



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA
DE MÉXICO

FACULTAD DE INGENIERIA

*Proyecto de Acondicionamiento Climático
Para un Local que Alberga una Pista de
Hielo Sintética Para Patinar*

T E S I S

*Que para obtener el título de:
Ingeniero Mecánico*

Presenta:

José Luis Monter Sanabria



Director de Tesis:

Ing. Rodrigo Bengoechea Olguín

México D.F.

Marzo 2006



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 esta 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.

ÍNDICE GENERAL

Índice general	I
Índice de figuras	IV
Índice de tablas	VII
1. Historia del origen y desarrollo del patinaje sobre hielo.	1
1.1. Historia.....	1
2. Generalidades para el acondicionamiento de una pista de hielo	3
2.1. Introducción.....	3
2.2. Ubicación.....	3
2.2.1. Temperatura.....	4
2.2.2. Humedad.....	6
2.2.3. Punto de rocío.....	7
2.2.4. Índice de calor y humedad.....	7
2.2.5. Presión atmosférica.....	10
2.2.6. Orientación.....	11
2.2.7. Latitud.....	12
2.2.8. Factores económico-sociales.....	13
2.3. Clasificación general de los diferentes tipos de pistas para patinar.....	14
2.3.1. Clasificación general por tipo de suelo.....	14
2.3.2. Clasificación por clase	15
2.3.3. Clasificación de acuerdo al uso.....	16
2.3.4. Comparativa.....	17
2.3.5. Ventajas de una pista sintética sobre una artificial.....	18
2.3.5.1. La pista de hielo sintética.	18
2.3.5.2. Inversión inicial y costo de operación.....	19
2.3.5.3. El material.....	21
2.3.5.4. Versatilidad.....	21
2.3.5.5. Aspecto Ecológico.....	21
2.3.5.6. Limitaciones.....	22
2.3.5.7. Experiencias.....	22
2.4. Conclusiones.....	23

3. Especificaciones del inmueble.	25
3.1. Introducción.....	25
3.2. Recinto.....	25
3.2.1. Dimensiones de la pista.....	25
3.2.2. Otros servicios.....	27
3.2.3. Dimensiones del inmueble.....	28
3.2.4. Orientación y dimensiones de ventanas.....	30
3.2.5. Orientación y dimensiones de puertas	31
3.2.6. Orientación y áreas en muros.....	32
3.3. Condiciones internas.....	32
3.3.1. Ventilación.....	32
3.3.2. Temperaturas y humedades internas.....	35
3.3.3. Iluminación.....	36
3.3.4. Utensilios.....	41
3.3.5. Personal y sus actividades.....	43
3.4. Plano preliminar.....	44
3.5. Conclusiones.....	47
4. Materiales de construcción, aislamientos y ganancias de calor en muros, techo y cristales	50
4.1. Introducción.....	50
4.2. Muros y techo.....	51
4.2.1. Materiales de construcción para muros y techo.....	51
4.2.2. Transmisión de calor a través de las paredes exteriores.....	53
4.2.3. Diferencia equivalente de temperatura.....	56
4.2.4. Ganancias de calor a través de los muros y techos del recinto.....	58
4.2.4.1. Ganancia de calor para muros.....	59
4.2.4.2. Ganancia de calor para techo.....	60
4.2.4.3. Ganancia de calor para techo con capa aislante.....	61
4.2.5. Método Schmidt.....	62
4.3. Vidrios.....	63
4.3.1. Radiación solar directa y difusa.....	64
4.3.2. Vidrio Ordinario.....	64
4.3.3. Fundamentos para las aportaciones solares.....	66
4.3.4. Diferentes tipos de cristal.....	68
4.3.5. Ganancias de calor a través de los cristales.....	69
4.4. Conclusiones.....	72

5. Estimación de la Carga Térmica.....	74
5.1. Introducción.....	74
5.2. Ganancia debida a Infiltraciones y ventilación.....	74
5.2.1. Infiltración.....	74
5.2.2. Ventilación.....	75
5.3. Total de ganancias.....	77
5.4. Diagrama psicrométrico.....	79
5.4.1. Factor de calor sensible.....	80
5.4.2. Factor de calor sensible total.....	82
5.4.3. Factor de Bypass.....	84
5.5. Cantidad de aire.....	86
5.6. Capacidad del equipo.....	89
5.6.1. Para techo sencillo.....	89
5.6.1.1. Con cantidad de aire mínima.....	92
5.6.1.2. Con cantidad de aire recomendada.....	95
5.6.2. Para techo con aislamiento.....	98
5.6.2.1. Con cantidad de aire mínima.....	100
5.6.2.2. Con cantidad de aire recomendada.....	103
5.6.3. Para techo con aislamiento y factor de bypass pequeño.....	105
5.7. Conclusiones.....	110
6. Conclusiones.....	113
A. Carta psicrométrica.....	121
B. Niveles de iluminación.....	124
C. Valores usuales de factores de bypass.....	125
Bibliografía.....	127

ÍNDICE DE FIGURAS

2.1. Ilustración de los termómetros de bulbo seco y bulbo húmedo, para las temperaturas real e higrométrica de una mezcla de aire seco y vapor de agua, a este dispositivo se le llama psicrómetro.....	5
2.2. Grafica para calcular el índice de calor (sensación térmica) de acuerdo a la temperatura de bulbo seco ° C y humedad relativa %.....	10
2.3. Mapa de Acapulco de Juárez donde se propone la ubicación de la pista de hielo, hotel Acapulco Princess.....	12
3.1. Plano preliminar del recinto de la pista de hielo sintética en donde se aprecia la ubicación, orientación y dimensiones de cada una de las secciones con las que cuenta el inmueble. Escala 10:1 metros.....	29
3.2. Carta de comodidad de la ASHRAE para aire tranquilo en condiciones de verano e invierno.....	35
3.3. Plano preliminar del recinto de la pista de hielo en donde se aprecia la ubicación y orientación de cada una de las puertas, ventanillas y ventanas que componen el recinto, además de la ubicación de la luminaria dentro del local. Escala 10:1.....	40
3.4. Plano preliminar del recinto de la pista de hielo en donde se puede observar la distribución, ubicación y orientación de cada una de las secciones con sus respectivas puertas y ventanillas además se muestra la ubicación y distribución de la luminaria y cristales que dan al exterior del recinto Escala 10:1m.....	46
4.1. Transmisión de calor a través de los muros del recinto, donde a = mortero, b = tabique, c = yeso.....	52
4.2. Radiación solar absorbida en la primera lámina.....	56
4.3. Comportamiento de la radiación solar absorbida durante el segundo intervalo de tiempo.....	57
4.4. Comportamiento de la radiación solar absorbida durante el tercer intervalo de tiempo.....	57
4.5. Comportamiento de la radiación solar durante el segundo intervalo de tiempo, más el absorbido durante este intervalo.....	58
4.6. Comportamiento de la radiación solar durante el tercer intervalo de tiempo, más el calor absorbido durante este intervalo.....	58
4.7. Reacción ante la radiación solar de un cristal ordinario, con un ángulo de incidencia de 30°.....	64

4.8. Reacción ante la radiación solar de un cristal ordinario, con un ángulo de incidencia de 80°.....	65
5.1. Diagrama del recinto que muestra el flujo de aire exterior y recirculación del aire interior.....	76
5.2. Esquema del diagrama psicrométrico.....	79
5.3. Recta de factor de calor sensible (FCS) dibujada entre los puntos que representan las condiciones del aire del local y las condiciones de impulsión.....	81
5.4. Recta dibujada sobre el esquema del diagrama psicrométrico donde se muestra la ubicación del punto de referencia para el trazado de la paralela (FCS).....	82
5.5. Recta del factor de calor sensible total (FCST) dibujada entre los puntos que representan las condiciones del aire a la entrada y salida del acondicionador.....	83
5.6. Recta del FCST dibujada sobre el esquema del diagrama psicrométrico donde se muestra la ubicación del punto de referencia para el trazado de la paralela (FCST)...	84
5.7. Diferentes tipos de rectas de FCST y factores de bypass dibujadas sobre el diagrama psicrométrico.....	86
5.8. Rectas del FCS y FCST dibujadas sobre el diagrama psicrométrico que intersecan indicando el punto donde el aire sale del aparato.....	87
5.9. Rectas de FCS y FCST dibujadas en el diagrama psicrométrico con la línea de carga suplementaria.....	88
5.10. Diagrama del flujo de aire en el local.....	89
5.11. Diagrama psicrométrico que muestra ubicación de las condiciones del proyecto con un FCS de 0.87.....	90
5.12. Diagrama psicrométrico que muestra ubicación de las condiciones del flujo de aire a través de la carta.....	94
5.13. Diagrama psicrométrico que muestra ubicación de las condiciones del flujo de aire a través de la carta, con la entalpía h_3 calculada para un 7.2% de aire exterior.....	96
5.14. Diagrama psicrométrico que muestra ubicación de las condiciones del proyecto con un FCS de 0.82.....	99
5.15. Diagrama psicrométrico que muestra ubicación de las condiciones del flujo de aire a través de la carta.....	101
5.16. Diagrama psicrométrico que muestra ubicación de las condiciones del flujo de aire a través de la carta, con la entalpía h_3 calculada para un 7.2% de aire exterior.....	104
5.17. Diagrama psicrométrico que muestra ubicación de las condiciones del flujo de aire a través de la carta, con un factor de bypass de 0.092.....	106
6.1 Plano preliminar del recinto de la pista de hielo en donde se observa en conjunto las dimensiones, ubicación de cada sección, vidrios, puertas, gradas, pista y luminaria con la que contará el inmueble (impreso a color).....	115

6.2	Diagrama psicrométrico que muestra ubicación de los cuatro puntos del flujo de aire a través de la carta para el caso 3 donde se considera un techo con aislamiento adicional de poliestireno y un factor de bypass pequeño (0.089).....	118
6.3	Gráfica comparativa donde se aprecia el comportamiento y los valores de cada caso analizado (techo sencillo, techo con aislamiento y con un factor de bypass pequeño).....	119
A.1.	Ciclo clásico de evolución del aire climatizado representado sobre el diagrama psicrométrico o diagrama de Mollier o también llamado carta de humedad.....	122

ÍNDICE DE TABLAS

2.1.	Tabla de temperaturas promedio máximas extremas y temperaturas de cálculo de bulbo húmedo y bulbo seco para diferentes lugares del estado de Guerrero.....	5
2.2.	Índice del calor y sus posibles consecuencias.....	9
2.3.	Ventajas y Desventajas de las diferentes clases de pistas de hielo por el tipo de suelo que utilizan.....	18
3.1.	Tabla de áreas expuestas desglosadas por sección al exterior del recinto de la pista de hielo en Acapulco de Juárez.....	28
3.2.	Tabla de áreas expuestas de los cristales desglosadas por sección al exterior del recinto de la pista de hielo.....	30
3.3.	Tabla desglosada de las puertas externas del recinto de la pista de hielo.....	31
3.4.	Tabla desglosada de las áreas efectivas expuestas en muros para el recinto de la pista de hielo.....	32
3.5.	Tabla de ventilación recomendada para diferentes tipos de lugares.....	34
3.6.	Cantidad de aire mínimo y recomendable para la correcta ventilación del local.....	34
3.7.	Tabla de ganancias de calor sensible debidas al alumbrado de acuerdo al tipo de luminaria.....	37
3.8.	Tabla de utensilios o equipo con los que contará el recinto para una pista de hielo...	42
3.9.	Tabla de ganancias de calor sensible y latente para las personas con las que contará el recinto de la pista de hielo en Acapulco de Juárez.....	44
4.1.	Coeficientes de transmisión de calor y espesores de los distintos materiales de construcción para el local.....	52
4.2.	Diferencia equivalente de temperatura $[\Delta T_e]$ en grados centígrados para muro, ladrillo hueco de 8 pulgadas (20.32 cm) con color claro exterior.....	60
4.3.	Ganancias de calor totales a través de los muros.....	60
4.4.	Diferencia equivalente de temperatura $[\Delta T_e]$ en grados centígrados para techos de construcción ligera.....	61
4.5.	Ganancias de calor totales a través del techo.....	61
4.5a	Ganancias de calor totales a través del techo con aislamiento.....	62
4.6.	Aportaciones solares a través del vidrio sencillo con latitud norte de 20° , $\text{Kcal/h}\cdot\text{m}^2$	67
4.7.	Factores de amortiguamiento para varias clases de vidrio.....	69

4.8.	Ganancias de calor totales a través de los cristales.....	70
4.9.	Ganancias de calor por transmisión en cristales.....	71
5.1.	Suma de ganancias de calor de muros y techo más la insolación en cristales.....	77
5.2.	Suma del total de ganancias de calor en muros, techo, cristales, ocupantes, luminaria y equipo.....	78
5.1a	Suma de ganancias de calor de muros y techo con aislante más la insolación en cristales.....	78
5.2a	Suma del total de ganancias de calor en muros, techo con aislamiento de fibra, cristales, ocupantes, luminaria y equipo.....	79
5.3	Valores de los puntos (3) y (4) ubicados en la carta psicrométrica para cada caso analizado.....	112
B.1.	Tabla de niveles de iluminación mínimos y recomendados por la sociedad mexicana de ingeniería en iluminación (S.M.I.I.) para locales e industrias.....	124
C.1.	Tabla de valores usuales de factores de bypass para serpentines con aletas.....	125
C.2.	Tabla de valores usuales de factores de bypass para diferentes tipos de aplicaciones	126

Capitulo 1

Historia del origen y desarrollo del patinaje sobre hielo

1.1 Historia

Es posible que hayan sido los hombres de Neandertal quienes hace unos 20,000 años fueron los primeros en utilizar los patines como un medio de transporte eficaz para moverse sobre los lagos o ríos helados y como herramienta de velocidad durante la caza.

Los primeros patines se hicieron con los huesos de pierna de animales grandes, se deslizaban unas correas de cuero a través de agujeros realizados a cada extremo del hueso para sujetarlos a los pies. La palabra "patín" proviene del holandés y significa "hueso de la pierna".

Más tarde en el siglo XIV d.C. en Holanda se introduce el uso de una plataforma a la que se adhiere una bota de cuero. Alrededor del año 1500 a la plataforma de madera se agrega una hoja estrecha de metal afilado. Esta forma de patín es la que todavía se usa hoy en día y se le conoce como el Rollo holandés. Después aparecerían los patines de hierro y se harían de uso común desde el siglo XVI, siendo los holandeses los primeros en adoptar el patinaje de una forma intensiva para facilitarse las comunicaciones, desplazándose así, de una localidad a otra sobre sus canales y ríos congelados.

La primera actividad social relacionada con el patinaje y registrada en documentos escritos checos fue un carnaval sobre hielo que se organizó en 1610 en Praga con el emperador Rodolfo II. El baile sobre el hielo celebrado en la capital checa fue un acontecimiento social protagonizado por la nobleza. No se trató de forma alguna de una actividad deportiva.

En el siglo XVII se consideraba el patinaje como una actividad nociva para la salud. El propio Mentor de las Naciones, Juan Amos Comenio, afirmaba que el patinaje era un deporte indigno y peligroso para la vida, sin embargo estas recomendaciones no eran tomadas en cuenta y sobre las superficies heladas de los ríos como el Vltava, lagos y estanques congelados se podía ver una multitud cada vez más numerosa de patinadores.

Las diferencias sociales se notaban entre los patinadores ya en el siglo XVII. Mientras que los nobles y los burgueses acomodados se deslizaban sobre el hielo en patines metálicos, los menos afortunados debían contentarse con patines de hueso. El Vltava helado se convirtió en un paraíso para los patinadores en la segunda mitad del siglo XIX cuando miles de praguenses pasaban su tiempo libre patinando.

El desarrollo del patinaje contribuyó en aquel entonces al primer manual de “Como patinar” publicado en 1887. Dos años después el divulgador del deporte Josef Rössler-Orovský funda en Praga el Club de Patinaje de Competición.

El patinaje llegaría a Inglaterra quienes crearían los primeros clubes e instalarían las primeras pistas de hielo artificial. El salto a Estados Unidos y su expansión en Europa fue inmediato.

Varias son las disciplinas del patinaje como el: artístico, curling, velocidad, y velocidad en pista corta o short-track. La Unión Internacional de patinaje (ISU) fue creada en 1892, seis años después, la UIP fue la primera institución en organizar la primera competición de deportes sobre hielo preparando el camino para lo que hoy conocemos como los Juego Olímpicos de Invierno. Si bien no viene a constituirse como oficial hasta los Juegos Olímpicos de 1924 de Chamonix.

Por más de novecientos años el patinar sobre hielo dependía del clima. Por lo tanto el interés en practicar esta disciplina fue exclusiva de los países de clima frío y como consecuencia su popularidad nunca llegó a ser mundial. Aún en estos países de clima frío el patinar sobre hielo tenía sus limitaciones. A veces faltaba una extensión de agua apropiada como un lago; otras veces no había una temperatura baja ni la duración suficiente para formar el hielo, limitando la práctica de esta disciplina a patinar unos cuantos días al año.

Sin embargo tenía que existir alguna forma de patinar sobre el hielo sin la dependencia a un clima frío. Aquí es donde entra la ingeniería con una de sus herramientas más fuertes. Con la refrigeración se podía formar hielo sin importar la estación de año, inclusive en países con climas cálidos. La construcción de las primeras pistas de hielo comenzó a finales del siglo XIX y causando un crecimiento rápido en el interés de las personas por la práctica de deportes invernales.

Patinar sobre hielo ha tenido muchas modificaciones en los últimos años. Desde los huesos de animal que utilizaban los hombres de Neandertal para cazar su alimento hasta los modernos patines que se utilizan en los juegos Olímpicos de invierno y sus especialidades.

Patinar sobre hielo ya sea natural, artificial o sintético no es solamente un asunto deportivo, ahora se ve también desde un punto de vista recreativo, económico y de negocio, la ingeniería constantemente desarrolla nuevas técnicas en la construcción de pistas de hielo, día con día se desarrollan nuevos materiales y equipos que pueden llevar en teoría una pista de hielo a cualquier ciudad con condiciones de temperatura y humedad elevadas. En los siguientes capítulos se analizarán las generalidades, especificaciones, materiales y capacidades de los equipos para acondicionar una pista de hielo sintética o artificial.

Capítulo 2

Generalidades para el acondicionamiento de una pista de hielo

2.1 Introducción

En este capítulo se presentarán las consideraciones necesarias para comenzar con la elaboración de una pista de hielo, algunas de estas consideraciones tienen gran importancia desde el punto de vista ingenieril, en otras, su importancia radica en lo económico y social, sin embargo estas consideraciones solo serán mencionadas y quedarán como punto aparte en el desarrollo del proyecto.

Uno de los principales puntos a determinar es la ubicación del nuestro proyecto, se dice que lo que busca un inversionista es que este garantizado el éxito a mediano, corto o largo plazo. Imagine por un momento que durante todo el año, incluso en los meses de verano, existiera una pista de hielo en la playa, imagine a las personas patinando en traje de baño y con vista al mar. En base a esta idea se desarrolla la teoría necesaria para llevar a cabo el proyecto de una pista de hielo en una playa mexicana.

En los siguientes puntos de este capítulo se determinará cual es la mejor ubicación para el proyecto, además de analizar los principales factores climáticos y físicos que determinarían la viabilidad del proyecto.

2.2 Ubicación

Construir una pista de hielo, en cualquier parte del mundo, implica una fuerte inversión de tal manera que el lugar que se vaya a elegir tiene que estar bien analizado. A los ingenieros les corresponde desarrollar la parte técnica y para esto se necesita información sobre la ubicación.

Para esta tesis se escogió el puerto de Acapulco por ser el destino turístico nacional e internacional más importante de nuestro país caracterizado por su clima cálido todo el año, sin embargo para este proyecto esto se traduce en problemas; la temperatura y la humedad juegan un papel muy importante elevando los costos de construcción y mantenimiento. Existen otras razones importantes que se mencionarán más adelante desde el punto de vista socio-económico para haber seleccionado el puerto de Acapulco.

A continuación se analiza cada uno de los factores importantes en el desarrollo del proyecto.

2.2.1 Temperatura

La temperatura es uno de los factores más importantes a considerar, la historia nos dice que el patinaje sobre hielo solo se podía realizar en lugares donde el clima fuera favorable para esta practica, es decir, temperaturas ambientales menores a 5°C, actualmente esto ya no es una limitación ya que se pueden construir pistas de hielo con clima artificial que favorecen las condiciones para conservar el hielo. La temperatura es un parámetro difícil de definir aunque de forma subjetiva, podemos definir a la temperatura como aquella propiedad de los cuerpos que nos permite determinar su grado de actividad molecular, teniendo siempre presente que calor y temperatura son cosas diferentes.

Temperatura de bulbo seco. T_{bs}

La temperatura de bulbo seco, es la verdadera temperatura del aire húmedo y con frecuencia se le denomina sólo temperatura del aire y es la que marca un termómetro común.

Temperatura de bulbo húmedo. T_{bh} .

La temperatura de bulbo húmedo es aquella que se obtiene al envolver con una tela constantemente humedecida el bulbo de un termómetro, este recibe sobre sí un flujo de aire constante por medio de un sistema de ventilación o a través de ventilación natural. El agua que envuelve el bulbo húmedo se evapora y para ello consume calor, calor que obtiene del bulbo húmedo. Por ello la temperatura del termómetro de bulbo húmedo disminuye hasta llegar a un punto de equilibrio en el que se estabiliza. La temperatura que registra el termómetro en esas condiciones se llama temperatura psicrométrica de bulbo húmedo o también conocida como temperatura higrométrica. En la figura 2.1 se aprecian los termómetros de bulbo seco y bulbo húmedo. Estas dos temperaturas son necesarias para en

los próximos capítulos poder realizar los cálculos del equipo frigorífico y acondicionamiento del lugar.

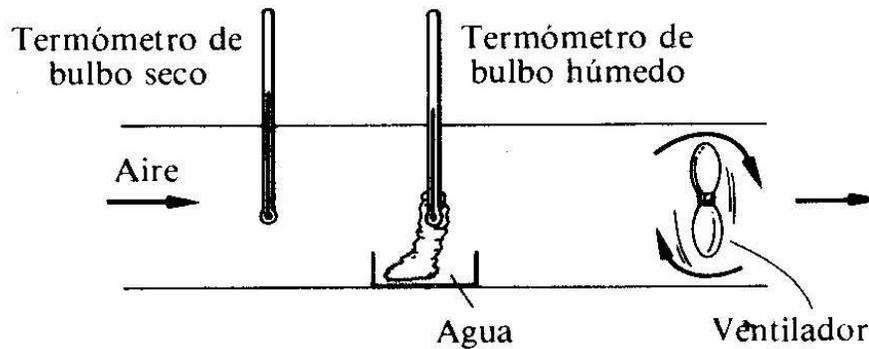


Fig. 2.1 Ilustración de los termómetros de bulbo seco y bulbo húmedo, para las temperaturas real e higrométrica de una mezcla de aire seco y vapor de agua, a este dispositivo se le llama psicrómetro.

Afortunadamente hoy día se cuenta con un registro de temperaturas en los diferentes lugares de la Republica Mexicana. De la Americ A.C./ C.N.I.C se presentan en la tabla 2.1 las temperaturas extremas promedio y las temperaturas de calculo para cualquier sistema de acondicionamiento de aire en el puerto de Acapulco.

Tabla. 2.1 Tabla de temperaturas promedio máximas extremas y temperaturas de cálculo de bulbo húmedo y bulbo seco para diferentes lugares del estado de Guerrero

Lugar de la República Mexicana	Temperaturas			
	Temp. Prom. Max. Ext. Grados C.	Temperaturas de calculo		
		Máximas		Mínimas
Guerrero		T_{bs}	T_{bh}	T_{bs}
Acapulco	35.8	33	27	21
Chilpancingo	35.2	33	23	17
Taxco	36.5	34	20	16
<i>Distrito Federal</i>				
Chapultepec	33.8	31	17	16
Tacubaya	32.8	30	17	16
Santa Fe	32	30	17	16
Aeropuerto	34.5	31	17	16

Para el estudio se tomaran en cuenta las temperaturas de cálculo de bulbo seco máximo y mínimo de la tabla 2.1, así como la temperatura de cálculo de bulbo húmedo para Acapulco. Esto es:

$$T_{bs} = 33^{\circ}\text{C max}$$

$$T_{bh} = 27^{\circ}\text{C max}$$

$$T_{bs} = 21^{\circ}\text{C min}$$

2.2.2 Humedad

Se puede definir la humedad como la medida del contenido de agua en la atmósfera. La atmósfera contiene siempre algo de agua en forma de vapor y la cantidad máxima depende de la temperatura, para obtener los valores de humedad las estaciones meteorológicas utilizan el psicrómetro, figura 2.1 De la definición de humedad se pueden desprender los siguientes conceptos.

Humedad Absoluta

Es la masa de vapor de agua contenida en un volumen de aire y se expresa en Kg de agua por m³ de aire seco. Los científicos se refieren a estas medidas con gramos de vapor de agua por metro cúbico.

Humedad Relativa ϕ

La humedad relativa, es la razón entre el contenido efectivo de vapor en la atmósfera y la cantidad de vapor que saturaría el aire a la misma temperatura.

Si la temperatura atmosférica aumenta y no se producen cambios en el contenido de vapor, la humedad absoluta no varía mientras que la relativa disminuye. Una caída de la temperatura incrementa la humedad relativa produciendo rocío. La humedad relativa se puede expresar como decimal o como porcentaje.

Con las temperaturas de cálculo de bulbo seco, de bulbo húmedo y de acuerdo con la figura A1 del apéndice A (carta psicrométrica) se obtiene la humedad relativa de cálculo siguiente.

$$\phi = 63 \%$$

La atmósfera contiene siempre algo de agua en forma de vapor. La cantidad máxima depende de la temperatura; crece al aumentar ésta, a medida de ejemplo podemos decir que a 4.4 °C, 1000 Kg de aire húmedo contienen un máximo de 5 Kg de vapor y a 37.8 °C 1000 Kg de aire húmedo contienen un máximo de 18 Kg de vapor. Cuando la atmósfera está saturada de agua, el nivel de incomodidad es alto ya que la transpiración (evaporación de

sudor corporal con resultado refrescante) se hace imposible, este índice se muestra en el punto 2.2.3.

2.2.3 Punto de rocío

El punto de rocío es la temperatura a la cual el aire debe ser enfriado para que ocurra la saturación, siempre que no haya un cambio en el agua contenida. El punto de rocío es una medida importante utilizada para predecir la formación de rocío, hielo y niebla. Si la temperatura y el punto de rocío están cercanos en la misma tarde cuando el aire empieza a volverse frío, es probable que se forme niebla durante la noche. El punto de rocío es también un buen indicador del vapor de agua contenido en el momento, al contrario que la humedad relativa que considera la temperatura del aire. Un punto de rocío alto significa que hay mucho vapor de agua contenido. Un valor bajo significa poco vapor de agua contenido. Además un alto punto de rocío indica probabilidad de lluvia y tormentas.

Puede usar el punto de rocío para predecir la temperatura mínima de la noche. Siempre que no se esperen nuevos frentes por la noche y la humedad relativa por la tarde sea mayor o igual a 50%, el punto de rocío por la tarde le dará una idea de que temperatura mínima debe esperar por la noche, puesto que al aire es probable que no se enfríe más que el punto de rocío en ningún momento de la noche.

De igual manera con las temperaturas de cálculo de bulbo seco, de bulbo húmedo y de acuerdo con la figura A1 del apéndice A carta psicrométrica se obtiene el punto de rocío.

$$PR = 25 \text{ } ^\circ\text{C}$$

2.2.4 Índices de Incomodidad y de Calor

El estudio de estos índices permitirá cuantificar los niveles de comodidad y de seguridad de nuestros patinadores al estar realizando una actividad física, estos índices relacionan las temperaturas de bulbo seco y bulbo húmedo junto con la humedad relativa, y sus valores se comparan en tablas que nos indican las condiciones climáticas del lugar.

Índice de Temperatura Humedad.

El índice de temperatura-humedad (índice T-H, también llamado índice de incomodidad) expresa con un valor numérico, la relación entre la temperatura y la humedad como medida de la comodidad o de la incomodidad. Se calcula sumando las temperaturas de bulbo seco y de bulbo húmedo en sus respectivos termómetros, se obtiene el 72% del resultado y se le suman 40 unidades, el resultado será el índice T-H de incomodidad. Para

valores menores a 70 la mayoría de las personas se sienten cómodas y para valores mayores a 75 el ambiente se hace mas incomodo.

Solo como referencia y medida de ejemplo se realiza la operación para el Distrito Federal y el resultado se compara con las condiciones climáticas de Acapulco; las temperaturas de bulbo seco y bulbo húmedo son tomadas de la tabla 2.1, así entonces, para el Distrito Federal en la zona del Aeropuerto obtenemos los siguientes resultados:

$$\text{Índice T-H}_{D. F. Aeropuerto} = (T_{bs} + T_{bh}) \cdot 72 + 40 \quad (2.1)$$

$$\text{Índice T-H}_{D. F. Aeropuerto} = (31 + 17) \cdot 72 + 40$$

$$\text{Índice T-H}_{D. F. Aeropuerto} = 74.56$$

Y para Acapulco:

$$\text{Índice T-H}_{Acapulco} = (T_{bs} + T_{bh}) \cdot 72 + 40$$

$$\text{Índice T-H}_{Acapulco} = (33 + 27) \cdot 72 + 40$$

$$\text{Índice T-H}_{Acapulco} = 83.2$$

El valor de 83.2 nos indica que la transpiración corporal se vuelve muy difícil y por lo tanto nos sentimos incómodos, esta es una de las razones a considerar para crear un ambiente cerrado en donde se puedan controlar las condiciones de temperatura y humedad buscando así la comodidad de las personas dentro del inmueble. En el Distrito Federal en un día caluroso la incomodidad se comenzaría a manifestar sin llegar a ser para todas las personas.

Índice de Calor

El índice de calor es la combinación de la temperatura del aire y la humedad que proporciona una descripción de la manera en que se percibe la temperatura. Expresado en grados Celsius ó Fahrenheit indica el nivel del calor que se siente cuando la humedad relativa se suma a la temperatura real. Para su cálculo emplea la temperatura real y nos da como resultado una "temperatura aparente". De acuerdo con la tabla 2.2, un índice de temperatura de más de 32° C (89.6° F) se vuelve peligroso.

Se calcula de la siguiente manera:

$$IC = - 42.379 + 2.04901523 \cdot T + 10.14333127 \cdot \phi - 0.22475541 \cdot T \cdot \phi - 6.83783 \times 10^{-3} \cdot T^2 - 5.481717 \times 10^{-2} \cdot \phi^2 + 1.22874 \times 10^{-3} \cdot T^2 \cdot \phi + 8.5282 \times 10^{-4} \cdot T \cdot \phi^2 - 1.99 \times 10^{-6} \cdot T^2 \cdot \phi^2 \quad (2.2)$$

Donde:

IC: índice de calor.

ϕ : humedad relativa en %.

T: temperatura del termómetro seco en grados Fahrenheit

Sustituyendo datos para las condiciones climáticas del puerto de Acapulco obtenemos.

$$IC = - 42.379 + 2.04901523 \cdot (91.4) + 10.14333127 \cdot (63) - 0.22475541 \cdot (91.4) \cdot (63) - 6.83783 \times 10^{-3} \cdot (91.4)^2 - 5.481717 \times 10^{-2} \cdot (63)^2 + 1.22874 \times 10^{-3} \cdot (91.4)^2 \cdot (63) + 8.5282 \times 10^{-4} \cdot (91.4) \cdot (63)^2 - 1.99 \times 10^{-6} \cdot (91.4)^2 \cdot (63)^2 =$$

$$IC = 105.12 \text{ } ^\circ\text{F} = 40.6 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Comparando este resultado en la tabla 2.2 se observa que cae en la frontera de 32 a 41 y de 41 a 54 por lo que practicar alguna actividad física en estas condiciones causaría posible o muy probablemente ataques de insolación, calambres y agotamiento.

Tabla 2.2 Índice del Calor y sus posibles consecuencias.

De 27 a 32 °C (80.6°F a 89.6°F)	Es posible la fatiga con exposición prolongada y/o actividad física.
De 32 a 41°C (89.6°F a 105.8°F)	Ataque posible de insolación, calambres y agotamiento por exposición prolongada y/o actividad física.
De 41 a 54 °C (105.8°F a 129.2°F)	Ataque muy probable de insolación, calambres y agotamiento por exposición prolongada y/o actividad física.
Mayor de 54°C (129.2°F ó más)	Ataques muy probable de golpe de calor o insolación.

Hemos podido apreciar que este índice de sensación térmica de calor no sólo depende de la temperatura sino también de la humedad relativa. Así, cuando hace frío y además sopla viento la sensación de frío es mayor, a su vez la combinación de calor y humedad puede provocar una sensación agobiante.

Otra forma más rápida de conocer el índice de sensación térmica de calor es mediante graficas que relacionan la humedad relativa contra la temperatura como se muestra en la figura 2.2. Mientras que para el Distrito Federal en época de verano con 31 °C de bulbo seco, 17 °C de bulbo húmedo (tabla 2.1) y una humedad relativa de 23 % según la carta psicrométrica figura A1 del apéndice A, estaríamos en la zona de precaución

según la figura 2.2. Así, para Acapulco de Juárez con 33 °C de bulbo seco y 63 % de humedad relativa estaríamos entre la zona de precaución extrema y peligro, esto es:

$$IC_{D.F. Aeropuerto} = 30.0 \text{ } ^\circ C \quad \text{Precaución}$$

$$IC_{Acapulco} = 41.1 \text{ } ^\circ C \quad \text{Peligro}$$

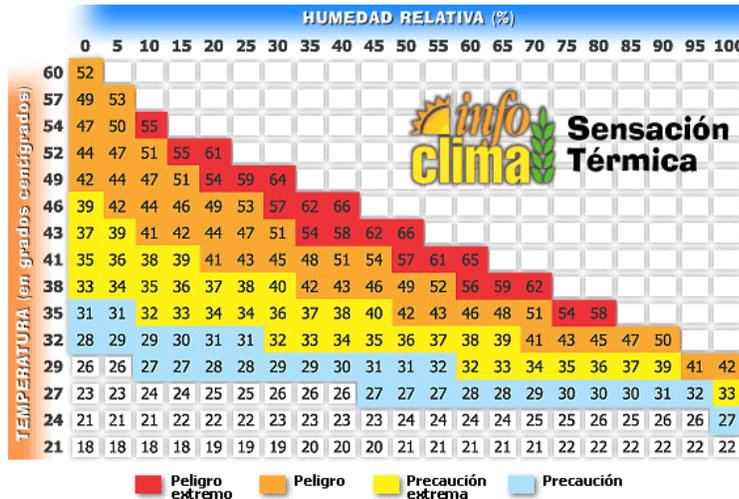


Fig. 2.2 Gráfica para calcular el índice de calor (sensación térmica) de acuerdo a la temperatura de bulbo seco °C y humedad relativa %.

Hasta ahora hemos visto como influye el clima en las personas, puede hacer que nos sintamos incómodos o peor aun, puede provocarnos posibles ataques de insolación, calambres o agotamiento por la exposición prolongada o actividad física. Actualmente la seguridad y bienestar de personas que pagan por un servicio (diversión) es de suma importancia que esté garantizada, por lo que se vuelve estrictamente necesario crear un ambiente con temperatura y humedad controlada.

2.2.5 Presión Atmosférica

El aire, como toda materia, pesa. La presión atmosférica se define como el peso del aire por unidad de superficie

La masa de aire que envuelve la Tierra tiene un peso, por lo que ejerce una presión sobre los seres vivos y los objetos. El peso total de la atmósfera es de unos 6.000 billones de toneladas. Sin embargo, este peso apenas se nota. A nivel del mar nuestro cuerpo soporta una presión periférica de algo más de 1 Kg./cm², pero esa presión sobre la piel se equilibra por la que ejerce hacia afuera el aire que entra en los pulmones y la sangre. A causa de esto no apreciamos los +/- 15.000 Kg que soportamos cada uno.

La presión, debida al peso del aire, se denomina presión atmosférica y su unidad de medida es la atmósfera.

La presión del aire disminuye con la altura, así como también la densidad. Dicha variación es logarítmica. Así a 5000 metros la presión se reduce a la mitad (1/2 atmósfera). Al tener el aire siempre la misma proporción de oxígeno, si uno se eleva a 5000 metros, respira el mismo volumen de aire pero su presión parcial es la mitad y la sangre recibirá la mitad de oxígeno.

La presión atmosférica no es la misma siempre en un punto determinado, sino que sufre variaciones, dependiendo de diversos factores, entre ellos la temperatura y la humedad. Para medir la presión podemos utilizar el barómetro de mercurio; para nuestro estudio consideraremos la presión atmosférica a nivel del mar, esto es:

$$P_{Atm} = 1 \text{ Atm} = 760 \text{ mm Hg} = 101,325 \text{ Kpa} = 1.013 \text{ BAR}$$

2.2.6 Orientación

El sol es uno de los principales problemas a vencer, así que estudiar sus movimientos sin duda nos ayudará para nuestro proyecto. Construir una pista de hielo en la playa en la zona dorada de Acapulco es prácticamente imposible por razones de espacio. En la figura 2.3 se muestra un mapa de Acapulco de Juárez donde se propone la ubicación exacta de nuestra pista de hielo, existen otras razones que se mencionaran brevemente en el punto 2.2.8 para decidir que este un buen lugar para ubicar el proyecto

Hasta ahora sabemos que las condiciones climáticas del puerto son bastante hostiles para implementar la practica de un deporte al aire libre, técnicamente veremos mas adelante que es posible mediante el uso de hielo de alta tecnología que no se derrite llamado “hielo sintético”, sin embargo, esta opción queda descartada por los factores de riesgo, salud y comodidad que vimos anteriormente. Por lo tanto lo que queremos es un lugar cerrado de condiciones climáticas agradables para el cuerpo y para la pista, además de patinar con una preciosa vista al mar, y aquí es donde entra el estudio de los movimientos del sol y como va a afectar la operación de nuestro inmueble a través de los cristales.

La figura 2.3 nos muestra la ubicación exacta con orientación Sur para contar con vista al mar, esto se vuelve una ventaja ya que en verano una exposición en esta dirección recibiría menos radiación solar que si nuestra pista estuviera orientada al este o al oeste.

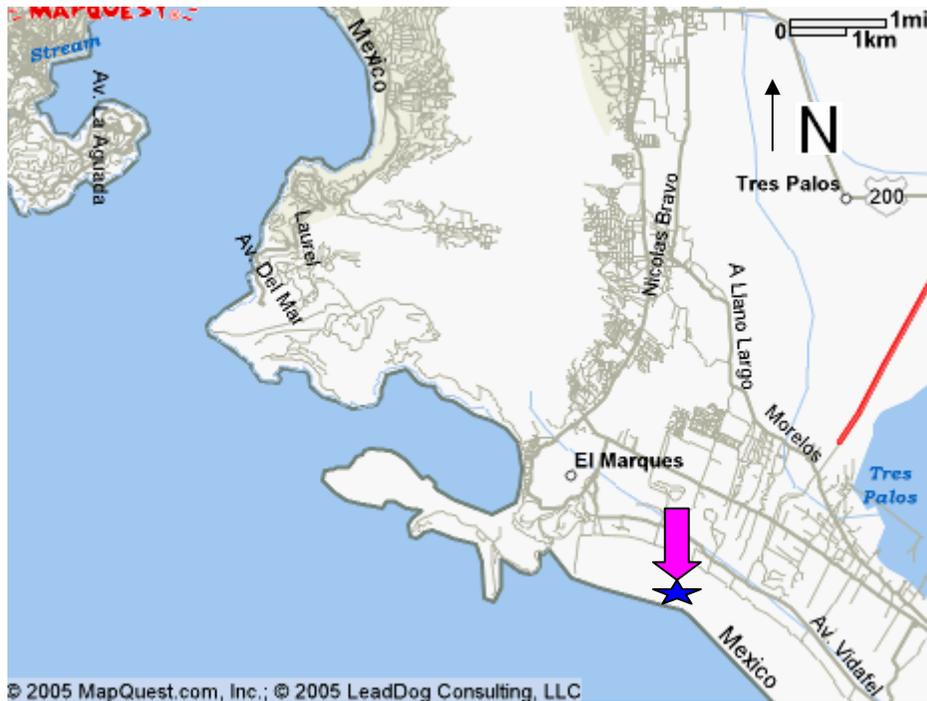


Fig. 2.3. Mapa de Acapulco de Juárez donde se propone la ubicación de la pista de hielo, hotel Acapulco Princess.

2.2.7 Latitud

La latitud siempre es menor de 90° y se le llama latitud norte cuando el punto ubicado esta en el hemisferio norte y sur cuando esta en el hemisferio sur. En los cálculos a las latitudes norte se les da signo positivo y a las sur signo negativo.

La distancia se mide en grados entre un lugar cualquiera de la superficie terrestre y el Ecuador. Como el Ecuador divide a la tierra en dos hemisferios, norte y sur, la latitud será al norte o al sur del Ecuador. La distancia entre el Ecuador y cada uno de los polos es de 90° . La latitud es pues, cero en el Ecuador y de 90° en ambos polos. Los paralelos son círculos trazados sobre la esfera en forma paralela al Ecuador. Todos son círculos menores que el Ecuador, lo cual se debe a que la tierra posee una forma similar a una esfera. Todos los paralelos, excepto el Ecuador, dividen a la Tierra en dos partes desiguales. A estos paralelos se les ha dado una medida en grados, partiendo desde el ecuador (0°), 90° hacia el polo norte y 90° hacia el polo sur. Así entonces partiendo desde el ecuador, Acapulco se encuentra a una latitud de 17° norte, para efectos de cálculo el valor que se considerará será de 20° latitud norte. Es importante conocer la latitud ya que las ganancias por radiación

solar a través de cristales, varía de acuerdo a la ubicación geográfica del espacio que se vaya a acondicionar.

Latitud = 20° Latitud Norte

2.2.8 Factores Económico-Sociales

Existen varios factores adicionales a los técnicos que pudieran representar impedimentos para la construcción de cualquier proyecto de grandes dimensiones, sin duda el factor más importante es la fuerte inversión inicial. Todo buen inversionista busca el éxito del proyecto lo cual es muy difícil garantizar, sin embargo, existen otras herramientas o indicadores que nos darán información sobre la viabilidad y éxito del proyecto a corto, mediano o largo plazo. Una vez que conocemos la ubicación exacta del inmueble nos enfocamos en los estudios de mercado, es decir, conocer el público al cual va dirigido el proyecto. Estos estudios nos dicen como piensa la gente, que le gusta hacer, el nivel económico que posee, si le parece buena idea la construcción de una pista de hielo en la playa, cuanto podría pagar, etc., todas estas preguntas son parte de un estudio de mercado. Otro factor a considerar son las ventajas o desventajas que otorgue el estado en materia de permisos, uso de suelo, impacto ambiental, rentas, servicios, impuestos, etc., toda esta información se coteja en un análisis financiero completo y se le presenta al inversionista. Como otra fuente de ingresos el proyecto deberá contar con patrocinadores, además de restaurantes dentro del inmueble y algunas tiendas. Todos estos puntos se resuenen a continuación, como factores económicos y sociales necesarios para la implementación de nuestra pista de hielo.

