



UNIVERSIDAD TÉCNICA PARTICULAR DE LOJA

La Universidad Católica de Loja

ÁREA TÉCNICA

TITULACIÓN DE INGENIERO CIVIL

**Diseño de redes de ventilación para infraestructura civil basado en la
normativa ashrae.**

TRABAJO DE FIN DE TITULACIÓN

AUTOR: Feijoo Veintimilla, Hugo Leonardo

DIRECTOR: Benavides Muñoz, Holger Manuel, Ph.D

LOJA – ECUADOR

2014

APROBACIÓN DEL DIRECTOR DEL TRABAJO DE FIN DE TITULACIÓN

Ph.D

Holger Manuel Benavides Muñoz.

DOCENTE DE LA TITULACIÓN

De mi consideración:

El presente trabajo de fin de titulación: Diseño de redes de ventilación para infraestructura civil basado en la normativa ashrae, realizado por Hugo Leonardo Feijoo Veintimilla, ha sido orientado y revisado durante su ejecución, por cuanto se aprueba la presentación del mismo.

Loja, Junio de 2014

f)

DECLARACIÓN DE AUTORÍA Y CESIÓN DE DERECHOS

“Yo Feijoo Veintimilla Hugo Leonardo, declaro ser autor del presente trabajo de fin de titulación: Diseño de redes de ventilación para infraestructura civil basado en la normativa ashrae, de la Titulación de Ingeniero Civil, siendo Benavides Muñoz Holger Manuel, Ph.D, director del presente trabajo; y eximo expresamente a la Universidad Técnica Particular de Loja y a sus representantes legales de posibles reclamos o acciones legales. Además certifico que las ideas, conceptos, procedimientos y resultados vertidos en el presente trabajo investigativo, son de mi exclusiva responsabilidad.

Adicionalmente declaro conocer y aceptar la disposición del Art. 67 del Estatuto Orgánico de la Universidad Técnica Particular de Loja que en su parte pertinente textualmente dice: “Forman parte del patrimonio de la Universidad la propiedad intelectual de investigaciones, trabajos científicos o técnicos y tesis de grado que se realicen a través, o con el apoyo financiero, académico o institucional (operativo) de la Universidad”

f.

Autor: Feijoo Veintimilla Hugo Leonardo

Cédula:1104201916

DEDICATORIA

Primeramente a Dios por haberme permitido llegar hasta este punto, por haberme dado salud y por ser el manantial de vida y darme cada día lo necesario para seguir adelante y para lograr mis objetivos.

A mis padres por haberme apoyado en todo momento, por sus consejos, sus valores, por la motivación constante que me ha permitido ser una persona de bien. A mis amigos que me han apoyado en mis momentos difíciles y a todos aquellos que me ayudaron directa o indirectamente a realizar el presente trabajo.

AGRADECIMIENTO

Mi especial agradecimiento a DIOS por haberme guiado y brindarme la oportunidad de vivir y obtener nuevos conocimientos durante esta etapa de mi vida.

Dejo expresa constancia de mi formal y sincero agradecimiento a todos quienes forman parte de la Universidad Técnica Particular de Loja y a los miembros de la Escuela de Ingeniería Civil por los conocimientos impartidos durante mi periodo de formación como profesional y de manera especial a:

Al Ph.D Holger Benavides Muñoz, por la atención, tiempo y apoyo prestado en la ejecución del tema presentado.

Al Ing. Thuesman Montaña, Ing. Edwin Paccha, docentes de la Universidad Nacional de Loja, por su ayuda para el desarrollo de este proyecto.

Hugo Feijoo

ÍNDICE DE CONTENIDOS

DECLARACIÓN DE AUTORÍA Y CESIÓN DE DERECHOS	iii
DEDICATORIA	iv
AGRADECIMIENTO	v
ÍNDICE DE CONTENIDOS	vi
RESUMEN EJECUTIVO	1
ABSTRACT	2
INTRODUCCIÓN	3
OBJETIVOS	4
NOMENCLATURA GENERAL	5
CAPÍTULO I: BASES TEÓRICAS PARA REDES DE VENTILACIÓN	11
1. Base teórica.	12
1.1 Teorema de Bernoulli.	12
1.2 Densidad del aire.	12
1.3 Viscosidad del aire.	13
1.4 Tipos de flujo.	14
1.4.1 Flujo laminar.	14
1.4.2 Flujo turbulento.	15
1.5 Componentes del aire.	15
1.6 Contaminantes del aire.	16
1.6.1 Las partículas.	16
1.6.2 Los gases.	16
1.7 Sistemas de depuración de aire.	18
1.8 Filtros de aire.	19
1.8.1 Filtros de aire electrónicos.	20
1.8.2 Filtros de aire de alta eficiencia para partículas (HEPA) y filtros de aire de penetración súper baja (ULPA).	20
1.8.3 Selección de filtros.	20
1.9 Máquinas hidráulicas.	21
1.9.1 Clasificación de las máquinas de fluido. (Mataix, 2004, pág. 357).	21
1.9.2 Ventiladores.	22

1.9.3	Curvas características de un ventilador. _____	23
1.9.4	Clasificación de los ventiladores. _____	26
1.10	Ventiladores centrífugos. _____	26
1.11	Aerodinámico. _____	26
1.12	Curvados hacia atrás. _____	27
1.13	Radial. _____	27
1.14	Modelo de envolvente. _____	27
1.15	Curvado hacia delante. _____	27
1.16	Ventiladores axiales. _____	28
1.17	Ventiladores de baja presión. _____	28
1.18	Ventiladores de mediana presión. _____	29
1.19	Ventiladores de alta presión. _____	29
1.20	Tubular centrífugo. _____	30
1.21	Centrífugo. _____	30
1.22	Axial. _____	30
1.23	Leyes de los ventiladores. _____	31
1.24	Difusión de aire por conductos. _____	33
1.25	Conductos de chapa metálica. _____	34
1.25.1	Conducto rectangular. _____	34
1.25.2	Conducto oval. _____	36
1.25.3	Conductos de lana de vidrio. _____	37
1.25.4	Conductos flexibles. _____	37
1.26	Tipos de difusión de aire. _____	38
1.26.1	Grupo A.- Salidas montadas en o cerca del techo con descarga horizontal de aire. __	38
1.26.2	Grupo B.- Salidas montadas cerca del suelo con descarga vertical del aire con chorro no disperso. _____	39
1.26.3	Grupo C.- Salidas montadas cerca del suelo con descarga vertical del aire con chorro disperso. _____	39
1.26.4	Grupo D.- Salidas montadas en o cerca el suelo con descarga horizontal de aire. ____	40
1.26.5	Grupo E.- Salidas montadas en o cerca el techo que proyectan aire primario verticalmente. _____	40
1.27	Ventilación. _____	41
1.27.1	Locales residenciales. _____	41
1.27.2	Procedimiento de tasa de ventilación. _____	45
1.28	Ventilación de túneles. _____	50
1.28.1	Ventilación soplante. _____	51
1.28.2	Ventilación aspirante. _____	52

1.28.3	Ventilación aspirante y soplante sucesivas. _____	52
1.28.4	Ventilación aspirante y soplante simultáneas. _____	52
1.29	Tuberías de ventilación. _____	53
1.29.1	Jutas. _____	53

1.30 Cálculo de la potencia necesaria para la ventilación de túneles en construcción. __ 54

1.31	Pérdidas de carga en la tubería. _____	54
1.32	Pérdidas de carga en el túnel. _____	54
1.32.1	Pérdidas de carga en singularidades y obstáculos. _____	56
1.33	Potencia del ventilador. _____	57
1.34	Fase de operación. _____	57
1.35	Ventilación natural. _____	58
1.36	Ventilación longitudinal. _____	58
1.37	Ventilación transversal. _____	59
1.38	Ventilación semi –transversal. _____	60
1.39	Ventilación de garajes. _____	61
1.39.1	Etapas de cálculo. _____	63

CAPÍTULO II:

DISEÑO DE DUCTOS DE VENTILACIÓN (MÉTODO CONVENCIONAL-ASHRAE) _____ 64

2. Introducción al diseño de ductos por el método ASHRAE. _____ 65

2.1	Caudal de ventilación. _____	65
2.2	Presión del ventilador. _____	67
2.2.1	Presión estática. _____	67
2.2.2	Presión dinámica o presión de velocidad. _____	67
2.2.3	Presión total. _____	68
2.3	Pérdidas de carga en un ventilador. _____	68
2.3.1	Pérdidas de carga longitudinales o pérdidas de fricción. _____	68
2.3.2	Diámetro hidráulico. _____	70
2.3.3	Número de Reynolds. _____	70
2.3.4	Pérdidas de carga en accesorios o cargas dinámicas. _____	70
2.3.5	Pérdidas totales. _____	72
2.4	Métodos para diseño de ductos. _____	72
2.4.1	Método de igual fricción o pérdida de carga constante. _____	72
2.4.2	Método de recuperación estática. _____	74
2.4.3	Método T. _____	74
2.4.4	Metodología ASHRAE. _____	74

2.5	Determinación del caudal necesario. _____	74
2.6	Determinación de la velocidad de diseño. _____	75
2.7	Establecer el diagrama de la red. _____	75
2.8	Diseño de sistema de ventilación por impulsión. Método convencional. (ASHRAE) __	75
2.8.1	Diseño con ductos circulares. _____	76
2.8.2	Diseño con ductos rectangulares. _____	76
CAPÍTULO III: CASO DE ESTUDIO _____		78
3.	Caso de estudio _____	79
3.1	Ejemplo de diseño. _____	79
3.1.1	Método de pérdida de carga constante. _____	79
3.1.2	Dimensionamiento de la red. _____	80
3.1.3	Cálculo de la longitud equivalente del conducto principal. _____	80
3.1.4	Metodología ASHRAE. _____	82
CAPÍTULO IV: ANÁLISIS COMPARATIVO MÉTODO DE PÉRDIDA DE CARGA CONSTANTE, MÉTODO ASHRAE Y SOFTWARE VENT-RED V1.0, DISCUSIÓN DE RESULTADOS _____		86
4.	Comparación de VENT-RED v1.0 y métodos conveccionales. _____	87
4.1	Método de pérdida de carga constante (cálculo convencional vs. software). _____	87
4.1.1	Análisis convencional, dimensionamiento de ductos rectangulares. _____	87
4.1.2	Software VENT-RED v1.0, dimensionamiento de ductos rectangulares. _____	88
4.1.3	Método de pérdida de carga constante, cálculo de pérdidas de carga. _____	90
4.1.4	Análisis con VENT-RED1.0, cálculo de pérdidas de carga. _____	91
4.2	Metodología ASHRAE. _____	91
CAPÍTULO V: CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES _____		94
Conclusiones. _____		95
Recomendaciones. _____		96
BIBLIOGRAFÍA _____		97
ANEXOS _____		103
ANEXO 1.- Diagrama – Pérdidas por rozamiento del aire en conductos circulares. ($\rho = 1.20\text{kg/m}^3$ y $\varepsilon = 0.09 \text{ mm}$). _____		104

ANEXO 2.- Caudales aconsejados para la renovación del aire.	105
ANEXO 3.- Caudal de aire en función del volumen del local y las renovaciones de aire del mismo.	106
Continuación ; ANEXO 3.- Caudal de aire en función del volumen del local y las renovaciones de aire del mismo.	107
ANEXO 4.- Cantidades mínimas de aire por plaza de aparcamiento.	108
ANEXO 5.- Tasa de ventilación mínima en la sala de respiración.	109
Anexo 6. Ejemplo de aplicación de leyes de los ventiladores.	112

RESUMEN EJECUTIVO

Esta investigación tiene gran importancia dentro de la Ingeniería Civil porque brinda una guía para el diseño de sistemas de ventilación, basado en la metodología ASHRAE, lo que permite obtener directamente, mediante un método técnico, las pérdidas de carga del sistema, relacionándose así con métodos no solo hidráulicos si no también mecánicos, a fines a la ingeniería de ventilación.

El software VENT-REDv1.0, permite diseñar sistemas de ventilación por impulsión, mismo que atiende los principios de La Sociedad Americana de Calefacción, Refrigeración y Aire Acondicionado (ASHRAE) lo que brinda al diseñador una gran facilidad en cuanto al tiempo de cálculo, precisión de resultados, dimensionamiento de la red y cálculo de pérdidas de carga.

Mediante la curva característica del sistema que relaciona la presión y caudal se determina los equipos de ventilación idóneos para el sistema.

Para determinar las pérdidas por fricción se utiliza la ecuación de Darcy-Weisbach y Colebrook-White, se procedió con métodos iterativos como son Newton-Raphson para aproximar la solución de las ecuaciones y determinar el factor de fricción (f) que se calcula por la ecuación de Colebrook-White.

PALABRAS CLAVES: Ventilación, ASHRAE, Colebrook-White, factor de fricción, pérdida de carga,,.

ABSTRACT

This research has great importance in the Civil Engineering that provides guidance for the design of ventilation systems, based on the ASHRAE methodology , which allows to obtain directly through a technical method , the losses involved system where parameters such as ; length of driving, called hydraulic diameter , speed and air density, coefficient of friction , the roughness of the walls , the dimensions and the arrangement thereof , and if not also interacting with not only hydraulic mechanical methods into engineering purposes ventilation.

The VENT- REDv1.0, software design allows ventilation systems to drive acceptable indoor air quality, serving the same principles of the American Society of Air Conditioning, Heating and Refrigeration Engineers (ASHRAE).

One analysis between convencional vs calculation was performed. The VENT- RED1.0 software, which made it possible to determine the ease of the second approach in terms of computation time and accuracy of results.

By the characteristic of the system that relates pressure (Total loss of load) flow and ventilation equipment suitable for the system is determined.

To determine the friction losses the Darcy- Weisbach and Colebrook -White is used , we proceeded with iterative methods such as Newton- Raphson method to approximate the solution of the equations and determine the friction factor (f) is calculated by Colebrook -White equation .

KEYWORDS : Ventilation, ASHRAE , loss system, curve characteristic, curve characteristic of the fan.

INTRODUCCIÓN

El siguiente proyecto es una guía para el diseño de redes de ventilación en base a la normativa ASHRAE, además se consideró el método de pérdida de carga constante como una referencia de comparación de los métodos.

La ejecución del proyecto inicio con la recolección de información, posteriormente el análisis de esta información y se define los métodos a emplear que son la base del software computacional VENT-RED v1.0 para el diseño de sistemas de ventilación por impulsión.

La ventilación es la introducción deliberada de aire desde el exterior en un edificio, y ésta puede ser natural o forzada. (Leslie & Lunau, 1994, pág. 287)

La ventilación natural es una estrategia para lograr el flujo de aire a través de las ventanas, puertas, rejas y otras penetraciones para el suministro de aire fresco y la dilución de contaminantes. (Allard, 2002, pág. 1)

En la mayoría de los procesos de la ingeniería civil, ya sea de construcción u operación, la ventilación natural no es suficiente para disipar posibles contaminantes presentes en el aire, es por eso que la ventilación mecánica garantiza una calidad del aire aceptable, es decir que no sea perjudicial para la salud. (ASHRAE, 2009, pág. 16.2) (Albert & Jane 2001),(Papamanolis 2000),(Ming-yin & Hung-kit 2005)

Con el presente investigación se desarrolla una guía para el cálculo de redes de aire con base en la normativa propuesta por la Sociedad Americana de Ingenieros de calefacción, refrigeración, aire-acondicionado y ventilación (ASHRAE) , para que se utilice según las necesidades diarias que se le presentan al Ingeniero Civil, lo cual le ayudará a dimensionar sistemas que proporcionen una buena calidad del aire interior como también para la eliminación de gases que la mayor parte del tiempo son tóxicos, como en el caso de parqueaderos y otros espacios cerrados.

Las redes para ventilación tienen que estar pensados, diseñados, utilizados y mantenidos en las mejores condiciones, de tal manera que no representen peligro para la salud, ni molestias ambientales o técnicas y no produzcan olores, lo que garantiza una mejor calidad de vida y condiciones de trabajo satisfactorias.

OBJETIVOS

Objetivo general

- Desarrollar metodologías para el diseño de sistemas de redes de ventilación en obras de infraestructura civil.

Objetivos específicos

- Aplicar las normas ASHRAE en el diseño de redes para ventilación.
- Desarrollar un software para el cálculo y análisis de redes de ventilación.

NOMENCLATURA GENERAL

A	–	Área de la sección transversal del ducto, (m^2).
V	–	Velocidad del aire en el ducto, (m/s).
p	–	Presión, (Pa).
ρ	–	Densidad, (kg/m^3).
g	–	Aceleración de la gravedad, (m/s^2).
p_v	–	Presión de velocidad, (Pa).
Q	–	Caudal de aire, (L/s).
Δp_f	–	Pérdidas de fricción en términos de presión total, (Pa).
F	–	Factor de fricción, (adimensional).
L	–	Longitud, (m).
D_h	–	Diámetro hidráulico, (mm).
ϵ	–	Rugosidad absoluta, (mm).
Re	–	Número de Reynolds.
ν	–	Viscosidad cinemática, (m^2/s).
ΔP_S	–	Diferencia de presiones estática, (Pa).
C	–	Coefficiente de pérdidas locales, (adimensional)
Δp_j	–	Pérdida total de presión, (Pa).
C_i	–	Coefficiente local de pérdidas con referencia a una sección calculada existente, (adimensional).

$C_{c,i}$	_	Coeficiente local de pérdidas en la recta.
$(C_{c,s})$	_	Coeficiente local de pérdidas en un brazo o ramal.
V_i	_	Velocidad en la sección en que existe referencia para C_i , (m/s)
V_c	_	Velocidad en la sección común, (m/s)
γ	_	Peso específico ($\gamma = \rho x g$)
h_f	_	Perdida de energía
P_{atm}	_	Presión atmosférica, (Pa)
T	_	Temperatura del aire, (K)
D	_	Diámetro, (m)
N	_	Velocidad rotacional
W	_	Potencia
η	_	Eficiencia, (%)
T_p	_	Parámetro de peligrosidad por exposición al Co
S	_	Sección recta del túnel, (m ²)
Co	_	Concentración inicial de CO
C	_	Concentración de CO en milésimas
δ'	_	Coeficiente de dilución (<3)
d	_	Distancia del extremo de la tubería al frente, (m)
F	_	Caudal mínimo por persona, (3 m ³ / min.)
q	_	Volumen de gas que se desprende en la mina durante las 24 horas

$A_{ex_}$	Cantidad de explosivo detonado, equivalente a dinamita 60%, (Kg)
$a_$	Volumen de gases generados por cada Kg. de explosivo
$d_$	% de dilución de los gases en la atmósfera
$V_$	Volumen de dióxido de carbono producido, (m^3)
$\rho_$	Densidad del explosivo, (kg/m^3)
$k(\varepsilon)_$	Depende del factor ε de disminución de la concentración
$c_$	Concentración del componente tóxico, del gas de escape, que se considera en particular, % en volumen
$y_$	Concentración máxima, higiénicamente segura, para el componente tóxico que se considera, % en volumen
$\lambda_$	Coefficiente de pérdida de carga, está en función de la superficie interior de la tubería, Tabla 4.9
$P_$	Perímetro del conducto en el tramo considerado, (m)
$\lambda_p_$	Coefficiente de pérdida de carga en las paredes (Tabla 4.10)
$\lambda_s_$	Coefficiente de pérdida de carga del suelo (Tabla 4.11)
$\Delta X_{SING}_$	Pérdidas de carga en las singularidades, (Pa)
$R_{SING}_$	Resistencia aerodinámica de la singularidad, (Ns^2 / m^8)
$\xi_$	Coefficiente de fricción de la singularidad, (Tabla 4.12)
$R_{OBS}_$	Resistencia aerodinámica del obstáculo, (Ns^2 / m^8)
$C_x_$	Coefficiente cuyo valor depende de la forma del obstáculo

s	_	Sección del obstáculo, (m ²)
W	_	Potencia absorbida por el ventilador, (W)
ΔH	_	Depresión producida por el ventilador, (Pa)
η	_	Rendimiento del ventilador
ΔX_c	_	Pérdida de carga de las tuberías de ventilación, (Pa)
ΔX_t	_	Pérdidas de carga producidas en el túnel, (Pa)
M_{max}	_	Intensidad del tráfico
Q_{oCo}	_	Cantidad horaria total de CO producida en el túnel, (m ³ /h)
q_{oCo}	_	Valor base de producción, se considera 0.013 m ³ /Km veh
M	_	Volumen de tráfico
K_{hh}	_	Factor de corrección por altura sobre el nivel del mar, (Tabla 4 .13)
K_s	_	Factor de corrección por conducción en pendiente
K_t	_	Factor de corrección por conducción a velocidad reducida
T_o	_	Temperatura normal, (273 K)
T_t	_	Temperatura media en el punto medio del túnel
Q_{oNOX}	_	Volumen de NOx producido en el túnel, (m ³ /h)
q_{NOX}	_	Valor base se producción de NOx (1.3 x10-3 m ³ /h veh.)
M_l	_	Tráfico de vehículos ligeros, (veh./h)

M_p _	Tráfico de vehículos pesados, (veh./h)
K_s _	Factor de corrección por conducción en pendiente, Tabla 4.16
Q_{aire} _	Caudal de aire en condiciones reales de presión y temperatura, (m ³ /h).
Q_{oaire} _	Caudal de aire en condiciones normales de presión y temperatura, (m ³ /h)
P_o _	Presión normal, (132.125 kPa)
P_{VIS} _	Caudal de humo producido en el túnel, (mg/h)
P_{VIS} _	Valor base de producción de humo de los vehículos pesados
K_{hh} _	Factor de corrección por altura sobre el nivel del mar, Tabla 4-18.
K_s _	Factor de corrección por conducción en pendiente, Tabla 4-18
C_{VIS} _	Límite máximo de partículas sólidas, (1.5 mg/m ³)
λ _	Coefficiente de pérdida de carga
ΔX_{sing} _	Pérdida de carga en la singularidad, (Pa)
R_{sing} _	Resistencia aerodinámica de la singularidad, (Ns ² /m ⁸)
ξ _	Coefficiente de fricción de la singularidad, (Tabla 4-12)
F_p _	Fuerza de efecto pistón, (N)
A_v _	Sección recta de los vehículos

i_F	—	Factor de forma
N^+, N^-	—	Número de vehículos
V_t	—	Velocidad de tráfico, (m/s)
v	—	Velocidad del aire, (m/s)
Fp	—	Fuerza de efecto pistón de los vehículos, (N)
ΔH	—	Sobrepresión producida por el/los ventiladores, (Pa)
ΔX_T	—	Pérdida de carga en el circuito de ventilación, (Pa)
Δp_C	—	Fuerza aerodinámica de la ventilación natural, (N/m ²)
P_V	—	Presión del efecto pistón de los vehículos, (Pa)

CAPÍTULO I: BASES TEÓRICAS PARA REDES DE VENTILACIÓN

1. Base teórica.

1.1 Teorema de Bernoulli.

La ecuación de Bernoulli es un principio fundamental que describe el comportamiento de un fluido. Se trata de la conservación de momento y energía a lo largo de una línea de corriente. (ASHRAE, 2009, pág. 221)

$$\frac{V^2}{2g} + \frac{P}{\rho g} + z = \text{constate} (1.1)$$

El **principio de Bernoulli**, también denominado **ecuación de Bernoulli**, describe el comportamiento de un fluido en movimiento a través de una línea de corriente, en el cual muestra que la energía de un fluido permanece constante a lo largo de su recorrido.

$$\frac{V_1^2}{2g} + \frac{P_1}{\gamma} + z_1 + h = h_f + \frac{V_2^2}{2g} + \frac{P_2}{\gamma} + z_2 (1.2)$$

Los subíndices 1 y 2 indican si los valores están dados para el comienzo o el final del volumen de control respectivamente. (Ronald V, 1972, pág. 71)

1.2 Densidad del aire.

La densidad de un fluido es su masa por unidad de volumen, está expresada en kg/m^3 . Las densidades de aire y agua en condiciones estándar, 20 °C y 101.325 kPa (presión atmosférica a nivel del mar) (ASHRAE, 2009, pág. 16.1) son:

$$\rho_{\text{agua}} = 998 \text{ kg/m}^3$$

$$\rho_{\text{aire}} = 1.21 \text{ kg/m}^3$$

El valor de la densidad del aire se puede determinar con la siguiente expresión (Mataix, 2005, pág. 20-26)

$$\rho = \frac{P_{\text{atm}}}{287 \times T} (1.3)$$

En la siguiente tabla se muestra valores de densidad del aire a diferentes

presiones (altitudes):

Tabla 1.1.-Densidad del aire a diferentes altitudes.

Altitud (metros)	Valores de la densidad del aire ambiente		
	Mínimo (kg/m ³)	Promedio (kg/m ³)	Máximo (kg/m ³)
0	1.1405	1.2254	1.3167
305	1.1101	1.1886	1.2735
610	1.0812	1.1533	1.2302
914	1.0524	1.1197	1.2222
1000	1.0444	1.1101	1.1902
1219	1.0252	1.0861	1.1501
1524	0.9996	1.0556	1.1133
1829	0.9739	1.0236	1.0764
2000	0.9595	1.0076	1.0572
2134	0.9483	0.9931	1.0412
2438	0.9243	0.9643	1.006
2743	0.8986	0.9355	0.9723
3000	0.8794	0.9115	0.9467
3048	0.8762	0.9082	0.9419

Fuente: (Reglamento Argentino de Acción del Viento sobre las Construcciones, 2013)

1.3 Viscosidad del aire.

La viscosidad es una medida de la resistencia de un fluido a la cizalladura. Los efectos de la viscosidad se tienen en cuenta mediante la categorización de un fluido, ya sea como newtoniano o no newtoniano. (ASHRAE, 2009, pág. 3.1)

“En dinámica de fluidos, la viscosidad cinemática se utiliza a veces en lugar de la viscosidad absoluta o dinámica. La viscosidad cinemática es la relación de la viscosidad absoluta a la densidad” (ASHRAE, 2009, pág. 3.1)

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} \text{ (1.4)}$$

1.4 Tipos de flujo.

Debido a los esfuerzos cortantes presentes en la circulación de fluidos a través de un conducto, los que ocasionan la deformación del fluido, se presentan diferentes tipos de flujos, los mismos que se dividen según diversos factores como:

Variación en el espacio.- pueden ser uniformes (si el desplazamiento, la velocidad y la aceleración permanecen constantes); y flujo no uniforme.

Variación con respecto al tiempo.- pueden ser flujos permanentes si el flujo se mantiene constante con el tiempo y no permanente.

Estos tipos de flujos pueden combinarse y dan origen a los siguientes tipos de flujos:

- Flujo uniforme permanente.- si la presión y la velocidad varían en el espacio y/o el tiempo.
- Flujo uniforme no permanente.- si las características no varían con el espacio pero sí con el tiempo.
- Flujo variado permanente.- se da una variación en el espacio pero no en el tiempo.
- Gradualmente variado.- Se dan cambios en la presión y velocidad de forma gradual.
- Rápidamente variado.- Se dan cambios en la presión y velocidad de forma brusca.
- Flujo variado no permanente.- las características del flujo varían con el espacio y el tiempo. (ACGIH, 2001, págs. 1-3).

1.4.1 Flujo laminar.

Si todas las partículas van paralelas, esto se da en velocidades bajas, en el caso de aire se da a velocidades menores que 1m/s.

El flujo se considera laminar si el número de Reynolds es menor que 2000. (ASHRAE, 2009, pág. 21.6) (Swamme&Rathie, 2007),(Sedghi-Asl&Rahimi 2011).

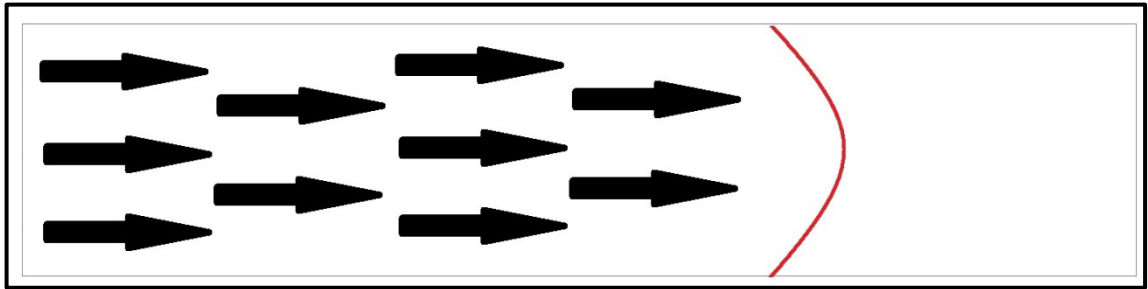


Figura 1.1.- Flujo laminar

Fuente: El Autor

1.4.2 Flujo turbulento.

Se presentan intercambios de paquetes de flujo, se dan movimientos de rotación en el flujo, por lo que las partículas no tienen un vector velocidad muy definido, este tipo de flujo se presenta en sistemas de ventilación.

El flujo se considera turbulento si el número de Reynolds es mayor que 4000. (ASHRAE, 2009, pág. 21.6) (Swamme&Rathie, 2007),(Sedghi-Asl&Rahimi 2011).

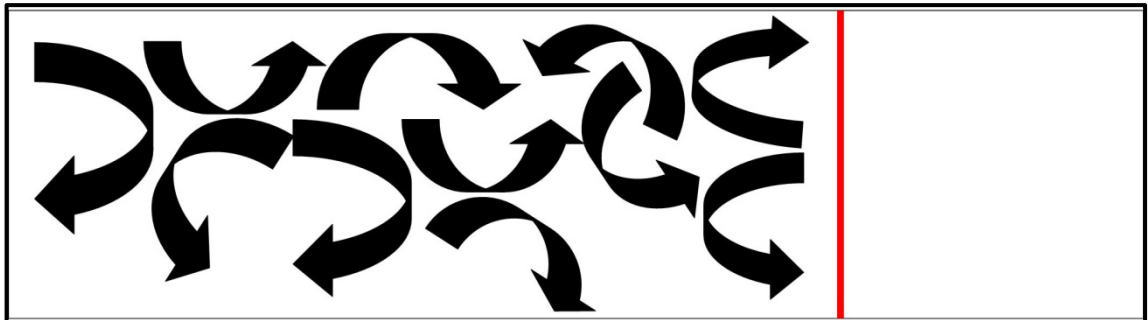


Figura 1.2.- Flujo turbulento

Fuente: El Autor

1.5 Componentes del aire.

Los principales componentes gaseosos de aire limpio y seco cerca del nivel del mar son aproximadamente el 21% de Oxígeno, 78% de Nitrógeno, 1% de Argón, y Dióxido de Carbono en un 0.04%, pero también contiene otros gases o partículas propias del entorno y de procesos naturales como la erosión, erupción volcánica y el metabolismo o descomposición de la materia orgánica. (Jacobson, 2005, págs. 12-18)

1.6 Contaminantes del aire.

En alcantarillado, plantas de tratamiento de aguas residuales, el almacenamiento hermético en bóvedas, túneles y minas, el contenido de Oxígeno del aire puede llegar a ser tan bajo que la gente no puede permanecer consciente o sobrevivir, las concentraciones de personas en espacios cerrados (teatros, centros de acogida) producen Dióxido de Carbono emitido por las funciones respiratorias normales por lo que se requiere que este sea eliminado y reemplazado con el Oxígeno.

Los contaminantes del aire se clasifican generalmente como partículas y gases. La distinción entre las partículas y los gases es importante para determinar las estrategias de eliminación y el equipo a utilizarse. (ASHRAE, 2009, pág. 11.1)

1.6.1 Las partículas.

Las partículas se pueden definir como materia sólida o líquida cuyo diámetro es más grande que una molécula, pero menor que aproximadamente 1000 micro micras. (Theodore & Buonicore, 1988, pág. 3)

Es así que existe una gran variedad de partículas, las mismas que se deben tomar en consideración en el diseño de un sistema de depuración. (ASHRAE, 2009, pág. 11.1), entre las principales tenemos:

- En la niebla y smog se suspenden sobre todo partículas líquidas menores que las de los polvos y humos producto del cigarrillo. (ASHRAE, 2009, pág. 11.2)
- Los bioaerosoles incluyen principalmente virus, bacterias, esporas de hongos y alérgenos de plantas y animales, su principal efecto está relacionado con su origen biológico, se deben tomar en cuenta en el aire interior debido a su relación con las alergias y el asma. (ASHRAE, 2007, pág. 32)

1.6.2 Los gases.

Los gases son producto de actividades de desarrollo impulsadas por el ser humano, y algunos de estos pueden presentarse como contaminantes porque aun en pequeñas cantidades son nocivos a la salud. (Alfaro, 1988, pág. 10)

Muchos procesos originan gases inorgánicos que son motivo de preocupación debido a sus efectos sobre la salud humana y la comodidad. Estos son entre otros.

