

TRABAJO ESPECIAL DE GRADO

**MODELO FÍSICO-MATEMÁTICO SIMPLIFICADO PARA DISEÑO DE
SISTEMAS PASIVOS DE CLIMATIZACIÓN POR CONDUCTOS
ENTERRADOS**

Presentado ante la ilustre
Universidad Central de Venezuela
por los bachilleres:
Fontalvo, Rolnan
Silva, Víctor
para optar al título de Ingeniero Mecánico

Caracas, 2009

TRABAJO ESPECIAL DE GRADO

**MODELO FÍSICO-MATEMÁTICO SIMPLIFICADO PARA DISEÑO DE
SISTEMAS PASIVOS DE CLIMATIZACIÓN POR CONDUCTOS
ENTERRADOS**

Tutor académico: Prof. Julio Segura

Presentado ante la ilustre
Universidad Central de Venezuela
por los bachilleres:
Fontalvo, Rolnan
Silva, Víctor
para optar al título de Ingeniero Mecánico

Caracas, 2009



UNIVERSIDAD CENTRAL DE VENEZUELA
FACULTAD DE INGENIERIA
ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA
DEPARTAMENTO DE ENERGETICA



Caracas, 25 de marzo de 2.009

ACTA

Los abajo firmantes, miembros del jurado por el Consejo de Escuela de Ingeniería Mecánica, para evaluar el Trabajo Especial de Grado presentado por los bachilleres:

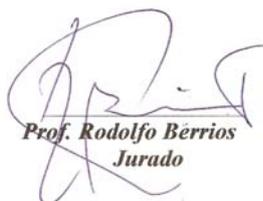
FONTALVO ROLNAN y SILVA VICTOR

Titulado:

“MODELO FISICO-MATEMATICO SIMPLIFICADO PARA DISEÑO DE SISTEMAS PASIVOS DE CLIMATIZACION POR CONDUCTOS ENTERRADOS”

Consideran que el mismo cumple con los requisitos exigidos por el plan de estudio conducente al Título de Ingeniero Mecánico.


Prof. Franklin Baduy
Jurado


Prof. Rodolfo Berrios
Jurado




Prof. Julio Segura
Tutor

“NÚCLEO DE INGENIERIA “ARMANDO MENDOZA” HACIA EL 30º ANIVERSARIO”

AGRADECIMIENTOS

A nuestro tutor, el Ingeniero y Profesor Julio Segura por su gran ayuda durante toda la realización de este Trabajo Especial de Grado.

A nuestros padres, madres y hermanos por todo el apoyo brindado durante toda la realización de este trabajo.

A los Arquitectos María Elena Hobaica y Ernesto Lorenzo, por haber aportado la idea de realización de este tema de investigación, y a su vez por contribuir en el desarrollo de todo el trabajo.

A todos los amigos que de alguna u otra manera colaboraron con nosotros, “son muchos y no se pueden nombrar todos”, los queremos!!.

A la empresa Montajes e Ingeniería MICA C.A., por la colaboración prestada, por los conocimientos impartidos y por el suministro de tablas, gráficos e ilustraciones utilizados en este trabajo de investigación.

Nos agradecemos a nosotros mismos por la paciencia mutua.

Fontalvo F., Rolnan

Silva V., Víctor H.

**MODELO FÍSICO-MATEMÁTICO SIMPLIFICADO PARA DISEÑO DE
SISTEMAS PASIVOS DE CLIMATIZACIÓN POR CONDUCTOS
ENTERRADOS**

Tutor académico: Prof. Julio Segura

Tesis. Caracas, U.C.V. Facultad de Ingeniería, Escuela de Ingeniería Mecánica.

2009, 124 páginas.

Palabras clave: Conductos enterrados, Caída de presión, Transferencia de calor, Condensación, Selección de ventiladores.

En el presente trabajo se desarrolló un modelo físico-matemático simplificado concebido para el diseño de sistemas pasivos de climatización por conductos enterrados, a la vez que se elaboró una herramienta computacional con base en el programa de simulación matemática “Maple”, que facilite su utilización.

Ésta herramienta permite predecir el comportamiento térmico, así como el fluido dinámico y termodinámico, de un arreglo de conductos enterrados dado, así como predecir, en base a ciertos datos iniciales, la temperatura del aire a la salida de los conductos, la caída de presión según el recorrido y la condensación producida. Todo esto con la limitación, de que el arreglo debe tener una forma específica descrita posteriormente en el desarrollo del trabajo, además que se contempla solo el uso de tuberías de PVC.

Adicionalmente, la herramienta cuenta con una base de datos de ventiladores comerciales a nivel nacional, en pro de facilitar la selección del más adecuado para su aplicación.

Finalmente, mediante la comparación de los resultados obtenidos con la herramienta diseñada junto con los datos facilitados por el prof. Ernesto Lorenzo (IDEC-FAU-UCV), se pretende la validación de la herramienta computacional desarrollada.

TABLA DE CONTENIDO

AGRADECIMIENTOS	III
TABLA DE CONTENIDO.....	VI
INDICE DE FIGURAS.....	IX
INDICE DE TABLAS	X
LISTA DE SÍMBOLOS Y ABREVIATURAS	XI
INTRODUCCIÓN	1
PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA	5
OBJETIVOS	6
Objetivo General.....	6
Objetivos Específicos.....	6
CAPÍTULO I. MARCO TEÓRICO.....	8
Intercambiadores de calor	8
Intercambiador de calor aire-tierra.....	12
CAPÍTULO II. METODOLOGÍA.....	13
Aspectos Generales	13
Suposiciones.....	15
Análisis fluido-dinámico del sistema.....	15
Tasa de transferencia de calor y temperatura del aire a la salida del arreglo.....	20
Análisis Psicrométrico	27
Ventiladores	31
Caída de presión en el filtro	33

CAPITULO III. PROGRAMA	35
Introducción a las herramientas utilizadas de programación	35
Limitaciones	36
Descripción del código computacional	39
• DATOS CORRESPONDIENTES A LAS ALETAS	43
• CÁLCULO DE LA CAÍDA DE PRESIÓN EN EL SISTEMA	45
– Caída de presión en las tuberías	53
Cálculo de caídas de presión en los conductos de menor diámetro	53
Cálculo de caídas de presión en la reducción que conecta el codo al conducto de menor diámetro	54
Cálculo de caídas de presión en la ampliación que conecta el conducto de menor diámetro al codo ampliación	57
Cálculo de caídas de presión en los codos	58
Cálculo de caídas de presión en las Tee que conectan el arreglo con los colectores, donde el flujo cambia de dirección	60
Cálculo de caídas de presión en los colectores	61
Cálculo de caída de presión en Tee que conectan los conductos de menor diámetro al colector, región de entrada al arreglo	62
Cálculo de caída de presión en Tee que conectan los conductos de menor diámetro al colector, región de salida del arreglo	63
Cálculo de caída de presión en tubos de conexión entre Tee y Codo y entre Tee y Tee	64
Definición de caudales	65
– Caída de presión en el filtro	66
– Caída de presión total en el sistema	66

