WEND:PV=FNPV(TBS*1.8-460):YS=PV/(PT-PV):HUP=Y/YS*100:GOTO 4450
4620 CLS:PRINT "TECLEE DATOS DEL AIRE SEGUN SE VAYAN REQUIRIENDO :":PRINT :INP
UT "PRESION TOTAL (ATMOSFERAS) = ",PT:INPUT "HUMEDAD ABSOLUTA = ",Y1:INPUT "TEMPER
ATURA BULBO HUMEDO (GRADOS FARENHEIT) = ",TBH:TBH=(TBH-32)/1.8+273:PRINT :PRINT
"EN PROCESO. . ."

```

```

4630 GOTO 4610
4640 IF OP#="" THEN BEEP:CLS:PRINT "LAS PROPIEDADES CALCULADAS DEL AIRE LAS REPOR
TARA POR:"PRINT :PRINT "1.-UNIDAD MOLAR:"PRINT "2.-UNIDAD DE MASA:"PRINT :PRINT
"NUMERO DE OPCION = ":OP#INPUT$(1):PRINT OP#
4650 ON VAL(OP#)GOTO 4670,4760
4660 PRINT "ERROR EN NUMERO DE OPCION":BEEP:BEEP:BEEP:FOR I=1 TO 700: NEXT I: OP
#=""GOTO 4640
4670 CLS:PRINT SPC((80-LEN(L#))/2):COLOR 0,5:PRINT L#:COLOR 6,0:PRINT
4680 PRINT :PRINT "HUMEDAD MOLAR = ":Y:PRINT "HUMEDAD MOLAR DE SATURACION = ":YS
4690 PRINT "VOLUMEN HUMEDO = ":VH:" m3/Kgool a.s ":PRINT "VOLUMEN HUMEDO SATURAC
ION = ":VHS:" m3/Kgool a.s.":PRINT "VOLUMEN DE AIRE SECO = ":VAS:" m3/Kgool a.s."
4700 PRINT "HUMEDAD PORCENTUAL = ":HUP:PRINT "HUMEDAD RELATIVA = ":HUR:PRINT "CAL
OR HUMEDO = ":CH:" Kcal/Kgool a.s. K":PRINT "ENTALPIA = ":HG:" Kcal/Kgool a.s.":
PRINT "ENTALPIA DE SATURACION = ":HGS:" Kcal/Kgool a.s."
4710 PRINT "ENTALPIA DE AIRE SECO = ":HAS:" Kcal/Kgool a.s.":PRINT "ENTALPIA DE
VAPOR DE AGUA = ":HVAF:"Kcal/Kgool H2O"
4720 PRINT "TEMPERATURA DE BULBO SECO = ":TBS:"GRADOS KELVIN":PRINT "TEMPERATURA
DE BULBO HUMEDO = ":TSH:"GRADOS KELVIN":PRINT "TEMPERATURA DE ROCIO = ":TRO:"GR
ADOS KELVIN"
4730 PRINT "PRESION TOTAL = ":PT:"ATMOSFERA(S)":PRINT "PRESION PARCIAL DEL AGUA
 = ":PVAP:"ATMOSFERA(S)":PRINT "PRESION PARCIAL DEL AIRE SECO = ":FAS:"ATMOSFERA(S)":
PRINT "PRESION DE VAPOR DEL AGUA A TEM. B. SECO = ":PV:"ATMOSFERA(S)"
4740 PRINT "PARA CONTINUAR PRESIONE CUALQUIER TECLA":BEEP:BEEP:A#INPUT$(1):IF 0
B=3 THEN RETURN 2360
4750 RETURN 40
4760 CLS:PRINT SPC(20):"PROPIEDADES DEL AIRE:"PRINT :PRINT "HUMEDAD ABSOLUTA =
":Y1:PRINT "HUMEDAD ABSOLUTA DE SATURACION = ":Y1S
4770 PRINT "VOLUMEN HUMEDO = ":V1H:" m3/kg a.s.":PRINT "VOLUMEN HUMEDO DE SATURA
CION = ":V1HS:"m3/kg a.s.":PRINT "VOLUMEN DE AIRE SECO = ":V1AS:" m3/Kg a.s."
4780 PRINT "HUMEDAD PORCENTUAL = ":HUP:PRINT "HUMEDAD RELATIVA = ":HUR:PRINT "CA
LOR HUMEDO = ":CH:" Kcal/kg a.s.":PRINT "ENTALPIA = ":H1G:"Kcal/kg a.s.":PRINT
"ENTALPIA DE SATURACION = ":H1GS:"Kcal/kg H2O"
4790 PRINT "ENTALPIA DE AIRE SECO = ":H1AS:"Kcal/kg a.s.":PRINT "ENTALPIA DE VA
POR DE AGUA = ":H1VAF:"Kcal/kg H2O"
4800 PRINT "TEMPERATURA DE BULBO SECO = ":TBS:" GRADOS KELVIN":PRINT "TEMPERATU
RA DE BULBO HUMEDO = ":TSH:" GRADOS KELVIN":PRINT "TEMPERATURA DE ROCIO = ":TRO:"
GRADOS KELVIN"
4810 PRINT "PRESION TOTAL = ":PT:" ATMOSFERA(S)":PRINT "PRESION PARCIAL DEL AGUA
 = ":PVAP:" ATMOSFERA(S)":PRINT "PRESION PARCIAL DEL AIRE SECO = ":FAS:" ATMOSFE
RA(S)":PRINT "PRESION DE VAPOR DEL AGUA A TEM. B. SECO = ":PV:" ATMOSFERA(S)":GO
TO 4740
4820 DATA .023,.23,.2, .19, .14, .33, .26, .25, .64, .86, .23, .25, .15, .16, .4, .48, .19, .21
, .12, .13, .25, .28, .15, .16, .1, .11, .17, .18, .12, .12, 9.000001E-02, 9.000001E-02, .33, .4
, .17, .19, .12, .13
4830 DATA .26, .29, .15, .16, .11, .11, .18, .2, .12, .13, .09, .1, .14, .15, .1, .1, .08, .08, .1
4, .15, .1, .11, .08, .09, .33, .38, .17, .19, .11, .12, .30, .36, .16, .18, .11, .12, .28, .33
4840 SIL#="CALOR TRANSFERIDO POR PISO Y TECHO":CLS:PRINT SPC((80-LEN(SIL#))/2):
COLOR 0,5:PRINT SIL#:COLOR 6,0:PRINT

```