- Dióxido de Carbono, (**CO₂**)
- Monóxido de Carbono, (**CO**)
- Óxidos de Nitrógeno, (**NO_x**)
- Dióxido de Azufre, (**SO₂**)
- Ozono, (**O₃**)

El Dióxido de Carbono (CO₂) o gas de ácido carbónico es producido por la respiración humana. No se considera normalmente como un contaminante tóxico del aire, pero puede ser un simple asfixiante (por el desplazamiento de Oxígeno). Los niveles en el medio ambiente urbano pueden ser más altos debido a las emisiones de la gasolina y motores diésel. (ASHRAE, 2009, pág. 16.2)

Un nivel de (1000 a 1200) ppm (700 ppm sobre el aire exterior) ha sido sugerido como representativa de las tasas de ejecución de 7.5 L/s por persona de aire exterior cuando el CO₂ es medido en concentraciones de equilibrio y a densidades de ocupantes de 10 personas por cada 100 m² de superficie. (ASHRAESTANDART 62.1-2007)

El Monóxido de Carbono (CO) es un gas inodoro, incoloro e insípido, producido por la combustión incompleta de hidrocarburos. Es un contaminante muy tóxico, producto de estufas de gas, lámparas de queroseno y calentadores, corriente principal y la corriente secundaria de humo de tabaco, estufas de leña y fuentes de combustión mal ventilados. (ASHRAE, 2009, pág. 16.3)

El Óxido de Nitrógeno (NO_x) en el interior se genera principalmente por los electrodomésticos, luces piloto y calentadores sin ventilación. Las fuentes generadoras de CO a menudo producen Óxido Nítrico (NO) y Dióxido de Nitrógeno (NO₂). Los aparcamientos subterráneos pueden contribuir a concentraciones interiores de NO_x. (Harrison, 2001, pág. 179)

El dióxido de azufre (SO₂) puede ser consecuencia de la combustión de combustibles fósiles como el carbón, el combustible para calefacción, y la gasolina, o quemar cualquier material que contiene azufre. Por lo que, el dióxido de azufre es un contaminante del aire ambiente común en muchas áreas urbanas. (Harrison, 2001, pág. 170)

El Ozono (O₃) es un oxidante fotoquímico que se forma a nivel del suelo cuando hidrocarburos y Óxidos de Nitrógeno reaccionan con radiación ultravioleta de la luz solar. El Ozono puede ser emitido por descargas eléctricas de equipo de oficina, incluyendo impresoras láser y fotocopiadoras. (Baird, 2001, pág. 91)

Tabla 1.2.- Posibles contaminantes y periodo máximo de exposición.

Contaminante	Largo plazo			Corto plazo		
	Promedio de concentración			Promedio de concentración		
	$\mu\text{g} / \text{m}^3$	ppm		$\mu\text{g} / \text{m}^3$	ppm	
Dióxido de azufre	80	0.03	1 año	365 ^a	0.14 ^a	24 horas
Partículas (PM 10).	50 ^b	----	1 año	150 ^a	----	24 horas
Monóxido de carb.	-----	-----	-----	40.000a	35 ^a	1 hora
Monóxido de carb.	-----	-----	-----	10.000a	9 ^a	8 horas
Oxidantes (ozono)	-----	-----	-----	235c	0.12 ^a	1 hora
Dióxido de nitrógeno	-----	-----	-----			
Plomo	100	0.055	1 año			
		1.5	----- meses ^d			

^a Sin que exceda en más de una vez al año

^b Significado aritmético

^c El estándar se obtiene cuando el número esperado de días por año con unas concentraciones promedio de máximo por hora superiores a 0.12 ppm ($235 \mu\text{g} / \text{m}^3$) sea igual o inferior a 1.

^d Período de tres meses es un trimestre anual

Fuente: (ASHRAE, 2007, pág. 31)

1.7 Sistemas de depuración de aire.

El aire que respiramos contiene una gran cantidad de partículas en suspensión las mismas que pueden aumentar debido a muchos factores uno de ellos es el gran crecimiento industrial, por lo que para mantener estas partículas dentro de los

estándares recomendados, se debe implementar un sistema de filtrado lo cual ayuda a prevenir posibles enfermedades y del mismo modo evitar inconvenientes en la maquinaria. (Sastre, 2007, pág. 148)

Para implementar un sistema de depuración o filtrado de aire se debe tomar en cuenta los siguientes factores:

- Tamaño de las partículas en suspensión
- Concentración de polvo en el aire (Rey Martínez & Gómez, 2007, págs. 96-97)

En la siguiente tabla se muestra las posibles concentraciones de polvo presentes en el aire para diferentes condiciones de trabajo:

Tabla 1.3.- Concentraciones de polvo presentes en el aire.

Ambiente	Concentración de polvo mg/m³
Rural	0.04 - 0.045
Barrio periférico	0.05 - 1
Ciudad general	0.5 – 2
Zona industrial	0.5 – 5
Calle ciudad	1 – 3
Fábricas	0.5 – 3
Fabril o de minas con mucho polvo	9 – 900

Fuente:(Salvador Escoda S.A.2006, Manual práctico de Ventilación, 2da. Edición pág. 120)

1.8 Filtros de aire.

Los filtros de aire están diseñados para controlar la disipación de partículas que se encuentran en suspensión y su implementación y aplicación depende del tamaño de las partículas es así que para eliminar virus y componente de tamaño molecular se suelen utilizar filtros de carbón activo y en cuanto al hollín y al humo de cigarrillo se utilizan los filtros de aire electrónicos, mientras que para separar el polen y el polvo se utilizan filtros húmedos o secos. (Salvador Escoda S.A 2006, pág. 120)

Un sistema de depuración de aire debe trabajar en condiciones no muy altas de contaminación ya que el filtro saldría de funcionamiento rápidamente, poniendo en riesgo tanto la salud de las personas como la funcionalidad del sistema de ventilación, por lo que se recomienda un límite máximo de 35 mg/m^3 . (Salvador Escoda S.A.2006, pág. 120)

1.8.1 Filtros de aire electrónicos.

Estos filtros utilizan precipitaciones electrónicas para eliminar y recoger partículas contaminantes como polvo y humo.

Estos filtros normalmente funcionan con una acometida de (120ó 240) voltios de corriente alterna y su consumo energético está entre (10y 20) vatios por cada 1000 L/s.

Este tipo de filtros tiene una eficiencia de hasta el 98% para una velocidad de aire de 0.75 m/s a 1.75 m/s, pero su eficiencia disminuye a causa de: (ASHRAE, 2007, pág. 45)

- Velocidades más altas
- Velocidades no uniformes

1.8.2 Filtros de aire de alta eficiencia para partículas (HEPA) y filtros de aire de penetración súper baja (ULPA).

Estos tipos de filtros utilizan papel de fibra de vidrio, son muy plisados con cordones revestidos de aluminio o papel filtro como separadores de los pliegues. Estos filtros pueden ser de (50 a 300) mm de espesor por los que se dispone un área media mayor.

Tienen una eficiencia basadas en un tamaño de partículas de (0.3 y 0.12) μm respectivamente. (ASHRAE, 2007, pág. 45)

1.8.3 Selección de filtros.

Los filtros cuya eficiencia de eliminación de partículas de polvo está entre el 50 – 70% pueden eliminar la mayor parte de agentes microbianos de (1 a 2) μm de diámetro. Los

filtros cuya eficiencia es del 60% pueden eliminar hasta el 85% o más de las partículas de 2.5 μm , mientras que los filtros de un 85 % de eficiencia pueden eliminar aproximadamente el 96% de las partículas. (ASHRAE, 2007, pág. 32)

Los filtros deben instalarse siempre que sea posible lo más próximos a la salida para evitar el transporte o acumulación de partículas después del filtro y estos tienen que colocarse en ángulo recto a la dirección del fluido. (ASHRAE, 2007, pág. 32)

1.9 Máquinas hidráulicas.

“Una máquina es un transformador de energía”. (Mataix, 2004, pág. 355)

Las máquinas se clasifican en máquinas de fluido y máquinas térmicas. (Mataix, 2004, pág. 355)

Una máquina de fluido es una máquina hidráulica y aunque la denominación de máquina hidráulica esté relacionada a lo que tiene que ver con fluidos esto es relativamente confuso ya que un ventilador en el cual se bombea aire es también una máquina hidráulica. (Mataix, 2004, pág. 355)

Por lo tanto una máquina de fluido es aquella en la cual el fluido que intercambia su energía no varía sensiblemente de densidad en su recorrido a través de la máquina por lo cual para su diseño y estudio se supone constante. (Robles & Parra, 1999, págs. 1-1)

Es así que la causa para que una máquina sea denominada hidráulica o térmica es la compresibilidad o incompresibilidad del fluido la cual se traduce en variación o invariación de la densidad o volumen específico. (Mataix, 2004, pág. 356)

Las máquinas hidráulicas se clasifican en turbomáquinas y máquinas de desplazamiento positivo. (Mataix, 2004, pág. 355)

1.9.1 Clasificación de las máquinas de fluido. (Mataix, 2004, pág. 357).

- Máquinas hidráulicas: ($\rho = \text{constante}$)
 - ✓ Turbomáquinas
 - Generadoras
 - Para líquidos: Bombas

- Para gases: Ventiladores
 - Motoras
 - Turbinas hidráulicas
- ✓ Máquina de desplazamiento positivo
 - Generadoras
 - Motoras
- Máquinas Térmicas: ($\rho \neq$ constante)

1.9.2 Ventiladores.

Un ventilador es una bomba de gas en vez de líquido. (Mataix, 2004, pág. 360) Por lo tanto:

Ventilador es una turbomáquina hidráulica generadora de gases. (Viedma Robles & Zamora Parra, 1997, págs. 13-1)

Para que la máquina sea denominada como ventilador se tiene que considerar al gas como incompresible por lo que se trata de una máquina de fluido en la cual se considera al líquido incompresible. Un ventilador absorbe energía mecánica y restituye energía a un gas comunicándole un incremento de presión tal que el influjo de la compresibilidad puede despreciarse.

Los ventiladores se componen de:

Elemento rotativo, este puede ser; hélice (gran cantidad de aire, baja presión) o un rodete (pequeñas cantidades de aire a presiones mayores). (SOLER&PALAU, 2010, pág. 39)

Los ventiladores de hélice están compuestos por una embocadura o una campana que mejora el rendimiento, mientras que los ventiladores de rodete se montan en una voluta en espiral. (SOLER&PALAU, 2010, pág. 39)

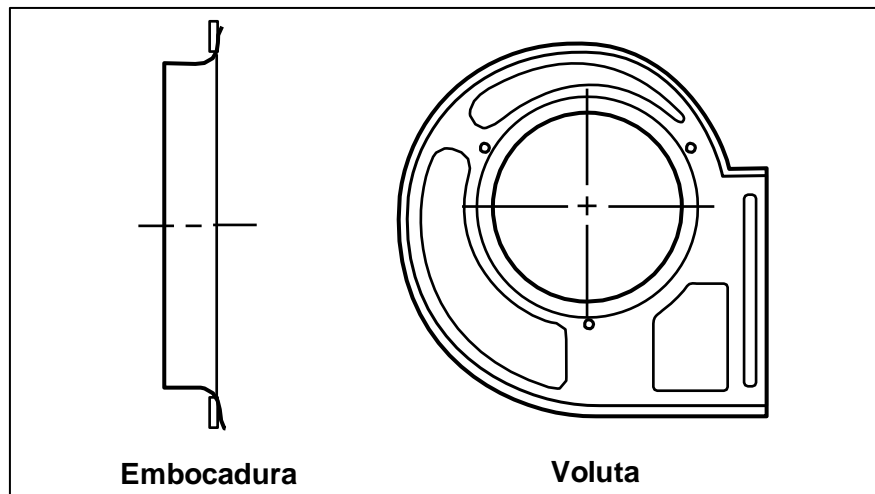


Figura 1.3.- Elementos rotativos del ventilador.

Fuente: (SOLER&PALAU, 2010, pág. 39)

Un ventilador es capaz de mantener un flujo de aire o cualquier otro gas con una presión de hasta 3 000 mm c.d.a. (SOLER&PALAU, 2010, pág. 39)

1.9.3 Curvas características de un ventilador.

La curva característica de un ventilador representa la variación de presión (ΔP), en función del caudal (Q). (Stamper&Koral, 1979, págs. 5-11)

La curva característica de un ventilador es la mejor referencia del mismo ya que nos indica su capacidad en función de la presión que se le exige.

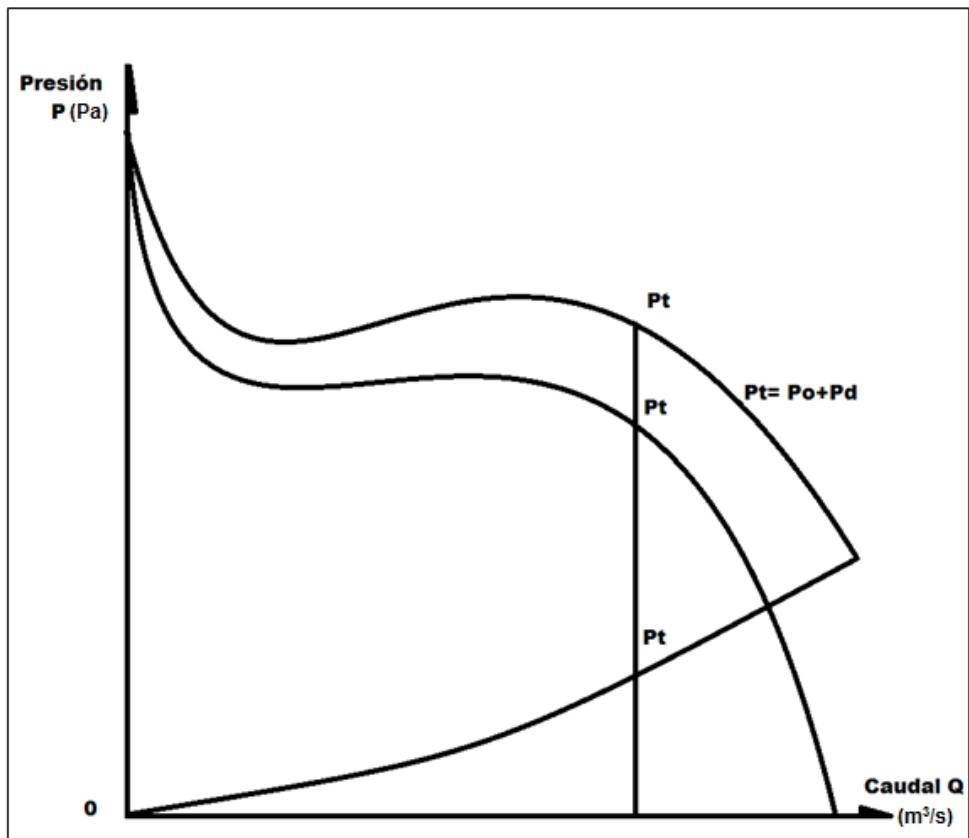


Figura 1.4.- Curva característica del ventilador

Fuente: (Universidad Nacional Experimental del Táchira, 2013)

Cualquier variación en los parámetros de funcionamiento de un ventilador tendrán que ser analizados según las leyes de los ventiladores. (ASHRAE, 2007, pág. 11)

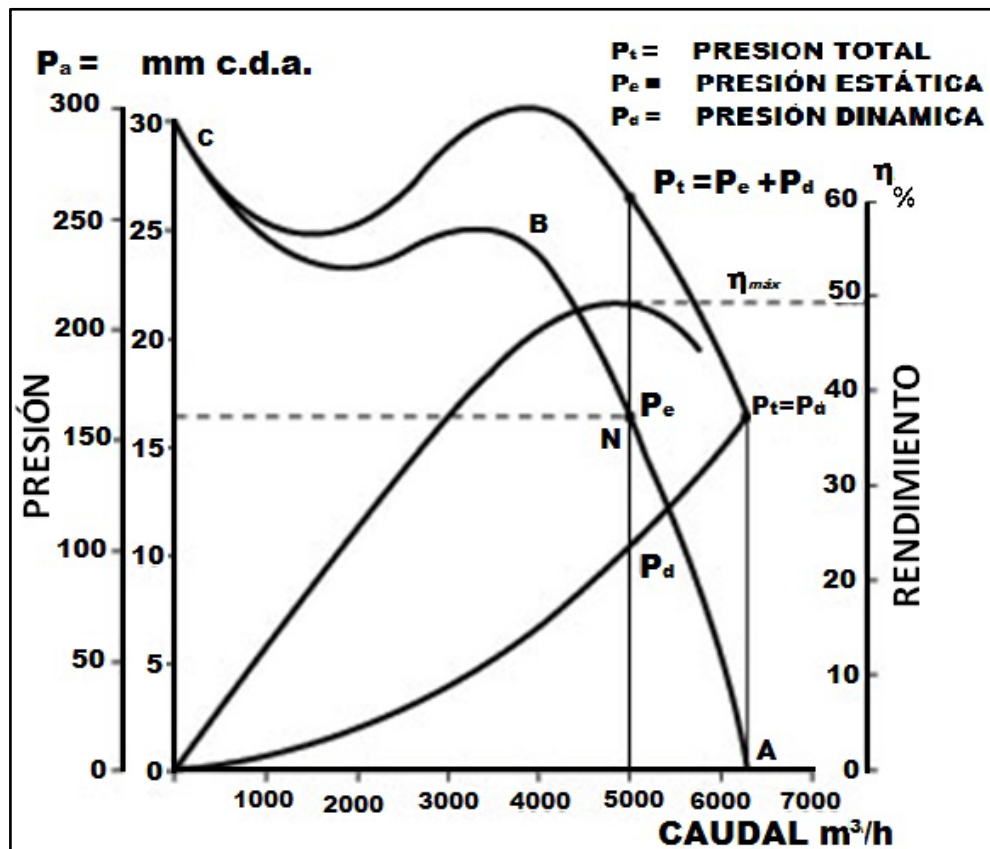


Figura 1.5.-Representación de una curva tipo en la que se ha graficado las presiones.

Fuente: (SOLER&PALAU, 2010, pág. 42)

La zona de trabajo idónea de un ventilador está entre el punto A-B de su característica, entre el punto B-C, su funcionamiento es inestable, desciende rápidamente el rendimiento y aumenta notablemente el ruido. (SOLER&PALAU, 2010, pág. 42)

Es indispensable contar con las curvas características de los ventiladores a ser instalados, para cualquier cálculo e instalación que se haga. (SOLER&PALAU, 2010, pág. 42)

Las curvas características de ventiladores se obtienen en laboratorios de ensayos debidamente equipados y por analistas especializados. Ello supone la sujeción a procedimientos según normalizaciones oficiales y aparatos, túneles y cámaras calibrados. La máxima garantía se obtiene cuando el laboratorio cuenta con una acreditación oficial. (MATHSON, 1999, pág. 16)

1.9.4 Clasificación de los ventiladores.

Los ventiladores pueden clasificarse según diferentes aspectos como son su función, trayectoria de aire en el ventilador, la presión del ventilador y según las condiciones de funcionamiento. (Mataix, 2004, pág. 360)

1.10 Ventiladores centrífugos.

El aire entra en el rodete en dirección axial y sale en dirección perpendicular, este tipo de ventilador se adapta a baja, media y alta presión. (Stamper&Koral, 1979, pág. 5.16)

Este tipo de ventilador suele proporcionar grandes presiones con caudales bajos.

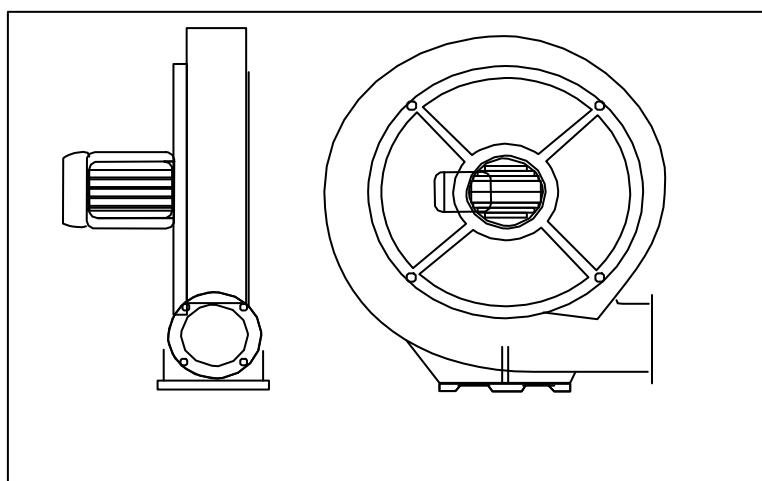


Figura 1.6.- Ventilador centrífugo

Fuente: (SOLER&PALAU, 2010, pág. 40)

1.11 Aerodinámico.

Modelo de impulsor

- El más eficiente de todos los modelos de ventilador centrífugo.
- De 10 a 16 álabes de contorno aerodinámico curvados hacia atrás respecto a la dirección de la rotación.
- Los álabes gruesos permiten una expansión eficiente de los pasos entre álabes.
- El aire sale del impulsor con velocidad inferior que la velocidad de giro.
- Para un trabajo dado tiene la mayor velocidad entre los ventiladores centrífugos.

- Modelo de envolvente.
- Diseño de espiral para la conversión eficiente de presión de velocidad en presión estática.
- Para la máxima eficiencia se requiere tolerancia y alineamiento ajustados entre el rodete y la entrada de aire.

1.12 Curvados hacia atrás.

Modelo de impulsor

- Eficiencia ligeramente menor que el ventilador aerodinámico.
- De 10 a 16 álabes planos curvados hacia atrás respecto a la dirección de rotación.
- Modelo de envolvente
- Utiliza la misma configuración que el ventilador aerodinámico.

1.13 Radial.

Modelo de impulsor

- Características de presión más elevadas que el ventilador aerodinámico, curvado hacia atrás o inclinado hacia atrás.
- La curva puede tener un espacio a la izquierda del pico de presión y el ventilador no debería funcionar en esa zona.
- La potencia aumenta continuamente hasta la descarga libre.

1.14 Modelo de envolvente.

- Espiral.- Es el más estrecho de todos los diseños.
- Como el diseño del rodete es menos eficiente, las dimensiones de la envolvente no son tan determinantes como en el caso de los ventiladores aerodinámicos o inclinados hacia atrás.

1.15 Curvado hacia delante.

Modelo de impulsor

- Curva de presión más plana que el ventilador aerodinámico curvado hacia atrás o inclinado hacia adelante.

- No debe utilizarse en el valle de la curva de presión a la izquierda del pico de presión.
- La potencia aumenta continuamente hasta la descarga libre, este dato debe tenerse en cuenta para la sección del motor.
- Modelo de envolvente
- Espiral semejante y a menudo idéntica otros modelos de ventilador centrífugo.
- El ajuste entre el rodete y la boca de entrada es tan crítico como en los ventiladores aerodinámicos e inclinados hacia atrás. (ASHRAE, 2007, pág. 13)

1.16 Ventiladores axiales.

Comprenden un conducto cilíndrico, una hélice construida por un cierto número de paletas fijadas sobre un cubo o haciendo cuerpo con él. El aire entra y sale con trayectoria a la superficie cilíndrica común al eje de simetría del ventilador. (Stamper&Koral, 1979, pág. 17)

Para caudales más elevados, proporcionan saltos de presión bajos. Estos ventiladores son muy utilizados en túneles, principalmente en la fase de construcción, por su capacidad, economía y por la facilidad de montaje y desmontaje. (De Souza, 2002, pág. 157)

1.17 Ventiladores de baja presión.

Si la presión en el ventilador es inferior a 72 mm c.d.a. o inferior a 10 mbar. (SOLER&PALAU, 2010, pág. 40)

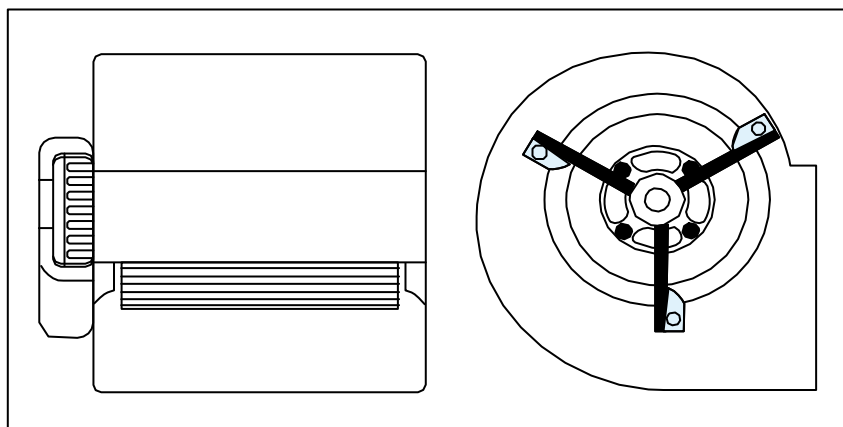


Figura 1.7.-Ventilador de baja presión.

Fuente: (SOLER&PALAU, 2010, pág. 40)

1.18 Ventiladores de mediana presión.

Si la presión en el ventilador está entre (72 y 360) mm c.d.a. respectivamente, o superior a 10 mbar.e inferior a 30 mbar. (SOLER&PALAU, 2010, pág. 41)

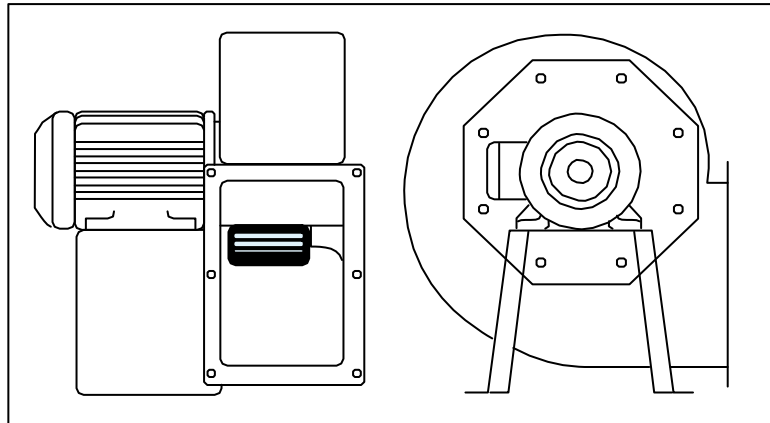


Figura 1.8.- Ventilador centrífugo media presión.

Fuente: (SOLER&PALAU, 2010, pág. 41)

1.19 Ventiladores de alta presión.

Si la presión en el ventilador esta entre(360 y 1000) mm c.d.a. o superior a 30mbar e inferior a 100 mbar. (Alcrudo, Vidal, & Blasco, 2013, pág. 2)

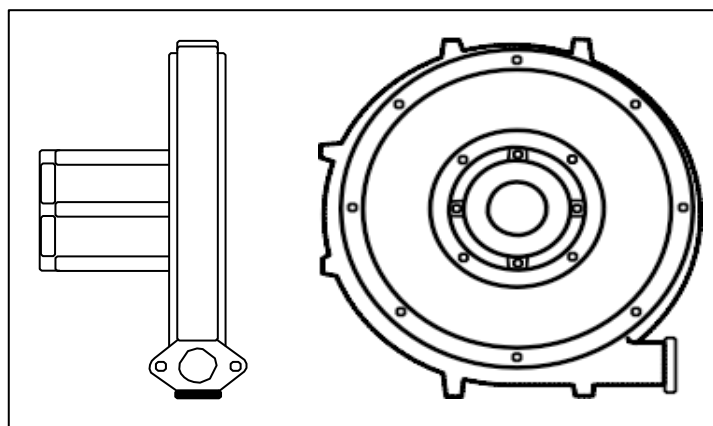


Figura 1.9.- Ventilador centrífugo de alta presión.

Fuente: (SOLER&PALAU, 2010, pág. 41)

1.20 Tubular centrífugo.

Modelo de impulsor

- El rendimiento es similar al del ventilador curvado hacia atrás, con excepción de la capacidad y de la presión, que son menores.
- Menor eficiencia que los ventiladores curvados hacia atrás.
- La curva de rendimiento puede tener una caída a la izquierda del pico de presión.

Modelo de envolvente

- Tubo cilíndrico similar al ventilador axial tubular con álabes directrices, salvo la separación al rodete que no es tan próxima.
- El aire se descarga radialmente desde el rodete y gira 90° para fluir a través de los álabes directrices.

1.21 Centrífugo.

Modelo de impulsor

- Sistemas de extracción de baja presión, como fábricas, cocinas, almacenes y algunas instalaciones comerciales.
- Proporciona una ventilación de extracción positiva, que es una ventaja respecto a las unidades de extracción de tipo de gravedad.
- Las unidades centrífugas son ligeramente más silenciosa que las axiales.

Modelo de envolvente

- Normalmente no se utiliza carcasa, ya que el aire se descarga del impulsor en un círculo completo.
- Normalmente no incluye configuración para recuperar el componente de presión de velocidad.

1.22 Axial.

Modelo de impulsor

- Sistemas de extracción de baja presión, como fábricas, cocinas, almacenes y algunas instalaciones comerciales.

- Proporciona una ventilación de extracción positiva, que es una ventaja respecto a las unidades de extracción de tipo de gravedad.

Modelo de envolvente

- Esencialmente un ventilador impulsor montado en una estructura de soporte.
- Esencialmente la campana protege el ventilador de la intemperie y actúa como protección de seguridad.
- El aire se descarga por un espacio anular en la parte inferior de la campana protectora. (ASHRAE, 2007, pág. 13)

1.23 Leyes de los ventiladores.

Las leyes de los ventiladores son relaciones que permiten predecir el comportamiento de un ventilador en operación a través de cambiar la velocidad (RPM), el tamaño del ventilador (T), la densidad del gas (ρ) en la presión de descarga (H), el consumo de potencia (Pwr) o la capacidad del equipo(Q).

Al variar las condiciones de funcionamiento, velocidad de giro de un ventilador también se variará tanto el caudal, presión y potencia absorbida; es así que mediante relaciones se determina con precisión el valor exacto de estas variaciones. (Alcrudo, Vidal, & Blasco, 2013, pág. 4)

Las leyes de los ventiladores son combinaciones que se pueden presentar en dos tipos iguales de ventiladores que trabajan en las mismas condiciones, estas combinaciones o variaciones pueden ser:

- Variación del diámetro
- Variación de la velocidad
- Variación de la densidad
- Variaciones de varios de los parámetros anteriores (Alcrudo, Vidal, & Blasco, 2013, pág. 3)

Las siguientes ecuaciones expresan las leyes de los ventiladores donde el subíndice 1 indica que la variable se aplica para el ventilador que se utiliza y el subíndice 2 indica que la variable se aplica al ventilador probado.

Para todas las leyes de los ventiladores $\eta_{t1} = \eta_{t2}$ y (Pt. de Rtg.)₁ = (Pt. de Rtg.)₂
(ASHRAE, 2007, pág. 11)

No.	Variables dependiente	Variables independiente
1 ^a	$Q_1 = Q_2$	$\times \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^3 \times \frac{N_1}{N_2} \times 1$
1b	$Pr es_1 = Pr es_2^c \times \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^2 \times \left(\frac{N_1}{N_2}\right)^2 \times \frac{\rho_1}{\rho_2}$	
1c	$W_1 = W_2 \times \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^5 \times \left(\frac{N_1}{N_2}\right)^3 \times \frac{\rho_1}{\rho_2}$	
2a	$Q_1 = Q_2 \times \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^2 \times \left(\frac{Pr es_1}{Pr es_2}\right)^{1/2} \times \left(\frac{\rho_2}{\rho_1}\right)^{1/2}$	
2b	$N_1 = N_2 \times \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^2 \times \left(\frac{Pr es_1}{Pr es_2}\right)^{1/2} \times \left(\frac{\rho_2}{\rho_1}\right)^{1/2}$	
2c	$W_1 = W_2 \times \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^2 \times \left(\frac{Pr es_1}{Pr es_2}\right)^{3/2} \times \left(\frac{\rho_2}{\rho_1}\right)^{1/2}$	
3a	$N_1 = N_2 \times \left(\frac{D_2}{D_1}\right)^3 \times \frac{Q_1}{Q_2}$	$\times 1$
3b	$Pr es_1 = Pr es_2 \times \left(\frac{D_2}{D_1}\right)^4 \times \left(\frac{Q_1}{Q_2}\right)^2 \times \frac{\rho_1}{\rho_2}$	
3c	$W_1 = W_2 \times \left(\frac{D_2}{D_1}\right)^4 \times \left(\frac{Q_1}{Q_2}\right)^3 \times \frac{\rho_1}{\rho_2}$	

“Los datos de rendimiento del ventilador se basan en el aire seco en condiciones estándar de 101.325kPa y 20°C (1.204 k/m³). En las aplicaciones reales, puede que el

ventilador tenga que manejar aire o gas con otra densidad diferente. El cambio de la densidad puede deberse a la temperatura, composición del gas o altitud. Como se indica en las leyes de los ventiladores, el rendimiento del ventilador resulta afectado por la densidad del gas. A velocidad y tamaño constantes, la potencia y la presión varían directamente en la misma proporción que la densidad del gas respecto a la densidad del aire estándar.” (ASHRAE, 2007, pág. 11)

1.24 Difusión de aire por conductos.

La misión de un sistema de conductos es transmitir el aire desde el ventilador hasta la zona a ventilar, para lo cual está limitado en ciertas características, como la forma del conducto, las pérdidas de fricción que se produzcan y la disponibilidad del espacio. (CARRIER, 2010, págs. 2-21)

La utilización de rejillas o difusores es según la utilidad que se pretenda dar ya que un difusor se instala en el techo, este puede ser de forma redonda, cuadrada o rectangular, esparcen el aire de forma gravitatoria, soplan por todo su contorno y además este aire circula por el techo antes de caer a muy poca velocidad. Por ello, no provocan molestia a las personas. Son muy habituales en locales comerciales .(SOLER&PALAU, 2013, pág. 3)



Figura 1.10.- Difusor circular

Fuente: (SOLER&PALAU, 2013, pág. 3)

Una rejilla se instala habitualmente en la pared (aunque en algunos casos las hay de techo), de forma rectangular, tiran el aire hacia donde están encaradas sus lamas y según su situación y cálculo de velocidad pueden llegar a molestar a las personas. Pueden distribuir el aire mucho más lejos que un difusor.

En cualquiera de los dos casos pueden disponer de una regulación manual o eléctrica interior para su regulación y/o cierre.



Figura 1.11.- Rejilla para ventilación.