- *Disponibilidad de inversión.*
- *Experiencia empresarial.*
- *Solvencia moral.*
- *Plan comercial.*
- *Localización comercial (centros comerciales, zonas comerciales).*
- *Exclusividad*
- *Uso de marcas*
- *Dirección de mercadotecnia*
- *Capacitación operativa*
- *Capacitación técnica*
- *Manuales de operación, de identidad corporativa y guía para el equipamiento del negocio*
- *Asesoría inicial y continua en todas las áreas del negocio.*
- *Asesoría para la adquisición de productos para la tienda deportiva.*

- *Actualización en todos los nuevos apoyos que se desarrollen en las áreas de mercadotecnia, operación y otros, a fin de mantener siempre orientado su mercado meta.*

Puntos como estos son parte administrativa y comercial del proyecto, solo se mencionan en esta tesis en caso de ser contemplados para una futura implementación.

2.3 Clasificación General de los diferentes tipos de pistas para patinar

En este punto clasificaremos todos los tipos de pistas de hielo que existen, analizaremos sus ventajas y desventajas, y propondremos el diseño que más nos convenga. Todas las pistas de hielo entran en cuatro grupos: las naturales, las seminaturales, las de hielo sintético y las artificiales. Una pista de hielo natural se congela de manera natural, es decir, sin la ayuda de un suelo frigorífico ni máquina enfriadora, la pista de hielo seminatural está pensada para esas zonas montañosas donde la temperatura suele oscilar entre -5°C y $+5^{\circ}\text{C}$. La pista de hielo sintético es un producto de alta tecnología que simula las propiedades del hielo. Las pistas de hielo artificiales están hechas con agua congelada consiguiendo la capa de hielo con la ayuda de una red de tubos móviles, conectados a una máquina enfriadora de gran potencia. También veremos que se clasifican por el uso y dimensiones, si están expuestas o cerradas, si son fijas o son móviles.

Al final de este punto ya sabremos mediante un análisis cual es la opción que más nos conviene y habremos analizado los puntos a favor y en contra de cada una de las posibles opciones.

2.3.1 Clasificación General por tipo de suelo

Existen cuatro tipos de suelo que los patinadores pueden utilizar como pista de patinaje, el primero de ellos es el conocido hace miles de años y utilizado por los hombres del Neandertal para la caza y transporte, esta es la pista de hielo natural. Este tipo de pistas como su nombre lo dice se congelan de manera natural, o sea, sin la ayuda de un suelo frigorífico o una máquina enfriadora. Es la manera más económica de disfrutar del patinaje sobre hielo, pero por consecuencia está completamente en manos de la naturaleza y a merced de la temperatura ambiental y humedad. Por lo tanto, su instalación solo se recomienda en lugares montañosos donde la temperatura no suele subir por encima de -5°C durante los meses de invierno. Funciona muy bien en hoteles, estaciones de esquí y jardines familiares. Es tan fácil que el montaje se hace en un par de horas.

Cuando no se cuenta con temperaturas siempre menores a $-5\text{ }^{\circ}\text{C}$ una pista de hielo seminatural es la mejor opción. Este tipo de pistas están pensadas para esas zonas montañosas donde la temperatura media suele moverse entre $-5\text{ }^{\circ}\text{C}$ y $+5\text{ }^{\circ}\text{C}$. Temperaturas que a veces no permiten que el agua se congele de manera natural pero sí con la mínima ayuda de un suelo frigorífico y una máquina enfriadora. Ideal para quienes quieren alargar la temporada de invierno y disfrutar más tiempo del patinaje sobre hielo, (hoteles, estaciones de esquí, centros ciudades...). Existen máquinas enfriadoras para este tipo de pistas que pertenecen a la gama de las más pequeñas del mundo.

El otro tipo de pista de hielo es un producto de alta tecnología que simula las propiedades de hielo de verdad sin la necesidad de maquinas enfriadoras, consumo eléctrico, grupos electrógenos o mantenimiento de hielo. Se instala rápidamente y está especialmente adecuado para esos lugares donde la instalación de una pista de hielo de verdad resultaría imposible por razones técnicas o estéticas. Para este tipo de pistas se utilizan paneles sintéticos que están fabricados especialmente para el patinaje. Cada panel tiene unas dimensiones de $100 \times 75\text{ cm}$, 18 mm de grosor y pesa 13.5 Kg . Cortados con la máxima precisión, los paneles encajan perfectamente, dejando un suelo liso que se puede montar encima de cualquier superficie sólida y plana.

El suelo sintético da la oportunidad al multi-uso, abriendo la puerta a actividades alternativas. Ideal para el patinaje y el curling, también se puede utilizar para partidos de fútbol, patinaje sobre ruedas, baloncesto, clases de baile,... etc.

Finalmente tenemos la pista de patinaje sobre hielo artificial la cual esta hecha con hielo de verdad, o sea con agua congelada. La palabra ‘artificial’ simplemente indica que se consigue la capa de hielo de una manera artificial, o sea, no natural. La congelación del agua se realiza con la ayuda de una red de muchos kilómetros de tubos, conectados a una máquina enfriadora muy potente. Esta técnica nos permite llevar las pistas de hielo a lugares donde la temperatura nunca permitiría conseguir una capa de hielo de manera natural. Es la técnica más complicada y peligrosa por las condiciones climáticas de Acapulco, donde mantener el hielo podría resultar muy costoso.

2.3.2 Clasificación por clase en expuestas o cerradas

Este tipo de pistas de hielo se pueden clasificar por su protección o no protección de la pista con el clima, las pistas de hielo expuestas representan un gran ahorro para los inversionistas, la construcción del inmueble se reduce significativamente.

La mayoría de los países que tienen este tipo de pistas al aire libre también cuentan con un clima frío en invierno favoreciendo las condiciones para la operación, sin embargo, al tener una pista de hielo expuesta siempre estará a merced del clima, existiendo varios factores que afecten el desempeño, operación y mantenimiento, por ejemplo la lluvia, si tenemos una pista de hielo al aire libre y comienza a llover lo mas seguro es que venga

poca gente o que se vayan los que ya estaban, otro problema que ocasiona la lluvia es que al caer generalmente es agua relativamente caliente, y hace que se descongele la capa superior de la pista de hielo. Es bien sabido que no es necesario cerrar la pista ya que es común ver en el mundo personas patinando con paraguas. La nieve representa otro problema, aunque en Acapulco, es difícil, o prácticamente imposible pensar que pudiera nevar, así que la nieve no representa inconveniente. En otros países cuando cae nieve, ésta se tiene que quitar antes de entrar a patinar, si no, la nieve se congela y deja la pista fuera de servicio, pero sin duda, la humedad, la temperatura y los rayos directos del sol son los factores más importantes que afectan la capa de hielo. Han existido casos en donde un día se tiene una pista perfecta y al siguiente con la misma temperatura o más baja no se consigue... ¿el culpable? la alta humedad, ese factor invisible que alarma muchas veces a operadores inexpertos pensando que la maquinaria esta fallando. El calor e intensidad de los rayos del sol que durante el día no son iguales, siendo algunas veces muy agradable y en otras ocasiones insoportable... también para el hielo.

La humedad en el interior de un país no es igual que en la costa, como vimos anteriormente mientras en el Distrito Federal en verano tenemos una humedad relativa promedio de 23 %, en Acapulco contamos con 63 %, ahora toca la tarea de disminuir estos efectos.

2.3.3 Clasificación de acuerdo al uso

Las pistas de hielo también se pueden clasificar de acuerdo al uso, es decir, para que fines o para quienes fueron creadas, así en el primer grupo tenemos las pistas para el público en general, en el segundo grupo las que se destinan solamente a espectáculos sobre hielo, en el tercer grupo las que combinan ambos y en el cuarto grupo las destinadas a usos especiales.

Originalmente la mayoría de las pistas de hielo pertenecían al primer grupo, de esta manera la única remuneración eran las entradas del público, todavía se construyen pistas pequeñas con este fin aunque ya no como antes. Ahora, la tendencia es construir pistas de hielo dentro de centros comerciales o lugares populares, y que además sean versátiles, es decir, que se pueda combinar el patinar en público con la posibilidad de realizar algún espectáculo sobre hielo, y cuando no se requiera la pista de hielo poder utilizar el espacio para cualquier evento.

Las pistas que son construidas únicamente para espectáculos aquí en México no son fijas, esto es porque nuestro país no cuenta con la cultura del deporte sobre hielo, actualmente la NHL en Estados Unidos genera ganancias por varios millones de dólares, y los costos por operar y mantener en óptimas condiciones sus pistas de hielo son casi despreciables. Todo espectáculo sobre hielo que llega a la ciudad de México es por temporadas, llegan y se van, como el Holliday On Ice, utilizando pistas de hielo móviles

con tubería flexible para economizar costos e instalarlas de manera rápida y sencilla, sin embargo, este tipo de pistas presentan frecuentemente fugas en la red de tubos que tienen que ser reparadas día con día. El otro caso son las pistas de hielo para espectáculos fijas como la del Madison Square Garden en Nueva York, este edificio cuenta con un equipo frigorífico de gran capacidad capaz de producir la capa de hielo entre 8 y 12 horas, de esta manera la pista puede ser ocupada entre semana para cualquier espectáculo que no necesite hielo y el sábado o domingo se usa para un juego de jockey. Operar un equipo como este para uso exclusivo de patinadores aficionados no es rentable.

El jockey juega un papel muy importante en el diseño de una pista de hielo, como se vio anteriormente las ganancias que genera este deporte son buenas, así que pensar en diseñar una pista de hielo de uso variable y que no tenga las dimensiones mínimas que este deporte exige no es buena idea.

Para poder jugar jockey de manera profesional la NHL exige cumplir con ciertas normas de temperatura para el hielo, siendo esta de 21 °F (-6 °C), con el propósito de hacer más resistente el hielo y como consecuencia, que se maltrate menos. También con esta temperatura se aumenta el coeficiente de fricción entre la capa de hielo y el patín, facilitando los dribles, springs y paradas rápidas de los jugadores. Una pista para patinar pública no requiere cumplir con las normas de temperatura del jockey, pero no quiere decir que por esta razón ya no se pueda jugar este deporte.

Finalmente en el cuarto grupo entran las pistas de usos especiales como curling, el patinaje de velocidad y el short-track o velocidad en pista corta, estas disciplinas están muy lejos de ser practicadas en México pero no queda descartada la posibilidad de que en algún tiempo se practiquen estas disciplinas.

2.3.4 Comparativa.

La multifuncionalidad en cualquier negocio es actualmente una tendencia a seguir por grupos de inversionistas. La pista de hielo buscará la versatilidad, así mientras un día se juega un partido de jockey al día siguiente se tiene un concierto de rock.

La pista exclusiva para usos especiales en donde se pueden practicar disciplinas que en México son poco conocidas como el curling o el short-track es una opción no rentable.

Como primer plano están las pistas de hielo clasificadas por el tipo de suelo que utilizan, en la tabla 2.3 podemos ver de manera resumida como se comportan una con respecto a la otra en diferentes aspectos importantes para el diseño del proyecto.

La pista de patinaje natural resulta la más económica ya que no requiere ningún costo de instalación, caso contrario de una artificial donde se requiere comprar y operar equipo frigorífico, sin embargo, las pistas naturales y seminaturales dependen en su totalidad del clima y Acapulco esta muy lejos de contar con temperaturas entre -5 °C y 5 °C, las temperaturas mas bajas que se han registrado en invierno oscilan por los 15 °C, de

tal manera que la pista de hielo sintética y la artificial, se vuelven las únicas opciones para nuestro análisis.

Hemos visto que la construcción de un edificio (local, inmueble) donde podamos controlar el ambiente es importante para garantizar la seguridad y salud del cliente, y que también es necesario para crear y conservar en perfectas condiciones el hielo, manteniéndolo aislado de los factores ambientales más peligrosos como la temperatura, humedad, radiación solar, lluvia y viento, tanto para artificiales como para sintéticas por esta razón la pista de hielo que se construya forzosamente tendrá que estar cubierta, así entonces, un recinto expuesto al clima queda descartado.

Aparentemente la opción más viable y rentable por el tipo de clima de Acapulco es la pista de hielo sintética, sin embargo en el punto 2.3.5 se analizarán todos los factores que implican en la construcción una pista como estas.

Tabla 2.3 Ventajas y Desventajas de las diferentes clases de pistas de hielo por el tipo de suelo que utilizan

Clase	Costo					Inversión Inicial	Requiere Mantenimiento	Placer al patinar	Seguridad	Confort	Tiempo de construcción	Dependencia del clima [%]	Versatilidad	Temporada
	Del Equipo Frigorífico	De la Tubería	Del Edificio	De la Energía	De Operación									
Natural	Ninguno	Ninguno	Ninguno	Ninguno	Ninguno	Muy Mínima	Si	Alto	Baja	Medio	Ninguno	100	Poca	Invierno
Seminatural	Bajo	Bajo	Ninguno	Ninguno	Mínimo	Mínima	Si	Alto	Baja	Medio	Bajo	100	Poca	Invierno
Sintética Expuesta	Ninguno	Ninguno	Ninguno	Ninguno	Mínimo	Considerable	No	Medio	Media	Bajo	Bajo	0	Alta	Todo el año
Sintética Cerrada Artificial Expuesta	Ninguno	Ninguno	Alto	Ninguno	Considerable	Alta	No	Medio	Alta	Bueno	Medio	0	Alta	Todo el año
Artificial Cerrada	Alto	Alto	Ninguno	Alto	Muy alto	Alta	Si	Alto	Media	Bajo	Medio	50	Mediana	Casi todo el año
Artificial Cerrada	Alto	Alto	Alto	Alto	Muy alto	Muy Alta	Si	Alto	Alta	Bueno	Alto	0	Alta	Todo el año

2.3.5 Ventajas de una pista sintética sobre una artificial

Como veremos en el capítulo 3 las dimensiones de la pista serán las siguientes:

$$\text{Ancho} = 25 \text{ m}$$

$$\text{Largo} = 54 \text{ m}$$

Con un radio de curvatura en cada esquina de 10 m (ver fig. 3.1)

Lo que nos da un área total de pista para patina de:

$$\text{Area Total} = (25 \times 54) - [(20 \times 20) - (\pi \times 10^2)] = 1264.1 \text{ m}^2$$

2.3.5.1 La pista de hielo sintética.

La diferencia con respecto al hielo de verdad es que el hielo sintético resbala un 90 % contra los 100 % del hielo de verdad. Pero después un par de horas de patinaje, el hielo

de verdad reduce su estado resbaladizo a un 80 % y requiere una limpieza para volver al 100 %. El estado resbaladizo de una pista de hielo sintético no se altera, es decir, no necesita mantenimiento.

Las ventajas de tener una pista de hielo sintética son las siguientes:

- ✓ *No hay necesidad de alquilar, comprar o mantener una máquina enfriadora ni generadores.*
- ✓ *No hay gastos por consumo eléctrico.*
- ✓ *No hay gastos por consumo de diésel*
- ✓ *No hay gastos por consumo de agua*
- ✓ *No hay probabilidad de dañar el suelo.*
- ✓ *Sin riesgo de que haya fugas por corrosión en la tubería o se cuartee el piso.*
- ✓ *Sin riesgo de que se descongele el hielo en cualquier condición climatológica o falla del equipo frigorífico.*
- ✓ *Ningún riesgo de inundación de agua en caso de que el hielo se derrita*
- ✓ *Patinaje garantizado, en cualquier clase de clima siempre se podrá patinar.*
- ✓ *Sin ruido producido por la maquinaria*
- ✓ *Ningún problema con el medio ambiente, 100% ecológico.*
- ✓ *Sin necesidad de mantenimiento entre las sesiones, por lo tanto, más horas de patinaje.*
- ✓ *Flexibilidad total y utilización máxima 24 horas al día, 7 días a la semana.*
- ✓ *Menos gastos en transporte*
- ✓ *Un patinaje más seguro para patinadores principiantes*
- ✓ *Tiempo de montaje y desmontaje reducido.*
- ✓ *Factor de vida del producto de 25 años*
- ✓ *Considerablemente más barato, en compra y en mantenimiento.*

2.3.5.2 Inversión inicial y costo de operación

Las pistas para el patinaje sobre hielo artificial varían en tamaño, desde un área de 40 m² hasta 1480 m² o más. La construcción del piso de hielo es importante y su funcionamiento básicamente se describe a como sigue.

Para tener una unidad eficiente, los tubos de salmuera se colocan directamente en arena, la cual se mantiene húmeda durante la congelación con el fin de incrementar la transferencia de calor. A medida que progresa la congelación, se produce una capa de hielo regando agua sobre la superficie. El costo de mantener un piso de este tipo en una condición satisfactoria según información proporcionada por la pista de hielo de San Jeronimo es aproximadamente \$150,000 mensuales, cabe señalar que esta pista cuenta con las mismas dimensiones que la que se propone en este proyecto. Por otro lado, la corrosión

de los tubos, del exterior hacia adentro, que se encuentran en contacto con la arena húmeda puede ser excesiva, particularmente en los periodos de suspensión de actividades. Es más, no es posible usar un piso de este tipo con otros fines. Los tubos comúnmente tienen un diámetro de 1 pulg o 1 1/4 pulg, y se colocan separados una distancia de 3 a 5 pulg entre centros; debe tenerse cuidado en asegurar una distribución uniforme de la salmuera. El flujo de salmuera puede ser 10 gal/min por tonelada de refrigeración, correspondiente a 1 gal/min aproximadamente, por 0.9 a 1.9 m² de superficie de tubería. En unas cuantas instalaciones, se rocía salmuera fría directamente contra el lado de abajo de un piso de acero, sobre el cual se congela la capa de hielo. Para lograr un buen patinaje se necesita un control preciso de la temperatura de la superficie del hielo, normalmente -2 °C ± 1 °C. La capacidad de refrigeración suele ser de 0.85 ton por 9.3 m² de superficie del piso, para lugares cubiertos y clima controlado, lo que para nuestra pista de Acapulco (ver capítulo 3, punto 3.2.1) representaría una carga para mantener el piso congelado de 116 toneladas de refrigeración y un flujo de salmuera de 4353 l/min aproximadamente.

Utilizando el material sintético llamado Vitratene Synthetic se podrán simular las propiedades del hielo dándonos una vida útil de patinaje de 25 años aproximadamente con una garantía de diez años. En realidad esta superficie no requiere de ningún tipo de mantenimiento, exceptuado una limpieza diaria para evitar que se acumule la tierra o polvo. Esto es que el costo de operación para una pista de hielo sintética no existe.

El precio de los paneles sintéticos de hielo es de £ 145 m² cada uno o € 215.3 m² o \$ 2798.0 m² tomando como tipo de cambio 18.47 pesos por libra esterlina. Como la fábrica esta en Inglaterra, los precios se ofrecen en libra esterlina que se convierten a euros o a su vez en pesos de acuerdo al tipo de cambio.

Como el área de patinaje es de 1264 m² y cada panel es de 1 x 0.75 m esto indica que al menos se necesitaran 1686 paneles para completar la pista, considerando que la empresa fabricante también diseñe los paneles a la medida para los radios de curvatura. Si son 1264 m² esto nos da un costo total de los paneles igual a 3,385,000 pesos aproximadamente.

Ahora hay que pensar en los gastos normales en los que incurriríamos si quisiéramos una pista de hielo artificial. Solo basta con mencionar el costo anual de operación de alrededor de \$1,800,000 por tener que mantener fría la superficie de patinaje, evitar problemas de corrosión en la tubería y derretimientos, además de comprar y operar una máquina de Zamboni (unidad hielo recomendada). Todos estos factores incrementan la rentabilidad considerablemente, esto es que en dos años ya se habrán gastado aproximadamente \$3,600,000 en operación y mantenimiento en el caso de una pista artificial, es decir, que en dos años se recupera la inversión inicial si se tratase de una pista sintética

2.3.5.3 El material

Vitrathene™ Synthetice

Vitrathene Synthetice es un suelo patentado hecho de un polietileno sólido con elementos corredera para el uso en el patinaje sobre hielo. Fabricado en Southport, Lancashire, cada panel esta suministrado en secciones de 1 x ¾ metros, 18 mm ancho y 13.5 kg por panel, haciéndolo idealmente apropiado para instalaciones temporales o permanentes. Cortado y guiado con gran precisión, los paneles de ‘hielo’ se juntan con gran facilidad con unas tablillas, creando una superficie lisa y virtualmente de una pieza que se puede montar encima de casi cualquier área sólida y a nivel. Vitrathene Synthetice es un polietileno molecular de una densidad extremadamente alta (1 m³ de este material pesa 1000 Kg) que forman los nuevos paneles de ‘hielo’.

2.3.5.4 Versatilidad

Las pistas de hielo sintéticas permiten que el empresario deje fluir su creatividad ya que se puede contar con un piso de múltiples diseños, formas y publicidad., así se permite al propietario tener la posibilidad de generar ganancias. Un empresario con la iniciativa y la visión puede colocar parte de la pista o la totalidad de ésta, dentro o fuera en exposiciones, fiestas, ferias, espectáculos, ya que el transporte e instalación de los paneles no requiere gran trabajo.

Vitrathene™ Synthetice también se presta al multi-uso creando así un recurso ideal para actividades alternativas. Perfecto para jugar al jockey sobre hielo y Curling, Vitrathene Synthetice también puede ser utilizado para actividades que requieren suelas de goma o cuero como es el fútbol, patinaje de ruedas (con ruedas para el interior), baloncesto, voleibol, y mucho mas...

2.3.5.5 Ecológico

Vitrathene™ Synthetice responde a la demanda mundial de conservación de energía y recursos, sin comprometer la experiencia de realismo del patinaje sobre hielo. Sin la necesidad de refrigeración, consumación extrema de agua, desperdicio de energía y altos gastos de mantenimiento, Vitrathene Synthetice provee una actividad de recreo asequible para toda la comunidad.

2.3.5.6 Limitaciones

Los únicos comentarios negativos que se han recibido son por parte de patinadores artísticos avanzados ya que no pueden usar su instrumento afilado y tocar con la punta del pie la superficie porque la puede abrir. Sin embargo no se ha considerado a los patinadores artísticos avanzados como parte del mercado de meta, aunque la mayoría de sus movimientos los pueden hacer sin percatarse de que están patinando en otra superficie.

Para la pista de hielo sintética se pueden usar patines de cuchilla regulares sobre su superficie.

2.3.5.7 La experiencia

Excelente superficie de entrenamiento. Muchos profesionales de patinaje y entrenadores del jockey sobre hielo consideran que Vitratene Synthetice es una herramienta de entrenamiento invaluable. Los patinadores avanzados tienen que trabajar sus músculos y hacerlos más firmes para obtener una buena velocidad al momento de jugar o competir. El entrenamiento sobre el hielo sintético es equivalente a correr con pesas de un kilo en los tobillos, así que cuando regresan al hielo legítimo, sienten como si pudieran volar.

Permite a los instructores tener sesiones de entrenamiento más largas y que los alumnos aprendan más rápida y eficientemente la técnica del patinaje. Es también más seguro que el hielo artificial porque el patinar sobre Synthetice produce menos tensión y fatiga muscular relacionada con las temperaturas extremas. El entrenamiento regular ayuda a fortalecer la resistencia y poner a punto la técnica.

Las personas comunes que patinan por primera vez en una superficie como esta hacen muchos cumplidos acerca de la superficie de patinaje. Los padres están contentos con el hecho de que sus niños terminan de patinar sin estar mojados. Los jugadores del jockey dicen que después de practicar sobre la superficie, sienten que son más rápidos sobre hielo legítimo.

Las pistas sintéticas cuentan también la aprobación de los mejores patinadores del mundo, incluyendo al Campeón Olímpico, Robin Cousins; además la Asociación Nacional de Patinaje sobre hielo (ANP) de Gran Bretaña reconoce y avala los esfuerzos realizados en la promoción del patinaje sobre hielo sintético en la comunidad como una forma de conservación de energía y recursos naturales.

En Inglaterra, existe una tendencia actual por construir pistas de hielo sintéticas, aun después de haber instalado una pista de hielo artificial.

2.4 Conclusiones

En este capítulo determinamos las condiciones climatológicas existentes en Acapulco de Juárez para verano siendo la humedad, las temperaturas de bulbo seco y bulbo húmedo, como los factores más importantes que determinan la viabilidad y rentabilidad del proyecto, así obtuvimos:

- ✓ *Humedad Relativa* $[\phi] = 63 \%$
- ✓ *Temperatura de bulbo seco* $[T_{bs}] = 33 \text{ }^\circ\text{C}$
- ✓ *Temperatura de bulbo húmedo* $[T_{bh}] = 27 \text{ }^\circ\text{C}$
- ✓ *Temperatura de bulbo seco mínima* $[T_{bs \text{ min}}] = 21 \text{ }^\circ\text{C}$
- ✓ *Punto de rocío* $[Pr] = 25 \text{ }^\circ\text{C}$

Practicar cualquier actividad física al aire libre representa riesgos y más aun si se practica en condiciones de humedad y temperatura elevadas, una manera de cuantificarlos es mediante el índice de calor, el cual mediante una tabla nos indicará las posibles consecuencias que presente el cuerpo humano de acuerdo a la temperatura y humedad. De esta manera se garantizará la salud y seguridad de los patinadores, así obtuvimos para Acapulco de Juárez:

- ✓ *IC* $= 40.6 \text{ }^\circ\text{C}$

De acuerdo con la tabla 2.2 este valor cae entre 32 y 41 $^\circ\text{C}$ por lo que practicar alguna actividad física en estas condiciones causaría posible o muy probablemente ataques de insolación, calambres y agotamiento.

La transpiración corporal es la manera natural que utiliza el cuerpo para refrescarse, sin embargo, esta actividad suele verse afectada al tener en el ambiente niveles de humedad altos. Como se vio en este capítulo lo que también se busca es un lugar agradable, donde las personas se sientan cómodas, y una manera de medir esto es mediante el índice T-H o índice de comodidad, así obtuvimos:

- ✓ *Índice T-H* $_{Acapulco} = 83.2$

Este resultado nos indica que la transpiración corporal se vuelve muy difícil y por lo tanto nos sentimos incómodos, de esta forma podemos concluir que nuestra pista de hielo tendrá que estar en un ambiente cerrado y climatizado para garantizar el confort y la seguridad de las personas.

Se ha dicho que parte del proyecto es que la pista cuente con vista al mar, y el lugar que se propone es a un costado del hotel Acapulco Princess, de acuerdo a la figura 2.3 la orientación es Sur, lo cual se vuelve una ligera ventaja ya que recibirá menos radiación que si estuviera orientada hacia el este o al oeste. De esta manera queda:

- ✓ *Orientación Sur con vista al mar.*
- ✓ *20° Latitud Norte*

Finalmente decidimos mediante una comparativa, un breve análisis económico y considerando las ventajas y desventajas que la pista de hielo sintética, cerrada y versátil es la opción que garantiza la seguridad y confort de los patinadores, con un poco de análisis económico se comprobó que es la opción más rentable y atractiva para los inversionistas; la versatilidad nos dará la opción de poder realizar otro tipo de eventos como el jockey, patinaje artístico, espectáculos sobre hielo, escuelas de patinaje, etc. Los restaurantes, tiendas de ropa, cafeterías, etc. son otra forma de captar ingresos y de hacer más atractivo el lugar, por lo tanto, serán considerados para las dimensiones y la carga total del inmueble los cuales se definirán en el siguiente capítulo.

- ✓ *Una pista para patinar sobre hielo sintética, cerrada y versátil.*

Capítulo 3

Especificaciones del Recinto

3.1 Introducción

En este capítulo resolveremos las especificaciones necesarias del inmueble para mantener confortables las condiciones durante el verano, algunas de estas especificaciones incluyen las dimensiones de la pista, las dimensiones del recinto, ubicación y dimensiones de vidrios, puertas así como la cantidad de iluminación, el personal que trabaja y sus actividades, la maquinaria y el equipo con el que cuenta el local. Todos estos puntos generan ganancias de calor, algunas proceden del exterior y otras se generan internamente. En el capítulo 4 se analizarán y especificarán los mejores materiales de construcción para el recinto, ya que a través de las paredes, techos y pisos se obtiene una ganancia de calor por conducción que procede de fuentes externas al igual que la radiación solar a través de los vidrios. Como fuentes internas podemos mencionar a las personas, equipos y alumbrado, entre otros, estas ganancias de calor generalmente se pueden agrupar en dos grupos distintos: ganancias de calor sensible y calor latente, las ganancias de calor sensible ocasionan un aumento en la temperatura del aire y las ganancias de calor latente se deben a la suma de vapor de agua al aire, y por lo tanto aumenta la humedad, así entonces en este capítulo se especificarán las condiciones para poder calcular las ganancias de calor y establecer la cantidad de enfriamiento necesaria para mantener confortable el recinto.

3.2 Recinto

3.2.1 Dimensiones de la pista

Si buscamos una pista de grandes dimensiones también tenemos que contemplar los costos de operación, mantenimiento (para las pistas artificiales) e inversión inicial (para sintéticas y artificiales); como se vio en el capítulo anterior, una pista de usos múltiples genera confianza en el inversionista, pero para tener una pista multi-uso se requiere que esta sea de gran tamaño, al menos para poder jugar al jockey. Se había dicho que una

cancha de jockey necesita un ancho de 85 pies (25.908 m) por una longitud de 180 pies (54.864 m), con una pista de este tamaño se garantiza la práctica de varias disciplinas alternas, como el patinaje artístico, jockey sobre hielo, patinaje de exhibición y hasta el curling, además con estas dimensiones cuando no haya hielo se pueden practicar actividades como el fútbol, básquetbol y cualquier evento publicitario o de exhibición.

Existen pistas de hielo tan pequeñas como la del centro comercial Gran Sur de la Ciudad de México de 10 x 20 m cuyo mercado meta está enfocado a niños y adolescentes; en una pista tan pequeña sería muy difícil montar alguna clase de espectáculo o practicar alguna actividad deportiva. Existen otras más grandes como Playland Bye Beach en Estados Unidos que mide 30.5 x 61 m. En teoría, no hay restricciones para las dimensiones de una pista y generalmente la proporción entre ancho y largo es de 1:2,

Existen otras variables de gran importancia para determinar las dimensiones de una pista de hielo. Empezando por la ciudad en donde estará ubicada y mediante estudios de mercado se determinan los alcances del proyecto; entre estos se encuentran la posible ocupación diaria y de fin de semana para nuestra pista, no tiene caso construir una pista de grandes dimensiones para ser ocupada por unas 20 o 30 personas, de igual forma sería un error construir una pista pequeña si diariamente quisieran patinar unas 300 personas. Los estudios de mercado nos dan un número estimado de la posible ocupación diaria y de fin de semana, sin embargo para esta tesis quedan descartados este tipo de estudios, así entonces, para determinar las dimensiones de nuestra pista buscaremos el multi-uso y versatilidad que una pista con las dimensiones del jockey nos puede dar.

De tal manera que la pista artificial o sintética quedará con las siguientes dimensiones:

$$\mathbf{Ancho = 25\ m}$$

$$\mathbf{Largo = 54\ m}$$

$$\mathbf{Radio\ de\ Curvatura\ en\ cada\ esquina = 10\ m}$$

$$\mathbf{Área\ Total = 1264.16\ m^2}$$

Una vez conocidas las dimensiones de la pista la siguiente pregunta a responder es ¿cuántas personas caben o pueden patinar a gusto en esa pista? Para responderla se cuenta con información de algunas empresas europeas constructoras como NAPIRI que recomiendan 4 m² por persona para que estas puedan patinar cómodamente, así entonces tenemos que:

$$N_{\text{personas patinando}} = 1264.16\ m^2 / 4\ [m^2/\text{persona}] = 316\ \text{personas}$$

$$N_{\text{personas patinando}} = \mathbf{316\ personas\ patinando\ al\ mismo\ tiempo.}$$

Este será el número máximo de patinadores simultáneos que en teoría se permitirán en la pista y es que para realizar los cálculos sobre las ganancias de calor debidas a las personas, se tiene que conocer cuántas están en el recinto y sus actividades que realizan.

3.2.2 Otros Servicios

Es muy importante conocer las dimensiones totales del recinto, para esto se tienen que considerar los espacios adicionales destinados a las personas que no están patinando. Aunque no es definitivo lo que se vaya a construir en estos espacios se considerarán como parte del análisis.

Durante todo el año el recinto (inmueble) recibe calor por diversas fuentes que el equipo de refrigeración deberá extraer a fin de reducir la temperatura interior y mantener el confort higrotermico. Algunas de estas fuentes productoras de calor se encontraran dentro del inmueble y otras vendrán del exterior. En este punto nos ocupamos de definir los servicios adicionales con los que podría contar la pista de hielo. En primer plano están los restaurantes donde se vende todo tipo de alimento, entre los cuales pudieran estar las pizzas, tortas, sándwiches, hamburguesas, pastas, pollo, papas fritas y ensaladas, incluyendo también las bebidas así como los batidos, refrescos y café.

Algunos de estos servicios adicionales generan calor (sensible y/o latente) que debe registrarse. Cuando el calor agregado a, o eliminado de, una sustancia provoca un cambio de temperatura, entonces el cambio de entalpía en la sustancia se llama cambio de *calor sensible*. Cuando el calor agregado a, o eliminado de, una sustancia provoca un cambio en el estado, entonces el cambio de entalpía en la sustancia se llama cambio de *calor latente*. En pocas palabras, el calor sensible es el que penetra o se encuentra dentro del local y genera un aumento de temperatura en el mismo; el calor latente es el que aporta el vapor de agua a la mezcla de aire pero no genera una elevación de temperatura del local. Las fuentes de calor latente más comunes y a considerar son las personas ya que estas respiran y transpiran, en segundo plano el aire exterior, la vegetación, equipos para cocción o calentamiento de agua (cafeteras, cocinas a gas, calentadores, etc.) son otros factores que generan e incrementan el calor latente.

Así entonces debemos suponer que el recinto deberá contar con los siguientes servicios adicionales:

- ✓ **3 Restaurantes.**
- ✓ **1 Tienda de Souvenirs.**
- ✓ **1 Cafetería**
- ✓ **1 Stand para el cambio de patines.**
- ✓ **2 Sanitarios**
- ✓ **1 Taquilla**
- ✓ **1 Cabina de control**

En el punto 3.3.4 se desglosarán cada uno de los utensilios con los que cuenta cada sección, así como sus respectivos calores sensibles y/o latentes, de igual manera para el punto 3.3.5 en lo que refiere al personal, clientes y sus actividades.

3.2.3 Dimensiones del inmueble

En este punto se determinan las dimensiones preliminares del recinto en un plano creado en AutoCAD, señalando en cada una de las secciones las dimensiones, ubicación y orientación, este plano preliminar nos es de gran utilidad para comenzar a analizar las paredes que estarán expuestas al exterior y poder calcular sus áreas. Así entonces en la figura 3.1 además de conocer los siguientes puntos:

- ✓ Nombre de la sección
- ✓ Ubicación y orientación de cada sección
- ✓ Dimensiones de cada sección

Se podrán calcular las áreas que quedan expuestas al exterior de acuerdo a su orientación. Los resultados se muestran en la tabla 3.1 Las dimensiones, ubicación y orientación de las ventanas y puertas se determinan de igual manera en los puntos 3.2.4 y 3.2.5.

Tabla. 3.1 Tabla de áreas expuestas desglosadas por sección al exterior del recinto de la pista de hielo en Acapulco de Juárez

Sección	Orientación	Dimensiones			Área Expuesta al Exterior [m ²]	Total [m ²]
		Largo [m]	Ancho [m]	Altura [m]		
Restaurante 1	Este		17	3.5	59.5	59.5
Restaurante 2	Oeste		14.5	3.5	50.75	50.75
Restaurante 3	Oeste		12.5	3.5	43.75	85.75
	Norte	12		3.5	42	
Tienda de Souvenirs	Norte	13		3.5	45.5	59.5
	Este		4	3.5	14	
Cafetería	Este		6	3.5	21	21
Sanitario Damas	Norte	10		3.5	35	35
Sanitario Caballeros	Norte	10		3.5	35	35
Taquilla	Norte	1.5		3.5	5.25	5.25
Cabina de Control	Norte	4.5		3.5	15.75	15.75

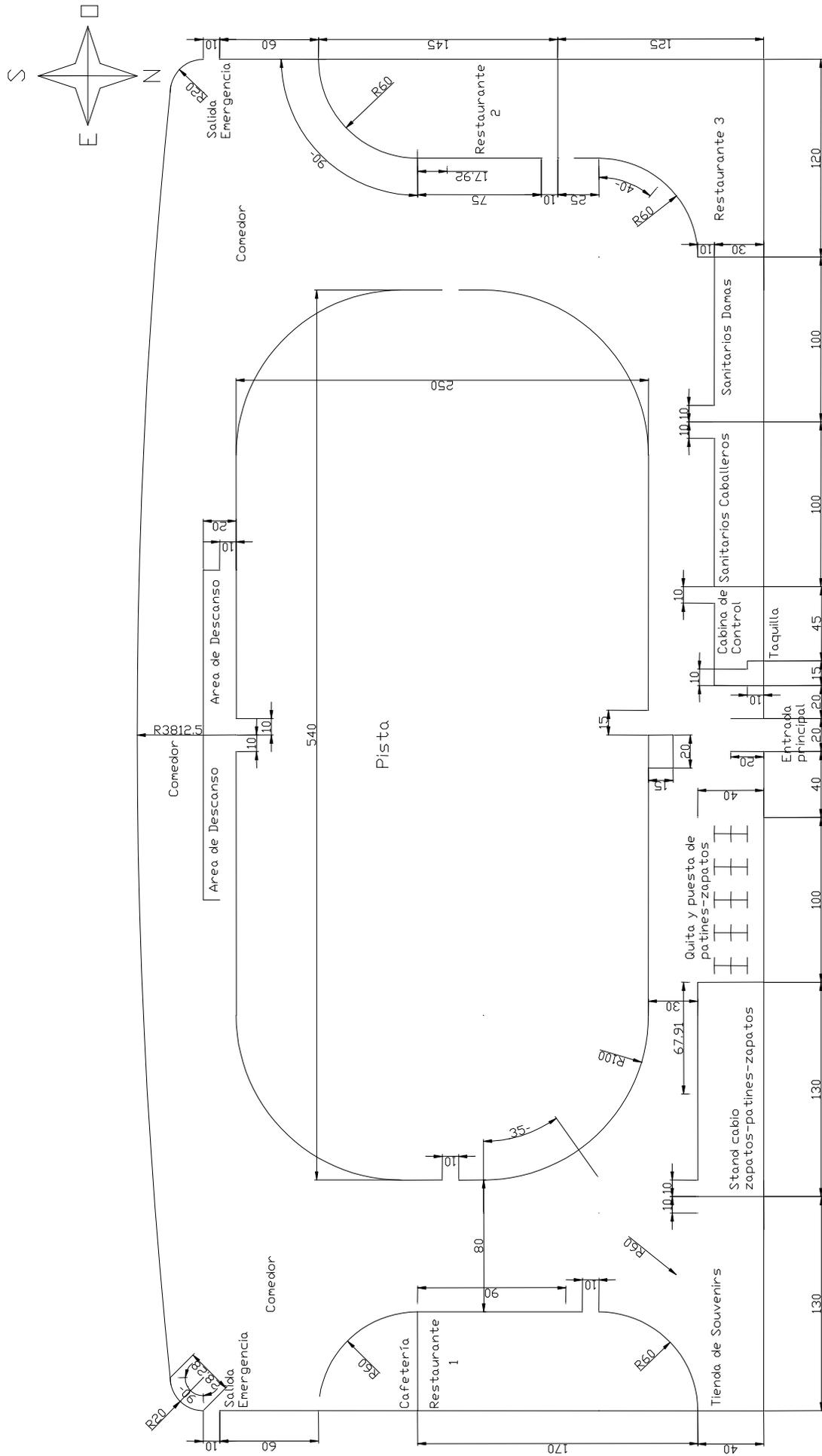


Fig. 3.1 Plano preliminar del recinto de la pista de hielo sintética en donde se aprecia la ubicación, orientación y dimensiones de cada una de las secciones con las que cuenta el inmueble. Escala 10:1 metros

3.2.4 Orientación y dimensiones de ventanas

Las ganancias de calor por radiación a través de vidrios o ventanas representan una cantidad importante de calor sensible, sin embargo, esta suele reducirse por medio de pantallas en el interior o exterior de las ventanas. En algunos casos debe tomarse en cuenta que toda o parte de la ventana podría estar sombreada por los salientes o los edificios próximos, existen gráficas y tablas que ayudan a determinar la extensión de la sombra que es proyectada en la ventana a una hora determinada, sin embargo, como no se puede asegurar la ubicación exacta de la pista lo mas conveniente es no considerar alguna sombra proyectada por algún edificio.

Recordando que parte de lo que se busca con este proyecto es que se pueda gozar de una vista al mar mientras se patina, todos o casi todos los cristales están concentrados en la fachada sur como se puede apreciar en la figura 3.3, su ubicación, orientación y dimensiones de los cristales o ventanas se desglosan de la siguiente manera:

- ✓ Ancho de cada ventana
- ✓ Alto de cada ventana
- ✓ Área de cristal expuesta
- ✓ Orientación de cada ventana

Considerando estos puntos se desarrolla la tabla 3.2 que será de gran utilidad para el cálculo de las ganancias por radiación solar.

Tabla. 3.2 Tabla de áreas expuestas de los cristales desglosadas por sección al exterior del recinto de la pista de hielo en Acapulco de Juárez

Sección	Orientación	Dimensiones		Área Expuesta al exterior
		Longitud	Altura	
		[m]	[m]	[m ²]
Principal	Sur	78	3	234
	Sureste	2.83	3	8.49
	Suroeste	2.83	3	8.49
Taquilla	Norte	0.5	0.5	0.25

3.2.5 Orientación y dimensiones de puertas

A través de las puertas se presenta el problema de la infiltración de aire, siendo esta otra carga de calor importante, este tipo de ganancia de calor depende del tipo de sello existente entre las puertas y la velocidad del viento, para evaluar de alguna manera el aire caliente y húmedo que se infiltra por las puertas existen varios métodos aproximados como el método de las ranuras, el de áreas o del volumen, si fuese necesario se utilizaría alguno de estos para determinar la cantidad de aire infiltrado. Sin embargo, cuando los espacios por acondicionar son construcciones de una sola pieza como centros comerciales o complejos grandes como nuestro recinto, se suele neutralizar la ganancia de calor por infiltración trabajando con una presión mayor dentro del recinto, de igual manera se utilizan otro tipo de puertas como las giratorias, las oscilatorias, las dobles, las automáticas o combinaciones de estas. Para el análisis se utilizará una puerta automática doble como la única entrada al recinto, estas puertas se encuentran una detrás de la otra con el objetivo de mantener siempre una puerta cerrada y todas serán del cristal propuesto en el punto 4.3.2. En la figura 3.3 se muestran la ubicación y orientación de las puertas externas (dos de emergencia y la principal) e internas que tiene el recinto, siendo la mas importante para nuestro estudio la puerta principal. La descripción de las puertas se desglosa en los siguientes puntos:

- ✓ Tipo de puerta
- ✓ Ancho de puerta
- ✓ Alto de puerta
- ✓ Área de puerta
- ✓ Orientación de puerta

Tabla. 3.3 Tabla desglosada de las puertas externas del recinto de la pista de hielo en Acapulco de Juárez

Tipo de Puerta	Orientación	Dimensiones		Área Expuesta al exterior
		Longitud	Altura	
		[m]	[m]	[m ²]
Principal Automática	Norte	2	3.5	7
Emergencia	Este	1	2	2
	Oeste	1	2	2

3.2.6 Orientación y áreas en muros

Una vez conocidas las dimensiones de las ventanas y de las puertas se procede a calcular el área efectiva expuesta de los muros, restando del área total las respectivas en puertas y las ventanas. De acuerdo a la figura 3.1 quedan de la siguiente manera:

Tabla. 3.4 Tabla desglosada de las áreas efectivas expuestas en muros para el recinto de la pista de hielo

Orientación	Área Total [m ²]	Área Ventanas [m ²]	Área Puertas [m ²]	Área efectiva muros [m ²]
Norte	574.00	0.25	7.00	566.75
Sur	546.00	234.00	0.00	312.00
Este	252.00	0.00	2.00	250.00
Oeste	252.00	0.00	2.00	250.00
Sureste	19.81	8.49	0.00	11.32
Suroeste	19.81	8.49	0.00	11.32
Techo	2952.00	0.00	0.00	2952.00

3.3 Condiciones Internas

3.3.1 Ventilación

En general, los contaminantes presentes en el aire ambiente penetran en el organismo por inhalación y por tanto afectan inicialmente al tracto respiratorio, pudiendo también ser absorbidos y afectar a otros órganos o acumularse en distintos tejidos. Asimismo, puede haber contaminantes que provoquen irritación en los ojos o que generen problemas dérmicos (erupciones y picores). Los efectos sobre el tracto respiratorio son irritación de nariz, garganta y bronquios, con posibilidad de provocar cambios en la reactividad bronquial, o liberación de un mediador inducida por alérgenos que conducen a la aparición de rinitis, asma o neumonitis hipersensitivas. Por otra parte los contaminantes microbianos pueden provocar enfermedades infecciosas.