• CÁLCULO DE LA TASA DE FLUJO DE CALOR Y TEMPERATURA DE SALIDA DEL AIRE DEL SISTEMA.....	70
• CÁLCULO DE LA TASA DE FLUJO DE CALOR Y TEMPERATURA DE SALIDA DEL AIRE DEL SISTEMA.....	82
CAPÍTULO IV. VALIDACIÓN.....	90
VALIDACIÓN DEL MODELO.....	90
RESULTADOS Y ANÁLISIS DE RESULTADOS	93
CONCLUSIONES GENERALES	98
RECOMENDACIONES	100
ANTECEDENTES.....	103
REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	105
ANEXOS	108

INDICE DE FIGURAS

FIGURA 1: Gráfico de factor de fricción vs. Número de Reynolds.....	17
FIGURA 2: Arreglo de conductos enterrados.....	18
FIGURA 3: Esquema del conducto enterrado	21
FIGURA 4: Gráfica del número de Nusselt vs. El número de Graetz, región de entrada para régimen turbulento, distintos diámetros de tubería	24
FIGURA 5: Gráfico de número de Nusselt vs. Número de Reynolds	25
FIGURA 6: Esquema de estados del arreglo, entrada y salida	27
FIGURA 7: Gráfico de presión vs. Caudal del modelo HADF de ventiladores	31
FIGURA 8: Gráfico de presión vs. Caudal del modelo HCDF de ventiladores	33
FIGURA 9: Gráfica de caída de presión vs. Caudal para el filtro	34
FIGURA 10: Tipos de arreglos de conductos enterrados.	37
FIGURA 11: Esquema de accesorios de un arreglo tipo	52
FIGURA 12: Gráfico de caída de presión vs. Caudal, para el sistema y para el ventilador escogido	74
FIGURA 13: Gráfico de temperatura final vs. Longitud	75
FIGURA 14: Gráfico de tasa de transferencia de calor vs. Temperatura de salida	79
FIGURA 15: Gráfico de factor de fricción vs. número de Reynolds.....	81
FIGURA 16: Gráfico de número de Nusselt vs. número de Reynolds	82
FIGURA 17. Gráfica de temperatura vs. Distancia “Método de Dimensionado de Tubos”	91
FIGURA 18. Gráfico de temperatura vs. longitud realizado en Maple 11	92
FIGURA 19: Caída de presión vs. Caudal sin aletas	94
FIGURA 20: Caída de presión vs. Caudal con aletas	95
FIGURA 21: Temperatura vs. Longitud sin aletas	96
FIGURA 22: Temperatura vs. Longitud con aletas	96

INDICE DE TABLAS

TABLA 1: Correlaciones para régimen laminar.....	23
TABLA 2: Correlaciones para régimen turbulento.....	25
TABLA 3: Coeficientes de los polinomios de interpolación para ventiladores HADF	32
TABLA 4: Coeficientes de los polinomios de interpolación para ventiladores HCDF	33
TABLA 5: Datos de caída de presión con respecto a valores del caudal para el filtro	34
TABLA 6: Tabla de propiedades del aire a presión atmosférica (Incropera)	45
TABLA 7: Coeficientes de caída de presión k (adimensionales) para conductos de PVC de diámetros comerciales	52
TABLA 8: Tabla de coeficientes polinomiales y caudales correspondiente a cada modelo de ventilador.....	67
TABLA 9: Propiedades de agua saturada en unidades inglesas (Welty).....	83
TABLA 10: Tabla densidad del agua en función de la temperatura (Potter,2ed).....	87
TABLA 11: Datos iniciales para el programa.....	90
TABLA 12: Tabla de resultados	94

LISTA DE SÍMBOLOS Y ABREVIATURAS

Atp : Área de la sección transversal del conducto (m)
AUX : Variable auxiliar para la selección del ventilador
Calor : Tasa de flujo de calor por cada conducto
Calortot : Tasa de flujo de calor total transferido
Caudtot : Caudal total suministrado
Cond : Auxiliar para el cálculo de la tasa condensación
Condtot : Tasa de condensación
Cp : Calor específico
CT : Cantidad de conductos enterrados
DensAgua : Tabla de densidades del agua
DiamColectCorr : Diámetro del colector corregido
DiamColectM : Diámetro del colector (m)
DiamColectP : Diámetro del colector en pulgadas
DiamCondM : Diámetro de los conductos (m)
DiamCondP : Diámetro de los conductos en pulgadas
dp : Pérdidas para cada tramo del arreglo de conductos enterrados
dpfiltro : Pérdidas del filtro
dptot : Pérdidas totales del sistema
dt : Diferencial de temperatura
Espesor : Espesor de los conductos (m)
FAN : Tabla de los coeficientes de los ventiladores
ff : Factor de fricción
FM : Flujo másico
H : Coeficiente convectivo

Hg : Entalpía de vapor
K : Coeficiente de pérdida
Kf : Conductividad térmica del fluido
Kt : Conductividad térmica del material del conducto
LongColect : Longitud del colector (m)
LongCond : Longitud de los conductos enterrados (m)
n : Variable auxiliar para el cálculo del número de conductos
nent : Variable auxiliar que guarda el valor de la parte entera “n”
ndec : Variable auxiliar que guarda el valor de la parte decimal “n”
ntpcorr : Número de conductos resultantes
nu : Viscosidad cinemática
Nuss : Número de Nusselt
Perd : Punto de trabajo del ventilador
Pérdida : Tabla de coeficientes de pérdidas para tuberías PVC
Pg : Presión de saturación
Phi : Humedad relativa
Pr : Número de Prandtl
PresAtm : Presión atmosférica (Pa)
Pven : Polinomio de 4to grado asignado a un modelo de ventilador
Pvent : Presión absoluta del sistema (Pa)
Q : Caudal total a transportar (m^3/h)
Qcorr : Caudal corregido (m^3/s)
Qmax : Caudal máximo (m^3/s)
Qmin : Caudal mínimo (m^3/s)
Qtot : Caudal total (m^3/s)
r : Relación de diámetros
RadExt : Radio externo (m)
RadInt : Radio interno (m)
Rconv : Resistencia electrotérmica de convección