Fuente: (SOLER&PALAU, 2013, pág. 4)

Así el suministro o difusión del aire mediante estas salidas (rejillas, difusores) introducen el aire en el local mediante chorros turbulentos los mismos que pueden ser libres o influidos. (ASHRAE, 2009, pág. 20.8)

1.25 Conductos de chapa metálica.

Se trata de conductos que se fabrican a partir de planchas de chapa metálica (acero galvanizado o inoxidable, cobre, aluminio), las cuales se cortan y se conforman para dar al conducto la geometría necesaria para la distribución de aire.

Puesto que el metal es un conductor térmico, los conductos de chapa metálica deben aislarse térmicamente. (CLIMAVÉR, 2013, pág. 13)

1.25.1 Conducto rectangular.

Se realiza en diversos espesores, de (0.6 a 1.2)mm, dependiendo de la sección del conducto. Interiormente puede ir recubierto con aislamiento de fibra de roca o caucho, pero esto depende del fabricante. (CLIMAVÉR, 2013, pág. 13)

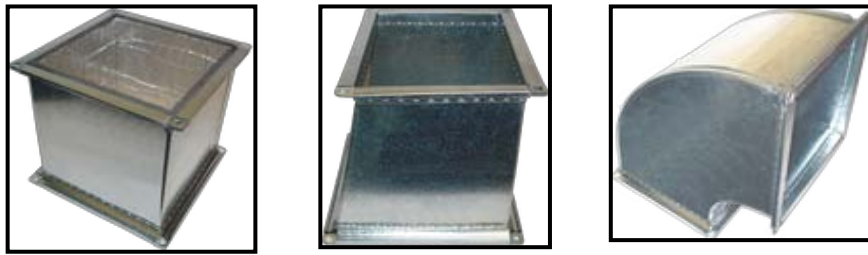


Figura 1.12.-Conductos rectangulares de acero galvanizado.

Fuente: (INFASA, 2013)

Se fabrican en diferentes materiales como:

- Galvanizado
- Acero inoxidable
- E600°C 120min

1.25.2 Conducto circular.

Es un tubo metálico ligero y rígido de construcción agrafada helicoidal o liso, siendo liso interiormente en ambos casos. De fácil montaje y de gran variedad en sus secciones, es el conducto ideal para evitar pérdidas de carga.

Dispone de una amplia gama de piezas como codos, tees, reducciones, desvíos, etc. Se puede encontrar en el mercado hasta \varnothing 2000mm y sus variantes:

El conducto circular puede realizarse tanto en pared simple, pared simple aislado interiormente con aislamiento tipo caucho o sándwich (tubo + aislamiento + tubo) en los diversos materiales abajo indicado. (CLIMAVÉR, 2013, pág. 13)



Figura 1.13 Conductos circulares de acero galvanizado.

Fuente: (INFASA, 2013)

Se fabrican con diferentes materiales y acabados. Así se tiene:

- Acero inoxidable AISI 304
- Chapa galvanizada + aislamiento
- Chapa galvanizada + aislamiento + chapa galvanizada
- Chapa galvanizada + aislamiento + inoxidable AISI 304
- Inoxidable AISI 304 + aislamiento + chapa
- Inoxidable AISI 304 + aislamiento + Inoxidable AISI 304
- Salidas de gases tipo Shunt

1.25.2 Conducto oval.

El conducto oval, cuenta con una amplia gama de dimensiones normalizadas y accesorios, presentan ventajas importantes sobre los conductos rectangulares tradicionales. (CLIMAVÉR, 2013, pág. 14)



Figura 1.14.-Conducto oval de acero galvanizado.

Fuente: (INFASA, 2013)

Ventajas:

- Más rígido ya que se fabrica a partir del conducto circular.
- Menor pérdida de carga debido a sus esquinas redondeadas.
- La rigidez reduce la resonancia y la transmisión de ruido.
- El sistema de conductos se une fácilmente sin necesidad de pestañas y perfiles auxiliares.
- Facilidad de montaje.
- Reducción del número de uniones necesarias (longitud normalizada del tubo de (1.5 a 3) m).

1.25.3 Conductos de lana de vidrio.

Se construyen a partir de paneles de lana de vidrio de alta densidad, aglomerada con resinas termoendurecibles.

Las planchas cuentan con revestimiento interno y externo, internamente está recubierta por aluminio reforzado, que actúa como barrera de vapor y proporciona estanqueidad al conducto.

El revestimiento interno dispondrá de un revestimiento de aluminio, un velo de vidrio, o bien un tejido de vidrio, el mismo que permite una absorción acústica. (CLIMAVÉR, 2013, pág. 16)

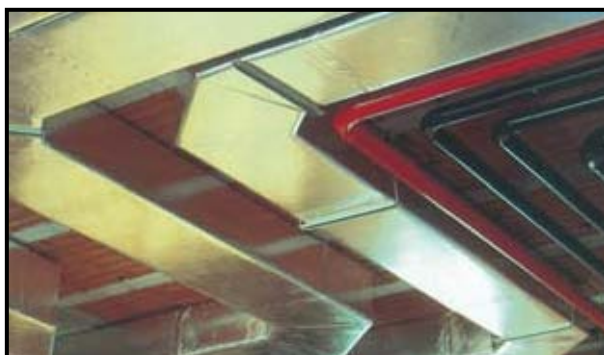


Figura 1.15.-Conductos de lana de vidrio

Fuente: (CLIMAVÉR, 2013, pág. 16)

1.25.4 Conductos flexibles.

Los conductos flexibles están formados por dos láminas de Aluminio o PVC, con un aislante de fibra intercalado y una espiral de acero templado, lo que les permite mantener su sección circular.

Se utilizan frecuentemente para derivar un conducto principal o secundario a la boca de salida.

La longitud máxima de estos conductos es de 1.2 m ya que presentan un coeficiente de pérdidas muy elevado y tienen variabilidad acústica. (CLIMAVÉR, 2013, pág. 17)



Figura 1.16.-Tipos de conductos flexibles: a) Aluminio, b) Flexible aislado, c) Plástico PVC.

Fuente: (INFASA, 2013)

1.26 Tipos de difusión de aire.

Los sistemas de ventilación pueden ser por dilución, extracción o por los dos métodos combinados, esto depende de la naturaleza del contaminante, del tamaño de las partículas y del lugar que se quiera ventilar. (ASHRAE, 2009, pág. 20.7)

1.26.1 Grupo A.- Salidas montadas en o cerca del techo con descarga horizontal de aire.

Estas salidas muestran un patrón horizontal, dos jet para la salida en la pared alta lateral y un patrón de difusión 360° para la salida del techo.

Aunque la variación de la configuración de paletas podría causar una descarga en uno, dos, o tres chorros en el caso de la toma de pared lateral, o tener un ángulo más pequeño de difusión para la salida del techo, el efecto general en cada uno es el mismo. (ASHRAE, 2009, pág. 20.8)

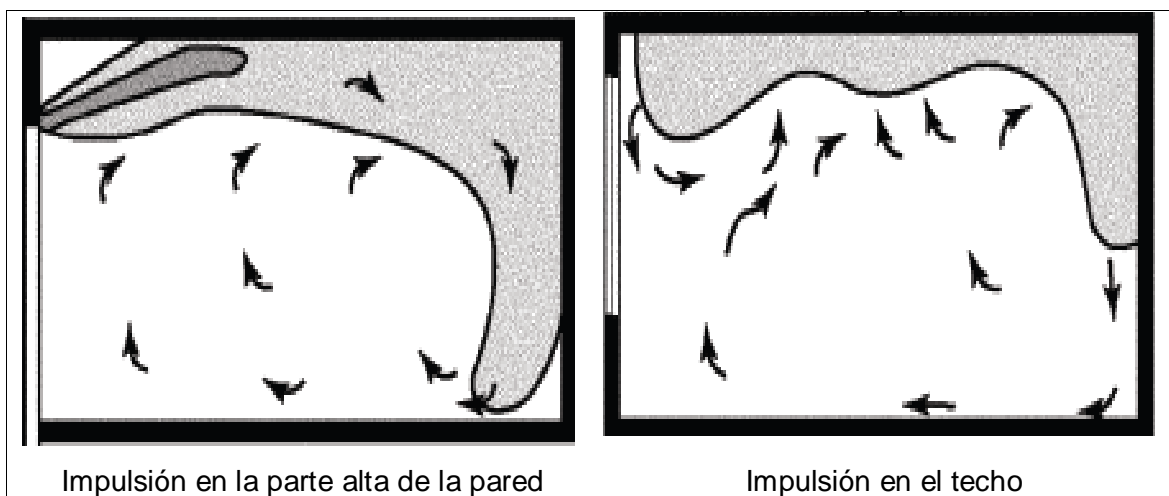


Figura 1.17.- Características del movimiento del aire para salidas del Grupo A

Fuente: (ASHRAE, 2009, pág. 20.8)

1.26.2 Grupo B.- Salidas montadas cerca del suelo con descarga vertical del aire con chorro no disperso.

Este grupo incluye los módulos bajos laterales, rejas de tipo lineal en el suelo o ventana, y puntos de salida similares. En estos puntos el, aire primario es dado de alta en un solo chorro, vertical, golpea el techo y ocupa por dilución la zona a ventilar..

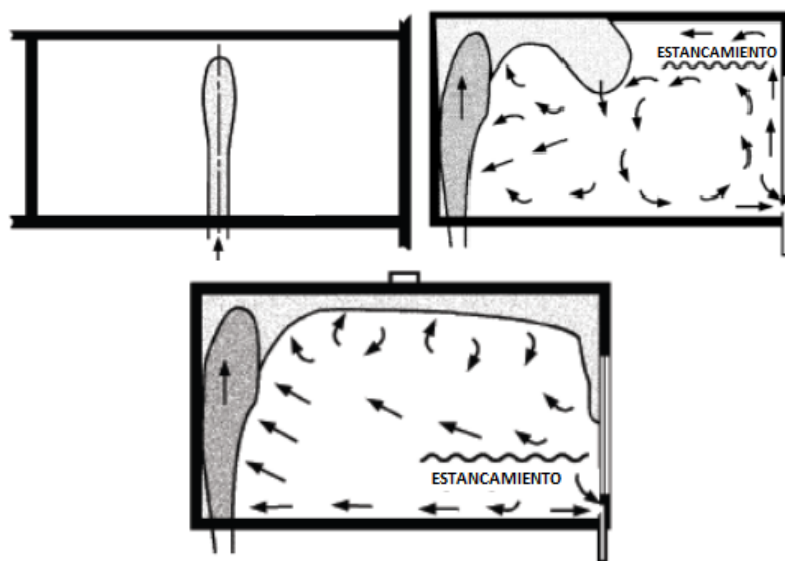


Figura 1.18.- Características del movimiento del aire para salidas del Grupo B.

Fuente: (ASHRAE, 2009, pág. 20.8)

1.26.3 Grupo C.- Salidas montadas cerca del suelo con descarga vertical del aire con chorro disperso.

Este grupo incluye difusores de suelo, los difusores pared lateral, difusores de tipo lineal, y otros puntos de salida instalados en el suelo. Las características aire de la habitación son similares a las del grupo B, aunque la difusión de aire primario por lo general hace que el total de aire se doble de nuevo en el aire primario lo que proporciona una mayor área para la inducción de aire de la habitación.

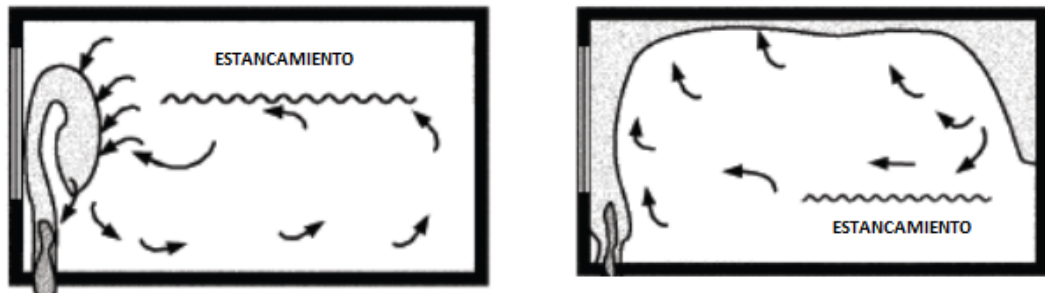


Figura 1.19.- Características del movimiento del aire para salidas del Grupo C.

Fuente: (ASHRAE, 2009, pág. 20.09)

1.26.4 Grupo D.- Salidas montadas en o cerca el suelo con descarga horizontal de aire.

Este grupo incluye la placa base y la pared lateral baja registros y establecimientos similares, aquí el aire sale en forma de chorros individuales o múltiples, ya que el aire se descarga horizontalmente en el suelo, el aire total se mantiene cerca de la piso, y forma gran de zonas de estancamiento en toda la región superior de la habitación.

Durante el calentamiento, el aire se eleva hacia el techo.

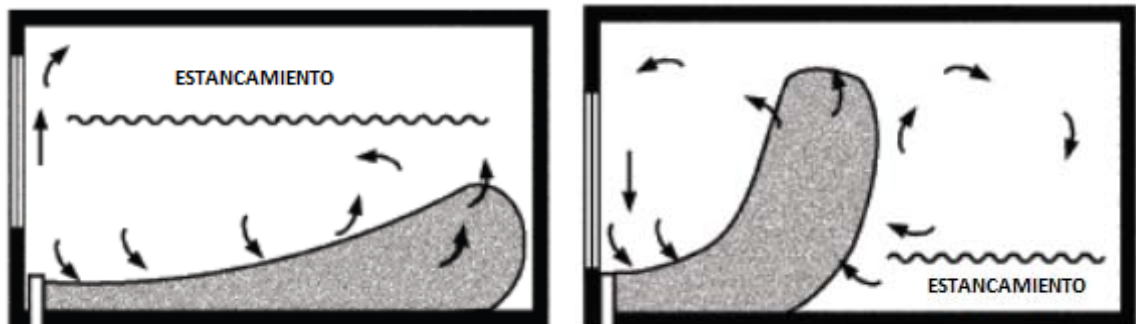


Figura 1.20.- Características del movimiento del aire para salidas del Grupo D.

Fuente: (ASHRAE, 2009, pág. 20.9)

1.26.5 Grupo E.- Salidas montadas en o cerca el techo que proyectan aire primario verticalmente.

Este grupo incluye difusores lineales rejillas, difusores y rejillas de pared lateral y puntos de venta similares montados o diseñado para la proyección de aire vertical descendente.

Este tipo de salida se utiliza con frecuencia en sistemas de ventilación industrial. (ASHRAE, 2009, pág. 20.10)



Figura 1.21.- Características del movimiento del aire para salidas del Grupo E.

Fuente: (ASHRAE, 2009, pág. 20.10)

1.27 Ventilación.

Las edificaciones deben asegurar una calidad de aire interior aceptable en los lugares donde se encuentren personas, mediante sistemas de evacuación del aire viciado producto del funcionamiento normal de la edificación. Se evitará el uso de materiales de construcción que desprendan partículas o sustancias nocivas para la salud. (NEC-2011, 2011, pág. 22) (ASHRAE, 2009), (Derrick& Steven 2001)

1.27.1 Locales residenciales.

“Las viviendas deben disponer de un sistema general de ventilación que puede ser natural o mecánica con las siguientes características (véanse los ejemplos de la Figura 1.22):

El aire debe circular desde los locales secos a los húmedos, para ello los comedores, los dormitorios y las salas de estar deben disponer de aberturas de admisión; los aseos, las cocinas y los cuartos de baño deben disponer de aberturas de extracción; las particiones situadas entre los locales con admisión y los locales con extracción deben disponer de aberturas de paso.” (Código técnico de la Edificación, España, 2008)

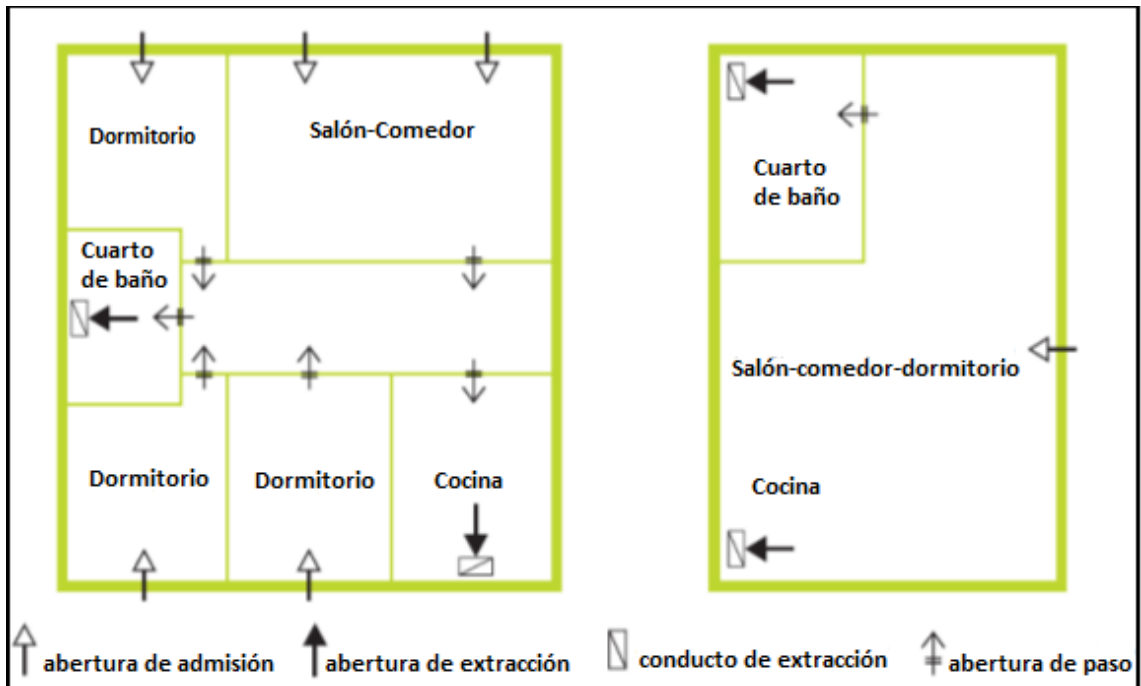


Figura 1.22.- Ejemplo de ventilación en el interior de una vivienda.

Fuente: Código Técnico de la Edificación, España, 2008.

Para los sistemas de ventilación mecánica se necesita por cada unidad familiar el siguiente caudal de aire: (Max H. Sherman, 2012)(SHERMAN et al, 2012), (Persily at al 2006) (Yuill at al 2012)

$$Q(L/s) = 0.05 (m^2 \text{ de área del suelo}) + 3.5 (\text{número de habitaciones} + 1) \quad (3)$$

Para espacios ventilados naturalmente deberán estar siempre abiertos a y dentro de 8 m de pared accesible o aperturas en cubiertas al exterior, o con un área de apertura libre de no menos un 4% de la superficie ocupada. La humedad relativa debe estar entre el (30 y 60)%. (ASHRAE, 2007, pág. 173)

Para ventilación mecánica, las tomas de aire exterior se situaran de modo tal que la distancia más corta desde la entrada a una fuente de contaminación específica sea mayor o igual a lo expuesto en la siguiente tabla:

Tabla 1.4 .- Distancia de separación mínima de la entrada de aire

Objeto	Distancia mín., (m)
Extracción significativamente contaminada (Nota 1)	5
Extracción peligrosa o nociva (Nota 2 y 3)	10
Ventilaciones, chimeneas, tiros de equipos y aparatos de combustión (Nota 4)	5
Entradas de garajes, áreas de carga, o esperas de automóviles (Nota 5)	5
Muelles y zonas de carga de camiones, aparcamientos/paradas autobuses (Nota 5)	7.5
Accesos, calles o plazas de aparcamiento(Nota 5)	1.5
Calles con gran volumen de tráfico	7.5
Tejados, terrazas o superficies directamente por debajo de la toma de aire (Nota 6 y 7)	0.30
Zona de recogida/almacenamiento de basura, vertederos	5
Salidas torre de enfriamiento	7.5
<p>Nota 1.- Extracción significativamente controlada, expresa que puede producir intensa irritación sensorial o causar hedor.</p> <p>Nota 2.- Salidas de aire de extracción de campanas de humo de laboratorio.</p> <p>Nota 3.- El aire de extracción peligroso o nocivo es aquel con humos o gases altamente inconvenientes o con partículas, bioaerosoles, gases potencialmente peligrosos, en concentraciones suficientemente elevadas para ser consideradas dañinas. La información sobre criterios de separación para entornos industriales pueden encontrarse en el ACGIH Industrial Ventilation Manual y en la ASHRAE Handbook-HVAC Applications.</p>	

Continúa en página 44.

Continuación: Tabla 1.4

Nota 4.- Se permiten distancias de separación más cortas cuando se determinas de acuerdo con (a) Capítulo 7 de ANSI Z223/NFPA 54-2002 para equipos que queman fuel; (b) Capítulo 6 de NFPA 31-2001 para equipos que queman aceite, o (c) Capítulo 7 de NFPA 211-2003 para otros equipos de combustión.

Nota 5.- Distancia media al punto más cercano donde es probable que se localicen las emisiones del vehículo.

Nota 6.- No se aplica una distancia mínima de separación a las superficies con pendiente mayor de 45 grados respecto a la horizontal o inferior a 3 cm de ancho.

Nota 7.- Donde la acumulación de nieve es probable, la distancia enumerada se incrementará en la profundidad prevista de la nieve.

Fuente: (ASHRAE, 2007, pág. 175)

Para espacios diferentes se presenta la siguiente tabla, en la misma que se clasifica al aire en cuatro clases:

- **Clase 1.-** Concentración de contaminantes baja, irritación sensorial, y olor inofensivo, apropiado para la recirculación o transferencia a otro espacio.
- **Clase 2.-** Contaminantes moderados, irritación sensorial y olor, puede recircularse o transferirse a otro lugar de la clase 2 o clase 3. Aire utilizado para fines similares y con una fuente de contaminación similar.
- **Clase 3.-** Contaminantes importantes, olor, irritación sensoria. Sólo puede recircularse o transferirse dentro del mismo espacio.
- **Clase 4.-** Muy inaceptable, con humos, gases o contaminantes potencialmente peligrosos en concentraciones dañinas. No es adecuado parta la recirculación o transferencia.

Tabla 1.5.- Clase de corriente de aire para diferentes lugares.

Descripción	Clase aire	Descripción	Clase aire
Espacios auxiliares a los de la Clase 2	2	Salas máquinas refrigeración	3
Pequeñas cocinas	2	Lavandería, central	2
Salas de descanso	1	Lavandería dentro de edificio, vivienda.	1
Zonas de café	1	Almacenamiento ropa sucia.	3
Baño/aseo privado	2	Armario conserjería, trastero.	3
Vestuarios de empleados	2	Laboratorio biológico/químico general.	3
Alamcenes, productos químicos	4	Laboratorios universidades	2
Cuartos de máquinas	1	Cabinas de pintura	4
Cabinas eléctricas/teléfonos	1	Cabinas pintura	4
Salas máquinas ascensores	1	Descarga de copiadora de planos	4
Campanas de grasas de cocinas comerciales	4	Campanas de cocinas comerciales distintas a las de grasa	3
Campanas de laboratorios	4	Campanas ventiladas cocinas comerciales	3

Fuente: (ASHRAE, 2007, pág. 171)

1.27.2 Procedimiento de tasa de ventilación.

Este procedimiento está en función de diferentes parámetros, tales como, espacio o espacios con similares categorías de ocupantes (Tabla 4.3), densidad de ocupantes, eficiencia de distribución de aire de la zona (Tabla 4.4), y flujo de aire primario por unidad de área. (ASHRAE, 2007, pág. 177)

Tabla 1.6 Tasa de ventilación mínima en la zona de respiración.

Tipo de Ocupación	Tasa de aire ext, por persona R_p	Tasa de aire exterior por superficie R_A	Valores por defecto		Clasific. aire
	L.s/persona	L.s/m ²	Densid.ocupac (véase nota 4) #/100m ²	Tasa combinada aire exterior (nota 5) L.s/persona	

Notas generales para la tabla:

- Requisitos relacionados:** Las tasas de esta tabla se basan en todos los demás requisitos aplicables al cumplirse este estándar.
- Fumadores:** Esta tabla se aplica en la zonas de no fumadores. Las tasas para espacios permitidos deben fijarse de acuerdo a otros métodos.
- Densidad del aire:** Las tasas volumétricas de flujo de aire se basan en una densidad de aire de 1.2kg/m³, que corresponde a una presión barométrica en aire seco de 101.3kPa y una temperatura de aire de 21°C (70°F). Las tasas deben ajustarse a la densidad real, pero ese ajuste no es necesario para el cumplimiento de este estándar.
- Densidad de ocupación por defecto:** Se utilizará cuando la densidad de ocupación real se desconozca.
- Tasa combinada de aire exterior por defecto (por persona):** Esta tasa se basa en la densidad de ocupación por defecto.
- Ocupación no enumerada:** Si la categoría de ocupación para un espacio o zona propuesto no está enumerada, se utilizará la categoría de ocupación enumerada que sea más similar en cuanto a ocupantes, densidad, actividad y construcción del edificio.

Notas específicas para la tabla:

- Para bibliotecas de institutos y universidades, úsense los valores mostrados en Espacios públicos-Bibliotecas.
- Puede que la tasa no sea suficiente cuando entre los materiales almacenados se incluyan los que tengan emisiones potenciales dañinas.
- La tasa no permite control de humedad. La ventilación adicional puede ser necesario para eliminar la humedad.
- La tasa no incluye extracción especial para los efectos escénicos, por ejemplo, vapores de hielo seco o húmedo.

Continuación; Tabla 1.6 Tasa de ventilación mínima en la

Continúa página 47.

Centros penitenciarios

Celdas	2.5	0.6	25	4.9	2
Salas de estar común	2.5	0.3	30	3.5	1
Punto de guardia	2.5	0.3	15	4.5	1
Reserva espera	3.8	0.3	50	4.4	2
Centros de enseñanza					
Guardería (hasta 4	5	0.9	25	8.6	1
Aulas (5-8 años)	5	0.6	25	7.4	1
Aulas (9 años y más)	5	0.6	35	6.7	1
Aula universitaria	3.8	0.3	65	4.3	1
Sala de conferencia	3.8	0.3	150	4	1
Aula de arte	5	0.9	20	9.5	2
Laboratorio de	5	0.9	25	8.6	2
Tienda metal/madera	5	0.9	20	9.5	2
Aula de informática	5	0.6	25	7.4	1
Aula de audiovisuales	5	0.6	25	7.4	1
Música, teatro/danza	5	0.3	35	5.9	1
Sala reunión múltiple	3.8	0.3	100	4.1	1
Servicio comida/bebida					
Salas de restaurantes	3.8	0.9	70	5.1	2
Cafetería comida	3.8	0.9	100	4.7	2
Bares y coctelerías	3.8	0.9	100	4.7	2
General					
Congresos reuniones	2.5	0.3	50	3.1	1
Pasillos	-	0.3	-		1
Salas de almacén	-	0.6	-		2
Hoteles, moteles, centros vacacionales, resid. Univer.					
Dormitorio/sala de	2.5	0.3	10	5.5	1
Barracones-	2.5	0.3	20	4	1
Vestíbulo/antesala	3.8	0.3	30	4.8	1
Salas reuniones	2.5	0.3	120	2.8	1
Edificios de oficinas					
Espacio de oficinas	2.5	0.3	5	8.5	1
Recepción	2.5	0.3	30	3.5	1
Entrada datos/teléfono	2.5	0.3	60	3	1
Vestíbulo entrada	2.5	0.3	10	5.5	1

Continuación; Tabla 1.6 Tasa de ventilación mínima en la **Continúa página 48.**

Espacios varios

Cámara	2.5	0.3	5	8.5	2
Ordenador (no	2.5	0.3	4	10	1
Farmacia (rebotica)	2.5	0.9	10	11.5	2
Estudio fotográfico	2.5	0.6	10	8.5	1
Expedición/recepción	-	0.6	-		1
Sala viajeros	3.8	0.3	100	4.1	1
Almacén	-	0.3	-		2
Espacios de reunión públi.					
Auditorio, sala butacas	2.5	0.3	150	2.7	1
Centro culto religioso	2.5	0.3	120	2.8	1
Juzgado	2.5	0.3	70	2.9	1
Asamblea legislativa	2.5	0.3	50	3.1	1
Biblioteca	2.5	0.6	10	8.5	1
Vestíbulo	2.5	0.3	150	2.7	1
Museos (niños)	3.8	0.6	40	5.3	1
Museos/galerías arte	3.8	0.3	40	4.6	1
Comercios					
Ventas	3.8	0.6	15	7.8	2
Zonas comunes centro	3.8	0.3	40	4.6	1
Peluquerías	3.8	0.3	25	5	2
Centros de belleza	10	0.6	25	12.4	2
Supermercados	3.8	0.3	8	7.6	1
Autoservicio	3.8	0.3	20	5.3	2
Deporte y ocio					
Campo deporte	-	1.5	-		1
Gimnasio, estadio	-	1.5	30		2
Gradas	3.8	0.3	150	4	1
Notación (piscina)	-	2.4	-		2
Pista baile/discoteca	10	0.3	100	10.3	1
Sala de	10	0.3	40	10.8	2
Sala de	10	0.3	10	13	2
Bolera (asientos)	5	0.6	40	6.5	1
Casino de juegos	3.8	0.9	120	4.6	1
Salas de juego	3.8	0.9	20	8.3	1
Escenarios, estudios	5	0.3	70	5.4	1

Fuente: (ASHRAE, 2007, pág. 177)

Existe una extracción mínima que se debe hacer según el local, estos valores son, (Tabla 1.7). (ASHRAE, 2007, pág. 179)

Tabla 1.7.- Tasa mínima de extracción

Categoría de ocupación	Notas	Tasa de extracción L/s-unidad	Tasa de extracción L/s-m ²	Clase aire
Aula de arte		-	3.5	2
Taller de reparación de autos	A	-	7.5	-
Barbería		-	2.5	2
Salón de belleza		-	3	2
Celda con inodoro		-	5	2
Cuarto oscuro		-	5	2
Estadio	B	-	2.5	-
Cocina comercial		--	3.5	2
Cocina		--	1.5	2
Salas de taquillas		-	2.5	2
Vestuario		-	1.25	2
Aparcamientos	C	--	3.7	2
Consejería, depósito reciclaje		-	5	2
Tienda mascotas (zona		-	4.5	2
Sala impresora/copiadoras		-	2.5	2
Aula laboratorio ciencias		-	5	-
Aseo público	D	25/35	-	2
Aseo privado	E	12.5/25	-	2
Aula/tienda carpintería		-	2.5	2

A. En las zonas donde los motores trabajan, habrá sistemas de extracción conectados directamente al escape del motor para evitar fugas de humos.

B. Cuando se quiera utilizar el equipo de combustión en la zona de juego, se empleará una ventilación de dilución o un control de emisión adicional.

C. La extracción no es necesaria si dos o más lados incluyen paredes que están abiertas al exterior al menos en un 50%.

D. La tasa es por inodoro y/o por urinario. Empleése la tasa más elevada cuando están previstos periodos de mucha utilización, por ejemplo, aseos en teatros, colegios y centros deportivos. La tasa mínima se empleará cuando la utilización sea intermitente.

E. La tasa es para un aseo que se ocupa por una persona cada vez. Para el funcionamiento continuo del sistema durante el horario habitual, se utilizará la tasa mínima. En los demás casos, se utilizará la tasa más elevada.

Fuente: (ASHRAE, 2007, pág. 179)

Los requisitos de aire exterior para ventilación en centros de salud (Hospitales, residencias y centros de rehabilitación) se presentan en la siguiente tabla:

Tabla 1.8.- Requisitos de aire exterior para ventilación en centros de salud.

Utilización	Ocupación máxima** estimada P/100 m ² o 100 m ²	Requisitos aire exterior		Comentario
		L/s.persona	L/s.m ²	
Salas de pacientes Salas de curas Quirófanos UCI y recuperación	10	13		Los códigos y requisitos especiales y las relaciones de presión pueden determinar la tasa de ventilación mínima y eficiencia de los filtros. Los procedimientos que generan contaminantes pueden necesitar mayores tasas.
	20	8		
	20	15		
	20	8		
Salas autopsias	20		2.50	El aire no se debe recircular en otras salas
Fisioterapia	20	8		

Fuente: (ASHRAE, 2003, pág. 129)

1.28 Ventilación de túneles.

La necesidad de mantener dentro de los túneles, en su construcción y explotación, una atmósfera respirable, no tóxica, y en unas condiciones ambientales óptimas, obliga a renovar el aire de éstos mediante los sistemas de ventilación o desahumado, para así impedir que los gases y humos generados por los vehículos de motor, y por las distintas labores de construcción, alcancen unas concentraciones límite predeterminadas(Lunniss& Jonathan, 2012, pág. 127).

El sistema de ventilación de un túnel en operación se instalará de forma permanente, mientras que durante la construcción el sistema de ventilación deberá ir adaptándose a los cambios que se vayan produciendo al ir avanzando el proyecto, así como a los cambios que se dan a lo largo de una jornada, pues existen causas contaminantes que se localizan en el tiempo, como el disparo de las voladuras, que generan una gran cantidad de gases tóxicos y polvo, mientras que otras tienen un carácter más continuo,

como la emisión de gases contaminantes de los motores diésel, el polvo producido por las máquinas rozadoras, o la proyección del hormigón.(Linares Sánchez, 1972, pág. 189) (Persily&Emmerich 2012), (Sherman&Rudd 2007).

