

Manual de Difusión de Aire



Índice

Capítulo 1	Símbolos y definiciones
Capítulo 2	Introducción
Capítulo 3	Climatización interior y confort
Capítulo 4	Tipos de difusión
Capítulo 5	Ventilación isotérmica por mezcla
Capítulo 6	Ventilación por mezcla no isotérmica
Capítulo 7	Circulación de aire
Capítulo 8	Corrientes de convección
Capítulo 9	Acústica



Capítulo 1

Símbolos y definiciones

1.1 Definiciones

1.2 Símbolos y unidades de medida



1.1 Definiciones

DIFUSIÓN: Distribución del aire en un recinto, a través de una boca de impulsión, en distintos planos y direcciones

AIRE PRIMARIO: Aire que entra en una boca de alimentación por medio de un conducto situado previamente a dicha boca en la dirección de circulación del aire (ISO 5219)

AIRE SECUNDARIO: Aire procedente del recinto a acondicionar, inducido por la circulación del aire primario impulsado a través de una boca de alimentación (ISO 5219)

AIRE TOTAL: Aire total en movimiento, suma del aire primario más el secundario

AIRE EXTRAÍDO: Aire que pasa por una boca de extracción conectada a un conducto situado posteriormente a esa boca en la dirección del aire.

COEFICIENTE DE INDUCCIÓN: Relación entre el caudal de aire total y el caudal de aire primario.

UTD: Unidad terminal de difusión.

UTE: Unidad terminal de extracción

ALCANCE: Distancia máxima entre el centro del núcleo y un plano tangente a una envolvente de velocidad determinada (tal que **0.25 m/sg** **0.5 m/sg**) y perpendicular a la dirección de propagación del aire.

CAÍDA: Distancia vertical entre el plano horizontal más bajo tangente a una envolvente de velocidad determinada, (tal que **0.25 m/sg** ó **0.5 m/sg**) y el centro del núcleo



1.2 SÍMBOLOS Y UNIDADES DE MEDIDA

- L:** Dimensión longitudinal del recinto (m)
- A:** Dimensión transversal del recinto (m)
- A_{neto}:** Área neta de la UTD (m²)
- A_{bruta}:** Área total de la UTD (m²)
- A_k:** Área eficaz de la UTD calculada como cociente entre Q₀ / V_k (m²)
- A_r:** Número de Arquímedes (adimensional)
- H:** Distancia desde la parte superior de la UTD hasta el techo. (m)
- D:** Dimensión característica de una vena de aire o de una UTD (m)
- h:** Anchura de una UTD lineal (m)
- h_k:** Anchura efectiva de una UTD lineal (m)
- K:** Constante de una UTD
K₁: Vena cónica
K₂: Vena plana
K₃: Vena radial
- L_w:** Nivel de potencia acústica dB(A)
- NR:** Índice sonoro según normas ISO, basado en L_w sin considerar la atenuación del local
- Q₀:** caudal de aire de una UTD (aire primario) (m³/h)
- Q_x:** Caudal total de aire de una vena a una distancia X (m³/h)
- T:** Temperatura seca del aire en la zona de ocupación (°C)
- T_a:** Temperatura ambiente del recinto (°C)
- W:** Carga térmica del local (kW)
- V_z:** Velocidad máxima del aire en la zona ocupada (m/sg)
- V_x:** Velocidad en el centro de la vena a la distancia X de la UTD (m/sg)
- V_r:** Velocidad media del aire en la zona de ocupación (m/sg)
- K_z:** Relación V_x/V_z
- V_k:** Velocidad efectiva del aire en la UTD (m/sg)
- X:** Distancia medida desde la UTD (alcance) (m)
- X_a:** Distancia de separación de la vena (m)
- X_{máx}:** Distancia de penetración de la vena (m)
- X_i:** Zona de influencia medida desde la UTD (m)
- Y:** Caída de una vena libre (m)
- ΔT₀:** Diferencia de temperatura entre el aire impulsado y el del ambiente
- ΔT_x:** Diferencia de temperatura entre el aire ambiente y el c entro de la vena a una distancia X (°C)
- ΔP_t:** Pérdida de carga total en la unidad (Pa)
- ξ:** Coeficiente de contracción (adimensional)
- α:** Ángulo de salida de la vena (°)



CAPÍTULO 2

Introducción

2.1 Difusión de aire

2.2 Cálculo



2.1 Difusión de aire

Los diversos estudios realizados para la mejora del medio ambiente han demostrado la importancia que la calidad del aire interior tiene en la salud de las personas y su productividad.

La utilización de nuevas máquinas y productos contaminantes tanto en locales de confort como en los habilitados para uso industrial, exige un correcto sistema de ventilación que permita mantener permanentemente una buena calidad de aire interior, evitando así el síndrome del "edificio enfermo".

Por otra parte, conceptos como el ahorro energético o la propia estanqueidad de los edificios, incrementan la necesidad de que los sistemas de ventilación tengan un alto nivel de calidad. En la década de los años setenta, la experiencia demostró que eran necesarias mayores tasas de aire nuevo con una mayor eficacia de los sistemas de ventilación.

2.2 Cálculo

La dificultad del cálculo varía según el sistema o la instalación de que se trate.

Los casos más simples son aquellos en que las exigencias de confort son menores, (trabajo de pie, sin puesto fijo, V_r entre 0,25 y 0,3 m/sg), con cargas térmicas reducidas ($< 40 \text{ W/m}^2$), diferencia de temperatura entre el aire primario y el del ambiente igual o inferior a 4°C .

En estos casos la selección de la UTD se realiza considerando simplemente el alcance o el nivel sonoro.

Los casos que requieren mayor atención son los que contemplan exigencias medias de confort, (trabajo de oficina, V_r entre 0,2 y 0,25 m/sg), carga térmica moderada ($40 - 80 \text{ W/m}^2$), gradiente térmico entre 4°C y 8°C , y locales sin interferencias en la vena de aire.

En estos casos puede ser necesaria la utilización de programas informáticos o el asesoramiento de personal especializado.

Los casos críticos son aquellos en que se da alguna o varias de las siguientes circunstancias: exigencia de confort elevada (trabajo sedentario, V_r entre 0,15 y 0,20 m/sg), carga térmica elevada ($> 80 \text{ W/m}^2$), diferencia de temperatura superior a 8°C , geometría irregular del recinto con obstáculos en la vena de aire.

En estos últimos casos a menudo la teoría no es suficiente y son necesarias entonces las simulaciones complementarias en salas de ensayos y/o laboratorios especializados.



CAPÍTULO 3

Climatización interior y confort

3.1 Generalidades

3.2 Ecuación de confort

3.3 Equilibrio térmico

3.4 Parámetros climáticos

3.5 Temperatura operativa

3.6 Perturbación térmica localizada

3.7 Condiciones de confort

3.8 Aspectos económicos



3.1 Generalidades

El clima interior se caracteriza por una importante cantidad de factores que influyen en el bienestar de las personas, como por ejemplo:

- El entorno acústico
- La calidad del aire (química, eléctrica y sustancias en forma de gas, vapores y sustancias contaminantes en suspensión)
- El entorno luminoso
- El ambiente térmico (temperatura seca, temperatura radiante media y humedad relativa)

Nuevos factores desconocidos hasta ahora, como los iones, los infrasonidos y el síndrome del edificio enfermo son objeto de estudios especializados.

Todos estos factores, se representan en el esquema de la figura 1.

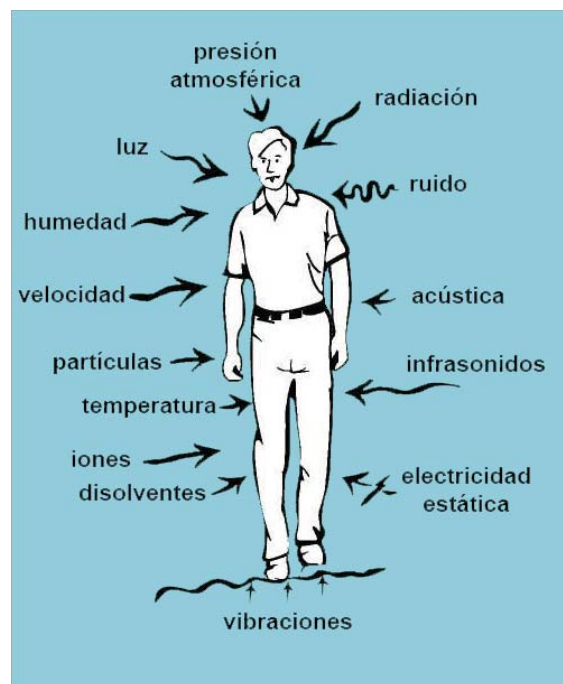


Fig 1 – Factores que influyen en el bienestar de las personas en un local

Sin embargo, los factores más comunes, como las condiciones térmicas y la calidad del aire, son en general las que tienen un mayor impacto en la salud de las personas. Así, en este capítulo, vamos a considerar detalladamente el concepto de bien estar o confort térmico.



3.2 Ecuación de confort

El confort térmico se alcanza cuando se dan las dos condiciones siguientes:

1.- La cantidad de calor producida por el metabolismo es igual a la cantidad de calor cedida al ambiente.

Esta condición retoma la ecuación del equilibrio térmico que requiere que la producción del calor corporal, debido al nivel de actividad, se equilibre con el calor cedido al "exterior", función de la temperatura seca del aire, de la temperatura radiante media, de la humedad relativa, de la velocidad del aire y del grado de aislamiento de la indumentaria.

2.- En ninguna parte del cuerpo se perciba una sensación de frío o de calor.

Esta condición, relativa a la molestia térmica localizada, hace referencia a las corrientes de aire, radiación asimétrica, gradiente vertical de temperatura y, finalmente a la temperatura del suelo.

3.3 Equilibrio térmico

3.3.1 El clima interior y las reacciones de las personas

Según los trabajos realizados por P.O. Fanger con numerosos grupos de personas, existe una relación entre la valoración media prevista de un determinado clima interior (PMV) y la proporción de individuos insatisfechos (PPD)

El profesor Fanger ha propuesto la siguiente escala de sensaciones térmicas:

+3 Caliente

+2 Tibio

+1 Ligeramente tibio

0 Neutro

-1 Ligeramente fresco

-2 Fresco

-3 Frío

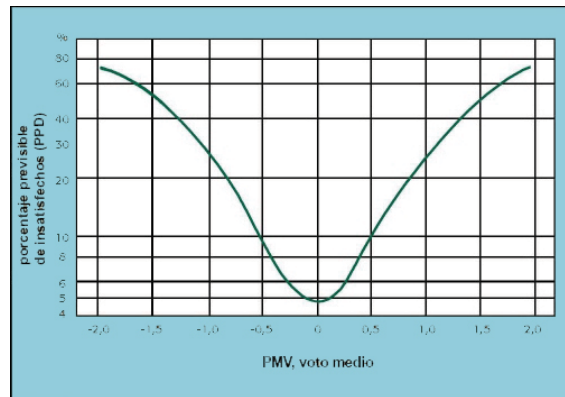


Figura 2

El índice PMV se puede calcular a partir de las ecuaciones de referencia en función de los siguientes parámetros: actividad física, grado de vestimenta, temperatura seca, presión parcial del vapor de agua, temperatura radiante media y velocidad del aire.

El índice PPD informa sobre el grado de insatisfacción térmica

La relación existente entre PPD y PMV que se representa en la figura 2 se adapta a la siguiente ecuación (Fanger 1982):

$$PPD=100-95*\text{Exp}[(0.03353*PMV^4+0.2*PMV^2)]$$

Hay que señalar que en ningún caso se alcanza la satisfacción de la totalidad de las personas; al menos un 5% pensarán que hace demasiado frío o demasiado calor, incluso si todos realizan la misma actividad, con la misma vestimenta y en el mismo entorno.

Fanger observó que no existen diferencias significativas entre grupos de personas diferentes, independientemente del sexo, la edad o la raza.

No obstante, existen claras diferencias según la vestimenta, las cuales varían considerablemente en función del sexo y el nivel de actividad.

Esto implica que en un grupo donde los individuos realizan actividades diferentes y se visten de forma distinta el porcentaje de insatisfechos será superior a ese mínimo del 5% verificado en condiciones neutras. Si el clima se mantiene constante la satisfacción del individuo se alcanzará únicamente cambiando la indumentaria o el grado de actividad.

Como criterio para la determinación de las condiciones de confort, es normal suponer que la valoración media prevista (PMV) debe encontrarse entre +0.5 y -0.5: dicho de otra forma, cabe esperar que el número de personas descontentas sea igual o inferior al 10% (fig. 2) Según esto la zona de confort indicada en la norma UNE 100.012/84 (ref[3]) y ASHRAE STANDARD 55 contempla un 90% de aceptación (o 10% de insatisfechos).



VESTIMENTA	AISLAMIENTO TÉRMICO	
	(CLO)	(m ² K/W)
Ninguna	0	0
Shorts	0,1	0,015
Ropa ligera de verano	0,5	0,08
ropa ligera de trabajo	0,7	0,11
Ropa de invierno para interior	1	0,155

Tabla 1 – Aislamiento térmico debido a la indumentaria

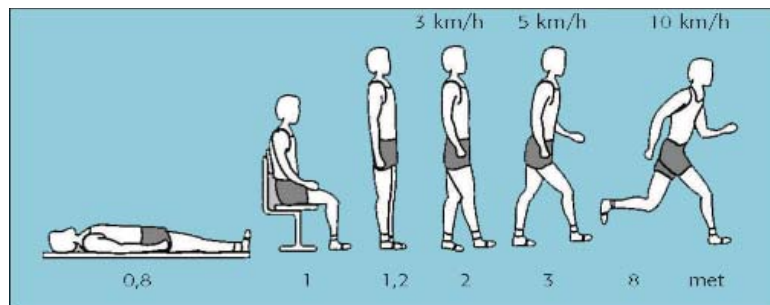


3.3.3 NIVEL DE ACTIVIDAD

El nivel de actividad se mide en "met" (abreviación de metabolismo) que es igual a 58.2 W/m^2 de superficie corporal. Esta unidad equivale al metabolismo de una persona en reposo.

Los valores característicos de la actividad metabólica de los individuos vienen indicados en la tabla 2. Una persona adulta posee una superficie corporal media de 1.8 m^2 en el caso de los hombres y 1.6 m^2 en el de las mujeres. Para el cálculo se toma el valor medio de 1.7 m^2 .

El calor de la actividad metabólica se desprende en parte como calor sensible, que interviene en el incremento de la temperatura ambiente, y el resto en calor latente.



ACTIVIDAD	PRODUCCIÓN DE CALOR	
	MET	W/m ²
Reposo	0,8	46
Sentado inactivo	1	58
De pie inactivo	1,2	70
Sentado con actividad - Trabajo de oficina	1,2	70
De pie, actividad ligera	1,6	93
De pie, actividad media	2	116
Actividad importante - Trabajo industrial intenso	3	174

Tabla 2 – Producción de calor en función de la actividad

3.4 Parámetros climáticos

Se describen a continuación los parámetros a considerar en el estudio del equilibrio térmico del cuerpo humano en un entorno determinado.

- Temperatura del aire: Para medir correctamente la temperatura seca del aire, el bulbo del termómetro debe tener la forma más plana posible para evitar la influencia de la radiación.



- Temperatura de radiación : El intercambio de calor entre las personas y el ambiente se realiza tanto por convección como por radiación, por lo tanto la temperatura de las superficies del recinto es tan importantes para el equilibrio térmico como la propia temperatura seca del aire. El efecto de enfriamiento a causa de la radiación producida por una pared se confunde a menudo con el provocado por una corriente de aire frío, y produce un enfriamiento local, en particular sobre las partes del cuerpo no protegidas por la vestimenta (cuello, nuca). Se puede calcular la temperatura de radiación sabiendo la posición de la persona dentro del local y la superficie y la temperatura de las paredes que lo delimitan. La temperatura media de radiación es la media de la temperatura de radiación de las distintas partes del recinto. Cuanto mayor sea el grado de aislamiento de las paredes más cercanas estarán la temperatura de radiación de la superficie y la temperatura seca del aire.
- Temperatura operativa: Cuando la velocidad del aire es inferior a 0.2 m/sg y la diferencia entre la temperatura radiante media y la temperatura seca del aire es inferior a 4°C, la temperatura operativa es igual, con una buena aproximación, a la media aritmética de las temperaturas citadas. Esta temperatura se puede medir de forma aproximada con un termómetro clásico.
- Temperatura equivalente: Es el valor medio entre la temperatura operativa y el efecto refrigerante producido por la velocidad del aire en la zona ocupada. Para velocidades inferiores a 0.1 m/sg la temperatura equivalente es aproximadamente igual a la temperatura operativa. A velocidades superiores a las indicadas la temperatura equivalente disminuye alrededor de 0.5°C por cada 0.1 m/sg de incremento de la velocidad del aire, en función de la vestimenta y del grado de actividad. La temperatura equivalente se puede medir utilizando un aparato especial (comfortmeter de Brüel and Kjaer)
- Humedad relativa: La humedad relativa tiene poca influencia en la percepción de confort por parte de las personas siempre que la temperatura sea razonable. AS muy altas temperaturas, el aire produce una sensación de desecación. Cuando la temperatura está en la zona de confort, la humedad relativa puede variar sensiblemente, por ejemplo entre un 25 y un 60% sin que se modifique la sensación de confort. No obstante lo anterior, es necesario tener en cuenta que las personas alérgicas reaccionan muy particularmente cuando el aire es muy seco.
- Velocidad del aire: En la ecuación de equilibrio térmico de Fanger, la velocidad del aire no tiene una influencia especialmente importante. Sin embargo, de cara al equilibrio térmico, sí es significativa la velocidad media medida en un intervalo de tres minutos. Como se verá más adelante la velocidad tiene una gran importancia en la sensación de molestia térmica localizada.



3.5 Temperatura operativa

De todo lo citado en el capítulo anterior, la temperatura operativa representa el factor climático más importante para el equilibrio térmico, con la velocidad del aire inferior a 0.2 m/sg y la humedad relativa entre el 25 y el 60%.

En la fig. 3 se representa la temperatura operativa en función de la actividad y de la indumentaria, según la ecuación de confort de Fanger (ref ISO 7730-1984)

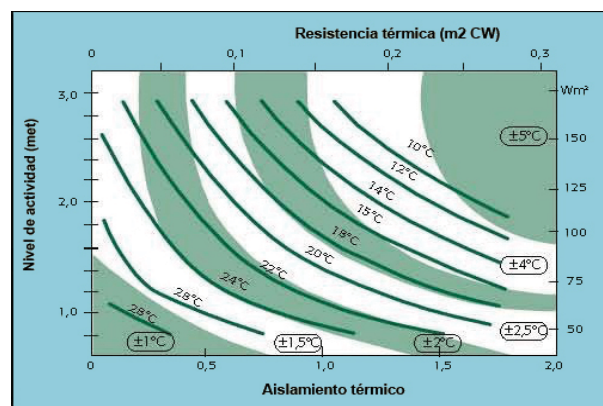


Fig. 3 – Temperatura operativa

El análisis del diagrama indica:

- Cuanto mayor sea el nivel de actividad y mayor sea el grado de indumentaria, más baja debe ser la temperatura operativa.
- La diferencia con la temperatura aceptable es baja con un nivel bajo de actividad y una vestimenta ligera. Esta diferencia aumenta en la zona correspondiente a una actividad elevada con vestimenta más cálida.