Los síntomas que se relacionan con una deficiente calidad del aire en el interior de un edificio son: dolor de cabeza, mareos, náuseas, fatiga, piel seca, irritación de ojos, congestión de senos nasales y tos. Es a menudo difícil diferenciar entre los causados directamente por el medio ambiente y los de origen psicológico. No hay que olvidar que un aire de pobre calidad provoca discomfort, pudiendo desencadenar reacciones psicológicas

complejas, cambios de humor, de estado de ánimo y dificultades en las relaciones interpersonales.

El mayor número de quejas referentes a la calidad del aire del interior de un edificio entran dentro del apartado de confort térmico y ventilación. Según el National Institute for Occupational Safety and Health (NIOSH), en más del 50% de estudios realizados en edificios, los problemas eran causados por una inadecuada ventilación.

El confort térmico se basa en un equilibrio entre la actividad física y la ropa que se utiliza, por un lado, y la humedad relativa, la temperatura y velocidad del aire y la temperatura radiante media, por otro. La American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers (ASHRAE) ha desarrollado estándares, aplicables a espacios cerrados, que deben garantizar una situación de confort al 90% de la población. En general, el margen de valores considerados aceptables es relativamente estrecho, dada la relación que existe entre unas y otras variables. Un ligero aumento en la velocidad del aire, por ejemplo, puede desencadenar una serie de quejas aunque la temperatura se mantenga dentro de los límites aceptables.

La mala Calidad del Aire Interior ocurre cuando la ventilación no es lo suficientemente adecuada como para mantener las concentraciones de contaminantes a niveles que no produzcan problemas de salud a los ocupantes. El sistema de climatización no sólo debe controlar los contaminantes, sino que debe proveer un entorno cómodo. La percepción de aire quieto o estancado, olores, corrientes de aire o temperatura y humedad incorrectas conduce a la incomodidad; y la incomodidad, aunque sea sutil, puede ser el comienzo de quejas sobre la Calidad del Aire Interior. En general, las quejas sobre la Calidad del Aire Interior se producen cuando el sistema de climatización no satisface las necesidades de los ocupantes.

En general para todas las instalaciones de aire acondicionado se tiene que considerar algo de aire exterior por razones sanitarias y de confort. El calor sensible y latente de este aire exterior es mayor que el del aire del recinto, por lo cual se vuelve parte de la carga de enfriamiento. Sin embargo este exceso de calor se puede eliminar con el equipo de enfriamiento, y por lo tanto es parte de la carga de refrigeración. La cantidad de aire requerida depende de la contaminación del aire por los olores y el humo. La relación entre el volumen del espacio, el número de personas y la contaminación, da la pauta para determinar la ventilación necesaria. Los fumadores de cigarrillos o puros, por ejemplo, requieren entre 25 y 42 m³/h siendo el cigarro uno de los problemas principales de la ventilación. El aire contaminado con humo solo se puede recircular si se limpia electrostáticamente o si se pasa a través de un medio absorbente como el carbón activado para remover los gases. Los olores se hacen mas presentes cuando tenemos humedades mayores a 58 % y a altas temperaturas, debido a que el ser humano los percibe mejor. Los estándares de ventilación basados en cambios por hora no son recomendables, es preferible usar los referidos al número de personas. En la tabla 3.5 se presentan algunas tasas sugeridas de ventilación con aire exterior, y niveles típicos de ventilación para algunas

aplicaciones que nos pueden ser de utilidad (bares, restaurantes, cafeterías y áreas de ejercicio). En estas tablas se presentan valores mínimos y valores recomendados. Los mínimos se utilizan cuando el costo es de primera importancia y los recomendados cuando se requiere de mayor calidad del aire; para los cálculos se utilizarán ambos valores de la tabla 3.5.

Tabla 3.5 Tabla de ventilación recomendada para diferentes tipos de lugares

<i>Aplicación</i>	<i>Humo de cigarro</i>	<i>m³ / h por persona</i>	
		<i>Recomendado</i>	<i>Mínimo</i>
Bancos	Ocasional	17	13
Bares	Mucho	51	42
Cafeterías	Considerable	20	17
Salas de juntas	Excesivo	85	51
Fabricas	Nada	13	8.5
Restaurantes	Considerable	25	20
Laboratorios	Nada	20	15
Áreas de ejercicio	Ocasional	17	13
Teatros	Nada	13	8.5

Para obtener la cantidad de ventilación que el local necesitará utilizamos la tabla 3.7 de este capítulo que nos indica la cantidad de personas que ocuparían el lugar a una máxima capacidad, una vez conocido este número y la cantidad de aire que se necesita por persona, se crea la tabla 3.6, que nos muestra el total del aire exterior que necesitara el local para mantener unas condiciones sanitarias y de confort adecuadas.

Tabla 3.6 Cantidad de aire mínimo y recomendable para la correcta ventilación del local

Sección	Descripción	Número Personas	Cantidad mínima de aire [m ³ /h por persona]	Cantidad mínima de aire [m ³ /h]	Cantidad recomendable de aire [m ³ /h por persona]	Cantidad recomendable de aire [m ³ /h]	
Pista de Patinaje	Patinadores	316	13	4108	17	5372	
3 Restaurantes	Comensales	150	20	3000	25	3750	
	Cocineros	24	20	480	25	600	
	Cajero	3	20	60	25	75	
Cafetería	Comensales	20	17	340	20	400	
	Cocineros	3	17	51	20	60	
	Cajero	1	17	17	20	20	
Cabina de control	Dj	2	8.5	17	13	26	
Taquilla	Taquillero	1	8.5	8.5	13	13	
Tienda Souvenir	Empleados	3	8.5	25.5	13	39	
	Clientes	15	8.5	127.5	13	195	
Renta de patines	Empleado	2	8.5	17	13	26	
Sanitarios	clientes	14	42	588	51	714	
Total =				8839.5	Total =		11290

3.3.2 Temperaturas y humedades internas

En este punto nos ocuparemos en determinar la temperatura y humedad interna del recinto. Para establecer estándares de temperatura y humedad, es indispensable encontrar los valores óptimos para que el cuerpo humano tenga la sensación de comodidad. Debido a las grandes diferencias fisiológicas y psicológicas de los individuos, encontrar valores determinados es difícil.

Para solucionar este problema se recurrió a la *carta de comodidad* figura 3.2 de la ASHRAE en donde a base a innumerables pruebas en varios individuos se logró armar. Esta carta determina que para una determinada temperatura con cierta humedad y movimiento de aire se produce la misma sensación de calor o frío que otra temperatura, con otra humedad y otro moviendo de aire. Debido a que estos factores influyen en la pérdida de calor del cuerpo, en esta carta se intenta relacionarlos entre si, a fin de que produzcan la mayor comodidad posible en el mayor número de personas.

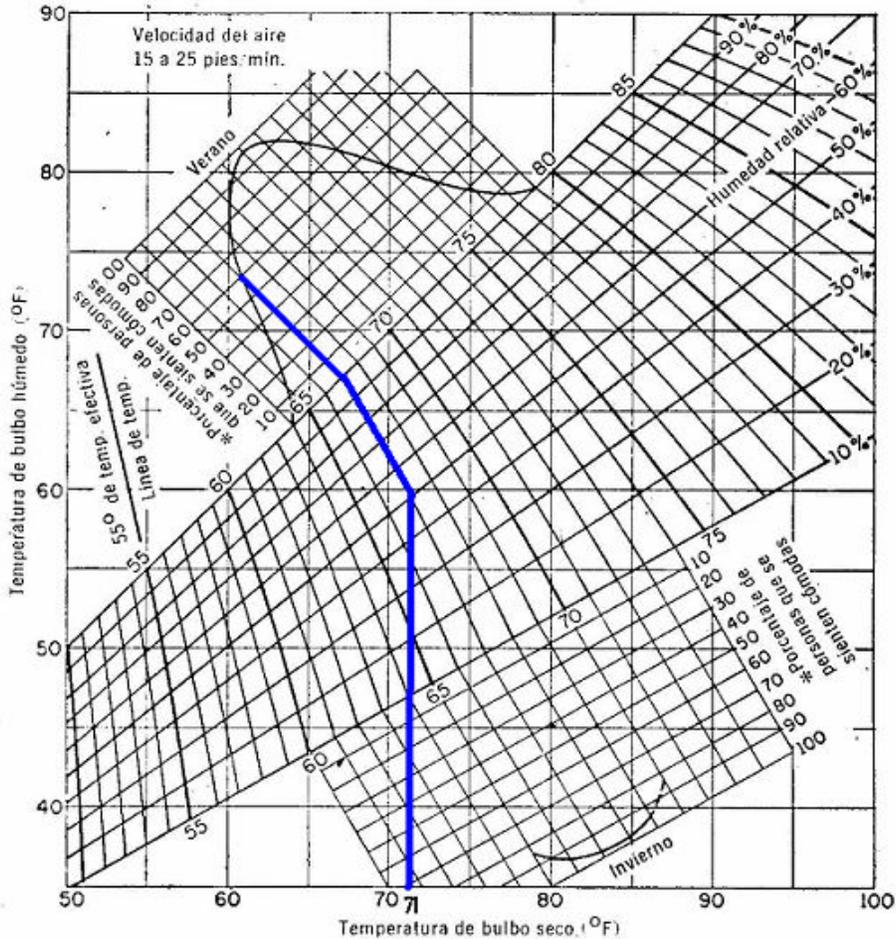


Fig. 3.2 Carta de comodidad de la ASHRAE para aire tranquilo en condiciones de verano e invierno

La *temperatura efectiva* es un índice empírico del grado de calor que percibe un individuo cuando se expone a varias combinaciones de temperatura y humedad, si tenemos condiciones de humedad muy bajas se produce una sensación de “tostamiento” en la piel, boca y nariz, si tenemos humedades altas la transpiración se vuelve difícil y se provocan olores desagradables en el cuerpo, Altas velocidades de aire causan chiflones y molestias. Cuando la humedad y el movimiento del aire estén controlados adecuadamente, el índice de temperatura efectiva realmente mide la comodidad.

¿Cuáles son las condiciones máximas tolerables cuando se diseña en verano? Algunos autores dicen que la temperatura efectiva no debe pasar de 29.4 °C (85 °F), en general el rango de temperaturas efectivas durante el verano varían desde 20 a 24.4 °C, este valor dependerá de los usos y costumbres de las personas, como ejemplo podemos mencionar la ropa, en lugares donde se use poca ropa se recomienda una temperatura efectiva mayor (dentro de los límites de diseño), de igual manera la actividad física es otro factor que influye para determinar la temperatura efectiva. Asimismo las temperaturas de bulbo seco recomendables durante el verano varían desde los 21 hasta los 29 °C con humedades relativas que van desde los 40 a 60 % como máximo.

De acuerdo con la carta de comodidad de la ASHRAE las mejores condiciones de diseño donde casi un 100 % de las personas se sienten cómodas corresponden a una temperatura efectiva de 71 °F (21.6 °C), con una humedad relativa del 50 % nos daría una temperatura de bulbo seco dentro del recinto de 76.5 °F o 24.7 °C. La carta de comodidad sugiere considerar el tipo de actividad que se realice dentro del local y ajustar la temperatura efectiva, sabemos que la mayoría de las personas estarán realizando alguna actividad física como patinar, además, se busca crear un ambiente frío para simular las condiciones de una pista artificial, así que reduciremos la temperatura efectiva en 4 grados Fahrenheit, 2 grados por patinar y 2 para buscar el efecto frío de una pista artificial. De esta manera la temperatura efectiva nos queda de 67 °F, y con una humedad del 50 % se obtiene la temperatura de bulbo seco de diseño dentro del recinto de 71 °F o 21.5 °C. De tal manera que para el recinto contaremos con las siguientes condiciones de temperatura y humedad.

Temperatura bulbo seco interior $T_{bs\ int.} = 21.5\ ^\circ C$

Humedad Relativa = 50 %

3.3.3 Iluminación

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

Con respecto al alumbrado, el mismo constituye una fuente de calor sensible. Este calor se emite por radiación, convección y conducción. Un porcentaje del calor emitido por

radiación es absorbido por los materiales que rodean el local. Las ganancias de calor reales se determinan aplicando los valores mostrados en la tabla 3.7 "Ganancias debidas al alumbrado".

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

Las lámparas incandescentes transforman en luz un 10% de la energía absorbida, mientras el resto la transforman en calor que se disipa por radiación, convección y conducción. Un 80% de la potencia absorbida se disipa por radiación, y solo el 10% restante por conducción y convección. Los tubos fluorescentes transforman un 25% de la energía absorbida en luz, mientras que otro 25% se disipa por radiación hacia las paredes que rodean el local, y el resto por conducción y convección. Considerando esta información el Manual de Aire Acondicionado de Carrier plantea la tabla 3.7 para obtener las ganancias por calor sensible de la luminaria

Tabla 3.7 Tabla de ganancias de calor sensible debidas al alumbrado de acuerdo al tipo de luminaria

Tipo	Ganancias Sensibles
	[Kcal./h]
Fluorescente	$P \times 1.25 \times 0.86$
Incandescente	$P \times 0.86$

Donde: P = Potencia en Watts

Como ya se conocen las dimensiones del inmueble se procede a calcular el número de luminarias que se requieren, para esto aplicaremos el método de los lúmenes que se desarrolla como sigue:

Lo primero es definir las dimensiones del local y el tipo de actividad que ahí se va a realizar:

- Largo = 82 metros
- Rectangular Ancho = 36 metros
- Alto = 7 metros
- Actividades = Restaurante, patinaje (jockey).

Se fija el nivel de iluminación a obtener en el plano deseado según la tabla B1 del apéndice B "Niveles de Iluminación según S. M. I. I. (Sociedad Mexicana de Ingeniería de Iluminación)", de acuerdo con esta tabla el nivel que se requiere para un restaurante esta entre 300 y 450 luxes, para actividades deportivas como el voleibol o básquetbol entre 370

y 520 luxes, para el squash o el jockey entre los 400 y 520 luxes. Entonces para nuestro recinto la iluminación general máxima deberá ser de 400 luxes para cuando se de algún partido de jockey.

El *factor de mantenimiento (fm)* es un número que contempla la depreciación luminosa de las lámparas, las pérdidas por acumulación de polvo y suciedad sobre la lámpara, superficie reflectora y transmisora de la luminaria, y las pérdidas de luz reflejada en las paredes y techos. Este factor de mantenimiento puede contempla los siguientes valores:

Factor de mantenimiento bueno	Factor de mantenimiento medio	Factor de mantenimiento malo
0.7 a 0.75	0.6 a 0.7	0.5 a 0.6
Condiciones atmosféricas buenas, buen mantenimiento	Condiciones atmosféricas menos limpias, mantenimiento con poca frecuencia.	Condiciones atmosféricas bastante sucias, mantenimiento deficiente

Queremos suponer que el mantenimiento de las luminarias será bueno. Por lo tanto se adopta un factor (*fm*) de 0.75, que corresponde a una condición atmosférica buena y de mantenimiento frecuente.

Ahora lo que sigue es el cálculo del *índice del local (IL)*. Este se calcula por medio de la ecuación 3.1 de la siguiente manera:

$$IL = \frac{(A \times L)}{H (A + L)} \quad (3.1)$$

Donde:

A = 36 m = Ancho del local en metros

L = 82 m = Longitud de local en metros

H = (7 m – 1.5 m) = 5.5 m = Altura del montaje en metros

$$IL = \frac{(36 \times 82)}{5.5 \times (36 + 82)}$$

$$IL = 4.54$$

Ya con el índice del local, considerando el tipo de luminaria como directa y que las paredes, techo y piso serán de color claro determinamos el factor de utilización (*Fu*), del libro de Mariano Aguilar Rico y Vicente Blanca Jiménez, *Iluminación y Color*, se obtiene un factor de utilización de $Fu = 0.79$

Ahora se calcula el flujo *Ot* a instalar (el que deben aportar las luminarias) por medio de la ecuación 3.2.

$$Ot = \frac{(E \times L \times A)}{Fm \times Fu} \quad (3.2)$$

Donde:

E = Nivel de iluminación en lux = 400 lux

L = Largo del local en metros = 82 m

A = Ancho del local en metros = 36m

Fm = Factor de mantenimiento = 0.75

Fu = Factor de utilización = 0.79

$$Ot = \frac{400 [lux] \times 82 [m] \times 36 [m]}{0.75 \times 0.79}$$

$$Ot = 1.99 \times 10^6 \text{ lux m}^2$$

Una vez calculado el flujo total Ot debemos conocer el flujo que nos aporta cada luminaria Oi para poder calcular el número de luminarias de la siguiente manera:

$$N = \frac{Ot}{Oi} \quad (3.3)$$

Las lámparas que se proponen para el proyecto son fluorescentes de la marca General Electric de 300 Watts, Blanco 3500 ° K, con un flujo luminoso de 24000 Lúmenes cada una.

$$N = \frac{\left(1.99 \times 10^6 \left[\frac{\text{Lumen}}{\text{m}^2} \right] \text{m}^2 \right)}{24000 [\text{Lumen}]}$$

$$N = 83.03$$

$$N = \mathbf{84 \text{ luminarias}}$$

Distribuimos las luminarias en filas por columnas comprobando que la distancia entre ellas sea equidistante, así entonces obtendremos 14 columnas por 6 filas. En la figura 3.3 se aprecia la ubicación y distribución de cada una de las luminarias.

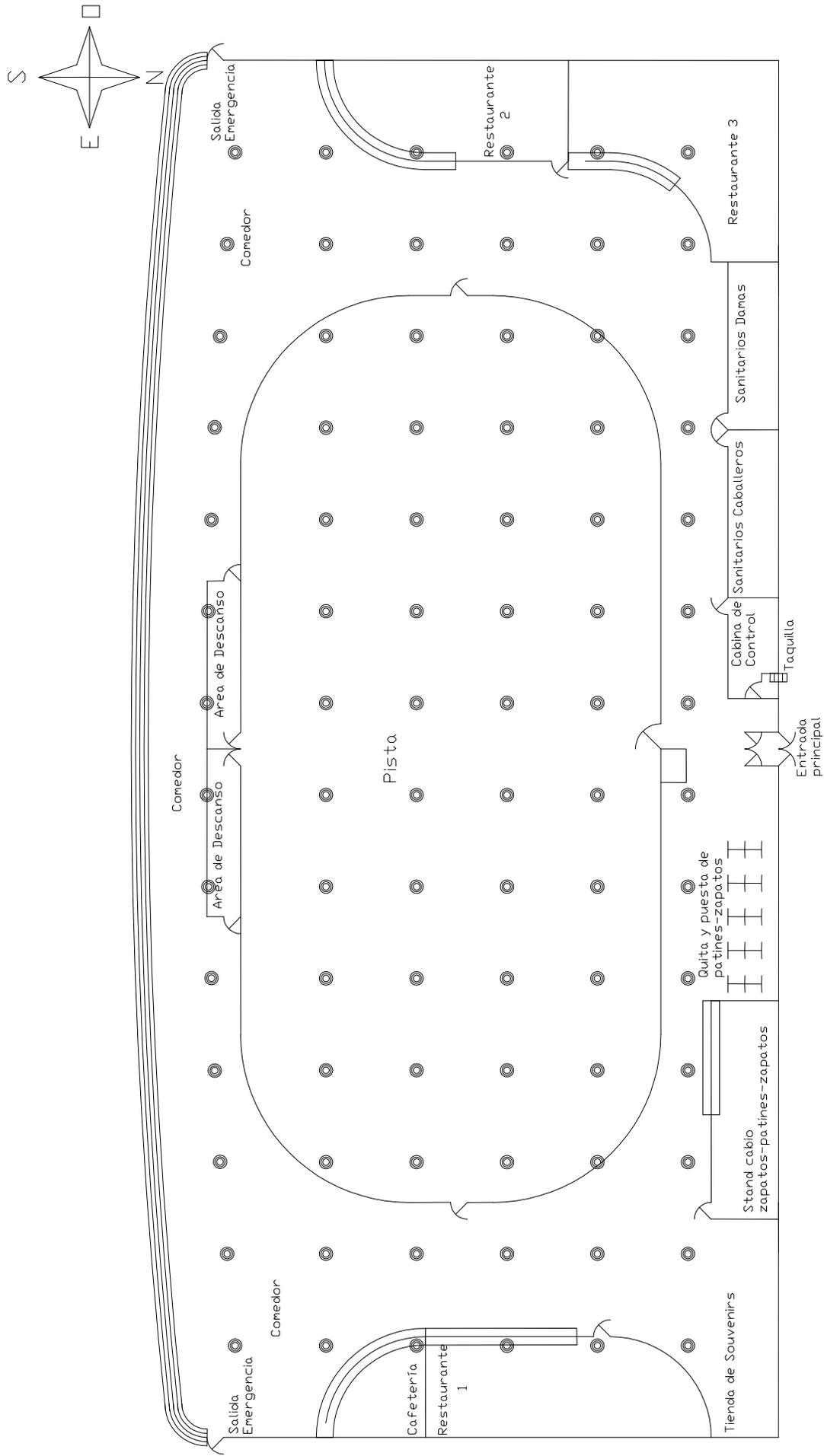


Fig. 3.3 Plano preliminar del recinto de la pista de hielo en donde se aprecia la ubicación y orientación de cada una de las puertas, ventanillas y ventanas que componen el recinto, además de la ubicación de la luminaria dentro del local. Escala 10:1

Aplicando la tabla 3.7 para obtener las ganancias de calor sensible nos queda que la potencia neta es $300 \text{ W} \times 84 \text{ luminarias} = 25200 \text{ W}$

$$G_{sl} = 25200 [W] \times 1.25 \times 0.86$$

Donde:

G_{sl} = Ganancia sensible por luminaria

$G_{sl} = 27090 \text{ [Kcal/h]}$

3.3.4 Utensilios

Es necesario calcular la ganancia de calor debida a los utensilios con los que cuenta todo el recinto, sabemos que dentro de este existen 3 restaurantes los cuales serán de comida rápida (hamburguesas, pizzas, comida mexicana, pollos, etc.) con capacidad para 50 comensales cada uno, y cada restaurante tendrá su equipo para preparar su propia comida, como no sabemos exactamente la franquicia que ocupará cada espacios destinado, se generalizará el equipo necesario para suministrar comida, de tal manera que cada restaurante deberá contar con los siguientes equipos para prepararla:

- ✓ Freidor de grasa
- ✓ Parrilla o Asador
- ✓ Calentador de platillos secos
- ✓ Planchas de freír
- ✓ Comal
- ✓ Estufas de ordenes rápidas
- ✓ Mesa de vapor
- ✓ Hornos de Microondas
- ✓ Calentador de agua
- ✓ Refrigerador
- ✓ Máquina de Refrescos
- ✓ Máquina de batidos
- ✓ Máquina de aguas frescas

Tabla 3.8 Tabla de utensilios o equipo con los que contará el recinto para una pista de hielo en Acapulco de Juárez

Sección	Equipo	Especificaciones	Individual				Cantidad	Subtotal			
			Eléctricos		De gas			Eléctricos		De gas	
			Sensible [Btu / h]	Latente [Btu / h]	Sensible [Btu / h]	Latente [Btu / h]		Sensible [Btu / h]	Latente [Btu / h]	Sensible [Btu / h]	Latente [Btu / h]
Restaurantes	Freidor de grasa	18 x 12 x 8	2050	4800			6	12300	28800		
	Parrilla	31 x 20 x 18 plg			7800	4200	3			23400	12600
	Calentador de platillos secos	3 ft ²			1120	280	3			3360	840
	Planchas de freír	3 ft ²			9800	5200	3			29400	15600
	Comal	2 ft			1766.667	1200	3			5300	3600
	Estufas de ordenes rápidas	4 quemadores			8533	4800	3			25600	14400
	Mesa de vapor	2 ft ²			500	333	3			1500	1000
	Hornos de Microondas	1,5 ft ³		2275	0		3	6826	0		
	Refrigerador	15 ft ³		947	273		3	2840	820		
	Máquina de refrescos	5 sabores		1177	417		3	3530	1250		
	Máquina de batidos	3 sabores		1267	470		3	3800	1410		
	Máquina de aguas frescas	30 litros		317	83		3	950	250		
Calentador de agua	3 litros				1050	1283	3			3150	3850
Cafetería	Waflera	2 parrillas	1680	1120			3	5040	3360		
	Cafetea precoladora	2 quemadores	770	230			2	1540	460		
	Tostadora de pan	36 rebanadas/hora	196	174			2	392	348		
	Cafetera	11 litros	2550	850			1	2550	850		
	Máquina de batidos	3 sabores	3800	1410			1	3800	1410		
	Refrigerador	15 ft ³	2840	820			1	2840	820		
	Máquina de hielo	1 ft ³ / h	4860	1300			1	4860	1300		
	Calentador de agua	3 litros			3150	3850	1			3150	3850
Cabina de Control	Equipo de sonido y mezcladora	JBL 10000 W	1331	0			2	2662	0		
Taquilla	CPU	minitorre	350	0			1	350	0		
	Monitor	14 plg	300	0			1	300	0		
Totales								54580	41078	94860	55740
								G_{seq} [Btu/h] = 149440	G_{seq} [Kcal/h] = 37657.39		
								G_{leq} [Btu/h] = 96818	G_{leq} [Kcal/h] = 24397.17		
								Total [Btu/h] = 246258	Total [Kcal/h] = 62054.55		

Ganancia calor sensible por equipo = G_{seq}

Ganancia calor latente por equipo = G_{leq}

También se mencionó anteriormente que el recinto contará con una cafetería en donde el equipo que ésta requiere se especifica a continuación, de igual manera se generaliza el equipo necesario para proporcionar alimento con una capacidad de alrededor de 20 personas.

- ✓ Waflera
- ✓ Cafetera percoladora
- ✓ Tostadora de pan
- ✓ Cafetera
- ✓ Máquina de batidos
- ✓ Refrigerador
- ✓ Máquina de hielo
- ✓ Calentador de agua

Para la sección de renta de patines no se contará con ningún equipo que disipe calor, finalmente las actividades que se realizan ahí son completamente manuales, para la taquilla se contempla una computadora con monitor de 14 pulgadas.

Todos los calores sensibles y latentes causados por equipo misceláneo (utensilios) están desglosados en la tabla 3.8 al igual que sus especificaciones y cantidades que se requieran por sección. Generalmente la placa de identificación de los equipos dice la información necesaria para obtener el dato aproximado del calor generado por el aparato.

Cuando los equipos que producen calor están cubiertos por una campana de extracción, debe calcularse la carga adicional debida al aire fresco que se debe introducir para compensar el aire extraído por la campana. Esto se tiene que especificar al momento de calcular las ganancias de calor por infiltración y ventilación.

3.3.5 Personal y sus actividades

Las personas que ocupan el espacio que debe ser acondicionado contribuyen con cantidades importantes de calor sensible y calor latente, que aumenta la carga total de enfriamiento de dicho espacio.

Tabla 3.9 Tabla de ganancias de calor sensible y latente para las personas con las que contará el recinto de la pista de hielo en Acapulco de Juárez

Sección	Descripción	Grado de Actividad	Numero Personas	T del recinto = 21 °C					
				Por Persona			Total de personas		
				Sensible [Kcal / h]	Latente [Kcal / h]	Sub Total [Kcal / h]	Sensible [Kcal / h]	Latente [Kcal / h]	Sub Total [Kcal / h]
Pista de Patinaje	Patinadores	A	316	101	118	219	31916	37288	69204
	Comensales	D	150	65	21	86	9750	3150	12900
3 Restaurantes	Cocineros	C	24	73	58	131	1752	1392	3144
	Cajero	D	3	65	21	86	195	63	258
Cafetería	Comensales	D	20	65	21	86	1300	420	1720
	Cocineros	C	3	73	58	131	219	174	393
	Cajero	D	1	65	21	86	65	21	86
Cabina de control	Dj	C	2	73	28	101	146	56	202
Taquilla	Taquillero	C	1	73	28	101	73	28	101
Tienda Souvenir	Empleados	B	3	92	97	189	276	291	567
	Clientes	C	15	73	58	131	1095	870	1965
Renta de patines	Empleado	B	2	92	97	189	184	194	378
Sanitarios	clientes	C	14	73	58	131	1022	812	1834
Totales							47993	44759	92752

Ganancia de calor sensible por personas = G_{sper}	G_{sper} [Kcal/h] = 47993
Ganancia de calor latente por personas = G_{lper}	G_{lper} [Kcal/h] = 44759
	Total [Kcal/h] = 92752

El cálculo debe basarse en el 100 % de personas dentro del espacio durante el periodo de la máxima carga de enfriamiento de diseño. La cantidad de calor debida a las personas, va a aumentar la carga total de enfriamiento y debe estar de acuerdo a la actividad desarrollada por estas personas como indica la tabla 3.9 de "Ganancias de calor por persona". Esta tabla nos muestra las ganancias de calores latentes y sensibles de las personas en un recinto a 21 °C así como una relación de las actividades que desempeñan las personas de acuerdo a la sección en las que estén ubicadas. Siendo el grado de actividad A el mas intenso y se aplica a las personas que desempeñan alguna actividad física como el baile o el patinaje sobre hielo; el grado de actividad B o medio, para quienes realizan un trabajo ligero; el grado de actividad C o leve, para aquellos cuyas actividades incluyan estar parados o caminar despacio; finalmente el grado de actividad D o casi nulo para cuando una persona se encuentra sentada.

3.4 Plano Preliminar

La figura 3.4 muestra en conjunto la ubicación, dimensiones y orientación de cada una de las secciones que se incluirán en los servicios adicionales a la pista de hielo sintética

dentro del inmueble, de igual manera, se presentan los aspectos más importantes y necesarios para acondicionar correctamente un recinto de estas dimensiones.

La pista de hielo se ubica en el centro del recinto, siendo esta de 54 metros de largo por 25 de ancho con radio de curvatura en las cuatro esquinas de 10 metros que en total suman 1254.16 m^2 de superficie neta para poder patinar. Cuenta con un acceso principal en cual estaría controlado por una pequeña caseta en caso de existir alguna promoción o forma de pago especial; en el lado sur se cuenta con dos áreas de descanso para los patinadores o para la banca en caso de algún evento deportivo como pudiera ser un partido de jockey.

En el lado este en primer lugar se cuenta con una área de asientos definida entre 10 metros de largo por 4 de ancho para ponerse y quitarse los patines, seguido del stand para el cambio de zapatos por patines y viceversa, esta sección cuenta con una ventanilla de atención de 6.8 metros de largo por 2 metros de alto, toda la sección cuenta con una altura de 3.5 metros. Le sigue la tienda de souvenirs que se ubica en la esquina noreste, esta sección no tiene puertas y solamente se delimita por una línea divisoria, cuenta con una área aproximada de 67.45 m^2 y tiene 3.5 metros de altura. Continuando en la zona este tenemos el restaurante número uno que se compone de una pieza rectangular de 11 por 6 metros y un cuarto de circunferencia de 6 metros de radio para dar una área aproximada de 94.27 m^2 , este restaurante cuenta con una ventanilla de atención a clientes de 9 metros de largo por 2 de alto. Por último esta la cafetería con la forma de un cuarto de circunferencia de 6 metros de radio para ser 28.27 m^2 de superficie, todo el perímetro de circunferencia contiene la ventanilla de atención a clientes con 2 metros de alto.

Para la zona oeste se cuenta en primer lugar con la cabina de control que es una sección rectangular de 6 metros de largo por 3 de ancho que dan una superficie de 18 m^2 con una altura de 3.5 metros y en cuyo interior se encuentra la taquilla que apenas es un cuarto de uno por 1.5 metros de largo, esta taquilla cuenta con su ventana al exterior del recinto. Seguido de la cabina de control se encuentran los sanitarios de caballeros y damas respectivamente, son secciones rectangulares de 10 metros de largo por 3 de ancho que suman una superficie de 30 m^2 con una altura de 3.5 metros cada uno y al igual que la cabina de control para tener acceso es necesario cruzar la puerta de cada sección, En la esquina noroeste contamos con el restaurante 3 el cual esta compuesto por dos secciones rectangulares y la parte restante de un cuarto de circunferencia, la primera sección rectangular de 6 metros de largo por 12.5 de ancho y la segunda de 6 metros de largo por 4 de ancho, para complementar contamos con la parte de fuera de un cuarto de circunferencia de 6 metros de radio, todo esto sumado nos da una superficie de 106.72 m^2 con una altura de 3.5 metros, esta sección cuenta una ventanilla de 6.68 metros de largo por 2 de alto.

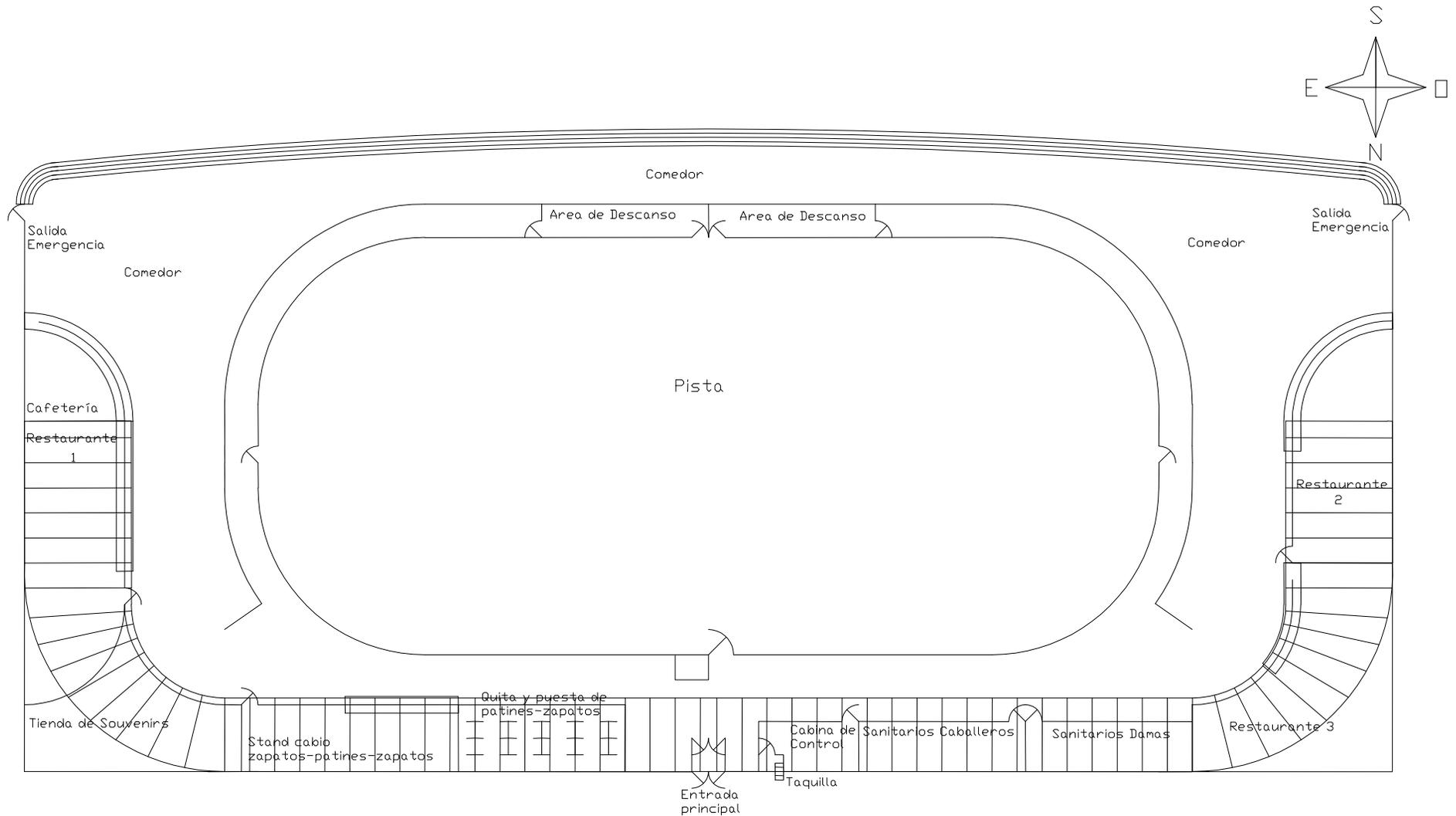


Fig. 3.4 Plano preliminar del recinto de la pista de hielo en donde se puede observar la distribución, ubicación y orientación de cada una de las secciones con sus respectivas puertas y ventanillas además se muestra la ubicación y distribución de la luminaria y cristales que dan al exterior del recinto. Escala 10:1m

En el lado oeste contamos con el restaurante número dos el cual está compuesto por una sección rectangular de 6 metros de largo por 8.5 de ancho y una sección formada por un cuarto de circunferencia de 6 metros de radio, esto en conjunto suma una superficie de 79.27 m^2 con una altura de 3.5 metros, al igual que los otros restaurantes cuenta con una ventanilla de atención a clientes de 11.21 metros de longitud con 2 metros de alto.

El comedor se encuentra ubicado en toda la periferia sur, este y oeste alrededor de la pista, garantizando con esto la vista a la playa o al mar para los comensales ubicados en la zona sur. Para los eventos especiales donde se requiera ubicar gente se contemplan las gradas en la parte noreste, norte y noroeste en un primer nivel comenzando a los 3.5 metros de altura, ver figura 3.4

3.5 Conclusiones

En este capítulo se determinaron las especificaciones internas del recinto y en primera instancia las de la pista, se llegó a la conclusión de que una pista en donde se puedan desempeñar varias actividades es la opción más adecuada, esto implica que las dimensiones sean las suficientes como para disputar un partido de jockey, de esta manera se obtiene:

- ✓ *Ancho = 25 m*
- ✓ *Largo = 54 m*
- ✓ *Radio de Curvatura en cada esquina = 10 m*
- ✓ *Área Total = 1264.16 m^2*

Con una pista de este tamaño aparte de jugar al jockey se pueden practicar actividades como el patinaje artístico, espectáculos sobre hielo, carreras, etc., además de poder contar con alrededor de 300 patinadores simultáneos.

- ✓ *$N_{\text{personas patinando}} = 316 \text{ personas patinando cómodamente al mismo tiempo.}$*

Aparte de la pista de hielo el inmueble contará con varios servicios adicionales y otros necesarios para en buen funcionamiento:

- ✓ *3 Restaurantes.*
- ✓ *1 Tienda de Souvenirs.*
- ✓ *1 Cafetería*
- ✓ *1 Stand para el cambio de patines.*
- ✓ *2 Sanitarios*
- ✓ *1 Taquilla*
- ✓ *1 Cabina de control*

Cada uno de estos servicios adicionales fue ubicado y dimensionado en el plano preliminar (ver figura 3.1). Se analizó la orientación y se calcularon las áreas expuestas al exterior de manera individual (ver tabla 3.1).

De igual manera para las ventanas y puertas se mostró su ubicación, dimensiones y orientación, en el caso de las ventanas podemos mencionar que todas o casi todas están concentradas en un panel de cristal grande ubicado en el lado sur lo que garantiza una vista agradable. Se cuenta con una sola puerta doble de acceso ubicada al norte del recinto y dos salidas de emergencia en los costados, los resultados de las áreas expuestas al exterior se muestran en las tablas 3.2 y 3.3.

Toda la nave en conjunto cuenta con:

- ✓ *Largo 82 metros*
- ✓ *Ancho 36 metros*
- ✓ *Alto 7 metros*

Dentro de las condiciones internas que se pueden esperar dentro del recinto encontramos que la ventilación en lugares calientes y húmedos es primordial, ya que olores desagradables se perciben mejor. Otro problema es el cigarrillo, debido a que restaurantes y eventos especiales se planean dentro del inmueble el humo del cigarro estará presente lo que incrementa los niveles de aire fresco requeridos por persona, en la tabla 3.5 se observan varios valores para distintos lugares de los cuales algunos corresponden a lo que se plantea dentro del local. La tabla 3.5a muestra la cantidad de aire mínima y recomendable necesaria para mantener un ambiente fresco dentro del local dando los siguientes resultados.