Red : Número de Reynolds
Rho : Densidad
Rk : Resistencia electrotérmica de la conducción
Sep : Separación entre conductos (m)
Tab : Tabla de las propiedades del fluido
TempEntC : Temperatura de entrada en °C
TempEntF : Temperatura de entrada en °F
TempEntK : Temperatura de entrada en K
Tfinal : Temperatura final
TempProm0 : Temperatura promedio
TempSalAux : Temperatura de salida (variable auxiliar)
TempSalC : Temperatura de salida en °C
TempSalK : Temperatura de salida en K
TempTierrC : Temperatura de la tierra en °C
TempTierrK : Temperatura de la tierra en K
Temierra : Graficación de la temperatura de la tierra con respecto a la longitud
Tol : Tolerancia
TW : Tabla de propiedades del agua saturada
UA : Coeficiente global de transferencia de calor
VelColect : Velocidad dentro del colector (m/s)
VelColectCorr : Velocidad dentro del colector corregida (m/s)
VelCond : Velocidad dentro de los conductos (m/s)
VENT : Graficación de la curva del ventilador
VENT1 : Gráfica ajustada para la curva arrojada por el fabricante
w : Humedad absoluta
wmax : Humedad absoluta máxima

INTRODUCCIÓN

Los sistemas activos de acondicionamiento de aire tienen un consumo importante de energía eléctrica, lo cual hace que su operación sea costosa.

Gran parte de los procesos de generación de energía eléctrica consisten en quemar combustibles para generar calor que se transfiere a un fluido de trabajo que al adquirir alta presión y temperatura hace girar una turbina que a su vez mueve un generador. Éstos procesos conllevan una serie de consecuencias ambientales, entre ellas están: contaminación del aire, producto de la generación de grandes cantidades de gases que son arrojados al mismo, contribuyendo con el efecto invernadero; contaminación del agua, debido a que para lograr enfriar el fluido de trabajo después de accionar la turbina muchas veces se utiliza agua del mar, devolviéndola al mismo con temperaturas de hasta 10 °C mayores que la temperatura que tenía antes de usarla, y contaminación del suelo, cuando se usan combustibles sólidos es necesario crear grandes depósitos en el suelo para desechar las cenizas generadas en la combustión.

Por otra parte, al remover calor de un espacio a determinada temperatura para transferirlo a otro de mayor, es superior la cantidad de calor que se introduce en el segundo espacio que la que se remueve del primero, esto debido a que el trabajo que se introduce al ciclo de refrigeración se convierte en calor que se libera al medio ambiente, esta cantidad de calor depende de la eficiencia del equipo. Es por esto que los sistemas activos de acondicionamiento de aire en vez de remover calor del medio ambiente lo introducen.

Ante esta realidad, es necesario buscar alternativas de acondicionamiento de aire que utilicen menos energía eléctrica, una de ellas es el uso de sistemas pasivos de acondicionamiento de aire por conductos enterrados. Consiste en aprovechar la diferencia de temperatura entre el aire del ambiente exterior y la tierra a poca profundidad, de manera que se transfiere calor del aire a la tierra cuando pasa por conductos enterrados en ella. Este sistema permite reducir sustancialmente el consumo energético que supondría acondicionar el aire con los sistemas activos tradicionales, ya que solo necesita de un ventilador para forzar el flujo de aire por los conductos, a diferencia de los primeros, donde el consumo energético es principalmente atribuible al compresor del refrigerante.

El desarrollo de este tipo de avance tecnológico se ha aplicado de manera predominante en Europa, ya que por su condición climática permite la implementación e investigación en aspectos de confort térmico para la climatización, teniendo en cuenta el ahorro energético que este presenta. Es importante destacar que América Latina en los últimos años se ha vinculado más por este tipo sistemas, ya que cada vez el costo de la energía se incrementa, y el costo de combustible por ende también.

En Venezuela el costo de la energía eléctrica es considerablemente bajo al compararse con otros países, lo cual conlleva a un desaprovechamiento importante de la misma por lo que el consumo es muy alto. Aunado a esto el sistema eléctrico nacional no ha crecido al ritmo necesario para satisfacer la creciente demanda, por lo que en ocasiones se muestra insuficiente.

Por consiguiente resulta provechoso desarrollar medidas que ayuden a ceder la carga energética a otros tipos de sistemas, estableciendo un equilibrio con energía renovable que es manifestada en este caso por la energía geotérmica, aprovechada por los sistemas de conductos enterrados.

En Venezuela la profesora M. E. Hobaica del IDEC de la Universidad Central de Venezuela y el profesor R. Belardi de la Universidad de la Rochelle (Francia), conjuntamente con los equipos de habitabilidad de ambas universidades, realizaron un trabajo en el cual se evalúa la factibilidad de aplicación de diversos sistemas de acondicionamiento pasivo de aire en Venezuela, obteniendo como resultado que el sistema de conductos enterrados es el que presenta mayor potencial de aplicación.

A su vez, el profesor E. Lorenzo del IDEC de la Universidad Central de Venezuela llevo a cabo un trabajo de especialización en el cual se diseña y aplica un sistema de climatización pasiva de este tipo, para su aplicación en un almacén de bebidas alcohólicas y gaseosas ubicado en la parte sureste de la ciudad de Caracas, obteniendo resultados satisfactorios; para ello fue necesario construir un prototipo ubicado en la planta experimental del IDEC en el Laurel, estado Miranda destinado a realizar mediciones experimentales que permitieron extrapolar los resultados obtenidos a dicho almacén.

El propósito de esta investigación es desarrollar un modelo fisico-matemático simple que permita predecir el comportamiento fluido-dinámico, térmico y termodinámico de los sistemas pasivos de climatización por conductos enterrados, y la elaboración de una hoja de trabajo con la ayuda del programa de simulación matemática computacional Maple, que permita su utilización de manera fácil y rápida; así como introducir, a los sistemas que actualmente se construyen, superficies extendidas que permitan optimizar el intercambio de calor reduciendo las dimensiones del arreglo de conductos.

Este trabajo especial de grado consta de cuatro capítulos que engloban todo el esquema de nuestra investigación.