```

4850 DATA .16,.17,.11,.12,.28,.29,.05,.05,.15,.29,.04,.05,.33,.27,9.000001E-02,
06,.59,.43,.1,9.000001E-02
4860 PRINT "1.-CIELO FALSO-PISO":PRINT "2.-TECHO":PRINT "3.-TECHO-CIELO FALSO":P
RINT "4.-PISO"
4870 INPUT "OPCION ":SI
4880 IF (TI-TE)/0 THEN LV=2
4890 IF (TI-TE)<0 THEN LV=1
4900 ON SI GOTO 4910,5000,5100,5260
4910 PRINT "ESTRUCTURA (LOSAS DE ASFALTO PARA PISO,5/8 (PULG) DE TRIPLEX 25/32 x
SUBPISO DE MADERA CIELO FALSO TERMINADO":PRINT "1.-CALOR FLUYENDO HACIA ARRIBA"
:PRINT "2.-CALOR FLUYENDO HACIA ABAJO"
4920 PRINT "CONCRETO (LOSAS DE ASFALTO PARA PISO, CUBIERTA DE CONCRETO DE 4 (PLG
.), ESPACIO DE AIRE)"
4930 PRINT "3.-CALOR FLUYENDO HACIA ARRIBA":PRINT "4.-CALOR FLUYENDO HACIA ABAJO
"
4940 INPUT "OPCION":IA
4950 SO=IA#2+LV+124
4960 RESTORE
4970 FOR I=1 TO 50
4980 READ LE:NEXT I
4990 GOTO 5320
5000 PRINT "CUBIERTA DE ACERO":PRINT " 1.-SIN AISLAMIENTO":PRINT " 2.-CON AI
SLAMIENTO DE 1 PLG.":PRINT " 3.-CON AISLAMIENTO DE 2 PLG.":PRINT "CUBERTA DE
MADERA 1 PLG.":PRINT " 4.- SIN AISLAMIENTO":PRINT " 5.-CON AISLAMIENTO DE 1
PLG."
5010 PRINT " 6.- CON AISLAMIENTO DE 2 PLG."
5020 PRINT "CUBIERTA DE MADERA 2.5 FLE.":PRINT " 7.-SIN AISLAMIENTO":PRINT "
8.- CON AISLAMIENTO DE 1 PLG.":PRINT " 9.-CON AISLAMIENTO DE 2 PLG.":PRINT "C
UBIERTA DE MADERA DE 4 PLG.":PRINT " 10.-SIN AISLAMIENTO"
5030 PRINT " 11.-CON AISLAMIENTO DE 1 PLG.":PRINT " 12.-CON AISLAMIENTO DE 2
PLG."
5040 INPUT "OPCION":IA
5050 SO=IA#2+LV+132
5060 RESTORE
5070 FOR I=1 TO 50
5080 READ LE:NEXT I
5090 GOTO 5320
5100 PRINT "TECHO PLANO, CIELO FALSO TERMINADO":PRINT "CUBIERTA DE ACERO":PRINT
" 1.-SIN AISLAMIENTO":PRINT " 2.-CON AISLAMIENTO DE 1 PLG.":PRINT " 3.-CON
AISLAMIENTO DE 2 PLG.":PRINT "CUBIERTA DE MADERA DE 1 PLG.":PRINT " 4.-SIN AI
SLAMIENTO"
5110 PRINT " 5.-CON AISLAMIENTO DE 1 PLG.":PRINT " 6.-CON AISLAMIENTO DE 2 P
LG."
5120 PRINT "CUBIERTA DE MADERA DE 2.5 PLG.":PRINT " 7.-SIN AISLAMIENTO":PRINT
" 8.-CON AISLAMIENTO DE 1 PLG.":PRINT " 9.-CON AISLAMIENTO DE 2 PLG.":PRINT
"CUBIERTA DE MADERA DE 4 PLG.":PRINT " 10.-SIN AISLAMIENTO"
5130 PRINT "para continuar oprima cualquier tecla":BEEP:BEEP:A$=INPUT $(1)
5140 PRINT " 11.-CON AISLAMIENTO DE 1 PLG":PRINT " 12.-CON AISLAMIENTO DE 2
PLG."
5150 PRINT "CUBIERTA DE CONCRETO LIVIANO DE 4 PLG.":PRINT " 13.-SIN AISLIENT
O":PRINT "CUBIERTA DE CONCRETO LIVIANO DE 6 PLG.":PRINT " 14.-SIN AISLAMIENTO"
:PRINT "CUBIERTA DE CONCRETO LIVIANO DE 8 PLG.":PRINT " 15.-SIN AISLAMIENTO"

```