En una oficina, con una actividad metabólica entre 1 y 1.2 met, las condiciones de bien estar son las siguientes:

- En verano con 0.5 clo: 25°C
- En invierno con 1 clo: 22°C

Con un margen de tolerancia de 10% de personas insatisfechas, la temperatura operativa debe mantenerse entre 22.5°C y 27.5°C en verano y entre 20°C y 24°C en invierno

Estos criterios son los establecidos en la norma ISO 7730



Las condiciones aquí enunciadas para invierno son superiores a las de la norma UNE 100.013/85, dictadas esencialmente por razones de ahorro de energía.

3.6 Molestia térmica localizada

En los capítulos anteriores se han explicado las circunstancias térmicas que afectan al cuerpo humano globalmente. Teniendo en cuenta las técnicas modernas de regulación y con una capacidad suficiente de las centrales de producción de energía térmica, el mantenimiento de la temperatura óptima en niveles aceptables no representan ningún problema.

Resulta sin embargo mucho más difícil evitar las quejas debidas a la aparición de molestias térmicas en ciertas partes del cuerpo.

Estas quejas proceden de un exceso de diferencia de temperatura entre los pies y la cabeza, debido a techos, paredes o suelos excesivamente calientes o fríos y a velocidades de aire excesivamente elevadas.

La molestia térmica localizada se manifiesta preferentemente en individuos con un nivel de actividad mantenida.

- **Temperatura del suelo:**

Con calzado ligero y un máximo del 10% de insatisfechos, los límites para la temperatura del suelo están comprendidos entre 19°C y 29°C.

La temperatura del suelo en recintos previstos para estancias prolongadas no debe exceder de 26°C

La conductividad térmica del material del suelo tiene su importancia para individuos descalzos. Con superficies de cerámica se toleran temperaturas de hasta 32°C, mientras que con suelos de moqueta no se debe pasar de 28°C.

- **Asimetría de radiación:**

En la proximidad de las superficies frías o calientes se produce una cierta asimetría de la radiación. La asimetría se expresa como una diferencia entre las temperaturas radiantes de dos direcciones distintas sobre una superficie plana situada a 0.6 m de altura respecto al suelo.

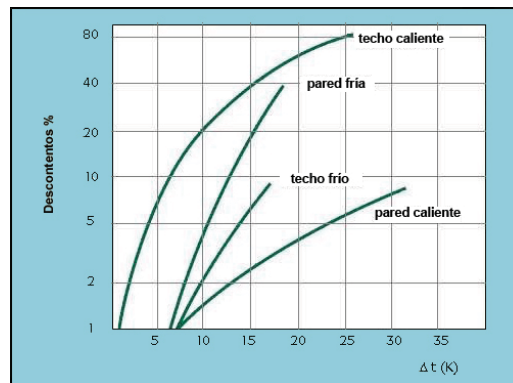


Fig. 4 – Asimetría de la temperatura radiante

Según se indica en la fig. 4 el techo caliente constituye el elemento más desagradable. El 10% de las personas se muestran insatisfechas con diferencias de temperatura de solamente 6°C. Con paredes calientes o frías o con techos fríos se toleran diferencias de temperatura de 12°C e incluso superiores, siempre contemplando un 10% de insatisfechos. En locales con el techo bajo, la temperatura superficial del techo cubierto por paneles radiantes no debe sobrepasar más de 6°C de la temperatura del suelo.

Si el techo tiene solamente cubierta el 50% de su superficie por paneles radiantes, se admite que la diferencia de temperaturas anterior sea de 12°C. En general la radiación desde las paredes y las ventanas frías contribuye a bajar la temperatura de radiación del techo.

Esta temperatura de radiación se puede calcular una vez que se conoce la temperatura de cada una de las superficies y el factor angular correspondiente a cada una de ellas.

- **Diferencia de temperaturas en vertical:**

Según Fanger entre el 5 y el 10% de las personas sentadas manifiestan sensación de molestia térmica cuando la diferencia de temperatura entre la cabeza (a 1,1 m. sobre el suelo) y el tobillo (0,1 m. respecto el suelo) es superior a 3°C.

En la práctica se recomienda un diferencial máximo de temperatura de 2°C por cada metro de altura para mantener cierta garantía de confort cuando las condiciones no son totalmente óptimas.

Esta limitación con una temperatura mínima del suelo de 19°C ha de tenerse muy en cuenta en la climatización por desplazamiento.

- **Velocidad del aire:**

Según estudios recientes, las molestias térmicas debidas a la velocidad del aire en un local cualquiera con una estancia prolongada en el mismo, aparecen a valores mucho más bajos de lo que se creía has ahora.



Se debe precisar que la velocidad del aire según los nuevos criterios, se debe medir a lo largo de un tiempo no inferior a tres minutos, tomando los valores medios de las mediciones realizadas en este lapso de tiempo, (anteiormente la medición se realizaba en intervalos más cortos, y se observaban en consecuencia valores más elevados)

La intensidad de la turbulencia tiene una gran importancia en cuanto a la sensación de corriente de aire.

La intensidad de la turbulencia se expresa por la desviación estándar dividida por una velocidad media (medida realizada por una sonda rápida, con una constante de tiempo de alrededor de un segundo), independientemente de la dirección de la corriente

Según fanger en un sistema de ventilación por mezcla, con una intensidad de turbulencia de 30 a 50%, se observa n 20% de individuos insatisfechos en las siguientes condiciones:

✚ Temperatura del aire (°C)	20	26
✚ Velocidad del aire (m/sg)	0,15	0,25

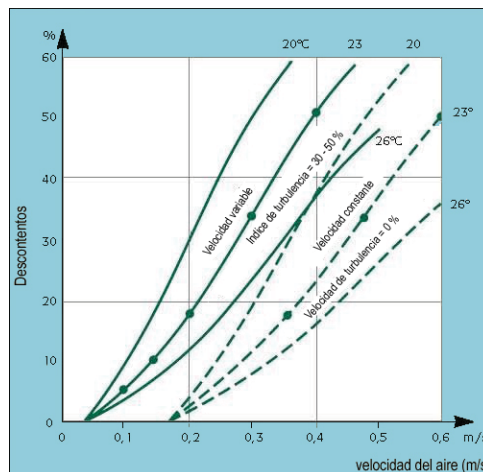


Fig. 5 Velocidad media del aire

Sin embargo con un sistema de ventilación por desplazamiento, cuya intensidad de turbulencia es de alrededor del 10%, se pueden admitir velocidades entre 0,25 y 0,40 m/sg, con una temperatura del aire entre 20 y 26°C respectivamente, sin aumentar la proporción de insatisfechos.



3.7 Condiciones de confort

Para resumir los capítulos anteriores, se indican en la siguiente tabla las condiciones que determinan la sensación de bienestar térmico, según la norma ISO 7730 citada anteriormente, insistiendo en el hecho de que estas condiciones no contemplan las exigencias de ahorro energético.

- **Temperatura operativa:**
Verano: 23 – 26°C
Invierno: 20 – 24°C
- **Diferencia vertical de temperatura**
< 2-3 °C/m
- **Temperatura superficial del suelo**
En general: 19 – 26°C
Con suelo radiante: 19 – 29°C
- **Asimetría de radiación**
En general: <10°C
Techo radiante: <5°C
- **Velocidad media del aire**
Verano: < 0,25 m/sg
Invierno: < 0,15 m/sg



3.8 Aspectos económicos

El ser humano es capaz de soportar condiciones inconfortables sin que su salud se vea afectada. Las normas oficiales serán siempre menos exigentes que las normas de confort, ya que el objetivo fundamental de las primeras es garantizar la viad y la salud.

El Dr. Wyon del instituto de investigación de la construcción sueco, ha estudiado durante varios años la repercusión del clima interior sobre la productividad y el índice de accidentes en los distintos puestos de trabajo. Los resultados vienen resumidos en la Fig. 6

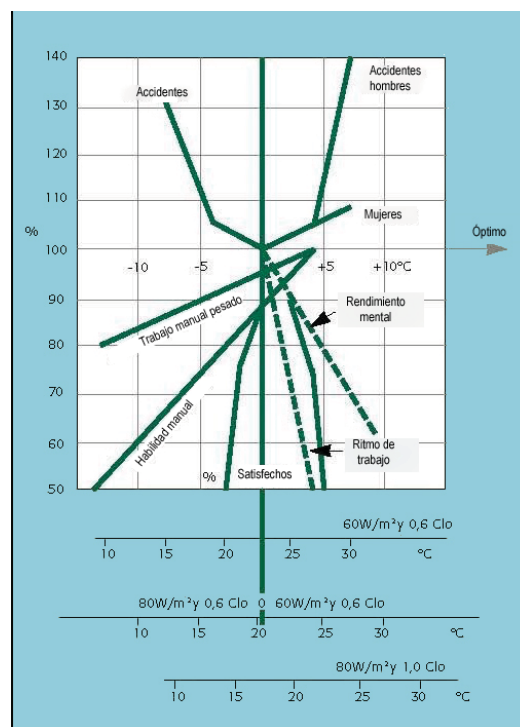


Fig. 6 – Productividad y temperatura operativa

El análisis de la fig. 6 nos indica que el índice de accidentes aumenta y la productividad disminuye a medida que la temperatura se aleja de su valor óptimo, con consecuencias particularmente importantes.

Con indumentaria normal, la habilidad manual alcanza su valor óptimo a los 24°C, mientras que el trabajo intelectual se realiza mejor a 20°C.



BIBLIOGRAFÍA

- [1] – **ASHRAE** – 1989 Fundamentals Handbook (SI) CH 8 – Physiological principles, comfort and health. Tabla 4 página 8, 10 y Tabla 5 página 8.11
- [2] – **ASHRAE** – 1989 fundamentals Handbook (SI) CH 8 – Physiological principles, comfort and health. Tabla 1 página 8.8
- [3] – **ISO standard 7730** – Ambientes térmicos moderados. Determinación de los índices PMV y PPD y especificación de las condiciones de confort térmico
- [4] – **P.O. Fanger** – Air movement and draught – Indoor air (1984)
- [5] – **ASHRAE** – 1989 Fundamentals Handbook (SI) CH 8 – Physiological principles, comfort and health. Página 8.16 a 8.19
- [6] – **ASHRAE** – 1989 Fundamentals Handbook (SI) CH 8- Physiological principles, comfort and health. Páginas 8.12 y 8.13



CAPÍTULO 4

TIPOS DE DIFUSIÓN

4.1. Generalidades

4.2. Características de ambos tipos



4.1 Generalidades

La forma en que se introduce el aire, circula y alcanza la zona de ocupación, depende no solamente de la forma de la U.T.D. sino también de su situación en relación a las paredes del recinto, de las corrientes de convección generadas por las cargas caloríficas positivas interiores, y de las exteriores, positivas y negativas según la estación del año que se trate.

Se pueden distinguir **dos tipos principales** de distribución de aire, conocidos universalmente como *ventilación por mezcla* y *ventilación por desplazamiento*.

Ambos tipos pueden coexistir en un mismo local y ser afectados por el movimiento de aire producido por el efecto térmico.

- **Ventilación por mezcla**

La distribución de aire por mezcla es el sistema más común. Se puede realizar de varias formas diferentes, pero en cualquier caso es necesario introducir el aire a una velocidad suficiente para mezclarse con el aire del local y alcanzar la zona de ocupación.

Esta distribución es relativamente estable con caudales reducidos y se ve escasamente afectada por la eventuales fuentes de calor del local. Se puede alcanzar un cierto efecto de desplazamiento situando las unidades de impulsión y de aspiración sobre caras opuestas del recinto. Con esta distribución la concentración de partículas contaminantes y la temperatura se mantienen uniformes a lo largo del local.

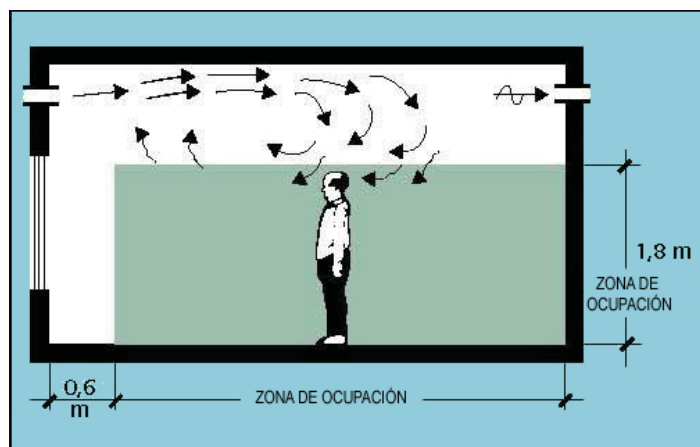


Fig. 7 – Ventilación por mezcla



- **Ventilación por desplazamiento**

La ventilación por desplazamiento se caracteriza por un movimiento del flujo de aire casi unidireccional. El aire se introduce en cantidad suficiente para alimentar la corriente convectiva a baja velocidad (0,2 – 0,6 m/sg) y a una temperatura ligeramente inferior a la del ambiente (0 – 6°C). Al contacto con las distintas fuentes de calor del local, el aire se recalienta y se eleva evacuando la carga calorífica y las sustancias contaminantes. Se produce así un gradiente de temperatura en el sentido del movimiento del aire y una concentración del aire viciado en la extracción

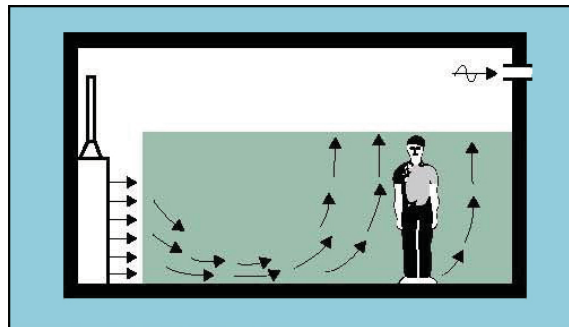


Fig. 8 – Ventilación por desplazamiento

4.2 Características de los dos métodos

Mezcla o inducción	Desplazamiento
Estabilidad de la vena de aire con caudales reducidos	Movimiento de aire aceptable con grandes caudales
Alto grado de turbulencia	Grado de turbulencia reducido
Mayor potencia frigorífica	Potencia frigorífica reducida
Posibilidad de mayores gradientes de temperatura entre el aire de impulsión y el del ambiente	Necesidad de gradientes térmicos reducidos entre el aire de impulsión y el del ambiente
Concentración uniforme de los elementos contaminantes	Menor concentración de impurezas en la zona ocupada que en la extracción
Flexibilidad para colocar las U.T.D y las U.T.E.	U.T.D. de grandes dimensiones
Temperaturas uniformes en el local	Alto gradiente de temperatura entre la impulsión y la extracción



CAPÍTULO 5

VENTILACIÓN ISOTÉRMICA POR MEZCLA

- 5.1. Generalidades sobre las venas de aire**
- 5.2. Tipos de venas de aire**
- 5.3. Venas libres y adherentes**
- 5.4. Diferentes zonas de las venas de aire**
- 5.5. Medidas en laboratorio**
- 5.6. Venas cónicas**
- 5.7. Venas planas**
- 5.8. Venas radiales**
- 5.9. Influencia del local y velocidad máxima en la zona de ocupación**
- 5.10. Alcance y zona de influencia**
- 5.11. Locales profundos**



5.1 Generalidades sobre las venas de aire

El flujo de aire de una vena que sale a través de una U.T.D. es en general de tipo turbulento. Las turbulencias generadas se desplazan en todos los sentidos respetando no obstante la dirección principal de la vena.

Para el cálculo, la velocidad en un punto viene representada como un valor medio en el tiempo.

Para las venas libres, la presión en el centro de la misma es prácticamente igual a la presión exterior. Por este motivo, el producto de la masa de aire por la velocidad ($m \cdot v$) en la dirección principal del desplazamiento, puede considerarse como constante.

Según se ha visto anteriormente, las venas se desplazan arrastrando el aire que las rodea (aire secundario) con el consiguiente aumento de caudal y reducción de la velocidad en el sentido del desplazamiento.

La distribución de velocidades perpendicularmente al desplazamiento sigue una función de Gauss (Fig 9)

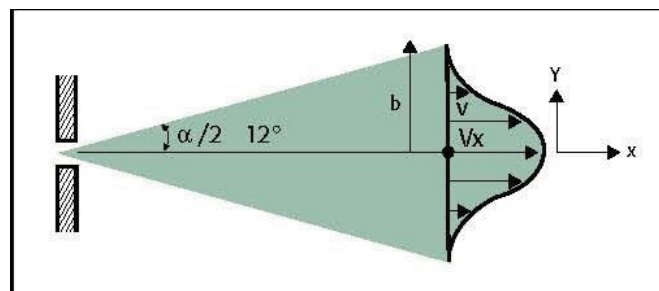


Fig 9 – Perfil de velocidades en el sentido de la vena

El perfil de velocidades viene definido por la ecuación de Abramovich:

$$V/V_x = [1 - (y/b)^{1,5}]^2$$

A la distancia $y=0,4 \cdot b$, la velocidad es igual al 50% de la velocidad normal.

El perfil de temperatura también adopta una forma similar a la descrita, pero un poco más plana.

A larga distancia de la abertura, se producen perturbaciones externas que producen la dispersión de la vena.

Con una vena completamente definida, el flujo de aire se dispersa en el recinto según un ángulo constante de apertura de 24° (Fig. 10). Este ángulo es hasta cierto punto, independiente de la forma de la boca de impulsión.

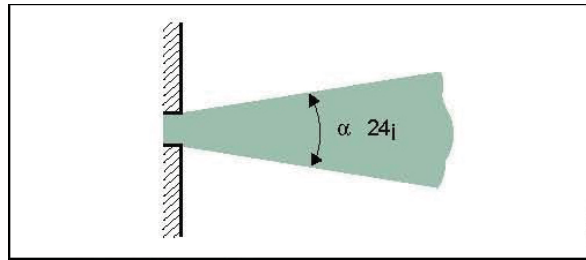


Fig 10 – Ángulo de dispersión de la vena

Las aletas directrices de una U.T.D. afectan de un modo importante al ángulo de impulsión

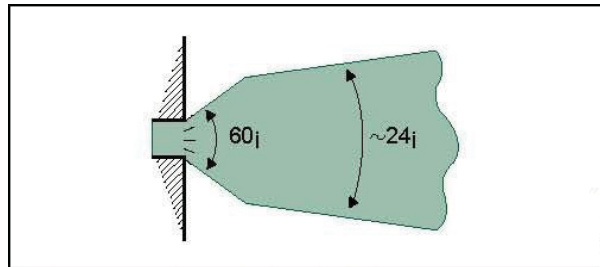


Fig. 11 – Ángulo de la vena con aletas divergentes

La variación de la velocidad, así como la de temperatura se ve fuertemente afectada por la orientación de las aletas. Estas aletas reducen el valor del coeficiente K como veremos más detalladamente.

La pérdida de impulsión se representa con el factor de impulsión i , cuyo valor, función del cociente $A_{\text{neto}}/A_{\text{bruto}}$ es inferior a 1

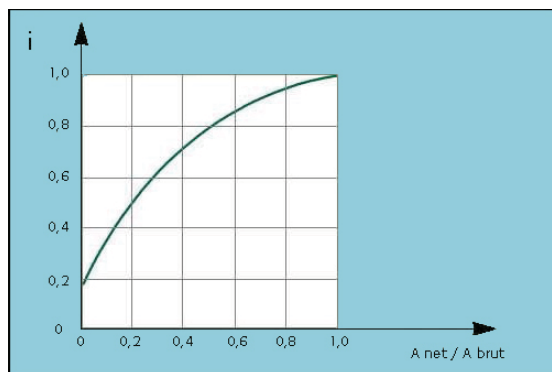


Fig. 12 – Factor de impulsión en función del factor de la U.T.D

El factor de impulsión puede tener una gran importancia cuando se impulsa a través de chapas perforadas.