- ✓ *Ventilación mínima total = 8839.5 m³/h*
- ✓ *Ventilación recomendable total = 11290 m³/h*

Como es bien sabido no todas las personas perciben la temperatura de igual forma, así que para determinar las mejores condiciones interiores se recurrió a la carta de comodidad de la ASHRAE (ver figura 3.2), esta carta muestra en una grafica las temperaturas y humedades para cierto porcentaje de personas que se sienten cómodas. Según la grafica y haciendo los ajustes correspondientes para lograr el efecto climático deseado dentro del local las temperatura de bulbo seco y humedad relativa dentro del local quedan como sigue::

- ✓ *Temperatura bulbo seco interior $T_{bs\ int.} = 21.5\ ^\circ C$*
- ✓ *Humedad Relativa = 50 %*

La iluminación juega un papel importante en la suma de ganancias por calor sensible, tal es el caso que algunos autores como Pere Esquerra i Piza que argumentan que las luminarias de un local, recinto o inmueble pueden sumar alrededor de hasta una tercera parte de todas las ganancias por calor sensible. Para nuestra pista mediante el análisis se

llegó a la conclusión de ocupar 84 luminarias fluorescentes General Electric de 300 W, 3500 ° K cada una, esto en conjunto genera:

$$\checkmark G_{slamp} = 27,090 [Kcal/h]$$

Los utensilios o equipo misceláneo junto con las personas que ocupan el local y sus actividades son también parte de las ganancias por calor sensible y latente a considerar en el local. De acuerdo con la tabla 3.9 de ganancias totales sensibles y latentes para personas, se obtuvieron los siguientes resultados:

$$\checkmark G_{sper} = 47,993 [Kcal/h]$$

$$\checkmark G_{lper} = 44,759 [Kcal/h]$$

Y para las ganancias por equipo misceláneo tenemos la tabla 3.8 en donde se desglosan cada uno de los equipos que se suponen ocuparían en sus respectivos espacios, así entonces se llega a los siguientes resultados:

$$\checkmark G_{seq} = 37,657 [Kcal/h]$$

$$\checkmark G_{leq} = 24,397 [Kcal/h]$$

Capítulo 4

Materiales de construcción, aislamientos y ganancias de calor en muros, techo y cristales

4.1 Introducción

Los materiales están divididos en tres grupos principales: materiales metálicos, poliméricos, y cerámicos. Los materiales de cerámica, como los ladrillos, el vidrio la loza, los aislantes y los abrasivos, tienen escasa conductividad tanto eléctrica como térmica y aunque pueden tener buena resistencia y dureza son deficientes en ductilidad y resistencia al impacto

Este capítulo parte de las especificaciones previamente contempladas en los capítulos anteriores ya que para una estimación realista de las cargas de refrigeración es requisito fundamental el estudio de los componentes de carga en el espacio que va a ser acondicionado, así como las dimensiones del local, destino, orientación y materiales de construcción. A continuación se determina en base a la teoría de este capítulo los materiales más adecuados de construcción para los muros, techos y cristales del recinto, esto con el objetivo de obtener una baja ganancia de calor en el interior. También se menciona el método recomendado por el manual de Carrier para conocer las ganancias de calor dentro del local a través de muros, techo y cristales; y se desarrolla el método expuesto en el libro *“Fundamentos de Aire Acondicionado y Refrigeración”* del Ing. Eduardo Hernández Goribar. Además se plantea la información necesaria para conocer la carga solar a través del cristal. La ganancia de calor solar suele reducirse por medio de pantallas en el interior o exterior de las ventanas mostrando los factores de amortiguamiento en tablas.

Los rayos de sol que inciden sobre las paredes y techo junto con la elevada temperatura del aire exterior, hacen que fluya el calor en el espacio acondicionado, para esto se analizarán algunos coeficientes de transmisión o gradientes de conducción de calor para distintos tipos de construcción de paredes y techos, así como sus diferencias equivalentes de temperatura, esto con el fin de reducir la afluencia de calor hacia el interior.

4.2 Muros y Techo

En este punto se exponen los métodos de cálculo y datos necesarios para determinar las ganancias de calor a través de las paredes externas y techo de nuestro recinto.

Los materiales de construcción se pueden clasificar en tres grupos: primitivos (fáciles de conseguir en la naturaleza) tales como ramas, cañas, hierbas, hojas, etc., los tradicionales (que requieren de una fabricación más o menos compleja), como mármol, ladrillo, baldosas, metal, vidrio, etc. y los modernos (sustancias relativamente nuevas) como el acero, madera contrachapada, plásticos, materiales cerámicos avanzados, etc.

Las estructuras de las edificaciones son principalmente de acero o de concreto, o de sistemas mixtos que unen la capacidad a la compresión del concreto con las vigas de acero. Pasando a nuestra situación geográfica, cuando nos referimos a viviendas o construcciones en las costas y lugares relacionados con salidas marítimas, la madera, y los techos en paja son comunes, sin embargo, estas construcciones son pequeñas, poco resistentes y no recomendables para las dimensiones del local.

4.2.1 *Materiales de construcción para muros y techo*

Actualmente el asunto del confort ha evolucionado tanto que se notan las diferencias de un sitio cálido a uno templado y de uno frío a uno fresco, para esto no solo interviene el diseño y la construcción del espacio sino la elección de los materiales; el ladrillo es un material que se adapta bien las necesidades climáticas, formado de una masa de arcilla (o arcilla y arena) en forma de paralelepípedo rectangular, que luego de cocida sirve para construir muros con resistencias térmicas que varían de los 0.5 a las 3.0 Kcal·m/h·m²·°C., dependiendo del peso, tipo y espesor, sin ninguna clase de revestimiento interior. Existen macizos, huecos, perforados y especiales, y se construyen muros, paredes, pilares, arcos, bóvedas, etc.

Como parte del material de construcción para los muros del recinto se selecciona un ladrillo hueco ordinario de 20 cm de espesor debido a que será una construcción del tipo ligera y cuenta con un excelente coeficiente de transmisión K igual a 1.51 Kcal·m/h·m²·°C, (figura 4.1).

El yeso es un producto que se utiliza en la construcción desde hace siglos. Es resistente a la deformación, incombustible, químicamente neutro y libre de sustancias nocivas; por tanto un material de construcción inocuo, fácil de trabajar y aplicar.

Por si fuera poco, el yeso mantiene un equilibrio hidrométrico respecto a la humedad ambiente, contribuyendo a crear una atmósfera sana y agradable.

En su forma más conocida o combinado con otros materiales, el yeso es estético, es saludable y proporciona confort a los espacios habitables. Bien sea utilizado de forma tradicional, guarnecido, enlucido o mecánicamente proyectado. También se puede aplicar en su forma más fácil y más rápida, como es la paca de yeso. La placa de yeso

laminado contribuye a ahorrar energía en combinación con los materiales aislantes clásicos. Como revestimiento interior del muro se plantea una capa de yeso enlucida con un espesor de 12 mm y un coeficiente de transmisión K igual a 0.1626 Kcal·m /h·m²·°C (figura 4.1).

El mortero es una mezcla de conglomerantes inorgánicos, áridos y agua, y posibles aditivos y adiciones, es decir, el mortero es una mezcla de cemento y/o cal con arena y agua. Generalmente se utiliza para obras de albañilería, como material de agarre o revestimiento de paredes. Para el proyecto se considera un mortero de cemento de 12 mm de espesor y un coeficiente de transmisión K igual a 0.625 Kcal·m /h·m²·°C (figura 4.1).

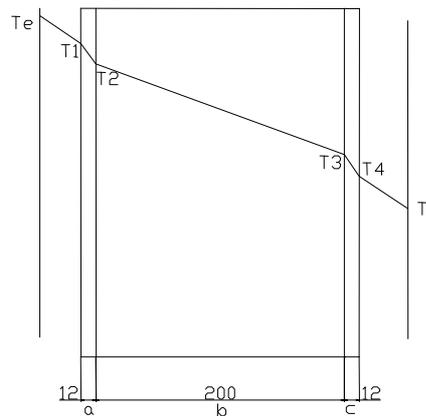


Fig. 4.1 Transmisión de calor a través de los muros del recinto, donde a = mortero, b = tabique, c = yeso

Para el techo del recinto se propone un compuesto por vigas de acero y forro de hormigón en donde en la parte exterior se coloca un embaldosado con enlucido ligero dando un total de 16.2 cm de espesor y coeficiente de transmisión K igual a 1.32 Kcal·m /h·m²·°C, en el interior se considera una capa de yeso ligera de 12 mm enlucida cuyo coeficiente de transmisión global K es de 0.1626 Kcal·m /h·m²·°C, Para un segundo análisis se propone como aislante adicional una capa de 2 pulgadas de espesor de espuma de poliestireno con coeficiente K igual a 0.035 Kcal·m /h·m²·°C.

Tabla 4.1. Coeficientes de transmisión de calor y espesores de los distintos materiales de construcción para el local.

Material	K [Kcal·m/h·m ² ·°C]	x [m]
Ladrillo hueco	1.51	0.2
Yeso	0.1626	0.012
Mortero de cemento	0.625	0.012
Techo construcción ligera de acero y hormigón	1.32	0.162
Espuma de poliestireno (unicel)	0.035	0.0508

4.2.2 Transmisión de calor a través de las paredes exteriores

Para resolver el problema de la transmisión de calor a través de las paredes exteriores partimos de la teoría de transmisión de calor por conducción formulada por el matemático francés J. B. Fourier que se puede escribir como:

$$\frac{dQ}{d\Theta} = -KA \frac{dT}{dx} \quad (4.1)$$

Donde:

$\frac{dQ}{d\Theta}$ es el calor transmitido por unidad de tiempo.

A es el área de la sección donde el calor fluye, en metros.

K es el factor proporcional llamado conductividad térmica, expresado en Kcal·m/h·m²·°C.

$\frac{dT}{dx}$ es el gradiente de temperatura en dirección del flujo de calor, expresado en °C/metro.

Si

$$\frac{dQ}{d\Theta} = q(\text{Kcal / h})$$

$$q = -KA \frac{dT}{dx} \quad (4.2)$$

El valor de K, varía ampliamente con la temperatura, pero para materiales de uso común y temperaturas atmosféricas, estos valores se han determinado experimentalmente.

Para una pared de sección plana (figura 4.1), integrando la ecuación de Fourier se tiene.

$$q = -kA \int_{T_1}^{T_2} \frac{dT}{dx}$$

$$q = k \frac{A}{x} (T_1 - T_2) = k \frac{A}{x} \Delta T \quad (4.3)$$

Al inverso del factor $k \frac{A}{x}$ se le conoce como resistencia térmica R, es decir

$$R = \frac{x}{kA} \quad (4.4)$$

entonces

$$q = \frac{T_1 - T_2}{\frac{x}{kA}} = \frac{T_1 - T_2}{R} \quad (4.5)$$

Ahora para la cantidad de calor transmitida por convección entre una superficie y un fluido se puede utilizar la expresión de Newton.

$$q = f \cdot A \cdot (T_s - T_\alpha) \quad (4.6)$$

donde

q = calor transmitido por unidad de tiempo (Kcal/h)

f = coeficiente de convección térmica o de película (Kcal/h·m²·°C)

A = superficie de transmisión de calor (m²)

T_s = Temperatura de superficie

T_α = Temperatura del fluido

En este caso la resistencia térmica será:

$$R = \frac{1}{f \cdot A} \quad (4.7)$$

llamada también resistencia de la película.

El valor del coeficiente f se incrementa al aumentar la rugosidad de las paredes y crece también con la velocidad del viento, cuando se trata de aire acondicionado.

Por costumbre y en virtud de que las variaciones, tanto de rugosidad como de velocidad de viento se supone que no pasan de cierto límite, y para cálculos de ingeniería en aire acondicionado se pueden suponer los siguientes valores:

Para interiores $f_i = 8.06$ Kcal/h·m²·°C

Para exteriores $f_e = 29.32$ Kcal/h·m²·°C

Para nuestro problema del muro en donde existe una barrera de varios materiales como son el mortero, tabique y yeso debe considerarse la transmisión de calor combinada por conducción en el mortero, tabique y yeso, y convección en las películas de aire exterior e interior, así entonces, en la figura 4.1 se puede observar que la cantidad de calor que fluye por cada material es la misma, o sea:

$$q = q_i = q_a = q_b = q_c = q_e \quad (4.8)$$

Considerando combinadamente la transmisión de calor por conducción y convección se tiene:

$$q = f_i A (T_i - T_1) = \frac{K_a A}{x_a} (T_1 - T_2) = \frac{K_b A}{x_b} (T_2 - T_3) = \frac{K_c A}{x_c} (T_3 - T_4) = f_e A (T_4 - T_e) \quad (4.9)$$

Sustituyendo el valor de las ecuaciones 4.4 y 4.7 en 4.9 obtenemos

$$q = \frac{T_i - T_1}{R_i} = \frac{T_1 - T_2}{R_a} = \frac{T_2 - T_3}{R_b} = \frac{T_3 - T_4}{R_c} = \frac{T_4 - T_e}{R_e} \quad (4.10)$$

esto es

$$\begin{aligned} T_i - T_1 &= qR_i \\ T_1 - T_2 &= qR_a \\ T_2 - T_3 &= qR_b \\ T_3 - T_4 &= qR_c \\ T_4 - T_e &= qR_e \end{aligned}$$

sumando

$$T_i - T_e = q(R_i + R_a + R_b + R_c + R_e) \quad (4.11)$$

$$q = \frac{T_i - T_e}{\sum R}$$

$$\frac{q}{A} = \frac{T_i - T_e}{\frac{1}{f_i} + \frac{x_a}{k_a} + \frac{x_b}{k_b} + \frac{x_c}{k_c} + \frac{1}{f_e}} \quad (4.12)$$

A menudo no es práctico encontrar para cada caso de muros, paredes o pisos de varios materiales, sus valores de k , f y x , por lo que se recurre a un valor tabulado y total U que se llama “coeficiente combinado de transmisión de calor”.

$$U = \frac{1}{\sum R} \quad (4.13)$$

$$q = AU(T_i - T_e) \quad (4.14)$$

En los manuales de aire acondicionado se tabulan los valores de U para la combinación de los materiales mas usados en la construcción, ya sea en muros, techos, pisos o particiones. Cuando los materiales usados son poco comunes, o bien la combinación de ellos no se encuentra tabulada, es indispensable calcular el factor U partiendo de las ecuaciones anteriores.

Al existir una diferencia de temperatura entre los puntos de un mismo cuerpo, se establece un flujo calor desde el punto caliente hasta el punto frío. También existirá una transferencia de vapor de agua entre dos puntos cuyas tensiones de vapor son distintas. La cantidad de vapor o de calor transmitida por unidad de tiempo depende de la resistencia que ofrezca el cuerpo entre los puntos considerados. Si el vapor de agua entra en contacto con una superficie cuya temperatura sea inferior a su punto de rocío el vapor se condensa.

4.2.3 Diferencia equivalente de temperatura

Las ganancias de calor por las paredes exteriores (muros y techos) se calculan a la hora de máximo flujo térmico, y se deben, no solo a la diferencia de temperaturas que baña sus caras exteriores e interiores, si no también al calor solar absorbido por las exteriores. La insolación y la diferencia de la temperatura exterior e interior son esencialmente variables en el transcurso del día, por lo que la intensidad del flujo a través de la estructura exterior es inestable. Por lo tanto se recurre al concepto empírico de *diferencia equivalente de temperaturas*, definida como la diferencia entre las temperaturas de aire interior y exterior el cual resulta del flujo calórico total a través de la estructura originado por la radiación solar variable y la temperatura exterior. Esta diferencia equivalente de temperatura a través de la estructura debe tener en cuenta la construcción y orientación, situación del recinto (latitud) y las condiciones del proyecto definidas en los capítulos anteriores.

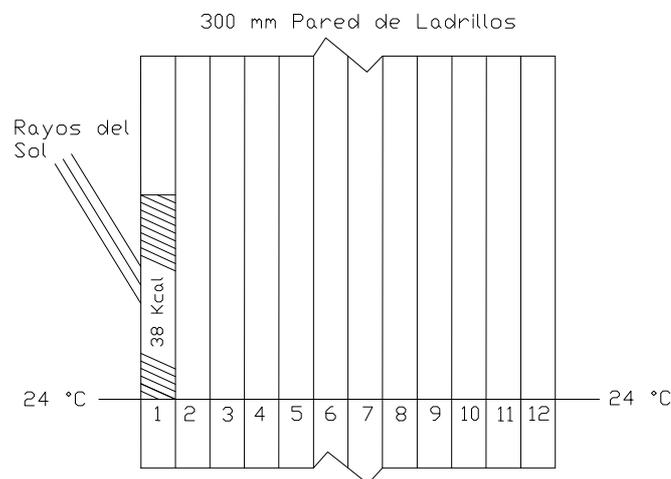


Fig. 4.2 Calor solar absorbido en la primera lamina.

Puede explicarse el fenómeno de la transmisión de calor a través de una pared en régimen inestable, de la forma siguiente: Consideremos una pared de ladrillos de 300 mm. de espesor dividida en doce láminas de 25 mm. Se hace la suposición de que todas las láminas están a la misma temperatura, y que las temperaturas exterior e interior permanecen constantes. Cuando la cara exterior esta sometida directamente a la radiación solar la mayor parte del calor recibido es absorbido por la primera lamina, ver

figura 4.2, cuya temperatura se eleva por encima de la del aire exterior y de la lamina adyacente. Esto se traduce en dos flujos de calor: por una parte de la primera lamina a la segunda y por otra parte de la primera lamina hacia el aire exterior, ver figura 4.3, dependiendo de las intensidades de estos dos flujos de la resistencia del flujo de calor, o resistencia térmica, de la pared y de la película del aire exterior. El flujo de calor hacia la segunda lámina hace aumentar la temperatura de ésta provocando otro flujo de calor hacia la tercera lámina, ver figura 4.4. Este proceso en el cual una cierta cantidad de calor recibida por cada lámina es absorbida el resto se transmite a la lámina adyacente, continua a través de la pared hasta la última lámina (la 12), que transmite por radiación y convección, el calor que queda hacia el interior del local. En el caso de la pared considerada pasaría algún tiempo para que el calor solar penetrase en el local a través de la pared. Debido a que cada lámina tiene que absorber algo de calor antes de dejarlo pasar.

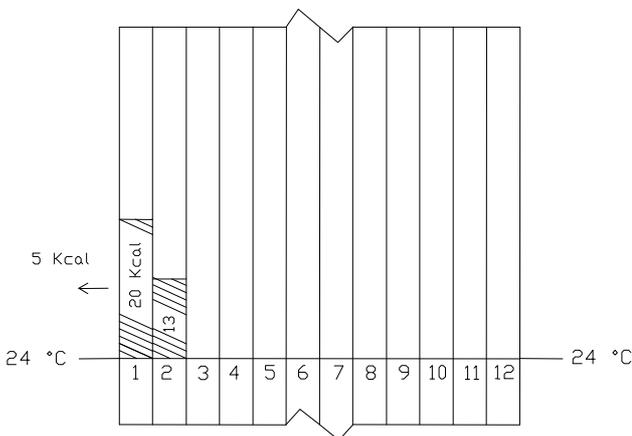


Fig. 4.3. Comportamiento del calor solar absorbido durante el segundo intervalo de tiempo.

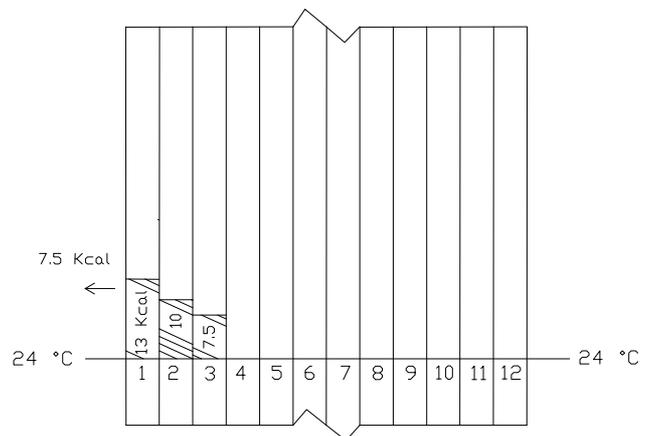


Fig. 4.4. Comportamiento del calor solar absorbido durante el tercer intervalo de tiempo.

Para lo que se acaba de exponer no se toman en cuenta las variaciones eventuales de la temperatura exterior y de la intensidad de la insolación. El mismo proceso se repite cada intervalo de tiempo durante todo el día, ver la figura 4.5 y 4.6.

La *capacidad térmica* de una pared o de un tejado es la densidad por el calor específico y por el volumen de su material.

Esta progresión de ganancia de calor en el interior puede ocurrir en todo el periodo completo de 24 horas, la radiación exterior durante la noche y la disminución de la temperatura exterior pueden hacer que disminuya la ganancia de transmisión y frecuentemente pueden invertirla.

Un aumento de la temperatura exterior se traduce en una disminución de la cantidad de calor absorbido que se sede al aire exterior y en aumento del flujo hacia el interior. Este mismo proceso tiene lugar en mayor o menor grado en cualquier tipo de construcción, dependiendo de la resistencia y de la capacidad térmica de la pared.

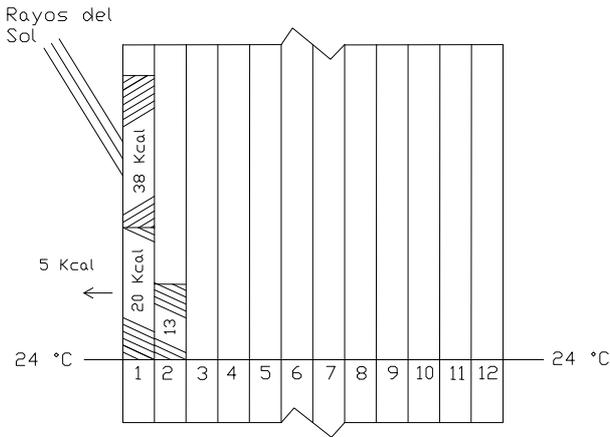


Fig. 4.5. Comportamiento del calor solar durante el segundo intervalo de tiempo, más el absorbido durante este intervalo.

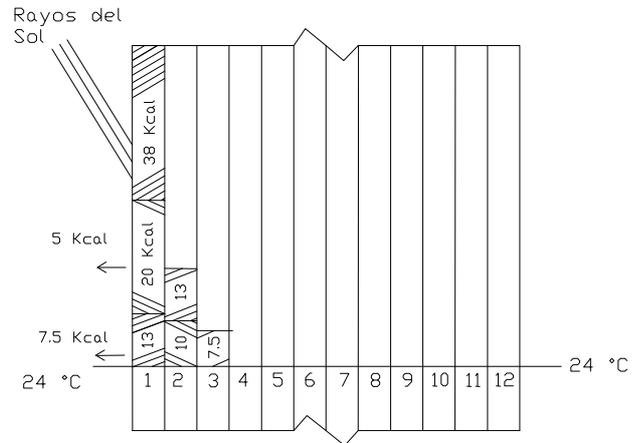


Fig. 4.6. Comportamiento del calor solar durante el tercer intervalo de tiempo, más el calor absorbido durante este intervalo.

4.2.4 Ganancias de calor a través de los muros y techo del recinto

Calcular el calor solar ganado a través de muros y techos se ha visto que es más complejo, ya que cuando el sol calienta la superficie se inicia un flujo de calor hacia el interior del espacio, hasta llegar a un máximo; después, el flujo disminuye poco a poco durante la noche y vuelve a aumentar cuando el sol calienta de nuevo la pared.

Para resolver este problema de encontrar el calor ganado por el sol, se han preparado tablas que indican la temperatura equivalente que se debe usar en paredes o en techos (tabla 4.2 y 4.4). Estas tablas están basadas en 15 °F (8.33 °C) diferenciales de temperatura de diseño; y en caso de que la diferencia sea otra de 15 °F debe corregirse agregando o disminuyendo a la temperatura equivalente la diferencia entre 15 y la diferencial del lugar (temperatura exterior menos la interior), así entonces, partiendo de la ecuación 4.14, las ganancias de calor a través de muros y techos se podrán determinar de la siguiente manera:

$$Q = U \cdot A \cdot \Delta T_e \quad (4.15)$$

donde

Q es la ganancia de calor en [Kcal/h]

U es el coeficiente global de transmisión de calor en [Kcal/h·m²·°C]

A es el área neta [m²]

ΔT_e es el diferencial de la temperatura equivalente.

Como la diferencial de temperatura del lugar con respecto a la de diseño del local es mayor a 8.33 °C se procede a realizar el ajuste anterior mencionado en la ecuación 4.15 para calcular las ganancias de calor a través de los muros y techos, quedando de la siguiente manera:

$$Q = U \cdot A \cdot \Delta T_e^* \quad (4.16)$$

En donde ΔT_e^* es la diferencia equivalente de temperatura ajustada a las condiciones del lugar y del local.

De esta manera

$$\Delta T_e^* = \Delta T_e + [\Delta T_{real} - 8.33] \quad (4.17)$$

donde

ΔT_e es la diferencia equivalente de temperatura que se obtienen de la tabla 4.1

ΔT_{real} es la diferencia de temperatura exterior del lugar menos la interna propuesta dentro del local, quedando:

$$\Delta T_{real} = T_{bs\ ext} - T_{int} \quad (4.18)$$

De acuerdo con el punto 2.2.1 de esta tesis la $T_{bs\ ext}$ es igual 33 °C, de la misma manera el punto 3.3.2 nos indica que $T_{interna} = 21.5$ °C.

De la ecuación 4.18

$$\Delta T_{real} = 11.5 \text{ °C.}$$

Sustituyendo en 4.17

$$\Delta T_e^* = \Delta T_e + 3.17 \quad (4.19)$$

4.2.4.1 Ganancia de calor para muros

De acuerdo con la ecuación 4.13, los valores de la tabla 4.1 y los coeficientes de película expuestos en el punto 4.2.2 calculamos el coeficiente combinado de transmisión de calor para los muros.

$$U_m = \frac{1}{\frac{1}{8.06} + \frac{0.012}{0.625} + \frac{0.20}{1.51} + \frac{0.012}{0.1626} + \frac{1}{29.32}}$$

$$U_m = 2.6067 \left[\frac{Kcal}{h \cdot m^2 \cdot ^\circ C} \right]$$

Tabla 4.2. Diferencia equivalente de temperatura $[\Delta T_e]$ en grados centígrados para muro, ladrillo hueco de 8 pulgadas (20.32 cm) con color claro exterior.

20° Lat. Norte									
Orientación	Tiempo Solar [hrs]								
	8	10	12	14	16	18	20	22	24
E	1.11	2.22	6.66	7.77	6.66	5.55	6.66	5.55	4.44
S	0	0	0	3.33	7.77	8.88	7.77	5.55	3.33
O	1.11	1.11	1.11	2.22	4.44	7.77	12.21	12.21	7.77
N	-1.11	-1.11	-1.11	0	3.33	5.55	5.55	5.55	3.33
SE	0	0	4.44	6.66	7.77	6.66	6.66	5.55	3.33
SO	0	0	0	2.22	5.55	9.99	11.1	9.99	3.33

Finalmente con los valores de U_m , de A (punto 3.2.6) y utilizando la ecuación 4.16 y 4.19 se construye una tabla para calcular y saber las ganancias de calor máximas por transmisión y por el efecto solar a través de los muros, quedando de la siguiente manera:

Tabla 4.3. Ganancias de calor totales a través de los muros

Orientación	U	A	UA	Tiempo Solar [hrs]								
				8	10	12	14	16	18	20	22	24
				$UA\Delta T_s^*$								
E	2.6067	250	651.68	2789.17	3512.53	6405.97	7129.32	6405.97	5682.61	6405.97	5682.61	4959.25
S	2.6067	312	813.29	2578.13	2578.13	2578.13	5286.39	8897.40	9800.15	8897.40	7091.89	5286.39
O	2.6067	250	651.68	2789.17	2789.17	2789.17	3512.53	4959.25	7129.32	10022.76	10022.76	7129.32
N	2.6067	566.75	1477.35	3043.34	3043.34	3043.34	4683.19	9602.76	12882.47	12882.47	12882.47	9602.76
SE	2.6067	11.32	29.51	93.54	93.54	224.55	290.06	322.82	290.06	290.06	257.31	191.80
SO	2.6067	11.32	29.51	93.54	93.54	93.54	159.05	257.31	388.32	421.08	388.32	191.80
Totales				11386.88	12110.24	15134.69	21060.54	30445.49	36172.93	38919.73	36325.36	27361.32

De acuerdo a la tabla 4.3 la ganancia máxima de calor a través de los muros corresponde a las 20 horas con un valor de 38,919.73 [Kcal/h]

4.2.4.2 Ganancia de calor para techo

Ahora se procede a calcular de manera similar la máxima ganancia de calor a través del techo, para lo cual se necesita el coeficiente combinado de calor U_t para el techo, así que, utilizando la ecuación 4.13, los valores de la tabla 4.1 y los coeficientes de película expuestos en el punto 4.2.2, obtenemos

$$U_t = \frac{1}{\frac{1}{8.06} + \frac{0.162}{1.32} + \frac{0.012}{0.1626} + \frac{1}{29.32}}$$

$$U_t = 2.8192 \left[\frac{Kcal}{h \cdot m^2 \cdot ^\circ C} \right]$$

Tabla 4.4. Diferencia equivalente de temperatura [ΔT_e] en grados centígrados para techos de construcción ligera.

20° Lat. Norte									
Techo	Tiempo Solar [hrs]								
	8	10	12	14	16	18	20	22	24
Expuesto al sol	3.33	16.65	26.64	32.19	27.75	17.76	7.77	3.33	1.11

Finalmente con los valores de U_t , de A para el techo (punto 3.2.6) y utilizando la ecuación 4.16 y 4.19 se construye una tabla para calcular y saber las ganancias de calor máximas por transmisión y efecto solar a través del techo, quedando de la siguiente manera.

Tabla 4.5. Ganancias de calor totales a través del techo

Techo	U	A	UA	Tiempo Solar [hrs]								
				8	10	12	14	16	18	20	22	24
Expuesto al sol	2.8192	2,952.00	8,322.28	54,094.82	164,947.59	248,087.17	294,275.82	257,324.90	174,185.32	91,045.74	54,094.82	35,619.36

De acuerdo a la tabla 4.5 la ganancia máxima de calor a través del techo corresponde a las 14 horas con un valor de 294,275.82 [Kcal/h]

4.2.4.3 Ganancia de calor para techo con capa aislante

Este valor si lo comparamos con los resultados de las ganancias de calor totales que aplican al recinto esta muy por encima, y como veremos en el capítulo 5 representará una cantidad de calor importante por quitar, de tal manera que se tendrá que invertir en una capa gruesa de material aislante adicional con el objetivo de disminuir el coeficiente combinado de transmisión de calor U . Se propone un material aislante fibroso de 75 mm de espesor con un coeficiente de transmisión K igual a 0.13 Kcal·m /h·m²·°C.

El análisis para calcular la capacidad de los equipos se realiza en el capítulo 5, el primero siendo para un techo sin material aislante, el segundo siendo para un techo correctamente aislado, al final se compara la diferencia entre ambos análisis.

$$U_{t\text{ ais}} = \frac{1}{\frac{1}{8.06} + \frac{0.162}{1.32} + \frac{0.0508}{0.035} + \frac{0.012}{0.1626} + \frac{1}{29.32}}$$

$$U_{t\text{ ais}} = 0.5536 \left[\frac{\text{Kcal}}{\text{h} \cdot \text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}} \right]$$

Ahora utilizando la tabla 4.4 (diferencia equivalente de temperatura para techo de construcción ligera), el nuevo coeficiente combinado de transmisión de calor, los valores de las áreas del punto 3.2.6 y las ecuaciones 4.16 y 4.19 se construye la tabla 4.5a en donde se observa como el valor máximo de la ganancia de calor baja considerablemente gracias a un buen aislamiento del techo.

Tabla 4.5a. Ganancias de calor totales a través del techo con aislamiento

Techo	U	A	UA	Tiempo Solar [hrs]								
				8	10	12	14	16	18	20	22	24
				UΔT _e *								
Expuesto al sol	0.5536	2,952.00	1,634.23	10,626.07	32,401.34	48,732.79	57,805.82	50,547.40	34,215.95	17,884.49	10,626.07	6,996.86

De acuerdo a la tabla 4.5a la ganancia máxima de calor a través del techo corresponde a las 14 horas con un valor de 57,805.82 [Kcal/h]

Como se mencionó con anterioridad, estos valores de q representan el calor ganado por transmisión a través de muros, más el ganado por el efecto solar. Posteriormente en el punto 4.3.5 se analizarán las ganancias de calor por transmisión y por efecto solar para los cristales y puertas.

4.2.5 Método Schmidt

Existen en los manuales de aire acondicionado, métodos distintos para el cálculo de las ganancias de calor a través de los muros y techos, la mayoría como el mencionado en este punto son métodos empíricos cuyo único sustento es la experimentación.

Por ejemplo el método de Schmidt, basado en las siguientes condiciones para el cálculo de la diferencia equivalente de temperatura, crea tablas que evalúan la diferencia equivalente de temperatura para poder permitir calcular la ganancia de calor:

- *Intensidad de la radiación solar en julio y a 40 ° latitud Norte.*
- *Intervalo de variación de 11 °C de la temperatura seca exterior en 24 horas*
- *Temperatura máxima exterior de 35 °C y temperatura interior de proyecto de 27 °C; es decir, 8 grados de diferencia.*
- *Un coeficiente de absorción de paredes y techos de 0.90. Este coeficiente de absorción es de 0.50 para paredes de color claro y de 0.70 para las de color medio.*
- *El calor específico de la mayoría de los materiales de construcción es, aproximadamente, 0.20 [Kcal/Kg·°C] y, por lo tanto, la capacidad térmica de las paredes y techos normales es proporcional a su masa por m², lo que permite interpolar entre los valores de las tablas*

Las diferencias de temperatura equivalente se multiplican por los coeficientes de transmisión indicados como los de la tabla 4.1, para determinar la ganancia de calor a través de paredes y techos por m² de superficie respectivamente durante el verano.

Como las condiciones consideradas para nuestro recinto en Acapulco son distintas a las que sirvieron de base para la construcción de las tablas, el *manual de aire acondicionado Carrier* propone una nueva diferencia de temperatura equivalente que podrá determinarse por la relación empírica siguiente:

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

Donde:

Δt_e = Diferencia equivalente corregida

a = Corrección proporcionada teniendo en cuenta un incremento distinto de 8 °C entre las temperaturas interior y exterior (esta última tomada a las 15 horas del mes considerado).

Δt_{es} = Diferencia equivalente de temperatura a la hora considerada para la pared a la sombra.

Δt_{em} = Diferencia equivalente de temperatura a la hora considerada para la pared soleada.

b = Coeficiente que considera el color de la cara exterior de la pared.

Para paredes de color oscuro $b = 1$ (azul oscuro, rojo oscuro, marrón oscuro, etc.). Para paredes de color medio $b = 0.78$ (verde, azul o gris claros). Para paredes de color claro $b = 0.55$ (blanco, crema, etc.).

R_e = Máxima insolación (Kcal/h·m²), correspondiente al mes y latitud supuestos, a través de una superficie acristalada vertical para la orientación considerada (en el caso de pared); u horizontal (techo).

R_m = Máxima insolación (Kcal/h·m²) en el mes de julio, a 40 grados de latitud norte, a través de una superficie acristalada vertical, para la orientación considerada (pared), u horizontal (techo).

4.3 Vidrios

El vidrio es una sustancia dura, frágil y transparente por lo común de brillo especial, formada por la combinación de sílice, potasa y otras sustancias luego horneadas, el proceso de su elaboración es bastante complejo pero en resumen La sílice es el vitrificante natural, al fundirse se mejoran las propiedades de moldeo y al agregarse un estabilizante se mejora su durabilidad, esto para la construcción. Hoy casi todos los vidrios de ventana se hacen con máquina, mediante una técnica conocida como estirado vertical y existen muchas variedades de este. Las posibilidades estéticas del vidrio son amplísimas, de variadas dimensiones y formas, colores, hoy en día han pasado a ser en algunas ocasiones la cara total de edificaciones.

4.3.1 Radiación solar directa y difusa

La intensidad de la radiación solar en los confines de la atmósfera es de unas 1209 [Kcal/h·m²], aproximadamente, el 21 de Diciembre, cuando la Tierra esta en su perihelio, y de 1125 [Kcal/h·m²] el 21 de Junio, cuando la Tierra esta en su afelio, en otra épocas del año la intensidad de la radiación solar varia entre estos límites.

Al atravesar la atmósfera disminuye considerablemente la intensidad de la radiación solar, de forma que una parte importante de ella se refleja hacia el espacio, dentro de la atmósfera, o es absorbida por diversas partículas atmosféricas. La *radiación difusa* debida a la reflexión que se produce en las partículas de vapor de agua, ozono, o de polvo atmosférico se reparte de manera sensiblemente uniforme por la superficie de la Tierra. La *radiación directa* es la parte de la radiación inicial que se índice directamente en la superficie de la Tierra. Los valores relativos de estas dos variables son relativos y dependen:

- De la distancia que deben recorrer los rayos a través de la atmósfera para alcanzar un punto en la Tierra.
- De la limpieza de la atmósfera.

Cuando la distancia a recorrer en el interior de la atmósfera aumenta, o la atmósfera se hace más opaca, disminuye la radiación directa y aumenta la difusa. Cuando una de la dos o ambas aumentan, el efecto resultante es reducir la cantidad de calor que llega a la superficie de la Tierra.

4.3.2 Vidrio Ordinario

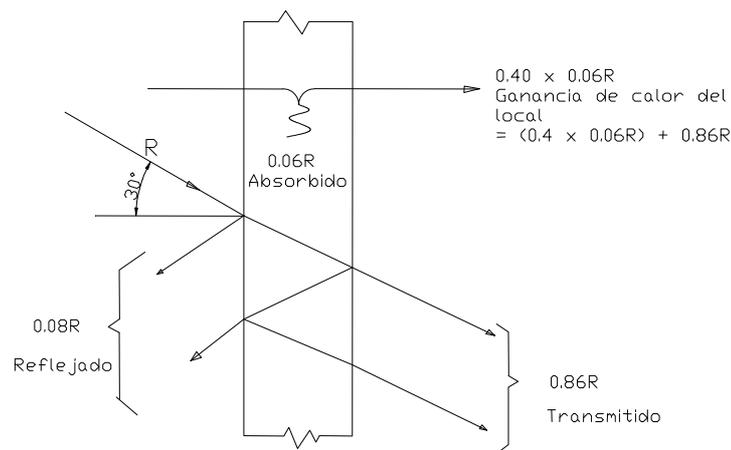


Fig. 4.7. Reacción ante el calor solar de un cristal ordinario, con un ángulo de incidencia de 30°

La ganancia de calor a través de un vidrio ordinario depende de su situación geográfica (latitud), del instante considerado (hora y mes), y finalmente de su orientación. La componente de radiación directa origina ganancia de calor en el espacio acondicionado solo cuando la ventana es atravesada por los rayos solares, mientras que la componente de radiación difusa, origina ganancia de calor cualquiera que sea su posición de la ventana en relación con el sol.

El cristal ordinario absorbe una débil proporción de la radiación solar (de 5 a 6%) y refleja o transmite el resto. La magnitud de calor reflejada o transmitida depende del ángulo de incidencia. Para pequeños ángulos de incidencia se transmite de un 86 a 87 % y se refleja de un 8 a 9 %, ver figura 4.7. Cuando aumenta el ángulo de incidencia aumenta también el calor reflejado y disminuye el transmitido (figura 4.8) La ganancia total por insolación comprenderá el calor transmitido de un 40 % aproximadamente de calor absorbido por el cristal.

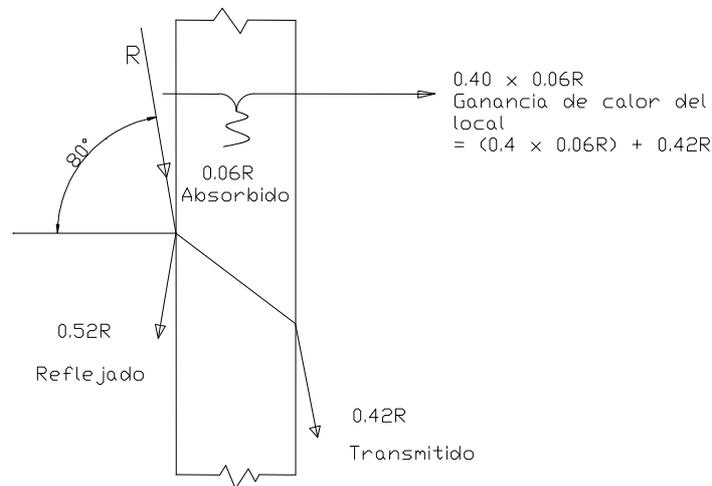


Fig. 4.8. Reacción ante el calor solar de un cristal ordinario, con un ángulo de incidencia de 80°

Se admite que el 40 % de calor absorbido por el vidrio se transmite al local fundándose en el siguiente razonamiento:

- En verano con un viento de 8 Km/h, el coeficiente de convección exterior es igual a 13.6 [Kcal/h·m²·°C].
- Si la velocidad del aire es de 0.5 a 1 metros/segundo, el coeficiente de convección interior es de 8.7 [Kcal/h·m²·°C].
- Si son iguales las temperaturas ambiente interior y exterior, la del cristal; es superior a ambas.

En estas condiciones:

a) El porcentaje de calor absorbido por el cristal y cedido al local es:

$$\frac{8.7 \times 100}{8.7 \times 13.5} = 39.2\% \quad \text{o sea, alrededor de un 40 \%}$$

b) El porcentaje de calor absorbido por el cristal y transmitido al exterior es de:

$$\frac{13.5 \times 100}{8.7 \times 13.5} = 60.8\% \quad , \text{ o sea, alrededor de un } 60 \%$$

- *A medida de que la temperatura exterior aumenta, lo hace también la del cristal, haciendo que más calor del absorbido por este sea aportado al local. Esto puede tenerse en cuenta sumando al calor que se transmite a través del cristal (por diferencia de temperatura interior y exterior), el 40% del calor constante que entra en el local por radiación.*

4.3.3 Fundamentos para las aportaciones solares

La tabla 4.6 corresponde a las insolaciones a la latitud 20° norte, para cada mes del año y hora del día, estos valores comprenden tanto la radiación directa difusa como el porcentaje de calor absorbido por el cristal y transmitido al local. La tabla no incluye la transmisión de calor debida a la diferencia de temperatura entre el aire exterior e interior, así que se tendrá que calcular y añadir para obtener la ganancia total.