```

5160 PRINT "CUBIERTA DE CONCRETO PESADO DE 2 PLG.":PRINT " 16.-SIN AISLAMIENTO
":PRINT " 17.-CON AISLAMIENTO DE 1 PLG.":PRINT " 18.-CON AISLAMIENTO DE 2 PL
6.":PRINT "CUBIERTA DE CONCRETO PESADO DE 4 PLG.":PRINT " 19.-SIN AISLAMIENTO"

```

```

5170 PRINT "para continuar oprima cualquier tecla":BEEP:BEEP:A$=INPUT $(1)
5180 PRINT " 20.-CON AISLAMIENTO DE 1 PLG.":PRINT " 21.-CON AISLAMIENTO DE 2
PLG.":PRINT "CUBIERTA DE CONCRETO PESADO DE 6 PLG.":PRINT " 22.-SIN AISLAMIE
NTO":PRINT " 23.-CON AISLAMIENTO DE 1 PLG.":PRINT " 24.-CON AISLAMIENTO DE 2
PLG."

```

```

5190 PRINT "TECHO INCLINADO CON ESTRUCTURA DE MADERA CIELO FALSO TERMINADO CONTR
A LAS VIGAS":PRINT " 25.-SIN AISLAMIENTO":PRINT " 26.-CON AISLAMIENTO DE 5
1/4 A 6 1/2 PLG.":PRINT "ATICO CON VENTILACION NATURAL":PRINT " 27.-SIN AISLAM
IENTO"

```

```

5200 PRINT " 28.-CON AISLAMIENTO DE 5 1/4 A 6 1/2 PLG.":INPUT "OPCION ";IA

```

```

5210 SO=IA*2+LV+156

```

```

5220 RESTORE

```

```

5230 FOR I=1 TO 50

```

```

5240 READ LE:NE:T I

```

```

5250 GOTO 5320

```

```

5260 PRINT "PISO SOBRE ESPACIO NO ACONDICIONADO, SIN CIELO FALSO":PRINT "ESTRUC
TURA DE MADERA":PRINT " 1.-SIN AISLAMIENTO":PRINT " 2.-CON AISLAMIENTO DE 2 A
2 1/4 PLG.":PRINT "CUBIERTA DE CONCRETO":PRINT " 3.-SIN AISLAMIENTO"

```