Para la mayoría de las U.T.D. este factor está próximo a 1 salvo en el caso de que las aletas no sean paralelas. En ese caso está incluido en el factor **K** de la U.T.D.

Hay otro fenómeno que se produce en la descarga de una U.T.D.; la vena de aire no ocupa la totalidad de la sección libre. Esto se explica mediante el coeficiente de contracción ϵ , definido como la relación entre la superficie efectiva de paso (vena contracta) y la superficie neta de la U.T.D., valor igual o inferior a 1 según la forma de la abertura.

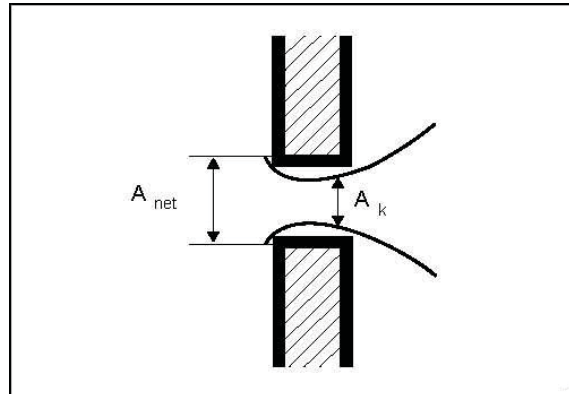


Fig. 13 – Contracción de la vena en la abertura de una U.T.D.

5.2 Tipos de venas de aire

Se pueden distinguir tres tipos fundamentales de venas de aire, definidas esencialmente por la forma de la unidad terminal de difusión (U.T.D):

- **Venas cónicas:** de sección circular simétrica axialmente
 - **Venas planas:** de sección rectangular
 - **Venas radiales:** formadas por múltiples flujos planos distribuidos en forma de corona circular
- Las venas cónicas se obtienen a partir de aberturas circulares o rectangulares incluso cuando estas últimas son relativamente alargadas
- Las venas planas puras se obtienen solamente a partir de aberturas estrechas y alargadas, sobre todo cuando se extienden a todo lo ancho del recinto, de forma que las paredes laterales eviten la difusión de la vena.
- Las venas radiales se obtienen impulsando el aire a través de aberturas con forma de corona circular.

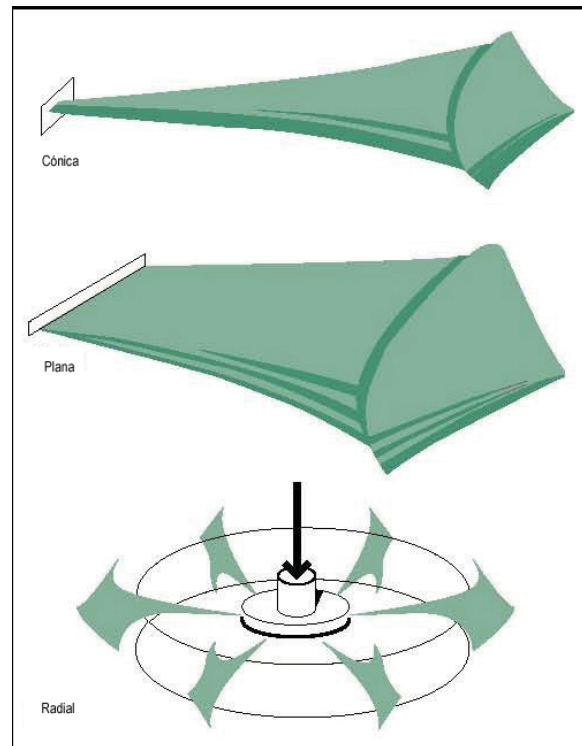


Fig. 14 – Tipos de venas

5.3 Venas libres y adherentes

Es necesario diferenciar entre venas de tipo libre o adherente, pudiendo presentarse en cualquiera de las tres formas citadas anteriormente.

Las venas mantienen su forma siempre que no encuentren obstáculo alguno en su recorrido.

- **Venas libres**

Se obtiene una vena libre siempre que se impulsa una corriente de aire en un recinto de dimensiones teóricamente infinitas, de tal manera que las paredes no afectan a la difusión del aire

El caudal de aire de una vena libre aumenta de forma continua y progresiva en el sentido de su desplazamiento al mismo tiempo que disminuye su velocidad. El aumento del caudal es debido a la inducción de aire secundario del recinto por el aire primario de la vena

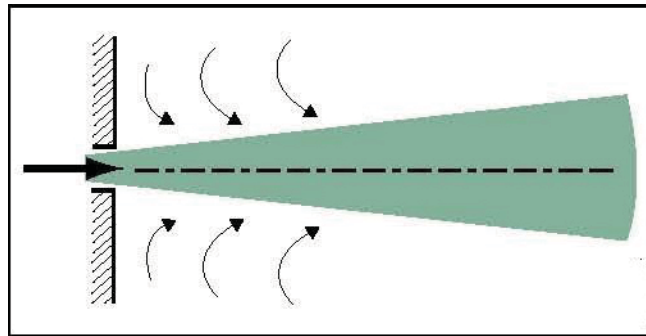


Fig. 15 – Vena libre

- **Venas adherentes**

Las venas adherentes se obtienen cuando se impulsa el aire a través de una U.T.D. situada de tal manera que la vena se desplaza a lo largo de una superficie; su forma será la de una vena libre de sección transversal reducida.

El caudal de aire aumenta también de forma continua en el sentido del desplazamiento, mientras que la velocidad disminuye un poco más lentamente que en el caso de una vena libre, dado que el aire secundario solamente es inducido por una parte.

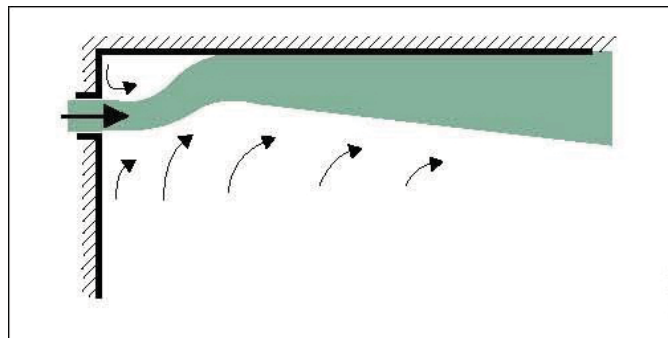


Fig. 16 – vena adherente

La vena tiende a mantenerse adherida a la superficie gracias a la depresión creada por la velocidad del aire. Este fenómeno es denominado **Efecto Coanda** y es función de la distancia de la U.T.D. al techo. Esta distancia afecta a las velocidades de la vena de aire según un factor corrector **Ch**



5.4 Diferentes zonas de una vena de aire

En la salida de una vena de aire a través de una U.T.D, se distinguen varias zonas según la distancia al plano de la U.T.D. según se indica en la Fig. 17

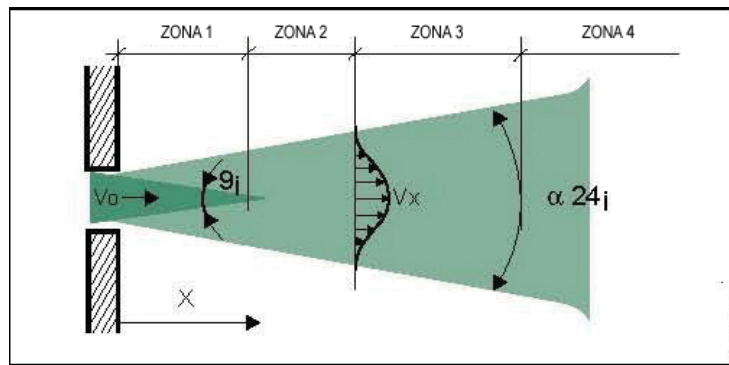


Fig. 17 – Zonas en una vena libre

- **Zona inicial (Zona 1)**

Zona limitada cercana a la abertura. La velocidad se mantiene constante en el centro de un cono de 9° de ángulo. En esta zona no se produce el fenómeno de inducción.

- **Zona de transición (Zona 2)**

Zona en la cual la velocidad disminuye de forma inversamente proporcional al cuadrado de la distancia. Es la zona principal de las venas planas; se extiende a lo largo de una distancia de cuatro a seis veces la longitud de la abertura.

- **Zona principal (Zona 3)**

Zona de mayor amplitud, en la que la velocidad disminuye de forma inversamente proporcional a la distancia. Es la zona principal de las venas cónicas y radiales; la vena adopta una forma circular o semi-circular. Esta zona se extiende hasta una distancia de 25 a 100 veces el diámetro equivalente de la abertura.

- **Zona terminal (Zona 4)**

En esta zona la velocidad disminuye muy rápidamente de manera inversamente proporcional al cuadrado de la distancia. La velocidad del aire disminuye hasta un valor inferior a $0,25 \text{ m/sg}$, generalmente llamado aire en reposo. Esta zona es frecuentemente afectada por una pared del recinto que la vena llega a tocar; no se tiene en cuenta para el cálculo de las características de la U.T.D.



5.5 Medidas en laboratorio

Las características técnicas de las U.T.D. tales como rejillas, difusores multicono, difusores lineales y difusores perforados, se verifican mediante ensayos en laboratorio siguiendo las normas ISO 5219, 5135, 3741 y EN 12238.

Los ensayos se realizan con aire isotérmico para diferentes caudales d aire. Las medidas se realizan a una distancia superior a un metro de la pared opuesta (0,5 m. para las venas radiales).

La velocidad central de la vena se mide a ocho distancias diferentes con intervalos mínimos de 30 cm. La velocidad del primer punto debe ser superior a 0,5 m/sg.

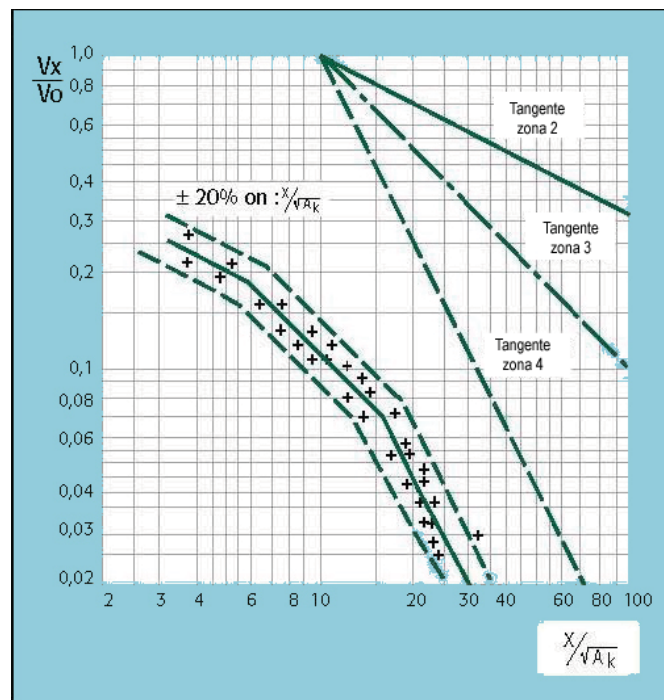


Fig. 18 – Representación de los resultados de los ensayos

Las unidades de pared se montan a 0,2 m. del techo para obtener una vena semi-libre

Las unidades de techo se montan a ras del mismo

Las medidas de velocidad para una serie completa de U.T.D. se presentan en diagramas de este tipo

Para las venas cónicas y radiales la representación del gráfico viene definida por una recta de pendiente (1) (zona 3) y las venas planas por una pendiente (-0,5) (Línea zona 2)



Cada recta obtenida se puede utilizar para toda una serie de U.T.D. de las mismas características, a condición de que los puntos obtenidos en las mediciones estén comprendidos dentro de dos líneas paralelas situadas a $\pm 20\%$ de la línea media.

El diagrama permite conocer la velocidad V_x a una distancia X y viceversa.

En el caso de U.T.D. de tipo lineal se utiliza en abscisas el número adimensional X/h_k , donde h_k es la altura eficaz, en sustitución de la relación X/\sqrt{Ak}

Los coeficientes característicos $K_{1,2,3}$ se determinan por la intersección de la recta representativa de los puntos y el eje de ordenadas en $V_x / V_k = 1$

5.6 Venas cónicas

Cuando el aire se impulsa a través de una abertura redonda o cuadrada, la vena adopta la forma de un cono.

La sección transversal de la vena es de forma circular cuando la relación entre la longitud y la altura de la U.T.D. es inferior a 10.

Las venas cónicas se calculan según la teoría desarrollada a continuación.

5.6.1 Venas cónicas libres

Los parámetros que sirven para el estudio de las venas cónicas libres son los que se indican en la fig. 19

La distancia X_p entre el plano de la U.T.D. y el vértice del cono, lleva el nombre de distancia polar.

Para las venas libres la distancia polar es tan pequeña que puede considerarse igual a cero.

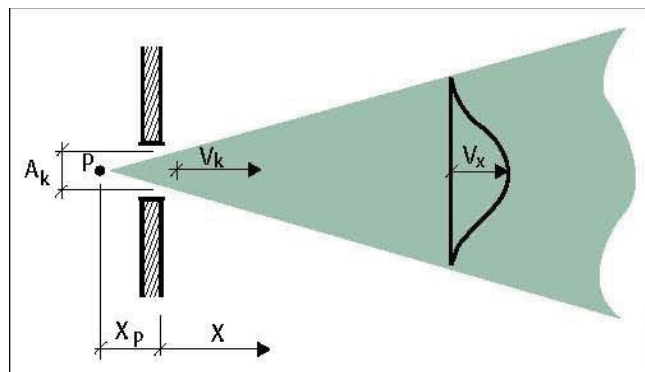


Fig. 19 – vena cónica libre



De la teoría general sobre las venas libres se deducen las siguientes ecuaciones para el cálculo de velocidades, caudales y temperaturas:

✚ Cálculo de la velocidad en el centro de la vena

$$V_x/V_k = K_1 \cdot \sqrt{A_k} / X$$

✚ Cálculo del caudal

$$Q_x/Q_0 = 2 \cdot X / (K_1 \cdot \sqrt{A_k}) = 2 \cdot V_k/V_x$$

✚ Cálculo de la temperatura

$$\Delta T_x / \Delta T_0 = 3 \cdot K_1 \cdot \sqrt{A_k} / (4 \cdot X) = 0,75 \cdot V_x/V_k$$

Siendo:

K_1 : Constante de la U.T.D. = 6,5 para venas libres en salidas abiertas sin rejillas

V_x : Velocidad en el centro de la vena a la distancia X de la U.T.D. (m/sg)

V_k : Velocidad efectiva del aire en la U.T.D. (m/sg)

Q_0 : Caudal de aire de la U.T.D. o aire primario (m³/h)

Q_x : Caudal de aire de la vena a la distancia X (m³/h)

X: Distancia medida desde la U.T.D. (alcance o zona de influencia) (m)

A_k : Superficie eficaz de la U.T.D. calculada como la relación Q_0/V_k (m²)

K_1 : Constante de la U.T.D. (Venas cónicas)

ΔT_0 : Diferencia de temperaturas entre la del aire impulsado y la del recinto (°C)

ΔT_x : Diferencia de temperaturas entre la del aire del recinto y la del centro de la vena a la distancia X (°C)

5.6.2 Venas cónicas adherentes

Se obtiene una vena cónica adherente cuando la U.T.D. está situada en las proximidades de una superficie paralela a la dirección del flujo. El aire primario se mezcla con el del recinto solamente del lado opuesto a la superficie.



Esta superficie en cuestión impide el aporte de aire secundario, produciendo en consecuencia una ligera depresión, provocando la adherencia de la vena. Este fenómeno se conoce con el nombre de **efecto Coanda**.

Para que una vena de aire inyectada paralelamente a una superficie se adhiera a ella, es necesario que la separación sea pequeña, generalmente inferior a 30 cm.

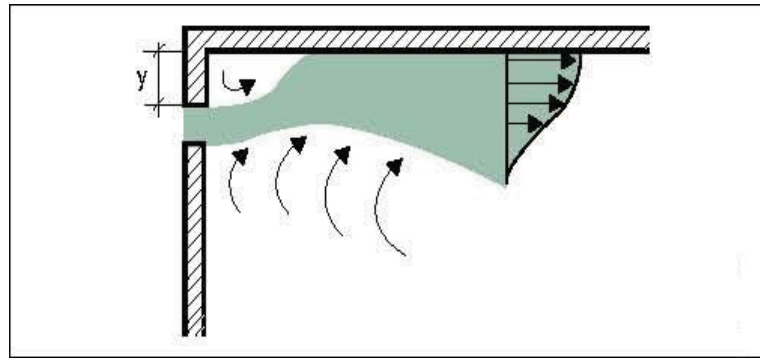


Fig 20 – Vena adherente semi-libre

Los ensayos realizados en laboratorio sobre este tipo de venas paralelas al techo han demostrado que la distancia máxima de separación - Y - para que se mantenga la adherencia es función de la profundidad - L - del local y de la diferencia de temperatura entre el aire impulsado y el del recinto.

Para diferencias de temperatura superiores a 3.3°C se puede establecer la siguiente relación:

$$Y_{\text{máx}} = 0,5 \cdot L / \Delta T_0$$

En condiciones isotérmicas la relación sería:

$$Y_{\text{máx}} = 0,15 \cdot L$$

La distancia límite a partir de la cual no se produce el efecto Coanda es de **0,7 m**

En el caso en que la dirección de la corriente de aire no es horizontal, las constantes de las fórmulas anteriores son diferentes.

La velocidad de la vena V_x es más elevada en una vena adherente que en una vena libre. El coeficiente K_1 de las U.T.D es tanto mayor cuanto más cerca se instalan de la superficie (como valor indicativo se puede considerar $K_1 = 7,2$ para una U.T.D. situada a 20 cm. del techo).

En la fig 21 se puede determinar el factor C_1 a aplicar a K_1 cuando la distancia al techo es distinta de 20 cm.

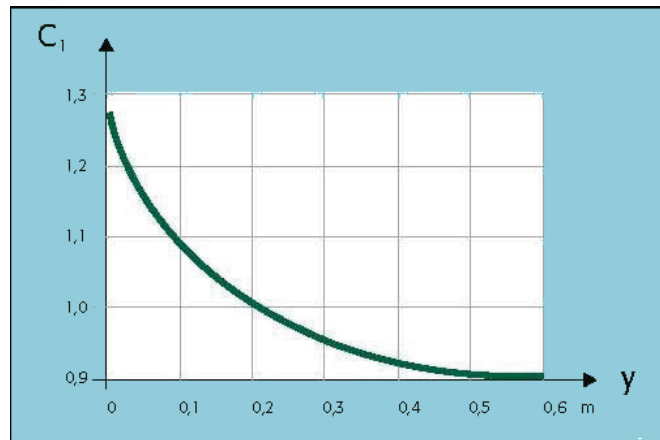


Fig 21 – Factor de corrección para la distancia al techo (vena cónica horizontal)

Los flujos adherentes y semi-libres pueden, teóricamente, considerarse como venas libres producidas en aberturas de sección doble (con doble caudal) en cuya superficie se dividiera la vena en dos a lo largo del eje central.

El ángulo de dispersión vertical resultante es igual a la mitad del de una vena libre, es decir 12°. En la práctica es algo inferior a 12°

El ángulo horizontal es superior al de una vena libre, pudiendo provocar las aletas deflectoras modificaciones importantes.

En la práctica se puede decir que el ángulo horizontal es igual a 30° más el ángulo de divergencia de las aletas.