Los valores de la tabla 4.6 se han determinado de acuerdo con las siguientes hipótesis:

- *Una superficie acristalada igual al 85 % de la sección de la abertura de una pared, de forma que el 15 % representa el marco. Esta es la proporción normal para marcos de madera. Si estos fueran metálicos, se considera como superficie acristalada el 100 % del área del hueco de la pared. En efecto la conductividad del marco metálico es muy elevada y el calor solar absorbido por este se transmite casi instantáneamente.*
- *Atmósfera limpia, en lugares donde la atmósfera esta muy contaminada de humos polvos o vapores puede reducirse el valor de la ganancia de calor hasta un 10 ó 15 %.*
- *Altitud igual a 0 metros, por cada 300 metros aproximadamente de altura sobre el nivel del mar, debe incrementarse la ganancia de calor un 0.7 %.*
- *Punto de rocío de 19.5 °C al nivel del mar. En caso de que el punto de rocío sea superior a 19.5 °C restar el 14 % de las ganancias por cada 10 °C, si el punto de rocío es inferior a 19.5 °C sumar el 14 % de las ganancias por cada 10 °C.*

Tabla 4.6 Aportaciones solares a través del vidrio sencillo con latitud norte de 20°, Kcal/h·m²

20° Latitud Norte		Hora Solar													
Época	Orientación	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	
21 Junio	N	76	111	90	68	51	46	40	46	51	67	90	111	75	
	NE	219	417	390	330	225	103	40	38	38	38	32	24	8	
	E	219	401	434	387	260	111	38	38	38	38	32	24	8	
	SE	75	168	198	179	119	57	38	38	38	38	32	24	8	
	S	8	24	32	38	38	38	38	38	38	38	32	24	8	
	SO	8	24	32	38	38	38	38	57	119	179	198	168	75	
	O	8	24	32	38	38	38	38	111	260	387	434	401	220	
	NO	8	24	32	38	38	38	40	103	225	330	390	417	220	
Horizontal	30	162	328	477	585	629	678	629	585	477	328	162	30		
22 Julio y 21 Mayo	N	54	75	62	46	40	38	38	38	40	46	62	75	54	
	NE	192	358	374	301	198	84	38	38	38	35	32	21	8	
	E	203	401	442	393	268	124	38	38	38	35	32	21	8	
	SE	84	189	230	214	154	78	38	38	38	35	32	21	8	
	S	8	21	32	35	38	38	38	38	38	35	32	21	8	
	SO	8	21	32	35	38	38	38	78	154	214	230	189	84	
	O	8	21	32	35	38	38	38	124	268	393	442	401	203	
	NO	8	21	32	35	38	38	38	84	198	301	374	358	192	
Horizontal	8	149	320	474	585	650	680	650	585	474	320	149	8		
24 Agosto y 20 Abril	N	16	27	29	35	38	38	38	38	38	35	29	27	16	
	NE	122	301	320	241	135	48	38	38	38	35	29	19	5	
	E	143	385	447	404	287	138	38	38	38	35	29	19	5	
	SE	78	241	306	292	265	149	54	38	38	35	29	19	5	
	S	5	19	29	38	54	65	70	65	54	38	29	19	5	
	SO	5	19	29	35	38	38	54	149	265	292	306	241	78	
	O	5	19	29	35	38	38	38	138	287	404	447	385	143	
	NO	5	19	29	35	38	38	38	48	135	241	320	301	122	
Horizontal	13	130	290	452	569	637	669	637	569	452	290	130	13		
22 Septiembre y 22 Marzo	N	0	10	6	29	35	38	38	38	38	35	29	16	0	
	NE	0	225	235	160	59	38	38	38	38	35	29	16	0	
	E	0	352	442	404	282	122	38	38	38	35	29	16	0	
	SE	0	268	368	379	325	227	111	40	38	35	29	16	0	
	S	0	21	59	103	141	170	176	172	141	103	59	21	0	
	SO	0	16	29	35	38	40	111	227	325	379	368	268	0	
	O	0	16	29	35	38	38	38	122	282	404	442	352	0	
	NO	0	16	29	35	38	38	38	38	59	160	235	225	0	
Horizontal	0	81	252	414	537	610	631	610	537	414	252	81	0		
22 Octubre y 20 Febrero	N	0	10	24	32	35	38	38	38	35	32	24	10	0	
	NE	0	119	141	78	35	38	38	38	35	32	24	10	0	
	E	0	268	398	382	271	132	38	38	35	32	24	10	0	
	SE	0	246	396	433	404	322	200	73	35	32	24	10	0	
	S	0	57	135	206	252	287	301	287	252	206	135	57	0	
	SO	0	10	24	32	35	73	200	322	404	433	396	246	0	
	O	0	10	24	32	35	38	38	132	271	382	398	268	0	
	NO	0	10	24	32	35	38	38	38	35	78	141	119	0	
Horizontal	0	48	184	344	463	531	564	531	463	344	184	48	0		
21 Noviembre y 21 Enero	N	0	8	21	29	35	35	35	35	35	29	21	8	0	
	NE	0	65	70	38	35	35	35	35	35	29	21	8	0	
	E	0	192	347	344	246	116	35	35	35	29	21	8	0	
	SE	0	198	390	444	428	366	246	124	43	29	21	8	0	
	S	0	75	187	271	333	368	382	368	333	271	187	75	0	
	SO	0	8	21	29	43	124	246	366	428	444	390	198	0	
	O	0	8	21	29	32	35	35	116	246	344	347	192	0	
	NO	0	8	21	29	32	35	35	35	35	38	70	65	0	
Horizontal	0	13	130	273	396	466	488	466	396	278	130	13	0		
22 Diciembre	N	0	5	19	29	32	35	35	35	32	29	19	5	0	
	NE	0	38	48	32	32	35	35	35	32	29	19	5	0	
	E	0	151	320	328	230	92	35	35	32	29	19	5	0	
	SE	0	160	377	452	431	363	263	162	54	29	19	5	0	
	S	0	67	200	301	358	396	404	396	358	301	200	67	0	
	SO	0	5	19	29	54	162	263	363	431	452	377	160	0	
	O	0	5	19	29	32	35	35	92	230	328	320	151	0	
	NO	0	5	19	29	32	35	35	35	32	32	48	38	0	
Horizontal	0	10	97	249	366	436	461	436	366	249	97	10	0		

Existen dos suposiciones que corresponden a las condiciones de nuestro proyecto y para las cuales se tendrán que hacer las correcciones necesarias. La primera implica que los marcos no serán de madera, esto es, 100% superficie acristalada con marco metálico para lo cual habrá que utilizar la corrección siguiente:

Marco metálico multiplicar por $1/0.85 = 1.176$

$$f_M = 1.176$$

La segunda corrección es la que implica el punto de rocío ya que para Acapulco se cuenta con un PR de calculo igual a 25 °C y las tablas fueron calculadas para 19.5. El factor de corrección queda de la siguiente forma:

$$F \text{ de correccion PR} = 1 + \frac{(25 - 19.5)}{10} \times 0.14 = 1.077$$

$$f_{PR} = 1.077$$

Los valores de la tabla 4.6 se aplican a cualquier local, zona, edificio y hora.

4.3.4 Diferentes tipos de cristal

Los cristales especiales absorben una fracción más importante de la radiación solar, por las siguientes razones:

- Porque pueden ser más gruesos.
- Porque pueden haber sido tratados con el objeto de aumentar su coeficiente de absorción.

Estos cristales especiales disminuyen las ganancias por insolación directa pero aumenta la ganancia por convección, ya que han absorbido mayor cantidad de calor. En general, tienen un coeficiente de reflexión ligeramente mas bajo que el del cristal ordinario, puesto que absorben una parte del calor reflejado por su cara interna

Su utilización se traduce, a pesar de ello, en una disminución de las ganancias por insolación

Los valores de la tabla 4.7 indican los factores de amortiguamiento para varias clases de vidrio, este valor debe multiplicarse por los valores de la tabla 4.6, por los factores de corrección expuestos en el punto 4.3.3 y por las áreas correspondientes a cada orientación para determinar las ganancias de calor por efecto solar.

Tabla 4.7 Factores de amortiguamiento para varias clases de vidrio.

Clases de vidrio	Factor para cristal sin sombra
Vidrio común	1.00
Vidrio que absorbe calor	
40 a 48 % de absorción	0.80
48 a 56 % de absorción	0.73
56 a 70 % de absorción	0.62
Vidrio doble	
vidrio común	0.90
placa regular de vidrio	0.80
placa regular interior	0.50
Vidrio triple	
vidrio común	0.83
placa regular	0.69
Vidrio pintado	
color claro	0.28
color medio	0.39
color oscuro	0.50
Vidrio polarizado	
color ámbar	0.70
rojo oscuro	0.56
azul oscuro	0.60
verde oscuro	0.32
verde grisáceo	0.46

Para nuestro estudio se selecciona un vidrio polarizado color azul oscuro acorde con el lugar cuyo factor de corrección (amortiguamiento) es igual 0.6.

$$f_A = 0.60$$

4.3.5 Ganancias de calor a través de los cristales

Para calcular la ganancia de calor por efecto solar a través de los cristales se cuenta con tablas que de acuerdo a la latitud y orientación del local registran la ganancia de calor (por insolación) en Kcal/h·m² desde las 6 de la mañana hasta las 6 de la tarde (hora por hora, tabla 4.6), de esta manera, utilizando los factores de corrección expuestos anteriormente y las áreas de las ventanas correspondientes a cada orientación se puede obtener la ganancia máxima de calor q en cierta época del año y a cierta hora, ver tabla 4.8.

Es conveniente señalar que esta ganancia de calor solo representa la obtenida por el efecto solar, así que posteriormente se tendrá que calcular la ganancia de calor por transmisión utilizando la ecuación 4.14

Tabla 4.8. Ganancias de calor totales a través de los cristales

Época	Orientación	Área	Factores			Tiempo solar [hrs]												
			Punto rocio [f _{PR}]	Marco metálico [f _M]	Amortiguamiento [f _A]	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
			A·f _{PR} ·f _M ·f _A ·Insolacion															
21 de Junio	N	7.25	1.077	1.176	0.60	418.7	611.6	495.9	374.6	281.0	253.4	220.4	253.4	281.0	369.1	495.9	611.6	413.2
	E	2.00	1.077	1.176	0.60	332.8	609.5	659.6	588.2	395.2	168.7	57.8	57.8	57.8	57.8	48.6	36.5	12.2
	SE	8.49	1.077	1.176	0.60	483.9	1083.9	1277.5	1154.9	767.8	367.8	245.2	245.2	245.2	245.2	206.5	154.8	51.6
	S	234.00	1.077	1.176	0.60	1422.6	4267.8	5690.4	6757.3	6757.3	6757.3	6757.3	6757.3	6757.3	6757.3	5690.4	4267.8	1422.6
	SO	8.49	1.077	1.176	0.60	51.6	154.8	206.5	245.2	245.2	245.2	245.2	367.8	767.8	1154.9	1277.5	1083.9	483.9
	O	2.00	1.077	1.176	0.60	12.2	36.5	48.6	57.8	57.8	57.8	57.8	168.7	395.2	588.2	659.6	609.5	334.4
	Totales						2721.8	6764.0	8378.4	9177.9	8504.1	7850.1	7583.5	7850.1	8504.1	9172.4	8378.4	6764.0
22 de Julio y 21 de Mayo	N	7.25	1.077	1.176	0.60	297.5	413.2	341.6	253.4	220.4	209.4	209.4	209.4	220.4	253.4	341.6	413.2	297.5
	E	2.00	1.077	1.176	0.60	308.5	609.5	671.8	593.7	407.3	188.5	57.8	57.8	57.8	53.2	48.6	31.9	12.2
	SE	8.49	1.077	1.176	0.60	542.0	1219.4	1483.9	1380.7	993.6	503.2	245.2	245.2	245.2	225.8	206.5	135.5	51.6
	S	234.00	1.077	1.176	0.60	1422.6	3734.3	5690.4	6223.8	6757.3	6757.3	6757.3	6757.3	6757.3	6223.8	5690.4	3734.3	1422.6
	SO	8.49	1.077	1.176	0.60	51.6	135.5	206.5	225.8	245.2	245.2	245.2	503.2	993.6	1380.7	1483.9	1219.4	542.0
	O	2.00	1.077	1.176	0.60	12.2	31.9	48.6	53.2	57.8	57.8	57.8	188.5	407.3	597.3	671.8	609.5	308.5
	Totales						2634.4	6143.8	8442.7	8734.3	8681.5	7961.3	7572.5	7961.3	8681.5	8734.3	8442.7	6143.8
24 de Agosto y 20 de Abril	N	7.25	1.077	1.176	0.60	88.2	148.8	159.8	192.8	209.4	209.4	209.4	209.4	192.8	159.8	148.8	88.2	0.0
	E	2.00	1.077	1.176	0.60	217.3	585.1	679.4	614.0	436.2	209.7	57.8	57.8	57.8	53.2	44.1	28.9	7.6
	SE	8.49	1.077	1.176	0.60	503.2	1554.9	1974.3	1883.9	1709.7	961.3	348.4	245.2	245.2	225.8	187.1	122.6	32.3
	S	234.00	1.077	1.176	0.60	889.1	3378.7	5156.9	6757.3	9602.5	11558.6	12447.7	11558.6	9602.5	6757.3	5156.9	3378.7	889.1
	SO	8.49	1.077	1.176	0.60	32.3	122.6	187.1	225.8	245.2	245.2	348.4	961.3	1709.7	1883.9	1974.3	1554.9	503.2
	O	2.00	1.077	1.176	0.60	7.6	28.9	44.1	53.2	57.8	57.8	57.8	209.7	436.2	614.0	679.4	585.1	217.3
	Totales						1737.7	5818.9	8201.5	9727.1	12260.7	13241.9	13469.3	13241.9	12260.7	9727.1	8201.5	5818.9
22 de Septiembre y 22 de Marzo	N	7.25	1.077	1.176	0.60	0.0	55.1	33.1	159.8	192.8	209.4	209.4	209.4	192.8	159.8	88.2	0.0	
	E	2.00	1.077	1.176	0.60	0.0	535.0	671.8	614.0	428.6	185.4	57.8	57.8	57.8	53.2	44.1	24.3	
	SE	8.49	1.077	1.176	0.60	0.0	1729.1	2374.3	2445.2	2096.8	1464.6	716.2	258.1	245.2	225.8	187.1	103.2	
	S	234.00	1.077	1.176	0.60	0.0	3734.3	10491.6	18315.9	25073.2	30230.1	31297.0	30585.7	25073.2	18315.9	10491.6	3734.3	
	SO	8.49	1.077	1.176	0.60	0.0	103.2	187.1	225.8	245.2	258.1	716.2	1464.6	2096.8	2445.2	2374.3	1729.1	
	O	2.00	1.077	1.176	0.60	0.0	24.3	44.1	53.2	57.8	57.8	57.8	185.4	428.6	614.0	671.8	535.0	
	Totales						0.0	6181.0	13801.9	21813.9	28094.4	32405.2	33054.2	32760.9	28110.9	21847.0	13928.6	6214.1
23 de Octubre y 20 de Febrero	N	7.25	1.077	1.176	0.60	0.0	55.1	132.2	176.3	192.8	209.4	209.4	192.8	176.3	132.2	55.1	0.0	
	E	2.00	1.077	1.176	0.60	0.0	407.3	604.9	580.6	411.9	200.6	57.8	57.8	53.2	48.6	36.5	15.2	
	SE	8.49	1.077	1.176	0.60	0.0	1587.1	2554.9	2793.6	2606.5	2077.5	1290.4	471.0	225.8	206.5	154.8	64.5	
	S	234.00	1.077	1.176	0.60	0.0	10136.0	24006.2	36631.7	44811.6	51035.5	53525.0	51035.5	44811.6	36631.7	24006.2	10136.0	
	SO	8.49	1.077	1.176	0.60	0.0	64.5	154.8	206.5	225.8	471.0	1290.4	2077.5	2606.5	2793.6	2554.9	1587.1	
	O	2.00	1.077	1.176	0.60	0.0	15.2	36.5	48.6	53.2	57.8	57.8	200.6	411.9	580.6	604.9	407.3	
	Totales						0.0	12265.2	27489.6	40437.3	48301.9	54051.7	56430.6	54051.7	48301.9	40437.3	27489.6	12265.2
21 de Noviembre y 21 de Enero	N	7.25	1.077	1.176	0.60	0.0	44.1	115.7	159.8	192.8	192.8	192.8	192.8	159.8	115.7	44.1	0.0	
	E	2.00	1.077	1.176	0.60	0.0	291.8	527.4	522.8	373.9	176.3	53.2	53.2	53.2	44.1	31.9	12.2	
	SE	8.49	1.077	1.176	0.60	0.0	1277.5	2516.2	2864.6	2761.4	2361.4	1587.1	800.0	277.4	187.1	135.5	51.6	
	S	234.00	1.077	1.176	0.60	0.0	13336.8	33253.1	48190.3	59215.4	65439.2	67928.7	65439.2	59215.4	48190.3	33253.1	13336.8	
	SO	8.49	1.077	1.176	0.60	0.0	51.6	135.5	187.1	277.4	800.0	1587.1	2361.4	2864.6	2516.2	1277.5		
	O	2.00	1.077	1.176	0.60	0.0	12.2	31.9	44.1	48.6	53.2	53.2	176.3	373.9	522.8	527.4	291.8	
	Totales						0.0	15013.9	36579.8	51968.7	62869.5	69022.9	71402.2	69022.9	62874.1	51968.7	36579.8	15013.9
22 de Diciembre	N	7.25	1.077	1.176	0.60	0.0	27.5	104.7	159.8	176.3	192.8	192.8	192.8	176.3	104.7	27.5	0.0	
	E	2.00	1.077	1.176	0.60	0.0	229.5	486.4	498.5	349.6	139.8	53.2	53.2	48.6	44.1	28.9	7.6	
	SE	8.49	1.077	1.176	0.60	0.0	1032.3	2432.3	2916.2	2780.7	2342.0	1696.8	1045.2	348.4	187.1	122.6	32.3	
	S	234.00	1.077	1.176	0.60	0.0	11914.2	35564.8	53525.0	63661.0	70418.3	71840.9	70418.3	63661.0	53525.0	35564.8	11914.2	
	SO	8.49	1.077	1.176	0.60	0.0	32.3	122.6	187.1	348.4	1045.2	1696.8	2342.0	2780.7	2916.2	2432.3	1032.3	
	O	2.00	1.077	1.176	0.60	0.0	7.6	28.9	44.1	48.6	53.2	53.2	139.8	349.6	498.5	486.4	229.5	
	Totales						0.0	13243.4	38739.6	57330.7	67364.6	74191.3	75533.7	74191.3	67364.6	57330.7	38739.6	13243.4

De acuerdo con la tabla 4.8 La ganancia de calor máxima por efecto solar ocurre el 22 de diciembre a las 12 horas aproximadamente y tiene un valor de 75,533.7 [Kcal/h].

El coeficiente de transmisión K, expresa el aislamiento que ofrece el vidrio al paso del calor que, por conducción y convección superficial, fluye a través de él, medido como la diferencia de temperatura, a ambos lados del vidrio, su valor no varía

en forma apreciable con el espesor del vidrio, pues éste siempre tiene una magnitud relativamente pequeña si se compara con los espesores de otros materiales de construcción, sin embargo, se recomiendan vidrios mayores o iguales a media pulgada de espesor para hacer frente a las presiones del viento que en costas se incrementa notablemente. Un vidrio de media pulgada cuenta con coeficiente de transmisión K igual a 0.6 [Kcal·m/h·m²·°C⁻¹].

De acuerdo con la ecuación 4.13, el valor del coeficiente K para el vidrio, su espesor y los coeficientes de película expuestos en el punto 4.2.2 calculamos el coeficiente combinado de transmisión de calor para el cristal seleccionado.

$$U_v = \frac{1}{\frac{1}{8.06} + \frac{0.0127}{0.6} + \frac{1}{29.32}}$$

$$U_v = 5.5759 \left[\frac{\text{Kcal}}{\text{h} \cdot \text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}} \right]$$

Ahora se procede a calcular la ganancia de calor por transmisión utilizando la ecuación 4.14, y el factor de amortiguamiento del punto 4.3.4, $f_A = 0.60$. Para este punto se desglosa la ganancia de calor por transmisión de acuerdo a las áreas y orientación respectiva creando la tabla 4.9, en donde se observa que la orientación sur presenta la mayor cantidad de ganancias por transmisión de calor, debido a que ahí se concentra alrededor del 90 % de los cristales, siendo en total 10,088.96 [Kcal/h] la ganancia por transmisión de calor.

Tabla 4.9. Ganancias de calor por transmisión en cristales.

Orientación	A	U	ΔT	f_A	q_{VT} [Kcal/h] $A \cdot U \cdot \Delta T \cdot f_A$
N	7.25	5.5759	11.5	0.6	278.93
E	2.00	5.5759	11.5	0.6	76.95
SE	8.49	5.5759	11.5	0.6	326.64
S	234.00	5.5759	11.5	0.6	9002.85
SO	8.49	5.5759	11.5	0.6	326.64
O	2.00	5.5759	11.5	0.6	76.95
Total					10,088.96

En la tabla 4.9 el ΔT representa la diferencia de temperatura que existe entre la temperatura exterior de cálculo ($T_{bs\ ext.} = 33\ ^\circ\text{C}$, punto 2.2.1) y la temperatura interna del local o de diseño ($T_{bs\ int} = 21.5\ ^\circ\text{C}$, punto 3.3.2).

En el capítulo cinco se suman todas las ganancias de calor para obtener la carga máxima total y la capacidad del equipo frigorífico

4.4 Conclusiones

En este capítulo se estudio la ganancia de calor a través de distintos materiales de construcción por medio de un coeficiente expresado en $\text{Kcal/h}\cdot\text{m}^2\cdot^{\circ}\text{C}$ que indica la cantidad de calor intercambiada en una hora a través de una pared, por m^2 de superficie y por $^{\circ}\text{C}$ de diferencia entre las temperaturas del aire que baña sus caras interior y exterior. La cantidad de calor intercambiada, q a través de una pared de superficie A , para una diferencia de temperatura ΔT , será: $q = KA\Delta T$, y también vimos que la inversa de K , expresa la resistencia global ofrecida al paso del calor y es igual a la suma de las resistencias parciales ofrecidas por los distintos materiales que componen la pared U .

Para el local se determinó una pared compuesta por ladrillo hueco, mortero de cemento como revestimiento exterior y una capa de yeso para el interior, el techo que se utilizará será de construcción ligera compuesto por vigas de acero y hormigón, una capa de yeso como revestimiento interior y además se realizará un segundo análisis para un techo con aislamiento de espuma de poliestireno; para los cristales se proponen vidrios polarizados de media pulgada color azul oscuro, así entonces, y con los respectivos espesores y coeficientes de transmisión de estos materiales se determinaron los coeficientes globales de transmisión de calor para los muros, techo y cristales.

$$U_m = 2.6067 \left[\frac{\text{Kcal}}{\text{h}\cdot\text{m}^2\cdot^{\circ}\text{C}} \right] \quad U_t = 2.8192 \left[\frac{\text{Kcal}}{\text{h}\cdot\text{m}^2\cdot^{\circ}\text{C}} \right]$$
$$U_v = 5.5759 \left[\frac{\text{Kcal}}{\text{h}\cdot\text{m}^2\cdot^{\circ}\text{C}} \right] \quad U_{t\text{ ais}} = 0.5536 \left[\frac{\text{Kcal}}{\text{h}\cdot\text{m}^2\cdot^{\circ}\text{C}} \right]$$

Para el calculo de las ganancias de calor en las paredes y techo se recurrió al concepto de *diferencia equivalente de temperatura* que indica la divergencia entre las temperaturas de aire interior y exterior la cual resulta del flujo de calor total a través de la estructura originado por la radiación solar variable y la temperatura exterior. Esta diferencia equivalente de temperatura a través de la estructura toma en cuenta la construcción, orientación, situación del recinto (latitud) y las condiciones del proyecto definidas capítulos anteriores. Para resolver este problema de encontrar el calor ganado por el sol, se utilizaron las tablas 4.1 y 4.2 que indican la temperatura equivalente que se debe usar en paredes o en techos, así entonces, con la ecuación 4.15 se determinaron las ganancias de calor, y quedaron de la siguiente manera:

- ✓ *La máxima ganancia de calor para los muros corresponde a las 20 horas con un valor de 38,919.73 [Kcal/h].*
- ✓ *La máxima ganancia de calor para el techo corresponde a las 14 horas con un valor de 294,275.82 [Kcal/h].*
- ✓ *La máxima ganancia de calor para el techo con aislamiento corresponde a las 14 horas con un valor de 57,805.82 [Kcal/h], lo que representa una disminución de aproximadamente el 80% con respecto al techo sin aislamiento.*

Estas ganancias de calor representan las obtenidas por transmisión a través de muros, más el ganado por el efecto solar.

Para obtener las ganancias de calor en los cristales se tuvieron que considerar tres factores que influyen directamente en el resultado, estos son:

- ✓ *Factor de amortiguamiento, $f_A = 0.60$*
- ✓ *Factor de marco metálico, $f_M = 1.176$*
- ✓ *Factor de punto de rocío, $f_{PR} = 1.077$*

- ✓ *De acuerdo con la tabla 4.8, la ganancia de calor máxima por efecto solar ocurre el 22 de diciembre a las 12 horas aproximadamente y tiene un valor de 75,533.7 [Kcal/h].*

- ✓ *Finalmente las ganancias de calor por transmisión en los cristales tienen un valor en conjunto de 10,088.96 [Kcal/h].*

En el capítulo cinco se sumaran todas las cargas hasta ahora obtenidas, y se determinara la carga neta y la cantidad de aire necesario para mantener las condiciones de diseño para la pista de hielo artificial en Acapulco.

Capítulo 5

Estimación de la carga térmica

5.1 Introducción

El procedimiento para valorar la carga normal ha sido evaluar la ganancia instantánea de calor máxima dentro del espacio acondicionado en cualquier época del año y suponer que el equipo de refrigeración eliminará el calor con la misma velocidad con que se produce. Aunque en algunos estudios se ha demostrado que los equipos seleccionados en base a esto resultan sobredimensionados se pueden mantener condiciones ambientales de confort de acuerdo al proyecto original.

En este capítulo se muestra la información y procedimientos para determinar la carga impuesta al equipo de refrigeración, considerando o en algunos casos mencionando los diferentes puntos que intervienen para obtener la carga real.

5.2 Ganancia debida a Infiltraciones y ventilación

En este punto se analiza el concepto de infiltración, causas y la manera más simple de eliminarla, ya que la infiltración es una cantidad de aire exterior con diferente contenido de calor que el existente en el espacio acondicionado, y por consiguiente imponen una carga al equipo acondicionador.

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

5.2.1 Infiltración

La infiltración es una carga que se manifiesta por si misma dentro de un espacio acondicionado. El aire de ventilación, tomado a través del equipo de acondicionamiento, impone una carga al local, debida al efecto de bypass del aparato y directamente al equipo

acondicionador. En otros términos la infiltración es flujo de aire no controlado a través de grietas, intersticios y otras aberturas no intencionales. Infiltración, exfiltración y flujo de ventilación natural son causados por diferencias de presión debido al viento y diferencia de temperatura interior con respecto a la exterior.

El aire del exterior que fluye a través de una edificación, ya sea como aire de ventilación, o no intencionalmente como infiltración es importante por dos razones. El aire del exterior es utilizado muchas veces para diluir contaminantes en el aire del interior y la energía asociada con el aire caliente del exterior es una significativa carga en la relación espacio - acondicionamiento.

La infiltración, y en particular la entrada en el local acondicionado del vapor de agua que resulta de ellas, constituye con frecuencia el origen de importantes ganancias o pérdidas de calor. El caudal del aire de infiltración varía según la estanqueidad de las puertas y ventanas, a la porosidad de las paredes del edificio, su altura, velocidad del viento y caudales relativos de aire de ventilación y extracción. Muchos de estos valores no pueden ser calculados con exactitud, así entonces deben ser objeto de una estimación más o menos empírica o eliminar definitivamente la infiltración del local entendiendo los siguientes conceptos:

La *velocidad del viento* se traduce en una sobrepresión en la fachada expuesta a él, y en una ligera depresión en lado contrario del edificio. Esta sobrepresión hace que el aire exterior se infiltre en el local por los resquicios o rendijas de la construcción y los intersticios de puertas y ventanas, penetrando por la fachada expuesta y saliendo por el lado contrario.

Las diferencias de temperatura y humedad producen *diferencias de densidad* entre el aire exterior, y el interior. En edificios altos estas diferencias de densidad producen los efectos de infiltración y exfiltración.

Para nuestro recinto de poca elevación debe de suponerse que el aire penetraría por las ventanas o las puertas expuestas al viento, sin embargo, si se introduce una cantidad de aire suficiente a través del grupo acondicionado de manera que se cree una sobrepresión dentro del recinto se lograrían evitar así los efectos de infiltración, ver figura 5.1.

5.2.2 Ventilación

En todos los locales acondicionados es necesario prever un cierto caudal de aire exterior que permita la supresión de olores debidos a los ocupantes, al tabaco o a otras fuentes.

Cuando la ventilación es incorrecta como consecuencia de un aporte insuficiente de aire fresco exterior, puede haber una acumulación de contaminantes de origen vario hasta unos niveles que resulten molestos para sus ocupantes. El aporte de aire exterior ha de ser

suficiente para diluir los contaminantes hasta niveles que estén por debajo de la percepción humana y, evidentemente, de los considerados perjudiciales para la salud.

Por ejemplo, el hecho de fumar representa la liberación en el aire de una mezcla compleja de productos químicos (más de 3000 contaminantes conocidos). Además de monóxido de carbono, dióxido de carbono y partículas, se producen óxidos de nitrógeno y una amplia variedad de otros gases y compuestos orgánicos entre los que destacan aldehídos, tales como formaldehído y acroleína, hidrocarburos aromáticos policíclicos, benzoapireno (BAP), nicotina, nitrosaminas, cianuro de hidrógeno, cetonas y nitrilos, así como cantidades apreciables de arsénico y cadmio.

Las partículas del humo de tabaco se hallan, en aproximadamente un 95%, dentro del intervalo respirable. En este sentido, su presencia en el aire del interior de un edificio o local es un problema que afecta tanto a fumadores como a no fumadores.

Como se mencionó en el punto 3.3.1 la tasa de renovación necesaria varía principalmente con el número de ocupantes, el número de fumadores y las actividades que se realicen. Por ejemplo, para suprimir los olores corporales basta con un caudal de aire exterior de $8.5 \text{ m}^3/\text{h}$ por persona pero se recomienda proveer $13 \text{ m}^3/\text{h}$, la supresión de olores de tabaco necesita de 25 a $42 \text{ m}^3/\text{h}$ por fumador, en algunos casos como salas de conferencia o salones para fumar es necesario elevar el caudal de aire exterior a 50 u $80 \text{ m}^3/\text{h}$ por ocupante

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

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

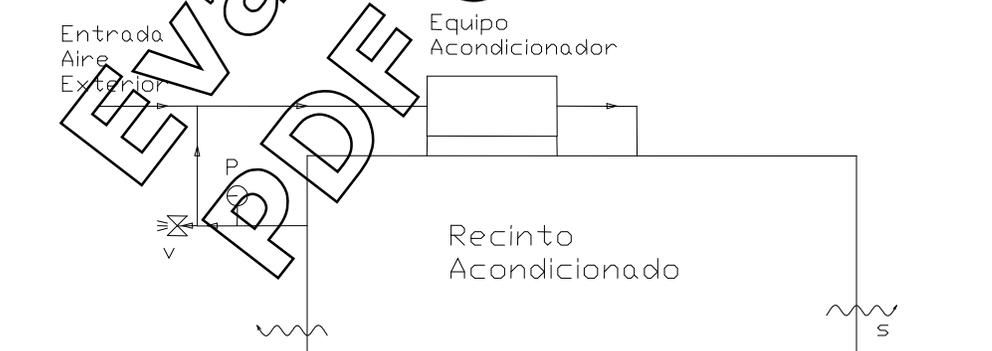


Fig. 5.1 Diagrama del recinto que muestra el flujo de aire exterior y recirculación del aire interior.

En la figura 5.1 se muestran los flujos de entrada de aire exterior y la recirculación del aire interior dentro del recinto para acondicionar la pista de hielo sintética. Se propone un manómetro “P” que al momento de sobrepasar los 5 mm de columna de agua se abra automáticamente la válvula “v”, con esto se garantiza que nuestro local siempre permanecerá a una presión mayor a la exterior, evitando así la infiltración.

5.3 Total de ganancias

En síntesis las ganancias de calor que sensible y latentes se pueden resumir de la siguiente manera:

- ✓ Ganancias por insolación y transmisión en muros, sensible.
- ✓ Ganancias por insolación y transmisión en techos, sensible.
- ✓ Ganancias por insolación en cristales, sensible.

Cabe señalar que estas primeras tres ganancias de calor fueron desglosadas hora por hora, y así se sumaran para conocer en que momento del día se obtiene la máxima carga.

- ✓ Ganancias por transmisión en cristales, sensible.
- ✓ Ganancias por luminaria, sensible.
- ✓ Ganancias por ocupantes, sensible y latente.
- ✓ Ganancias por equipo e instalaciones, sensible y latente.

Entonces en primer lugar sumaremos las máximas cargas por insolación en cristales, muros y techo. Para los cristales se utiliza la tabla 4.8, en donde se observa que el 22 de diciembre se registra la ganancia máxima de calor a las 12 horas, así entonces, las cargas totales (q_{vi}) que corresponden a esa fecha se sumaran hora por hora a sus respectivas máximas para los muros y techos. Para los muros se utiliza la tabla 4.3 que muestra la suma de las ganancias totales (q_m) desde las ocho hasta las veinticuatro horas en lapsos de 2 horas, para completar la tabla en las horas nones se realiza un promedio de los dos valores frontera. De igual manera, para las ganancias máximas de calor a través del techo (q_t) se utiliza la tabla 4.5 en primera instancia y 4.5a donde también se muestran los valores en lapsos de dos horas desde las ocho hasta la media noche, al igual que en los muros se obtuvo un promedio con los valores pares de frontera para obtener los nones. Al final de la tabla 5.1 se observa en un recuadro que a las 14 horas de un 22 de diciembre se obtendría la máxima ganancia de calor con un valor de 382,700.86 [Kcal/h].

Tabla 5.1. Suma de ganancias de calor de muros y techo más la insolación en cristales.

Cargas	Tiempo solar [hrs]															
	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	20	22	24
q_{vi}	0.00	13,243.40	38,739.61	57,330.68	67,364.60	74,191.32	75,533.73	74,191.32	67,364.60	57,330.68	38,739.61	13,243.40	0.00	0.00	0.00	0.00
q_m			11,386.88	11,748.56	12,110.24	13,622.47	15,134.69	18,097.62	21,060.54	25,753.02	30,445.49	33,309.21	36,172.93	38,919.73	36,325.36	27,361.32
q_t			54,094.82	109,521.205	164,947.59	206,517.378	248,087.17	271,181.494	294,275.82	275,800.359	257,324.90	215,755.109	174,185.32	91,045.74	54,094.82	35,619.36
q_t	0.00	13,243.40	104,221.32	178,600.45	244,422.43	294,331.17	338,755.60	363,470.43	382,700.96	358,884.06	326,510.00	262,307.72	210,358.25	129,965.47	90,420.18	62,980.68

Ahora se creará la tabla 5.2 en donde se puedan sumar las ganancias de calor por transmisión de los cristales más las obtenidas por los ocupantes, el equipo que utilizará el recinto, la luminaria y el valor máximo de la tabla 5.1.

Tabla 5.2. Suma del total de ganancias de calor en muros, techo, cristales, ocupantes, luminaria y equipo.

Concepto	Calor sensible q_s [Kcal/h]	Calor latente q_l [Kcal/h]
Carga muros, techo e insolación en cristales	q_i 382,701	
Carga transmisión cristales	q_{vt} 10,088	
Carga luminaria	q_{slamp} 27,090	
Carga utensilios o equipo	q_{seq} 37,657	q_{leq} 24,397
Carga ocupantes	q_{sper} 47,993	q_{lper} 44,759
Sub Total	q_s 505,529	q_l 69,156
Total	q_{total} 574,685	[Kcal/h]

Ahora se elaboran las mismas tablas pero utilizando los valores para techo con aislamiento, de igual manera se suman todas las cargas antes mencionadas y se crean las tablas 5.1a y 5.2a.

Tabla 5.1a. Suma de ganancias de calor de muros y techo con aislante más la insolación en cristales

Cargas	Tiempo solar [hrs]															
	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	20	22	24
q_{vi}	0.00	13,243.40	38,739.61	57,330.68	67,364.60	74,191.32	75,533.73	74,191.32	67,364.60	57,330.68	38,739.61	13,243.40	0.00	0.00	0.00	0.00
q_m			11,386.88	11,748.56	12,110.24	13,622.47	15,134.69	18,097.62	21,060.54	25,753.02	30,445.49	33,309.21	36,172.93	38,919.73	36,325.36	27,361.32
q_{tais}			16,626.07	21,513.70	32,401.34	40,667.07	48,732.79	53,269.31	57,805.82	54,176.61	50,547.40	42,381.67	34,215.95	17,884.49	10,626.07	6,996.86
q_t	0.00	13,243.40	60,752.57	90,592.95	111,876.18	128,380.86	139,401.22	145,558.25	146,230.96	137,260.31	119,732.50	88,934.28	70,388.88	56,804.22	46,951.43	34,358.18

En la tabla 5.1a se observa que a las 14 horas se vuelve a presentar la máxima ganancia de calor para el techo, cristales y muros pero ahora con un valor de 146,230.96 [Kcal/h], este valor es considerablemente mas pequeño, en términos más precisos, la carga de calor bajo en un 61% con respecto a la anterior (ver tabla 5.1) y esta disminución en la ganancia se verá reflejada en la capacidad del equipo acondicionador.

La tabla 5.2a muestra la carga máxima total para el local la cual se presentaría el 22 de diciembre aproximadamente a las 14 horas, en este caso su valor es de 338,214 [Kcal/h].

Tabla 5.2a. Suma del total de ganancias de calor en muros, techo con aislamiento de fibra, cristales, ocupantes, luminaria y equipo.

Concepto	Calor sensible q_s [Kcal/h]	Calor latente q_l [Kcal/h]
Carga muros, techo e insolación en cristales	q_l 146,230	
Carga transmisión cristales	q_{vt} 10,088	
Carga luminaria	q_{slamp} 27,090	
Carga utensilios o equipo	q_{seq} 37,657	q_{leg} 24,397
Carga ocupantes	q_{sper} 47,993	q_{lper} 44,759
Sub Total	q_s 269,038	q_l 69,156
Total	$q_{Total} =$	338,214 [Kcal/h]

La proporción en la que disminuye la ganancia de calor total es aproximadamente del 31%, casi una tercera parte, lo que representa menos capacidad de refrigeración para los equipos como se observa en el punto 5.6.

5.4 Diagrama psicrométrico

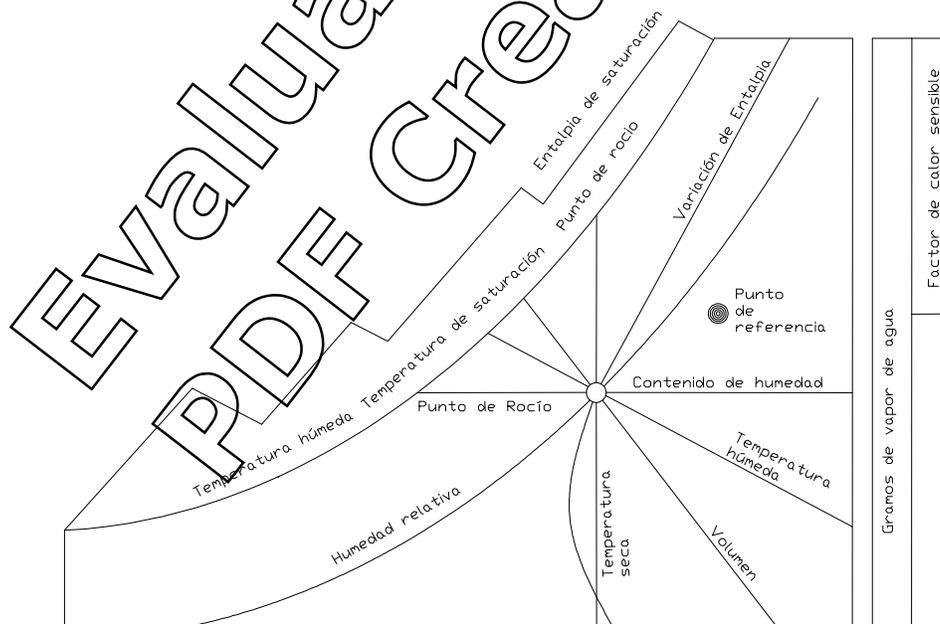


Fig. 5.2 Esquema del diagrama psicrométrico

En este capítulo se utiliza el diagrama psicrométrico para la selección del equipo acondicionador adecuado. La psicrometría es la ciencia que trata de las propiedades termodinámicas del aire húmedo y el efecto de la humedad atmosférica sobre los materiales y sobre el confort humano. Tal como veremos en este punto la psicrometría debe ser aplicada para controlar las propiedades térmicas del aire húmedo. A continuación se muestran los términos, factores y procesos utilizados en el diagrama psicrométrico (fig. 5.2).

El ciclo clásico de evolución del aire climatizado puede representarse sobre el diagrama psicrométrico tal y como se indica en la figura A1 del apéndice A.

La selección del equipo adecuado para llevar el aire a las condiciones deseadas depende de un cierto número de factores. Solamente explicaremos los que afectan a su estado definido por su temperatura y su estado hidrométrico, y que son: el factor de calor sensible (FCS), el factor de calor sensible total (FCST) y el factor de bypass (BP).

5.4.1 Factor de calor sensible (FCS)

Las propiedades térmicas del aire se pueden cuantificar en las dependientes del calor latente y calor sensible. El término factor de calor sensible significa la razón aritmética del calor real sensible al calor total, en que el calor total es la suma del calor sensible y del calor latente. Esta relación se expresa en la ecuación 5.1 de la siguiente manera:

$$FCS = \frac{CS}{CS + CL} = \frac{CS}{CT} \quad (5.1)$$

Donde:
 FCS = Factor de calor sensible
 CS = Calor sensible
 CL = Calor Latente
 CT = Calor Total

El estado del aire impulsado en el local debe ser tal que compense simultáneamente las ganancias sensibles y latentes del local. Los puntos mostrados en el diagrama psicrométrico representan el estado del aire impulsado y las condiciones interiores pueden unirse por un segmento de recta (1-2) de la figura 5.3. Este segmento representa la evolución del aire en el interior del local, y se le denomina recta de factor de calor sensible o recta de impulsión.

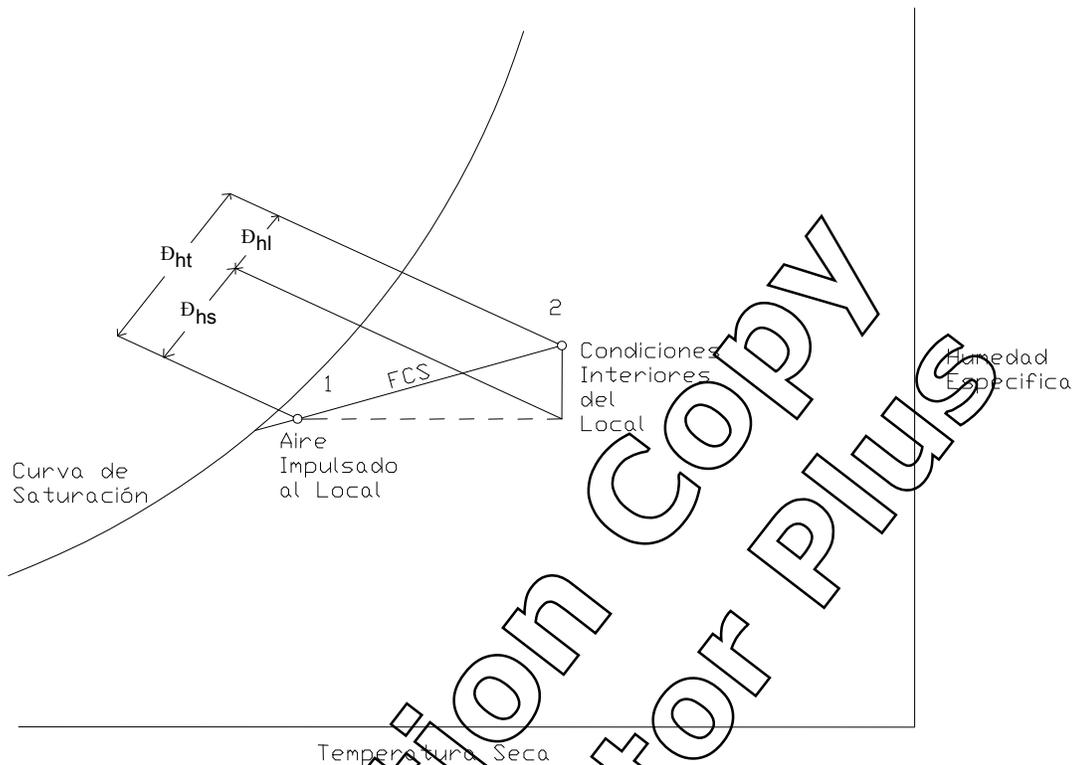


Fig. 5.3 Recta de factor de calor sensible dibujada entre los puntos que representan las condiciones del aire del local y las condiciones de impulsión.