```

5270 PRINT " 4.-CON AISLAMIENTO DE 2 A 2 1/4 PLG.":INPUT "OPCION ";IA

```

```

5280 SO=IA*2+LV+212

```

```

5290 RESTORE

```

```

5300 FOR I=1 TO 50

```

```

5310 READ LE:NE:XT I

```

```

5320 INPUT "AREA (FIES2)";AE

```

```

5330 NE=LE*AE*(TI-TE):PRINT:PRINT:PRINT "CALOR TRANSFERIDO =" ;NE ; "(BTU/HR)"

```

```

5340 N9=NE*N9

```

```

5350 INPUT "EXISTE OTRO REQUERIMIENTO?";AR1

```

```

5360 IF AR1="SI" OR AR1="s1" THEN GOTO 4820

```

```

5380 RETURN 1340

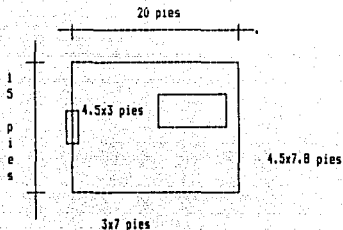
```

IV. APLICACION DEL PROGRAMA

A continuación se presenta un problema donde se aplica el programa desarrollado.

Problema 1

Un cuarto de control para la producción de un polímero de acrilonitrilo, butadieno y estireno, requiere un sistema de aire acondicionado; esta planta está localizada en el municipio de Tuititlán, Estado de México, a continuación se muestra el plano:



Los detalles de construcción son los siguientes:

Paredes: Ladrillo con un espesor de 6" de ancho, tiene acabado aparente en el exterior. En el interior se tiene 1/2" de concreto aplinado.

Techo: Cielo falso; Techo plano, hacia arriba de color claro. 10 pies de altura hasta el cielo falso.

Piso: Construido sobre estructura metálica en un mezzanine a una altura de 16 pies.

Ventanas: Ventanas de vidrio plano sencillo con bastidor metálico.

Puertas: De tipo industrial; la salida al lado norte no es hermética, mientras que la puerta del lado poniente es hermética.

Otros detalles del

diseño: 7 lámparas fluorescentes y equipo de control distribuido el cual emite 2500 BTU/hr.

Concentración de

personas: 6 personas máximo en cambios de turnos (7:00, 15:00, 23:00 horas) durante 30 minutos en promedio. Generalmente se encuentran 3 operadores en el interior del cuarto.

Solución: Condiciones interiores de diseño:

Utilizando la gráfica de ASHVE (página 53) observamos que la temperatura de bulbo seco para verano con una humedad relativa de 50% es 76°F (298°K); para invierno, usando una humedad relativa de 50%, tenemos una temperatura de 72°F (295°K).

De las condiciones promedio encontramos una temperatura durante el invierno de 41°F (278°K) con una humedad relativa promedio de 60%; en el verano las condiciones son: Temperatura de bulbo seco 80,6°F (300°K) y 60% de humedad relativa.

Carga de calentamiento:

- a) Se requiere determinar las condiciones de aire internas y externas a partir de los datos:

Condiciones externas:

Presión = .77 atm.
 Temperatura = 41°F
 Humedad relativa = 60%

Condiciones internas:

Presión = 0.77 atm.
 Temperatura = 77°F
 Humedad relativa = 50%

Para obtener las condiciones internas sin involucrar las transferencias internas de calor debemos calentar el aire de 44°F (280°K) a 100,4°F (311°K), después se requiere pasar el aire a un humidificador hasta llegar a una temperatura de 59°F (288°K) y 95% de Humedad Relativa. Finalmente se requiere calentar el aire hasta 77°F (298°K).

- b) Pérdidas por transmisión.

- Paredes:

Se alimentan los siguientes datos:

Número de euros diferentes 1
 Número de materiales diferentes 2
 Velocidad interna 5 MPH
 Velocidad externa 15 MPH
 Tipo de material interno SUPERFICIES MUY LISAS
 Tipo de material externo SUPERFICIES ESTUCADAS RUGOSAS

Constante y temperatura del material 1

k	T°F
0.2	33
0.2	55

Longitud del material 1 0.083 pies

Constante y temperatura del material 2

k	T°F
0.13	392
0.34	1832

Longitud del material 2 0.5 pies

El área sin influencia de radiación es:

Pared 2 1 20 pies ancho x 7.5 pies altura 300 pies²

Se presentan los siguientes resultados:

Temperatura promedio en el material (1) 75.93706

Temperatura promedio en el material (2) 57.93707

Se requiere alimentar el área soleada del muro en pies²

Pared 1 que mira hacia el sol 15 pies ancho x 7.5 pies altura 112.5 pies²

Se utilizará una construcción mediana de concreto de 6 a 8 pulgadas sin aislamiento y es una pared clara a las 9 a.m.

La diferencia equivalente de temperatura es 17°F

Área total de pared $150 \times 2 + 112.5$ pies 412.5 pies²

El calor transferido por el muro es: 2065.038 BTU/hr

Ventanas

Se describe la ventana como:

Lámina vertical de vidrio; con una lámina y la exposición es interior, el bastidor es metálico de vidrio simple.

El área de la ventana es:

4.5 pies x 3 pies = 13.5 pies²

El calor transferido por la ventana es: 364.5 BTU/hr

Piso:

Es un piso cielo falso.

El cuarto está en un mezzanine y tiene cubierta de concreto; el calor fluye hacia abajo.

El área del cuarto es de: 300 pies²

El calor transferido es de: 2700 BTU/hr.

Techo:

El techo es un cielo falso, con cubierta de concreto liviano de 4".

El área del cuarto es de: 300 pies²

El calor transferido es de: 1620 BTU/hr.

c) Calor perdido por infiltración de aire:

Se tiene infiltración de aire por la ventana y 2 puertas es decir 3 tipos diferentes de aberturas.