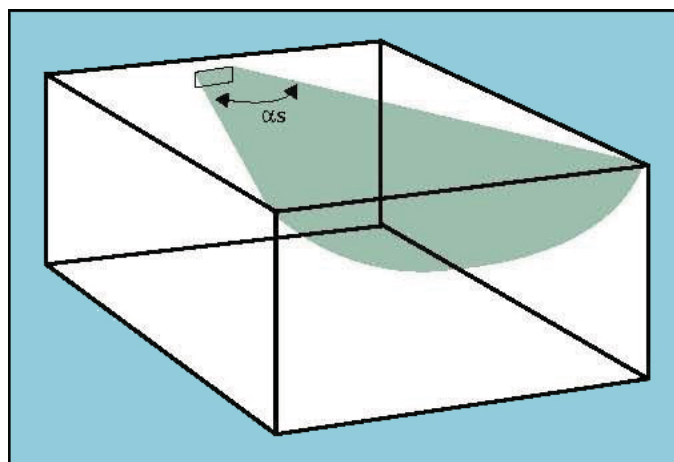


Fig 22 – Dispersión de una vena de aire adherente



5.7 VENAS PLANAS

Se obtiene una vena plana cuando se utilizan aberturas más largas y estrechas, especialmente cuando se extienden sobre toda la anchura del recinto, de manera que las paredes laterales actúan como guía del flujo de aire.

En la práctica se pueden obtener venas planas con aberturas más cortas cuando **el ancho de la boca es 10 veces superior a la altura**.

En estos casos la vena puede considerarse como plana hasta una distancia de cuatro a seis veces el ancho de la boca.

5.7.1. Venas planas libres

Como en el caso de las venas cónicas, es posible definir las ecuaciones aplicables a los cálculos de velocidad, caudal y temperatura a lo largo del eje de la vena.

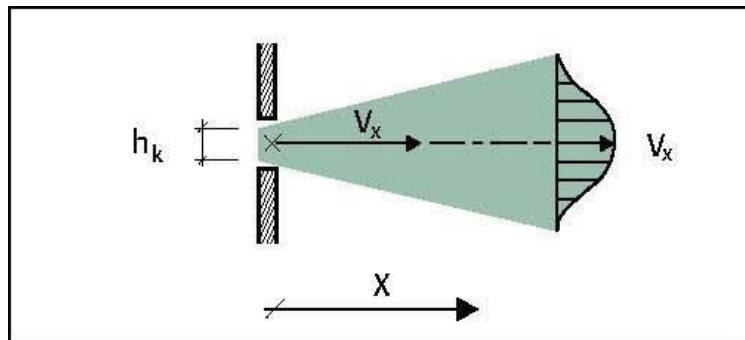


Fig. 23 – vena plana libre

V_x : Velocidad en el centro de la vena a la distancia X de la U.T.D. (m/sg)

V_k : Velocidad efectiva del aire en la U.T.D. (m/sg)

Q_0 : Caudal de aire de la U.T.D. o aire primario (m^3/h)

Q_x : Caudal de aire de la vena a la distancia X (m^3/h)

X : Distancia medida desde la U.T.D. (alcance o zona de influencia) (m)

h_k : Altura eficaz de la U.T.D. = $Q_0 / (l \cdot V_k)$



K_2 : Constante de la U.T.D. (Venas planas)

ΔT_0 : Diferencia de temperaturas entre la del aire impulsado y la del recinto ($^{\circ}\text{C}$)

ΔT_x : Diferencia de temperaturas entre la del aire del recinto y la del centro de la vena a la distancia X ($^{\circ}\text{C}$)

l : Anchura de una U.T.D. lineal (m)

✚ Cálculo de la velocidad en el centro de la vena

$$V_x/V_k = \sqrt{K_2 \cdot h_k / X}$$

✚ Cálculo del caudal

$$Q_x/Q_0 = \sqrt{2 \cdot X / (K_2 \cdot h_k)} = \sqrt{2} \cdot V_k/V_x$$

✚ Cálculo de la temperatura

$$\Delta T_x / \Delta T_0 = \sqrt{3 \cdot K_2 \cdot h_k / (4 \cdot X)} = 0,9 \cdot V_x/V_k$$

5.7.2 Venas planas adherentes

Cuando la abertura está muy cerca del techo o de otras paredes del recinto, la vena resultante es del tipo adherente como en el caso de las venas cónicas.

Las ecuaciones de las venas libres son también válidas para las adherentes si se modifica la constante de la U.T.D.

La figura 24 nos da el factor de corrección C_2 para el cálculo de K_2 en función de la distancia al techo (Y en abscisas) con un valor de referencia a 20 cm. según la norma ISO (valor indicativo $K_2 = 10$ para una U.T.D. lineal a 20 cm. del techo)

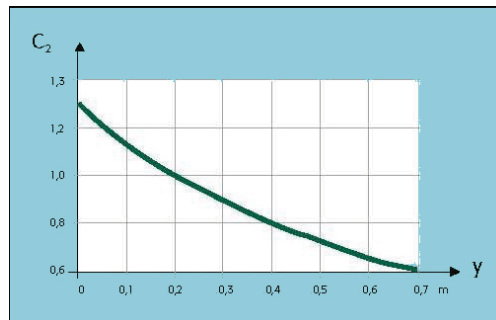


Fig 24 – Factor de corrección para la distancia al techo (vena plana horizontal)



5.8 Venas radiales

De manera general las venas producidas por los difusores circulares instalados en techo son de tipo radial. Si el difusor es de conos regulables, es posible alcanzar una vena de forma cónica dirigida hacia abajo, con un ángulo de dispersión de 24°

5.8.1 Venas radiales libres

Una vena radial libre se puede esquematizar de la forma siguiente (Fig. 25)

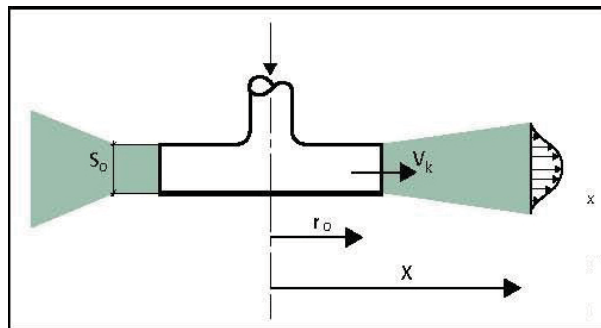


Fig 25 – Vena radial libre

Igual que en el caso de las venas cónicas, se pueden establecer las siguientes ecuaciones:

V_x : Velocidad en el centro de la vena a la distancia X de la U.T.D. (m/sg)

V_k : Velocidad efectiva del aire en la U.T.D. (m/sg)

Q_0 : Caudal de aire de la U.T.D. o aire primario (m³/h)

Q_x : Caudal de aire de la vena a la distancia X (m³/h)

X : Distancia medida desde la U.T.D. (alcance o zona de influencia) (m)

A_k : Superficie eficaz de la U.T.D. calculada como relación Q_0 / V_k

K_3 : Constante de la U.T.D. (Venas radiales)

ΔT_0 : Diferencia de temperaturas entre la del aire impulsado y la del recinto ($^\circ\text{C}$)

ΔT_x : Diferencia de temperaturas entre la del aire del recinto y la del centro de la vena a la distancia X ($^\circ\text{C}$)

ξ : Coeficiente de contracción

 **Cálculo de la velocidad en el centro de la vena**



$$V_x/V_k = K_3 \cdot \sqrt{A_k / X}$$

✚ **Cálculo del caudal**

$$Q_x/Q_0 = \sqrt{2} \cdot X / (K_3 \cdot \sqrt{A_k}) = \sqrt{2} \cdot V_k/V_x$$

✚ **Cálculo de la temperatura**

$$\Delta T_x / \Delta T_0 = \sqrt{3/4} \cdot K_3 \cdot \sqrt{A_k} / X = 0,9 \cdot V_x/V_k$$

Donde

$$A_k = Q_0 / V_k = \epsilon \cdot A_{neta}$$

Para los difusores circulares:

$$A_{neta} = 2 \cdot \pi \cdot r_0 \cdot S_0$$

5.8.2 Venas radiales adherentes

Las ecuaciones para una vena libre son válidas también para las venas adherentes, adoptando los correspondientes coeficientes de corrección.

La fig 26 indica el factor de corrección C_3 a aplicar a K_3 en función de la distancia al techo, con un valor de referencia a 0 metros, según la norma ISO (valor indicativo $K_3 = 1.3$ para una U.T.D. a ras del techo)

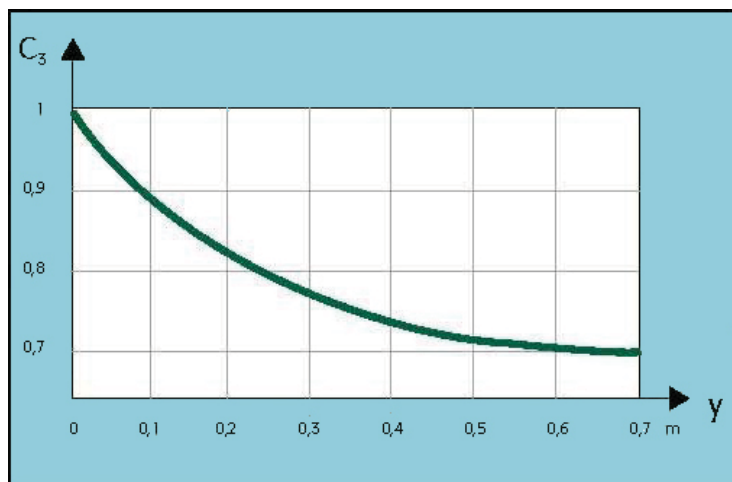


Fig. 26 – Factor de corrección según la distancia al techo (vena radial horizontal)



5.9 Influencia del local y velocidad máxima en la zona de ocupación

Las teorías desarrolladas para las venas de aire son válidas para locales de dimensiones infinitas según se ha mencionado anteriormente.

En la realidad las dimensiones del local influyen sobre el modelo de distribución de aire de una U.T.D.

Cuando la vena alcanza la pared opuesta, se produce un efecto de choque que reduce la velocidad de la vena. La velocidad en la pared es inferior a la velocidad teórica. Esto, que es válido para las venas isotérmicas, puede también aplicarse a las no isotérmicas.

La relación K_z entre la velocidad terminal teórica V_x (a la distancia X) y la velocidad máxima en la zona ocupada V_z ha sido determinada experimentalmente en un modelo a escala real para diferentes formas de recintos y distintos tipos de U.T.D.

$$K_z = V_x / V_z$$

Lo mismo ocurre para la relación K_r entre la velocidad máxima en la zona ocupada y la velocidad media en esta zona V_r :

$$K_r = V_r / V_z \text{ (El valor } K_r \text{ oscila entre 0.6 y 0.7 para las tres familias de venas)}$$

Para las U.T.D. montadas en pared, la distancia X se considera igual a la profundidad del local.

Para una vena cónica adherente, la fig. 27 indica los resultados de las medidas realizadas en un recinto de altura entre 2.5 y 3.5 m. Esto indica la influencia de la anchura del local

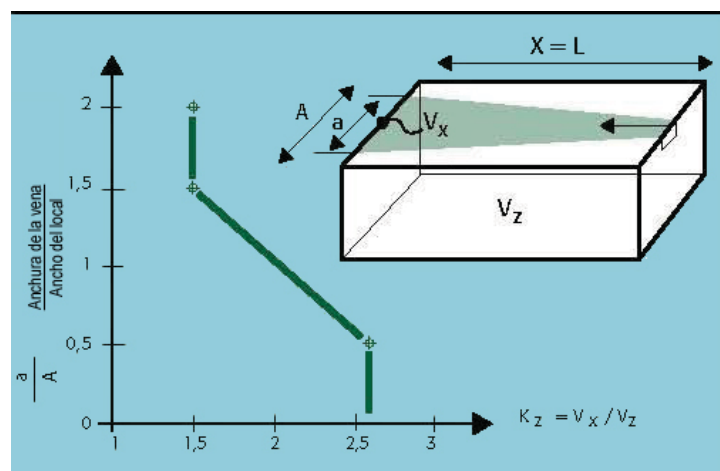


Fig 27 – Velocidad máxima en la zona de ocupación (vena cónica isotérmica adherente)



Por ejemplo, cuando la vena cubre todo el ancho del local y alcanza la pared opuesta, la U.T.D. puede seleccionarse con una velocidad terminal igual al doble de la velocidad máxima admisible en la zona de ocupación.

La figura anterior se puede utilizar también para determinar la interacción de varias U.T.D. situadas en la misma pared. El ancho del local se divide por el número de U.T.D.

La dispersión de la vena debida a la inclinación de las aletas se tiene en cuenta para el cálculo del valor "a"

En el caso de aletas sin inclinación se calcula el ancho de la vena tomando 30º como valor del ángulo de dispersión.

Para las otras posiciones, el ángulo se calcula de la siguiente manera:

- Aletas delanteras: 30º + ángulo de las aletas
- Aletas traseras: 30º +1/2 del ángulo de las aletas

En el caso de venas planas y radiales, los ensayos realizados a escala real dan un valor de K_2 igual a 1.5 independientemente del ancho del recinto. Esto significa, por ejemplo, que para alcanzar una velocidad máxima de 0.2 m/sg en la zona de ocupación, es necesario calcular la U.T.D con una velocidad terminal de 0.3 m/sg.

La velocidad media V_r admisible, depende de la actividad y del tipo de local:

TIPO DE ACTIVIDAD	TIPO DE LOCAL	V_r RECOMENDADA (m/sg)
Actividad sin puesto fijo	Fábricas – Grandes almacenes – Recintos deportivos	0,25 – 0.30
Actividad diversa	Oficinas – Talleres – Laboratorios	0.20 – 0.25
Actividad sedentaria	Salas de espectáculos – Hospitales - Teatros	0.15 – 0.20

5.10 Alcance y zona de influencia

En la selección de una U.T.D. es preciso tener muy en cuenta el concepto de alcance o zona de influencia.

El alcance es igual a la distancia desde la U.T.D. hasta un punto en el que la velocidad en el centro ha alcanzado un valor determinado previamente; esto es válido para una vena isotérmica en un local ideal de dimensiones infinitas.

Habitualmente esta velocidad terminal es igual a 0.2 m/sg



Como hemos visto anteriormente, dado que la velocidad en la zona ocupada depende de la geometría del local, no es la velocidad de la vena lo verdaderamente importante.

Especialmente en el caso en que se impulsa aire a una temperatura más baja que la del local, es necesario realizar un dimensionamiento muy preciso de la U.T.D. si se quieren evitar los problemas de las corrientes de aire.

El concepto de alcance **L 0.2** (envolvente de velocidad igual a 0.2 m/sg) utilizada por algunos fabricantes, constituye en ese caso un concepto inadecuado; otro tanto ocurre cuando se da este alcance para una velocidad de 0.5 m/sg.

Así pues es necesario, más allá del alcance, calcular la velocidad terminal V_x en función de K y de A_K

La distancia X a la cual se efectúa el cálculo, se llama distancia de influencia, y se designa con el símbolo X_L

Esta distancia, medida en el eje de la vena, va desde la U.T.D. al punto más alejado de la zona de influencia de esta U.T.D. (Fig. 28)

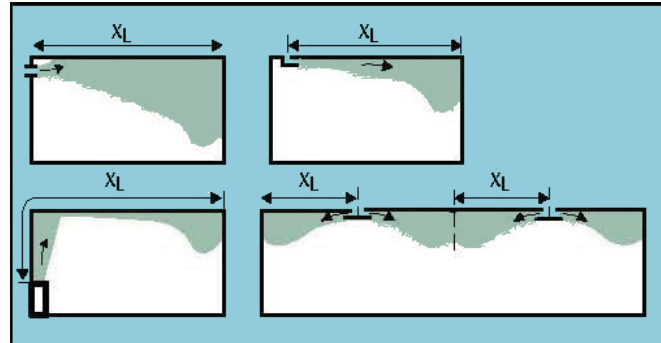


Fig 28 – Zona de influencia X_L

Cuando la vena se impulsa desde el suelo y es de forma cónica inicialmente, se transforma en radial al encontrarse con el techo.

Para alturas de techo inferiores a 4 m. se puede considerar la zona de influencia como si se tratara de una U.T.D. radial de 180° situada en el ángulo pared techo. La constante de la U.T.D es en ese caso la siguiente: $K_3 = 0.22 \cdot K_1$



5.11 Caso de locales profundos

Cuando se introduce una vena de aire en un local de profundidad entre 2.5 y 4.5 veces su altura, el aire no llega a alcanzar la pared opuesta.

En ese caso la vena se retroalimenta con un fenómeno de autoinducción, con un incremento de la velocidad de inyección. La distancia de penetración permanece constante, pero las velocidades en la vena y en el local aumentan.

La distancia de penetración X_{max} es igual a la distancia entre la pared y el punto donde la velocidad V_z es la más elevada (Fig. 29)

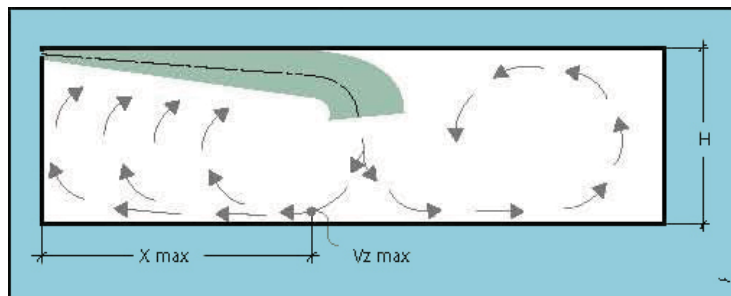


Fig. 29 – Penetración de la vena en un local profundo

La distancia de penetración X_{max} depende de las dimensiones del local, del tipo de vena y de la constante de la U.T.D.

Para anchos del local inferiores a cuatro veces su altura, se puede calcular X_{max} por las ecuaciones siguientes (Ref. B):

Vena cónica: $X_{max} = 0.40 \cdot K_1 \cdot \sqrt{A} \cdot H$

Vena plana: $X_{max} = 0.24 \cdot K_2 \cdot H$

Vena radial: $X_{max} = 1.50 \cdot K_3^2 \cdot H$

En el caso de impulsión desde encimeras, a lo largo de la pared:

Vena cónica: $X_{max} = 0.07 \cdot K_1^2 \cdot H$

Vena plana: $X_{max} = 0.24 \cdot K_2 \cdot H$

En el caso de locales profundos la distancia de influencia X_L se considera igual a X_{max} y K_z es ligeramente superior al K_z de locales poco profundos



Capítulo 6

Ventilación por mezcla no isotérmica

6.1 Número de Arquímedes

6.2 Venas libres

6.3 Venas adherentes

6.4 Carga térmica máxima

6.5 Obstáculos en la vena de aire

6.6 Inducción



6.1 Número de Arquímedes

En los párrafos anteriores se han examinado los tipos de venas de aire en condiciones isotérmicas (temperatura de impulsión = temperatura ambiente).

Cuando la temperatura del aire impulsado es inferior o superior a la del local, los problemas de la distribución de aire son más complejos, al intervenir las diferencias de densidad.

La gravedad ejerce una acción en el mismo sentido o en el sentido opuesto de la vena, según que la temperatura sea respectivamente inferior o superior a la temperatura ambiente.