La pendiente de esta recta nos da la relación de las cargas de calor sensible y latente del local (fig 5.3) Δh_s y Δh_l . Entonces si el caudal de aire impulsado es suficiente para compensar estas cargas, se mantendrán las condiciones de humedad relativa y temperaturas fijadas para el local, siempre que las temperaturas seca y humedad del aire impulsado correspondan a un punto de esta recta.

La recta de factor de calor sensible puede trazarse sobre el diagrama psicrométrico sin necesidad de conocer las condiciones interiores del aire que se impulsa. Conociendo el FCS y las condiciones interiores del proyecto se utilizara la escala situada a la derecha del diagrama y el punto de referencia marcado con 26.7 °C y 50 % de humedad relativa.

Como primer punto se traza una recta que pasa por el punto de referencia 1 y la división correspondiente al factor de calor sensible total calculado 2 (fig 5.4)

Ahora se traza una recta paralela a la recta 1-2 que pase por las condiciones del proyecto, esta recta de factor sensible del local puede ser prolongada hasta la curva de saturación (fig 5.4).

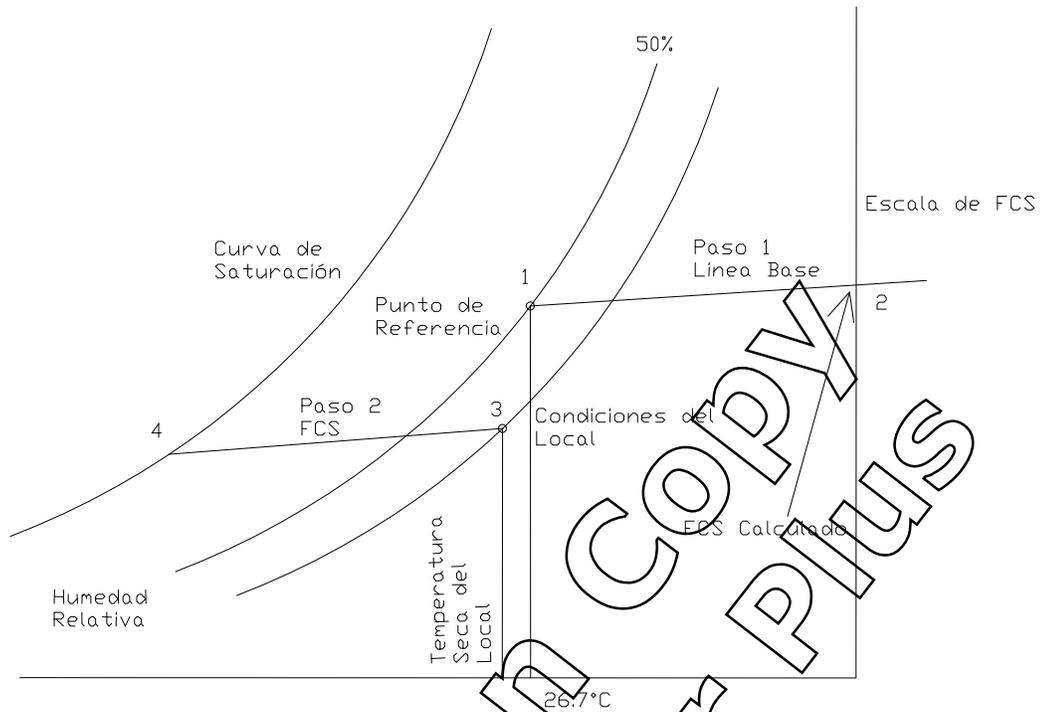


Fig. 5.4. Recta dibujada sobre el esquema del diagrama psicrométrico donde se muestra la ubicación del punto de referencia para el trazado de la paralela (FCS)

5.4.2 Factor de calor sensible total (FCST)

Este coeficiente es la relación entre el calor sensible total y el balance térmico de la instalación, incluyendo todas las cargas de calor sensible y latente que proceden del aire exterior. Se define por la siguiente relación:

$$FCST = \frac{CST}{CST + CLT} \quad (5.2)$$

El paso del aire por el acondicionador se traduce en variaciones de su temperatura y/o humedad específica. La importancia relativa de estas variaciones depende de las cargas totales de calor sensible y total del equipo acondicionador que debe desarrollar o hacer actuar. Se puede acotar en el diagrama psicrométrico los puntos que representan el estado del aire a la entrada y a la salida, condición de la mezcla del aire exterior y de retorno del local, y unirlos con un segmento de recta (1-2) (fig 5.5); este segmento representa la evolución del aire a su paso por el acondicionador recibiendo el nombre de factor de calor sensible total.

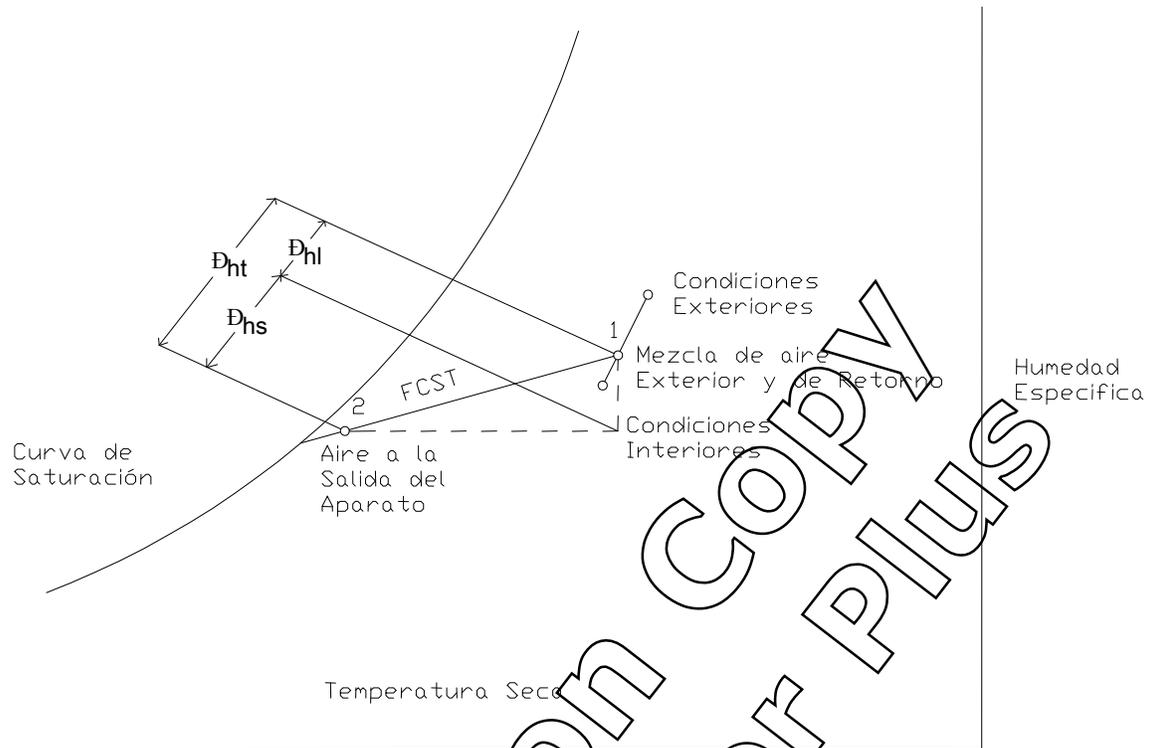


Fig. 5.5. Recta del FCST dibujada entre los puntos que representan las condiciones del aire a la entrada y salida del acondicionador.

La pendiente de la recta es igual a la relación entre cantidades de calor sensible y latente puestas en juego a lo largo de la transformación, o sea, en la figura 5.5, la relación:

$$\frac{\Delta h_s \text{ (calor sensible)}}{\Delta h_l \text{ (calor latente)}}$$

Como la recta de FCS, la recta de FCST puede dibujarse en el diagrama sin la necesidad de conocer el estado del aire impulsado. Los pasos a seguir están indicados en la figura 5.6. Trácese la recta de FCST que pase por el punto de referencia y, a continuación, la paralela a esta recta que pase por el punto que representa la mezcla de aire a la entrada del aparato.

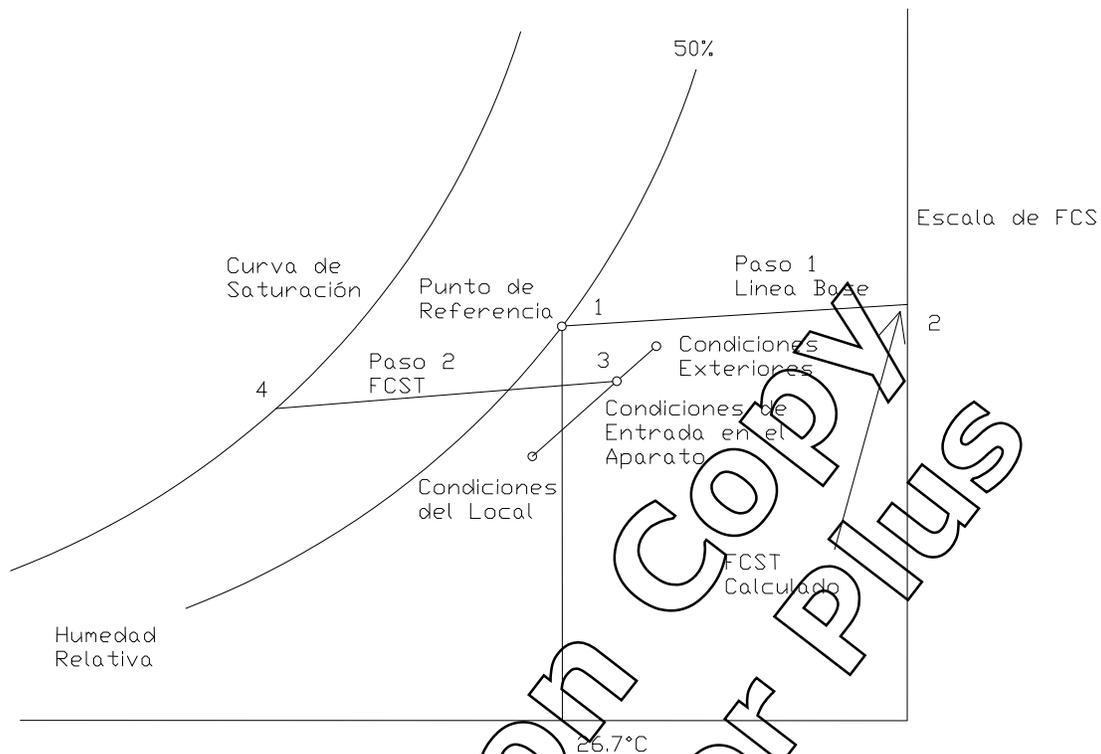


Fig. 5.6. Recta del FCST dibujada sobre el esquema del diagrama psicrométrico donde se muestra la ubicación del punto de referencia para el trazado de la paralela (FCST).

5.4.3 Factor de Bypass (BP)

El factor de bypass depende de las características del serpentín y de sus condiciones de funcionamiento. Se considera que representa el porcentaje de aire que pasa a través del serpentín sin sufrir ningún cambio. Algunas de las características físicas y las condiciones de funcionamiento que influyen en el factor de bypass son:

- *La superficie externa de intercambio*, es decir, el número de tubos y la separación entre aletas, a una disminución de la superficie corresponde un aumento en el factor de bypass.
- *La velocidad del aire* es otro factor, ya que a una disminución en la velocidad corresponde otra disminución en el factor de bypass, esto es porque hay un tiempo de contacto mayor entre el aire y la superficie de intercambio.

Existe una relación entre el factor de bypass y los factores de calor sensible total (FCST) y del local (FCS). Para ciertas condiciones exteriores, interiores y caudales de aire exterior determinados el FCST y FCS son fijos. La ubicación de la recta FCS es igualmente fija, pero la posición de la recta FCST varía de acuerdo con el caudal de aire y las condiciones del aire impulsado.

Como ya hemos visto el punto que representa el aire impulsado debe encontrarse sobre la recta FCS para permitir mantener las condiciones del proyecto en el local. Por consiguiente, cuando el factor de bypass varía, la posición relativa del FCST en relación con la del FCS varía tal como se indican en las líneas de trazos de la figura 5.7. Cuando la posición del FCST cambia, el caudal de aire necesario y el factor de bypass cambian, lo mismo que las condiciones de entrada y de salida del aire. Debido al flujo de aire del proyecto se plantea como se muestra en la figura 5.1 la ubicación de la recta FCST permanecerá estable.

El tratamiento al que se somete el aire en el serpentín se reduce a un intercambio de calor con el fluido que circula por su interior y debe existir un punto de referencia común a los dos fluidos. Este punto es la *temperatura equivalente de la superficie*. Las transferencias de calor de cada uno de los fluidos hacia el punto de referencia son independientes, pero cuantitativamente iguales.

Las instalaciones en las que se realiza sistemáticamente enfriamiento y deshumidificación, la temperatura equivalente de la superficie estará integrada por la intersección de la recta FCST y la curva de saturación. Esta temperatura equivalente de la superficie puede considerarse como el punto de rocío del serpentín.

Un factor de Bypass pequeño implica que el caudal de aire es menor y por lo tanto del ventilador y motor son de menor potencia, y también implica que la superficie de intercambio es mayor.

Para un factor de Bypass grande se tiene un caudal de aire mayor lo que repercute en el ventilador y en el motor ya que estos deberán ser de mayor potencia, también que la superficie de intercambio del serpentín sea más pequeña o que tenga menos hileras de tubos.

En el apéndice C se muestra con distintos factores de Bypass convenientes para diversas aplicaciones, según las características físicas del aparato acondicionador y la velocidad del aire.

La eficacia de los equipos de aire acondicionado se expresa habitualmente por el rendimiento de saturación, que es el complemento a 1, del factor de Bypass, o sea (1-BP), como se puede ver en la figura 5.7 las relaciones entre el aire de salida, el de la mezcla y el punto donde se satura el aire son:

$$BP = \frac{T_i - T_s}{T_m - T_s} = \frac{h_i - h_s}{h_m - h_s} \quad (5.3)$$

$$1 - BP = \frac{T_m - T_i}{T_m - T_s} = \frac{h_m - h_i}{h_m - h_s} \quad (5.4)$$

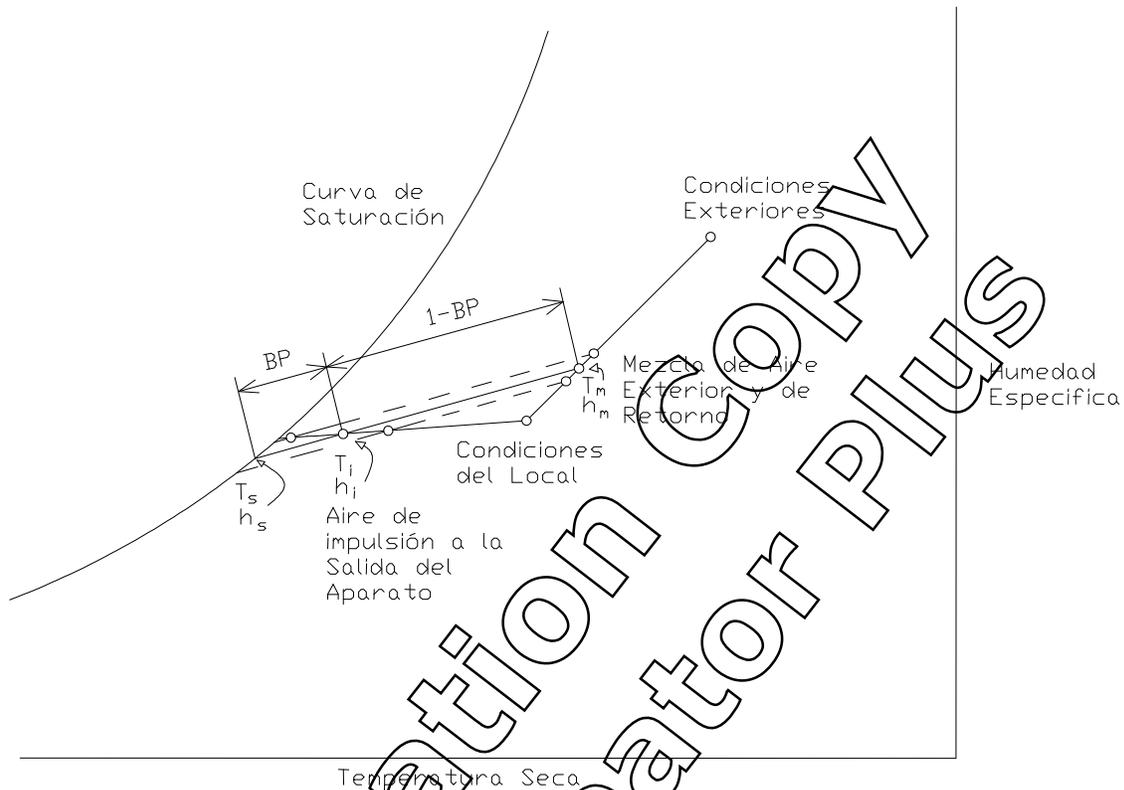


Fig. 5.7. Diferentes tipos de rectas de FCS y factores de Bypass dibujadas sobre el diagrama psicrométrico.

5.5 Cantidad de aire

Cuando se requiere enfriar un espacio, el aire de suministro debe tener una temperatura menor que la del espacio por acondicionar, de tal modo que la ganancia de calor del aire sea igual a la ganancia de calor del espacio, la cual se deberá, por ejemplo al calor conducido a través de techos, cristales o paredes, calor debido a personas, calor debido a infiltraciones, etc.

Los caudales de aire necesarios para compensar simultáneamente las ganancias sensibles y latentes del local, por unan parte, y las ganancias totales teniendo en cuenta el aire exterior, pueden determinarse trazando las rectas FCS y FCST. Su intersección corresponde a las condiciones del aire a la salida del aparato despreciando el calentamiento en el conducto y las fugas de aire eventuales.

En general estas ganancias suplementarias se consideran a parte del balance térmico. Por regla general, la temperatura de impulsión será superior a la temperatura de salida del acondicionador, tal como se indica en la figura 5.8.

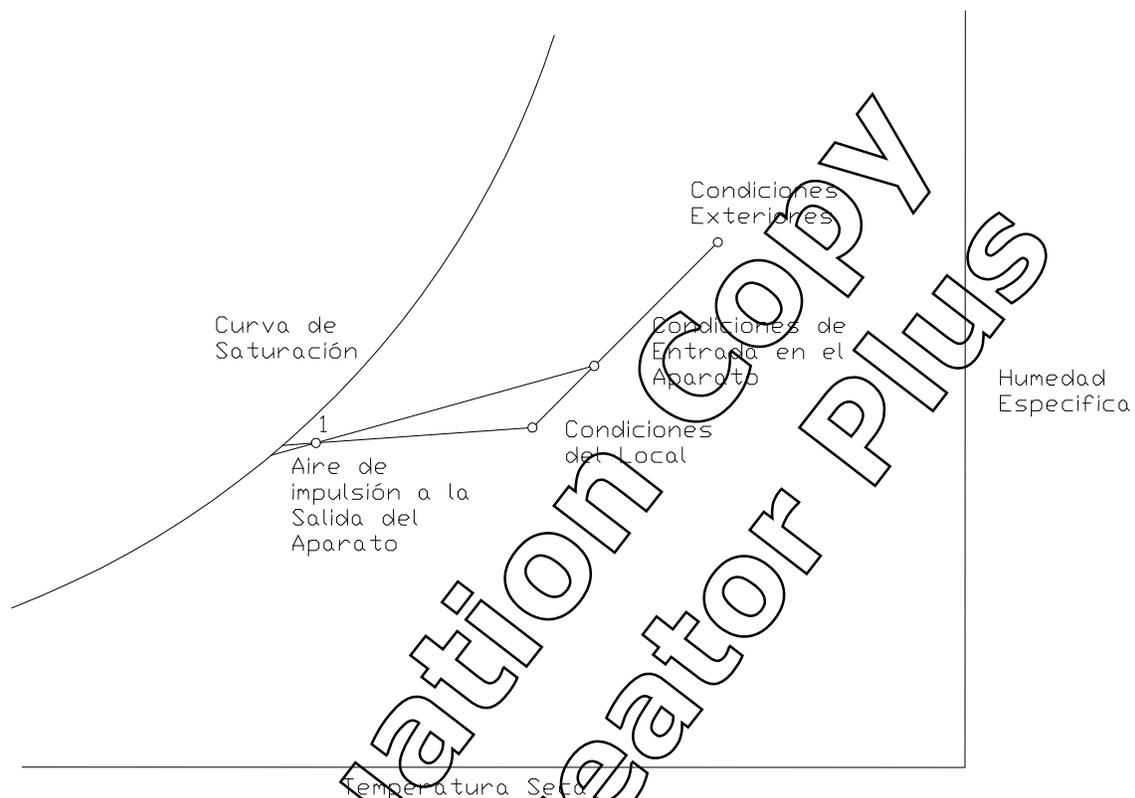


Fig. 5.8. Rectas del FCS y FCST dibujadas sobre el diagrama psicrométrico que intersecan indicando el punto donde el aire sale del aparato.

El FCS permanecerá constante a plena carga para las condiciones dadas. Por el contrario, el FCST puede variar si varía el caudal de aire exterior o las condiciones de la mezcla. A una variación del FCST corresponde una variación de la temperatura de impulsión cuyo punto representativo se desplaza sobre la recta del FCS (figura 5.8).

La diferencia de temperatura entre el aire ambiente y el impulsado en el local determina el caudal de aire necesario para compensar las ganancias de calor sensible y latente del local. Cuando esta variación de temperatura aumenta, el caudal necesario de aire de impulsión disminuye. La mínima temperatura de impulsión vendrá dada por la intersección de la recta FCS con la curva de saturación (fig. 5.8), suponiendo que el serpentín fuese capaz de conseguir la temperatura de saturación del aire. Esto no es posible en la práctica, sin embargo, el punto que representa el estado del aire a la salida del aparato

estará situado sobre la recta de FCS, más o menos cerca de la curva de saturación, según el rendimiento de los aparatos que se utilicen (ver factor de Bypass), en la práctica se considera a un 90% de saturación.

En la figura 5.9 se han tenido en cuenta estas cargas suplementarias y el segmento (1-2) representa el aumento de temperatura del aire debido al recalentamiento producido en el ventilador y en los conductos.

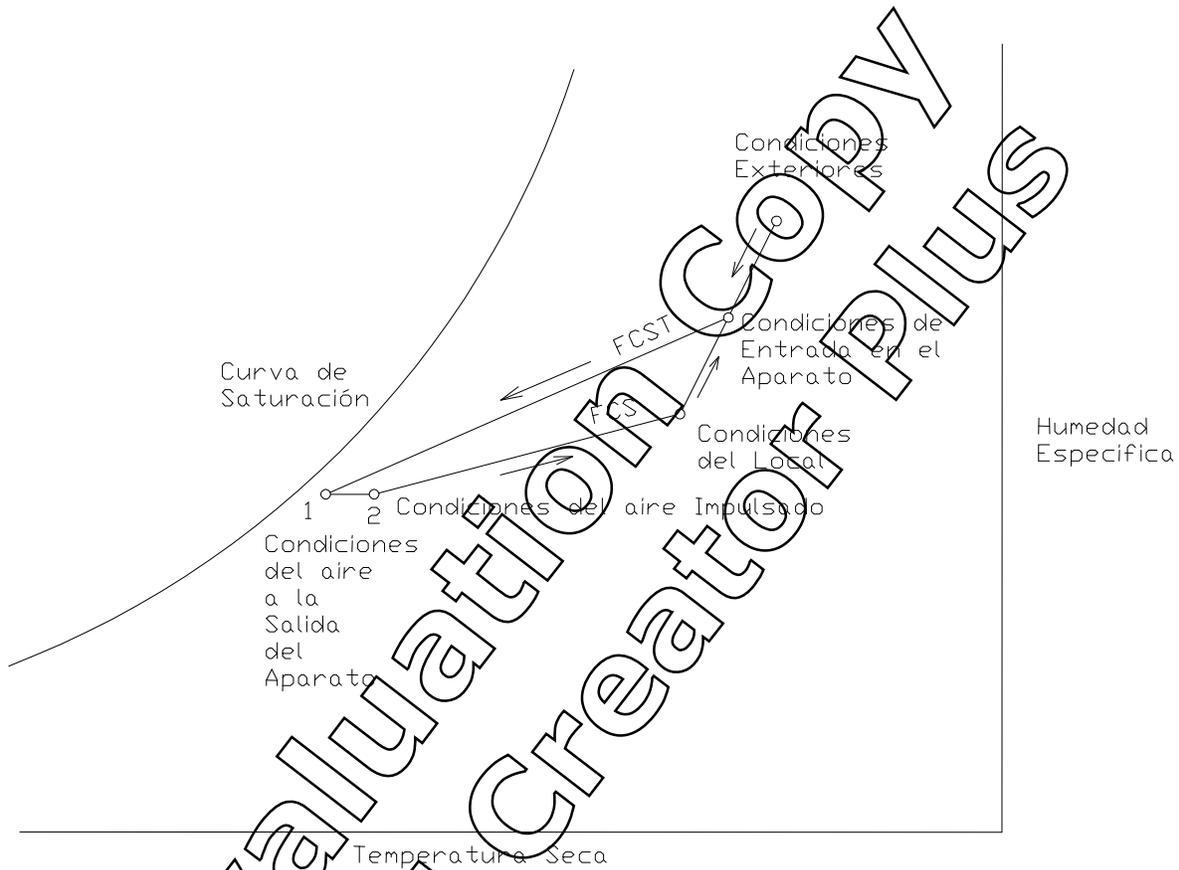


Fig. 5.9. Rectas de FCS y FCST dibujadas en el diagrama psicrométrico con la línea de carga suplementaria.

El punto 1 representa la condición del aire que sale del aparato de acondicionamiento y el punto 2 la del aire suministrado al local. El segmento de la recta (1-2) representa el aumento de la temperatura de la corriente de aire que resulta de la acción del ventilador de la ganancia de calor debida al conducto.

5.6 Capacidad del equipo

De acuerdo con la figura 5.1 se establece que flujo de aire que ingrese al interior del local será aire de retorno y del exterior, las proporciones de uno con respecto al otro se mostraran conforme se desarrollen los cálculos. La Figura 5.10 muestra el diagrama del flujo de aire para el local.

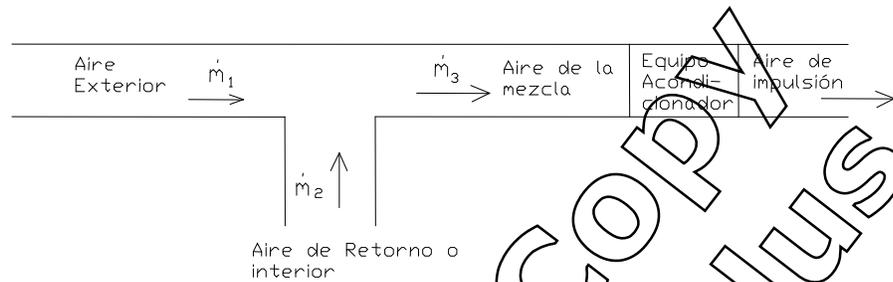


Fig. 5.10. Diagrama del flujo de aire en el local.

5.6.1 Para techo sencillo

Como primer punto y para determinar la cantidad de aire necesario dentro del local se calcula el factor de calor sensible (FCS), entonces, utilizando la ecuación 5.1 se obtiene.

$$FCS = \frac{479,147}{479,147 + 69,156} = \frac{479,147}{548,303} = 0.874$$

De acuerdo a las especificaciones del capítulo 3, punto 3.3.2, nuestro local deberá contar con las siguientes condiciones interiores de temperatura y humedad.

Condiciones interiores (punto 2):

- ✓ $T_{bs} = 21.5 \text{ }^\circ\text{C}$
- ✓ $T_{bh} = 15.0 \text{ }^\circ\text{C}$
- ✓ $T_{rocio} = 10.6 \text{ }^\circ\text{C}$
- ✓ $\Phi = 50\%$

De la carta psicrométrica y con estos datos se obtiene la entalpía h_2 (punto 2, fig. 5.11) cuyo valor es de 14.3 Kcal/Kg aire seco.

A continuación se traza en el diagrama psicrométrico una recta que va desde el punto de referencia hasta el valor del factor de calor sensible calculado. Enseguida se traza una paralela a esa recta que pase por el punto 2 y se prolonga hasta cerca de la línea de

saturación, como se explicó anteriormente los equipos no pueden impulsar aire saturado y por practicidad algunos autores consideran un aire de impulsión con un 90% de humedad relativa, mas adelante (utilizando la ecuación 5.3) veremos que esta consideración mantiene un factor de Bypass dentro de los rangos de aplicación deseados para el proyecto, así entonces, se toma la lectura del aire impulsado (punto 4) a un 90% de humedad, como se muestra en la figura 5.11, este aire de impulsión tiene una entalpía h_4 de 11.5 Kcal/Kg aire seco, las características completas de este aire son:

Condiciones del aire de inyección (punto 4):

- ✓ $T_{bs} = 11.3 \text{ }^\circ\text{C}$
- ✓ $T_{bh} = 10.3 \text{ }^\circ\text{C}$
- ✓ $T_{\text{rocío}} = 9.7 \text{ }^\circ\text{C}$
- ✓ $h_4 = 11.5 \text{ Kcal/Kg aire.}$
- ✓ $\Phi = 90\%$
- ✓ $H = 0.0074 \text{ Kg/ Kg aire.}$

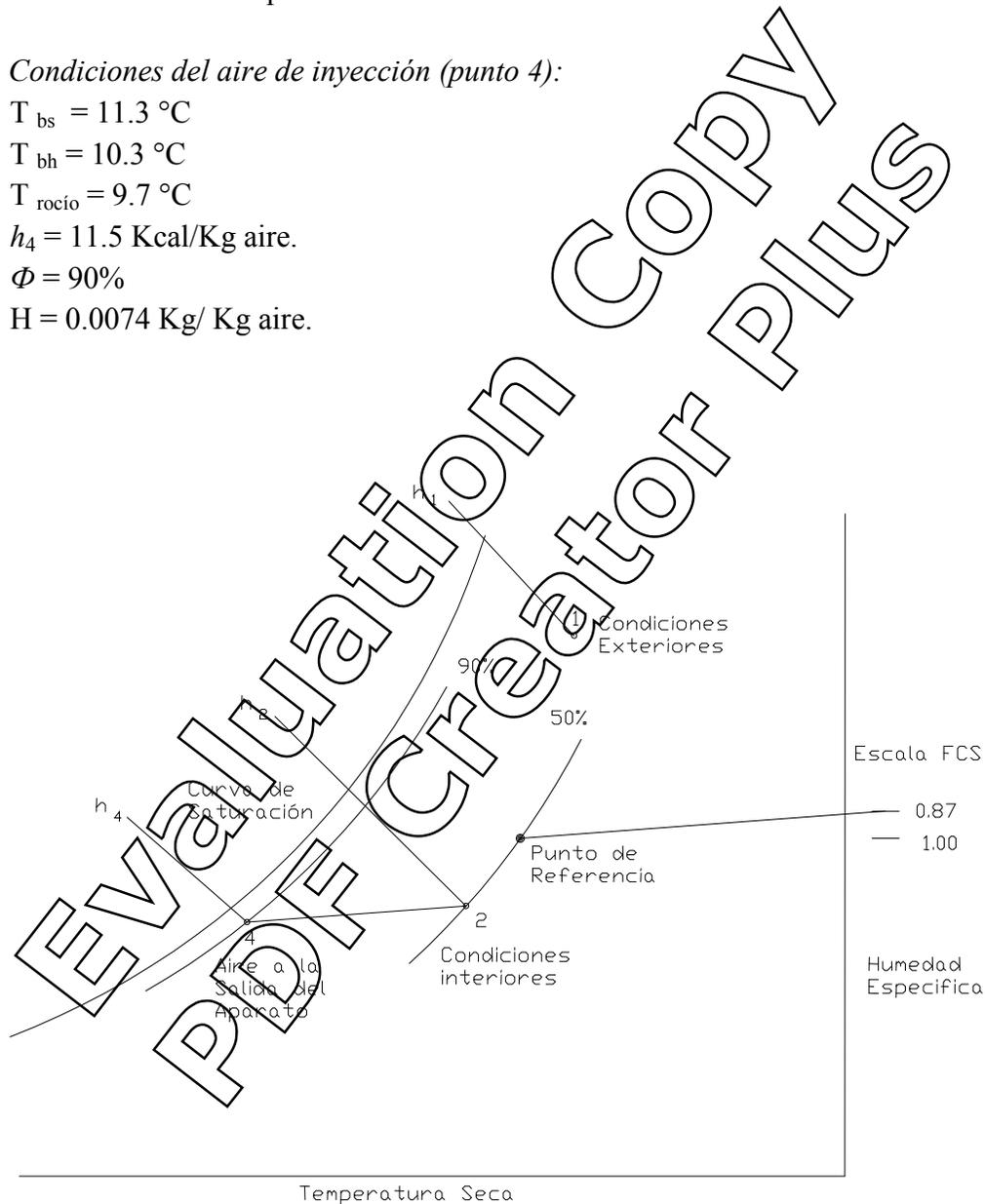


Fig. 5.11 Diagrama psicrométrico que muestra ubicación de las condiciones del proyecto con un FCS de 0.87

En la figura 5.11 también se muestran las condiciones exteriores (punto 1) cuyos valores de acuerdo al capítulo 2, puntos 2.2.1 y 2.2.2 quedan como muestra a continuación.

Condiciones del aire exterior (punto 1):

- ✓ $T_{bs} = 33 \text{ }^\circ\text{C}$
- ✓ $T_{bh} = 27 \text{ }^\circ\text{C}$
- ✓ $T_{rocio} = 25.2 \text{ }^\circ\text{C}$
- ✓ $h_1 = 24.7 \text{ Kcal/Kg aire.}$
- ✓ $\Phi = 63\%$
- ✓ $H = 0.0205 \text{ Kg/ Kg aire.}$

Los puntos 4, 1 y 2 los podemos ver representados en el diagrama psicrométrico como se muestra en la figura 5.11.

De acuerdo a la figura 5.10 la masa de aire 3 (m_3) se origina al mezclar el aire de retorno y el aire de inyección, como se mencionó anteriormente este aire debe ser capaz de mantener las condiciones interiores del local, la cantidad de aire a suministrar para el local viene determinada por la siguiente expresión:

$$q_{Total} = m_3(h_2 - h_4) \quad (5.5)$$

De la ecuación 5.5 obtenemos:

$$m_3 = \frac{q_{Total}}{(h_2 - h_4)} \quad (5.6)$$

Sustituyendo h_4 , h_2 y q_{Total} (tabla 5.2) en la ecuación 5.6 se obtiene la cantidad de aire para el local.

$$m_3 = \frac{548,303 \left[\frac{\text{Kcal}}{\text{h}} \right]}{(14.3 - 11.3) \left[\frac{\text{Kcal}}{\text{Kg aire}} \right]} = 187,767.6 \left[\frac{\text{Kg aire}}{\text{h}} \right]$$

De acuerdo a la tabla 3.5a del capítulo 3 se cuenta con los siguientes valores de aire exterior (m_1) para mantener las condiciones de confort y supresión de olores adecuadamente.

- ✓ Cantidad de aire exterior mínima = 8,839.5 [m³/h]
- ✓ Cantidad de aire exterior recomendable = 11,290 [m³/h]

Si la densidad del aire a 1 Atm. de presión y 21 °C es $\rho = 1.21 \text{ kg/m}^3$, esto significa que el flujo de aire m_1 también se puede escribir como:

Cantidad de aire mínima:

$$m_{1 \text{ min}} = 8839.5 \left[\frac{\text{m}^3}{\text{h}} \right] \times 1.21 \left[\frac{\text{Kg}}{\text{m}^3} \right] = 10695.8 \left[\frac{\text{Kg}}{\text{h}} \right]$$

Cantidad de aire recomendable:

$$m_{1 \text{ rec}} = 11290 \left[\frac{\text{m}^3}{\text{h}} \right] \times 1.21 \left[\frac{\text{Kg}}{\text{m}^3} \right] = 13660.9 \left[\frac{\text{Kg}}{\text{h}} \right]$$

5.6.1.1 Con cantidad de aire mínima

En primer lugar trabajaremos con el flujo de aire exterior mínimo.

Dividiendo $m_{1 \text{ min}}/m_3$ se obtiene la proporción de aire de exterior con respecto a la mezcla, es decir:

$$\frac{m_{1 \text{ min}}}{m_3} = x_1 = \frac{10695.8}{187767.6} = 0.057$$

Esto es que de todo el flujo de aire que se impulse dentro del local solo el 5.7% será aire del exterior.

De acuerdo a la figura 5.10, si

$$m_3 = m_{1 \text{ min}} + m_2 \quad (5.7)$$

Despejando y sustituyendo para encontrar m_2 de 5.7

$$m_2 = m_3 - m_{1 \text{ min}}$$

$$m_2 = 187767.6 - 10695.8$$

$$m_2 = 177071.8 \left[\frac{\text{Kg}_{\text{aire}}}{\text{h}} \right]$$

El balance de masas también se puede expresar de la siguiente manera:

$$\dot{m}_{ext} h_{ext} + \dot{m}_{int} h_{int} = \dot{m}_{mez} h_{mez}$$

ó bien

$$\dot{m}_1 h_1 + \dot{m}_2 h_2 = \dot{m}_3 h_3 \quad (5.8)$$

De la ecuación 5.8 se despeja la entalpía de la mezcla h_3 quedando:

$$h_3 = \frac{\dot{m}_1 h_1 + \dot{m}_2 h_2}{\dot{m}_3} \quad (5.9)$$

Sustituyendo

$$h_3 = \frac{\left(10695 \cdot 8 \left[\frac{\text{Kg aire}}{h}\right]\right) \left(24.7 \left[\frac{\text{Kcal}}{\text{Kg aire}}\right]\right) + \left(177071 \cdot 8 \left[\frac{\text{Kg aire}}{h}\right]\right) \left(14.3 \left[\frac{\text{Kcal}}{\text{Kg aire}}\right]\right)}{187767 \cdot 6 \left[\frac{\text{Kg aire}}{h}\right]}$$

$$h_3 = 14.89 \left[\frac{\text{Kcal}}{\text{Kg aire}}\right]$$

De esta manera la evolución del aire puede representarse en su totalidad en el diagrama psicrométrico, tal como se indica en la figura 5.12.

Para esta cantidad de aire el factor de Bypass puede ser calculado utilizando la ecuación 5.3, prolongando en la figura 5.12 la recta FCST hasta llegar a la línea de saturación, obteniendo así (h_s) con un valor de 10.7 [Kcal/Kg_{aire}], entonces el factor de bypass es igual a:

$$BP = \frac{h_i - h_s}{h_m - h_s} = \frac{h_4 - h_s}{h_3 - h_s} = \frac{11.5 - 10.7}{14.89 - 10.7} = 0.19$$

Este factor de Bypass de 0.19 es recomendado para instalaciones de confort clásico en tiendas grandes o fábricas, según el apéndice C

Así entonces, tenemos que el aire en el estado (3) representa la mezcla de aire exterior (1) y la del aire de retorno (2), este aire (3) pasa por la unidad de aire acondicionadora y su evolución se representa por la línea que va del punto (3) al (4) ó (3-4), como vimos antes, esta pendiente es la llamada línea de FCST, de tal manera que para conocer la capacidad del equipo se utiliza la ecuación 5.10

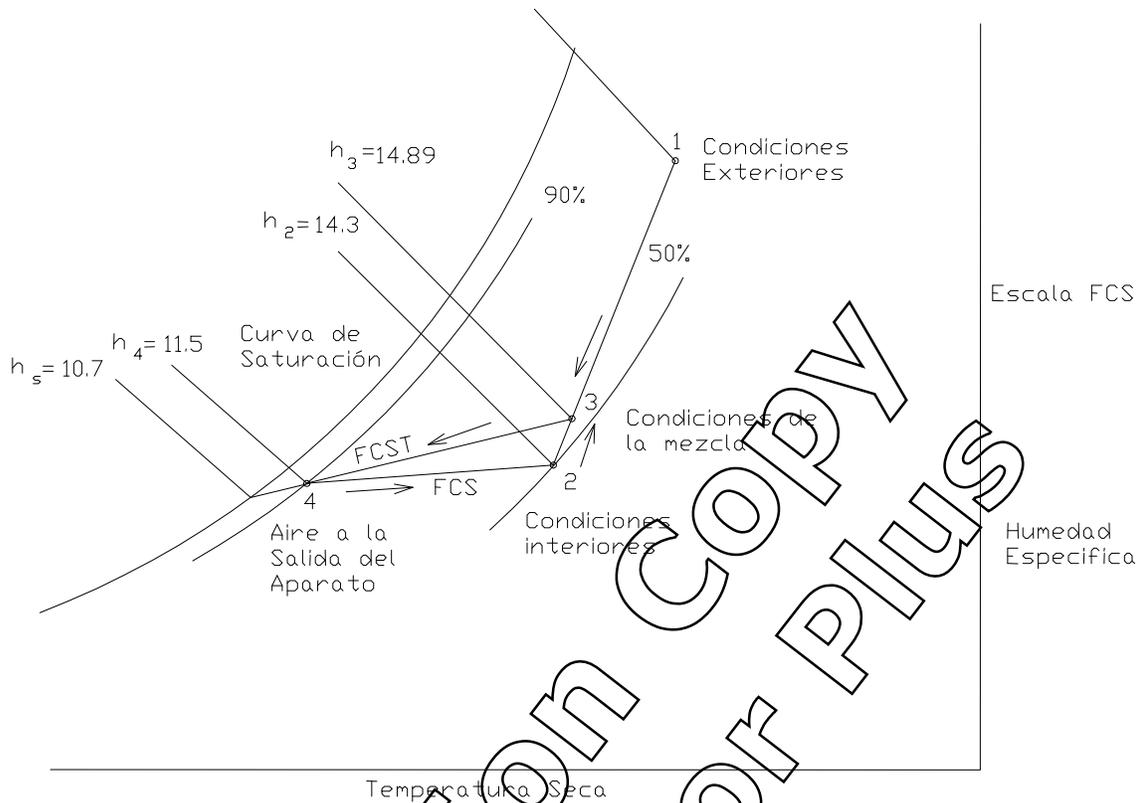


Fig. 5.12 Diagrama psicrométrico que muestra ubicación de las condiciones del flujo de aire a través de la carta.