1. Ventana.

La ventana es metálica en bastidor simple; además es industrial, pivoteada horizontalmente.

La dimensión total de la hendidura es: 15 pies

2. Puertas.

La entrada principal es una puerta bien ajustada y la dimensión de esta hendidura es: 23 pies

Por otro lado se tiene una puerta de seguridad mal ajustada con una hendidura de: 20 pies.

El calor transferido por infiltración es:

Calor sensible 5336.656 BTU/hr.

Calor latente 5429.028 BTU/hr.

d) Calor transferido por radiación (ventanas).

Se tiene una sola ventana y no se cuenta con área sobreada a las 9 a.m. por lo que:

Área soleada = 13,5 pies²

La ganancia de calor se lee para 24° y 9 a.m.

Ganancia de calor = 202 BTU/hr pies²

Factor de ganancia sin sobra para un vidrio plano de 1" = 0,95

La ganancia de calor por radiación es 2590 BTU/hr

e) Ganancia de calor interna - personas

Se tienen 3 operadores haciendo un trabajo de oficina moderadamente activo.

Como fuente de calor adicional se tiene el sistema de cómputo y las luminarias :

3413 BTU/hr Kw \times 7 luminarias \times 0.04 Kw = 956 BTU/hr.

Calor por equipo $956 \times 2500 = 3456$ BTU/hr

Ganancia de calor sensible personas 645 BTU/hr

Ganancia de calor latente personas 705 BTU/hr

Ganancia de calor sensible interna 4101 BTU/hr

Ganancia de calor latente interna 705 BTU/hr

Calor sensible que es necesario recuperar 5394.54 BTU/hr

Calor latente que es necesario recuperar 4724.03 BTU/hr

f) Cálculo de aire requerido.

Para el problema se recomienda $15 \text{ pies}^3/\text{min}$ de aire por persona, y no se alimenta aire adicional.

Los resultados son los siguientes:

Aire de Recirculación 1680.85 lb/hr

Aire de ventilación 163.88 lb/hr

Calor de recirculación 9475.32 BTU/hr

Calor de ventilación 2056.62 BTU/hr

Calor a transferir 0.9699 TON.

Calor con el que se efectúa el cálculo del intercambiador 9475.32 BTU/hr.

1.110 Cálculo del intercambiador.

Para este problema utilizaremos como medio de calentamiento agua a 167°F con un flujo de 2000 lb/hr; por otro lado disponemos de un espacio máximo de 2 pies para la instalación del cambiador.

La caída de presión permisible tanto para el fluido de los tubos como para la coraza es de 10 lb/pulg^2

Se escoge un arreglo triangular

Los resultados son los siguientes:

Coefficiente global limpio (BTU/hr pie ²)	15.5	14.29
Coefficiente global limpio (BTU/hr pie ²)	14.66	13.89
Rd	3.92e-2	1.9e-3
h _i (BTU/hr pie ²)	16.55	15.91
h _o (BTU/hr pie ²)	259.7	140.43
Diámetro de los tubos	.75	.75
No. tubos	16	17
No. pasos	2	2
Espaciamiento de los baffles (pulg)	1.23	1.26
Espacio libre (%)	25	25
Pitch (pulg)	1	1
# coraza (pulgadas)	6.16	6.29
No. tubos a lo largo del envolvente.	6	6
ΔP tubos (lb/pulg ²)	1.69	.80
ΔP envolvente (lb/pulg ²)	0.13	0.11
Temperatura inicial del medio de transferencia (°F)	167	167
Temperatura final del medio de transferencia (°F)	162.2	157.5
Flujo del medio de transferencia (lb/hr)	2000	1000

Problema 2

Calcular cargas de calentamiento y el intercambiador de calor requerido para el edificio de restaurante que se especifica a continuación:

Localización, Filadelfia en esquina, la entrada y frente del edificio orientados al sur.

Pared Sur.

Longitud interior 22 pies al frente, altura 13 pies, ventana de 14 pies de ancho por 8 pies de alto, puerta de vaivén de 2 hojas de vidrio satinado de 6 pies por 7.5 pies; el resto de la pared es de 12 pulgadas con yeso interior y tiras de mármol sintético en el exterior. Se tiene todo sobre el frente completo.

Pared Este.

Lado a la calle; dimensiones interiores, 50 pies de largo por 13 pies de altura; ladrillo de 12 pulgadas con yeso interior; 3 ventanas metálicas pivotadas verticalmente de 3 pies por 4 pies, equipadas con toldos.

División Pared Norte.

Divide el área del comedor y la cocina no acondicionada, donde posiblemente se pueda tener una temperatura máxima de valor 109°F; tiene 22 pies de ancho por 13 pies de altura, con 2 puertas de vaivén de 3 pies por 7 pies que comunican a la cocina. La división es de marco de madera con tiras de madera, yeso en ambos lados y relleno de lana mineral entre las columnas de madera.

Pared Oeste. Adyacente a un espacio no acondicionado; ladrillo de 12 pulgadas con yeso de 3/4 pulgadas en un lado; 50 pies de longitud y 13 pies de altura (dimensiones interiores).

Piso. Formado por vigas convencionales de madera con tiras de madera y yeso por abajo con linóleo de 1/4 de pulgada cubriendo el piso.

Cielo Falso. Abajo del techo. Construcción: Vigas de madera de 4 pulgadas; yeso en la parte inferior y cubierto con tabloncillos de madera de 1 pulgada cubierto con papel para techo.

Ocupantes. Se tiene un total de 50 personas en mesas y mostrador; 5 empleados en la parte acondicionada del restaurante. La ocupación máxima ocurre al mediodía.