El número de Arquímedes (A_r) es el que define la relación entre la gravedad y la densidad:

$$A_r = g \cdot \Delta T_x \cdot D / (T_a \cdot V_x^2) \quad (4)$$

Donde:

g : Aceleración de la gravedad (9.81 m/sg²)

ΔT_x : Diferencia de temperaturas entre el aire ambiente
y el de la vena de aire a la distancia X (°C)

D : Dimensión característica de la vena de aire o de la U.T.D. (m)

T_a : Temperatura del aire ambiente (°C)

V_x : Velocidad del aire ambiente a la distancia X (m/sg)

El comportamiento de todas las venas de aire no isotérmicas introducidas en un recinto cualquiera, se ve fuertemente influenciado por el número de Arquímedes.

El índice X representa la distancia, medida desde la U.T.D. a lo largo del eje de la vena, a la cual se calcula A_r

Para calcular A_r a la distancia X , la dimensión D es igual a la mitad del espesor de la vena en el caso de venas planas y a la mitad del diámetro en el caso de venas cónicas.



Para calcular A_r , en la abertura de la U.T.D. el valor X es igual a 0, y la dimensión D es igual a la raíz cuadrada de la superficie efectiva o a la altura efectiva, según que la U.T.D. sea respectivamente de forma rectangular o lineal.

El análisis de la ecuación (4) nos indica que A_r es nulo cuando la vena es isotérmica ($\Delta T_x = 0$) y que el valor A_r aumenta a lo largo de la vena.

6.2 Venas libres

6.2.1 Venas horizontales

Una vena libre horizontal, no adherente, se desvía hacia abajo cuando su temperatura es inferior a la del ambiente, debido a la diferencia de densidades entre el aire impulsado y el del recinto.

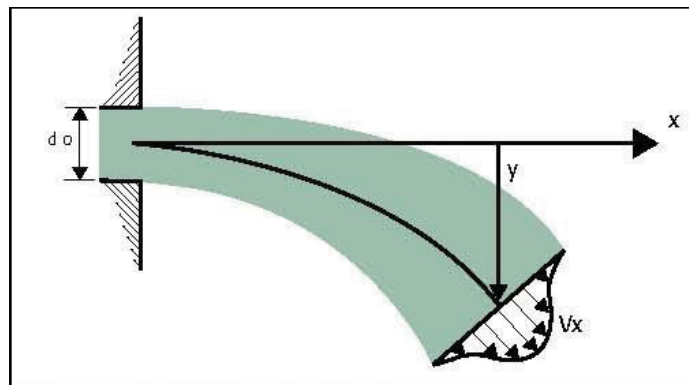


Fig 30 – Desviación de una vena libre fría

El eje de la vena de aire impulsado adopta experimentalmente a la distancia X una desviación hacia abajo Y expresada por la siguiente ecuación:

$$Y = 0.065 \cdot A_{r0} \cdot X^3 / d^2 \quad (5)$$

El diámetro equivalente d de la U.T.D. es igual al diámetro en el caso de las bocas circulares. En bocas rectangulares se expresa de la siguiente forma:

$$d = 1.28 \cdot A_K^{0.5} \quad (6)$$

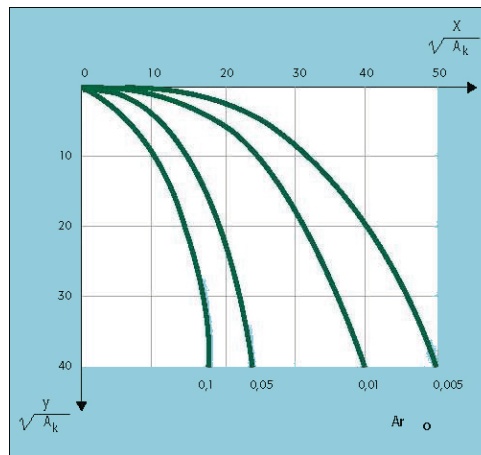


Fig 31 – Trayectoria del eje de una vena cónica fría

De la ecuación (5) se deduce que la línea central de la vena describe una parábola. Para determinar los valores de temperatura y velocidad de la vena y el correspondiente dimensionamiento de la U.T.D, la ecuación (5) se reduce a una expresión del tipo:

$$Y = \text{Constante} \cdot X^3$$

La ecuación (5) se transforma según los distintos tipos de venas:

- **Vena cónica**

$$Y = 0.013 \cdot \Delta T_0 \cdot A_K^{1.5} \cdot X^3 / (K_1 \cdot Q_0^2) \quad (7)$$

- **Vena plana**

$$Y = 0.021 \cdot \Delta T_0 \cdot h_K^{1.5} \cdot X^{2.5} \cdot l^2 / (K_2^{0.5} \cdot Q_0^2) \quad (8)$$

- **Vena radial**

$$Y = 0.013 \cdot \Delta T_0 \cdot A_K^{1.5} \cdot X^3 / (K_3 \cdot Q_0^2) \quad (9)$$

Significado de los símbolos

Y: Deflexión vertical o caída de la vena (m)

ΔT₀: Diferencia de temperatura entre el aire impulsado y el del ambiente (°C)

A_K: Superficie eficaz de la U.T.D calculada como Q₀ / V_K (m²)

X: Distancia medida desde la U.T.D. (Alcance o zona de influencia) (m)

Q₀: Caudal de aire de la U.T.D. (aire primario) (m³/h)

K: Constante de la U.T.D.



(K_1 – Vena cónica) (K_2 – Vena plana) (K_3 – Vena radial)

Para calcular la velocidad en el eje de la vena a una distancia determinada de la U.T.D. se procede de la siguiente manera:

- Se traza la gráfica de la ecuación $y = f(x)$ según las fórmulas (7) (8) y (9)
- Se mide la distancia S en el eje de la vena, desde la U.T.D hasta el punto en que se quiere conocer su velocidad
- Se calcula la velocidad en condiciones isotérmicas con las ecuaciones (1) (2) y (3) según el tipo de vena a la distancia S
- La velocidad se obtiene dividiendo la velocidad en condiciones isotérmicas por $\sqrt{\cos \phi}$, siendo ϕ el ángulo del eje de la vena con la horizontal a la distancia S

El método de cálculo descrito es válido hasta ángulos de hasta 45° , pero puede utilizarse hasta ángulos de 60° con una buena aproximación.

6.2.2 Venas verticales

Para las venas libres verticales existen una serie de ecuaciones que permiten el cálculo de la velocidad a la distancia y de la U.T.D. y a la distancia para la que la velocidad se anula, esto en el caso de venas cónicas y planas, ya que no existen venas radiales en este caso. (Fig 32)

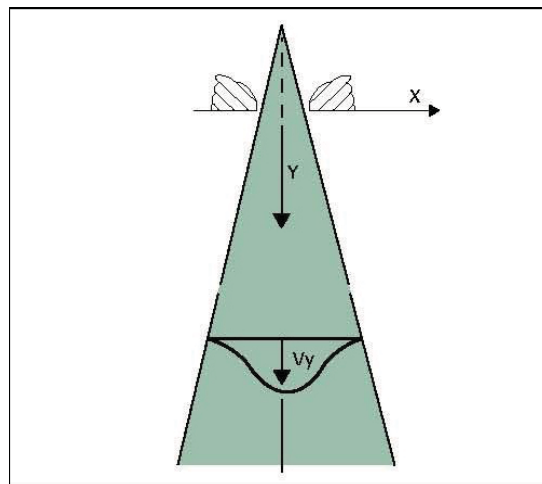


Fig 32 – Venas verticales

Para las venas cónicas se utiliza la ecuación siguiente:

$$V_y/V_k = K_1 \cdot \sqrt{A_k / y} \cdot \{1 \pm 0.06 \cdot [|\Delta T_0| \cdot \sqrt{A_k} / (K_1 \cdot V_k^2)] \cdot (y/\sqrt{A_k})^2\}^{1/3}$$

El signo de los factores entre paréntesis es el que se indica en la tabla siguiente:



Vena vertical	Aire impulsado	
	Frío	Caliente
Dirigido hacia abajo	+	-
Dirigida hacia arriba	-	+

En el caso de aire caliente impulsado hacia abajo y de aire frío impulsado hacia arriba, (signo negativo en el paréntesis) la distancia máxima que puede alcanzar el aire es también la distancia para la cual el valor de V_y es igual a cero.

Se calcula con la ecuación siguiente:

$$y_{\text{máx}} = 3.96 \cdot (K_1 \cdot \sqrt{A_k} \cdot V_k^2 / \Delta T_0)^{0.5}$$

Y para las venas planas:

$$V_y/V_k = \{(K_2 \cdot h_k / \gamma)^{3/2} \pm 0.057 \cdot |\Delta T_0| \cdot h_k \cdot K_2 / V_k^2\}^{1/3}$$

donde el signo del paréntesis sigue el criterio definido en la tabla anterior.

La distancia $Y_{\text{máx}}$ se calcula mediante la siguiente ecuación:

$$Y_{\text{máx}} = 6.76 \cdot (h_k \cdot K_2)^{1/3} \cdot (V_k^2 / |\Delta T_0|)^{2/3}$$

Siendo:

V_k : Velocidad efectiva del aire en la U.T.D. (m/sg)

V_y : Velocidad a la distancia y (m/sg)

h_k : Altura efectiva de la U.T.D.

6.2.3 Venas inclinadas

Cuando una vena tiene una inclinación igual o inferior a 45° respecto de un u otro lado de la horizontal, se utilizan las ecuaciones indicadas para las venas horizontales, tomando como línea de referencia la dirección inicial de la vena, para el cálculo de la parábola descrita y de las velocidades. En este caso son válidas las ecuaciones del párrafo 6.2.1

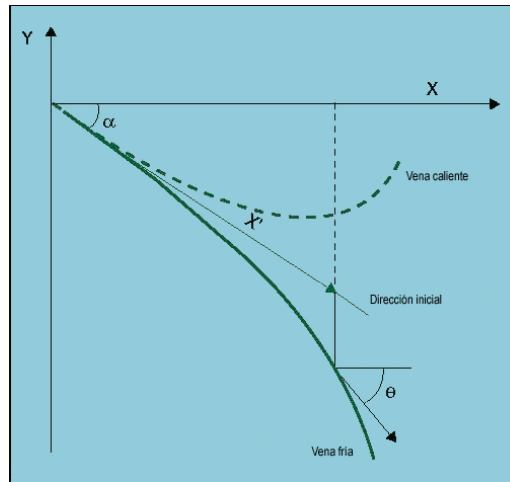


Fig. 33 – Vena inclinada

6.3 Venas adherentes

Cuando el aire se impulsa en la cercanía de una superficie, el techo por ejemplo, se produce un fenómeno de adherencia denominado *Efecto Coanda*.

Cuando se impulsa aire a una temperatura inferior a la del local, es muy importante apoyarse en el efecto Coanda con el fin de que la vena penetre profundamente en el local antes de curvarse hacia abajo como lo haría en el caso de una vena libre horizontal.

Penetrando ampliamente en el local antes de entrar en la zona de ocupación, la vena garantiza una mejor mezcla con el aire interior así como una temperatura más elevada.

Es necesario, en consecuencia, que la velocidad de la vena sea relativamente elevada para mantener la suficiente adherencia.

No obstante lo anterior, a una cierta distancia de la U.T.D. la vena pierde su adherencia curvándose hacia abajo. Esta pérdida de adherencia depende del número de Arquímedes que aumenta con la distancia a la U.T.D.

Una vez que el número de Arquímedes alcanza un valor crítico, la fuerza de la gravedad vence a la generada por el efecto Coanda y la vena se curva hacia abajo.

Es de suma importancia el cálculo del punto donde la vena pierde su adherencia. Este punto se denomina **punto de desprendimiento**, y su distancia a la U.T.D. se denomina **alcance crítico** y se representa con **Xa**.



Para locales de dimensiones reducidas el punto de desprendimiento depende de la geometría del local, de la eventual existencia de fuentes de calor y de las características del techo.

El número de Arquímedes en el punto de desprendimiento es diferente según que la U.T.D. esté situada en la pared exterior, en la interior o en el techo, y depende de la distribución de las fuentes de calor.

La distancia crítica X_a se calcula según el tipo de vena con las siguientes ecuaciones:

- Para una vena cónica:

$$X_a = (4,2 \cdot K_1 \cdot Q_0 \cdot ArX_a^{0,5}) / (A_k^{0,75} \cdot \Delta T_0^{0,5})$$

- Para una vena plana

$$X_a = (5,0 \cdot K_2 \cdot Q_0^{1,33} \cdot ArX_a^{0,67}) / (h_k \cdot l^{1,33} \cdot \Delta T_0^{0,67})$$

- Para una vena radial

$$X_a = (9,1 \cdot K_3^{1,5} \cdot Q_0 \cdot ArX_a^{0,5}) / (A_k^{0,75} \cdot \Delta T_0^{0,5})$$

El número de Arquímedes en el punto de desprendimiento se determina mediante ensayos a escala real.

Los valores típicos para venas cónicas son del orden de 0.08 para una U.T.D. situada en una pared interior y de 0.2 si está en una pared exterior, con valores del 75% más altos en el caso de venas planas.

Debe evitarse que el desprendimiento de la vena se produzca antes de que la vena haya recorrido al menos el 60% de la zona de influencia X_L (Fig. 34)

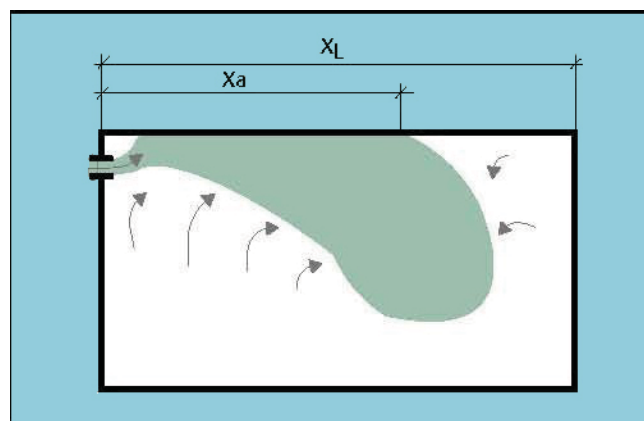


Fig. 34 – Punto de separación de una vena fría adherente

En ese caso la velocidad máxima en la zona de ocupación es prácticamente idéntica a la obtenida con el aire isotérmico.

Si la separación se produce antes de alcanzar el 60% de la zona de influencia, se producen fenómenos de corrientes de aire desagradables.



6.4 Carga térmica máxima

La carga térmica máxima que puede aportar una vena de aire frío introducida en un local depende de numerosos factores (tipo de vena, velocidad máxima admisible, número de Arquímedes, punto de separación....)

El profesor SKAARET, ha estudiado la relación entre todos los factores que afectan a las distintas venas adherentes estableciendo las siguientes ecuaciones para el cálculo de la potencia máxima unitaria (expresada en W/m² de superficie)

- Para las venas cónicas:

$$P_{\text{máx}} = [(21800 \cdot \text{ArXa} \cdot (K_z \cdot V_z)^3 \cdot (X_L / X_A)^2] / (K_1 \cdot A)$$

- Para las venas planas:

$$P_{\text{máx}} = [(13200 \cdot \text{ArXa} \cdot (K_z \cdot V_z)^3 \cdot (X_L / X_A)^{1.5}] / X_L$$

- Para las venas radiales:

$$P_{\text{máx}} = [(21000 \cdot \text{ArXa} \cdot (K_z \cdot V_z)^3 \cdot (X_L / X_A)^2] / X_L$$

Siendo:

ArXa: Número de Arquímedes a la distancia Xa	(adimensional)
A: Ancho del recinto	(m)
K_z: V _x / V _z	
V_z: Velocidad máxima del aire en la zona ocupada	(m/sg)
V_z: Velocidad en el centro de la vena a la distancia X de la U.T.D.	
X_L: Zona de influencia medida a partir de la U.T.D	(m)
X_A: Alcance crítico o distancia de separación de la vena	(m)

La zona de influencia ha sido definida en el capítulo anterior; en locales profundos el valor X_L es igual a la distancia de penetración.

El análisis de las ecuaciones anteriores nos lleva a los siguientes comentarios:

1. La carga térmica máxima crece con el cubo de la velocidad máxima admisible en la zona de ocupación, lo que significa que es necesario admitir velocidades máximas más elevadas con cargas térmicas importantes.
2. De los tres tipos de venas, la radial es la que permite una carga térmica más elevada (X_L es inferior al producto K₁ · A)
3. Si la zona de influencia de cada U.T.D. es pequeña, la carga térmica admisible es más elevada, lo que significa que varios difusores pequeños, admiten una carga térmica superior a la de algunos difusores de mayor tamaño.



6.5 Obstáculos en la vena de aire

El aire impulsado a lo largo del techo se encuentra a menudo obstáculos en su trayectoria, tales como luminarias, vigas u otros elementos decorativos.

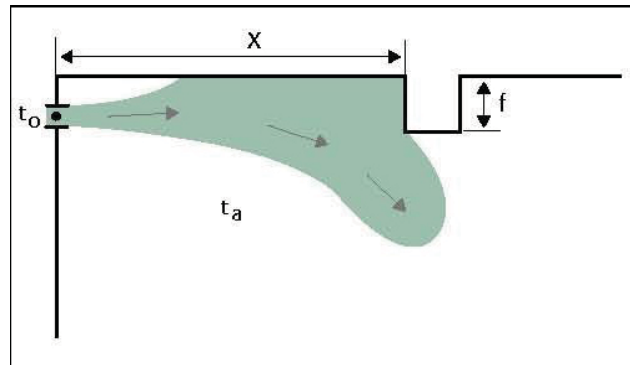


Fig. 35 – Desprendimiento de una vena a consecuencia de un obstáculo

Cuando el obstáculo es paralelo a la dirección de la vena de aire no representa ningún problema, por el contrario, en todos los demás casos, la vena desciende hacia la zona de ocupación, pudiendo producir perturbaciones y corrientes de aire.

El desprendimiento prematuro de la vena aumenta si:

- Aumenta la altura del obstáculo
- Disminuye la distancia a la U.T.D.
- Aumenta el diferencial de temperatura entre el aire impulsado y el del ambiente

La altura crítica viene definida por la expresión:

$$f_c = X \cdot (0.08 - 0.005 \cdot \Delta T_0)$$

Si la altura del obstáculo es superior a f_c la vena se despegue del techo.

Cuando el aire se impulsa desde el suelo, bajo la ventana, esta situación crítica se produce cuando el obstáculo está situado a uno o dos metros de la pared. En ese caso la altura crítica se calcula con:

$$f_c = X \cdot (0.07 - 0.004 \cdot \Delta T_0)$$

Para calcular la distancia al punto de separación X_A hay que tener en cuenta que la vena se ve frenada por el obstáculo aunque no se despegue. Esto obliga a aplicar un factor de corrección a la constante K de la U.T.D. denominado precisamente **factor de obstrucción**:

$$C_h = 1 / (1 + 0,84 \cdot f/f_c)$$

Las constantes K_1 y K_3 deben multiplicarse por C_h y la constante K_2 por C_h^2 .



6.6 Inducción

La inducción viene definida por la siguiente fórmula:

$$\text{Tasa de inducción} = Q_{\text{AIRE PRIMARIO}} / (Q_{\text{AIRE PRIMARIO}} + Q_{\text{AIRE SECUNDARIO}})$$

En difusión se distinguen fundamentalmente dos tipos distintos de inducción, la interna y la externa;

- La *inducción interna* es la capacidad de la U.T.D. de mover el aire del local. En este caso el aire primario es el que se impulsa a través de la U.T.D. y el aire secundario el aire del ambiente arrastrado (inducido) por la vena de aire
- La *inducción externa* se refiere a determinados difusores particularmente estudiados para que la mezcla de aire primario y ambiente, se realice en el interior del propio difusor



CAPÍTULO 7

Circulación de aire

7.1 Circulación de aire

7.2 Límites de los diferentes sistemas

7.3 Tipos de unidades terminales de difusión

7.4 Ejemplos de aplicación de las U.T.D.



7.1 Circulación de aire

La carga térmica juega un papel muy importante en el modelo de circulación del aire en los locales.