El aire abandona el aparato en (4) y es impulsado hacia el local donde absorbe calor y humedad, según la línea de transformación que va del punto (4) al (2) ó (4-2), a esta pendiente se le conoce por línea de factor de calor sensible. En general gran parte del aire impulsado vuelve a recogerse, en este caso es el 94.3%, para su mezcla con aire exterior. La mezcla pasa a través de la unidad acondicionadora donde abandona la humedad y calor recibidos con el objeto de mantener las condiciones deseadas.

$$q_{\text{equipo}} = m_3 (h_3 - h_4) \quad (5.10)$$

Sustituyendo valores en 5.10

$$q_{\text{equipo}} = 187767.6 \left[\frac{\text{kg}_{\text{aire}}}{\text{h}} \right] \left(14.89 \left[\frac{\text{Kcal}}{\text{kg}_{\text{aire}}} \right] - 11.5 \left[\frac{\text{Kcal}}{\text{kg}_{\text{aire}}} \right] \right)$$

$$q_{\text{equipo}} = 636,532.16 \left[\frac{\text{Kcal}}{\text{h}} \right]$$

Cuando se derrite una tonelada de hielo absorbe unos 288,000 Btu's ó 72,570 Kcal aproximadamente. Si una tonelada se derrite en 24 horas, absorberá 288,000 Btu/día, o bien 12,000 Btu/h equivalentes a 3023.95 Kcal/h, esto es a lo que se conoce como tonelada de refrigeración. De esta manera si 1 tonelada de refrigeración equivale a 3023.95 Kcal/h se tiene la siguiente transformación.

$$q_{\text{equipo}} = 636,532.16 \left[\frac{\text{Kcal}}{\text{h}} \right] \times \frac{1 [\text{Ton}]}{3023.95 \left[\frac{\text{Kcal}}{\text{h}} \right]}$$

$$q_{\text{equipo}} = 210.49 [\text{Ton}]$$

Es decir, que la capacidad de los equipos deberá ser de 210 [Ton] de refrigeración y deberá recircular aproximadamente el 94.3% del aire del local para apenas lograr mantener las condiciones deseadas de aire interior. A continuación los cálculos para obtener la capacidad del equipo usando la cantidad de aire exterior recomendada.

5.6.1.2 Con cantidad de aire recomendada

Dividiendo $m_{1\text{ rec}}/m_3$ se obtiene la proporción de aire de exterior con respecto al de la mezcla, es decir:

$$\frac{m_{1\text{ rec}}}{m_3} = x_2 = \frac{13660.9}{187767.6} = 0.072$$

Esto es que de todo el flujo de aire que se impulse dentro del local el 7.2% será aire del exterior.

De igual manera de acuerdo a la figura 5.10, tenemos

$$m_3 = m_{1\text{ rec}} + m_2 \quad (5.12)$$

Despejando y sustituyendo para encontrar m_2 de 5.12

$$m_2 = m_3 - m_{1\text{ rec}}$$

$$m_2 = 187767.6 - 13660.9$$

$$m_2 = 174106.7 \left[\frac{\text{Kg}_{\text{aire}}}{\text{h}} \right]$$

El balance de masas se expresa igual que la ecuación 5.8 y despejando de esta ecuación la entalpía de la mezcla h_3 queda:

$$h_3 = \frac{m_1 h_1 + m_2 h_2}{m_3} \quad (5.13)$$

Sustituyendo los nuevos valores de m_1 y m_2 en la ecuación 5.13.

$$h_3 = \frac{\left(13660 \cdot 9 \left[\frac{\text{Kg aire}}{h}\right]\right) \left(24.7 \left[\frac{\text{Kcal}}{\text{Kg aire}}\right]\right) + \left(174106 \cdot 7 \left[\frac{\text{Kg aire}}{h}\right]\right) \left(14.3 \left[\frac{\text{Kcal}}{\text{Kg aire}}\right]\right)}{187767 \cdot 6 \left[\frac{\text{Kg aire}}{h}\right]}$$

$$h_3 = 15.05 \left[\frac{\text{Kcal}}{\text{Kg aire}}\right]$$

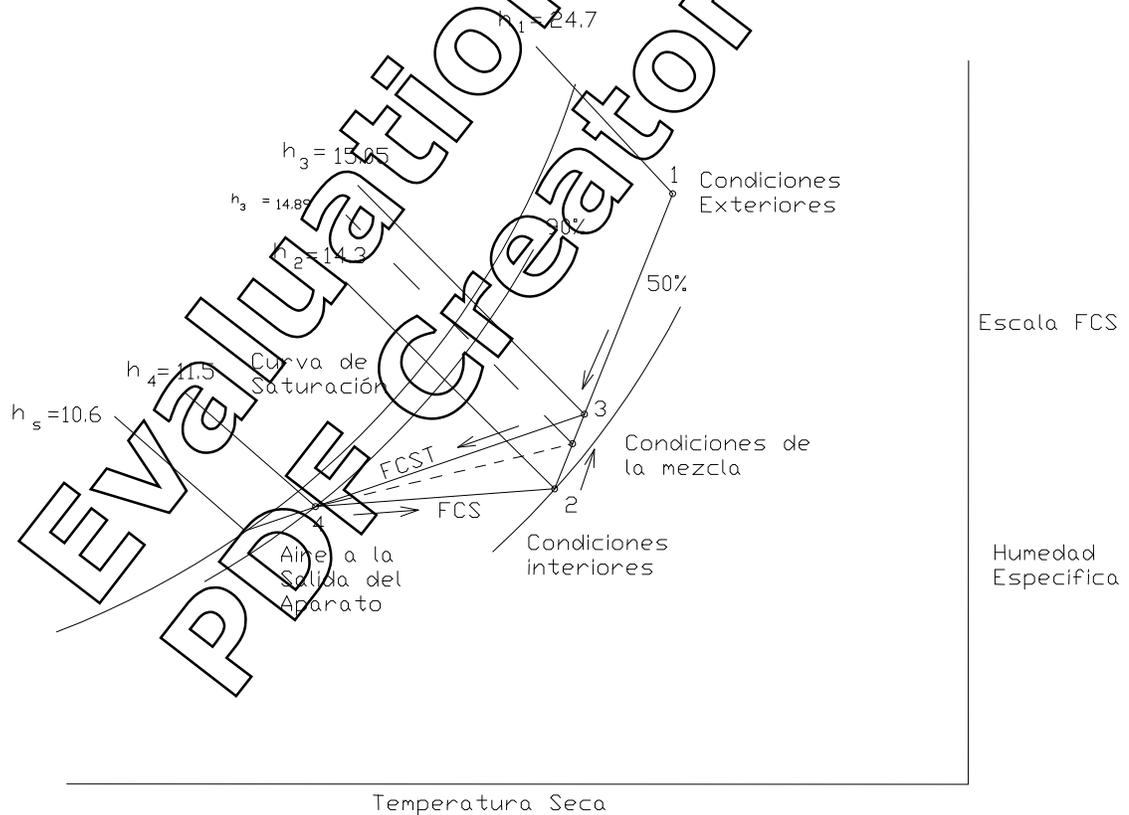


Fig. 5.13 Diagrama psicrométrico que muestra ubicación de las condiciones del flujo de aire a través de la carta, con la entalpía h_3 calculada para un aire exterior del 7.2%.

De esta manera se crea el diagrama de la figura 5.13 en donde se observa la evolución del aire.

Para este caso el factor de Bypass utilizando la ecuación 5.3 es de 0.2 el cual es valido para instalaciones de confort clásico en tiendas grandes o fabricas.

$$BP = \frac{h_i - h_s}{h_m - h_s} = \frac{h_4 - h_s}{h_3 - h_s} = \frac{11.5 - 10.6}{15.05 - 10.6} = 0.20$$

Para el aire exterior recomendado la entalpía de la mezcla evidentemente es mayor con lo cual la capacidad del equipo acondicionador deberá aumentar. Utilizando la ecuación 5.10 se determina la nueva capacidad del equipo.

$$q_{equipo} = 187767.6 \left[\frac{kg_{aire}}{h} \right] \left(15.05 \left[\frac{Kcal}{kg_{aire}} \right] - 11.5 \left[\frac{Kcal}{kg_{aire}} \right] \right)$$

$$q_{equipo} = 666574.98 \left[\frac{Kcal}{h} \right]$$

De igual manera si 1 tonelada de refrigeración equivale a 3023.95 Kcal/h se tiene la siguiente transformación.

$$q_{equipo} = 666574.98 \left[\frac{Kcal}{h} \right] \times \frac{1 [Ton]}{3023.95 \left[\frac{Kcal}{h} \right]}$$

$$q_{equipo} = 220.43 [Ton]$$

Para este caso la capacidad de los equipos deberá ser de 220 [Ton] de refrigeración y recirculará aproximadamente el 92.8% del aire del local para lograr mantener satisfactoriamente las condiciones deseadas.

Prácticamente son 10 toneladas de refrigeración adicionales que garantizan un ambiente más confortable dentro del local.

5.6.2 Para techo con aislamiento

Las tablas 5.1a y 5.2a muestran una importante baja en las ganancias de calores sensibles y totales. Gracias a un análisis por separado de todos los elementos que generan calor hacia el local o dentro del local, se pudo apreciar que en el techo se concentra una gran cantidad de calor que es transmitida, aproximadamente 294,000 [Kcal/h] de las 574,000 [Kcal/h] totales, esto es que el 51 % del calor que eliminarán los aparatos acondicionadores proviene del techo, de ahí que se haga un segundo análisis colocando una capa gruesa de aislante en el techo (ver punto 4.2.1).

Utilizando la ecuación 5.1 y los valores de la tabla 5.2a se obtiene el nuevo factor de calor sensible de la siguiente manera:

$$FCS = \frac{269,058}{269,058 + 69,156} = \frac{269,058}{338,214} = 0.795$$

Las condiciones interiores del capítulo 3, punto 3.3.2 para nuestro local siguen siendo las mismas.

Condiciones interiores (punto 2).

- $T_{bs} = 21.5 \text{ }^\circ\text{C}$
- $T_{bh} = 15.0 \text{ }^\circ\text{C}$
- $T_{rocio} = 10.6 \text{ }^\circ\text{C}$
- $\Phi = 50\%$

De la carta psicrométrica la entalpía h_2 (punto 2, fig. 5.14) es la misma cuyo valor es de 14.3 Kcal/Kg aire seco.

Se traza en el diagrama psicrométrico la recta que va desde el punto de referencia hasta el nuevo valor del factor de calor sensible calculado. Enseguida se traza una paralela a esa recta que pase por el punto 2 y se prolonga hasta cerca de la línea de saturación, se toma la lectura del aire impulsado (punto 4) a un 90% de humedad, como se muestra en la figura 5.14, este aire de impulsión tiene una entalpía h_4 de 11.1 Kcal/Kg aire seco, las características completas de este aire son:

Condiciones del aire de inyección (punto 4):

- $T_{bs} = 10.2 \text{ }^\circ\text{C}$
- $T_{bh} = 9.2 \text{ }^\circ\text{C}$
- $T_{rocio} = 8.2 \text{ }^\circ\text{C}$
- $h_4 = 10.9 \text{ Kcal/Kg aire.}$
- $\Phi = 90\%$
- $H = 0.007 \text{ Kg/ Kg aire.}$

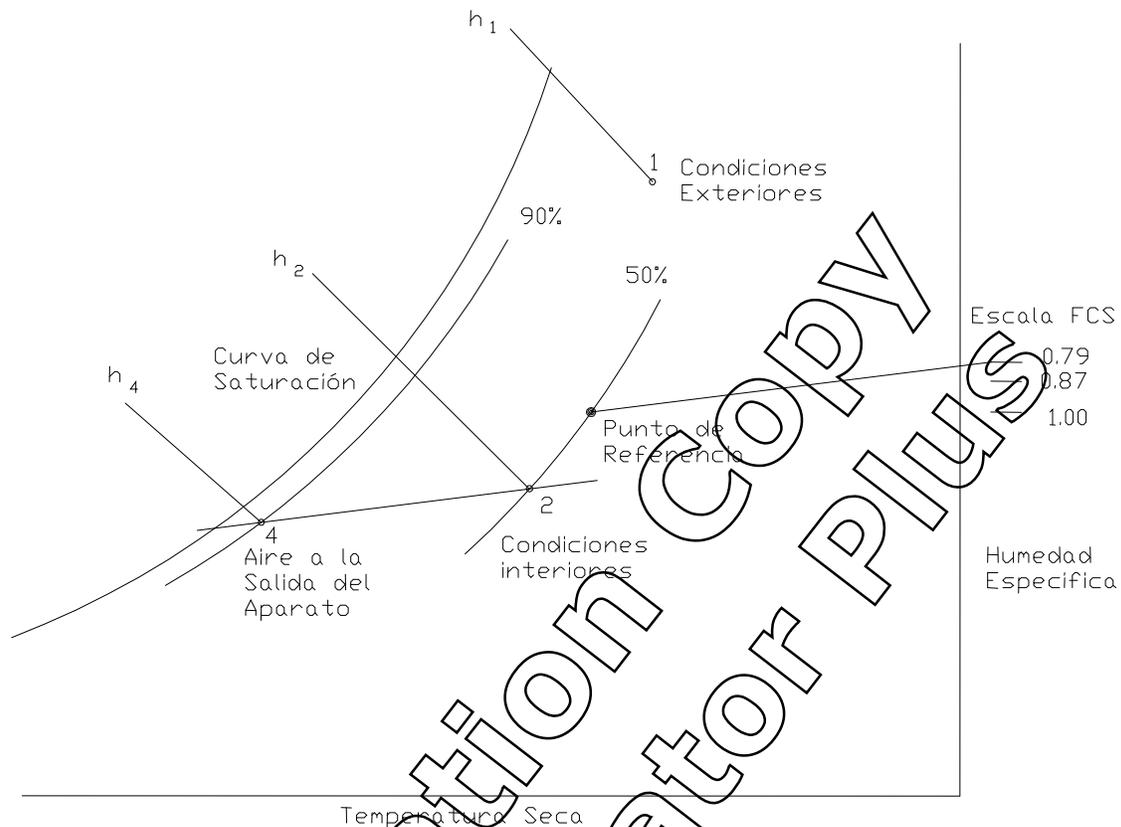


Fig. 5.14 Diagrama psicrométrico que muestra ubicación de las condiciones del proyecto con un FCS de 0.79

En la figura 5.14 también se muestran las condiciones exteriores (punto 1) cuyos valores de acuerdo al capítulo 2, puntos 2.2.1 y 2.2.2 siguen siendo los que a continuación se muestran:

Condiciones del aire exterior (punto 1):

- $T_{bs} = 33^\circ\text{C}$
- $T_{bh} = 27^\circ\text{C}$
- $T_{rocio} = 25.2^\circ\text{C}$
- $h_1 = 24.7 \text{ Kcal/Kg aire.}$
- $\Phi = 63\%$
- $H = 0.0205 \text{ Kg/ Kg aire.}$

Ya sabemos que la masa de aire 3 (m_3) se origina al mezclar el aire de retorno y el aire de inyección (figura 5.10), como se mencionó anteriormente este aire debe ser capaz de mantener las condiciones interiores del local, la cantidad de aire a suministrar para el local viene determinada por la ecuación 5.6, sustituyendo valores se obtiene:

$$m_3 = \frac{338214 \left[\frac{\text{Kcal}}{\text{h}} \right]}{(14.3 - 10.9) \left[\frac{\text{Kcal}}{\text{Kg aire}} \right]} = 99,474.70 \left[\frac{\text{Kg aire}}{\text{h}} \right]$$

Las cantidades de aire exterior mínimas y recomendadas permanecen sin cambios:

Cantidad de aire mínima:

$$m_{1 \text{ min}} = 8839.5 \left[\frac{\text{m}^3}{\text{h}} \right] \times 1.21 \left[\frac{\text{Kg}}{\text{m}^3} \right] = 10695.8 \left[\frac{\text{Kg}}{\text{h}} \right]$$

Cantidad de aire recomendable:

$$m_{1 \text{ rec}} = 11290 \left[\frac{\text{m}^3}{\text{h}} \right] \times 1.21 \left[\frac{\text{Kg}}{\text{m}^3} \right] = 13660.9 \left[\frac{\text{Kg}}{\text{h}} \right]$$

5.6.2.1 Con cantidad de aire mínima

Dividiendo $m_{1 \text{ min}}/m_3$ se obtiene la proporción de aire de exterior con respecto al de la mezcla, es decir:

$$\frac{m_{1 \text{ min}}}{m_3} = x_1 = \frac{10695.8}{99474.7} = 0.107$$

Ahora de todo el flujo de aire que se impulse dentro del local el 10.7% será aire del exterior.

Utilizando la ecuación 5.7 se puede encontrar el flujo de aire (m_2).

$$m_2 = m_3 - m_{1 \text{ min}}$$

$$m_2 = 99474.7 - 10695.8$$

$$m_2 = 88,778.90 \left[\frac{\text{Kg aire}}{\text{h}} \right]$$

De la ecuación 5.8 se despeja la entalpía de la mezcla h_3 quedando:

$$h_3 = \frac{m_1 h_1 + m_2 h_2}{m_3} \quad (5.9)$$

Sustituyendo

$$h_3 = \frac{\left(10,695.8 \left[\frac{\text{Kg aire}}{h}\right]\right) \left(24.7 \left[\frac{\text{Kcal}}{\text{Kg aire}}\right]\right) + \left(88,778.9 \left[\frac{\text{Kg aire}}{h}\right]\right) \left(14.3 \left[\frac{\text{Kcal}}{\text{Kg aire}}\right]\right)}{99,474.7 \left[\frac{\text{Kg aire}}{h}\right]}$$

$$h_3 = 15.41 \left[\frac{\text{Kcal}}{\text{Kg aire}}\right]$$

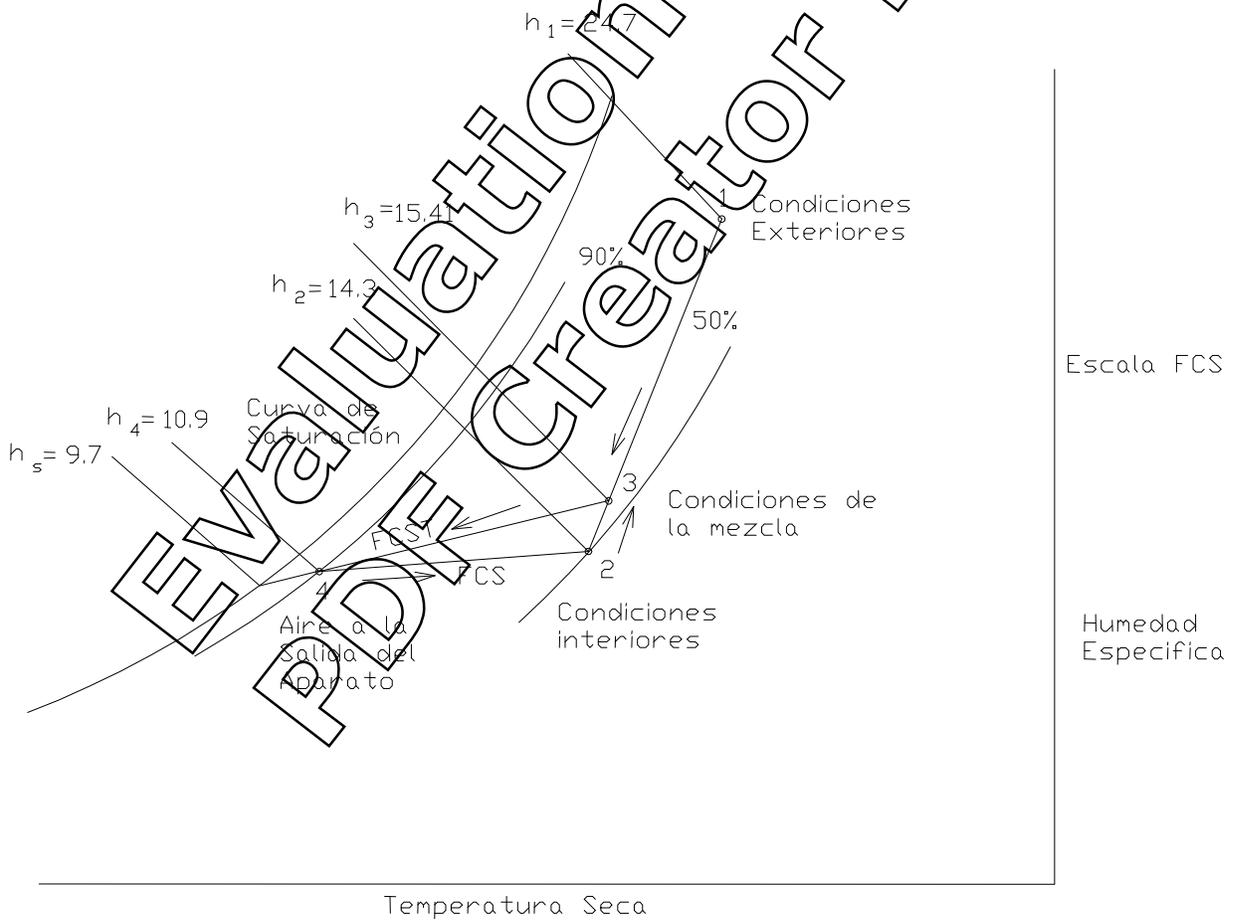


Fig. 5.15 Diagrama psicrométrico que muestra ubicación de las condiciones del flujo de aire a través de la carta.

De esta manera la evolución del aire puede representarse en su totalidad en el diagrama psicrométrico, tal como se indica en la figura 5.15.

Para esta cantidad de aire el factor de Bypass puede ser calculado utilizando la ecuación 5.3, de la figura 5.15 se obtiene h_s , quedando de la siguiente manera:

$$BP = \frac{h_i - h_s}{h_m - h_s} = \frac{h_4 - h_s}{h_3 - h_s} = \frac{10.9 - 9.7}{15.41 - 9.7} = 0.21$$

Este valor de factor de Bypass corresponde a un balance térmico relativamente pequeño con algo de calor sensible, aplicable a tiendas pequeñas, lo cual no corresponde a nuestro proyecto, de tal manera que para disminuir el factor se tendrá que suponer un aire de impulsión mas cercano a la línea de saturación, ver punto 5.6.3.

Sustituyendo valores en la ecuación 5.10 la capacidad del equipo:

$$q_{equipo} = 99,474.70 \left[\frac{kg_{aire}}{h} \right] [15.41] \left[\frac{Kcal}{kg_{aire}} \right] - 10.9 \left[\frac{Kcal}{kg_{aire}} \right]$$

$$q_{equipo} = 448,630.89 \left[\frac{Kcal}{h} \right]$$

Transformando a toneladas:

$$q_{equipo} = 448,630.89 \left[\frac{Kcal}{h} \right] \times \frac{1 [Ton]}{3023.95 \left[\frac{Kcal}{h} \right]}$$

$$q_{equipo} = 148.35 [Ton]$$

Es decir, que la capacidad de los equipos se ve reducida de 210 a 148 [Ton] de refrigeración y ahora en vez de recircular aproximadamente el 94.3% lo hará con el 89.3%, y no es que se requiera más aire exterior, sino que la cantidad de aire total que requiere el local (m_3) disminuyó. A continuación los cálculos para obtener la capacidad del equipo usando la cantidad de aire exterior recomendada.

5.6.2.2 Con cantidad de aire recomendada

Dividiendo $m_{1\text{ rec}}/m_3$ se obtiene la proporción de aire de exterior con respecto al de la mezcla, es decir:

$$\frac{m_{1\text{ rec}}}{m_3} = x_2 = \frac{13660.9}{99,474.7} = 0.137$$

Ahora del exterior se estará impulsando el 13.7% de aire y el 86.2% será de recirculación.

De la ecuación 5.12 obtenemos:

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_3 - \dot{m}_{1\text{ rec}}$$

$$\dot{m}_2 = 99,474.7 - 13660.9$$

$$\dot{m}_2 = 85,813.8 \left[\frac{\text{Kg aire}}{\text{h}} \right]$$

Sustituyendo los nuevos valores en la ecuación 5.13

$$h_3 = \frac{\left(13660.9 \left[\frac{\text{Kg aire}}{\text{h}} \right] \right) \left(24.7 \left[\frac{\text{Kcal}}{\text{Kg aire}} \right] \right) + \left(85,813.8 \left[\frac{\text{Kg aire}}{\text{h}} \right] \right) \left(14.3 \left[\frac{\text{Kcal}}{\text{Kg aire}} \right] \right)}{99,474.7 \left[\frac{\text{Kg aire}}{\text{h}} \right]}$$

$$h_3 = 15.72 \left[\frac{\text{Kcal}}{\text{Kg aire}} \right]$$

De esta manera se crea el diagrama de la figura 5.16 en donde se observan los nuevos valores en el diagrama psicrométrico.

Para este caso el factor de Bypass utilizando la ecuación 5.3 es de 0.21 el cual no es recomendable para instalaciones de confort grandes, sin embargo las condiciones deseadas dentro del local se logran sin problema, al final de este capítulo se verá que un factor de bypass pequeño no aumenta en casi nada la capacidad de los equipos acondicionadores, dando la opción al cliente de escoger el que mas le convenga de acuerdo al precio y sus necesidades.

$$BP = \frac{h_i - h_s}{h_m - h_s} = \frac{h_4 - h_s}{h_3 - h_s} = \frac{10.9 - 9.6}{15.72 - 9.6} = 0.21$$

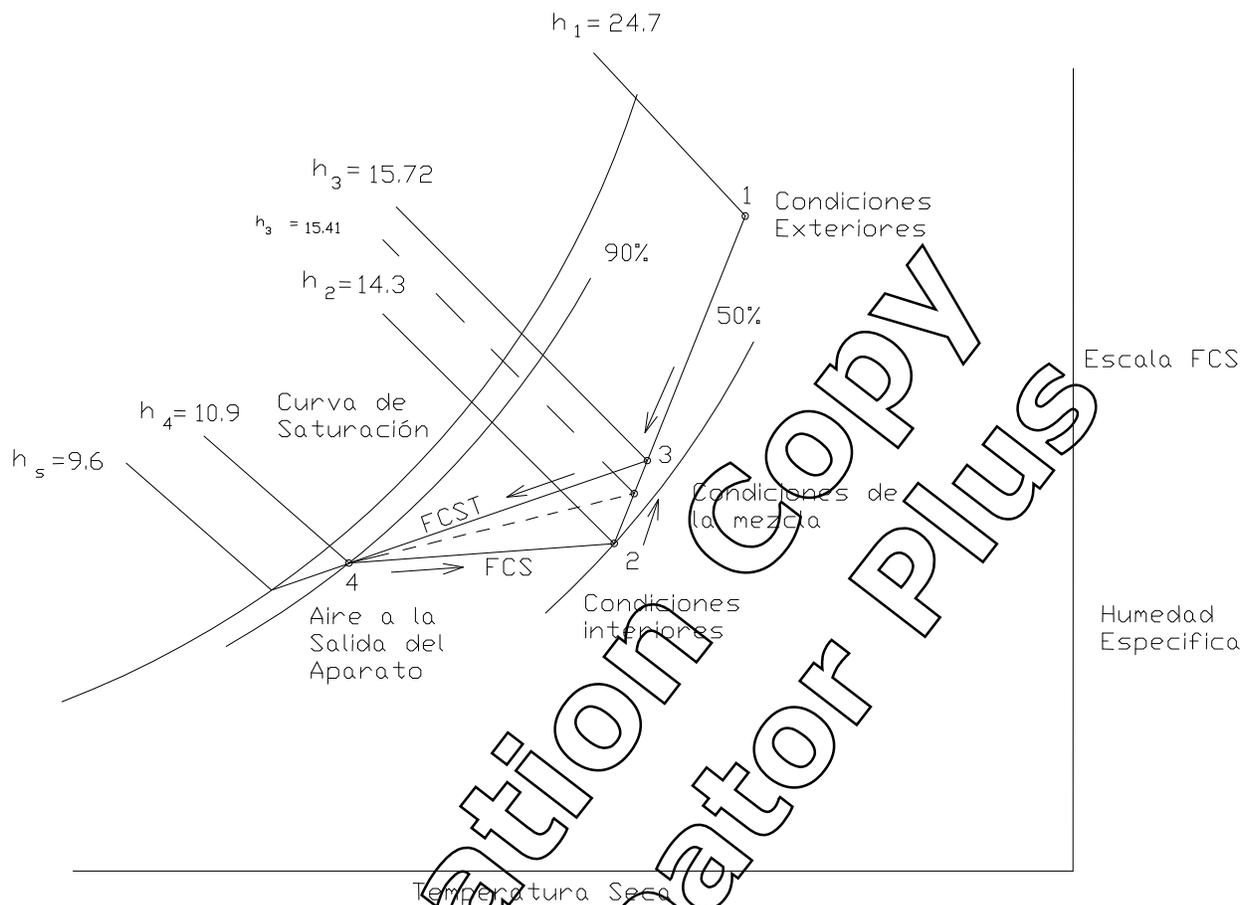


Fig. 5.16 Diagrama psicrométrico que muestra ubicación de las condiciones del flujo de aire a través de la carta, con la entalpía h_3 calculada para un aire exterior del 7.2%.

Para el aire exterior recomendado la entalpía de la mezcla evidentemente es mayor con lo cual la capacidad del equipo acondicionador deberá aumentar. Utilizando la ecuación 5.10 se determina la nueva capacidad del equipo.

$$q_{\text{equipo}} = 99,474.7 \left[\frac{\text{kg aire}}{h} \right] \left(15.72 \left[\frac{\text{Kcal}}{\text{kg aire}} \right] - 10.9 \left[\frac{\text{Kcal}}{\text{kg aire}} \right] \right)$$

$$q_{\text{equipo}} = 479,468.05 \left[\frac{\text{Kcal}}{h} \right]$$

De igual manera si 1 tonelada de refrigeración equivale a 3023.95 Kcal/h se tiene la siguiente transformación.

$$q_{\text{equipo}} = 479,468.05 \left[\frac{\text{Kcal}}{\text{h}} \right] \times \frac{1 \text{ [Ton]}}{3023.95 \left[\frac{\text{Kcal}}{\text{h}} \right]}$$

$$q_{\text{equipo}} = 158.55 [\text{Ton}]$$

Para este caso la capacidad de los equipos deberá ser de 159 [Ton] de refrigeración y recirculará aproximadamente el 86.27% del aire del local para lograr mantener satisfactoriamente las condiciones deseadas.

De igual manera que en el caso anterior, se requieren aproximadamente 10 toneladas de refrigeración adicionales para garantizar un ambiente más confortable dentro del local.

5.6.3 Para techo con aislamiento y factor de Bypass pequeño.

Menor caudal de aire, y por lo tanto ventilador y motor de menos potencia; mayor superficie de intercambio y tuberías más pequeñas, son algunas de las consideraciones que un factor de bypass pequeño tiene. De acuerdo la figura 5.7 el factor de bypass puede cambiar de posición paralelamente a la línea de FCST de acuerdo al tipo de equipo que se utilice.

Siguiendo la figura 5.16 se traza una paralela a FCST obteniéndose los siguientes valores de h_i , h_m y h_s , como se observa en la figura 5.17

$$BP = \frac{h_i - h_s}{h_m - h_s} = \frac{h_4 - h_s}{h_3 - h_s} = \frac{10.7 - 10.2}{15.9 - 10.2} = 0.087$$

Este factor de bypass es aplicable para cuando se tienen ganancias sensibles muy grandes, como tiendas de supermercado, restaurantes, fábricas y nuestro local, el cual según la tabla 5.2a el 79.5% representa ganancias sensibles (ver apéndice C).

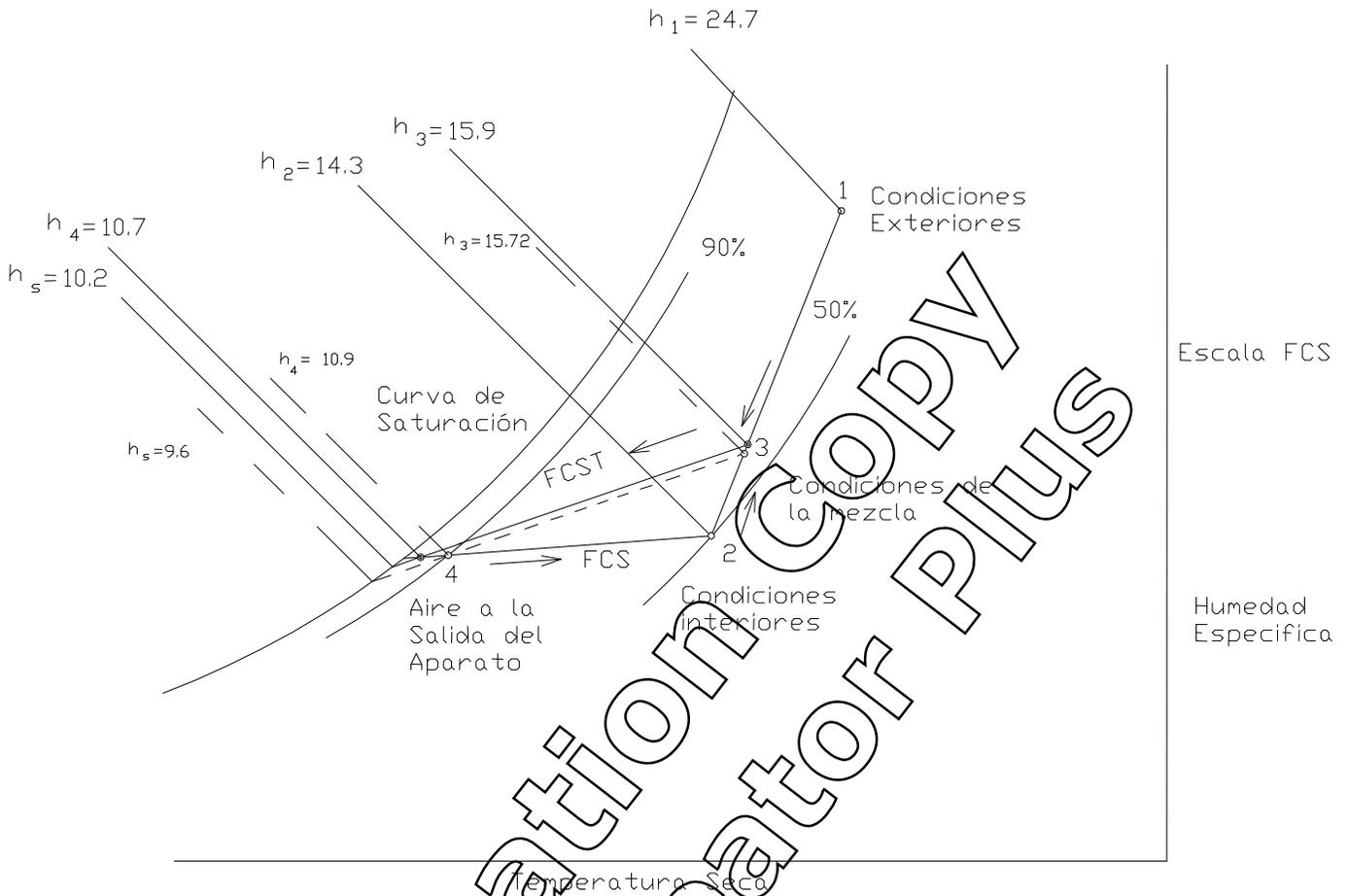


Fig. 5.17 Diagrama psicométrico que muestra ubicación de las condiciones del flujo de aire a través de la carta, con un factor de bypass de 0.087

La cantidad de aire necesario ahora es diferente, sin embargo, las cantidades de calor sensible y latente siguen siendo las mismas, esto es, que el factor de calor sensible es:

$$FCS = \frac{269,058}{269,058 + 69,156} = \frac{269,058}{338214} = 0.795$$

Nuestro local sigue manteniendo las siguientes condiciones interiores de temperatura y humedad.

Condiciones interiores (punto 2) ver fig. 5.17:

- $T_{bs} = 21.5 \text{ }^\circ\text{C}$
- $T_{bh} = 15.0 \text{ }^\circ\text{C}$
- $T_{rocio} = 10.6 \text{ }^\circ\text{C}$
- $\Phi = 50\%$
- $h_2 = 14.3[\text{Kcal}/\text{Kg}_{aire}]$

Ahora el nuevo aire impulsado del aparato contiene las siguientes características.

Condiciones del aire de inyección (punto 4) ver fig. 5.17:

- $T_{bs} = 9.6 \text{ }^\circ\text{C}$
- $T_{bh} = 9.1 \text{ }^\circ\text{C}$
- $T_{rocio} = 8.7 \text{ }^\circ\text{C}$
- $h_4 = 10.7 \text{ Kcal}/\text{Kg aire.}$
- $\Phi = 94\%$
- $H = 0.0070 \text{ Kg}/\text{Kg aire.}$

Las condiciones del aire exterior se mantienen sin cambios

Condiciones del aire exterior (punto 1) ver fig. 5.17:

- $T_{bs} = 33 \text{ }^\circ\text{C}$
- $T_{bh} = 27 \text{ }^\circ\text{C}$
- $T_{rocio} = 25.2 \text{ }^\circ\text{C}$
- $h_1 = 24.7 \text{ Kcal}/\text{Kg aire.}$
- $\Phi = 63\%$
- $H = 0.0205 \text{ Kg}/\text{Kg aire.}$

Utilizando la ecuación 5.6 podemos determinar la cantidad de aire total (m_3) que requerirá el local.

$$m_3 = \frac{q_{Total}}{(h_2 - h_4)}$$

Sustituyendo h_4 , h_2 y q_{Total}

$$m_3 = \frac{338,214 \left[\frac{\text{Kcal}}{h} \right]}{(14.3 - 10.7) \left[\frac{\text{Kcal}}{\text{Kg}_{aire}} \right]} = 93,948.33 \left[\frac{\text{Kg}_{aire}}{h} \right]$$

Como ya hemos visto es conveniente trabajar con la cantidad de aire exterior recomendada, ya que los equipos solo requieren aumentar su capacidad en 10 toneladas aproximadamente.

Cantidad de aire recomendable:

$$m_{1 \text{ rec}} = 11290 \left[\frac{m^3}{h} \right] \times 1.21 \left[\frac{Kg}{m^3} \right] = 13660.9 \left[\frac{Kg}{h} \right]$$

Dividiendo $m_{1 \text{ rec}}/m_3$ se obtiene la proporción de aire de exterior con respecto al de la mezcla, es decir:

$$\frac{m_{1 \text{ rec}}}{m_3} = x_2 = \frac{13660.9}{93,948.33} = 0.145$$

Esto es que de todo el flujo de aire que se impulse dentro del local el 14.5% será aire del exterior.

De la ecuación 5.7 se despeja m_2 y sustituye en valores:

$$m_2 = m_3 - m_{1 \text{ rec}}$$

$$m_2 = 93,948.33 - 13,660.9$$

$$m_2 = 80,287.43 \left[\frac{Kg_{\text{aire}}}{h} \right]$$

Sustituyendo en 5.9 se obtiene:

$$h_3 = \frac{\left(13,660.9 \left[\frac{Kg_{\text{aire}}}{h} \right] \right) \left(24.7 \left[\frac{Kcal}{Kg_{\text{aire}}} \right] \right) + \left(80,287.43 \left[\frac{Kg_{\text{aire}}}{h} \right] \right) \left(14.3 \left[\frac{Kcal}{Kg_{\text{aire}}} \right] \right)}{93,948.33 \left[\frac{Kg_{\text{aire}}}{h} \right]}$$

$$h_3 = 15.81 \left[\frac{Kcal}{Kg_{\text{aire}}} \right]$$

Gráficamente en la figura 5.17 se obtuvo una entalpía h_3 igual a 15.9 [Kcal/Kg_{aire}], realizando los cálculos necesarios h_3 adquiere un valor real 15.81 [Kcal/Kg_{aire}], la entalpía es casi la misma que la obtenida gráficamente.

Este análisis produce un factor de bypass de 0.089 cuyo valor es característico para el tipo de aplicación que desea el proyecto

$$BP = \frac{h_i - h_s}{h_m - h_s} = \frac{h_4 - h_s}{h_3 - h_s} = \frac{10.7 - 10.2}{15.81 - 10.2} = 0.089$$

Para este caso el 85.5% del aire impulsado vuelve a recogerse para su mezcla con aire exterior. La mezcla pasa a través de la unidad acondicionadora donde abandona el calor recibido con el objeto de mantener las condiciones deseadas.

Sustituyendo valores en 5.10

$$q_{\text{equipo}} = 93,948.33 \left[\frac{\text{kg}_{\text{aire}}}{h} \right] (15.81 \left[\frac{\text{Kcal}}{\text{kg}_{\text{aire}}} \right] - 10.7 \left[\frac{\text{Kcal}}{\text{kg}_{\text{aire}}} \right])$$

$$q_{\text{equipo}} = 480,075.96 \left[\frac{\text{Kcal}}{h} \right]$$

Como una tonelada de refrigeración equivale a 3023.95 Kcal/h se tiene la siguiente transformación.

$$q_{\text{equipo}} = 534,173.5 \left[\frac{\text{Kcal}}{h} \right] \times \frac{1 \text{ [Ton]}}{3023.95 \left[\frac{\text{Kcal}}{h} \right]}$$

$$q_{\text{equipo}} = 158.75 \text{ [Ton]}$$

Es decir, que la capacidad de los equipos deberá ser de 159 [Ton] de refrigeración y recirculará aproximadamente el 85.5% del aire del local para mantener las condiciones deseadas.

5.7 Conclusiones

La *infiltración* es un evento que ocurre cuando el aire del exterior entra a un local y tiene que ser enfriado y deshumedecido para mantener el nivel deseado de comodidad. Un alto nivel de infiltración resulta en desperdicio y pudiera resultar en un aumento en los costos anuales de enfriamiento del recinto.

En este capítulo se habló de la infiltración como otra fuente de ganancia de calor y de como evitarla manteniendo dentro del local una presión mayor que en el exterior de aproximadamente de 5 mm columna de agua. La infiltración se refiere al movimiento del aire que busca encontrar una vía de entrada a un local que ofrezca la mínima resistencia, las ranuras que existen alrededor de las puertas y ventanas proporcionan una entrada fácil. Eliminar la infiltración es de gran importancia ya que en locales mal sellados se puede introducir hasta un 10% de aire no deseado, aire por el cual se tendrá que pagar para enfriarlo y difícilmente se tendrá el control para alcanzar las condiciones de confort preestablecidas. Así entonces, trabajando con una sobrepresión dentro del local se consigue:

✓ ***Ganancia por infiltración = 0.0 [Kcal/h]***

A diferencia de la infiltración, la *ventilación* es controlable y es parte de las condiciones del proyecto, una deficiente cantidad de aire fresco genera el llamado edificio enfermo. Existen varios síntomas que se relacionan con una deficiente calidad del aire en el interior de un local como son el dolor de cabeza, mareos, náuseas, fatiga, piel seca, irritación de ojos, congestión de senos nasales y tos. Como en el proyecto no aumenta considerablemente (solamente 10 toneladas) la capacidad de los equipos al trabajar con la cantidad de aire recomendada se concluye que esta es la mejor opción descartando la cantidad de aire mínima. No hay que olvidar que un aire de pobre calidad provoca discomfort, pudiendo desencadenar reacciones psicológicas complejas, cambios de humor, de estado de ánimo y dificultades en las relaciones interpersonales, además de los síntomas antes mencionados, por estas razones se concluye trabajar con la cantidad de aire recomendada:

✓ ***Ventilación = 13,660.9 [Kg_{aire}/hora]***

De primera instancia al sumar todas las ganancias de calor se obtuvo una cantidad elevada calor producto del techo, de tal manera que se busco reducir la ganancia que este originaba colocando una capa gruesa de aislante (2 pulgadas de unicel), la reducción que se logra es significativamente importante siendo esta de alrededor del 41% en la suma total, mas de dos quintas partes del total de las ganancias, la cual se ve reflejada al momento de calcular la capacidad de los equipos.