Equipo. En el espacio acondicionado: dos cafeteras calentadas con gas de 3 galones de capacidad. Un tostador de 2650 watts de capacidad.

(Se tiene campana arriba de los equipos anteriores la cual ventila al exterior usando un ventilador pequeño de extracción colocado sobre la pared que da al exterior y en el espacio acondicionado).

No hay motores.

Alumbrado electrico: 2400 watts total; no se usará durante el tiempo de carga máxima.

Condiciones de Diseño.

De la tabla 9 para Filadelfia las condiciones exteriores de diseño son 95°F bulbo seco y 78°F bulbo húmedo. De la tabla 8, se seleccionan las condiciones interiores de diseño para 95°F exterior. Son 80°F bulbo seco y 67°F bulbo húmedo.

Pared	Muro	Ventana	Puerta	temperatura exterior
Sur	22x13 ladrillo rojo yeso interior	14x18	2 hojas vidrio sat. 6x7,5	te
Este	50x13 ladrillo rojo yeso interior	(3) 3x4 metálica pivotada verticalmente		te

Norte	22x13 marco de es- dera, tiras de madera, yeso - relleno lana - mineral.	(2) vaivén 3x7	109°F
Oeste	50x13 ladrillo rojo y yeso		89°F

Pared. Las paredes sur, este y oeste son del mismo material, sin embargo, la pared oeste se manejará diferente, ya que se tiene una temperatura adyacente diferente a las paredes sur y este.

Número de muros diferentes 3

Pared número 1

Número de materiales diferentes 2

Velocidad interna 5

Velocidad externa 10

Material interno superficie muy lisa

Material externo superficie estucada rugosa

Material 1

-Constante y temperatura

0.22, 33

0.22, 55

-Longitud 0.0625

Material 2

-Constante y temperatura

0.25, 352

0.25, 1112

-Longitud 0.5

Area de la pared:

Se suministra el dato de la pared "este", la cual no tiene influencia de radiación.

$$A=50 \times 30 - 3(3 \times 4) = 650 - 36 = 614 \text{ pies}^2$$

En esta pared se encuentran los siguientes resultados:

- Temperatura promedio en el material 1 = 80.76585°F
- Temperatura promedio en el material 2 = 88.26586°F

Pared número 2

Número de materiales diferentes 2

Material interno superficie muy lisa

Material externo superficie estucada rugosa

- Temperatura externa 89°F

Material 1

-Constante y temperatura

0.22, 33

0.22, 55

- Longitud 0.0625

Material 2

-Constante y temperatura

0.25, 352

0.25, 1112

- Longitud 0.5

Area de la pared:

$$A=650 \text{ pies}^2$$

En esta pared se encuentran los siguientes resultados:

- Temperatura promedio en el material 1 = 80.25233°F
- Temperatura promedio en el material 2 = 87.75234°F

Pared número 3

Número de materiales diferentes 3

Material interno superficie muy lisa

Material externo superficie muy lisa

- Temperatura externa 109°F

Material 1
-Constante y temperatura

0.22, 33
0.22, 55

-Longitud 0.0625

Material 2

-Constante y temperatura

0.024, 86
0.024, 96

-Longitud 0.3

Material 3

-Constante y temperatura

0.22, 33
0.22, 55

-Longitud 0.0625

Area de la pared:

$A=244 \text{ pies}^2$

En esta pared se encuentran los siguientes resultados:

- Temperatura promedio en el material 1 =80.22°F
- Temperatura promedio en el material 2 =90.39°F
- Temperatura promedio en el material 3 =97.66°F

Área de la pared con influencia de radiación:

$$A=22(13-(1448+617.5))= 129 \text{ pies}^2$$

$$\text{Diferencia equivalente de temperatura}= 4^\circ\text{F}$$

Calor transferido =-5596.80 BTU/Hr

Flujo de calor en ventanas.

Se utilizará la opción de láminas verticales de vidrio, 1 lámina con exposición exterior y lámina de vidrio simple.

Se tiene un área total de:

$$A=1448+(617.5)+(344)= 169 \text{ pies}^2.$$

Calor transferido =-2864.553 BTU/Hr

Flujo de calor en pisos y techos.

Piso: se escoge la opción de estructura de madera sin aislamiento y se le asigna el área de:

$$A=50422= 1100 \text{ pies}^2.$$

Calor transferido =-5445.06 BTU/Hr

Techo: se selecciona cielo falso con cubierta de madera de 4" con cubierta de aislamiento de 1".

$$A=50422= 1100 \text{ pies}^2.$$

Calor transferido =-1650.002 BTU/Hr

Calor producido por infiltraciones.

Calor perdido por infiltración de aire:

Se tiene infiltración de aire por las ventanas y 1 puerta 2 tipos diferentes de aberturas.

La ventana es metálica en bastidor simple; además es pivotada verticalmente.

Las dimensiones de la ventana son: 54 pies

La entrada principal es una puerta mal ajustada y las dimensiones de esta puerta son: 34.5 pies

Se considera en el presente ejercicio que sólo el 50% se infiltrará al cuarto debido a la acción del aire acondicionado (presión positiva).

Por otro lado se tiene una infiltración adicional por la entrada y salida de personas la cual se calcula de acuerdo a la tabla 17

$$2.5 \text{pies}^3/\text{min-persona} \times 50 \text{ personas} = 125 \text{pies}^3/\text{min}$$

$$125 \text{pies}^3/\text{min} \times 60 \text{min}/\text{Hr} = 7500 \text{pies}^3/\text{hr.}$$

El calor transferido por infiltración es:

$$\text{Calor sensible} \quad -3296.10 \text{ BTU/hr.}$$