Inicialmente es necesario conocer el comportamiento de los intercambiadores de calor, los diferentes tipos, y cual es el utilizado para nuestra investigación, es por esto que se introduce al lector una pequeña introducción del significado de esta área en el marco teórico encontrado en el capítulo uno.

Seguidamente, se describe la metodología utilizada en nuestro trabajo, la cual engloba cada uno de las, suposiciones, de los análisis, y de la investigación que realizamos para poder llevar a cabo nuestro modelo. Es aquí, en el capítulo dos, metodología, que hacemos énfasis en el desarrollo matemático y gráfico, indicando de manera explícita cada una de las propiedades estudiadas, además de establecer adicionalmente un estudio de ventiladores, y filtros agregados al sistema, en pro del mejoramiento del modelo.

Es importante destacar que para manipular el modelo obtenido, es necesario recurrir a una herramienta computacional que permita resolver y graficar lo desarrollado en el mismo, por lo cual es utilizado el programa Maple para realizar un código computacional para lograr tal tarea. Se explican las principales características del código y del programa, como también las limitaciones del mismo en el capítulo tres, programa.

Finalmente, es realizada una validación mediante datos suministrados que ya han sido evaluados, y se hace una pequeña comparación con una hoja de trabajo realizada por el profesor Ernesto Lorenzo con los mismos datos. Sobre dicha validación se obtienen resultados, y se realizan análisis de resultados para la misma.

PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

Esta investigación se realiza con la finalidad de satisfacer la necesidad de predecir de forma teórica el comportamiento de los sistemas de conductos enterrados, visualizando graficas y resultados necesarios para facilitar la labor del diseñador.

El modelo fisico-matemático a desarrollar resulta de interés para las facultades de ingeniería y arquitectura, ya que el estudio del comportamiento fluido-dinámico, térmico y termodinámico del sistema es netamente competencia de la disciplina de la ingeniería mecánica, pero la construcción de este tipo de sistemas en nuestro país ha sido llevada a cabo hasta ahora por profesionales de la arquitectura de manera empírica, por lo que el desarrollo de una herramienta simple para el diseño de dichos sistemas permite a estos últimos evaluar el comportamiento de los mismos antes de su construcción.

OBJETIVOS

Objetivo General

Desarrollar un modelo físico-matemático simplificado para diseño de sistemas pasivos de climatización por conductos enterrados.

Objetivos Específicos

- Recopilar información sobre el sistema a estudiar, como materiales usados en los conductos y forma de los tubos enterrados, entre otros.
- Recopilar información sobre los parámetros que influyen en el desempeño del sistema, tales como temperatura de la tierra, temperatura y humedad del aire y sus propiedades térmico-físicas.
- Recopilar tablas necesarias para obtener las propiedades tanto del aire como de los conductos requeridas por el modelo.
- Establecer las suposiciones a considerar para simplificar el modelo a desarrollar.
- Establecer tipología de arreglo específica para la cual trabajar.
- Analizar el comportamiento fluido-dinámico del aire dentro del arreglo de los conductos, con la finalidad de calcular el factor de fricción y seguidamente la caída de presión debida a la fricción.
- Aplicar las leyes y conceptos de transferencia de calor para estimar la tasa de transferencia de calor y la temperatura del aire a la salida del arreglo de los conductos.

- Verificar mediante un análisis termodinámico la condensación debida al enfriamiento del aire húmedo, y en caso de que se produzca calcular la cantidad de agua que condensara dentro del arreglo, así como calcular humedad máxima relativa de entrada al arreglo para que dicha condensación no se produzca.
- Elaborar un código computacional que facilite y agilice el uso del modelo.
- Incorporar al programa curvas características de ventiladores comerciales para facilitar la escogencia de los mismos, así como corregir los resultados arrojados por el código computacional una vez escogido el ventilador.
- Incorporar al modelo y al código computacional superficies extendidas al arreglo de conductos para mejorar la transferencia de calor que se lleva a cabo en el mismo.
- Aplicación del modelo a través del código computacional a un sistema real.

CAPÍTULO I. MARCO TEÓRICO

Intercambiadores de calor

Se llama intercambiador de calor a cualquier dispositivo que se utilice para la transferencia de calor de un fluido a otro, siempre y cuando exista entre ellos un diferencial de temperatura. El diseño y la fabricación de estos dispositivos varía con respecto a las necesidades y las especificaciones requeridas.

Para simplificar el cálculo la tasa de transferencia de calor en intercambiadores se utiliza el coeficiente global de transferencia de calor, el cual resume los problemas que se presentan al trabajar con este tipo de dispositivo y es una relación entre la resistencia total térmica del sistema que se evalúa y el área superficial. La resistencia total térmica se determinará dependiendo de los tipos de procesos de transferencia de calor que se presentan en el sistema, y vendrá expresada en la suma de cada uno de ellos.

$$U = \frac{1}{A \cdot R_t}$$

Donde:

U: Coeficiente global de transferencia de calor

A: Área superficial

R_t: Resistencia total térmica

Se utiliza como metodología para el análisis térmico del intercambiador de calor aire-tierra el método de la diferencia de temperatura media logarítmica, el cual

establece una relación entre las temperaturas involucradas en el proceso de transferencia de calor. Su expresión es la siguiente:

$$\Delta(Tl) := \frac{Tf - 2 To + Tt}{\ln\left(\frac{Tf - To}{To - Tt}\right)}$$

Donde:

$\Delta(Tl)$: diferencia de temperatura media logarítmica

To: temperatura inicial del fluido

Tf: temperatura final del fluido

Tt: temperatura de la tierra

La clasificación de los intercambiadores de calor es amplia, dependiendo del criterio que se utilice, vienen dados los diferentes tipos, entre los criterios se encuentran: el flujo de calor, el contacto y el proceso que ocurre entre los fluidos, el tamaño y peso, la caída de presión y la economía.

El factor principal en el diseño de intercambiadores de calor en muchos casos viene dado desde el punto de vista térmico, el cual es el que determina la eficiencia de dicho dispositivo. El intercambio de calor se produce cuando un fluido se enfría o se calienta según sea el proceso de operación mediante otro fluido el cual cederá o restará calor simultáneamente. Se tienen entonces los siguientes:

Enfriadores: son aquellos en los cuales al fluido del proceso se le baja la temperatura sin que ocurra un cambio de fase, mediante la manipulación a través de agua o aire. Existen otros equipos que utilizan refrigerantes para bajar aún más la temperatura del fluido de trabajo que si se utilizara aire o agua, estos son llamados refrigeradores.