En la etapa de ventilación se pueden implementar diferentes métodos:

1.28.1 Ventilación soplante.

Este sistema de ventilación impulsa el aire puro desde el exterior hasta aproximadamente el frente de avance (15m), siendo el polvo, gases y demás impurezas removidos o empujados por el aire puro por todo el largo del túnel hasta su entrada. . (Rajive&Sukumar, 2004, pág. 30)

Las ventajas del sistema son; su fácil instalación, su economía, el aire llega hasta el lugar de trabajo en mejores condiciones y rápidamente, se necesita de menor potencia ya que existen menores pérdidas de carga. (Rajive&Sukumar, 2004, pág. 30)

El principal problema que presenta este tipo de ventilación es el desplazamiento del humo por el túnel ya que el personal que regresa al trabajo tiene que atravesarlo. Para lo cual se puede calcular el peligro debido al CO con la siguiente expresión: (Linares Sánchez, 1972, pág. 179)

$$T = c.t \quad (1.5)$$

Cuando $T < 2000$ no es peligroso.

Ya que el tapón de humos tarda un cierto tiempo en atravesar una sección del túnel se tiene que:

$$t = \frac{L_o S}{Q} \quad (1.6)$$

Con lo que la peligrosidad por exposición de CO es:

$$T = c_o \frac{L_o S}{Q} \quad (1.7)$$

1.28.2 Ventilación aspirante.

Como su nombre lo indica en este tipo de ventilación se aspira el aire viciado que ocupa el frente de avance por una tubería previamente acoplada a un ventilador.

La principal ventaja es que el tapón de humos no atraviesa el túnel ya que es aspirado por la tubería.

Las desventajas que presenta este sistemas son: la limpieza total del frente de avance es casi imposible, esto se lograra si la distancia del extremo de la tubería al frente es muy pequeña o si el tiempo de purga fuera muy largo; la conducción del aire viciado se requiere de tuberías rígidas; se necesita de mayor potencia al generarse mayores pérdidas de carga. (Linares Sánchez, 1972, pág. 722)

El tiempo de eliminación de los humos y demás contaminantes está dado por:

$$t_2 = \delta' S \frac{L_0 - d}{Q} \quad (1.8)$$

1.28.3 Ventilación aspirante y soplante sucesivas.

Para este sistema se utiliza una sola tubería, por la cual primero se aspira parte del aire viciado situado cerca de la boca de aspiración y esto se lo realiza en el tiempo t_2 de la ecuación 1.8, luego de lo cual se sopla en un tiempo y se realiza un efecto igual al de la ventilación soplante al ubicar al aire contaminado por detrás del extremo de la tubería para dar paso a la fase de aspiración. Al tiempo t_2 se le debe añadir un tiempo t_3 necesario para que los humos recorran la tubería, el que está dado por: (Linares Sánchez, 1972, pág. 725)

$$t_3 = \frac{L \frac{\pi D^2}{4}}{Q} \quad (1.9)$$

1.28.4 Ventilación aspirante y soplante simultáneas.

Para este tipo de ventilación se necesita de dos tuberías provistas cada una de un ventilador, aunque la potencia para la ventilación soplante puede ser menor ya que la tubería puede ser muy corta, entre (10 y 30) m.

La principal ventaja es que se consigue una limpieza eficaz del frente de trabajo, pero su instalación es más costosa, compleja y se debe utilizar para el sistema aspirante tuberías rígidas o armadura con espiral de acero. (Pataca et al, 2003, pág)

1.29 Tuberías de ventilación.

Existen dos tipos principales de tuberías:

- Rígidas (metal, madera, o plástico).
- Flexibles (textil o plástico).
- Se debe tomar en cuenta los siguientes parámetros:
- Resistencia aerodinámica.
- Coeficiente de fugas.
- Peso por metro.
- Comodidad de montaje.
- Incombustibilidad,
- Conductibilidad eléctrica.

1.29.1 Juntas.

Existen juntas para tuberías rígidas y para tuberías flexibles.

Para tuberías rígidas estas pueden ser:

- Juntas de embutición.
- Juntas con manguito.
- Juntas por bridas bulonadas.

Para las flexibles:

- Juntas por embutición.
- Juntas por manguito.

1.30 Cálculo de la potencia necesaria para la ventilación de túneles en construcción.

La potencia necesaria con la que debe contar un ventilador en la fase de construcción de un túnel está dada por:

1.31 Pérdidas de carga en la tubería.

Este valor se puede determinar con:

$$\Delta X_c = \frac{0.98\lambda L Q^\alpha}{D^5} \quad (1.10)$$

- El coeficiente α tiene un valor de 2 para tuberías rígidas y 1.7 para tuberías flexibles.
- El coeficiente λ de pérdida de carga, está en función de la superficie interior de la tubería, su valor se toma de la tabla 1.9.

Tabla 1.9.- Coeficiente de pérdida de carga en tuberías.

Tipos de tubería		Coeficiente de pérdida de carga λ
Rígidas	En materia plástica	0.018
	Metálicas (lisas)	0.0205
	En contrachapa de madera	0.0220
Flexibles	Bien suspendidas	0.0210
	Mal suspendidas	0.0260

Fuente: (López, J. C.,2011)

1.32 Pérdidas de carga en el túnel.

La resistencia aerodinámica en el túnel está dada por:

$$R = 153.03 \frac{\lambda PL}{S^3} \quad (1.11)$$

En este caso el coeficiente de pérdida de carga λ está dado por la siguiente expresión:

$$\lambda = 0.7 \lambda_p + 0.3 \lambda_s \quad (1.12)$$

Para el coeficiente de pérdida de carga en las paredes (λ_p) se utiliza la Tabla 1.10.

Tabla 1.10 coeficiente de pérdidas de carga en las paredes del túnel.

Sostenimiento		λ_p	
Roca desnuda	Pared bien recortada	0.058	
	Pared con acabado medio	0.084	
	Pared irregular	0.108	
Roca bulonada	Pared bien recortada	0.058	
	Pared con acabado medio	0.084	
	Pared irregular	0.108	
	Pared con tela metálica	0.130	
Roca revestida	Hormigón liso	0.022	
	Albañilería	Buen estado	0.025
		Estado medio	0.030
		Irregular	0.040

Fuente: (López, J. C.,2011)

Siendo λ_s el coeficiente de pérdida de carga del suelo, se utiliza la Tabla 1.11.

Tabla 1.11 Coeficiente de pérdida de carga del suelo del túnel.

Características del Suelo	λ_s
Suelo hormigonado o asfalto	0.03
i = 5cm	0.06
i = 15cm	0.08
i = 30cm	0.108

Fuente: (López, J. C.,2011)

Se determina la pérdida de carga en el túnel, la misma que es función del caudal (Q) y que está dada por:

$$\Delta X_t = RQ^2 \quad (1.13)$$

1.32.1 Pérdidas de carga en singularidades y obstáculos.

La ventilación de túneles en fase de construcción puede realizarse de distintas maneras según se dispongan los conductos de ventilación y según sea el sentido de circulación del aire, mismas que ocasionan una mayor pérdida de carga ya que se oponen al paso del aire, por lo que su valor es considerable y está dado por:

$$\Delta X_{SING} = R_{SING}Q^2 \quad (1.14)$$

La resistencia aerodinámica de la singularidad está dada por la siguiente expresión:

$$R_{SING} = \xi \frac{0.61}{S^2} \quad (1.15)$$

El coeficiente de fricción de la singularidad ξ , se obtiene de la siguiente tabla.

Tabla 1.12.- Coeficiente de fricción de las singularidades.

Tipo de singularidad		ξ
Cambio de dirección en ángulo resto de aristas vivas		1.4
Cambio de dirección en ángulo rectos sin aristas	Radio interior=1/4 Radio exterior	0.6
	Radio interior = 2/5 Radio exterior	0.3
Emboquille		0.6
Trampilla		3.6
Enlace con poso con aristas vivas		2
Enlace con poso sin aristas		1

Fuente: (López, J. C.,2011)

La pérdida de carga debido a los obstáculos viene dada por:

$$R_{OBS} = C_x \frac{S}{S^3} 0.61 \quad (1.16)$$

El coeficiente C_x depende de la forma del obstáculo:

Tabla 1.13.-Valores del coeficiente de pérdidas por obstáculos.

Tipo de obstáculo	C_x (adimensional)
Obstáculos esféricos	0.4
Obstáculos cilíndricos perpendiculares a la ventilación	0.8
Obstáculos cilíndricos paralelos a la ventilación	1
Obstáculos plano perpendicular a la ventilación	1.2

Fuente: (López, J. C.,2011)

1.33 Potencia del ventilador.

Debido a una serie de pérdidas presentes en la etapa de construcción y a requerimientos de aire para distintas tareas, el ventilador trabaja a una cierta potencia la cual se puede determinar con la siguiente ecuación:

$$W = \frac{Q\Delta H}{\eta} \quad (1.17)$$

El valor de la depresión producida por el ventilador se determina por:

$$\Delta H = \Delta X_C + \Delta X_t + \Delta H_{SING} \quad (1.18)$$

La pérdida de carga en singularidades y obstáculos (ΔH_{SING}) viene dada por:

$$\Delta H_{SING} = R_{SING} + R_{OBS} \quad (1.19)$$

1.34 Fase de operación.

En la etapa de operación los objetivos que pretende alcanzar un sistema de ventilación son:

Diluir mediante un caudal de aire fresco las emisiones contaminantes de CO, NOx y hollín que emiten los motores de los vehículos a concentraciones que estén por debajo de los límites admisibles, para no causar trastornos fisiológicos a los usuarios ni disminuir la visibilidad por debajo de la distancia mínima de frenado requerida por los vehículos. Fuente: (López, J. C.,2011)

En caso de presentarse un incendio dentro del túnel, mantener en todo momento una velocidad del flujo de aire no inferior a la denominada velocidad crítica, para evitar la devolución de los humos hacia el lado donde los usuarios han quedado detenidos. Debido al tiempo que toma poner en movimiento la columna de aire del túnel, no es aceptable tener velocidades menores que las mínimas estipuladas antes del incendio. (López, J. C.,2011)

1.35 Ventilación natural.

La ventilación natural es suficiente para renovar el aire de un túnel, cuando éste es muy corto o cuando la intensidad del tráfico que por él circula es muy pequeña. El aire natural que va por el túnel es la que se encarga de evacuar los humos que se producen en su interior. (López, J. C.,2011)

La Asociación Internacional Permanente de Congresos de Carreteras (AIPCR), ha propuesto la siguiente expresión para determinar aproximadamente la longitud máxima a la que tiene alcance la ventilación natural:

$$L = \frac{C}{M_{\max}} \quad (1.20)$$

La constante C, puede estimarse entre 300 y 600 para túneles bidireccionales, y entre 1500 y 2000 para túneles unidireccionales. (Asociación Internacional Permanente de Congresos de la Ruta)

1.36 Ventilación longitudinal.

La ventilación longitudinal consiste en contribuir al movimiento de la corriente natural del aire, garantizando el caudal adecuado. Es un procedimiento sencillo y se utilizan turboventiladores o difusores, que aceleran la corriente de aire. Los ventiladores pueden colocarse ya sea en la entrada, en pozos intermedios o cada cierto intervalo y

cuando el túnel es bidireccional se usa ventiladores reversibles, esto es para aprovechar la ventilación natural en caso de producirse. (López, J. C.,2011)

El caudal máximo del aire que puede proporcionar la ventilación longitudinal, depende de la velocidad del aire que circula por el túnel. Para instalaciones se recomienda la velocidad a 10 m/s, con mayores a ésta se producen efectos no deseables y a velocidades menores, el sistema funciona pero con deficiencias, pero hay que tener presente distintos criterios de diseño de acuerdo a las condiciones de cada sitio y longitud del túnel.. (López, J. C.,2011)

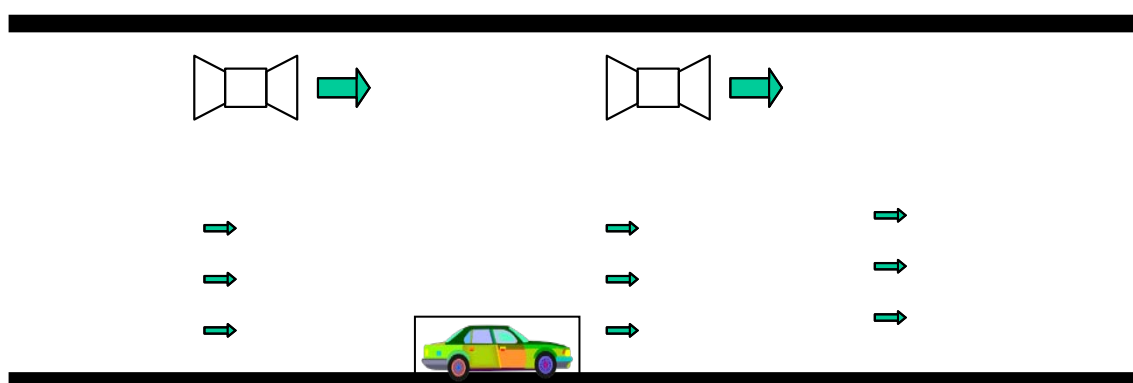


Figura 1.23.- Esquemas de ventilación longitudinal

Fuente: (Sanz, J. M.,2010).

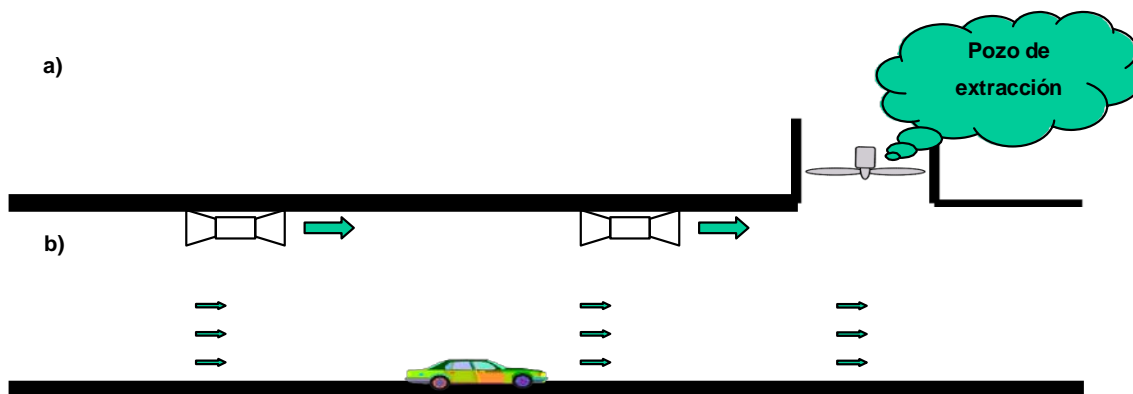


Figura 1.24.- Ventilación longitudinal

Fuente: (Sanz, J. M.,2010).

1.37 Ventilación transversal.

La ventilación transversal constituye el sistema más complejo, más seguro y que permite mayores longitudes de túnel, este sistema de ventilación resulta más costoso tanto en construcción como en operación y mantenimiento, que el sistema

de ventilación longitudinal, pero proporciona mejores resultados que cualquier otro sistema, ya que es independiente de condiciones meteorológicas, y no se limita su aplicación por la dirección de circulación de los vehículos, este tipo de ventilación el aire fresco es repartido uniformemente desde lo alto, es aplicable para túneles de caminos medianos y largos por donde circulan cargas de tráfico densas. (Brochure Industries TunnelVentilation [1], Tipos de ventilación de túnel)

Una de las ventajas de este sistema de ventilación es que existe mayor capacidad de extracción de humos ya que el aire viciado es aspirado por la parte superior del techo (falso techo) mientras que al mismo tiempo se inyecta aire fresco. (Brochure Industries TunnelVentilation [1], Tipos de ventilación de túnel)

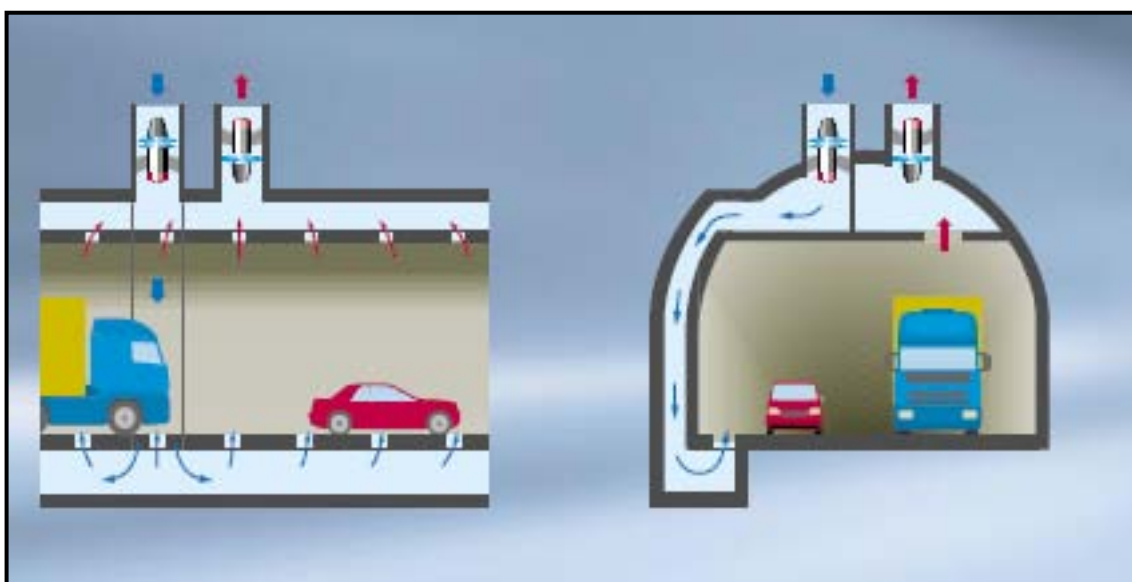


Figura 1.25.-Ventilación transversal

Fuente: (Sanz, J. M.,2010)

1.38 Ventilación semi –transversal.

La ventilación semi-transversal es una combinación de ventilación longitudinal y transversal, en donde el aire fresco es repartido sobre toda la longitud del túnel de tal manera que es impulsado desde el exterior del túnel por conductos situados dentro de su sección, y que al igual que la ventilación transversal sale de un falso techo. Aproximadamente, cada 6 metros este conducto comunica con el interior del túnel mediante unos difusores, puntos por los que entra el aire fresco. El aire viciado circula a lo largo del propio túnel y sale al exterior por las bocas.

Este sistema proporciona mejores resultados tanto para la ventilación como para la evacuación de humos en túneles largos y con tráfico denso, que la ventilación longitudinal pero su construcción, operación y mantenimiento resulta más costoso y su caudal también depende de la velocidad de circulación del aire siendo esta menor o igual a 10 m/s, velocidades mayores a estas ocasionan problemas similares a los de la ventilación longitudinal. (Brochure Industries TunnelVentilation [1], Tipos de ventilación de túnel).

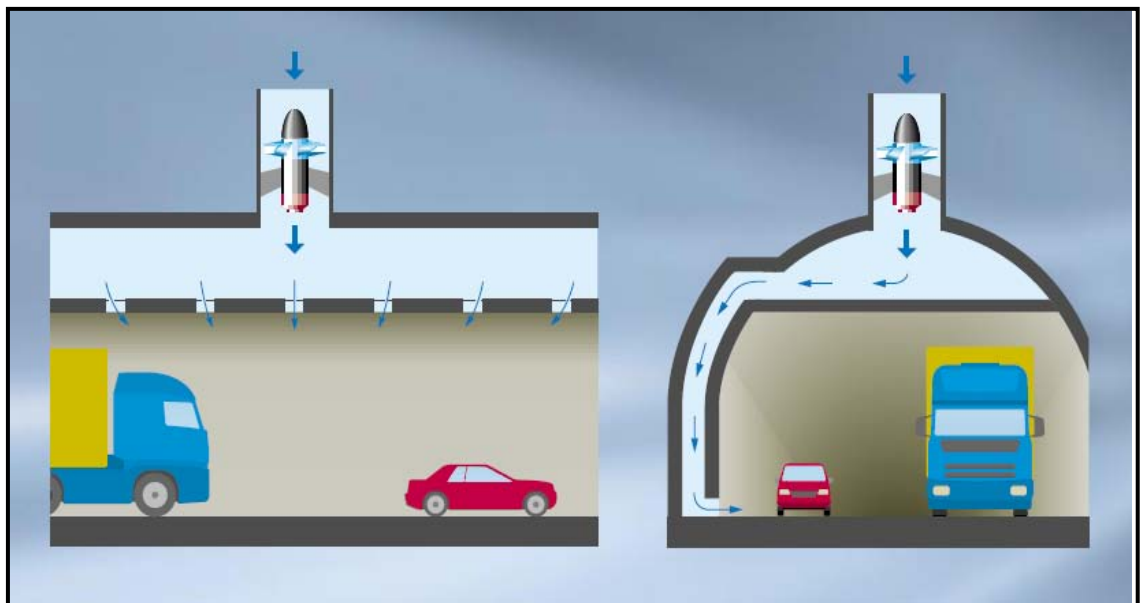


Figura 1.26.-Ventilación semi-transversal

Fuente: (Sanz, J. M.,2010).

1.39 Ventilación de garajes.

Para los parqueaderos lo que la ventilación pretende es la evacuación de los gases que omiten los motores es así que para realizar el diseño de un sistema de ventilación de un parqueadero se debe de tener en cuenta no solo el número de plazas de vehículos , sino también el tipo de vehículos que ingresaran, ya que los de motores diésel producen una mayor cantidad de gases por lo que el sistema de ventilación deberá incluir un mayor caudal de aire o en muchos de los casos mayores velocidades de renovación. (Stationery & Great, 2007, pág. 89) (Ming-yin & Hung-kit , 2005), (HVAC&R Research 2013)

La emisión de CO de los vehículos en los aparcamientos, a marcha lenta, varía según la temperatura del ambiente y la del motor, la pendiente en rampas, la carga del vehículo, el estado de desgaste del motor y las condiciones de mantenimiento.

El cálculo se lleva a cabo para la dilución del monóxido de carbono debido a que la ventilación requerida para la dilución de este contaminante a niveles aceptables para la salud de las personas es suficiente para controlar satisfactoriamente también las otras sustancias contaminantes. (UNE 100166:2004, 2004, pág. 2)

Los datos necesarios

- C_i es la concentración de CO en el aire interior.
- C_e es la concentración de CO en el aire exterior.
- p es el caudal de CO producido (L/s).
- q es el caudal de aire exterior (L/s).

Con los cuales se puede hallar el caudal de ventilación necesario para diluir el monóxido de carbono a un valor límite predeterminado se determina al aplicar la ecuación de equilibrio, en régimen permanente:

$$C_i \times q = p + C_e \times q \quad (1.21)$$

De la que resolviendo respecto a q , se tiene:

$$q = \frac{p}{C_i - C_e} \quad (1.22)$$

Si en el aparcamiento trabajan empleados y su estancia es igual o mayor de 8 horas, el límite máximo admisible de monóxido de carbono debe considerarse de 25 ppm (partes por millón en volumen), equivalente a 29 mg/m³.

Los límites extremos de emisión están entre unos 40 mg/s para vehículos calientes (que entran en el aparcamiento) durante la estación calurosa (32 °C) y unos 350 mg/s para vehículos fríos (que salen del aparcamiento) durante el invierno (0 °C), en ambos casos a una velocidad de 8 km/h.

Para el cálculo del caudal de ventilación se considera un valor medio-alto de la emisión de CO igual a 240 mg/s, que es equivalente a unos 0.2 L/s por cada vehículo en marcha.

Al Considerar un ambiente exterior muy contaminado, se asume que el contenido de CO en el aire exterior que se aporta al aparcamiento alcance el valor de 18 ppm en volumen. (UNE 100166:2004, 2004, pág. 3)

1.39.1 Etapa de cálculo.

El número de vehículos en funcionamiento depende del tipo de aparcamiento, pudiendo variar entre 1% de las plazas en edificios residenciales hasta el 20% durante las horas de punta en edificios comerciales o instituciones.

Se considera que el número de vehículos en movimiento sea igual al 2.4% del número total de plazas del aparcamiento.

La superficie total neta disponible para cada plaza en un aparcamiento, incluidas las vías de circulación es de 30 m², con lo cual, el caudal necesario de ventilación será de 5 L/s.m² (esto es por metro cuadrado neto de superficie de aparcamiento, incluidas las vías de circulación y excluidas las rampas de acceso).

**CAPÍTULO II: DISEÑO DE DUCTOS DE VENTILACIÓN (MÉTODO
CONVENCIONAL-ASHRAE)**

2. Introducción al diseño de ductos por el método ASHRAE.

Los ductos son el medio por el cual se introduce aire limpio a un local o se extrae el aire contaminado, por mayor eficiencia energética se utilizan ductos redondos porque permiten una velocidad del aire más uniforme lo que evita la sedimentación de partículas y por qué pueden soportar presiones estáticas más elevadas. (ASHRAE, 2009, pág. 21.18)

El procedimiento general para un diseño de ductos es el siguiente:

- a) Estudiar los planos de construcción, y organizar salidas de alimentación y retorno para proporcionar una distribución apropiada de aire en cada espacio.
- b) Selecciona tamaños de salida adecuados.
- c) Dibuje el sistema de conductos, ubicar puntos de suministro y retorno, utilice conductos rígidos circulares, reducir al mínimo el número de accesorios, y evitar los acoplamientos cercanos, es decir tratar de que el sistema sea uniforme.
- d) Si se utilizan ductos flexibles estos deben de ser instalados sin retorcimientos
- e) Divida el sistema en secciones y enumere cada sección. El sistema de conductos debe ser dividido en todos los puntos donde el flujo, el tamaño o la forma cambien.
- f) Calcular el tamaño de los conductos por el método de diseño seleccionado. Del mismo modo calcular la pérdida de presión, a continuación, seleccione el ventilador.
- g) Coloque el sistema en detalle. Si el enrutamiento y los accesorios del conducto varía significativamente desde el diseño, las pérdidas de presión deben recalcularse y si es necesario seleccionar el ventilador nuevamente,
- h) Cambiar el tamaño de las secciones de conducto para equilibrar aproximadamente presiones en cada unión. (ASHRAE, 2009, pág. 21.18)

2.1 Caudal de ventilación.

El caudal de un ventilador es la cantidad de aire que se puede desplazar por unida de tiempo, está dado en m^3/h .(ASHRAE, 2009, págs. 21.2-21.15).

El caudal se lo puede determinar por continuidad:

$$Q = A \times V \quad (2.1)$$

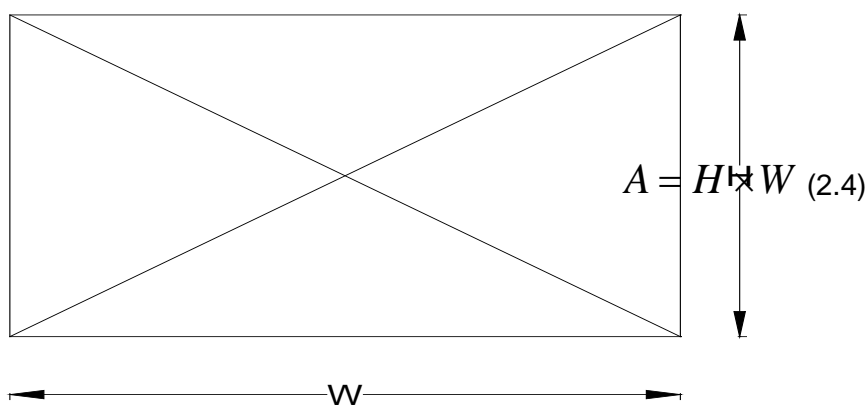
Para lo cual el área de la circunferencia está dado por: (Swamme, Rathie, 2007)

$$A = \frac{\pi \times D^2}{4} \quad (2.2)$$

Al combinar la ecuación 2.1 y ecuación 2.2 se tiene:

$$D = \sqrt{\frac{4 \times Q}{\pi \times V}} \quad (2.3)$$

Si se utiliza ductos rectangulares el área será:



Se debe incluir la relación de los lados (altura/base), mientras menor es el valor de la relación altura (H) sobre la base (W), resultará más costosa tanto la construcción como la operación del sistema ya que genera pérdidas de carga mayor por lo que se requiere un ventilador de mayor potencia. (CARRIER, 2010, págs. 2.22-2.23)

Para determinar uno de los lados del ducto circular, con determinado factor de forma se tiene que:

$$H = \sqrt{\frac{A}{R}} \quad (2.5)$$

Para obtener un ducto rectangular que tenga la misma área que un ducto circular, se reemplaza la ecuación 2.3 en la ecuación 2.5:

$$H = \sqrt{\frac{\pi \times D^2}{4 \times R}} \quad (2.6)$$

Para determinar la altura (H) se utiliza:

$$H = R \times W \quad (2.7)$$

2.2 Presión del ventilador.

Es la fuerza que ejerce el ventilador para vencer las pérdidas de carga que se dan en una red de ventilación, cuyo valor está representado en la curva característica en milímetros de columna de agua (mm.c.d. a) y en Pascales (Pa).

2.2.1 Presión estática.

Es la fuerza que ejerce el aire sobre las paredes del ducto.

Esta puede ser positiva si es mayor que la presión atmosférica y negativa si fuera menor.

Esta dada por:

$$p_s = p / \rho g \quad (2.8)$$

2.2.2 Presión dinámica o presión de velocidad.

Es la fuerza que provoca el aire en movimiento por cada unidad de superficie, será siempre positiva.

$$p_v = \rho V^2 / 2 \quad (2.9)$$

Para condiciones estándar del aire, $\rho = 1.204 \text{ kg/m}^3$, p_v está dada por:

$$p_v = 0602V^2 \quad (2.10)$$

Donde la velocidad está dada por:

$$V = Q / A \quad (2.11)$$

2.2.3 Presión total.

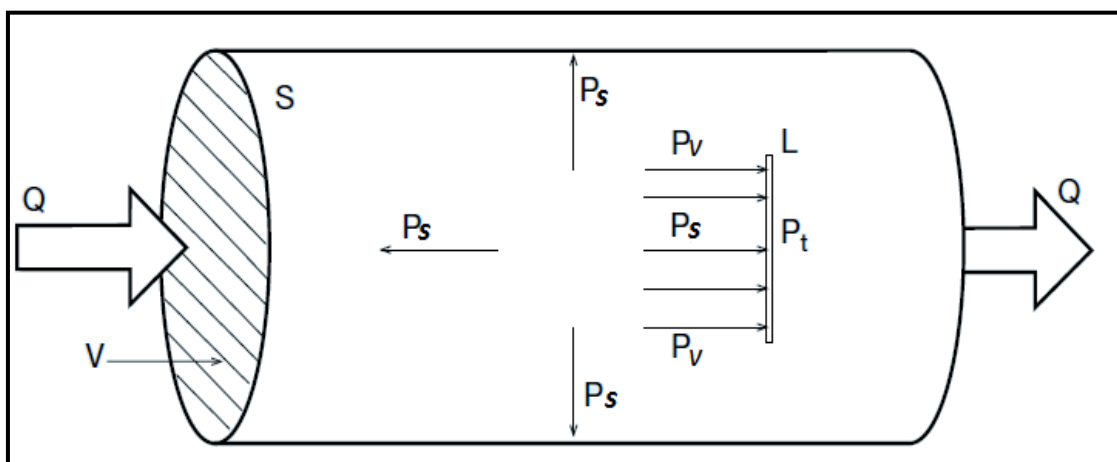
Es la sumatoria de la presión estática y la presión de velocidad

$$p_t = p_s + \rho V^2 / 2 \quad (2.12)$$

$$p_t = p_s + P_v \quad (2.13)$$

La siguiente figura muestra las distintas presiones y valores presentes en el movimiento del aire por un conducto.

Figura 2.1.- Presiones presentes en el flujo de aire por conductos



Fuente: (SOLER&PALAU, 2010, pág. 6)

2.3 Pérdidas de carga en un ventilador.

En una red de ventilación, se presentan pérdidas de carga, que se deben a la fricción del fluido con las paredes del ducto, los quiebres y ampliaciones o reducciones presentes en el sistema.

2.3.1 Pérdidas de carga longitudinales o pérdidas de fricción.

Se produce una pérdida de carga debido a la fricción del paso del aire, la misma que puede expresarse por metro de tubería con la ecuación de Colebrook White y DarcyWeisbach

$$\Delta p_f = \frac{1000fL}{D_h} \times \frac{\rho V^2}{2} \quad (2.14)$$

En el régimen de transición el factor de fricción depende de la rugosidad y de Reynolds. En la zona de turbulencia el factor de fricción f es calculado con la ecuación de Colebrook White. (ASHRAE, 2009, pág. 21.6) (Cruse 1980) (Brkić, 2011) (Swamee&Swamme, 2007) (Othmane 2010)

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \log \left(\frac{\varepsilon}{3.7D_h} + \frac{2.51}{Re\sqrt{f}} \right) \quad (2.15)$$

Tabla 2.1.- Valores del coeficiente de rugosidad (ε) para diferentes materiales.