$$\text{Calor latente} \quad -5092.58 \text{ BTU/hr.}$$

Calor transferido por radiación (ventanas).

$$\text{Area soleada} = 157 \text{pies}^2$$

$$\text{Ganancia de calor} = 141 \text{ BTU/hr pie}^2$$

$$\text{Factor de ganancia} = 0.87$$

La ganancia de calor por radiación es 19259.19 BTU/hr

Ganancia de calor interna - personas

Se tienen 50 comensales sentados descansando.
además se tienen 5 personas realizando trabajo sedentario
Como fuentes de calor adicional se tienen 2 cafeteras de 3 gal

$$\text{Calor sensible} = 2 \times 2500 = 5000 \text{ BTU/hr.}$$

$$\text{Calor latente} = 2 \times 2500 = 5000 \text{ BTU/hr.}$$

Tostador.

$$\text{Calor sensible} = 9050 \text{ BTU/hr}$$

Se elimina el 50% por un extractor por lo que:

$$\text{Calor sensible} = 10025 \text{ BTU/hr}$$

$$\text{Calor latente} = 2500 \text{ BTU/hr}$$

Ganancia de calor sensible personas	11020 BTU/hr
Ganancia de calor latente personas	13229 BTU/hr
Ganancia de calor sensible interna	21045 BTU/hr
Ganancia de calor latente interna	15730 BTU/hr

$$\text{Calor sensible que es necesario recuperar} \quad -59157 \text{ BTU/hr}$$

$$\text{Calor latente que es necesario recuperar} \quad -20823 \text{ BTU/hr}$$

Cálculo de aire requerido.

Para el problema se recomienda $15 \text{ pies}^3/\text{min}$ de aire por persona, y no se alimenta aire adicional.

Los resultados son los siguientes:

Aire requerido	825 pies^3/min
Aire de recirculación	12532.4 lb/hr
Aire de ventilación	3454.5 lb/hr
Calor de recirculación	-63478.98 BTU/hr
Calor de ventilación	-51288.29 BTU/hr
Calor a transferir	-9.56 TON.

Calor con el que se efectúa el cálculo del intercambiador - 63478.98 BTU/hr.

Cálculo del intercambiador.

Para este problema utilizaremos como medio de enfriamiento agua a 50°F y temperatura final de 65°F ; por otro lado disponemos de un espacio máximo de 4 pies para la instalación del cambiador.

La caída de presión permisible tanto para el fluido de los tubos como para la coraza es de 10 lb/pulg^2

Se escoge un arreglo triangular

Los resultados son los siguientes:

Coefficiente global limpio (BTU/hr pie^2)	11.6	11.31
Coefficiente global sucio (BTU/hr pie^2)	11.4	10.95
Rd	2e-3	2.8e-3
hi (BTU/hr pie^2)	19.34	18.25
hio (BTU/hr pie^2)	29.52	29.29
Diámetro de los tubos	.75	.75
No. tubos	204	230
No. pasos	2	2
Espaciamento de los baffles (pulg)	3.43	3.62
Espacio libre (ft)	25	25
Pitch (pulg)	1	1
Ø coraza (pulgadas)	17.16	18.11
No. tubos a lo largo del envoltente.	17	18
ΔP tubos (lb/ pulg^2)	1.66	1.72
ΔP envoltente (lb/ pulg^2)	.278	.24
Temperatura inicial del medio de transferencia ($^\circ\text{F}$)	50	50
Temperatura final del medio de transferencia ($^\circ\text{F}$)	65	63
Flujo del medio de transferencia (lb/hr)	4224.5	4873.8

V. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

En este trabajo se hizo notar que para realizar el cálculo de equipos de aire acondicionado se requiere tomar en cuenta las operaciones unitarias de transferencia de calor, transferencia de masa así como, el flujo de fluidos.

En esta tesis se están dando las facilidades necesarias para poder hacer un cálculo rápido del equipo de acondicionamiento de aire y por otro lado realiza el cálculo de un intercambiador el cual se puede utilizar para los equipos de aire acondicionado. En la práctica este programa se podrá utilizar con bastante exactitud para realizar ingeniería básica y los resultados que se arrojen en esta nos servirán como parámetros para poder comprar el equipo.

El programa se corrió contra un problema práctico y contra un problema existente en la literatura para poder comprobar los resultados los cuales se presentan a continuación:

	LITERATURA	TESIS	DIFERENCIA
	Q SENSIBLE	Q SENSIBLE	
	BTU/HR	BTU/HR	
TRANSMISION Y			
GANANCIA SOLAR	27,869	34,815	25
CARGA HUMANA	10,975	11,020	0.4
FUENTES VARIAS	10,025	10,025	0.0
INFILTRACION	3,140	3,296	5.0

	Q LATENTE BTU/HR	Q LATENTE BTU/HR	
CARGA HUMANA	13,275	13,230	0.3
FUENTES VARIAS	2,500	2,500	0.0
INFILTRACION	5,040	5,092	1.0
	PIES ³ /MIN	PIES ³ /MIN	
AIRE REQUERIDO	825	825	0.0
	LB/HR	LB/HR	
AIRE DE RECIR.	13,270	12,532	4.0
AIRE DE VENT.	3,450	3,454	0.1
TON DE REFRIG.	8.9	7.41	7.4

LA DIFERENCIA PROMEDIO ES 4%

Como se puede observar los resultados obtenidos por el programa son muy cercanos a los de la literatura, sin embargo, se encuentran diferencias en lo que es transmisión y ganancia solar; esto es debido a que en la literatura se consideran coeficientes globales de transferencia de calor promedio y el programa realiza el cálculo revisando cada material de acuerdo a los valores de conductividad térmica con respecto a la temperatura.

En este tipo de problemas existen dos factores prioritarios los cuales son:

Conocer los aspectos constructivos y arquitectónicos de la localidad por acondicionar y por otro lado es importante conocer los criterios de diseño.