Calentadores: Son unidades en las cuales mediante una fuente de calor, en muchos casos vapor de agua, se le aumenta la temperatura a una corriente de fluido sin que se presente el cambio de fase en el flujo.

Evaporadores: En este tipo de intercambiador la característica principal es el cambio de fase de un flujo de líquido al estado de vapor. Existen también los llamados vaporizadores y los sobre-calentadores, los primeros son unidades que utilizan la evaporación del agua para ayudar al cambio de fase de otros fluidos los cuales no son sustancias puras, los segundos son dispositivos que son capaces de elevar la temperatura del vapor de un fluido de tal forma que supere la condición de vapor saturado.

Condensador: Es utilizado en numerosos procesos térmicos y según sea su finalidad varía en tamaño y diseño. En un condensador se le sustrae calor a los vapores de un fluido hasta llevarlo a su estado líquido total o parcialmente, este proceso se realiza a través de aire o agua como medio de enfriamiento en la mayoría de los casos.

Además existen según la condición de operación del intercambiador los siguientes: regenerativos, de contacto directo, y los recuperativos.

Las unidades regenerativas son aquellas en las cuales el intercambio de calor se presenta entre los fluidos de trabajo y un agente externo, el cual es capaz de almacenar calor, ya que debe poseer una gran capacidad térmica. Este tipo de dispositivo es apropiado para el proceso térmico entre gases los cuales tienen una baja capacidad térmica y no para los líquidos los cuales van a tener mayor transferencia de calor entre sí. Los fluidos circulan a través del agente externo, llamado matriz, de forma alternada, de manera que uno de los fluidos ceda calor, la matriz lo almacene, se caliente y sea capaz de transferirlo a la siguiente corriente de fluido la cual se

encontrará fría, y le restará calor a la matriz y el proceso ocurrirá nuevamente de manera indefinida.

Existen los intercambiadores de contacto directo, los cuales su funcionamiento radica en que el intercambio energético entre los fluidos se lleva a cabo de manera que exista una mezcla física completa entre ellos, sin ningún tipo de separador que los limite, este tipo de dispositivo se utiliza para casos en particular en donde las características se acoplan al proceso que se aplica, como la torres de enfriamiento o torres húmedas, así como también los enfriadores de gases.

Por último con relación a la condición de operación se tienen los de tipo recuperativos, los cuales el flujo con el cual se trabaja es constante para todo el proceso ya que una vez que es utilizado para ceder o absorber calor se aprovecha nuevamente, formando un ciclo según sea el proceso donde este circulando, siendo muy poco la inclusión en el proceso de nuevo fluido para el trabajo.

Con relación a la disposición de los flujos de ambos fluidos se tiene la siguiente clasificación:

Flujo paralelo en corriente, los fluidos siguen el mismo sentido y su dirección es paralela entre sí.

Flujo paralelo en contra corriente, los fluidos tienen dirección paralela entre sí pero se trasladan en sentido opuesto uno al otro.

Flujo cruzado, los fluidos se desplazan uno con respecto al otro perpendicularmente a su trayectoria.

Flujo mixto o combinado, este tipo de intercambiador trabaja con fluidos en los que tanto el flujo es paralelo como cruzado, puede dividirse en secciones para esto.

Intercambiador de calor aire-tierra

Es un dispositivo en el cual se lleva a cabo un proceso donde se utilizan arreglos de conductos enterrados, para que el aire ambiente fluya a través de ellos, por medio de un ventilador. El aire intercambia calor mediante los conductos con la tierra adyacente, regulando así la temperatura que se necesita para acondicionar un área. Luego del sistema de conductos, el aire entra a la zona a climatizar por medio de un sistema de ventilación, donde normalmente se enfría o se calienta dependiendo de la caracterización climática y el tipo de suelo que se contenga. Las condiciones y propiedades del suelo son factores determinantes en el diseño y la elaboración del sistema de conductos enterrados.

CAPÍTULO II. METODOLOGÍA

Aspectos Generales

Este trabajo es desarrollado como una investigación de tipo teórica, basándose en investigaciones anteriores que utilizan métodos experimentales sin tener conocimiento a fondo de las propiedades que caracterizan el comportamiento de los parámetros del sistema. El modelo físico-matemático se lleva a cabo a través del análisis individual de las variables que se involucran en un sistema de conductos enterrados.

Tomando en cuenta que el desarrollo del modelo tiene bases en conocimientos científicos, para su completo desenvolvimiento es necesario realizar muchos análisis a través de fundamentos teóricos, los cuales conllevan siempre a ecuaciones engorrosas que se fueron multiplicando a medida que se fue estructurando dicho trabajo, es por esto que ya se había previsto el uso de un programa de simulación matemática para poder manipular este tipo de problemática, que su principal objetivo es facilitar al usuario el uso del modelo realizado a través de un código que contenga explicativamente todo las características del sistema de climatización pasiva que se quiera implementar.

Por lo tanto es necesario tomar como punto de partida para la modelación, el planteamiento de manera simplificada del problema a resolver, de forma tal que se divida la herramienta en diferentes propósitos cuyo objetivo final en conjunto conforman el modelo que describe al sistema a evaluar.

Para tal fin se comienzan describiendo múltiples suposiciones para evaluar de manera fácil propiedades del arreglo de conductos enterrados, tales como fluidodinámicas, térmicas y termodinámicas, para luego establecer conclusiones y acercarse teóricamente al objetivo final.

Existen también otras variables que van determinadas por las propiedades del ambiente y de los materiales usados, características y forma de los mismos, las cuales tienen igual importancia que las propiedades del fluido. Principalmente son requeridas tipología, comportamiento con el tiempo y aspectos térmicos del suelo al que se aplica el sistema de conductos enterrados, el cual resulta obvio pensar que variará según sea la zona del país para su aplicación.

Es necesario establecer una serie de datos de entrada que permitan hallar los resultados de la modelación, mientras mayor sea el conocimiento de estos, mayor es la descripción de las variables que rigen al sistema. Principalmente existen pocos datos para la determinación de las propiedades encontradas por el modelo para un arreglo de conductos, es decir, algunos datos serán constantes para la mayoría de los sistemas que se diseñan, aunque existe la posibilidad al igual que todos los datos preliminares de cambiar los registros iniciales.