MATERIAL DEL DUCTO	CATEGORIA RUGOSIDAD	RUGOSIDAD ABSOLUTA $\varepsilon, (M)$
Acero al carbono sin revestir, limpio (0.05 mm) Tubería de plástico PVC (0.01 a 0.05mm) Aluminio (0.04 a 0.06mm)	Baja	0.00003
Acero galvanizado, juntas longitudinales, 200 mm articulaciones (0.05 a 0.10 mm) Acero galvanizado, laminados continua, espiral costuras, juntas de 3000 mm (0.06 a 0.12mm) De acero galvanizado, la junta espiral con 1, 2, y 3 costillas, 3.600 mm articulaciones (0.09 a 0.12 mm)	Media-baja	0.00009
Acero galvanizado, juntas longitudinales, 760 mm articulaciones (Wright 1945) (0.15 mm)	Promedio	0.00015
Acero galvanizado, espiral, onduladas, 3600 mm articulaciones (Kulkarni et al. 2009) (0.74 mm) Mediumrough Conducto de la Fibra de vidrio, rígido	Medio-áspero	0.0009
Conducto flexible, tela y alambre, completamente extendida Conducto flexible metálico (1.2 a 2.1 mm cuando esta completamente extendido) Hormigón (Moody 1944) (1.3 a 3.0 mm)	Áspero	0.003

Fuente: (ASHRAE, 2009, pág. 21.6)

Para materiales diferentes a los propuestos en la tabla anterior, y para variaciones en temperatura, presión barométrica y presión en el ducto, la pérdidas por fricción se pueden calcular por Colebrook White y DarcyWeisbach (Ecuación 2.14 y 2.15 respectivamente)

2.3.2 Diámetro hidráulico.

En los ductos no circulares el diámetro hidráulico está dado por la siguiente ecuación. (Sippola&Nazaroff 2005) (Sippola&Nazaroff 2004)

$$Dh = \frac{4A}{P} \quad (2.16)$$

2.3.3 Número de Reynolds.

Se puede calcular con la siguiente ecuación:

$$Re = \frac{D_h V}{1000 \nu} \quad (2.17)$$

Para condiciones estándar de aire y temperatura entre 4 y 38 °C, se puede calcularse con: (COLEBROOK, 1999)

$$Re = 66.4 D_h V \quad (2.18)$$

2.3.4 Pérdidas de carga en accesorios o cargas dinámicas.

La resistencia al flujo a través de accesorios puede representarse por medio de pérdidas en los accesorios, C. Las pérdidas por fricción en un accesorio en milímetros de columna de agua es CPv. Cuando más radicalmente se modifica el flujo de aire en cuanto a velocidad o dirección mayor es el coeficiente de pérdida en los accesorios. (Stamper&Koral, 1979, pág. 5.71) (Othmane et al 2010)

Una clase de conductos muy utilizados en sistemas de ventilación son los circulares flexibles los cuales extendidos completamente tienen pérdidas de fricción de aproximadamente tres veces las de los conductos de acero galvanizado. Esto se incrementa rápidamente para los conductos no extendidos con un factor de corrección de 4 si su extensión es del 70%, 3 si es del 80% y 2 si es del 90%. Para una relación

de 1 a 4 entre el radio central de la curvatura y el diámetro, el coeficiente de pérdida aproximado oscila entre 0.82 y 0.87.

El coeficiente de pérdidas locales C sin dimensiones se utiliza para la resistencia al flujo en los accesorios. El coeficiente de resistencia al flujo representa una porción de pérdida de presión total a la presión de velocidad a la que se hace referencia la sección transversal:

$$C = \frac{\Delta p_j}{(\rho V^2/2)} = \frac{\Delta p_j}{p_v} \quad (2.19)$$

Para todos los equipamientos excepto cruces, la pérdida total de presión Δp_j en una sección está dada por:

$$\Delta p_j = C_o p_{v,o} \quad (2.20)$$

Donde el subíndice o es la sección transversal en la cual la presión de velocidad hace referencia, ya que las pérdidas dinámicas están basadas en la actual velocidad en el ducto.

Donde existan equipamientos de desigual área es necesario convertir un coeficiente de pérdida de sección o a sección i usando la siguiente ecuación, donde V es la velocidad en la respectiva sección.

$$C_i = \frac{C_o}{(V_i/V_o)^2} \quad (2.21)$$

Para convergencia y divergencia del flujo en cruces la pérdida total de presión a través de la sección recta (principal) está calculada como:

$$\Delta p_j = C_{c,s} p_{v,c} \quad (2.22)$$

Para las pérdidas totales de presión a través de la sección secundaria está dado por:

$$\Delta p_j = C_{c,b} p_{v,c} \quad (2.23)$$

Donde $p_{v,c}$ es la presión de velocidad en la sección común c , y $C_{c,s}$ y $C_{c,b}$ son los coeficientes de pérdidas de la recta principal y secundaria, respectivamente.

Para convertir coeficientes de pérdidas locales con referencia a presiones de velocidades principales y secundarias se utiliza la siguiente ecuación:

$$C_i = \frac{C_{c,i}}{(V_i/V_c)^2} \quad (2.24)$$

Los subíndices indican:

b _ rama

s _ sección recta principal

c _ sección común (Downey&ASHRAE, 2013)

2.3.5 Pérdidas totales.

La pérdida de presión total que se producen en el ducto, se calcula por una combinación de la ecuación 2.8 y 2.13, en términos de Δp , donde $\sum C$ es la sumatoria del coeficiente de pérdidas locales dentro de la sección del ducto. (ASHRAE, 2009, pág. 21.11)

$$\Delta p = \left(\frac{1000 f L}{D_h} + \sum C \right) \left(\frac{\rho V^2}{2} \right) \quad (2.25)$$

2.4 Métodos para diseño de ductos.

Existen diferentes métodos para el diseño de ductos entre los que tenemos: método de igual fricción, método de la recuperación estática, y el método de T, los tres métodos dan como resultado diferentes niveles de exactitud, economía y uso. (CARRIER, 2010, pág. 2.2)

2.4.1 Método de igual fricción o pérdida de carga constante.

En el método de igual fricción, los conductos están dimensionados para una presión constante de pérdida por unidad de longitud. La figura (ANEXO 1), presenta un rango de fricción sugerido según el caudal la velocidad del aire y el diámetro del ducto (área sombreada).

Para determinar la pérdida total de la fricción que el ventilado debe superar en el sistema de conductos, es necesario establecer el tramo de conducto que tiene la mayor resistencia, además se debe incluir la pérdida por fricción en los accesorios.

EL procedimiento general para este método es: (CARRIER, 2010, pág. 2.2)

- Determinar una velocidad inicial, la misma que está en función del contaminante a disipar.
- Determinar las longitudes equivalentes el sistema a la cual se aplica la misma pérdida de carga por cada metro.
- Con el caudal y la velocidad se obtiene el diámetro del conducto principal, es decir al tramo más largo del sistema.
- Determinar la pérdida de carga para el sistema incluyendo los codos y demás accesorios. Para determinar la longitud equivalente adicional en los accesorios aplicamos la ecuación 2.6:

$$Le_{acc.} = C \times \frac{P_v}{P} \quad (2.26)$$

Siendo C el coeficiente de pérdida del accesorio (Ver ANEXO)

Pvesta dado por la ecuación 2.9 por lo que:

$$Le_{acc.} = C \times \frac{\rho V^2}{2P} \quad (2.27)$$

- Comparamos las velocidad en el tramo inicial y el tramo final teniendo.
- Si la velocidad en la salida del ventilador es mayor que la velocidad en el ducto se utiliza:

$$\text{Ganancia} = 0.75 \left[\left(\frac{V_t}{242.4} \right)^2 - \left(\frac{V_d}{242.4} \right)^2 \right] \quad (2.28)$$

- Si se da lo contrario se utiliza:

$$\text{Pérdida} = 1.1 \left[\left(\frac{V_d}{242.4} \right)^2 - \left(\frac{V_t}{242.4} \right)^2 \right] \quad (2.29)$$

Siendo V_t la velocidad en el tramo inicial y V_d la velocidad en el tramo final.

Este método se lo aplica con mayor frecuencia en el diseño de ductos ya que permite dimensionar conductos ya sea de impulsión, retorno y extracción de aire. (CARRIER, 2010, pág. 2.44)

2.4.2 Método de recuperación estática.

Este método de diseño sólo es aplicable a sistemas de suministro de aire y consiste en dimensionar el conducto de tal manera que el aumento de presión estática en cada rama o boca de impulsión compense la pérdida por rozamiento en la siguiente sección del ducto, de tal forma que la presión estática será la misma en cada boca y en cada rama del sistema. (CARRIER, 2010, pág. 2.2)

2.4.3 Método T.

El Método-T, determina el flujo en cada sección de conducto de un sistema existente con una curva conocida de rendimiento del ventilador. La versión de simulación del Método-T converge de manera muy eficiente. Por lo general, tres iteraciones son suficientes para obtener una solución con un alto grado de precisión.

El método-T es una excelente herramienta de diseño para la simulación de la distribución del flujo dentro de un sistema con varios modos de funcionamiento. (ASHRAE, 2009, pág. 21.19)

2.4.4 Metodología ASHRAE.

Al igual que los métodos de diseño en mención, la ASHRAE propone una metodología para el cálculo de una red de ventilación, la misma que toma en consideración el siguiente procedimiento en base a las ecuaciones propuestas anteriormente.

2.5 Determinación del caudal necesario.

El caudal está en función de diferentes factores como es la ocupación, el número de personas o el tipo de contaminante, en los ANEXO 2 al ANEXO 5 se presenta cómo estimar el caudal.

2.6 Determinación de la velocidad de diseño.

La velocidad se estima en función del contaminante que se desee disipar, o del local a ventilar, es así que en el ANEXO 6, se presenta las velocidades recomendadas en función del contaminante.

Para establecer la velocidad de diseño hay que tener en cuenta las limitaciones con respecto al ruido y al costo del sistema, si las velocidades son altas aumenta el ruido, pérdidas de carga y costo del sistema. (CARRIER, 2010, pág. 2,38)

Los sistemas de ventilación se dividen en sistemas de baja velocidad y sistemas de alta velocidad, se establece los sistemas de baja velocidad, para locales comerciales y viveros sistemas de alta velocidad con una velocidad máxima de 12 m/s y en locales industriales se considera una velocidad entre (12 a 15) m/s, pero este valor puede aumentar si no existen limitaciones por el ruido y por la clase del contaminante existente. (CARRIER, 2010, pág. 2.22)

2.7 Establecer el diagrama de la red.

El diagrama está en función de las características del local y de los puntos a donde se pretenda llegar con el sistema de ventilación.

2.8 Diseño de sistema de ventilación por impulsión. Método convencional. (ASHRAE)

Datos:

V.DIS.(m/s)
Q/DIF. (m³/s)

Diseño de red

TRAMO		LONGITUD TRAMO (m)	CAUDAL (m ³ /s)	VEL (m/s)	DIÁMETRO (mm)
INICIO	FIN				

a) Tramo.- Se ingresa cada tramo o línea correspondiente del sistema.

- b) Longitud de cada línea, longitud entre el nodo inicio y nodo fin, este es un accesorio o difusor.
- c) Caudal. Se refiere al caudal del tramo que es la sumatoria de los caudales de cada difusor.
- d) Velocidad.- se considera la velocidad de diseño.
- e) Diámetro, se aplica la ecuación 2.3

2.8.1 Diseño con ductos circulares.

CONDUCTOS CIRCULARES				
Diámetro Comercial (mm)	Velocidad real en el ducto (m/s)	Re	f	PÉRDIDA DE CARGA LONGITUD (Pa)

- f) Se coloca el diámetro comercial, para lo cual automáticamente se selecciona el diámetro comercial próximo superior.
- g) Determinar la velocidad en el ducto.
- h) Calcular el número de Reynolds (Ecuación 2.17)
- i) Determinar el coeficiente de fricción (Ecuación 2.15).
- j) Calcular la pérdida por longitud. (Ecuación 2.14)
- k) Para determinar la pérdida de carga por accesorios se determina el coeficiente de C_o del accesorio (Anexo 7) y se aplica la ecuación 2.15 o Ecuación 2.16 respectivamente.
- l) La pérdida de carga total se aplica la ecuación 2.18.

2.8.2 Diseño con ductos rectangulares.

Si el diseño se realiza con ductos rectangulares, el procedimiento es el siguiente:

CONDUCTOS RECTANGULARES									
a (h) (cm)	b (w) (cm)	ANCHO (w) ASUMIDO (cm)	ALTO (h) ASUMIDO (cm)	VEL. (m/s)	Dh (mm)	Re	f	PÉRDIDA DE CARGA LONGITUD (Pa)	
								TRAMO	ACUMULADA

- a) Se determina la base(b) del ducto con la ecuación 2.6
- b) Se determina la altura del ducto ecuación 2.7
- c) La base y altura son valores enteros.
- d) Se calcula la velocidad en el ducto considerando la nueva área. Ecuación 2.1
- e) Se determina el diámetro hidráulico. Ecuación 2.16
- f) El factor de fricción está dado por la ecuación 2.15
- g) Para determinar la pérdida de carga por longitud se aplica la ecuación 2.14.
- h) Para determinar la pérdida de carga por accesorios se determina el coeficiente de C_o del accesorio (Anexo.7) y se aplica la ecuación 2.15 o ecuación 2.16 respectivamente.
- i) La pérdida de carga total está dada por la ecuación 2.18.

CAPÍTULO III: CASO DE ESTUDIO

3. Caso de estudio

La aplicación de esta investigación analiza, sistemas de ventilación por impulsión en diferentes entornos (residencias unifamiliares, edificios, parqueaderos, recintos industriales), mismo que considera, tipo de local, su ocupación y naturaleza del contaminante. (Ver ANEXOS 2-6)

3.1 Ejemplo de diseño.

Sistema de ventilación de un parqueadero para personal de oficina, industria o comercio, para diez plazas de parqueo, temperatura promedio de 20°C.

Se considera una velocidad de 7.5 m/s necesaria para disipar humo, gases y vapor, un caudal de 1.2 m³/s, dividido uniformemente en seis difusores, además se utilizara un filtro estándar con una pérdida de carga de 58.84 Pa, se considera la presión de salida de 37.29 Pa y una pérdida de carga en el difusor de 20 Pa.

El diseño se lo realiza con ductos rectangulares de acero galvanizado, con la relajación altura/base de uno, (H/W=1), se establece una pérdida de carga uniforme de 1Pa/m (Método de pérdida de carga constante)

3.1.1 de pérdida de carga constante.

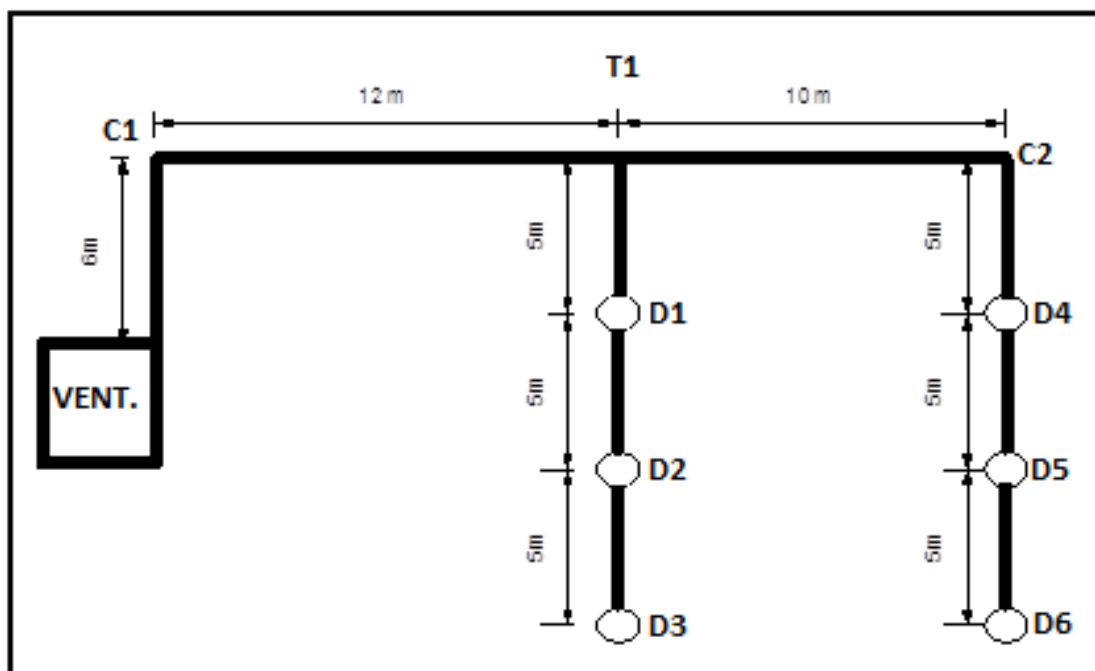


Figura 3.1.-Esquema de red.

Autor: El autor.

3.1.2 Dimensionamiento de la red.

Tabla 3.1 Dimensionamiento de red.

INICIO	FIN	NÚMERO DIFUSORES (N)	LONGITUD TRAMO (m)	CAUDAL (m³/s)	VEL (m/s)	ANCHO (w) ASUMIDO (cm)	ALTO (h) ASUMIDO (cm)	D eq. rectangular (mm)	VEL (m/s)	Dh (mm)
VENTL.	C1	6	6	1.2	7.5	40	40	437	7.5	400
C1	T1	6	12	1.2	7.5	40	40	437	7.5	400
T1	C2	3	10	0.6	7.5	29	29	317	7.134	290
C2	D4	3	5	0.6	7.5	29	29	317	7.134	290
D4	D5	2	5	0.4	7.5	24	24	262	6.944	240
D5	D6	1	5	0.2	7.5	17	17	186	6.920	170
T1	D1	3	5	0.6	7.5	29	29	317	7.134	
D2	D3	2	5	0.4	7.5	24	24	262	6.944	
D3	D4	1	5	0.2	7.5	17	17	186	6.920	

Fuente: El autor

Se utilizó los siguientes accesorios en el sistema

Tabla 3.2.- Accesorios utilizados

PÉRDIDA DE CARGA ACCESORIOS								Long. equiv. ad.
	CODO 90				TEE		Σ C	(m)
	Númer o	Ángulo	r/D	Co	Númer o	Co		
C1	1	90	1.5	1.15			1.15	38.94
T1					1.0	0.4	0.4	13.55
C2	1	90	1.5	1.15			1.15	35.24
								87.72

3.1.3 Cálculo de la longitud equivalente del conducto principal.

La longitud del ducto principal está dada por la longitud equivalente más la longitud equivalente adicional de los accesorios.

➤ Longitud total= 43m + 87.72m

➤ Longitud total= 130.72 m

La pérdida de carga está dada por:

$$\text{Pérdida de carga} = \text{Longitud total} \times \text{pérdida de carga por metro (dato)}$$

$$\text{Pérdida de carga} = 130.72 \text{ Pa.} \times 1$$

$$\text{Pérdida de carga} = 130.72 \text{ Pa.}$$

Hay que tomar en cuenta la recuperación o pérdida de carga debido a la diferencia de velocidad al inicio y salida del conducto.

Si la velocidad en la salida del ventilador es mayor que la velocidad en el ducto se utiliza:

$$\text{Ganancia} = 0.75 \left[\left(\frac{V_t}{242.4} \right)^2 - \left(\frac{V_d}{242.4} \right)^2 \right]$$

Si se da lo contrario se utiliza:

$$\text{Pérdida} = 1.1 \left[\left(\frac{V_d}{242.4} \right)^2 - \left(\frac{V_t}{242.4} \right)^2 \right]$$

Siendo V_t la salida del ventilador = 7.5 m/s

Determinamos la velocidad en el último tramo (V_d)

$$V_d = 6.92 \text{ m/s}$$

$$\text{Ganancia} = 0.00000029 \text{ Pa}$$

Por lo que la pérdida de carga total o presión estática del ventilador está dada por:

- Pérdida de carga total = Pérdida de carga por longitud + Presión en las bocas + Pérdida en el filtro + pérdida de carga en el difusor – Ganancia
- Pérdida de carga total = 130.72 Pa + 37.26Pa + 58.84Pa + 20Pa – 22.88Pa
- Pérdida de carga total = 246.85 Pa
- Pérdida de carga total = 25.17 mm c.d.a.

3.1.4 Metodología ASHRAE.

Tabla 3.3.- Tabla de cálculo según metodología ASHRAE (convencional)

INICIO	FIN	NÚMERO DIFUSORES (N)	LONGITUD TRAMO (m)	CAUDAL (m³/s)	VEL (m/s)	DIÁMETRO (cm)	a (H)	b (W)	ANCHO (w) ASUMIDO cm	ALTO (h) ASUMIDO cm
C1	T1	6	12	12.0	7.5	45.14	40	40	40	40
T1	C2	3	10	6.0	7.5	31.92	28.28	28.28	29	29
C2	D4	3	5	6.0	7.5	31.92	28.28	28.28	29	29
D4	D5	2	5	4.0	7.5	26.06	23.09	23.09	24	24
D5	D6	1	5	2.0	7.5	18.43	16.33	16.33	17	17
T1	D1	3	5	6.0	7.5	31.92	28.28	28.284	29	29
D1	D2	2	5	4.0	7.5	26.06	23.09	23.09	24	24
D2	D3	1	5	2.0	7.5	18.43	16.33	16.33	17	17

Fuente: El autor

Las pérdidas de carga son las siguientes:

Tabla 3.4 Tabla de pérdidas de carga

D e rectangular (mm)	VEL (m/s)	Dh (mm)	Re	f	Pv (Pa)	PÉRDIDA DE CARGA	
						LONGITUD	
						TRAMO	ACUMULADA
4372.66	7.5	400.000	198461.53	0.017276513	34	8.8	8.8
4372.66	7.5	400.000	198461.53	0.017276513	34	17.6	26.33
3170.18	7.1	290.000	136870.02	0.018650363	31	19.7	46.03
3170.18	7.1	290.000	136870.02	0.018650363	31	9.9	55.89
2623.60	6.9	240.000	110256.41	0.019528365	29	11.8	67.70
1858.38	6.9	170.000	77828.05	0.021152032	29	17.9	85.63
3170.18	7.1	290.000	136870.02	0.018650363	31	9.9	95.49
2623.60	6.9	240.000	110256.41	0.019528365	29	11.8	107.30
1858.38	6.9	170.000	77828.05	0.021152032	29	17.9	125.23

Fuente: El autor

Tabla 3.5 Accesorios utilizados

PÉRDIDA DE CARGA ACCESORIOS								
CODO 90				TEE		REDUCCIÓN		Σ C
Numero	Ángulo	r/D	Co	Numero	Co	Numero	Co	
1.00	90.00	1.50	1.15					1.15
				1.00	0.40	1.00	0.11	0.51
1.00	90.00	1.50	1.15					1.15
						1.00	0.06	0.06
						1.00	0.11	0.11

Fuente: El autor

La pérdida de presión estática en el ducto principal será:

Tabla 3.6.- Pérdida de presión estática.

PÉRDIDA DE CARGA Δp (Pa)	
	47.72
	34.82
	54.94
	11.69
	15.00
	17.94
TOTAL:	149.17

Fuente : El autor

La pérdida de presión estática de todo el sistema será:

Pérdida de carga total = Pérdida de carga por longitud + Presión en las bocas + Pérdida en el filtro + pérdida de carga en el difusor – Ganancia.

Tabla 3.7 Pérdida de carga total

hf TOTAL=	298.25 Pa.
hf TOTAL=	30.41 mm c.d.a.

Fuente: El autor

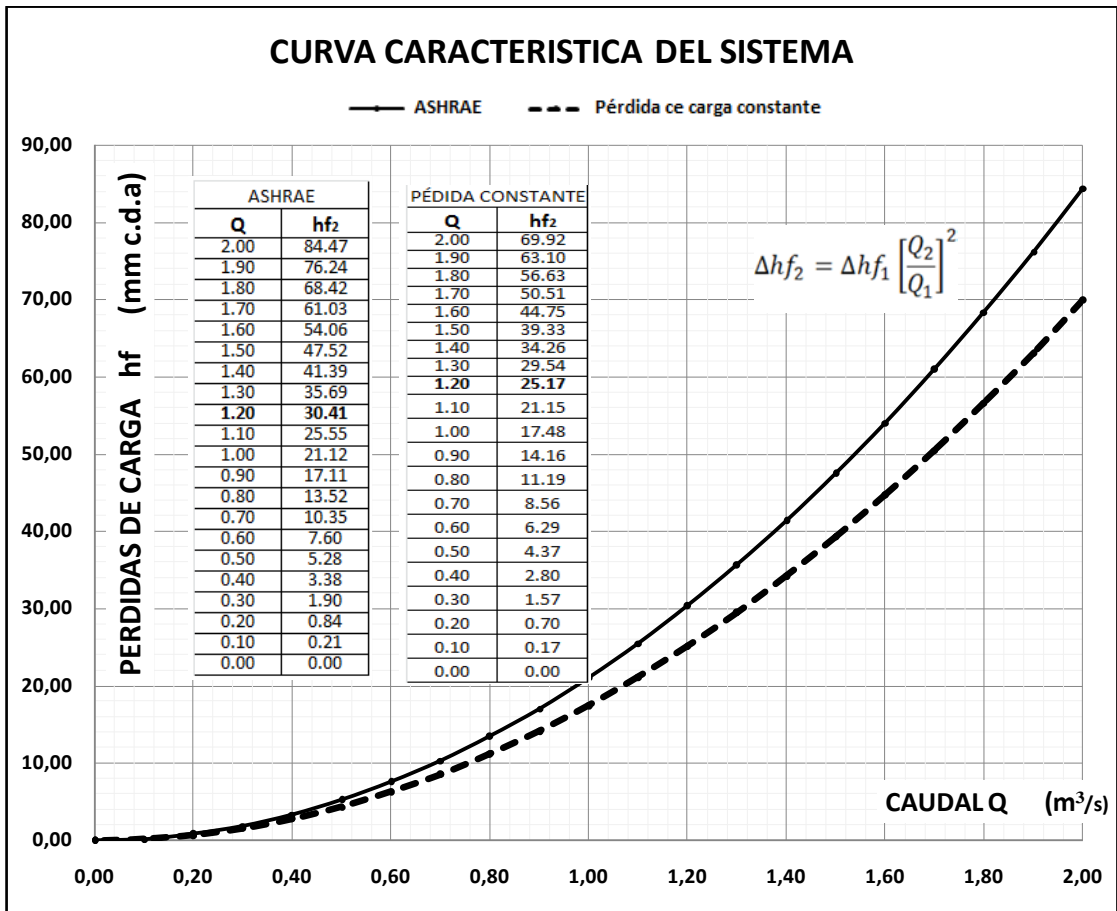


Figura 3.2. Curva Característica del Sistema

Fuente: El autor

La Figura 3.2 muestra las diferencias de pérdida de carga (mm c.d.a.) el método de pérdida de carga constante vs. la metodología ASHRAE. Como se puede observar, con el mismo caudal, hay una diferencia aproximada de 5.24 mm c.d.a, a favor de la metodología ASHRAE propuesta en la investigación respecto al resto, entendiéndose así que los cálculos son mas precisos, mismo que ayudara a elegir el adecuado equipo de ventilación.

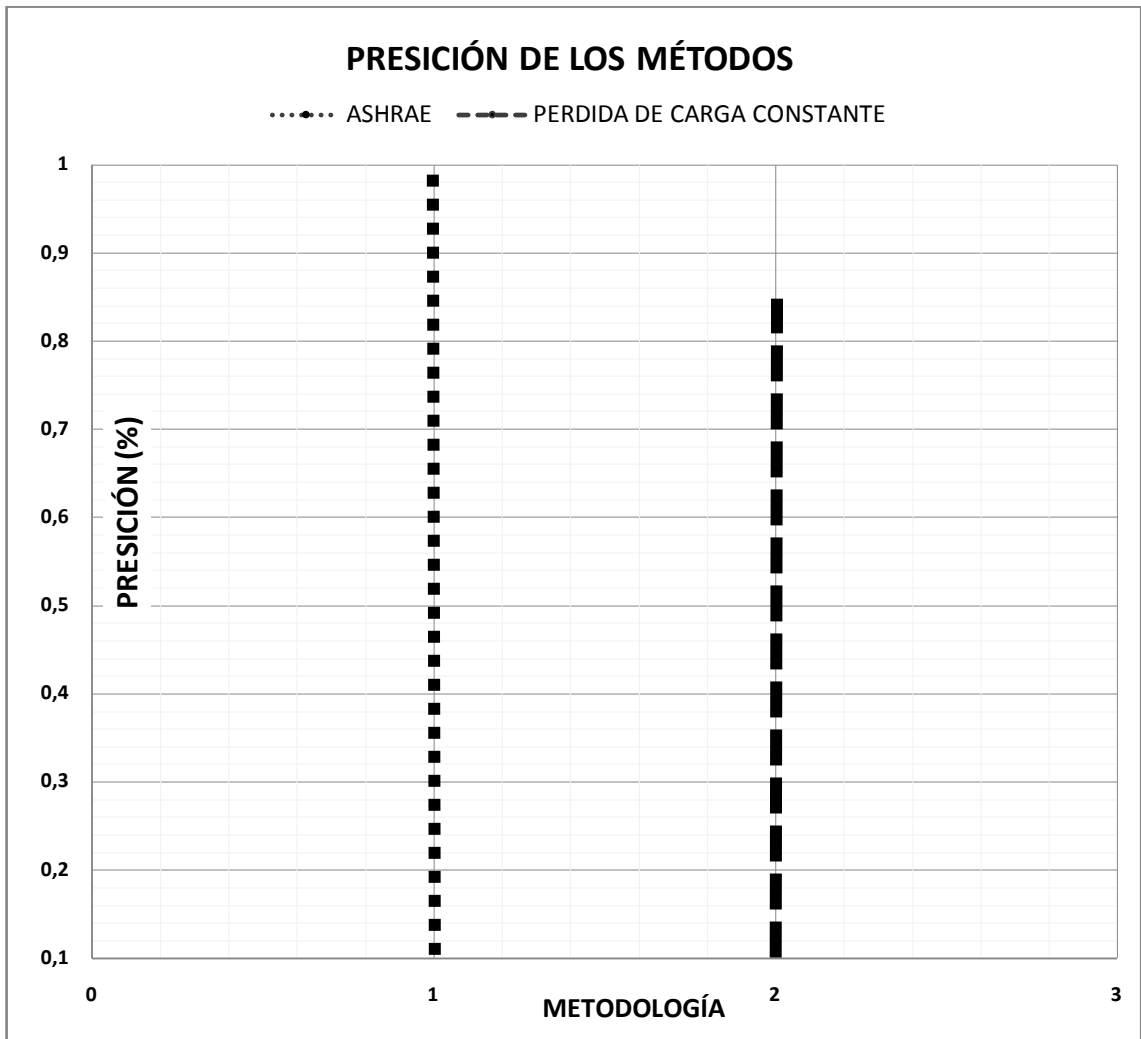


Figura 3.3. Precisión de los métodos.

Fuente: El autor

La Figura 3.3 indica la precisión de los métodos de diseño en porcentaje, se observa que la diferencia entre el método de pérdida de carga constante vs. la metodología ASHRAE es de 17% aproximadamente.

**CAPÍTULO IV: ANÁLISIS COMPARATIVO MÉTODO DE PÉRDIDA DE CARGA
CONSTANTE, MÉTODO ASHRAE Y SOFTWARE VENT-RED V1.0, DISCUSIÓN DE
RESULTADOS**

4. Comparación de VENT-RED v1.0 y métodos convencionales.

El software VENT-REDv1.0 permite; dimensionar el sistema de ventilación, calcular el caudal necesario, la pérdida de presión estática a superar el ventilador y los accesorios que van en toda la red.

Las ventajas del software VENT-REDv1.0 son; presenta diámetros, dimensiona con ductos rectangulares para obtener el valor de los lados, áreas y proporciona los accesorios para cualquier tipo de red.

También, cuenta con una base de datos de accesorios incluida en el paquete computacional que permite hacer iteraciones, ajustar el accesorio que mejor se adapte al sistema, reducir donde sea necesario y determinar el coeficiente de pérdida del accesorio.

El procedimiento para determinar el coeficiente de pérdida local (C) se basa en una serie de relaciones que se encuentran en tablas y ábacos, resultado que depende del criterio del diseñador. Tanto el cálculo convencional como software presentan resultados similares en la pérdida de presión estática y dimensionamientos de los ductos.

4.1 Método de pérdida de carga constante (cálculo convencional vs. software).

4.1.1 *Análisis convencional, dimensionamiento de ductos rectangulares.*

Tabla 4.1 Datos obtenidos de cálculo convencional.

ANCHO (w)	ALTO (h)
ASUMIDO mm	ASUMIDO mm
400	400
400	400
290	290
290	290
240	240
170	170
290	290
240	240
170	170

Fuente: El autor

4.1.2 Software VENT-RED v1.0, dimensionamiento de ductos rectangulares.

Tabla 4.2.-Datos de cálculo, software VENT-RED v1.0

Inicio	Fin	Longitud (m)	Caudal (m³/s)	Alto (mm)	Ancho (mm)
Ventilador	C1	6	1.2	400	400
C1	T1	12	1.2	400	400
T1	C2	10	0.6	290	290
C2	D4	5	0.6	290	290
D4	D5	5	0.4	240	240
D5	D6	5	0.2	170	170
D2	D3	5	0.2	170	170
D1	D2	5	0.4	240	240
T1	D1	5	0.6	290	290

Fuente: El autor

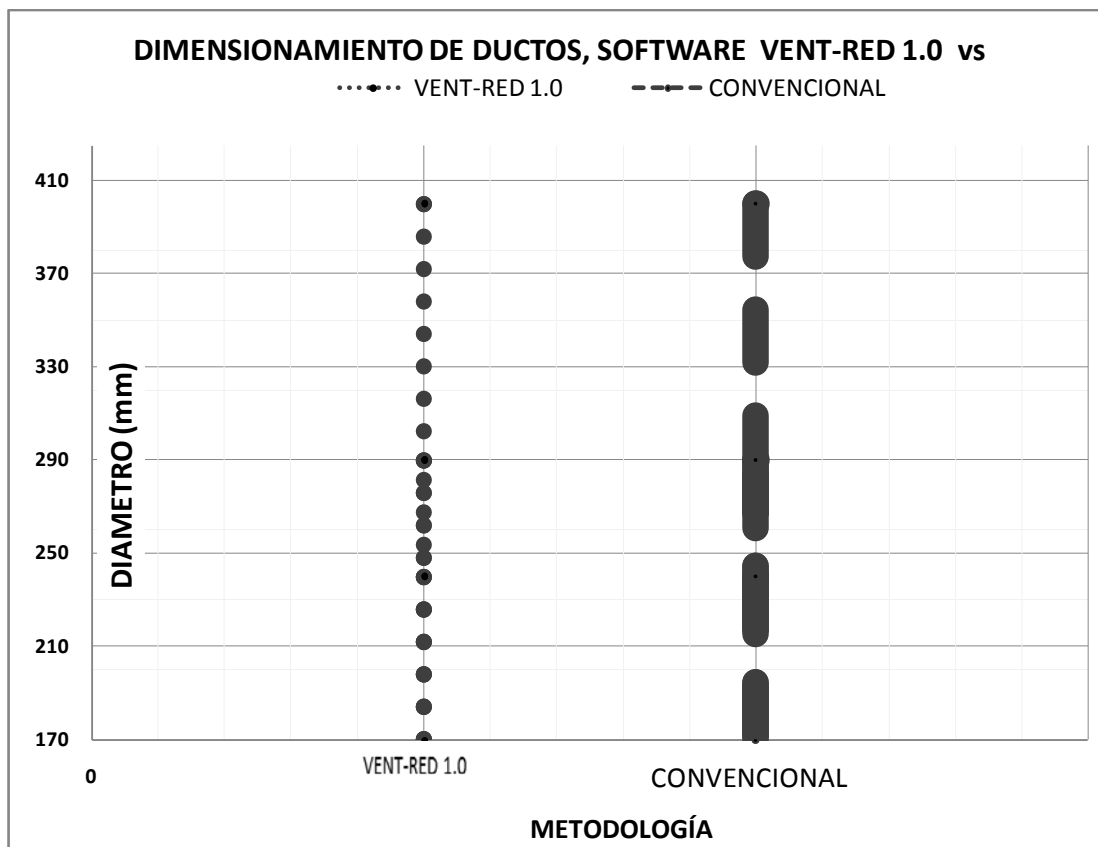


Figura 4.1. Dimensionamiento de ductos, software vs cálculo convencional.