En particular la carga sobre las paredes exteriores es muy diferente según las estaciones.

Este problema se resuelve mediante la instalación de un sistema de climatización periférica y un buen aislamiento térmico de la fachada.

La vena de aire frío puede en ese caso penetrar profundamente en la zona interior antes de alcanzar la zona ocupada. La inducción es suficiente para que la velocidad disminuya y la temperatura sea uniforme.

7.1.1 Impulsión desde las paredes

La disposición de las U.T.D debe ser tal que las corrientes de convección mantengan la vena de aire frío en la parte superior del local (Fig. 36)

Cuando las corrientes de convección se encuentran con la vena de aire impulsado, esta última se ve obligada a descender prematuramente hacia la zona de ocupación (Fig. 37), lo que origina corrientes molestas de aire y temperaturas no uniformes en la zona ocupada.

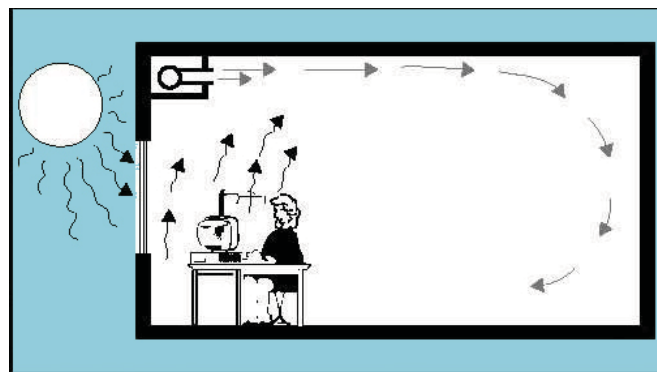


Fig. 36 – Impulsión desde una pared exterior

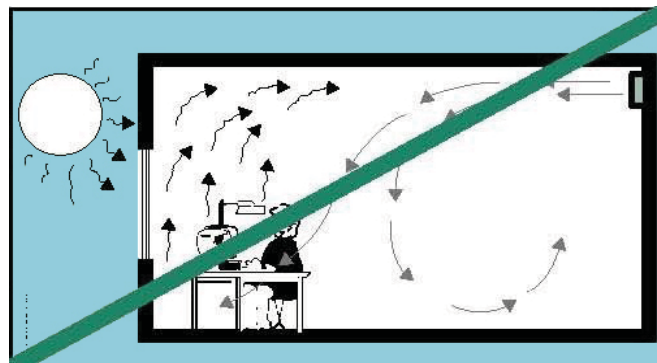


Fig. 37 – Impulsión desde una pared exterior



El tipo de falso techo instalado constituye un factor determinante; es preferible elegir un falso techo plano y liso, sin obstáculos.

Cuando esto no sea posible, es necesario tener muy en cuenta dichos obstáculos según lo comentado en el capítulo precedente.

7.1.2. Impulsión radial desde el techo.

La impulsión de aire frío por medio de difusores circulares en el techo genera una vena radial capaz de combatir una alta carga de refrigeración, especialmente si se puede mantener la adherencia de la vena.

Las fuentes externas o internas de calor interfieren en el recorrido de la vena de aire, provocando una desviación de su trayectoria.

Con una vena radial la mezcla del aire de impulsión y del recinto es buena, siendo el grado de confort aceptable en la mayoría de los casos (Fig 38)

Si la altura del techo es especialmente baja es recomendable obturar un sector de 90° en el cuello del difusor, enfrente de una pared exterior o de un obstáculo eventual (Fig.39)

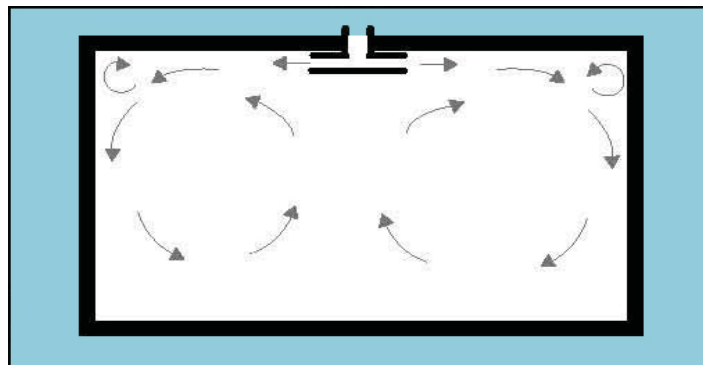


Fig 38 – Impulsión radial por techo

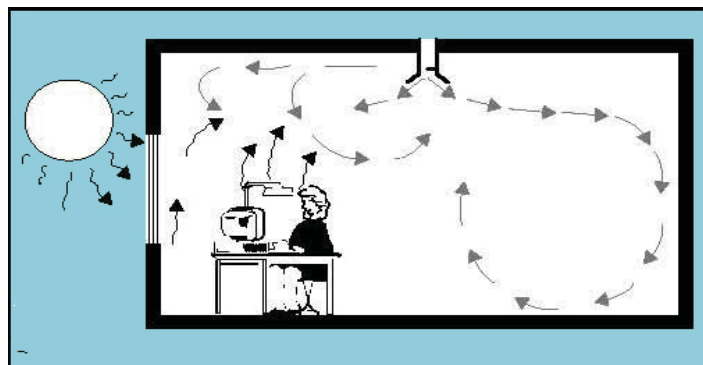


Fig 39 – Impulsión radial en la cercanía de una ventana



En invierno la impulsión de aire caliente produce la estratificación de la temperatura en la parte alta del local con almacenamiento de aire frío en las cercanías del suelo (fig 40)

Las U.T.D de impulsión vertical permiten paliar parcialmente este problema, pero son inadecuadas en verano con impulsión de aire frío. (Fig. 41)

Una fuente de calor situada bajo la ventana o bien una cortina vertical de aire caliente ascendente elimina la corriente de aire frío que desciende a lo largo de la pared exterior. De esta manera el aire impulsado por el difusor radial puede estar a la misma temperatura del local o incluso a una temperatura inferior. Esta solución proporciona una buena uniformidad de temperaturas en el local.

En este caso la circulación del aire es la que se indica en las figuras 38 y 39.

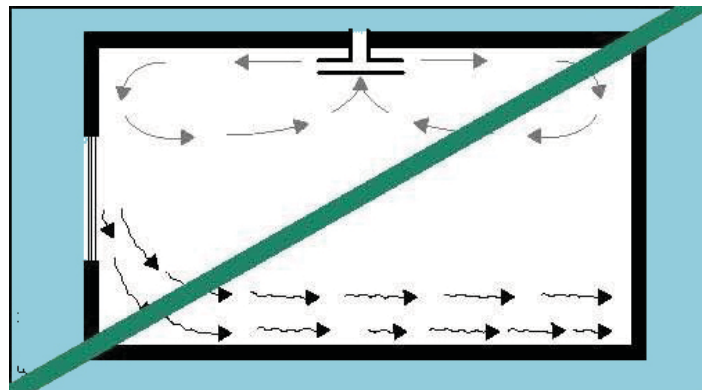


Fig 40 – Impulsión radial de aire caliente

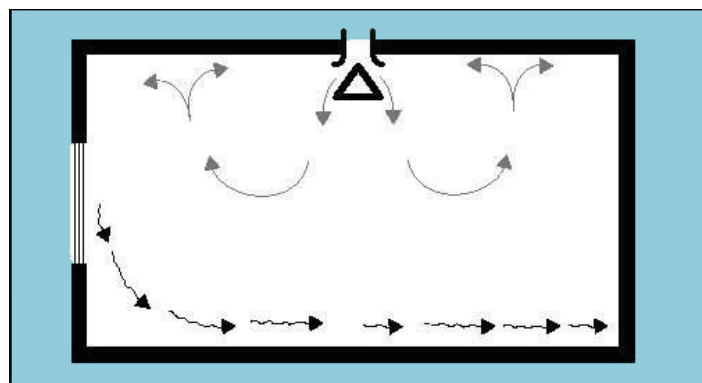


Fig 41 – Impulsión vertical de aire caliente

7.1.3 Impulsión con difusor lineal de techo

La figura 42 muestra la vena del aire impulsado por un difusor lineal de techo, cerca de la fachada con flujo en una sólo dirección.

La capacidad de refrigeración admisible es inferior a la de un difusor de tipo radial.



Cuando la carga térmica es reducida se pueden instalar difusores lineales bidireccionales en el centro del local (Fig. 43)

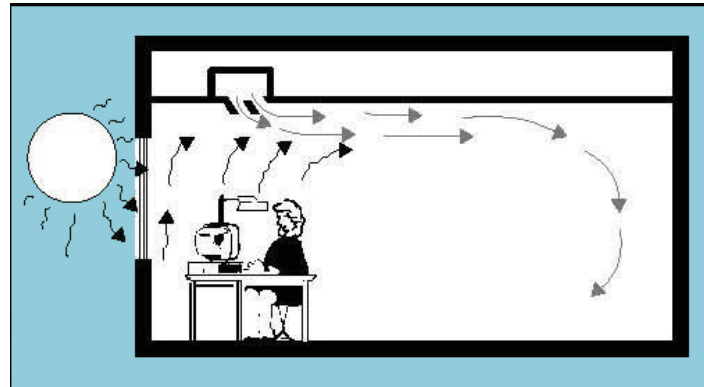


Fig 42 – Impulsión con difusor lineal unidireccional en techo

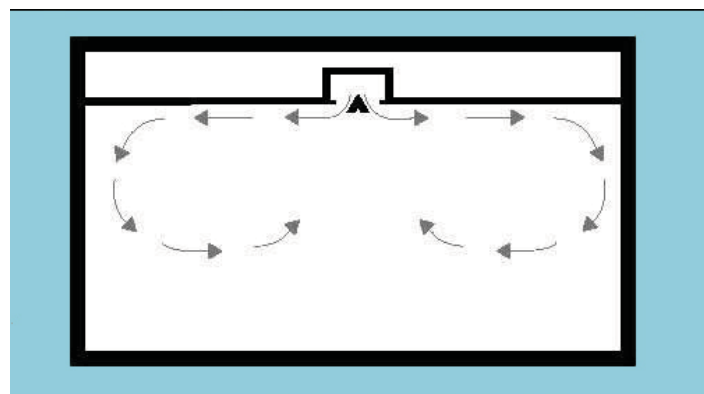


Fig 43 – Impulsión con difusor lineal bidireccional en techo

En todos los casos la difusión del aire se ve mejorada cuando la vena se puede adherir al techo, es decir, debe preverse la creación de una vena horizontal.

En el caso de la fig. 42 con un difusor lineal de aletas orientables se puede orientar una aleta hacia la ventana para combatir el efecto de pared caliente o fría.

7.1.4 Impulsión desde consolas bajo ventanas

La impulsión mediante rejillas situadas debajo de las ventanas produce una circulación de aire como se indica en el esquema de la fig. 44

Las corrientes de convección producidas por las fuentes de calor y la vena de aire impulsado se combinan para crear una corriente que se desliza a lo largo del techo. Se produce de esta manera una buena uniformidad de temperatura de la vena antes de llegar a la zona ocupada.

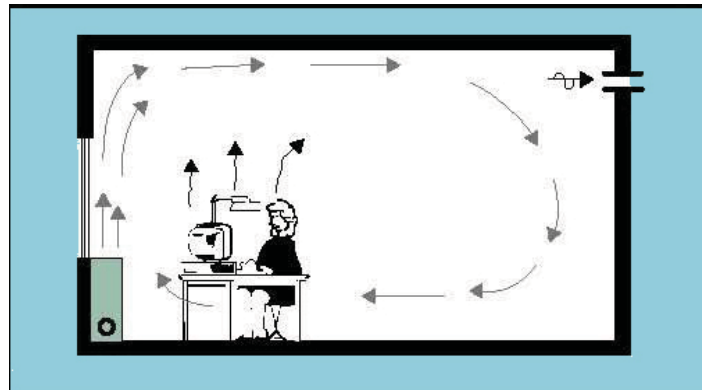


Fig 44 – Impulsión desde consola bajo ventana

Cuando las cargas térmicas a eliminar son considerables, la velocidad de la corriente de aire en su desplazamiento nuevamente hacia el suelo tiende a aumentar. Esta velocidad limita la capacidad de refrigeración en este modelo de circulación. Además es muy importante tener en consideración la existencia de obstáculos que puedan modificar la trayectoria de la vena, o incluso objetos, tales como libros, carpetas etc... en la propia superficie de descarga del aire. (fig 45)

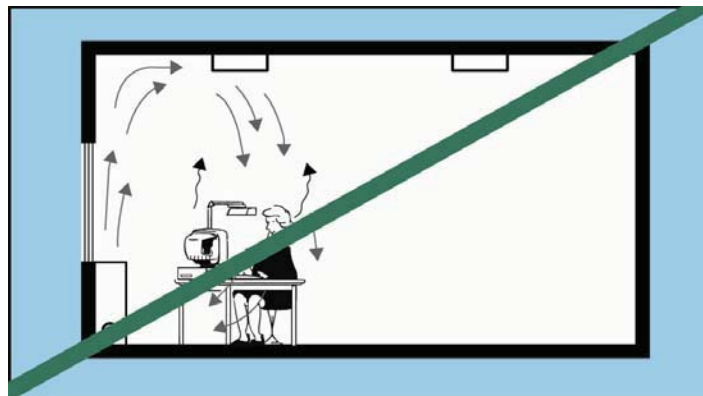


Fig 45 – Influencia de un obstáculo en la trayectoria de la vena

7.1.5 Impulsión mediante difusores de flujo turbulento

Existe una nueva generación de difusores denominados de flujo rotacional o turbulento con una gran tasa de inducción y alcances muy cortos. La forma de la U.T.D. puede ser lineal, (fig 46) cuadrada o circular (fig 47) e incluso de suelo (fig 48) En todos los casos la vena de aire es esencialmente libre, tiene una forma cónica y describe un movimiento giratorio alrededor de su eje.

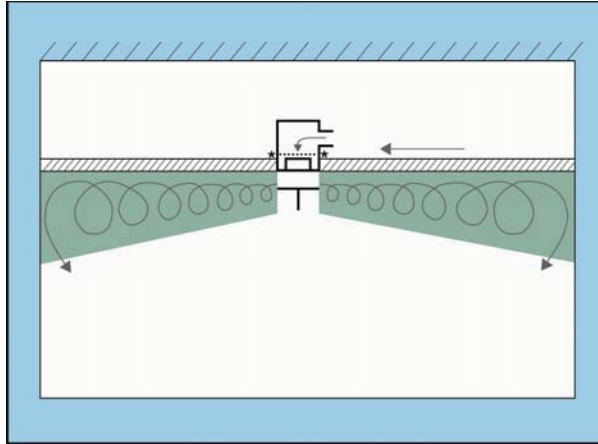


Fig 46 – Difusor lineal de flujo turbulento

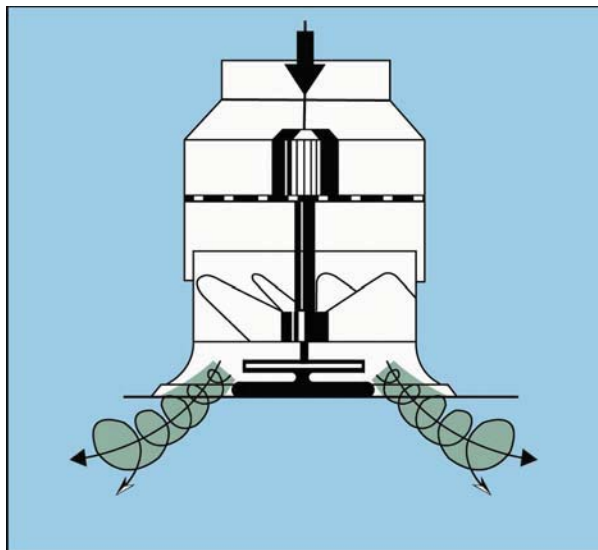


Fig 47 – Difusor circular o cuadrado de flujo turbulento

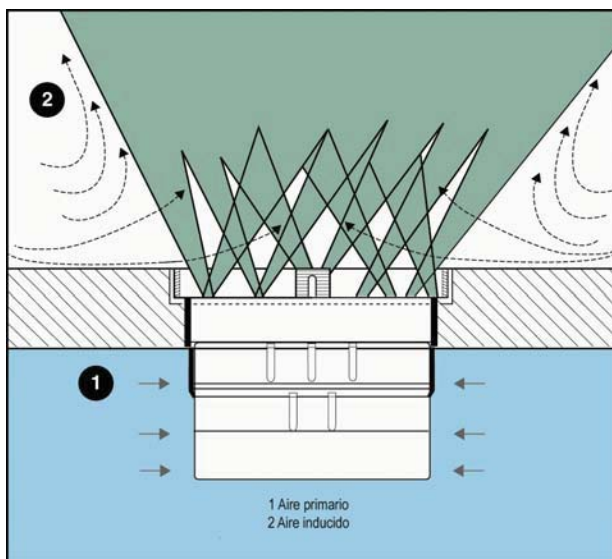


Fig – 48 Difusor de suelo de flujo turbulento



7.1.6 Impulsión por suelo en microclima

Cuando se alimenta con aire primario la parte inferior de un asiento o butaca desde un plenum presurizado (gradas o suelo técnico), se crea un microclima alrededor de una o varias personas situadas en la zona de ocupación.

La ventaja de este sistema es que no se acondiciona más que el espacio habitado, con la consiguiente reducción del caudal de aire de impulsión.

Los sistemas de impulsión bajo los asientos (o detrás de ellos) deben aportar entre 35 y 60 m³/h, con velocidades de aire en la zona de los tobillos, brazos o nuca de las personas sentadas inferiores a 0.20 m/sg. Esto no se se puede conseguir más que impulsando en varias direcciones (tres al menos) para crear el mayor nivel posible de inducción. (fig. 49)



Fig 49 – Distribución de aire por creación de microclima



En definitiva, las características de estos sistemas de distribución se resumen en los tres puntos siguientes:

- El aire se impulsa directamente en la zona de ocupación
- La distribución de aire es estable en esta zona
- Se obtiene una buena circulación de aire en la zona ocupada gracias al movimiento del aire inducido. No hay estratificación

7.1.7 Aspiración por las unidades terminales de extracción

Las unidades terminales de extracción (U.T.E) tienen poca influencia en el modelo de circulación del aire en un recinto. En raras ocasiones producen corrientes molestas, ya que la velocidad del aire es muy reducida incluso en las cercanías de las propias U.T.E.

No obstante es necesario evitar la posibilidad de cortocircuitos, es decir el hecho de que una parte del aire primario sea extraído sin que se haya mezclado suficientemente con el aire de la sala.

En cualquier caso la velocidad del aire no debe ser excesiva para evitar problemas de ruido.