A lo largo del código computacional se evalúa una serie de propiedades que son determinadas de tablas características según sea el caso, una de ellas es necesaria para evaluar las propiedades a diversas temperaturas del aire, tales como densidad, calor específico, viscosidad cinemática, coeficiente térmico de transferencia de calor, y número de Prandtl, otra tabla permite tener los coeficientes de pérdidas, es decir, k nominales los cuales permiten evaluar la longitud equivalente para posteriormente analizar las pérdidas del sistema. También existen dos tablas más que permiten realizar el análisis psicrométrico para el fluido, una de ellas contiene las propiedades del agua saturada como presión y entalpía y la otra contiene las densidades a

diferentes temperaturas del agua. Además es incluida una tabla que permite caracterizar distintos modelos de ventilador, para la escogencia de uno de ellos dentro del código computacional.

Suposiciones

- Régimen permanente, se establece esta suposición para simplificar los cálculos eliminando el tiempo como una variable.
- Para el cálculo de la temperatura de salida y el calor transferido por el sistema se toma el aire seco.
- Flujo turbulento totalmente desarrollado.
- La tierra se comporta como sumidero de calor perfecto (no cambia la temperatura con respecto al tiempo).
- Flujo de calor y fluido unidimensionales.
- El calor transferido en la parte vertical del conducto es despreciable.
- Temperatura constante a lo largo del conducto.
- La pared externa del conducto tiene la misma temperatura de la tierra.

Análisis fluido-dinámico del sistema

El análisis del flujo de aire dentro de las tuberías y accesorios de conexión que lo conducen por debajo de la tierra es una de las partes más importantes del trabajo, ya que el factor de fricción que se produce dentro de las mismas está íntimamente relacionado con el número de Nusselt, que a su vez determina la tasa de transferencia de calor entre el aire y la tierra, y la caída de presión que experimenta el fluido entre la entrada y la salida del sistema, lo cual a su vez nos conduce a la selección de un

ventilador capaz de vencer dicha caída de presión suministrando el caudal de aire deseado para una aplicación en particular.

En el caso de este trabajo se consideran sistemas de conductos enterrados contruidos con tuberías y conexiones de PVC, porque es un material disponible en el mercado, de bajo costo y de alta durabilidad, ya que no es metálico y, por tanto, no forma óxidos que deterioren la tubería al estar en contacto prolongado con la tierra, incrementando así la vida útil del sistema.

Para el cálculo del factor de fricción dentro de las tuberías no aleteadas se seleccionó la correlación empírica para flujo turbulento de Petukhov, a continuación se presenta la expresión de la correlación y la representación del factor de fricción con el número de Reynolds.

$$ff = \frac{1}{(0.79 \ln(Red) - 1.64)^2}$$

Donde ff: factor de fricción

Red: Número de Reynolds

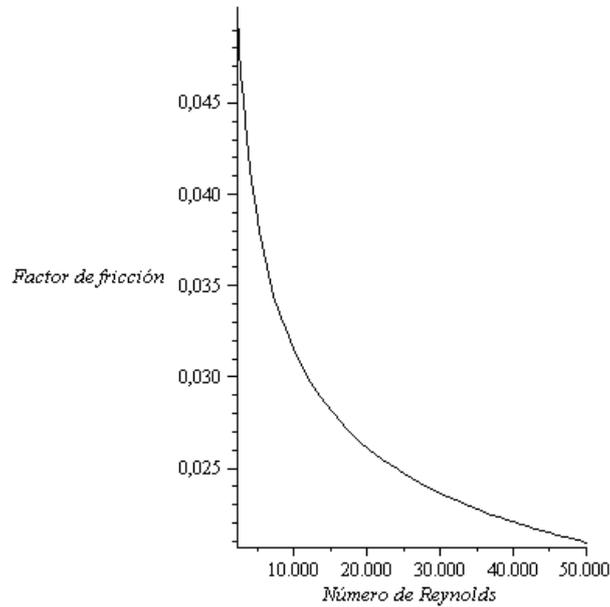


FIGURA 1: Gráfico de factor de fricción vs. Número de Reynolds

El número de Reynolds es calculado con la ecuación:

$$Red = \frac{V D}{\nu}$$

Donde V: Velocidad promedio en el conducto

D: Diámetro del conducto

N: Viscosidad cinemática del fluido

Una vez calculado el factor de fricción, se estima la longitud equivalente en tramo de tubería recta que representa la misma pérdida que producen las conexiones (codos, tee, etc.), para el cálculo de dicha longitud es necesario conocer el valor de un coeficiente de pérdida de presión “k”, el cual depende del material con el que está fabricada la tubería y, junto con el diámetro y el factor de fricción en la misma, determina la longitud equivalente, necesaria para calcular la caída de presión en el sistema.

La ecuación mediante la cual se calcula la caída de presión en cada tramo de tubería recta y cada accesorio es la siguiente, atribuida a Darcy y Weisbach:

$$\Delta(P) = \frac{1}{2} \frac{ff \rho V^2 L_{eq}}{D}$$

Donde $\Delta(P)$: caída de presión

ff: factor de fricción en la tubería

V: Velocidad promedio dentro del conducto

L_{eq} : longitud equivalente de tubería recta

D: Diámetro del conducto

Debido a que las tuberías están dispuestas en paralelo, para determinar la caída de presión total que experimenta el aire dentro del arreglo de tuberías, se suman las caídas de presión de las tuberías y accesorios que componen el camino más largo, que puede atravesar el aire dentro del arreglo entre el colector de entrada y salida, éste camino se muestra en la siguiente gráfica en color rojo.