Fuente: El autor

La Figura 4.1 muestra que el dimensionamiento de los ductos es similar tanto convencionalmente como con el software VENT-RED v1.0.

Adicionalmente el software VENT-RED v1.0 presenta un listado de los accesorios del sistema con los valores de áreas y coeficiente de pérdida correspondientes, lo que optimiza el tiempo de cálculo.

Tabla 4.3 Tipo de accesorios usados por software VENT-RED v1.0

ACCESORIOS

Tipo de accesorio	Denominación	Ac (m ²)	As (m ²)	Ab1 (m ²)	Ab2 (m ²)
T	T1	0.16	0.084	0.084	0
Codo	C1	0.16	0.16	0	0
Codo	C2	0.084	0.084	0	0
R	R1	0.16	0.084	0	0
R	R2	0.084	0.058	0	0
R	R3	0.058	0.029	0	0
R	R4	0.084	0.058	0	0
R	R5	0.058	0.029	0	0

Ac: Área de la sección común

As: Área de la sección recta

Ab1: Área de sección de un ramal.

Ab2: Área de sección de un ramal.

Fuente: El autor

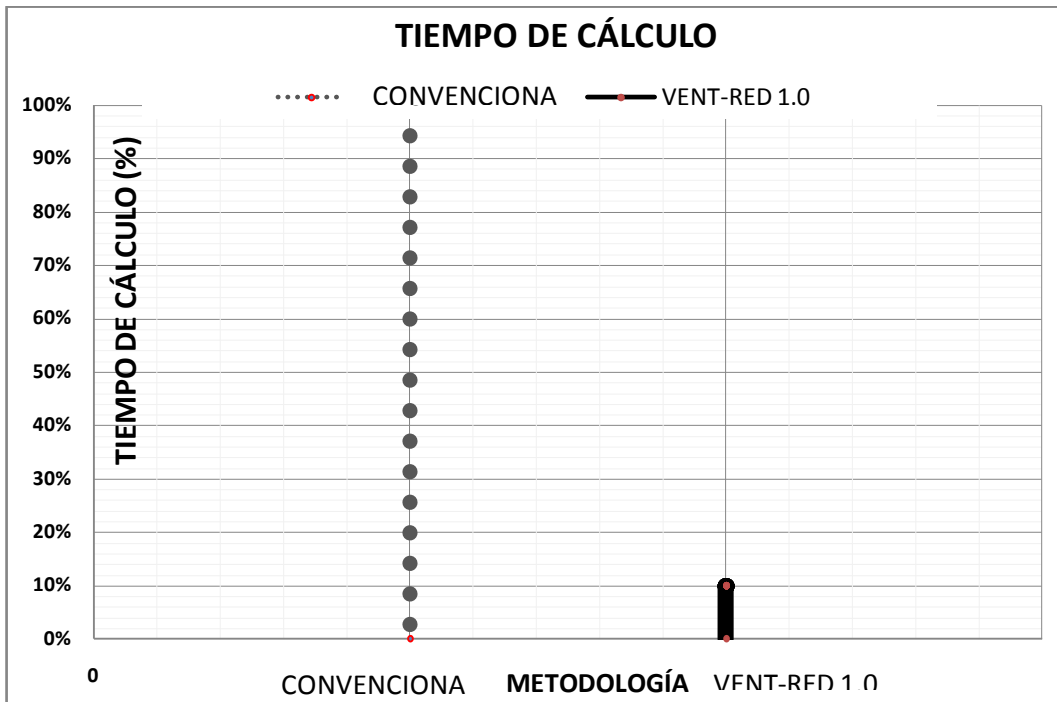


Figura 4.2. Tiempo de cálculo

Fuente: El autor

La Figura 4.2, indica el ahorro de tiempo de cálculo, entre el software VENT-RED v1.0 y el diseño convencional, al seleccionar el accesorio y el coeficiente de pérdida dinámica.

El software identifica la línea con mayor longitud para el cálculo de pérdidas correspondiente.

4.1.3 Método de pérdida de carga constante, cálculo de pérdidas de carga.

En el cálculo de pérdida de carga se presenta los siguientes resultados:

Tabla 4.4 Resultados de pérdidas de carga.

hf TOTAL=	246.85	Pa
hf TOTAL=	25.17	mmc.d.a

Fuente: El autor

4.1.4 Análisis con VENT-RED1.0, cálculo de pérdidas de carga.

El software presenta los mismos resultados:

DATOS PARA EL VENTILADOR:	
Pérdida de carga:	
Presión estática total:	246.85 Pa
Presión estática total:	25.17 mmc.d.a

Figura 4.3.- Resultados de cálculo con software VENT-RED1.0, para el método de pérdida de carga constante.

Fuente: El autor

4.2 Metodología ASHRAE.

En el método ASHRAE los resultados son similares tanto para el número de Reynolds, el factor de fricción, la pérdida de carga en accesorios y la pérdida de carga total del sistema con el software VENT-RED v1.0.

Los resultados obtenidos convencionalmente son:

Tabla 4.5 Resultados de cálculo convencional método ASHRAE.

a (h)	b (w)	ANCHO (w) ASUMIDO (cm)	ALTO (h) ASUMIDO (cm)	VEL (m/s)	Dh (mm)	Re	f	PÉRDIDA DE CARGA Δp (Pa)
40.0	40.0	400	400	7.5	400	198461.5	0.017276513	47.72
40.0	40.0	400	400	7.5	400	198461.5	0.017276513	34.82
28.3	28.3	290	290	7.1	290	136870.0	0.018650363	54.94
28.3	28.3	290	290	7.1	290	136870.0	0.018650363	11.69
23.1	23.1	240	240	6.9	240	110256.4	0.019528365	15.00
16.3	16.3	170	170	6.9	170	77828.1	0.021152032	17.94

Fuente: El autor

El software VENT-RED v1.0 presenta los siguientes resultados:

Tabla 4.6 Resultados de cálculo mediante software VENT-RED v1.0 método ASHRAE.

Resultado ductos rectangulares																
Inicio	Fin	Longitud (m)	Tipo	Accesorio	Caudal (m³/s)	Vel. (m/s)	Diámetro (cm)	Ancho (w)	Alto (h)	Vel. calculada (m/s)	Diám. hidráulico (mm)	Re	f	Tramo	Co	Pérdida carga (Pa)
Ventil..	C1	6	Accesorio	Codo	1.2	7.5	45.14	40	40	7.5	400	198461.54	0.01727651...	8.78	1.15	47.72
C1	T1	12	Accesorio	T	1.2	7.5	45.14	40	40	7.5	400	198461.54	0.01727651...	17.55	0.4	34.82
T1	C2	10	Accesorio	Codo	0.6	7.5	31.92	29	29	7.13	290	136870.03	0.01865036...	19.71	1.15	54.95
C2	D4	5	Difusor	Ninguno	0.6	7.5	31.92	29	29	7.13	290	136870.03	0.01865036...	9.85	0	11.69
D4	D5	5	Difusor	Ninguno	0.4	7.5	26.06	24	24	6.94	240	110256.41	0.01952836...	11.81	0	15
D5	D6	5	Difusor	Ninguno	0.2	7.5	18.43	17	17	6.92	170	77828.05	0.021152032	17.94	0	17.94

Ready Calcular Longitud:43

Pérdida de carga: 30.41 mm c.d.a.
Pérdida de carga: 298.25 Pa

Fuente: El autor

Los resultados obtenidos por la método convencional.

Tabla 4.7 Resultados de cálculo convencional de pérdidas de carga.

hf TOTAL=	30.41	mm.c.d.a
hf TOTAL=	298.25	Pa

Fuente: El autor

El software presenta los siguientes resultados:

Presión estática total: 298.25 Pa

Presión estática total: 30.41 mm c.d.a

Figura 4.4 Resultados de cálculo mediante software método ASHRAE

Fuente: El autor

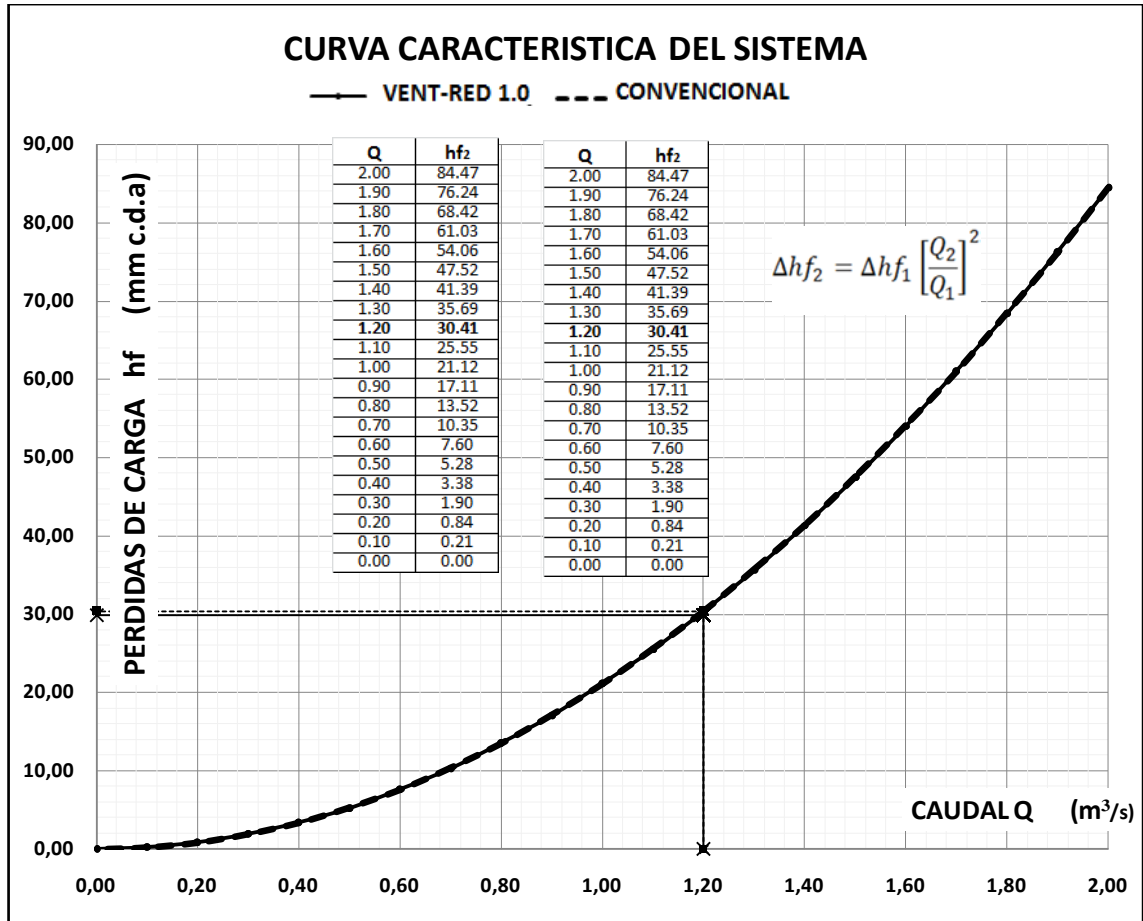


Figura 4.5 Curvas comparativas entre el cálculo convencional y el software método ASHRAE.

Fuente: E autor

Como se observa en la Figura 4.4 ambos métodos se aproximan al resultado, con una diferencia mínima de 0.11 mm c.d.a. para un mismo caudal de 1.2 m³/s

CAPÍTULO V: CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

Conclusiones.

- Se desarrolló metodologías para el diseño de sistemas de redes de ventilación en obras de infraestructura civil.
- El presente trabajo de investigación aplica la normativa ASHRAE para el diseño de redes de ventilación y realiza una comparación con el método de pérdida de carga constante comúnmente usado en este tipo de proyectos.
- Según los análisis realizados, en la presente investigación, la metodología ASHRAE proporciona coeficientes de pérdida de carga mayores, equivalentes al 17 % en relación al método de pérdida de carga constante.
- El diseño de un sistema de ventilación requiere el conocimiento previo de las características del circuito a implementar, la distribución de caudales y los requerimientos propios de las áreas a cubrir.
- El dimensionamiento de una red de ventilación dependerá del tipo de construcción y del contaminante que se desee disipar.
- El cálculo realizado por la metodología ASHRAE presenta un valor real de la pérdida de carga que existe en la red de conductos ya que considera ecuaciones exactas para el cálculo de la pérdida de carga ya sea por longitud y por accesorios del sistema.
- El software realizado para el presente trabajo investigativo, VENT-RED v1.0 está basado en la metodología ASHRAE y es una herramienta con la cual se puede simplificar el cálculo de una red de ventilación, ya que, el tiempo de cálculo es hasta un 90% más bajo que el cálculo manual.
- Los resultados obtenidos tanto convencionalmente como por el método de pérdida de carga constante son similares a los entregados por el software VENT-RED v1.0, lo que indica que su funcionamiento es correcto.

Recomendaciones.

- Utilizar el software VENT-RED1.0 en base a la metodología AHSRAE para el cálculo y análisis de redes de ventilación.
- Tener precaución al introducir los datos al programa.
- Realizar la curva característica para cada sistema de ventilación.
- Incrementar al software las opciones de: diseñar con ductos rectangulares y circulares simultáneamente y obtener la gráfica del sistema para llegar a una versión 2.0
- Se recomienda que, al interior de todo diseño de un sistema de ventilación, se considere la eventual ocurrencia de incendio al interior de dicha infraestructura, con el objeto de que el sistema al ser implementado sea capaz de atender tanto los requerimientos de ventilación durante la operación normal, como los requerimientos de ventilación durante instancias de incendio subterráneo (alto requerimiento de aire).
- Toda infraestructura debe tener estaciones de aforos, donde se le pueda hacer seguimiento exhaustivo a las condiciones atmosféricas del proyecto, con el fin de controlar variables como la temperatura, caudales, y humedad en el ambiente.
- Garantizar una buena sección de aire al interior del proyecto, así como buenas condiciones de las puertas y cortinas de ventilación para un correcto funcionamiento de ventilación.

BIBLIOGRAFÍA

- ALCRUDO, F., Vidal, P., & Blasco, J. (2013, Mayo 15). *Cenro Politécnico Superior*. Retrieved Mayo 15, 2013, from <http://www.cps.unizar.es/~jblasco/ventiladores.pdf>
- ALLARD, F. (2002). *NATURAL VENTILATION IN BUILDINGS*. EEUU: James&James.
- ANDRADE Gallardo, S. (2008). *GUÍA METODOLÓGICA DE SEGURIDAD PARA VENTILACIÓN DE MINAS*. CHILE.
- ASHRAE.(2003). *HVAC DESIGN MANUAL FOR HOSPITALS AND CLINICS*.(M. Geshwiler, Ed.) EE.UU.
- ASHRAE. (2007). *GUÍA DE BOLSILLO PARA AIRE ACONDICIONADO, CALEFACCIÓN, VENTILACIÓN Y REFRIGERACIÓN*. (M. Geshwiler, Ed., & M. P. Marin, Trans.) EL INSTALADDOR.
- ASHRAE. (2007). Standar 62.2-2007, Calidad de aire aceptable y ventilación en edificios residenciales de poca altura. EE. UU.
- ASHRAE. (2009). *2009 ASHRAE Handbook—Fundamentals (SI)*. EEUU.
- ASHRAE STANDART 62.1-2007. (n.d.). EE. UU.
- ASHREA. (2009). *2009 ASHRAE Handbook—Fundamentals (SI)*. EEUU.
- BAIRD, C. (2001). *Química ambiental* (648 ed.). illustrated.
- CARRIER. (2010). DISEÑO DE SISTEMAS DE AIRE ACONDICIONADO. In CARRIER, *DISEÑO DE SISTEMAS DE AIRE ACONDICIONADO* (NEW ed.). EE.UU.
- DENNY, M. W. (1993). *Air and Water, The Biology and Physics of life's Media*. EE UU.
- DOWNEY, J., &ASHRAE.(2013, JULIO 20).ASHRAE DUCT FITTING DATABASE 2009. 2009.
- GIPE, P. (2004). *WIND POWER Renewable Energy for Home, Farm and Business*.EEUU.

- GOODFELLOW, H., & Tahti, E. (2001). *Industrial Ventilation*. Canada.
- HARRISON, R. M. (2001). *Pollution: Causes, Effects and Control*. Royal Society of Chemistry.
- JACOBSON, M. Z. (2005). *FUNDAMENTALS OF ATMOSPHERIC MODELING* (Segunda Edición ed.). EE UU.
- LESLIE, G. B., & Lunau, F. W. (1994). *Indoor Air Pollution: Problems and Priorities* (1ra. ed.). EE. UU.
- LÓPEZ, J. C. (2011). *Manual de Tuneles y Obras Subterranas* (2da ed.)
- LUNNISS, R., & Jonathan, B. (2012). *Túneles Sumergidos* (ilustrada ed.). (C. Press, Ed.)
- MANAHAN, S. E. (2007). *Introducción a la química ambiental*. (I. M. Leyva, Trans.) Reverte.
- MATAIX, C. (1986). *Mecánica de Fluidos y Máquinas Hidráulicas* (2 ed.).
- MATHSON, T. (1999). *Fundamentos de Ventilación* (Primera ed.). Winconsin, EE. UU.
- MAX H. Sherman , Iain S. Walker & Jennifer M. Logue (2012) Equivalence in ventilation and indoor air quality, HVAC&R Research, 18:4, 760-773 To link to this article: <http://dx.doi.org/10.1080/10789669.2012.667038>
- NEC-2011. (2011). *Código Ecuatoriano de Construcción*.
- NORMA UNE, 100-203-95. (n.d.). *Norma UNE 100-203-95*.
- REGISTE, U. S. (2007). *The Code of Federal Regulations of the United States of America*. (U. G. Office, Ed.) EE. UU.
- ROBLES, A. V., & Parra, B. Z. (1999). *Teoría de máquinas hidráulicas*. EDITUM.
- RONALD V, G. (1972). *Hidraulica de Fluidos*. Mexico: NN.
- SALVADOR Escoda S.A. (2006). *Manual Práctico de Ventilación*. Barcelona.

SANZ, J. M. (2010). VENTILACIÓN DE TÚNELES

SOLER&PALAU. (2010). *Manual Práctico de Ventilación*. España.

STAMPER, E., &Koral, R. L. (1979).*Handbook of Air Conditioning, Heating, and Ventilating* (Terceraed.). EE. UU: Industrial Press Inc.

SWARUP, S. (2009). Fluid Dinamics. India, India.

DOCUMENTOSCIENTÍFICOS:

Andrew K. Persily , Josh Gorfain& Greg Brunner (2006) Survey of ventilation rates in office buildings, *Building Research & Information*, 34:5, 459-466, DOI: 10.1080/09613210600809128

[://dx.doi.org/10.1080/09613210600809128](http://dx.doi.org/10.1080/09613210600809128)

Andrew K. Persily& Steven J. Emmerich (2012) Indoor air quality in sustainable, energy efficient buildings, *HVAC&R Research*, 18:1-2, 4-20

[://dx.doi.org/10.1080/10789669.2011.592106](http://dx.doi.org/10.1080/10789669.2011.592106)

Albert T.P. So & Jane W.Z. Lu (2001) Natural Ventilation Design by Computational Fluid Dynamics—A Feng-shui Approach, *Architectural Science Review*, 44:1, 61-69, DOI: 10.1080/00038628.2001.9697454

[://dx.doi.org/10.1080/00038628.2001.9697454](http://dx.doi.org/10.1080/00038628.2001.9697454).

COLEBROOK, C. F. (1999.). *Turbulent Flow in Pipes, with particular reference to the Transition Region between the Smooth and Rough Pipe Laws.*”.

CHAN Ming-yin & Ho Hung-kit (2005) Ventilation Rate for Improving Indoor Radon Level, *Architectural Science Review*, 48:4, 329-335, DOI:

10.3763/asre.2005.4840

<http://dx.doi.org/10.3763/asre.2005.4840>

D.Brkić (2011) An Explicit Approximation of Colebrook's Equation for Fluid Flow Friction Factor, *Petroleum Science and Technology*, 29:15, 1596-1602, DOI: 10.1080/10916461003620453

[://dx.doi.org/10.1080/10916461003620453](http://dx.doi.org/10.1080/10916461003620453)

David P. Yuill , Grenville K. Yuill & Andrew H. Coward (2012) Experimental validation of the multiple-zone system ventilation efficiency equation of ANSI/ASHRAE Standard 62.1 (1276-RP), HVAC&R Research, 18:3, 339-348.

[://dx.doi.org/10.1080/10789669.2011.611576](http://dx.doi.org/10.1080/10789669.2011.611576)

Derrick W. Booth & Steven E. Guffey (2001) An Evaluation of Industrial Ventilation Branch Screening Methods for Obstructions in Working Exhaust Systems, AIHAJ - American Industrial Hygiene Association, 62:4, 401-410, DOI:10.1080/15298660108984641 [://dx.doi.org/10.1080/15298660108984641](http://dx.doi.org/10.1080/15298660108984641))

E. A. Cruse (1980) Fans and Fan Systems, Journal of the Air Pollution Control Association, 30:8, 939-942, DOI: 10.1080/00022470.1980.10465133 [://dx.doi.org/10.1080/00022470.1980.10465133](http://dx.doi.org/10.1080/00022470.1980.10465133))

HVAC&R Research (2013): Performance of ASHRAE models in assessing pollutant dispersion from rooftop emissions, HVAC&R Research [://dx.doi.org/10.1080/10789669.2013.826982](http://dx.doi.org/10.1080/10789669.2013.826982)

James E. Hill (1997) The Legacy of ASHRAE Research, HVAC&R Research, 3:4, 309-310, <http://dx.doi.org/10.1080/10789669.1997.10391379>)

K. Swamee & Nimisha Swamee (2007) Full-range pipe-flow equations, Journal of Hydraulic Research, 45:6, 841-843, DOI: 10.1080/00221686.2007.9521821 <http://dx.doi.org/10.1080/00221686.2007.9521821>

Marion Russell , Max Sherman & Armin Rudd (2007) Review of Residential Ventilation Technologies, HVAC&R Research, 13:2, 325-348. [://dx.doi.org/10.1080/10789669.2007.10390957](http://dx.doi.org/10.1080/10789669.2007.10390957))

Mark R. Sippola & William W. Nazaroff (2005) Particle Deposition in Ventilation Ducts: Connectors, Bends and Developing Turbulent Flow, Aerosol Science and Technology, 39:2, 139-150, DOI: 10.1080/027868290908795. <http://dx.doi.org/10.1080/027868290908795>

Mark R. Sippola & William W. Nazaroff (2004) Experiments Measuring Particle Deposition from Fully Developed Turbulent Flow in Ventilation Ducts, *Aerosol Science and Technology*, 38:9, 914-925, DOI: 10.1080/027868290507213
<http://dx.doi.org/10.1080/027868290507213>

Max H. Sherman , Lain S. Walker & Jennifer M. Logue (2012) Equivalence in ventilation and indoor air quality, *HVAC&R Research*, 18:4, 760-
[://dx.doi.org/10.1080/10789669.2012.667038](http://dx.doi.org/10.1080/10789669.2012.667038)

Mohammad Sedghi-Asl & Hassan Rahimi (2011) Adoption of Manning's equation to 1D non-Darcy flow problems, *Journal of Hydraulic Research*, 49:6, 814-817, DOI: 10.1080/00221686.2011.629911 To link to this article:
<http://dx.doi.org/10.1080/00221686.2011.629911>

Mourad Ben Othmane , Michel Havet , Evelyne Gehin & Camille Sollicec (2010) Mechanisms of Particle Deposition in Ventilation Ducts for a Food Factory, *Aerosol Science and Technology*, 44:9, 775-784, DOI: 10.1080/02786826.2010.490799
<http://dx.doi.org/10.1080/02786826.2010.490799>

N. Papamanolis (2000) Natural Ventilation as a Design Factor in Buildings in Greece, *Architectural Science Review*, 43:4, 175-182, DOI: 10.1080/00038628.2000.9696905
[://dx.doi.org/10.1080/00038628.2000.9696905](http://dx.doi.org/10.1080/00038628.2000.9696905).

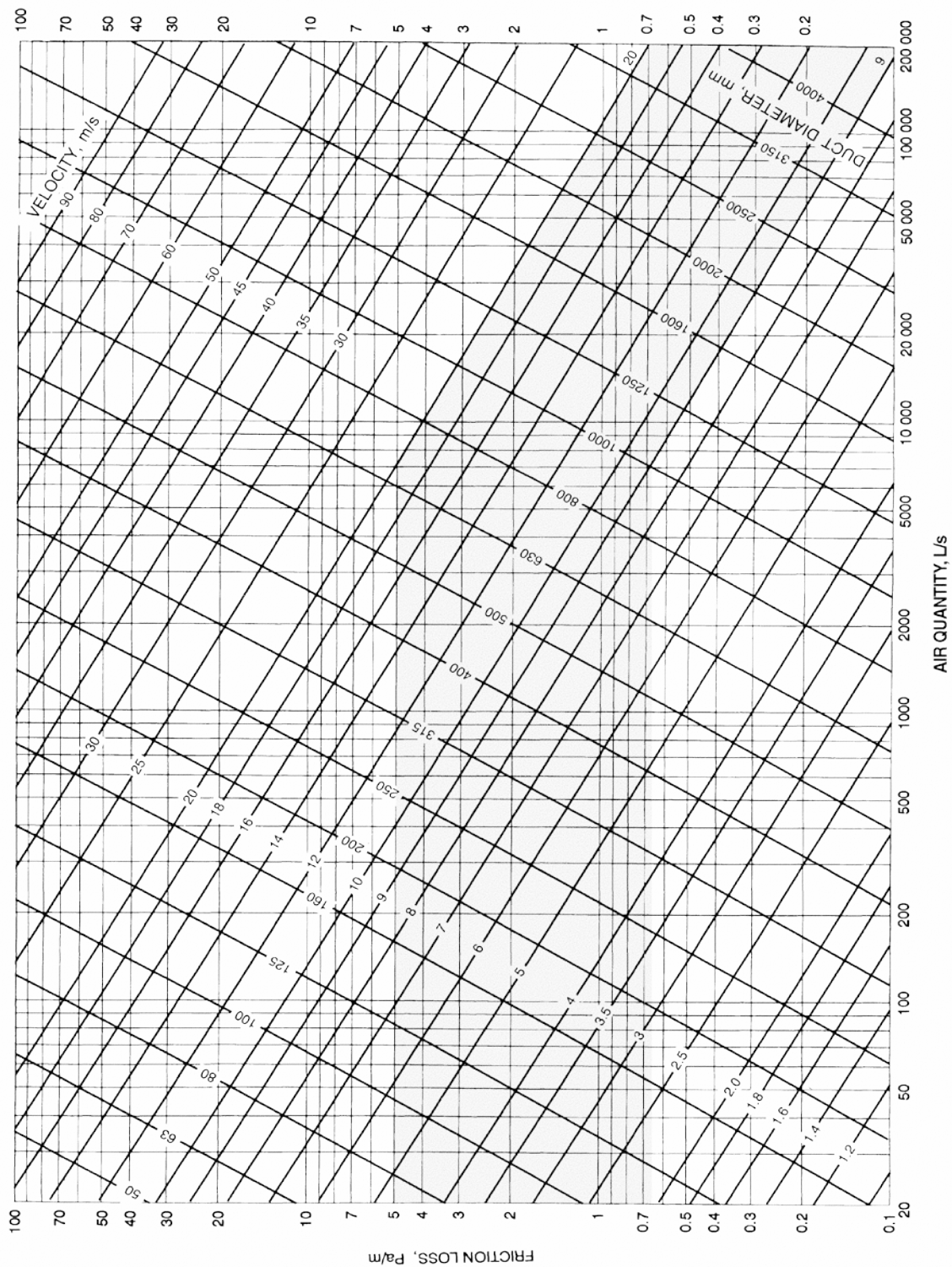
Prabhata K. Swamee & Pushpa N. Rathie (2007) Exact equations for pipe-flow problems/ Des équations exactes pour les problèmes d'écoulement en conduite, *Journal of Hydraulic Research*, 45:1, 131-134, DOI: 10.1080/00221686.2007.9521752
<http://dx.doi.org/10.1080/00221686.2007.9521752>

Stamper, E., & Koral, R. L. (1979). *Handbook of Air Conditioning, Heating, and Ventilating* (Tercera ed.). EE. UU: Industrial Press Inc.

Steven E. Guffey & Derrick W. Booth (2001) An Evaluation of Industrial Ventilation Troubleshooting Methods in Experimental Systems, AIHAJ - American Industrial Hygiene Association,62:6,669-679,DOI:10.1080/15298660108984673
<http://dx.doi.org/10.1080/15298660108984673>

ANEXOS

ANEXO 1.- Diagrama – Pérdidas por rozamiento del aire en conductos circulares.
 ($\rho = 1.20\text{kg/m}^3$ y $\epsilon = 0.09 \text{ mm}$).



Fuente:(ASHRAE, 2009)

ANEXO 2.- Caudales aconsejados para la renovación del aire.

TIPO DEL LOCAL	REQUERIMIENTOS DE AIRE PARA VENTILACIÓN EN M3/S			
	POR PERSONA		POR M2 DE SUPERFICIE	
	MINIMO	MAXIMO	MINIMO	MAXIMO
LOCAL DE VIVIENDAS				
LOCALES VIVIDEROS	0.0025	0.004	0.0004	0
ASEOS Y CUARTOS DE BAÑO			0.002	0.0035
COCINAS			0.0008	0.0015
LOCALES COMERCIALES				
TIENDAS, LOCALES DE VENTA EN GENERAL	0.0035	0.006		
RESTAURANTES, BARES, CAFETERIAS Y SIMILARES				
COMEDORES	0.005	0.008		
CAFETERIA, BARES	0.01	0.015		
COCINAS	0.015		0.0035	
HOTELES, RESIDENCIALES, MOTELES				
DORMITORIOS	0.0035	0.006		
CUARTOS DE BAÑO			0.002	0.0035
SALONES SOCIALES	0.007	0.01		
VESTIBULO DE ENTRADA	0.004	0.007		
PELUQUERIAS, BARBERIAS, GIMNASIOS				
PELUQUERIAS DE SEÑORAS	0.01	0.014	0.002	
PLUQUERIAS DE CABALLEROS	0.0035	0.006		
TEATROS, CINES, SALAS E CONCIERTO, SALONES DE ACTO				
SALAS (NO FUMADORES)	0.0025	0.004	0.0012	
SALAS (FUMADORES)	0.005	0.008	0.0025	
SALAS DE FIESTA, BINGOS, CASINOS, ETC.	0.007	0.01		
LOCALES PARA EL DEPORTE				
ZONA DE DEPORTE	0.01	0.014		
ZONA DE ESPECTADORES	0.006	0.01		
VESTUARIOS	0.015	0.022	0.0025	0.005
OFICINAS				
ESPACIOS GENERALES	0.007	0.01	0.0005	
SALAS DE REUNION	0.012	0.018	0.0025	
SALAS DE ESPERA	0.005	0.008		
SALAS DE DESCANSO	0.007	0.01		
SALAS DE COMPUTADORAS	0.0025	0.004		
SALAS DE REPRODUCCIÓN Y PERFORACIÓN	0.0035	0.005		
LOCALES INSTITUCIONALES				
ESCUELAS				
AULAS, LABORATORIOS Y TALLERES	0.005	0.007		
AULAS MAGNAS, SALAS DE CONFERENCIAS	0.0025	0.0035	0.00125	
BIBLIOTECAS	0.0035	0.005		
COMEDORES	0.005	0.008		
DORMITORIOS	0.0035	0.007		
HOSPITALES				
HABITACIONES Y SALAS COMUNES	0.005	0.008		
QUIRÓFANOS	0.01			
LOCALES AUXILIARES EN QUIRÓFANOS	0.008			
UNIDAD DE VIGILANCIA INTENSIVA	0.015			
AREAS DE FISIOTERAPIA	0.007	0.012		
AUTOPSIA	0.015	0.02		
OFICIOS	0.016	0.02		
ENTRADAS PASILLOS	0.01	0.015		
MUSEOS Y SALAS DE EXHIBICION	0.0035	0.007		

Fuente:ASHRAE 2007

ANEXO 3.- Caudal de aire en función del volumen del local y las renovaciones de aire del mismo.