En la tesis se están indicando los aspectos de diseño más importantes. Por otro lado en el cálculo del intercambiador de calor se dan los valores del coeficiente global, dimensionamiento y flujo del medio de transferencia. Estos valores son importantes ya que con estos y los factores: a) Servicios disponibles, b) Area disponible, c) Costo del equipo Vs. servicios-Área. ; determinaremos la opción que mejor cumpla con los requerimientos.

Como se puede observar, este trabajo nos sirve para realizar un primer cálculo para la determinación del equipo de acondicionamiento de aire lo cual se planteó como objetivo inicial del presente trabajo.

ANEXO

TABLA 16 CONDUCTIVIDADES TERMICAS PARA ALGUNOS MATERIALES DE CONSTRUCCION Y AISLAMIENTO.

$$K = \text{Btu/hr pie}^2 \text{ } ^\circ\text{F/pie}$$

MATERIAL	Densidad Aparente lb/pie ³ a la tem del cuarto	°F	K
TABLA ASBESTO-CEMENTO	8.5	68	0.43
HOJAS DE ASBESTO	55.5	124	0.96
PIZARRA DE ASBESTO	112	32	0.087
	112	140	0.114
ASBESTO	29.3	-328	0.043
	1.113	32	0.090
	36	32	0.087
	36	212	0.111
	36	392	0.120
	36	752	0.129
	1.114	-328	0.090
	1.115	32	0.135
LAMINILLA DE ALUMINIO			
7 ESPACIOS DE AIRE/2.5 PLG	0.2	100	0.025
		351	0.038
CENIZAS DE MADERA		32-212	0.041
ASFALTO	132	68	0.43
LADRILLOS:			
ALUMINA (92-99% Al ₂ O ₃)		601	1.8
ALUMINA (64-65% Al ₂ O ₃)		2399	2.7
	115	1472	0.62
	115	2012	0.63
LADRILLO DE EDIFICIOS		68	0.4
CROMO (32% Cr ₂ O ₃)	200	392	0.67
	200	1202	0.85
	200	2399	1.0
TIERRAS DIATOMACEAS	27.7	399	0.051
	1.116	1600	0.077
MISSOURI ARCILLA ROJA		392	0.58
		1112	0.85
		1832	0.95
		2552	1.02
AISLADO CON KAOLIN	27	932	0.15
	27	2102	0.26
AISLADO CON KAOLIN			
LADRILLO COCIDO	19	392	0.050
	19	1400	0.113

MATERIAL	Densidad Aparente lb/pie ³ a la tem del cuarto	'F	K
CARBONATO DE CALCIO NAT.	162	86	1.3
CONCRETO POLVO			0.2
1:4 SECO			0.44
PIEDRA			0.54
ALGODON LANA	5	86	0.024
VIDRIO			0.2-0.73
ARENA SECA	94.6	68	0.19
LANA ANIMAL	6.9	86	0.021
MADERA PINO	34.4	70	0.2

TABLA 17 INFILTRACION DE AIRE DURANTE EL VERANO EN PUERTAS DE ESTABLECIMIENTOS COMERCIALES

INFILTRACION POR PERSONA EN EL CUARTO

APLICACION	PIES ³ /MIN	
	PUERTA GIRATORIA	PUERTA DE VAIVEN
	72 pulg.	36 pulg.
BANCO	7.5	10
BOTICA	10.0	13
TABAQUERIA	15.0	20
CORREDDR DE BOLSA (OFICINA)	5.0	6.5
FUENTE DE SODAS	5.0	6.5
MERENDERO	5.0	6.5
OFICINA (PROFESIONAL)	2.5	3.0
PELETERIA	2.0	2.0
PELUQUERIA	3.5	4.5
RESTAURANTE	2.0	2.5
TIENDA DEPARTAMENTOS	5.0	6.5
TIENDA DE ROPA	2.0	2.5
ZAPATERIA	3.5	4.5

NOTA: Puerta giratoria de 72 pulgadas (entrepaños abiertos) 1200 pies³/min

Puerta de vaivén de 36 pulgadas (hojas verticales abiertas) 800 pies³/min

BIBLIOGRAFIA

- Air-Conditioning and Refrigeration Institute. 1981. Refrigeracion y Aire Acondicionado. Prentice Hall Hispanoamericana, S.A. Edo. de México, México.
- Brown, G.E. 1951. Unit Operations. John Wiley & Sons, Inc. New York, U.S.A.
- Bridgeman, O.C. 1964. A reappraisal of the critical constants of water. Trans. ASME. J. Heat Transfer.
- Chen, N.H. June 30, 1958. Tubeside Heat Transfer Coefficient. Chemical Engineering.
- Chen, N.H. October 6, 1958. Speed Heat Transfer Computations. Chemical Engineering.
- Chen, N.H. October 20, 1958. Save Time in Heat Exchanger Design. Chemical Engineering.
- Chen, N.H. November 17, 1958. Tubeside Heat Transfer Coefficient. Chemical Engineering.
- Chen, N.H. December 1, 1958. Shellside Heat Transfer Coefficient. Chemical Engineering.
- Chen, N.H. March 23, 1959. Heat Transfer Coefficient Pressure Drop. Chemical Engineering.
- Chen, N.H. April 6, 1959. Heat Transfer and Pressure Drop For Shell Side Fluids in Transverse Finned Shell and Tube Exchangers. Chemical Engineering.
- Dossat, R.J. 1977. Principios de Refrigeracion. C.E.C.S.A. México.
- Hernandez, G.E. 1978. Fundamentos de Aire Acondicionado y Refrigeración. Editorial Limusa. México .
- Hougen, O.A., K.M. Watson & R.A. Ragatz. 1959. Chemical Process Principles. John Wiley & Sons, Inc., New York, U.S.A.
- Hougen, O.A., K.M. Watson & R.A. Ragatz. 1964. Chemical Process Principles Charts. John Wiley & Sons, Inc., New York, U.S.A.
- Jennings & Lewis .1980. Aire Acondicionado y Refrigeración. C.E.C.S.A. Colombia.
- Kern, D.O. 1950. Process Heat Transfer. Mc Graw-Hill Book Company. New York, U.S.A.
- McCabe, L.W. & J.C. Smith. 1976. Unit Operations of Chemical Engineering. Mc Graw Hill. New York, U.S.A.
- Petroleos Mexicanos. 1983. Manual de Cambiadores de Calor. Criteros Generales Para su Diseño Técnico . México.
- Positello R. 1983. La Vapeur D' Eau Industrielle. Technique et Documentation (lavisier). Paris Francia.
- Tubular Exchanger Manufacturers Association. 1968. Standards of Tubular Exchanger. New York, U.S.A.
- Wagner, W. 1976. "A new correlation method for thermodynamic data applied to The vapour pressure for argon, nitrogen and water". (traducción en Ingles editada por J.T.R. Watson). IUPAC Thermodynamic Tables Project Centre, Imperial College , Londres.