Son aconsejables los valores siguientes:

Posición	Velocidad
Por encima de la zona de ocupación	4.5 m/sg
En la zona de ocupación, lejos de los asientos	3.5 a 4.5 m/sg
En la zona de ocupación, cerca de los asientos	2.5 a 3.5 m/sg
En las puertas	1.5 a 2 m/sg
Rendijas de las puertas	1 a 1.5 m/sg

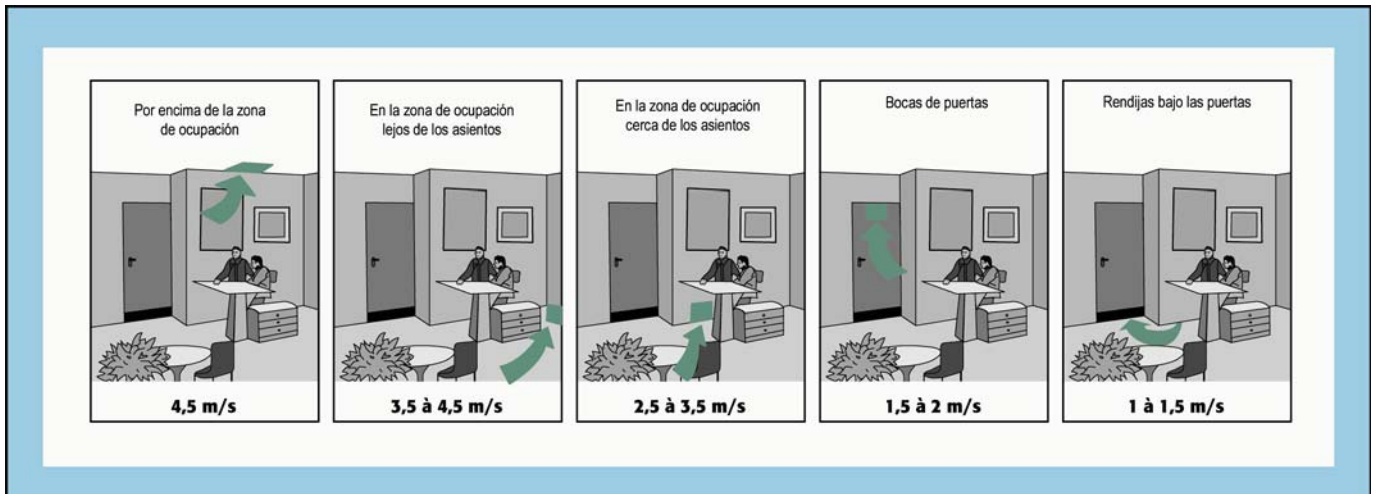


Fig 70 – Velocidades recomendadas para retorno



7.2 Límites de los distintos sistemas

Los distintos sistemas de circulación de aire tienen sus limitaciones en cuanto a la carga térmica admisible.

Sistema	Tipo de circulación	Carga frigorífica máx (w/m ²)		
		1	2	3
Caudal de aire constante	Techo. Vena radial	40	70	110
	Pared exterior. Vena cónica y plana	30	50	80
	Pared interior. Vena cónica y plana	25	40	60
	Consola bajo ventana. Vena cónica	25	45	70
	Consola bajo ventana. Vena plana	35	60	90
Caudal de aire variable	Techo. Vena radial	60	90	130
	Techo. Vena plana	35	55	130
	Consola bajo ventana. Vena plana	40	65	100

1.- Casos simples

2.- Casos con reflexión

3.- Casos críticos

Los valores anteriores son válidos para una temperatura ambiente de 22°C y 26°C en el exterior, y para velocidades en la zona de ocupación inferiores a 0.25 m/s en sistemas de caudal constante y 0.3 m/s en sistemas de caudal variable.

7.3 Tipos de unidades terminales de difusión

La elección del difusor condiciona el tipo de vena obtenido, así como la circulación del aire en el recinto.

La carga térmica máxima admisible por unidad de superficie es también función de estos criterios, por lo que es importante conocer las prestaciones y las aplicaciones de los distintos tipos de difusores



7.3.1 Rejillas

Las rejillas representan el sistema más simple para impulsar el aire. Están provistas de aletas horizontales y/o verticales, produciendo una vena esencialmente cónica.

La tasa de inducción es baja, lo que implica un alcance bastante largo, pero con una capacidad frigorífica débil. Difícilmente pueden utilizarse en sistemas de caudal variable.

Las rejillas se utilizan en locales donde se puede admitir un nivel medio de confort, con velocidades relativamente altas (locales industriales, almacenes, salas polivalentes...)

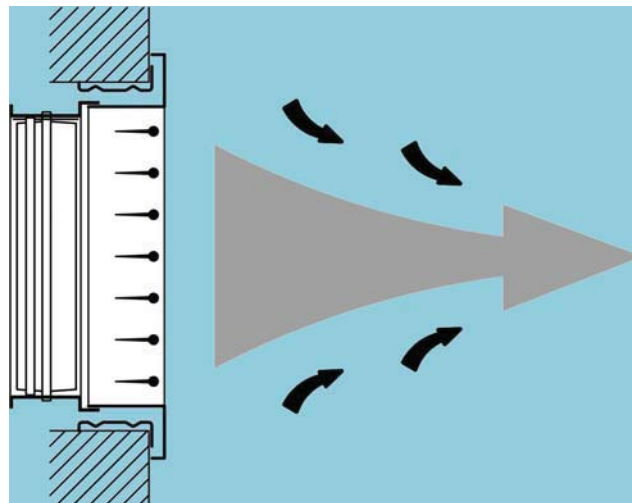


Fig - 50

7.3.2 Difusores de simple cono

El diseño de estos difusores obliga a circular el aire entre un cono y un disco central.

Tienen una tasa de inducción inferior a la de los difusores típicos de techo. Por lo tanto el alcance es relativamente largo y su capacidad de refrigeración limitada. Actualmente están en desuso

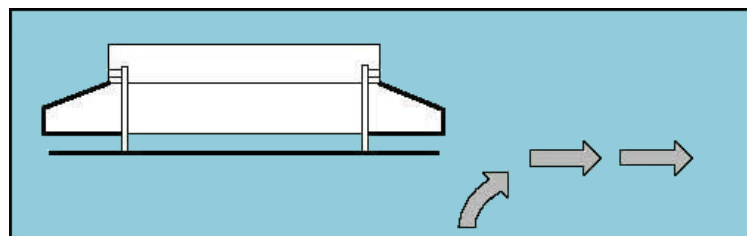


Fig 51 - Difusor de simple cono



7.3.3 Difusores de conos múltiples

El aire de impulsión circula a través de varios conos de distinta inclinación. Las distintas trayectorias del aire al circular entre los conos favorecen la mezcla produciendo una alta tasa de inducción. Esta mezcla se ve favorecida por el hecho de que se produce una zona de presión negativa en el centro del difusor.

La vena en este caso es de tipo radial, siendo el alcance más corto que en el caso del difusor de simple cono.

Su elevada tasa de inducción le permite combatir mayores cargas frigoríficas, siendo muy adecuado para refrigeración.

En determinadas variantes de este difusor, se pueden desplazar verticalmente hacia dentro los conos centrales. En ese caso la vena de aire se adapta al perfil del aro exterior, evitando el efecto Coanda y produciendo una vena cónica libre, lo que permite evitar los problemas de estratificación en la época de calefacción.

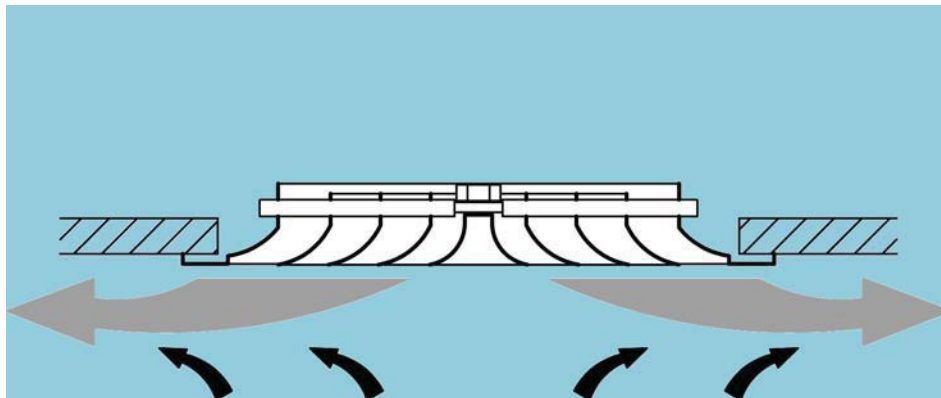


Fig 52 – Difusores de conos múltiples

Se utilizan en locales industriales, halls de hoteles, grandes almacenes y salas de restaurantes.

7.3.4 Difusores lineales

El aire se impulsa a lo largo de una o varias ranuras de descarga. Tienen una tasa de inducción alta por lo que se puede impulsar el aire con un gradiente importante de temperatura y por lo tanto con una alta capacidad de refrigeración.

Se adaptan con facilidad en los distintos sistemas de falso techo pudiendo además instalarse líneas continuas de difusores de pared a pared, por lo que tienen una aplicación decorativa muy apreciada.



Se utilizan en oficinas, tiendas, almacenes, edificios públicos, aeropuertos, etc...

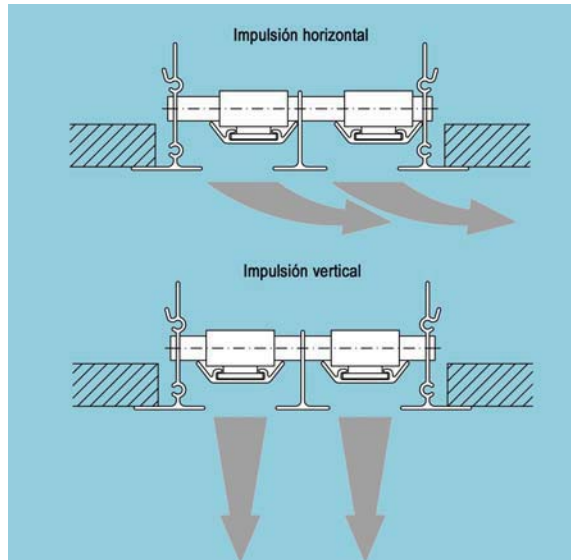


Fig 53 – Difusores lineales

Algunos modelos se pueden utilizar perfectamente en sistemas de caudal variable

7.3.5 Difusores perforados

Una parte del caudal de aire es impulsado a través de una ranura y otra parte a través de una chapa perforada.

La chapa perforada está parcialmente obturada o equipada con una chapa obturadora, determinando así la dirección del flujo de aire.

Los difusores de chapa perforada equipados con ranuras laterales tienen la tasa de inducción más alta de todos los difusores. Esto es debido a que la mezcla de aire se produce dentro del propio difusor.

Se pueden compensar con ellos cargas térmicas muy elevadas, por lo que son utilizados en instalaciones de alto nivel de confort: habitaciones de hospital, bibliotecas, salas de lectura, etc...

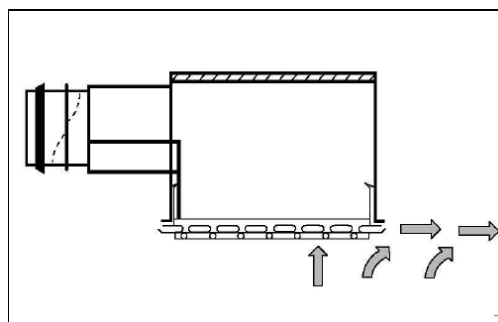


Fig 54 – Difusor de chapa perforada



Capítulo 8

Corrientes de convección

8.1 Generalidades

8.2 Superficies horizontales

8.3 Superficies verticales

8.4 Fuentes puntuales

8.5 Fuentes lineales



8.1 Generalidades

Cualquier fuente de calor o de frío, de tipo puntual, lineal o superficial, situado en el interior de un local, provoca corrientes de convección libre, en oposición a las corrientes de convección forzadas producidas por las U.T.D.

Las corrientes de convección arrastran partículas, gases y vapores contaminantes eventualmente presentes en el aire del local.

Cuando este aire circula por encima de una fuente fría, por ejemplo, su densidad aumenta creando así una corriente descendente. En superficies calientes aparece el fenómeno contrario; la densidad del aire disminuye y genera una corriente ascendente. Este tipo de corrientes se denominan "**corrientes de convección libre**".

Todas las superficies intercambian calor con el exterior, tanto por convección como por radiación. La proporción de intercambio por radiación en relación al intercambio total de calor de un foco calorífico, depende de su tamaño y de su temperatura.

A altas temperaturas la proporción de intercambio por convección disminuye a favor del intercambio por radiación.

Las corrientes de convección influyen a menudo de una forma notable sobre la vena de aire que circula en un recinto, por lo que deben ser calculadas y evaluado su impacto sobre el confort.

8.2 Superficies horizontales

Las superficies horizontales crean corrientes de convección debidas principalmente al efecto "*frontera*". Un suelo calentado uniformemente (suelo radiante) produce una corriente de convección de pequeña intensidad debido a que generalmente no existe una periferia de donde alimentarse con aire frío.

Además su temperatura es equivalente a la del aire que le rodea. El suelo radiante por consiguiente intercambia calor con el local principalmente por radiación.

Un techo caliente produce corrientes de convección todavía más débiles, ya que el aire que se recalienta en contacto con el techo tiene tendencia a formar un colchón de densidad inferior a la del local (efecto de estratificación)



Sin embargo, un elemento de pequeño tamaño con una temperatura superficial elevada situado en el suelo o a media altura, como por ejemplo una placa eléctrica de cocina, produce una corriente de convección considerable.

Cuando se trata de grandes superficies frías (techo y suelos refrigerados), las corrientes de convección son muy débiles, particularmente cuando se trata de suelos fríos, donde el calor se intercambia casi exclusivamente por radiación.

8.3 Superficies verticales

La emisión de calor de las superficies verticales depende en gran parte de la convección.

Las ecuaciones siguientes permiten calcular la velocidad máxima de las corrientes de convección $V_{\text{máx}}$ (m/sg) así como el caudal Q (m³/sg·m) por unidad de anchura de superficie caliente o fría (Fig. 55)

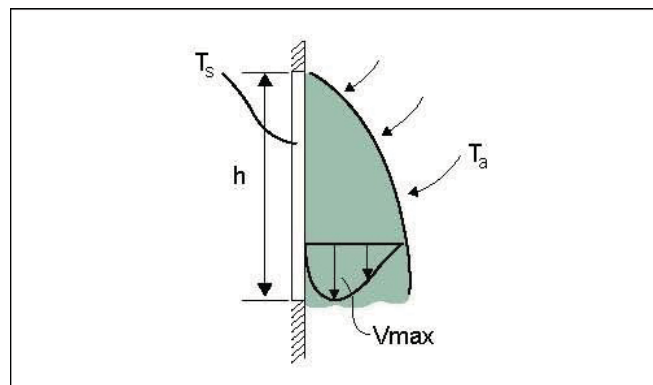


Fig 55 – Corrientes de convección generadas por una superficie vertical

Ta = Temperatura ambiente (°C)

Ts = Temperatura de la superficie (°C)

H = Altura de la superficie (m)

Si la superficie vertical tiene una temperatura constante inferior a la del local la velocidad máxima viene dada por la fórmula siguiente:

$$V_{\text{máx}} = 1.7 \cdot [(T_a - T_s) \cdot h / T_a]^{0.5} \quad [1]$$



El caudal de aire por unidad de superficie desplazado por la corriente de convección se calcula mediante la siguiente ecuación

$$Q = 0.03 \cdot [(T_a - T_s) / T_a]^{0.4} \cdot h^{1.2} \quad [2]$$

La temperatura en la corriente convección donde la velocidad es máxima se calcula de la manera siguiente:

$$\Delta T_{\text{máx}} = 0.38 \cdot (T_a - T_s) \quad [3]$$

Donde $\Delta T_{\text{máx}}$ es la diferencia de temperatura entre la del local y la de la vena.

Las fórmulas anteriores tienen en consideración las pérdidas por rozamiento de la corriente de aire contra la superficie, considerando ésta como una pared lisa.

En la práctica la temperatura de la superficie no es constante, sin embargo las ecuaciones anteriores pueden utilizarse con una buena aproximación si se toma el valor medio de la temperatura de la superficie.

En la fig 56 se han combinado las ecuaciones [1] y [2] para confeccionar un diagrama válido tanto para superficies frías como calientes. Es de resaltar que tanto la velocidad como el caudal pueden alcanzar valores elevados.

ΔT es la diferencia entre las temperaturas del local y de la superficie fría o la superficie caliente y el local.

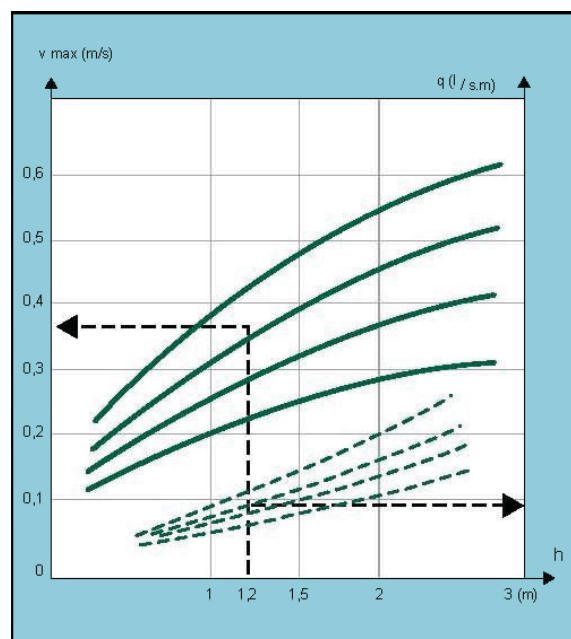


Fig 56 – Velocidad máxima y caudal de aire para corrientes de convección de superficies verticales



8.4 Fuentes puntuales

Las fuentes de calor de pequeñas dimensiones se denominan fuentes puntuales.

Se pueden citar como ejemplo de fuentes puntuales una placa eléctrica de cocina o una lámpara incandescente. Pueden considerarse también como tal, con una buena aproximación, las personas, las máquinas de escribir, los ordenadores, etc, ya que su tamaño es relativamente pequeño en comparación con el del local.

Las corrientes de convección generadas por este tipo de fuentes se comportan como se indica en la fig. 57

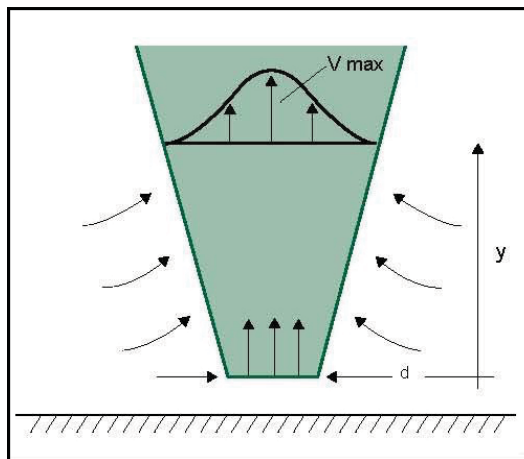


Fig 56 – Corrientes de convección de fuentes puntuales

A una altura y de la fuente, cuando $y > 2d$ se aplican las fórmulas siguientes:

$$V_{\text{máx}} = a_1 \cdot p^{1/3} \cdot (y + d)^{-1/3}$$

$$Q = a_2 \cdot p^{1/3} \cdot (y + d)^{5/3}$$

$$\Delta T_{\text{máx}} = a_3 \cdot p^{2/3} \cdot (y + d)^{5/3}$$

Donde

P = Potencia de la fuente en kW

$V_{\text{máx}}$ = Velocidad en el centro de la vena a la distancia y de la fuente en m/sg.