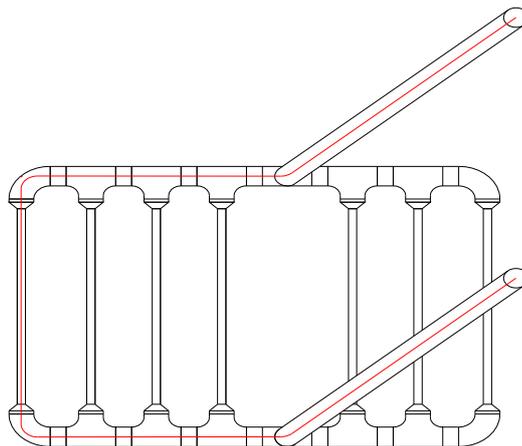


FIGURA 2: Arreglo de conductos enterrados

De manera análoga se determinan las caídas de presión debidas a la fricción para el caso de tuberías aleteadas internamente, con la particularidad de que para el cálculo del factor de fricción se utiliza la correlación de Ravigururajan, T.S. y Bergles, A.E. (1996), cuya expresión es la siguiente:

$$ff = \left(1 + 23.57217611 \left(Red^{y1} \left(\frac{e}{D} \right)^{y2} \left(\frac{p}{D} \right)^{y3} \left(\frac{1}{90} \alpha \right)^{y4} \right. \right. \\ \left. \left. + 2.94 \sin(\beta) \right) \right)^{15/16} \left. \right)^{16/15} \quad (1)$$

$$y1 = 0.67 - 0.06 \left(\frac{p}{D} \right) + 0.49 \left(\frac{\alpha}{90} \right)$$

$$y2 = 1.37 - 0.157 \left(\frac{p}{D} \right)$$

$$y3 = -1.66e-6 \cdot Red - 0.33 \cdot \left(\frac{\alpha}{90} \right)$$

$$y4 = 4.59 + 4.11e-6 \cdot Red - 0.15 \left(\frac{p}{D} \right)$$

Donde:

β : ángulo de contacto del perfil (*contact angle of profile*) (Grados)

α : ángulo helicoidal de la aleta (*helix angle of the rib*) (Grados)

D : diámetro máximo (*maximiun inside of envelope diameter*) (m)

e : altura de rugosidad (*roughness height*) (m)

ff : factor de fricción

p : tamaño de las aletas (*pitch of ribs*) (m)

Red : número de Reynolds

Tasa de transferencia de calor y temperatura del aire a la salida del arreglo

La transferencia de calor en el sistema de estudio involucra dos mecanismos de transferencia, el primero es la convección, la cual se establece entre el aire dentro del conducto y la pared del mismo y el segundo es la conducción a través de la pared del conducto. Ambos se estudian mediante una semejanza electro-térmica que define la resistencia al paso de calor de la siguiente forma:

Convección:

Resistencia electro-térmica de la convección: $R_{conv} = \frac{1}{2 \cdot H \cdot \pi \cdot RadInt \cdot LongCond}$

Donde:

H: Coeficiente convectivo

RadInt: Radio interno del conducto

LongCond: Longitud del conducto

El coeficiente convectivo se define de la siguiente forma:

Coeficiente convectivo: $H := \frac{(Nuss \cdot kf)}{DiamCondM}$

Donde:

Nuss: Número de Nusselt

Kf: Conductividad térmica del fluido

DiamCondM: Diámetro interno del conducto

Conducción:

Resistencia electro-térmica de la conducción: $R_k = \frac{\ln\left(\frac{RadExt}{RadInt}\right)}{2 \cdot \pi \cdot Kt \cdot LongCond}$

Donde:

RadExt: radio externo del conducto

RadInt: Radio interno del conducto

Kt: conductividad térmica de la tubería

LongCond: Longitud del conducto

Para el estudio conjunto de ambos mecanismos de transferencia de calor se introduce un coeficiente global de transferencia de calor, el cual se define de la siguiente forma:

Coeficiente global de transferencia de calor:
$$UA = \frac{1}{R_{conv} + R_k}$$

Donde:

Rconv: Resistencia térmica a la convección

Rk: Resistencia térmica a la conducción

U: Coeficiente global de transferencia de calor

A: Área de sección transversal del conducto

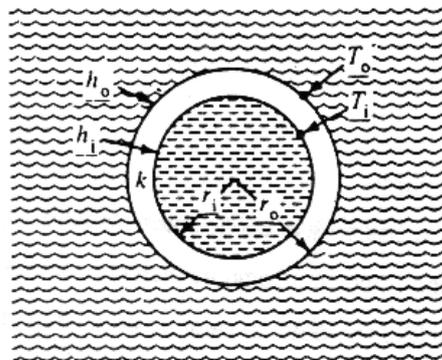


FIGURA 3: Esquema del conducto enterrado

Para determinar el calor transferido y la temperatura de salida del conducto es necesario utilizar la ley de Newton de enfriamiento y la primera ley de la termodinámica, con las cuales se forma un sistema de ecuaciones cuyas dos incógnitas son precisamente las antes mencionadas.

Las expresiones correspondientes a ambas leyes son:

Expresión que define el coeficiente global de transferencia de calor, con la forma de Ley de Newton del enfriamiento:

$$q = U \cdot A \cdot \Delta T_{lm}$$

Donde:

q: tasa de flujo de calor

U: Coeficiente global de transferencia de calor

A: Área transversal del conducto

$\Delta(T_{lm})$: Diferencia de temperatura media logarítmica

Primera ley de la termodinámica para el caso más simple:

$$q = FM \cdot Cp \cdot \Delta T$$

Donde:

q: tasa de flujo de calor

FM: Flujo másico

Cp: Calor específico

$\Delta(T)$: Diferencia de temperatura

La diferencia de temperaturas media logarítmica se define de la siguiente forma:

Diferencia de temperaturas media logarítmica:

$$\Delta T_{ml} = \frac{(dt_2 - dt_1)}{\ln\left(\frac{dt_2}{dt_1}\right)}$$

Que a su vez es definida por diferencias de temperaturas de la siguiente forma:

$$dt1 = TempEntK - TempTierrK$$

$$dt2 = TempSalK - TempTierrK$$

Donde:

TempEntK: Temperatura de entrada del fluido (K)

TempSalK: Temperatura de salida del fluido (K)

TempTierrK: Temperatura de la tierra (K)

La gran mayoría de las aplicaciones de este sistema experimentan un flujo de tipo turbulento, por lo cual el modelo y el código computacional están orientados en ese sentido, sin embargo se incluyen a continuación correlaciones empíricas útiles para evaluar el sistema en caso de presentarse flujo laminar.

TABLA 1: Correlaciones para régimen laminar

Autor	Correlación
Hausen	$Nuss := 3.66 + \frac{0.0668 D Red Pr}{L \left(1 + 0.04 \left(\frac{D Red Pr}{L} \right)^{2/3} \right)}$
Sieder y Tate	$Nuss := 1.86 \left(\frac{D Red Pr}{L} \right)^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu(s)} \right)^{0.14}$

Al enfocar el estudio hacia el régimen turbulento es necesario ahora determinar si el flujo es desarrollado o está en desarrollo, para lo cual se estudió la relación existente entre el número de Nusselt y el inverso del número de Graetz, dicho estudio da una noción adimensional de la relación existente entre el coeficiente convectivo, que se establece entre la pared interior del tubo y el aire, y la longitud de entrada necesaria para lograr el desarrollo del flujo; dicho estudio se realizó para tuberías de diámetros comerciales entre 1/2" y 6" resultando la longitud de entrada

despreciable, por lo cual se considera el flujo totalmente desarrollado. La gráfica obtenida se presenta a continuación.