De las tablas 5.2 y 5.2 a se obtienen las siguientes cifras para el estudio:

- ✓ **Ganancia total = 574,685 [Kcal/h]**
- ✓ **Ganancia total para techo con aislamiento = 338,214 [Kcal/h]**

Para poder calcular la cantidad de aire que requiere el local se utiliza la psicrometría como herramienta de análisis, siendo los factores de calor sensible, sensible total y de bypass como los mas importantes conceptos a utilizar en los diagramas psicrométricos. En pocas palabras el termino factor de calor sensible significa la razón aritmética del calor real sensible al calor total, en donde el calor total es la suma del calor sensible y del calor latente. El factor de calor sensible total es la relación entre el calor sensible total y el balance térmico de la instalación, incluyendo todas las cargas de calor sensible y latente que proceden del aire exterior. El factor de bypass se considera como la representación del porcentaje de aire que pasa a través de la unidad sin sufrir ningún cambio. La capacidad de los equipos de acondicionamiento depende de todas las variables que en capítulos anteriores fueron definiéndose, finalmente se realizaron tres análisis diferentes en los que se trabaja con cantidades de aire recomendada y mínima, arrojando los siguientes resultados:

Las condiciones interiores (punto 2) y exteriores (punto 1) son las mismas para cualquier caso.

Condiciones interiores (Punto 2)

- ✓ $T_{bs} = 21.5 \text{ }^\circ\text{C}$
- ✓ $T_{bh} = 15.0 \text{ }^\circ\text{C}$
- ✓ $T_{rocio} = 10.6 \text{ }^\circ\text{C}$
- ✓ $\Phi = 50\%$
- ✓ $h_2 = 14.3 \text{ Kcal/Kg aire seco}$

Estas son las condiciones internas a las cuales fueron definidas en el punto 3.3.2 de acuerdo a la carta de comodidad y a la sensación térmica que se desea dentro del lugar.

Condiciones exteriores (Punto 1)

- ✓ $T_{bs} = 33 \text{ }^\circ\text{C}$
- ✓ $T_{bh} = 27 \text{ }^\circ\text{C}$
- ✓ $T_{rocio} = 25.2 \text{ }^\circ\text{C}$
- ✓ $h_1 = 24.7 \text{ Kcal/Kg aire}$
- ✓ $\Phi = 63\%$

De acuerdo a la ubicación del inmueble se pueden obtener las condiciones climáticas a las que estará sometido el local, en el punto 2.2.1 y 2.2.2 se definieron las temperaturas y humedades con las que se realiza el análisis.

En la tabla 5.3 se muestran en resumen los puntos faltantes (3) y (4) para los diferentes casos, siendo el identificado como (a) al del techo sin aislamiento, (b) techo con aislamiento y (c) al techo con aislamiento considerando un factor de bypass pequeño (0.089).

Tabla 5.3. Valores de los puntos (3) y (4) ubicados en la carta psicrométrica para cada caso analizado

Punto		Concepto	Caso (a)	Caso (b)	Caso (c)
Condiciones de Inyección (punto 4)		T_{bs} [°C]	11.3	10.2	9.6
		T_{bh} [°C]	10.3	9.2	9.1
		T_{rocio} [°C]	9.7	8.2	8.7
		Entalpía (h_4) [Kcal/Kg _{aire}]	11.5	10.9	10.7
		Humedad Relativa (Φ) [%]	90	90	94
Condiciones de la mezcla (punto 3)	Con aire mínimo	T_{bs} [°C]	22.2	22.7	-----
		T_{bh} [°C]	15.8	16.5	-----
		T_{rocio} [°C]	12	13.1	-----
		Entalpía (h_4) [Kcal/Kg _{aire}]	14.89	15.41	-----
		Humedad Relativa (Φ) [%]	52	54	-----
	Con aire recomendado	T_{bs} [°C]	22.4	23	23.4
		T_{bh} [°C]	16	17	17.2
		T_{rocio} [°C]	12.1	13.3	13.5
		Entalpía (h_4) [Kcal/Kg _{aire}]	15.05	15.72	15.81
		Humedad Relativa (Φ) [%]	53	55	56

Esta tabla (5.3) nos muestra cifras que a lo largo de este capítulo se fueron plasmando en los diagramas psicrométricos y que ahora las podemos ver concentradas en una tabla, sin embargo aun así es difícil percibir cual caso es mejor y porque, la explicación de cada uno de estos puntos viene en el capítulo 6.

Capítulo 6

Conclusiones

Como primera parte de este trabajo se determinaron las condiciones climatológicas existentes en Acapulco de Juárez para verano, por ser la época del año que registra las mayores temperaturas; la humedad y las temperaturas de bulbo seco y bulbo húmedo son los factores más importantes que determinan las condiciones del proyecto. Realizando la investigación se encontraron temperaturas de bulbo seco que oscilan alrededor de los 33°C con humedades relativas del 63%. Con estos datos se investigo que tan seguro es para las personas practicar alguna actividad física al aire libre y se encontró un indicador llamado índice de calor que ayudó a concluir que practicar el patinaje al aire libre puede resultar una actividad de alto riesgo, originando golpes de calor o ataques de insolación, calambres y agotamiento. De esta manera se opta por proyectar un inmueble cerrado el cual proteja a las personas del clima, además este local debe de contar con unas condiciones climáticas agradables para todos, o sino, para la gran mayoría, una manera muy fácil de saber que tan cómodo esta el clima para las personas es mediante el uso de un indicador, llamado índice de comodidad el cual al introducir los datos de temperatura y humedad, el índice estima que tan cómodo esta el ambiente para las personas, realizando las operaciones se encontró que para un día de verano en Acapulco la transpiración corporal se vuelve muy difícil y por lo tanto nos sentimos incómodos, de esta forma podemos concluir que nuestra pista de hielo tendrá que estar en un ambiente cerrado y climatizado para garantizar el confort y la seguridad de las personas.

Como hemos visto la ubicación es importante, lo mismo que la orientación del local. De acuerdo a un mapa de Acapulco de Juárez (figura 2.3) se propone una ubicación la cual estará orientada hacia el sur y cuya latitud norte será de 20° para optimizar los cálculos.

La Ingeniería busca crear e innovar, en el capítulo 2 se justifica ampliamente en base a un muy breve análisis económico el porque es mucho mejor proponer una pista de hielo sintético, además de eliminar por completo los costos de operación y mantenimiento, una pista de hielo sintética es 100 % ecológica y no gasta agua, luz ni diesel, no hace ruido y siempre esta garantizado su funcionamiento, es decir, no hay descomposturas de las máquinas o corrosión de los tubos. El montaje y desmontaje de los paneles es rápido y con esto se puede utilizar el piso para otro tipo de eventos, dando así, la versatilidad que hoy en día se busca.

En el capítulo 3 se habló de las especificaciones del inmueble y se llegó a la conclusión de que una pista en donde se puedan desempeñar varias actividades es la opción más adecuada, esto implica que las dimensiones sean las suficientes como para disputar un partido de jockey, de esta manera se obtiene un ancho de 25 metros, un largo de 54 metros con un radio de curvatura en las cuatro esquinas de 10 metros; una pista de este tamaño puede albergar alrededor de 300 patinadores divirtiéndose sin estar apretados; las dimensiones, ubicación de cada sección, vidrios, puertas, gradas, pista y luminaria se pueden observar en conjunto en la figura 6.1. Es buen negocio que dentro del inmueble existan otros servicios como restaurantes, tiendas de ropa y cafeterías, ya que la convivencia es importante entre los grupos de amigos y no se piensa que todo el tiempo estén patinando, cada uno de estos servicios adicionales fue ubicado y dimensionado en el plano preliminar de la figura 3.1, en base a este plano se determinaron las dimensiones totales de la nave.

Definir las condiciones de temperatura y humedad internas de un local requiere de la utilización de la carta de comodidad de la ASHRAE, como se busca crear un ambiente frío en la pista se simule las condiciones de un piso artificial se seleccionó una temperatura efectiva de 67°F la cual combinada con una humedad relativa del 50% se obtiene una temperatura de bulbo seco de diseño igual a 21.5°C como se puede apreciar en la figura 3.2.

En todo local se debe de considerar cierta cantidad de aire exterior para garantizar un ambiente fresco y agradable para todos, el problema es determinar cuanto aire se necesita, para esto se utilizó la tabla 3.5 y 3.6 que nos ayudaron a determinar la cantidad de aire que requiere cierto tipo de lugar, dependiendo en la mayoría de los casos del humo de cigarro como principal factor para determinar la cantidad, y en base al número de personas por sección se obtuvo la cantidad de aire total que requirió el local para garantizar la supresión de olores y el ambiente fresco..

Con respecto al alumbrado y sabiendo que este representa una fuente considerable de calor sensible se utilizó el método de los lúmenes para determinar el número de luminarias que necesite el local, ya con las dimensiones del local y las especificaciones de las lámparas se determinaron un total de 84 luminarias que en conjunto producen una ganancia de calor sensible de 27,090 [Kcal/h]. Al igual que las lámparas, el equipo con el que cuenta el inmueble disipa calor sensible y en otros casos también lo hace en forma de calor latente, el desglose de los equipos que se proponen para el local se encuentra en la tabla 3.8 en donde se observa de manera individual y colectiva el total de las ganancias de calor sensible y latente.

Cada persona disipa cierta cantidad de calor sensible y latente, siendo esta última mayor conforme el grado de actividad, en la tabla 3.9 se observa los valores de calor sensible y latente de acuerdo a la actividad de cada individuo, en esta tabla se observó una gran cantidad de calor latente, alrededor de 37,000 [Kcal/h] principalmente debido a los patinadores, todas estas ganancias de calor fueron importantes para la determinación correcta de la carga de refrigeración.

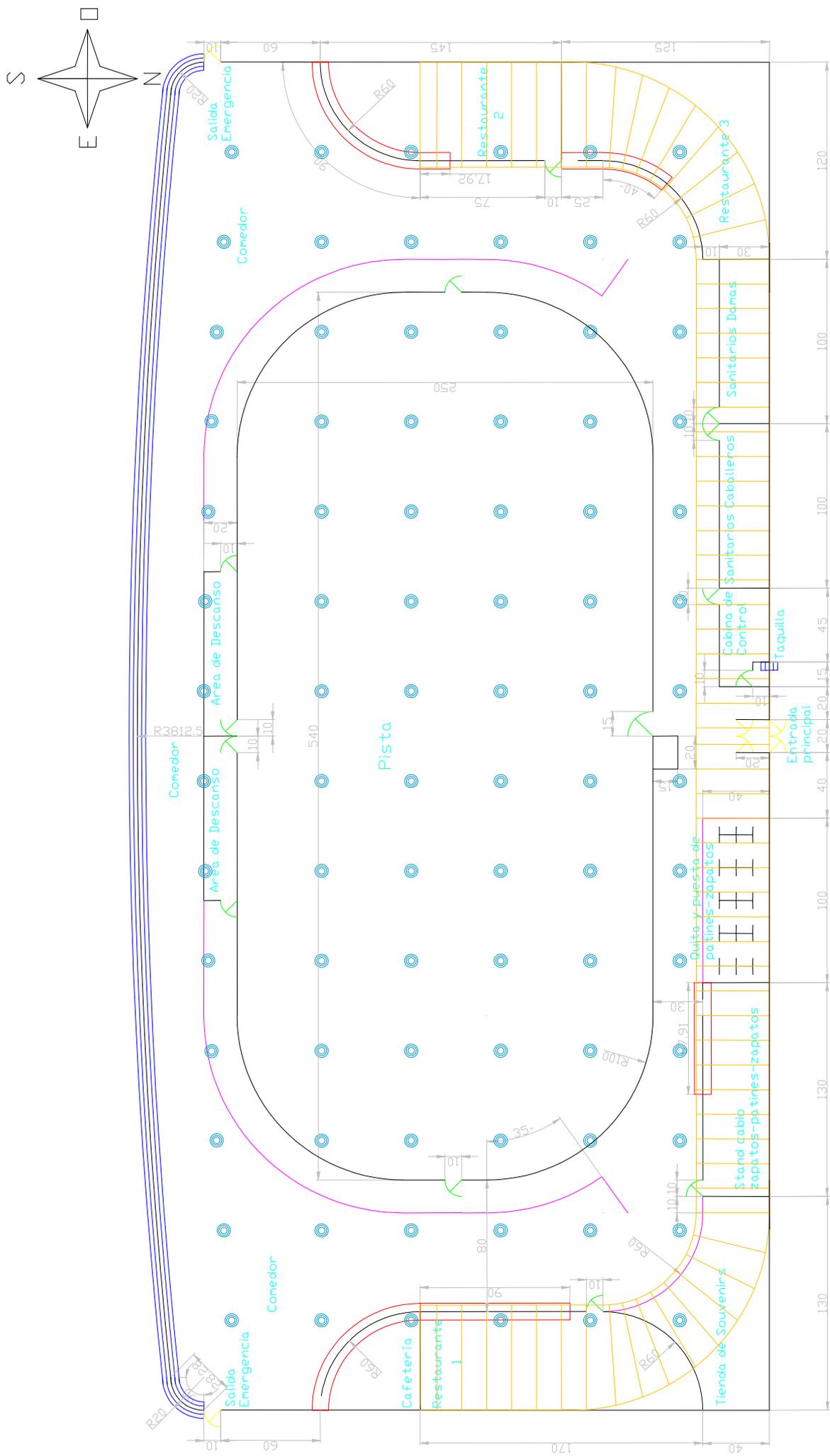


Fig. 6.1 Plano preliminar del recinto de la pista de hielo en donde se observa en conjunto las dimensiones, ubicación de cada sección, vidrios, puertas, gradas, pista y luminaria con la que contará el inmueble (impreso a color).

En la selección de los materiales de construcción se consideró utilizar ladrillo hueco ordinario de 20 cm de espesor como parte del material de construcción para los muros del recinto debido a que será una construcción del tipo ligera y que cuenta con un excelente coeficiente de transmisión K igual a $1.51 \text{ Kcal}\cdot\text{m} / \text{h}\cdot\text{m}^2\cdot^\circ\text{C}$, además de que el ladrillo es un material que se adapta bien las necesidades climáticas. El yeso es un producto que se utiliza en la construcción desde hace siglos. Es resistente a la deformación, incombustible, químicamente neutro y libre de sustancias nocivas; por tanto un material de construcción inocuo, fácil de trabajar y aplicar, y por si fuera poco, el yeso mantiene un equilibrio hidrométrico respecto a la humedad ambiente, contribuyendo a crear una atmósfera sana y agradable, por esta razón se considera como parte del revestimiento interno del local. Para el exterior se consideró una capa de mortero la cual es una mezcla de conglomerantes inorgánicos, áridos y agua, es decir, una mezcla de cemento y/o cal con arena y agua. Generalmente se utiliza para obras de albañilería, como material de agarre o revestimiento de paredes, (ver figura 4.1)

Para el techo del recinto se propuso un compuesto por vigas de acero y forro de hormigón en donde en la parte exterior se colocó un embaldosado con enlucido ligero dando un total de 16.2 cm de espesor y coeficiente de transmisión K igual a $1.32 \text{ Kcal}\cdot\text{m} / \text{h}\cdot\text{m}^2\cdot^\circ\text{C}$, en el interior se considera una capa de yeso ligera, este es el llamado techo sencillo ya que no cuenta con un buen aislamiento. Para un segundo análisis se propone como aislante adicional una capa de 2 pulgadas de espesor de espuma de poliestireno con coeficiente K igual a $0.035 \text{ Kcal}\cdot\text{m} / \text{h}\cdot\text{m}^2\cdot^\circ\text{C}$, el cual dio excelentes resultados.

Para resolver el problema de la transmisión de calor a través de las paredes exteriores partimos de la teoría de transmisión de calor por conducción formulada por el matemático francés J. B. Fourier. Considerando combinadamente la transmisión de calor por conducción y convección se tiene ecuación 4.14, la cual, aplicando el concepto de diferencia equivalente de temperatura se pueden determinar para distintas horas del día y la noche la máxima carga que imponen los muros y el techo para el local.

Para las ganancias de calor a través de un vidrio ordinario, vimos que depende principalmente de su situación geográfica (latitud), del instante considerado (hora y mes), y de su orientación. La tabla 4.6 corresponde a las insolaciones a la latitud 20° norte, para cada mes del año y hora del día, estos valores comprenden tanto la radiación directa difusa como el porcentaje de calor absorbido por el cristal y transmitido al local. La tabla no incluye la transmisión de calor debida a la diferencia de temperatura entre el aire exterior e interior, así que se tuvo que calcular y añadir posteriormente para obtener la ganancia total debida a los cristales. Para usar esta tabla se hicieron dos correcciones, la primera implica que los marcos no fueron de madera, esto es que el 100% de la superficie se consideró como acristalada, la segunda corrección la implica el punto de rocío (PR), para Acapulco se cuenta con un PR igual a 25°C y las tablas fueron calculadas para 19.5. Existe protección especial para los cristales con el objeto de disminuir las ganancias por insolación directa los cuales se clasifican por su factor de amortiguamiento, para nuestro estudio se seleccionó un vidrio polarizado color azul oscuro cuyo factor de corrección (amortiguamiento) es igual 0.6 y se ve reflejado en la

tabla 4.8 de ganancias por insolación que de acuerdo a esa tabla la ganancia de calor máxima por efecto solar ocurre el 22 de diciembre a las 12 horas aproximadamente.

En la figura 5.1 se muestran los flujos de entrada de aire exterior y la recirculación del aire interior dentro del recinto para acondicionar la pista de hielo sintética. Se propuso un manómetro “P” que al momento de sobrepasar los 5 mm de columna de agua se abrirá automáticamente la válvula “v”, garantizando con esto que nuestro local siempre permanecerá a una presión mayor a la exterior, evitando así de una manera fácil y sencilla la infiltración.

Para las cargas en primer lugar se sumaron las máximas por insolación en cristales, muros y techo, en los cristales se utilizó la tabla 4.8, en donde se observa que el 22 de diciembre se registra la ganancia máxima de calor a las 12 horas, para los muros se utilizó la tabla 4.3 que muestra la suma de las ganancias totales desde las ocho hasta las veinticuatro horas y para las ganancias máximas de calor a través del techo se utilizó la tabla 4.5 en primera instancia y 4.5a para el techo con aislamiento donde se muestran los valores en lapsos de dos horas desde las ocho hasta la media noche. Finalmente de la tabla 5.1 se observó en un recuadro que a las 14 horas de un 22 de diciembre se obtuvo la máxima ganancia de calor con un valor de 382,700.86 [Kcal/h]. Después de esto se creó la tabla 5.2 en donde se sumaron las ganancias de calor por transmisión de los cristales más las obtenidas por los ocupantes, el equipo que utilizó el recinto, la luminaria y el valor máximo de la tabla 5.1, dando como resultado una carga neta de 574,685 [Kcal/h], cifra relativamente alta al compararla con la obtenida utilizando un techo aislado.

En la tabla 5.1a se observó que a las 14 horas se volvió a presentar la máxima ganancia de calor para el techo, cristales y muros pero ahora con un valor de 146,230.96 [Kcal/h], la carga de calor bajo en un 61% con respecto a la anterior de la tabla 5.1 y esta disminución en la ganancia se vio reflejada en la capacidad del equipo acondicionador. La tabla 5.2a mostró la carga máxima total para el local la cual se presentó el 22 de diciembre aproximadamente a las 14 horas, en este caso su valor fue de 338,214 [Kcal/h]. La proporción en la que disminuyó la ganancia de calor total es aproximadamente del 31%, lo que representó menos capacidad de refrigeración en los equipos.

Realizando un análisis para los casos de: techo sin aislamiento, techo con aislamiento y techo con aislamiento considerando un factor de bypass pequeño, de estos tres casos los que obtienen mejores resultados según la figura comparativa 6.3 es el 2 y 3, siendo el tres el que se recomienda según la tabla C2 del apéndice C. La figura 6.2 es la representación grafica del caso tres directamente sobre el diagrama psicrométrico. En esta grafica lo que se aprecia son cuatro puntos en diferentes estados, tenemos así que el aire en (3) representa la mezcla de aire exterior (1) y la del aire de retorno (2), este aire (3) pasa por la unidad de aire acondicionado y su evolución se representa por la línea que va del punto (3) al (4) ó (3-4), esta pendiente la llamamos línea de factor de calor sensible total, el aire abandona el aparato en (4) y es impulsado hacia el local donde absorbe calor, según la línea de transformación que va del punto (4) al (2) ó (4-2), a esta pendiente se identificó por línea de factor de calor sensible. Gran parte del aire impulsa-

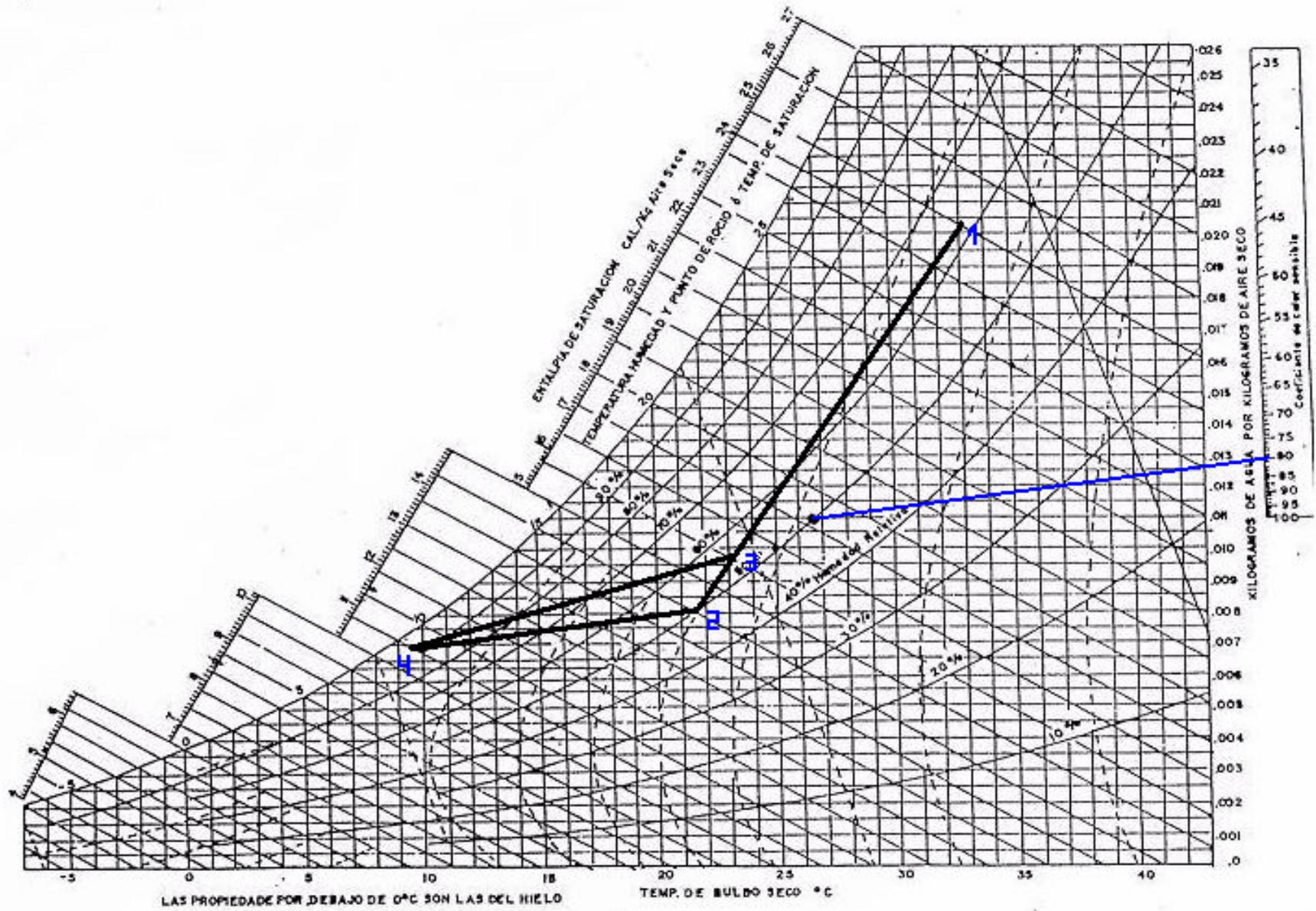


Fig. 6.2 Diagrama psicrométrico que muestra ubicación de los cuatro puntos del flujo de aire a través de la cata para el caso 3 donde se considera un techo con aislamiento adicional de poliestireno y un factor de bypass pequeño (0.089).

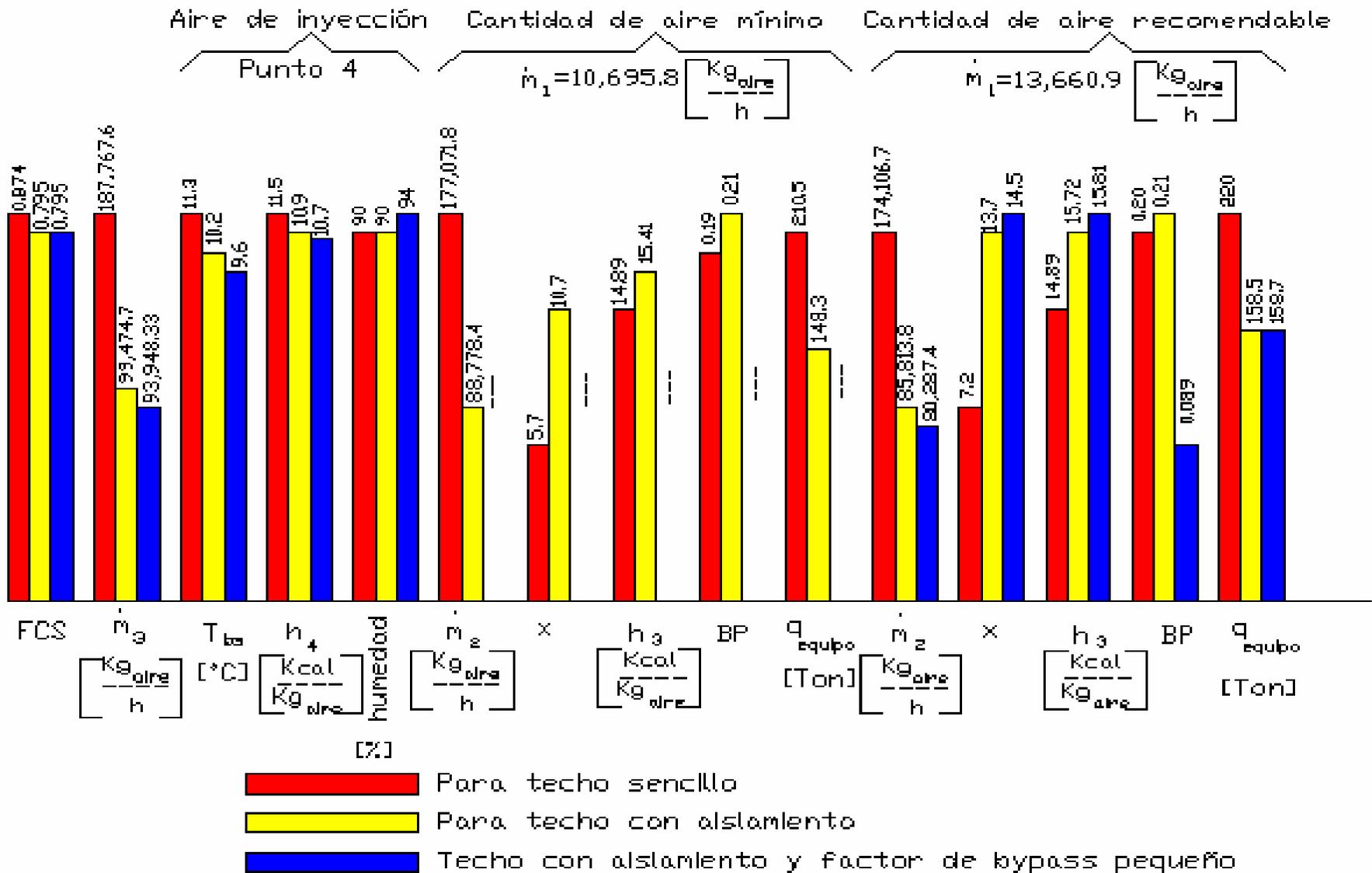


Fig. 6.3 Grafica comparativa donde se aprecia el comportamiento y los valores de cada caso analizado (techo sencillo, techo con aislamiento y techo con aislamiento considerando un factor de bypass pequeño).

do vuelve a recogerse, en este caso es el 85.5%, para su mezcla con aire exterior y así lograr las condiciones proyectadas para el local.

La figura 6.3 nos brinda una comparativa en conjunto de cómo se comporta el aire con diferentes condiciones de proyecto, además de señalar los puntos de gran importancia sobre el diagrama psicrométrico. Las primeras columnas de cada punto se refieren a los valores obtenidos para techo sencillo (a), la columna del centro es la seleccionada para el techo con aislamiento (b) y finalmente la tercera es la aplicada para caso del techo con aislamiento y factor de bypass pequeño (c).

Como primer punto tenemos el FCS en el cual para la columna (b) y (c) se aprecia una disminución en el factor debido a que se ha reducido la cantidad de calor sensible que percibe el local, esto implica que la pendiente de la recta es mayor. El segundo punto de análisis es la masa de la mezcla m_3 , aquí se puede apreciar como se requerirá menos aire en el caso (c) ya que esta siendo inyectado a una temperatura menor que el caso (b), esto también se aprecia claramente en los valores de entalpía siendo para (a) el mas alto y (c) el mas pequeño. En el caso (a) tenemos es una gran cantidad de calor por absorber así que se necesita mas aire que en los otros dos.

Debido a que en el caso (c) se redujo el factor de bypass la línea FCST cortó a la línea FCS mas cerca de la saturación, esto fue a un 94% de humedad relativa, siendo su factor de bypass de 0.089 lo que para el manual de carrier, equipos que manejen estos valores son los indicados para trabajar en las condiciones de nuestro proyecto (ver apéndice C).

Cada caso se trabajó con dos cantidades de aire, una mínima y la otra recomendada, durante el análisis del caso (a) y posteriormente del caso (b) se llegó a la conclusión de que no tenia sentido trabajar con cantidades de aire mínimas, ya que el aumento en la carga de los equipos acondicionadores era de tan solo 10 toneladas de refrigeración, esto es relativamente poco, logrando así, las condiciones de confort ideales. El flujo de aire de retorno m_2 es menor para el caso (c) ya que se tiene una menor cantidad de aire de la mezcla m_3 y este resultado se ve relacionado directamente con la entalpia h_3 de la mezcla la cual aumenta porque se tiene menos cantidad de aire de mezcla, este aire de mezcla m_3 es menor en (c) porque la diferencia de entalpías entre la interna h_2 e inyección h_4 es mayor (ver ecuación 5.6)

Finalmente se puede demostrar que un correcto aislamiento en las estructuras de cualquier edificio nos beneficia a la larga en menores costos de operación y mantenimiento; como se observa en la última columna para el caso de aire recomendado, la cantidad de refrigeración sin aislamiento es de 220 toneladas y para un techo con aislamiento se reduce a tan solo 158 toneladas, esto es una reducción de alrededor del 28% de toda la capacidad.

Apéndice A

Diagrama Psicrométrico

La psicrometría es el estudio del aire húmedo y es el fundamento de los procesos del acondicionamiento del aire. La carta psicrométrica es la herramienta imprescindible para estudiar y comprender esos procesos

Como se dijo anteriormente trata de analizar las propiedades termodinámicas del aire húmedo y el efecto de la humedad atmosférica sobre los materiales y sobre el confort humano.

Estas son las propiedades que se pueden encontrar en la carta de humedad:

- ✓ Temperatura seca: La temperatura que registra un termómetro ordinario.
- ✓ Temperatura húmeda: La temperatura que indica un termómetro cuando el bulbo está cubierto por un paño húmedo y expuesto a un flujo constante de aire
- ✓ Temperatura de rocío: La temperatura a la cual comienza la condensación de humedad cuando el aire se enfría.
- ✓ Humedad relativa: Relación entre la presión de vapor de agua existente en el aire y la presión del vapor saturante a la misma temperatura.
- ✓ Humedad específica o contenido de humedad: El peso del vapor de agua expresado en gramos por kilo de aire seco.
- ✓ Entalpía: Cantidad de calor contenida en el aire, contada a partir de 0°C.
- ✓ Volumen específico: Los m³ de aire húmedo que corresponden a un kilo de aire seco.
- ✓ Factor de calor sensible: Relación entre los calores sensible y total.
- ✓ Punto de referencia: Situado a los 26.7 °C y 50 % de humedad relativa, y que se emplea junto con la escala de factores de calor sensible para dibujar las líneas de proceso de aire acondicionado.

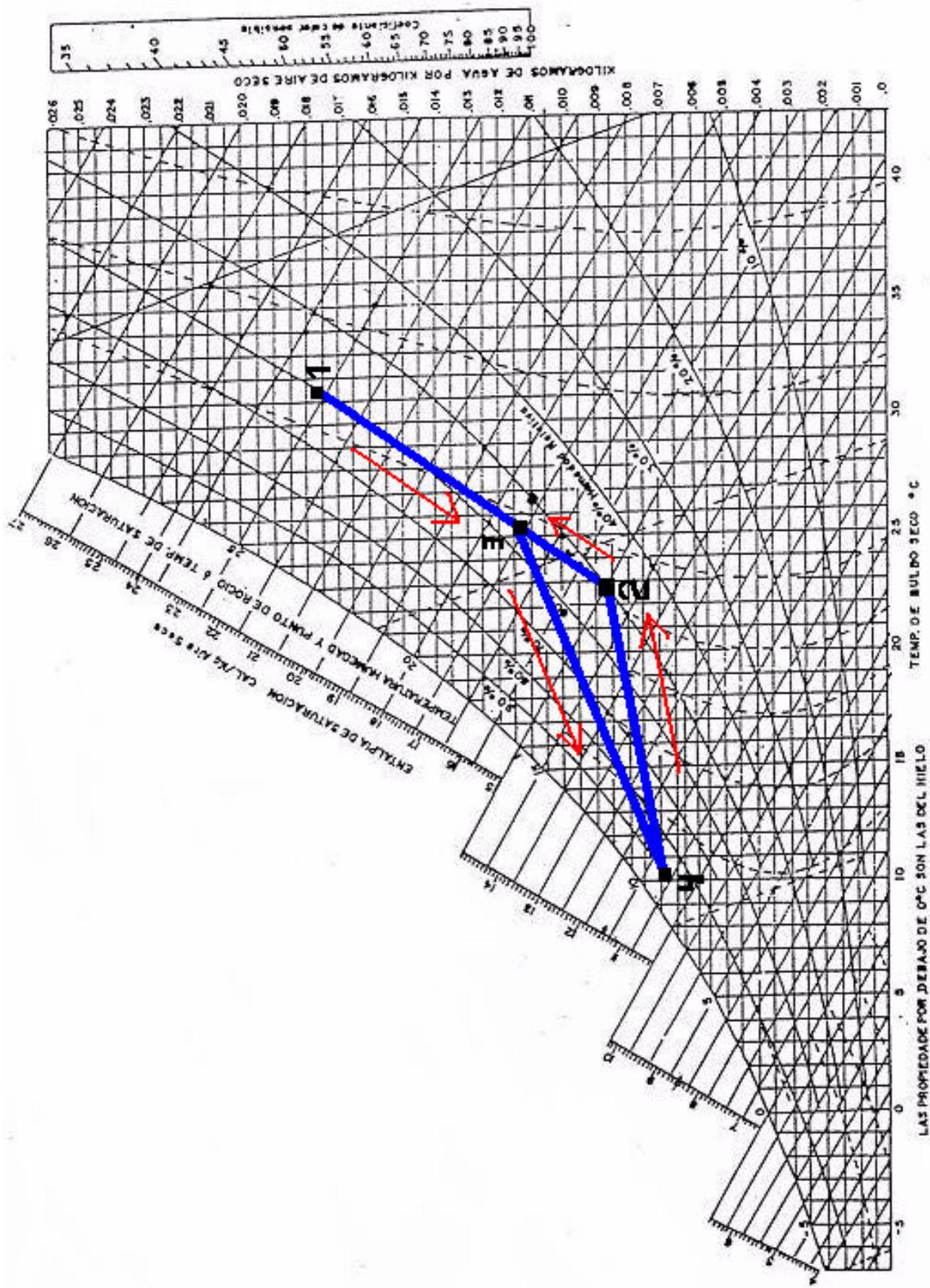


Fig. A1. El ciclo clásico de evolución del aire climatizado representado sobre el diagrama psicrométrico o diagrama de Mollier o también llamado carta de humedad.

El ciclo clásico de la evolución de aire climatizado puede representarse sobre el diagrama psicrométrico, figura A1, en donde se tiene que el aire en el estado (3), es la mezcla del aire exterior (1) y el aire de retorno (2), pasa a través del aparato acondicionador y su evolución se representa por la línea (3-4). Abandona el aparato en (4) y es impulsado hacia el local donde absorbe calor, según la transformación (4-2).

Apéndice B

Niveles de Iluminación según S.M.I.I.

La sociedad mexicana de ingeniería e iluminación A.C. (S.M.I.I.), es la encargada de normalizar los niveles de iluminación para locales interiores en México.

La tabla B1 muestra algunos niveles de iluminación recomendados por la S.M.I.I. para locales e industrias.

Tabla B1. Tabla Niveles de iluminación mínimos y recomendados por la S.M.I.I. para locales e industrias

Aplicación	Mínimo	Recomendado
	[Luxes]	
Aulas	300	400
Baños	100	200
Bares	50	200
Básquet ball, Voley Ball	370	550
Bibliotecas	300	500
Carpintería	500	1000
Cocinas	200	500
Dormitorios	100	150
Escaleras	100	150
Estéticas	400	700
Gimnasios	300	500
Oficinas	500	1000
Pasillos	50	100
Restaurantes	300	500
Squash, Jockey	400	600
Tiendas de abarrotes	200	500
Tiendas de autoservicio	300	600

Apéndice C

Valores usuales de los factores de Bypass

El aire impulsado o aspirado por un ventilador pasa por una serie de tubos por los que circula una salmuera, agua fría o caliente o un líquido refrigerante. Según las temperaturas relativas de los dos fluidos que están separados por la superficie de intercambio se producirá un enfriamiento o calentamiento del aire. El otro fluido sufrirá una variación de temperatura de modo que las cantidades de calor intercambiadas sean iguales.

La extensión de la superficie de intercambio no afecta solamente a las cantidades de calor que pasan de un fluido a otro, sino también al factor de bypass. Como se ha indicado anteriormente el factor de bypass puede darnos una indicación de la eficiencia con la que realizan estos intercambios térmicos entre la superficie de intercambio y el aire. Este factor será función de la configuración geométrica y de la extensión de la superficie de contacto, puesto que a mayor superficie corresponderá un mayor tiempo de contacto entre dicha superficie y el aire. La tabla C1 da los medios de los factores de bypass para tubos de aletas más o menos espaciadas y para diferentes velocidades de aire. Los valores indicados son válidos para tubos de 16mm de diámetro exterior con aletas de 12mm aproximadamente. Para otro tipo de serpentines deberán consultarse las indicaciones del constructor.

Tabla C1. Tabla de valores usuales de factores de bypass para serpentines con aletas

Profundidad del serpentín	Sin Pulverización				Con Pulverización			
	Aletas por Pulgada				Aletas por Pulgada			
	8		14		8		14	
	Velocidad [m/s]							
	1.5	3.5	1.5	3.5	1.5	3.5	1.5	3.5
2	0.42	0.55	0.22	0.38				
3	0.27	0.4	0.1	0.23				
4	0.19	0.3	0.05	0.14	0.12	0.22	0.03	0.1
5	0.12	0.23	0.02	0.09	0.08	0.14	0.01	0.08
6	0.08	0.18	0.01	0.06	0.06	0.11	0.01	0.05
8	0.03	0.08			0.02	0.05		

La pulverización en los serpentines provoca una disminución en el factor de bypass a consecuencia de ser mayor la superficie de contacto con el aire.

La tabla C2 indica los factores de bypass generalmente adoptados en las aplicaciones mas frecuentes del acondicionamiento del aire. Es evidente que esta tabla no debe ser considerada nada más que como una guía, ya que como vimos en el desarrollo de este trabajo las condiciones internas del local se logran sin que importe en gran manera el factor de bypass.

Tabla C2. Tabla de valores usuales de factores de bypass para diferentes tipos de aplicaciones.

Factor de bypass	Tipo de aplicación	Ejemplo
0.3 a 0.5	Balance térmico pequeño o medio, con ganancia sensibles pequeñas y ganancias latentes grandes	Apartamentos
0.2 a 0.3	Acondicionamiento de confort clásico, balance térmico relativamente pequeño o algo mayor pero con ganancias sensibles pequeñas	Tiendas pequeñas
0.1 a 0.2	Acondicionamiento de confort clásico.	Tiendas medianas, Bancos, Fabricas pequeñas
0.05 a 0.1	Ganancias sensibles grandes o caudal de aire exterior grande	Tiendas grandes, Restaurantes, Fabricas
0.0 a 0.05	Funcionamiento con una gran cantidad de aire fresco	Hospitales, Quirófanos, Fabricas especiales

Bibliografía

1. Carrier Air Conditioning Company, *Manual de Aire Acondicionado*, Marcombo, 1987.
2. Shan K. Wang, *Handbook of Air Conditioning and Refrigeration*, McGraw-Hill, 1994.
3. Faye C. McQuiston, Jerald D. Parker, Jeffrey D. Spitler, *Heating, Ventilating and Air Conditioning —Analysis and Design—*, quinta ed., Wiley, 2000.
4. Pere Ezquerria i Piza, *Climatización de Confort e Industrial*, Marcombo, 1992
5. Edgard G. Pita, *Acondicionamiento de Aire —principios y sistemas—*, segunda ed., CECSA, 1997.
6. Eduardo Hernández Goribar, *Fundamentos de Aire Acondicionado y Refrigeración*, segunda ed., Limusa, 1997.
7. American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers, *Cooling and Heating Load Calculation Manual*, ASHRAE, 1979.
8. Jan F. Kreider, Frank Kreith, *Solar Heating and Cooling —Active and Passive Design—*, segunda ed., McGraw-Hill, 1982.
9. J.C. Osborne, C.G. Turner, *Guía Práctica de la Ventilación*, Blume, 1970.
10. José Manuel Pizano Oser, *Manual de Climatización —Tomo II: Cargas Térmicas—*, Servicio de Publicaciones, 1995.
11. W. P. Jones, *Air Conditioning Engineering*, quinta ed., Butterworth Heinemann, 2001
12. Ernest Tricomi, *ABC del Aire Acondicionado*, Buixareu-Editores Marcombo, 1992
13. Mariano Aguilar Rico, Vicente Blanca Jiménez, *Iluminación y Color*, Reproval S. L., 1995.
14. Gustavo Wydterltunt, *Proyecto de Equipo Mecánico Necesario y Eléctrico para una Pista de Hielo para Patinar*, Tesis de Licenciatura, UNAM 1947.

15. Joseph C. Salamone, *Polymeric Materials Encyclopedia*, vol. 8, 9, 10, 1996.
16. Andrew D. Althouse, Carl H. Turnquist, Alfred F. Bracciano, *Morden Refrigeration and Air Conditioning*, Goodheart-Willcox, 1988.
17. Carrier Air Conditioning Company, *System and Design Manual, Part 1 Load Estimating*, 1972