NATURALEZA DEL LOCAL	RENOVACIONES DE AIRE
	A LA HORA
AMBIENTES NOCIVOS	45
Bancos	3
Bares de hoteles	5
Bibliotecas	5
Cafés y bares de cafés	11
Salas de banco en general	8
salas de banco	15
Cantinas	5
Cines	13
Cocinas comerciales o de escuelas	17
Cocinas domésticas	13
Cocinas grandes para hospitales, cuar	25
Despachos	5
Discotecas	25
Fábricas en general	8
Forja	18
Fundiciones	25
Garajes	7
Grandes almacenes	5
Habitaciones en los barcos	15
HALL para asambleas	5
Hospitales	6
Iglesias	0.8
insalaciones de decapado	10
Laboratorios	10
Lavados	13
Lavandería	25

Fuente: ASHRAE 2007

Continuación ; ANEXO 3.- Caudal de aire en función del volumen del local y las renovaciones de aire del mismo.

Locales para ventas(almacenes)	6
Mataderos	8
Naves deportivas	6
Panadería	25
Piscina cubierta	6.5
Pisos	4
Pollería	8
Quirófanos	9
Residencia	1.5
Restaurantes	9
Salas de baile	7
Salas de villares	7
Salas de calderas	30
Salas de máquinas	25
Salas e un club	9
Sala oscura de fotografía	13
Salas para banquetes	8
salas para clases	6
salas de baño	7.5
talleres de fabricación	8
Talleres de pintura	45
Talleres con hornos	45
Talleres de soldadura	20
Teatros	13
Tiendas	7
Tintorerías	25
Tocinería	8
Tren laminador	18
vestuarios en piscinas	9
W.C.	8

Fuente: ASHRAE 2007

ANEXO 4.- Cantidades mínimas de aire por plaza de aparcamiento.

TIPO DE GARAJE	Caudal de aire puro por cada plaza m³/h
Garajes de casa de inquilinos	220
Garajes para personal de oficinas, industria o comercio	
Si todo el personal sale en media hora	880
Si todo el personal sale en una hora	440
Garajes públicos	
Movimiento muy intenso (1/2 hora)	880
Movimiento medio (1 hora)	440
Movimiento lento (2 horas)	220

Fuente: ASHRAE 2007

ANEXO 5.- Tasa de ventilación mínima en la sala de respiración.

TIPO DE OCUPACION	TASA DE AIRE	TASA DE AIRE
	EXTERIOR POR PERSONA	EXTERIOR POR SUPERFICIE
	m ³ /s * persona	m ³ /s*M ²
Celdas	0.0025	0.0006
Salas de estarar común	0.0025	0.0003
Puesto de guardia	0.0025	0.0003
Reserva , espera	0.0038	0.0003
Centros de enseñanza		
Guarderia hasta 4 años	0.0005	0.0009
Aulas (5-8 años)	0.0005	0.0006
Aulas (9 años y mas)	0.0005	0.0006
Aula universitaria	0.0038	0.0003
Sala de conferencias	0.0038	0.0003
Aula de arte	0.0005	0.0009
Laboratorio de ciencias	0.0005	0.0009
Tienda metal madera	0.0005	0.0009
Aula de informática	0.0005	0.0006
Aula de audiovisuales	0.0005	0.0006
Música, teatro,danza	0.0005	0.0003
Sala reuniones multiuso	0.0038	0.0003
Servicio/comida/bebida		
Sala restaurantes	0.0038	0.0009
Cafetería/cocina rápida	0.0038	0.0009
Bares y coctelerías	0.0038	0.0009
Geneal		
Congresos/reunines	0.0025	0.0003
Pasillos		0.0003
Salas de almacen		0.0006
Hotele, moteles, centros vacacionales, residencias universitarias		
Dormitorio/sala de estar	0.0025	0.0003
Barracones dormitorios	0.0025	0.0003
Vestíbulo/antesala	0.0038	0.0003
	0.0025	0.0003

Continua en página 113

Continuación; ANEXO 5.- Tasa de ventilación mínima en la sala de respiración.

Edificios de oficinas		
Espacio de oficinas	0.0025	0.0003
Recepción	0.0025	0.0003
Entrada datos/teléfono	0.0025	0.0003
Vestíbulo/entrada principal	0.0025	0.0003
Espacios varios		
Camara acorazada/caja segurida		
Ordenador(no impreosora)	0.0025	0.0003
Farmacia	0.0025	0.0009
Estudio fotográfico	0.0025	0.0006
Expedición /recepción		0.0006
Sala viajeros	0.0038	0.0003
Almacen		0.0003
Espacios públicos		
Auditorio, salas butacas	0.0025	0.0003
Centro culto religioso	0.0025	0.0003
Juzgado	0.0025	0.0003
Asamblea legislativa	0.0025	0.0003
Biblioteca	0.0025	0.0006
Vestíbulo	0.0025	0.0003
Museo (niños)	0.0038	0.0006
Museos/galerías arte	0.0038	0.0003
Comercios		
Ventas	0.0038	0.0006
Zonas comunes centro comercio	0.0038	0.0003
Peluquerías	0.0038	0.0003
Centros debelleza	0.01	0.0006
Tienda aniales(zona animales)	0.0038	0.0009
Supermercados	0.0038	0.0003
Autoservicio lavandería	0.0038	0.0003
Deporte y ocio		

Continúa en página 114

Continuación; ANEXO 5.- Tasa de ventilación mínima en la sala de respiración.

Campo deporte(zona juego)		0.0015
Gimnasio, estadio(zona juego)		0.0015
Gradas	0.0038	0.0003
Natación		0.0024
Pista de baile/discoteca	0.01	0.0003
Sala de aeróbic/gimnasio	0.01	0.0003
Sala de pesas/gimnasio	0.01	0.0003
Bolera(asientos)	0.005	0.0006
Casino de juegos	0.0038	0.0009
Sala de juegos	0.0038	0.0009
Escenarios, estudios de grabación	0.005	0.0003

Fuente:ASHRAE 2007

Anexo 6. Ejemplo de aplicación de leyes de los ventiladores.

Sea un ventilador que gira a 1 400 rev./min, da un caudal de 1500 m³/h a una presión de 22 mm c.d.a. instalado en un sistema determinado.

¿Qué presión y caudal daría si gira a 2 000 rev./min? ¿Cuánto consumiría entonces?

$$\text{Caudal } Q_2 = 1.500 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$P_{t1} = 22 \text{ mm.c.d.a}$$

$$N_1 = 1400 \text{ rev./min.}$$

$$N_2 = 2000 \text{ rev./min.}$$

Ley 1a:

$$Q_1 = Q_2 \times \left(\frac{D_1}{D_2} \right)^3 \times \frac{N_1}{N_2} \times 1$$

Como D1=D2

$$Q_1 = Q_2 \times \frac{N_1}{N_2}$$

$$Q_1 = 1500 \text{ m}^3 / \text{h} \times \frac{2000 \text{ rev./min}}{1400 \text{ rev./min}}$$

$$Q_1 = 2143 \text{ m}^3 / \text{h}$$

Para obtener la presión se aplica ley 1b.

$$1b) \quad P_{res1} = P_{res2} \times \left(\frac{D_1}{D_2} \right)^2 \times \left(\frac{N_1}{N_2} \right)^2 \times \frac{\rho_1}{\rho_2}$$

Como: D1=D2 y $\rho_1 = \rho_2$; se tiene:

$$Pr es_1 = Pr es_2 \times \left(\frac{N_1}{N_2} \right)^2$$

$$Pr es_1 = 22mmc.d.a \times \left(\frac{2000rev/min}{1400rev/min} \right)^2$$

$$Pr es_1 = 44.9mmc.d.a$$

Para poder determinar la potencia se aplica la ecuación 1c: (ASHRAE)

$$1c) W_1 = W_2 \times \left(\frac{D_1}{D_2} \right)^5 \times \left(\frac{N_1}{N_2} \right)^3 \times \frac{\rho_1}{\rho_2}$$

Ya que: $D_1=D_2$ y $\rho_1 = \rho_2$:

$$W_1 = W_2 \times \left(\frac{N_1}{N_2} \right)^3$$

$$W_1 = 1500W \times \left(\frac{2000rev/min}{1400rev/min} \right)^3$$

$$W_1 = 4373W$$



MANUAL DEL USUARIO

VENT-RED

v 1.0

TEMA

“DISEÑO DE REDES DE VENTILACIÓN”

Autor:

Hugo Leonardo Feijoo Veintimilla

Director de trabajo de fin de titulación:

Ph. D. Holger Manuel Benavides Muñoz



MANUALDELUSUARIOVENT-REDv1.0

CONTENIDO

INTRODUCCIÓN

CAPÍTULO I.-INTERFAZ CON ELUSUARIO

- Interfaz con el usuario
- Barra del menú en la ventana principal

CAPÍTULO II.-USODEMENÚS MENÚ ARCHIVO

- MenúArchivo>Nuevo
- MenúArchivo>Abrir
- MenúArchivo>Guardar
- MenúArchivo>Ejemplo
- MenúArchivo>Salir

MENÚ DATOS DEL PROYECTO

MENÚ DATOS DE LA RED

- Menúdatos de la red>Local a ventilar
- Menúdatos de la red>Utilidad del Local
- Menúdatos de la red>Naturaleza del contaminante
- Menúdatos de la red>Presión de salida
- Menúdatos de la red>Filtro
- Menúdatos de la red>Pérdida de carga en difusor

MENÚ TIPOS DE DUCTOS

- Menú tipos de ductos> Tipo de ducto
- Menú tipos de ductos> Material del ducto
- Menú tipos de ductos> Coeficiente de rugosidad



MENÚ INGRESO DE LÍNEAS

- Menú Ingresar Líneas > Agregar Línea

MENÚ MÉTODOS DE DISEÑO

- Menú Opciones de Cálculo > Metodología ASHRAE
- Menú Opciones de Cálculo > Método de Pérdida de carga constante

MENÚ RESUMEN DE RESULTADOS

- Menú Resultados > Metodología ASHRAE
- Menú Resultados > Método de pérdida de carga constante

MENÚ AYUDA

- Menú Ayuda > Manual del usuario

CAPÍTULO III.-PROCEDIMIENTO DE DISEÑO DE UNA RED



INTRODUCCIÓN

El presente documento es una herramienta de guía para el correcto uso y manejo del programa VENT-RED v1.0 (Diseño de redes de ventilación según la metodología ASHRAE). Se indicará cómo utilizar todos los menús y comandos necesarios para ingresar los datos de una red de ventilación por impulsión, las opciones de cálculo y generar el diseño de la misma.



CAPÍTULO I.- INTERFAZ CON EL USUARIO

El programa VENT-RED v1.0, es un software de aplicación no-line, cuyo sitio en internet es: <http://vlee.utpl.edu.ec/RedesVentilacion/>
La página principal de VENT-RED v1.0, se visualiza semejante a la figura 1.

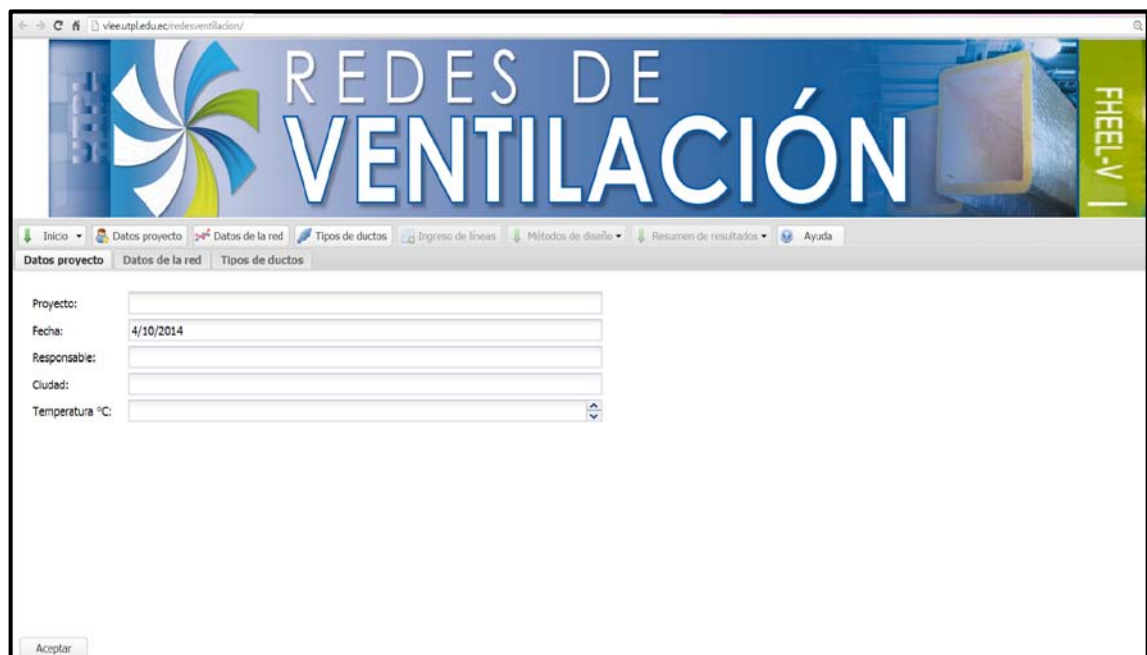


Fig.1. –Ventana principal de VENT-RED v1.0

- Barrado de menús en la ventana principal

Está conformada por 8 menús: Inicio, Datos proyecto, Datos de la red, Tipos de ductos, Ingreso de líneas, Métodos de diseño, Resumen de resultados, Ayuda; tal como se muestra en la figura 2. Estos menús a la vez están integrados por diferentes comandos que se despliegan en una lista al dar clic en cualquier uno de ellos.



Fig.2. –Barrado de menús



CAPÍTULO II.- USO DEL MENÚ

MENÚ INICIO

- Menú inicio> Nuevo

Este comando sirve para crear un nuevo proyecto. Es decir, cierra el proyecto actual en caso de existirlo y actualiza la página del software.

- Menú inicio> Abrir

Sirve para abrir proyectos existentes.

En esta ventana se presenta en la parte superior la lista de opciones, como nombre del archivo, Id y la fecha, la cual no sirve para ubicar el destino donde está almacenado magnéticamente.

- Menú inicio> Guardar

Almacena la información de un proyecto en diseño. Es decir, guarda los datos del proyecto hasta el momento que se requiera.

- Menú inicio> Ejemplos

Sirve para cargar los ejemplos tipo, unoderedesc con ductos rectangulares y otro por ductos circulares; destinados a complementar la comprensión del funcionamiento del programa.

- Menú inicio> Salir

Sirve para salir del programa, al hacer click en salir se despliega una ventana que pide confirmar si está seguro en salir.



Fig.3. – Menú archivo

- Menú datos proyecto> Datos proyecto

Este menú permite ingresar datos del proyecto, como: Proyecto, Fecha (Automática), Responsable, Ciudad, Temperatura. Esta última dependerá del lugar en donde se desea



implementar el diseño. Luego de ingresar los datos click en aceptar.(Fig.4)

Datos proyecto	Datos de la red	Tipos de ductos
Proyecto:	<input type="text"/>	
Fecha:	4/10/2014	
Responsable:	<input type="text"/>	
Ciudad:	<input type="text"/>	
Temperatura °C:	<input type="text"/>	<input type="button" value="▲"/> <input type="button" value="▼"/>
<input type="button" value="Aceptar"/>		

Fig.4. –Datos del proyecto

- Menú datos de la red > Datos de la red

Permite ingresar datos necesarios para estimar el caudal, la velocidad y pérdidas de carga en el sistema, al tomar una base de datos incluida en el paquete computacional. Los valores pueden ser digitados manualmente si el diseñador así lo desee. (Fig. 5)

Datos proyecto	Datos de la red	Tipos de ductos
Caudal		
Local a Ventilar:	<input type="text"/>	<input type="button" value="▼"/>
Utilidad del local:	<input type="text"/>	<input type="button" value="▼"/>
Velocidad		
Naturaleza del contaminante:	<input type="text"/>	<input type="button" value="▼"/>
V (m/s):	<input type="text"/>	<input type="button" value="▲"/> <input type="button" value="▼"/>
Datos adicionales del sistema		
Presión en salida(Pa):	37.29	<input type="button" value="▲"/> <input type="button" value="▼"/>
Presión en salida(mm c.d.a.):	3.8	<input type="text"/>
Filtro:	<input type="text"/>	<input type="button" value="▼"/>
Pérdida de carga (Pa):	<input type="text"/>	<input type="button" value="▲"/> <input type="button" value="▼"/>
Pérdida de carga (mm c.d.a.):	<input type="text"/>	<input type="text"/>
Pérdida de carga en difusor (Pa):	20	<input type="button" value="▲"/> <input type="button" value="▼"/>
Pérdida de carga en difusor (mm c.d.a.):	2.04	<input type="text"/>
<input type="button" value="Aceptar"/>		

Fig. 5.- Datos de la red



- Menú Datos de la red >Caudal

Presenta una base de datos de diferentes locales, mediante lo cual se estima el caudal necesario para la ventilación. (Fig. 6)

Nota: El caudal calculado sólo representa un estimativo del caudal necesario para el diseño del sistema de ventilación, el diseñador deberá dividir según su necesidad el caudal calculado para cada uno de los difusores de la red.

Formulario de Caudal con los siguientes campos:

- Local a ventilar: [Tipo de local]
- Utilidad del local: [Tipo de local]
- Número personas: [Naturaleza del local]
- Área (m2): [Tipo de estacionamiento]
- [Tipo de ocupación]
- Botón: Validar

Fig. 6.- Caudal

- Menú Datos de la red >Velocidad

Permite estimar un valor de velocidad según el contaminante a disipar, se puede digitar el valor manualmente, siendo este valor la velocidad de diseño de todo el sistema.(Fig. 7)

Formulario de Velocidad con los siguientes campos:

- Naturaleza del contaminante: [Tipo de local]
- V (m/s): [Campo de texto]

Fig. 7.- Velocidad

- Menú datos de la red > Datos adicionales del sistema

En esta sección se incluyen datos adicionales como la presión en las salidas, la pérdida de carga debido a los filtros y el valor de pérdida de carga por los difusores.

Los valores presentes son un estimado, por lo que el diseñador podrá digitarlos manualmente. (Fig. 8)



Datos adicionales del sistema	
Presión en salida(Pa):	<input type="text" value="37.29"/>
Presión en salida(mm c.d.a.):	<input type="text" value="3.8"/>
Filtro:	<input type="text"/>
Pérdida de carga (Pa):	<input type="text"/>
Pérdida de carga (mm c.d.a):	<input type="text"/>
Pérdida de carga en difusor (Pa):	<input type="text" value="20"/>
Pérdida de carga en difusor (mm c.d.a):	<input type="text" value="2.04"/>

Fig. 8.- Datos adicionales del sistema

Nota: Los valores de pérdida de carga tanto en el filtro como el difusor depende del fabricante, por lo que el diseñador debe consultar el manual proporcionado para cada elemento.

Luego click en aceptar.

- Menú tipo de ducto>Tipo de ductos

Permite seleccionar el tipo de ducto que se desea utilizar en todo el proyecto, puede ser rectangular o circular, se debe seleccionar además el material, para lo cual se podrá escoger de la lista que se incluye en la base de datos, o se ingresan los datos manualmente, se estima así el valor del coeficiente de rugosidad. Luego click e aceptar.(Fig.9)

Datos proyecto	Datos de la red	Tipos de ductos
Tipo de ducto: <input type="text"/>		
Seleccione material: <input type="text"/>		
Coeficiente de rugosidad (mm): <input type="text"/>		

Figura 9.- Tipos de ductos

Si se escoge un ducto rectangular se debe incluir la relación entre la altura y la base, se recomienda que este valor sea uno ($H=W$), ya que así el sistema es más eficiente hidráulicamente y se reducen las pérdidas y el costo. (Fig. 10)



Datos proyecto Datos de la red Tipos de ductos

Tipo de ducto: Rectangular

$RELACIÓN = \frac{H}{W}$

Relación (H/W):

Seleccione material:

Coeficiente de rugosidad (mm):

Aceptar

Fig. 10.- Tipo de ducto rectangular.

- Menú ingreso de líneas>Ingreso de líneas

Click en Ingreso de líneas, luego click en agregar nueva línea, en esta opción se ingresa cada uno de los tramos o líneas del sistema, con los datos pedidos. (Fig. 11)

Ingreso líneas

Nodo inicio:

Tipo de nodo fin:

Nombre nodo fin:

Longitud de línea (m):

Guardar

Fig. 11. –Ingreso de una línea

Ingreso de Líneas > Nodo inicio

Al iniciar el proyecto el nodo inicio será el ventilador, luego de esto dependerá de siguiente nodo.(Fig. 12)



Fig. 12.- Ingreso de líneas

Ingreso de Líneas > Tipo Nodo Fin

El nodo fin puede ser un difusor o un accesorio, para lo cual se carga una base de datos incluida en el paquete computacional. (Fig. 13)

Los accesorios serán identificados de la siguiente manera y según el orden que sean ingresados.

- Codo: Cn
- Tee: Tn
- Yee: Yn
- Reducción: Rn
- Cruz: Xn
- Doble yee: 2Yn
- Ampliación: An

Siendo **n** el número de accesorio, según fue ingresado. Luego click en guardar.

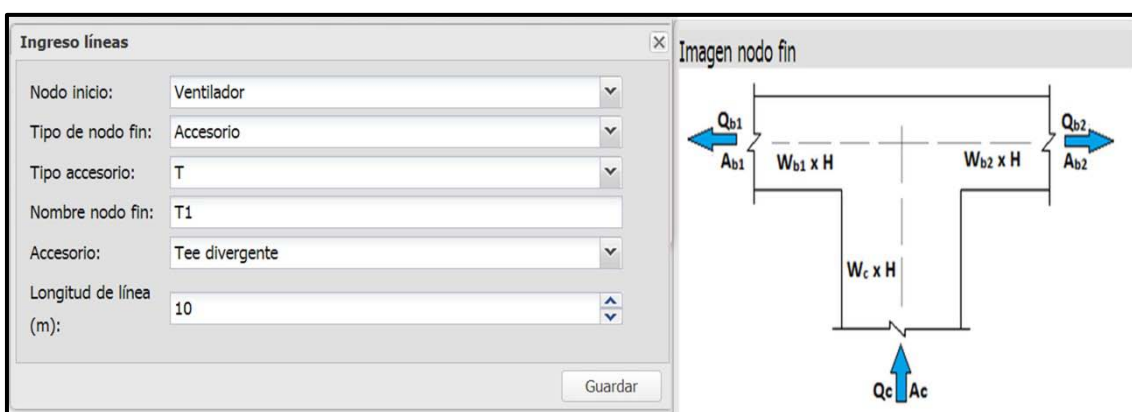


Fig.13.- Selección de un accesorio como nodo fin



Si el nodo es un difusor se tiene que ingresar la longitud de la línea y el caudal requerido en ese punto.(Fig.14)

Fig. 14.- Selección de un difusor como nodo fin.

Si se desea agregar una nueva línea, click en agregar nueva línea.

Importante: No se puede dejar líneas sin que estas terminen en un difusor, y al ingresar las líneas con un accesorio como nodo inicio se tiene que seguir el siguiente orden según la numeración indicada en la salida para cada línea.

Accesorios rectangulares

Si el accesorio es una Tee:

- Tee del grupo $A + Ab > Ac$, $As = Ac$, divergentes. (Fig. 15)

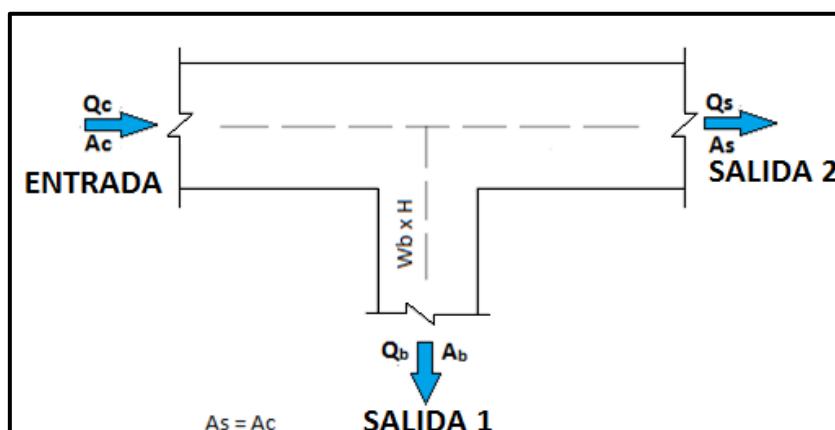


Fig. 15.1.- Numeración en salidas para tee del grupo $A+Ab>Ac$, $As=Ac$



- Tee divergente. (Fig. 16)

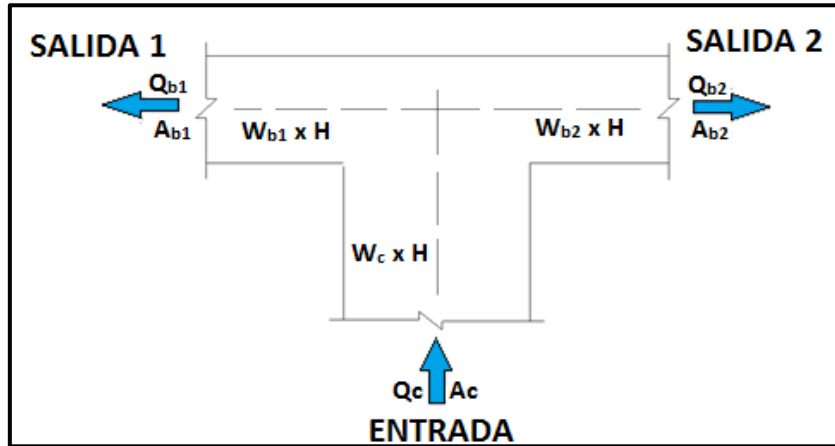


Fig. 15.2.- Numeración en salidas para tee divergente.

- T con salida a 45°, divergentes. (Fig. 17)

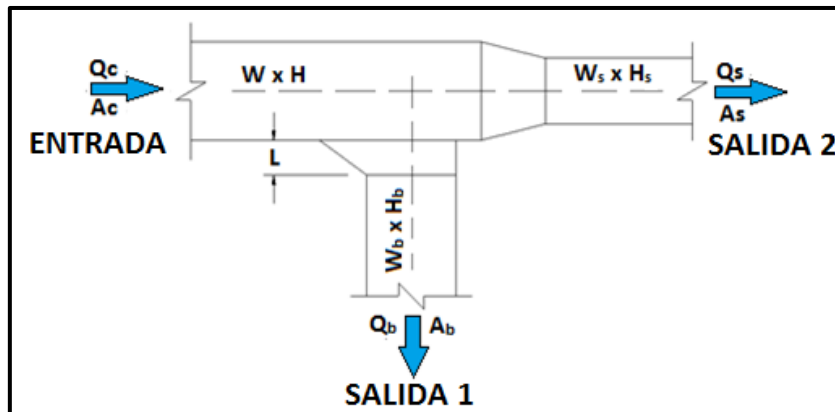


Fig.15.3.- Numeración para T con salida a 45°, divergentes



- Tee simétrica, $Q_b / Q_c = 0,5$, divergentes. (Fig. 18)

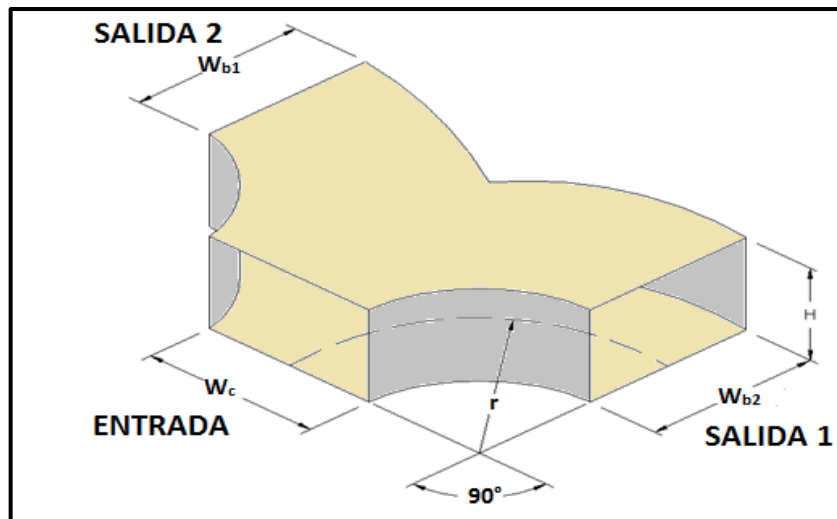


Fig. 15.4.- Numeración de salidas para tee simétrica, $Q_b/Q_c=0,5$, divergentes

Si el accesorio es una Yee el ingreso de líneas tiene que llevar el siguiente orden.

- Yee del grupo $A+Ab>Ac$, $As=Ac$, de 45 grados, divergentes.(Fig. 19)

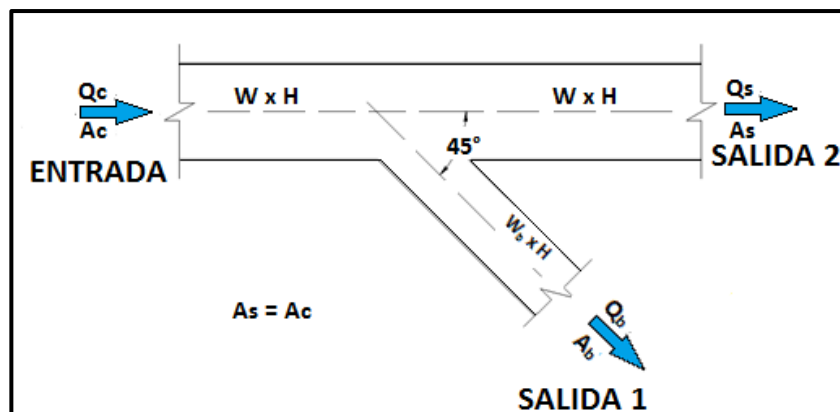


Fig. 19.- Numeración de salidas para Yee del grupo $A+Ab>Ac$, $As=Ac$

- Yee del tipo $As+Ab=Ac$, 45 grados.(Fig.20)

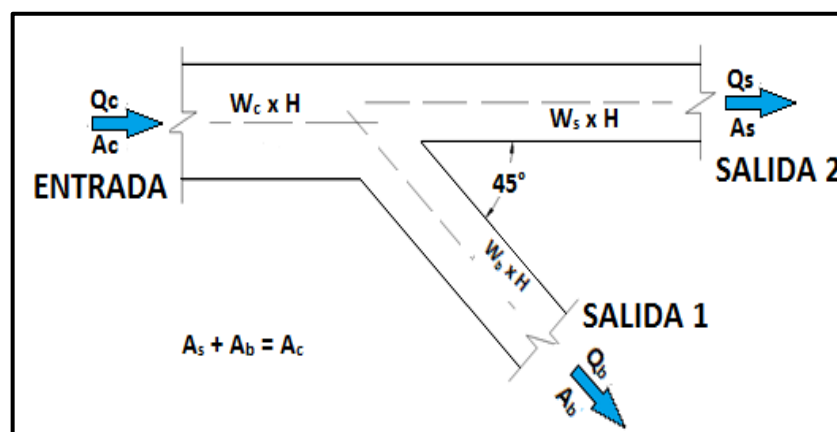


Fig. 20.- Numeración de salidas para yee del tipo $As+Ab=Ac$, 45 grados.



- Yee simétrica del tipo $Ab_1 + Ab_2 = Ac$, 30 grados, divergentes.(Fig. 21)

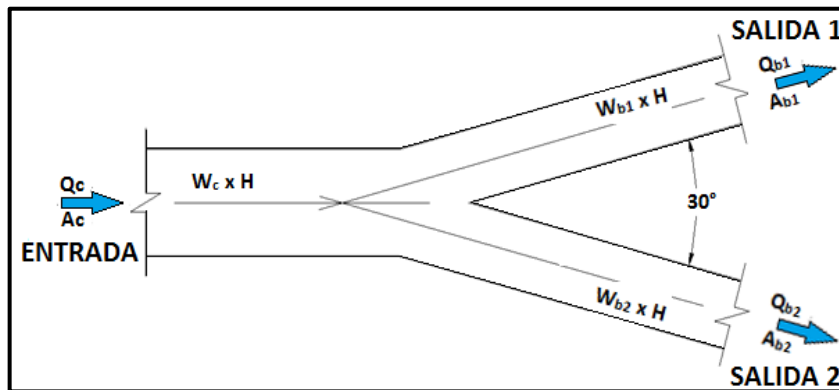


Fig.21.- Numeración para doble yee simétrica del tipo $Ab_1 + Ab_2 = Ac$, 30 grados, divergentes.

- Yee del tipo $As + Ab > \text{ó} = Ac$, 90°, divergente. (Fig. 22)

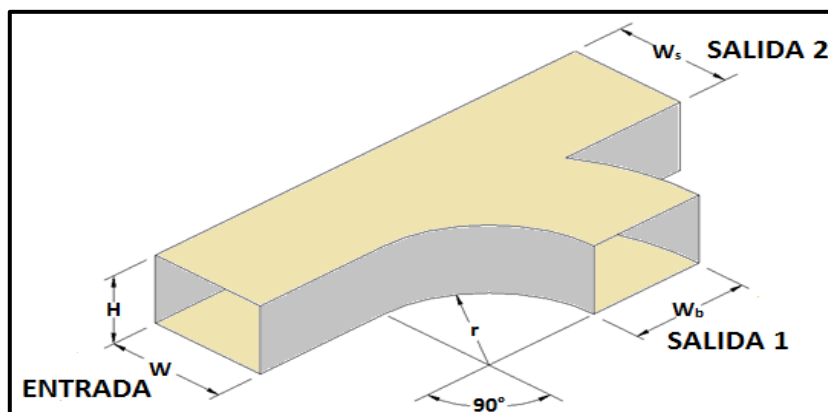


Fig. 22.- Numeración de salidas para yee del tipo $As + Ab > \text{ó} = Ac$, 90°, divergente.