Q = Caudal a la distancia y de la fuente en m^3/sg

$\Delta T_{\text{máx}}$ = Diferencia de temperatura entre el aire de la vena a la distancia y y el aire del local en $^{\circ}\text{C}$



Las constantes varían en función de la temperatura del local y la potencia de la fuente de calor según lo siguiente:

- a_1 entre 1 y 2 (1.28 con 25°C y potencia moderada)
- a_2 entre 0.05 y 0.15 (0.055 en las mismas condiciones)
- a_3 igual a 20.9

Las ecuaciones anteriores son también válidas para una fuente puntual fría situada en techo.

8.5 Fuentes lineales

Para corrientes de convección generadas por fuentes lineales (fig 57) con una temperatura del local de 25°C y una potencia moderada de la fuente calorífica, se aplican las ecuaciones siguientes:

$$\Delta T_{\text{máx}} = 7.2 \cdot p^{2/3} / (y + b)$$

$$V_{\text{máx}} = 0.67 \cdot p^{1/3}$$

$$Q = 0.14 \cdot p^{1/3} \cdot (y + b)$$

En las que ahora la potencia p vienen dada en kw/m de longitud de la fuente y b es el ancho de dicha fuente (equivalente aproximadamente a la distancia polar y_p) (fig 58)

El caudal Q también se expresa en $\text{m}^3/\text{sg} \cdot \text{m}$. lineal de la fuente de calor.

Las fórmulas son válidas para $y > 2b$

Es de resaltar que la velocidad en una fuente lineal es constante, es decir, no depende de la altura y .

Importante

Cuando las corrientes de convección originadas por fuentes puntuales y lineales alcanzan las superficies verticales, los cálculos de velocidad, caudal y diferencia de temperatura, deben hacerse multiplicando la potencia p por dos. Igualmente el caudal resultante de los cálculos debe dividirse por dos.

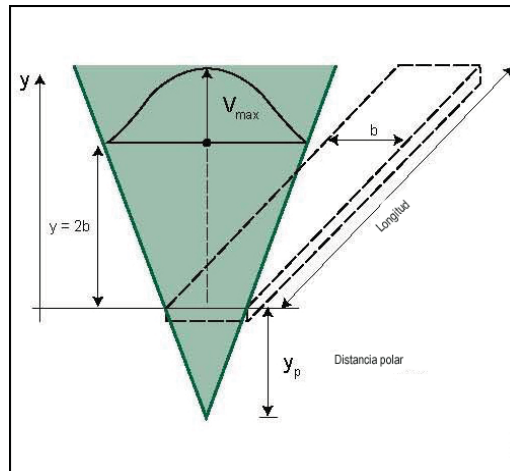


Fig 58 – Corrientes de convección de fuentes lineales

Referencias:

Técnicas de ventilación

[1] SKARRET

[2] DANVAK - GRUNDBOK

[3] REGENSCHIT, B.

[4] HELANDER – ASHVE Transactions nº 1475



Capítulo 9

Acústica

9.1 Generalidades

9.2 Nociones teóricas

9.3 Ruidos generados por las unidades terminales

9.4 Medidas en laboratorio y método de presentación



9.1 Generalidades

El confort acústico es prioritario en las instalaciones de aire acondicionado y ventilación, por lo que resulta necesario realizar el cálculo estimativo del ruido generado por estos sistemas.

El ruido que producen elementos tales como ventiladores, conductos, compuertas de regulación etc, pueden ser atenuados por silenciadores.

Por este motivo nos interesamos por el ruido generado por las unidades terminales de difusión y extracción (U.T.D. y U.T.E.) que normalmente son instaladas en los propios recintos ocupados.

Es importante que las características acústicas de las U.T.D. y U.T.E. sean correctas para el uso a que se destine el local en que son instaladas y que los datos proporcionados por el fabricante sean fiables.

9.2 Nociones teóricas

Curvas NR

Para estimar como se descompone un sonido, se puede comparar el nivel de cada banda de frecuencia con el nivel acústico normalizado definido por las curvas NR.

El valor nominal de cada curva NR es el nivel de presión acústica en dB a la frecuencia de 1000 Hz. (ej: NR 40)

La conversión directa del nivel sonoro medido en dB(A) por un aparato de medida no es posible, sin embargo se puede decir como primera aproximación que el valor en dB(A) es superior entre 5 y 8 dB al valor NR (fig 59)

Niveles sonoros ponderados

El decibelio lineal (dB) representa el valor real de la presión (o potencia) acústica sin ponderación. Si se quiere obtener por medio de un aparato de medida un valor representativo del impacto fisiológico, es necesario introducir en los circuitos eléctricos una serie de filtros que reproduzcan sensiblemente las curvas de igual sensación al oído humano.

Se habla entonces de dB(A), dB(B) o dB(C)



Para pasar de dB(lin) a dB(A), dB(B) y dB(C) se utiliza la tabla siguiente:

Correcciones	Frecuencias (Hz)						
	63	125	250	500	1000	2000	4000
A	26	16	8.6	3.2	0	-1.2	-1
B	9	4.2	1.3	0.3	0	0.1	0.7
C	1	0.2	0	0	0	0.2	0.8

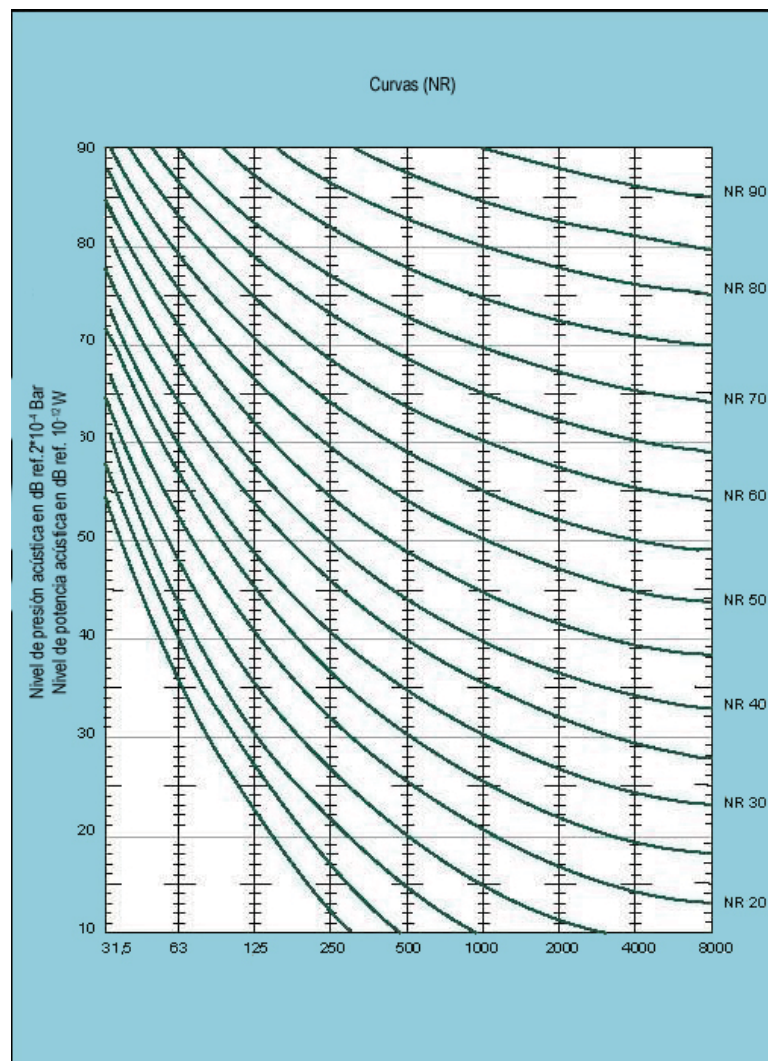


Fig - 59 Curvas NR



Adición y sustracción de niveles sonoros

Los niveles sonoros se suman logaritmicamente. Esta operación se puede realizar con facilidad con la ayuda de los gráficos 60, 61 y 62

Fórmula matemática

$$L_p = 10 \cdot \log_{10} (10^{L_1/10} + \dots + 10^{L_n/10})$$

Suma de varias fuentes sonoras similares

VALOR A AÑADIR A UNA DE LAS FUENTES

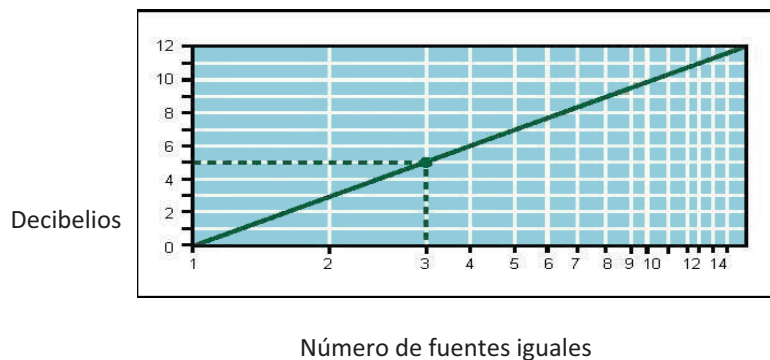


Fig 60 - Curva de adición de niveles sonoros iguales

Ej.- 3 fuentes de 30 dB(A) → Nivel global = 30 + 5 = 35 dB(A)

Suma de dos niveles sonoros distintos

VALOR A AÑADIR AL NIVEL MÁS ALTO

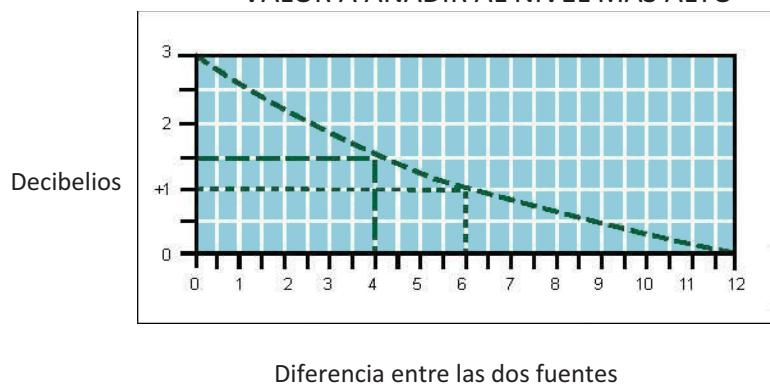


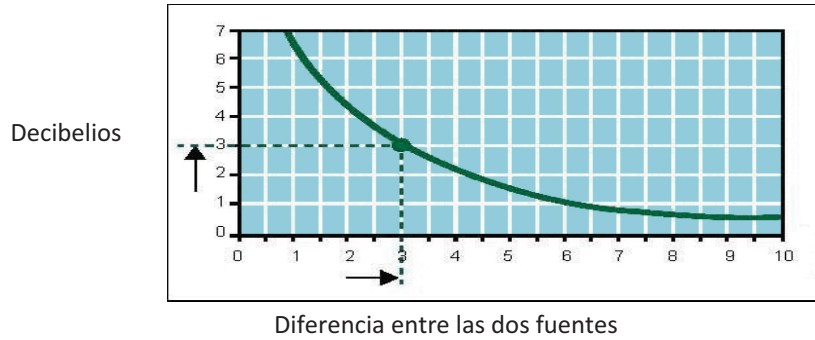
Fig 61 - Curva de adición de niveles sonoros distintos

Ej.- 30 dB(A) + 34 dB(A) = 35.5 dB(A) (34 + 1.5)



Sustracción de dos niveles sonoros distintos

VALOR A DEDUCIR DEL NIVEL GLOBAL



Ej.- Nivel sonoro global del sistema: 38 dB(A)

Nivel sonoro a deducir: 35 dB(A)

$$\Delta = 3 \text{ dB(A)} \quad (38 - 35)$$

$$\text{Nivel sonoro final: } 38 - 3 = 35 \text{ dB(A)}$$

Diferencia entre nivel de potencia y presión acústica

El cálculo de la diferencia entre el nivel de potencia acústica L_W y el nivel de presión acústica L_p es función de la constante de absorción del local A y de la distancia d del observador a la fuente:

$$L_p = L_W + 10 \cdot \log_{10} \left[\left(\frac{Q}{4 \cdot \pi \cdot d^2} \right) + \left(\frac{4}{A} \right) \right]$$

Siendo

Q = Factor de directividad

D = Distancia del observador a la fuente Sonora

Q = Constante de absorción del local

L_W = Nivel de potencia acústica = Constante de la fuente sonora

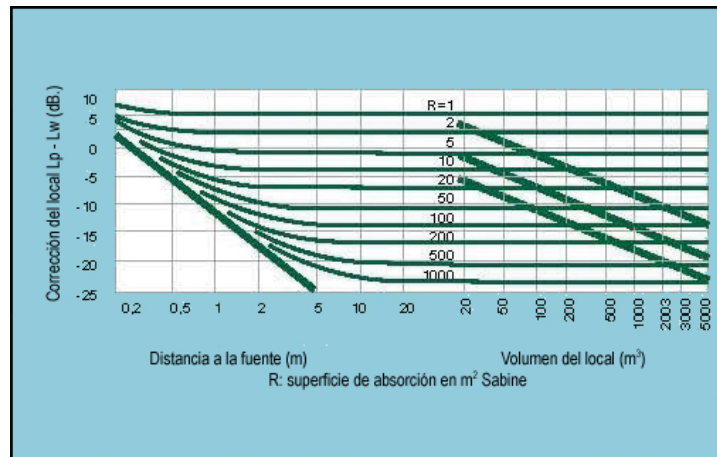


Fig 62 – Curva de corrección por distancia, por volumen y atenuación

9.3 Ruidos generados por la U.T.D.

El nivel de potencia acústica generado por una U.T. se puede expresar mediante la siguiente expresión:

$$L_w = k_1 + k_2 \cdot \log(Q) - k_3 \cdot \log(A_k)$$

Siendo:

Q = Caudal de aire en m³/sg

A_k = Superficie eficaz en m²

Las constantes k₁, k₂ y k₃ de cada tipo de rejilla se obtienen experimentalmente en laboratorio y oscilan entre los siguientes valores:

k₁ → Entre 5 y 9 en U.T. de forma rectangular

Entre 8 y 14 en U.T. instaladas en techo

Entre 14 y 20 en U.T.E.

k₂ → Entre 56 y 80

k₃ → Entre 45 y 65

En la tabla siguiente se indica a título orientativo, las velocidades máximas del aire en los diferentes tramos de la red de distribución en función de los niveles sonoros aceptables en el recinto.



CONDUCTOS Caudales en % del caudal del ventilador o en l/sg	NIVEL SONORO en dB(A)							
	Conductos rectangulares				Conductos circulares			
	25	30	35	40	25	30	35	40
1.- Principales: 50 a 100%	12	12	12	12	13	14	15	16
2.- Verticales: 10 a 70% Pesado Ligero	7.5	7.5	8.5	10	9	11	13	15
	4.0	5.0	6.0	7.5	7.5	10	11	13
3.- Horizontales: 10 a 30% Menos del 10%	3.5	4.0	4.5	7.0	5.0	6.5	7.5	9.0
	2.5	3.0	3.5	4.5	3.5	4.0	5.0	6.0
4.- Conexión de U.T.D sin registro <190 l/sg 190 a 500 l/sg 500 a 1500 l/sg								
	2.1	2.8	3.3	4.0	2.1	2.8	3.3	4.0
	1.7	2.0	2.8	3.6	1.7	2.0	2.8	3.6
	1.5	1.8	2.1	2.5	1.5	1.8	2.1	2.5
5.- Conexión de U.T.E sin registro <190 l/sg 190 a 500 l/sg 500 a 1500 l/sg								
	2.4	3.0	3.8	4.5	2.4	3.0	3.8	4.5
	2.1	2.4	3.3	4.0	2.1	2.4	3.3	4.0
	2.0	2.4	2.6	3.1	2.0	2.4	2.6	3.1

Influencia de la compuerta

Las compuertas de regulación montadas directamente en la parte posterior de las U.T. aumentan la pérdida de carga de la red; este aumento no debe ser superior a 30 Pa cuando la compuerta esté parcialmente cerrada.

El aumento del nivel de ruido se puede calcular con la ayuda de las siguientes ecuaciones:

$$U.T.D \rightarrow L_w = 30 \cdot \text{Log} (P_1/P_0)$$



$$U.T.E \rightarrow L_w = 10 \cdot \text{Log} (P_1/P_0)$$

Siendo:

P_0 = Pérdida de carga de la U.T. con el registro totalmente abierto

P_1 = Pérdida de carga de la U.T. con el registro parcialmente cerrado

Influencia de un plenum

La utilización de un plenum para el montaje de una U.T. añade una atenuación acústica que es función del material utilizado y permite una distribución de aire más uniforme en la superficie de la U.T.

Las ventajas aportadas por la utilización del plenum son en resumen las siguientes:

- Admite presiones superiores sin generar ruido
- Facilita el montaje de la U.T.
- Reduce la transmisión de ruido de un recinto a otro
- Admite la posibilidad de incorporar un dispositivo de medida y/o regulación

9.4 Medidas en laboratorio y método de representación

Para respetar el nivel sonoro exigido en un recinto es importante conocer los métodos de medida y de representación de los resultados adoptados en catálogo.

Las medidas realizadas en laboratorio se efectúan en condiciones casi ideales.

La U.T.D. se monta en la extremidad de un conducto de sección constante, donde el aire circula con una velocidad uniforme y un mínimo de turbulencia.

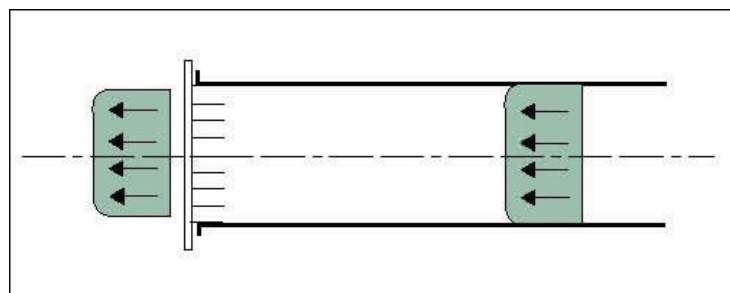


Fig 64 – Montaje de una U.T.D. en laboratorio para la realización de ensayo acústico



Cuando la U.T.D. se instala en la pared lateral de un conducto será más importante debido a la distorsión de velocidades y turbulencias.

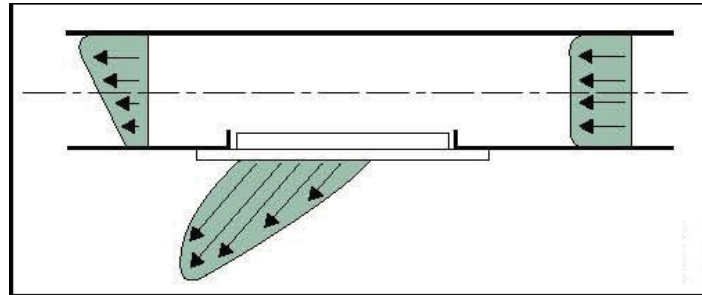


Fig 65 – Ejemplo de instalación real

Para las instalaciones donde el criterio de niveles sonoros es riguroso (25 a 30 dB(A)) son indispensables los ensayos en laboratorio a escala real, si se quiere evitar cualquier sospecha desagradable.

En Europa los datos acústicos se presentan en NR basados en el nivel de potencia acústica sin atenuación del local. Otro método de presentación da los valores en dB(A) en un local con una atenuación 4 dB para una rejilla con registro. En los Estados Unidos se utiliza el criterio NC con una atenuación del local de 8 dB, lo que indica la importancia que tiene conocer con precisión los datos acústicos de los fabricantes así como el procedimiento con que han sido establecidos.



Eduardo Torroja, 15 - 28946 Fuenlabrada (MADRID)

Tel: 916 907 046 - 916 900 908 Fax: 916 979 104 E-mail: airflow@airflow.es