- Doble yee del tipo $A = Ac$, de 45 grados, divergentes.(Fig. 23)

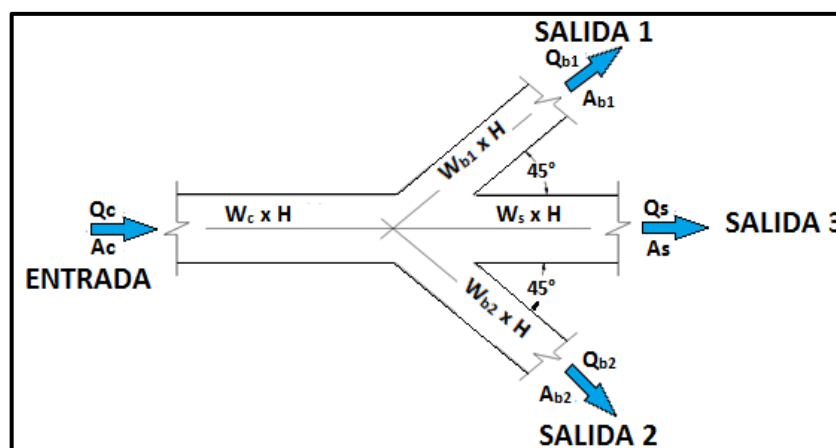


Fig. 23.- Numeración de salidas para doble yee del tipo $A = Ac$, de 45 grados, divergentes.



Si el accesorio es una cruz, el orden de las líneas es el siguiente:

- Cruz del tipo, $A_s = A_c$, divergentes. (Fig.24)

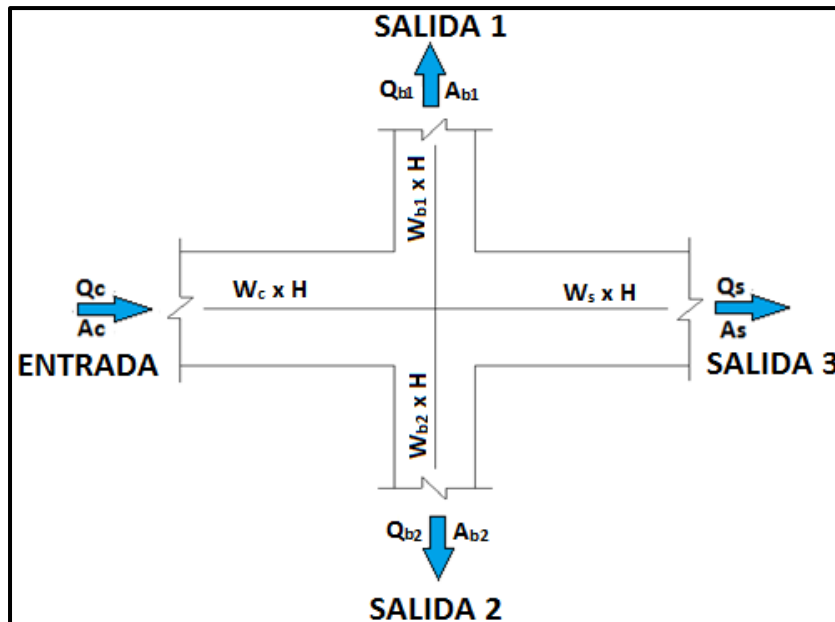


Fig. 24.- Numeración de salidas en cruz tipo, $A_s = A_c$, divergentes.

Accesorios circulares

- Tee con rama a 45°, divergente. (Fig.25)

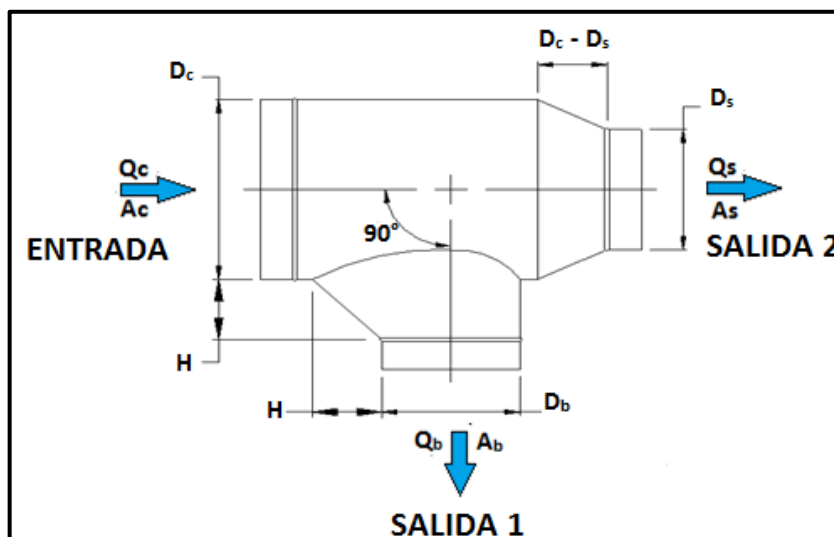


Fig. 25.- Numeración de salidas para tee con rama a 45°, divergente.



- Tee, divergente. (Fig.26)

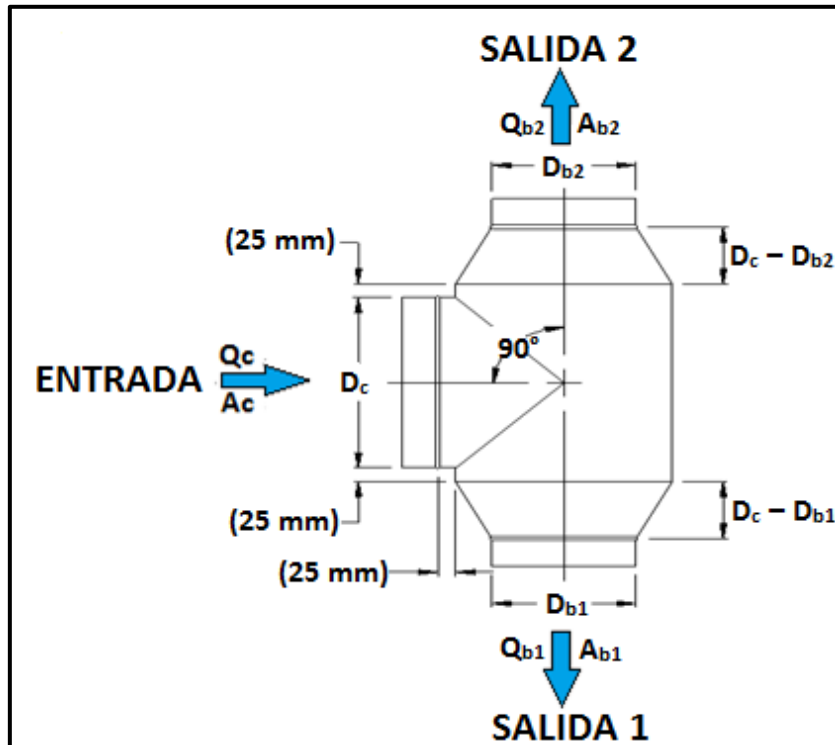


Fig. 26.- Numeración de salidas para tee divergente

- Tee con rama cónica, divergente. (Fig. 27)

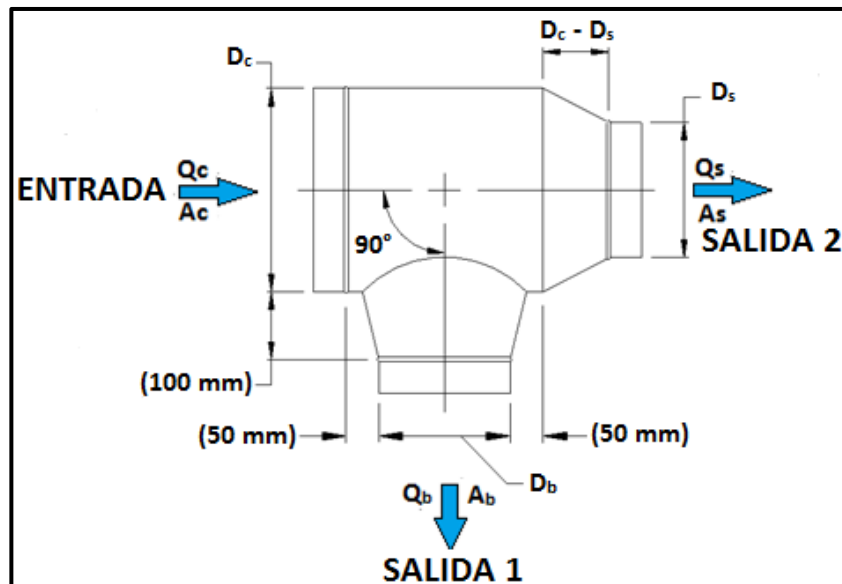


Fig. 27.- Numeración para tee con rama cónica, divergente.



- Codo de talón roscado, de 90°, $r / D_c = 1,5$, divergente.(Fig. 28)

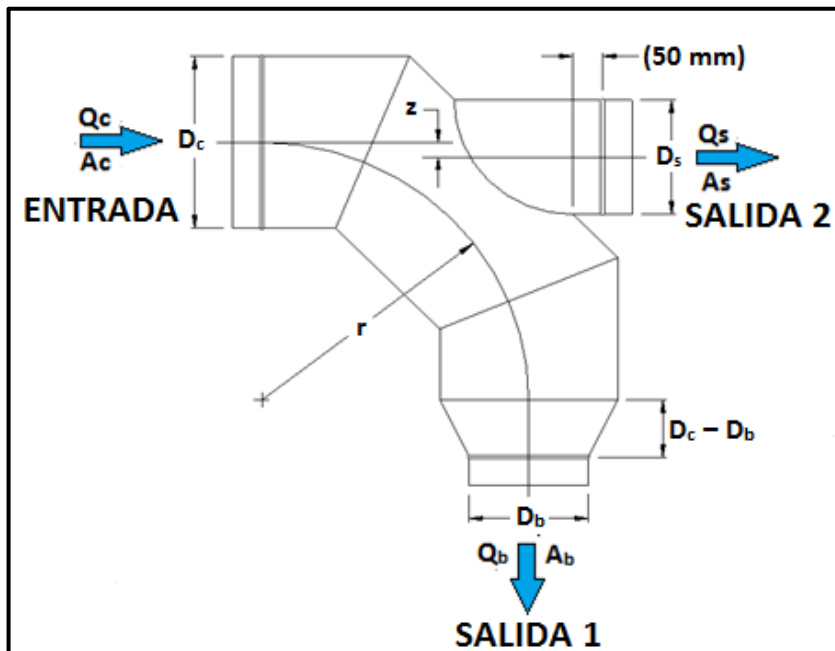


Fig. 28.- Numeración para codo de talón roscado, de 90°, $r / D_c = 1,5$, divergente.

- Yee, 45°, rama cónica, divergente.(Fig. 29)

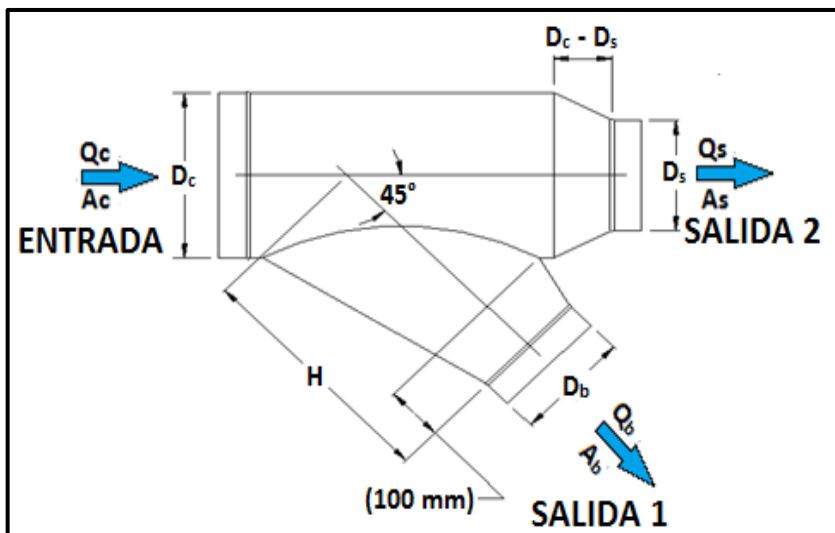


Fig. 29.- Numeración en salidas para yee, 45°, rama cónica, divergente.



- Doble Yee, de 45 grados, divergentes.(Fig. 30)

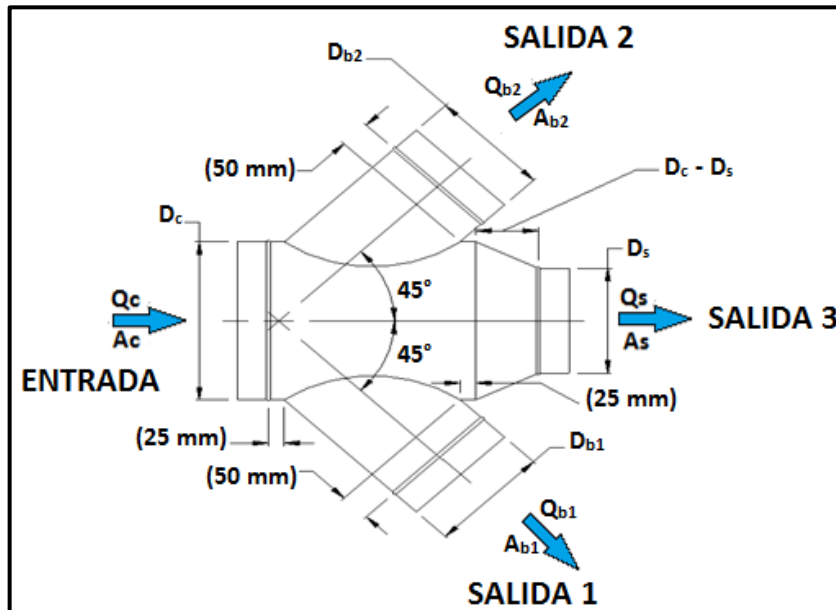


Fig. 30.- Numeración para salidas de doble yee, de 45 grados, divergentes.

- Cruz, divergente.(Fig. 31)

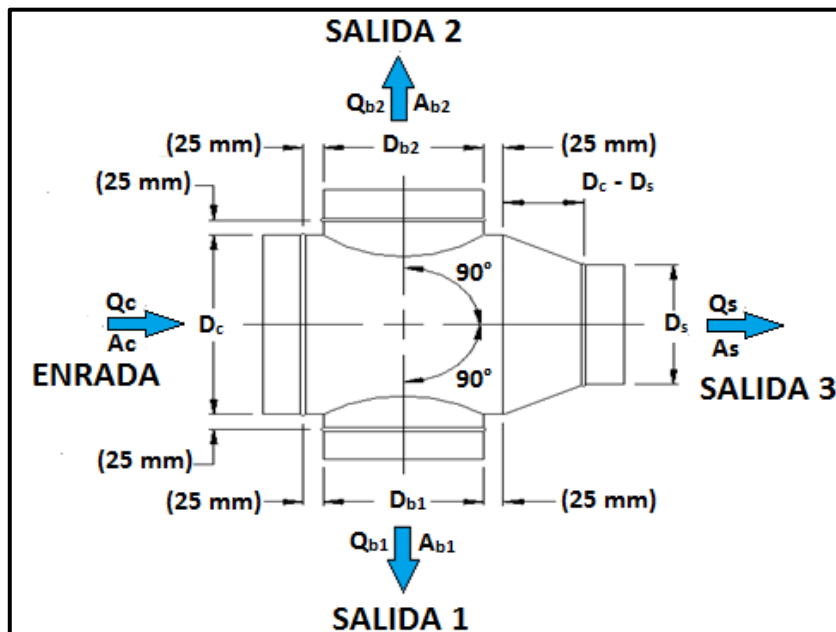


Fig. 31.- Numeración para salidas de cruz, divergente.



- **Menú métodos de diseño > Métodos de diseño**

Sirve para seleccionar el Método de cálculo de la red, al hacer click en uno de estos métodos automáticamente aparecerán los cálculos realizados. (Fig. 32)

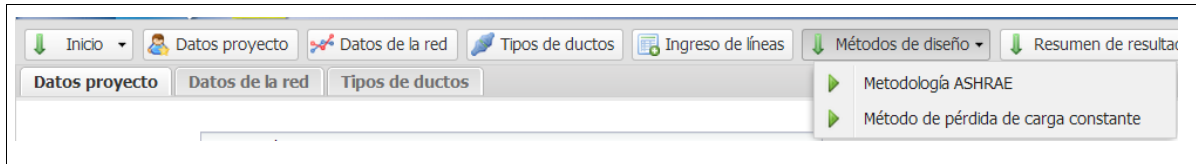


Fig. 32.-Métodos de diseño

Se visualizarán métodos distintos para el cálculo:

- **Método de pérdida de carga constante.**- para la aplicación de este método se encuentra la longitud total equivalente del sistema (incluida la longitud equivalente adicional de los accesorios) la que se multiplica por una pérdida de carga constante, para lo cual se ingresan las líneas con los accesorios correspondiente y se realiza el cálculo automático de cada línea, el algoritmo internamente utiliza una pérdida de carga constante, el coeficiente de pérdida (C_o) para los accesorios, el tipo de conductos que se utilice (rectangular o circular) y la rugosidad absoluta que depende del material del ducto.

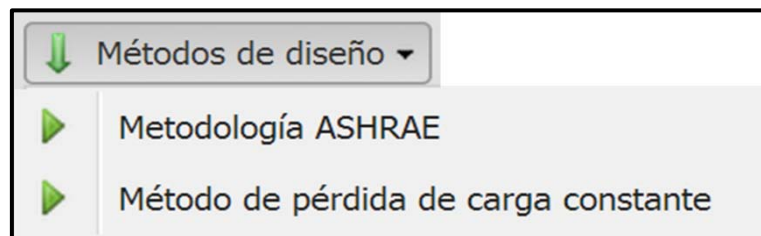


Fig. 33. –Método de pérdida de carga constante

- **Metodología ASHRAE.**- Para el diseño de la red por este método, se tiene que escoger el tipo de ducto, el material de las tuberías; y, a su vez, el software le asignará el valor correspondiente del coeficiente de rugosidad de la base de datos que se incluye en el paquete computacional. (Fig. 13).



Fig. 34. –Metodología ASHRAE



Menú resumen de resultados

- **Menú resumen de resultados > Metodología ASHRAE**

Estaventananos presentalos resultados del cálculo delared según la Metodología ASHRAE, del mismo modo se podrá guardar los resultados en diferentes formatos o imprimirlos directamente si se trabaja con Internet Explorer (Fig.35)

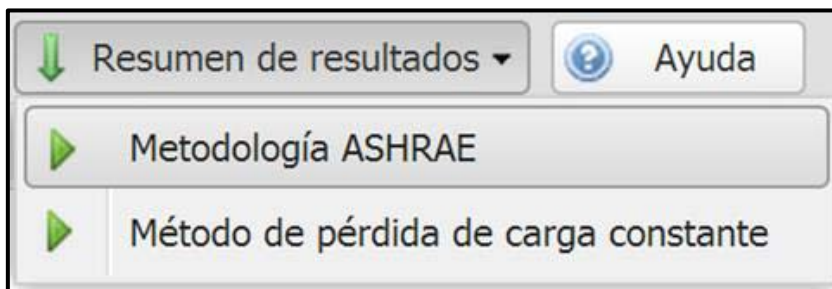


Fig. 35. –Resultados metodología ASHRAE

- **Menú Resumen de resultados > Pérdida de carga constante**

Presentalos resultados del cálculo por el método de Pérdida de carga constante, del mismo modo se podrá guardar los resultados en diferentes formatos o imprimirlos directamente si se trabaja con Internet Explorer. (Figura 36)

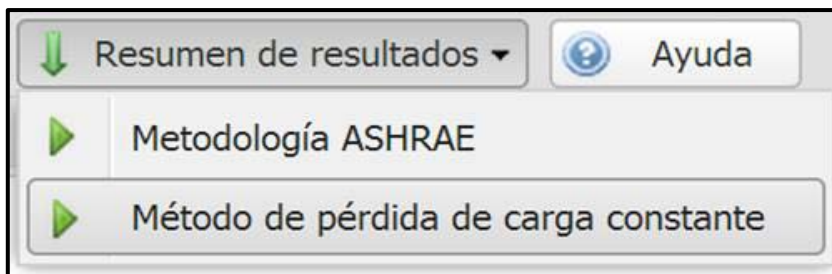


Fig. 36. –Resultados método de pérdida de carga constante

Menú ayuda

- **Menú Ayuda > Manual del usuario**

Permitedes cargarel manual del usuario que servirá como ayuda o tutorial (ver Fig.37)



Fig. 37.-Ayuda (Manual de usuario)



CAPÍTULO III.- CASO PRÁCTICO; DISEÑO DE UNA RED

Sistema de ventilación para un parqueadero para personal de oficina, industria o comercio, para diez plazas de parqueo, temperatura promedio de 20°C.

Se considera una velocidad de 7.5 m/s necesaria para disipar humo, gases y vapor, un caudal de 1.2m³/s dividido uniformemente en 6 difusores, además se utilizara un filtro estándar con una pérdida de carga de 58.84 Pa, se considera la presión de salida de 37.29 Pa y una pérdida de carga en el difusor de 20 Pa.

El diseño se lo realiza con ductos rectangulares de acero galvanizado, con la relajación altura/base de uno, (H/W=1)

- Datos del proyecto:

Datos proyecto	Datos de la red	Tipos de ductos
Proyecto:	<input type="text" value="Parqueadero"/>	
Fecha:	<input type="text" value="4/11/2014"/>	
Responsable:	<input type="text" value="Demo"/>	
Ciudad:	<input type="text" value="Loja"/>	
Temperatura °C:	<input type="text" value="20"/>	
<input type="button" value="Aceptar"/>		

Figura 38.- Datos del proyecto



- Datos de la red. (FIGURA 39)

Datos proyecto	Datos de la red	Tipos de ductos	
Caudal			
Local a Ventilar:	Tipo de Estacionamiento		
Utilidad del local:	Garajes para personal de oficinas, industria o comercio		
Número Plazas:	10		
<input type="button" value="Calcular"/>			
Caudal (m3/s):	1.22		
Velocidad			
Naturaleza del contaminante:	Humo, gases, vapor		
V (m/s):	7.5		
Datos adicionales del sistema			
Presión en salida(Pa):	37.29		
Presión en salida(mm c.d.a.):	3.8		
Filtro:	Filtro standar		
Pérdida de carga (Pa):	58.84		
Pérdida de carga (mm c.d.a):	6		
Pérdida de carga en difusor (Pa):	20		
Pérdida de carga en difusor (mm c.d.a):	2.04		
<input type="button" value="Aceptar"/>			

Figura 39.- Datos de la red



- Tipo de ducto.

El diseño se lo realiza con ductos rectangulares (Figura 40)

Datos proyecto Datos de la red Tipos de ductos

Tipo de ducto: Rectangular

RELACIÓN = $\frac{H}{W}$

Relación (H/W):

Seleccione material:

Coeficiente de rugosidad (mm):

Aceptar

Figura 40.- Tipos de ductos

- Ingreso de líneas.

Las líneas fueron ingresadas según el siguiente diagrama, el caudal en cada difusor es de $0.2 \text{ m}^3/\text{s}$.

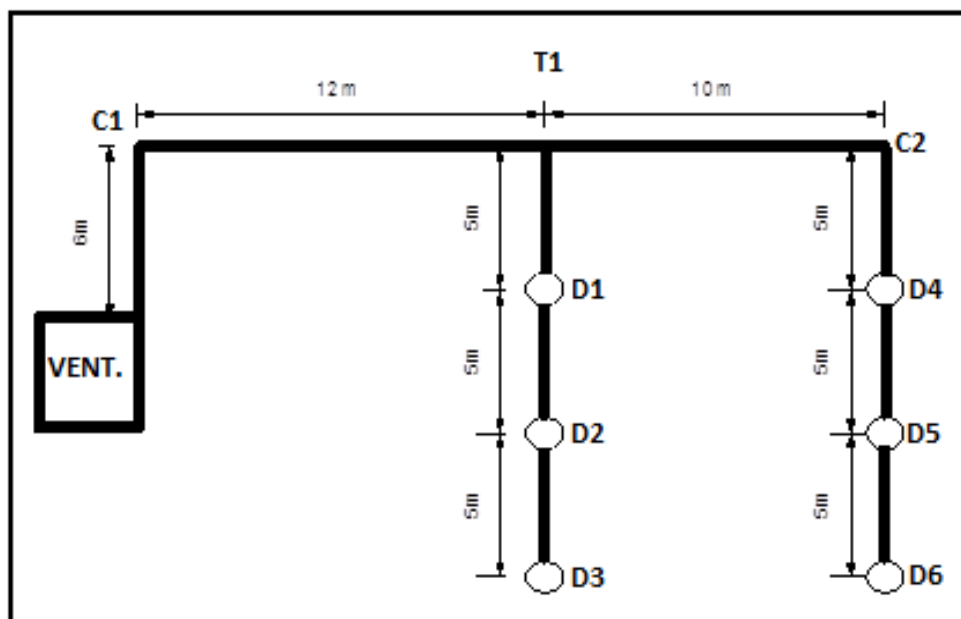


Figura 41.- Diagrama de la red



Se obtuvo las siguientes líneas:

Inicio ▾ Datos proyecto Datos de la red Tipos de ductos Ingreso de líneas Métodos de diseño ▾ Resumen de resultados ▾ Ayuda									
Datos proyecto Datos de la red Tipos de ductos Ingreso de líneas [X]									
Listado de líneas									Agregar nueva línea
Eliminar	Tramo	Inicio	Fin	Longitud (m)	Tipo	Accesorio	Caudal (m³/s)	SalidaNI	
⊖	1	Ventilador	C1	6	Accesorio	Codo		0	
⊖	2	C1	T1	12	Accesorio	T		1	
⊖	3	T1	D1	5	Difusor		0.2	1	
⊖	4	D1	D2	5	Difusor		0.2	1	
⊖	5	D2	D3	5	Difusor		0.2	1	
⊖	6	T1	C2	10	Accesorio	Codo		2	
⊖	7	C2	D4	5	Difusor		0.2	1	
⊖	8	D4	D5	5	Difusor		0.2	1	
⊖	9	D5	D6	5	Difusor		0.2	1	

Figura 42.- Líneas del proyecto

- Metodo de diseño

Metodología ASHRAE

Datos proyecto Datos de la red Tipos de ductos Resultados por metodología ASHRAE [X]																
Resultado ductos rectangulares																
Inicio	Fin	Longitud (m)	Tipo	Accesorio	Caudal (m³/s)	Diámetro (cm)	Ancho (w)	Alto (h)	Vel. calculada (m/s)	Diám. hidráulico (mm)	Re	f	Tramo	Co	Pérdida carga (Pa)	Reducción
Ventil..	C1	6	Accesorio	Codo	1.2	45.14	40	40	7.5	400	198461.54	0.01727651...	8.78	1.15	47.72	NO
C1	T1	12	Accesorio	T	1.2	45.14	40	40	7.5	400	198461.54	0.01727651...	17.55	0.4	34.82	SI
T1	C2	10	Accesorio	Codo	0.6	31.92	29	29	7.13	290	136870.03	0.01865036...	19.71	1.15	54.95	NO
C2	D4	5	Difusor	Ninguno	0.6	31.92	29	29	7.13	290	136870.03	0.01865036...	9.85	0	11.69	SI
D4	D5	5	Difusor	Ninguno	0.4	26.06	24	24	6.94	240	110256.41	0.01952836...	11.81	0	15	SI
D5	D6	5	Difusor	Ninguno	0.2	18.43	17	17	6.92	170	77828.05	0.021152032	17.94	0	17.94	NO
Ready															Calcular	Longitud:43
Pérdida de carga: 30.41 mm c.d.a.																
Pérdida de carga: 298.25 Pa																

Figura 43.- Resultados metodología ASHRAE



Método de pérdida de carga constante

Datos proyecto		Datos de la red		Tipos de ductos		Resultados por método de pérdida de carga constante									
Inicio	Fin	Longitud (m)	Tipo	Accesorio	Caudal (m³/s)	Caud. Dif. (m³/s)	Velocidad (m/s)	Ancho (w) (cm)	Alto (h) (cm)	Diám. hidráulico (mm)	Co	Lon. equiv. adicional (m)	Reducción	Coef. reducción	
Ventil.	C1	6	Accesorio	Codo	1.2	0	7.5	40	40	400	1.15	38.94	NO	0	
C1	T1	12	Accesorio	T	1.2	0	7.5	40	40	400	0.4	13.54	SI	0.11	
T1	C2	10	Accesorio	Codo	0.6	0	7.13	29	29	290	1.15	35.24	NO	0	
C2	D4	5	Difusor	Ninguno	0.6	0.2	7.13	29	29	290	0	0	SI	0.06	
D4	D5	5	Difusor	Ninguno	0.4	0.2	6.94	24	24	240	0	0	SI	0.11	
D5	D6	5	Difusor	Ninguno	0.2	0.2	6.92	17	17	170	0	0	NO	0	

Ready

Calcular

Pérdida de carga: 25.17mm c.d.a.
Pérdida de carga: 246.85Pa

Figura 44.- Resultados método de pérdida de carga constante

- Informe de resultados:



INFORME DE RESULTADOS

DATOS DEL PROYECTO

Proyecto: Parqueadero
 Fecha: 2014-05-26T00:00:00
 Responsable: Demo
 Ciudad: Loja

DATOS DE LA RED

Local a ventilar: Garajes para personal de oficinas, industria o comercio
 Tipo de conducto: Rectangulares
 Material del conducto: Acero galvanizado. juntas longitudinales. 200 mm
 Método utilizado: MétodoASHRAE



RESULTADOS DE DUCTOS RECTANGULARES

Inicio	Fin	Longitud (m)	Caudal (m ³ /s)	Alto (mm)	Ancho (mm)	Velocidad (m/s)
Ventilador	C1	6	1.2	400	400	7.5
C1	T1	12	1.2	400	400	7.5
T1	C2	10	0.6	290	290	7.1
C2	D4	5	0.6	290	290	7.1
D4	D5	5	0.4	240	240	6.9
D5	D6	5	0.2	170	170	6.9
D2	D3	5	0.2	170	170	6.9
D1	D2	5	0.4	240	240	6.9
T1	D1	5	0.6	290	290	7.1

ACCESORIOS

Tipo de accesorio	Denominación	Ac (m ²)	As (m ²)	Ab1 (m ²)	Ab2 (m ²)
T	T1	0.16	0.084	0.084	0
Codo	C1	0.16	0.16	0	0
Codo	C2	0.084	0.084	0	0
R	R1	0.16	0.084	0	0
R	R2	0.084	0.058	0	0
R	R3	0.058	0.029	0	0
R	R4	0.084	0.058	0	0
R	R5	0.058	0.029	0	0

Ac: Área de la sección común

As: Área de la sección recta

Ab1: Área de sección de un ramal.

Ab2: Área de sección de un ramal.

DATOS PARA EL VENTILADOR:

Pérdida de carga:

Pérdida de carga: 298.25 Pa

Pérdida de carga: 30.41 mm c.d.a.

Caudal (m³/s). 1.2



INFORME DE RESULTADOS

DATOS DEL PROYECTO

Proyecto: Parqueadero
 Fecha: 2014-05-26T00:00:00
 Responsable: Demo
 Ciudad: Loja

DATOS DE LA RED

Local a ventilar: Garajes para personal de oficinas, industria o comercio
 Tipo de conducto: Rectangulares
 Material del conducto: Acero galvanizado. juntas longitudinales. 200 mm
 Método utilizado: Método de pérdida constantes

RESULTADOS DE DUCTOS RECTANGULARES

Inicio	Fin	Longitud (m)	Longitud equivalente adicional (m)	Caudal (m ³ /s)	Alto (mm)	Ancho (mm)	Velocidad (m/s)
Ventilador	C1	6	38.94	1.2	400	400	7.5
C1	T1	12	13.54	1.2	400	400	7.5
T1	C2	10	35.24	0.6	290	290	7.1
C2	D4	5	0	0.6	290	290	7.1
D4	D5	5	0	0.4	240	240	6.9
D5	D6	5	0	0.2	170	170	6.9
D2	D3	5		0.2	170	170	6.9
D1	D2	5		0.4	240	240	6.9
T1	D1	5		0.6	290	290	7.1

Tipo de accesorio	Denominación	Ac (m ²)	As (m ²)	Ab1 (m ²)	Ab2 (m ²)
T	T1	0.16	0.084	0.084	0



Codo	C1	0.16	0.16	0	0
Codo	C2	0.084	0.084	0	0
R	R1	0.16	0.084	0	0
R	R2	0.084	0.058	0	0
R	R3	0.058	0.029	0	0
R	R4	0.084	0.058	0	0
R	R5	0.058	0.029	0	0

Ac: Área de la sección común

As: Área de la sección recta

Ab1: Área de sección de un ramal.

Ab2: Área de sección de un ramal.

DATOS PARA EL VENTILADOR:

Pérdida de carga:

Pérdida de carga: 246.85Pa

Pérdida de carga: 25.17mm c.d.a.

Caudal (m³/s). 1.2