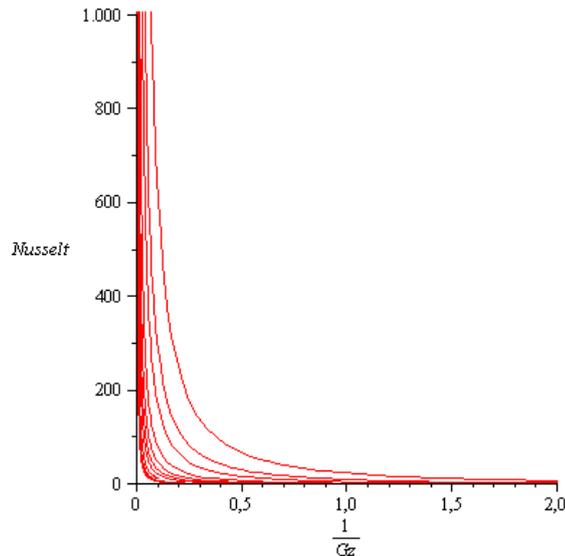


FIGURA 4: Gráfica del número de Nusselt vs. El número de Graetz, región de entrada para régimen turbulento, distintos diámetros de tubería

La correlación escogida para la evaluación del número de Nusselt y por consiguiente del coeficiente convectivo (H) para tuberías lisas es la correlación de Gnielinski presentada a continuación.

$$Nuss = \frac{\left(\frac{1}{8}\right) \cdot ff \cdot (Red - 1000) \cdot Pr}{1 + 12.7 \cdot \sqrt{\frac{ff}{8}} \cdot \left(Pr^{\frac{2}{3}} - 1\right)}$$

Donde:

Nuss: Número de Nusselt

ff: Factor de fricción

Red: Número de Reynolds

Pr: Número de Prandtl

Otras correlaciones empíricas útiles para determinar el número de Nusselt para flujo turbulento son las siguientes:

TABLA 2: Correlaciones para régimen turbulento

Autor	Correlación
Dittus-Boelter	$Nuss := 0.023 Red^{4/5} Pr^{0.4}$
Sieder y Tate	$Nuss := 0.027 Red^{4/5} Pr^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu(s)} \right)^{0.14}$
Petukhov	$Nuss := \frac{1}{8} \frac{ff Red Pr}{1.07 + 1.58750000ff (Pr^{2/3} - 1)}$

La representación gráfica de la relación entre el número de Nusselt y Reynolds se presenta a continuación:

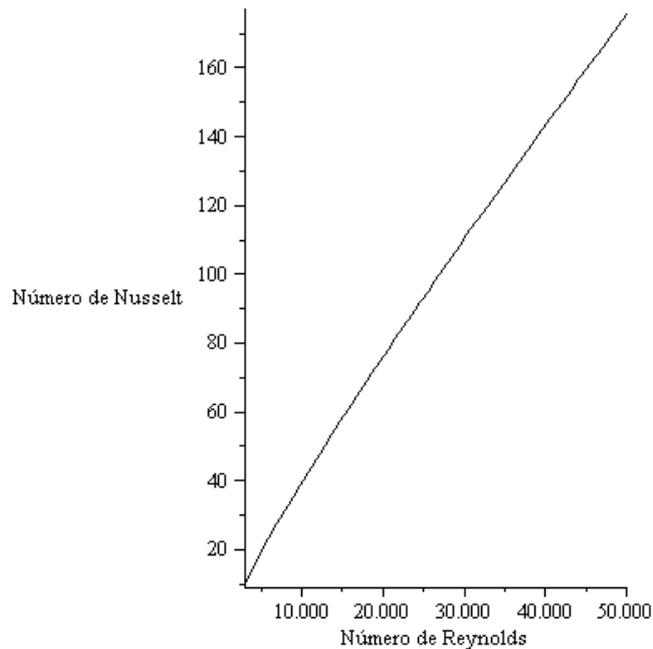


FIGURA 5: Gráfico de número de Nusselt vs. Número de Reynolds

Para el caso de tuberías aleteadas internamente se utiliza la correlación de Ravigururajan, T.S. y Bergles, A.E. (1996), la cual tiene la siguiente forma:

$$Nuss_{aletas} = \frac{\left(\frac{ff}{2}\right) \cdot Red \cdot Pr}{1 + \left[12.7 \cdot \sqrt{\left(\frac{ff}{2}\right)} \cdot \left(Pr^{\frac{2}{3}} - 1\right)\right]}$$

Donde:

Nussaletas: Número de Nusselt para superficies extendidas

ff : factor de fricción para superficies aleteadas internamente

Red: Número de Reynolds

Pr: Número de Prandtl

En este caso el coeficiente convectivo se obtiene con la siguiente ecuación:

$$H = \left\{ 1 + \left[2.64 \cdot Red^{0.036} \cdot \left(\frac{e}{D}\right)^{0.212} \cdot \left(\frac{p}{D}\right)^{-0.21} \cdot \left(\frac{\alpha h}{90}\right)^{0.29} \cdot Pr^{-0.024} \right]^{\frac{1}{7}} \cdot Nuss_{aletas} \right\}$$

Donde:

H: Coeficiente convectivo para superficies extendidas

Red : número de Reynolds

D : diámetro máximo (*maximium inside of envelope diameter*) (m)

e : altura de rugosidad (*roughness height*) (m)

p : tamaño de las aletas (*pitch of ribs*) (m)

αh : ángulo helicoidal de la aleta (*helix angle of the rib*) (Grados)

Análisis Psicrométrico

La consideración de la humedad contenida en el aire es de suma importancia, ya que al retirar calor del mismo su capacidad de retener agua disminuye, por lo que es factible que se produzca la saturación del mismo, y eventualmente la condensación de la cantidad de agua que no sea capaz de retener.

La condensación del agua podría, dependiendo de la cantidad, obstruir total o parcialmente el paso de aire, por lo que es necesario considerar, de ser necesario, un sistema de drenaje capaz de retirar la cantidad de agua que se deposite. Para el cálculo de la condensación se utiliza la primera ley de la termodinámica aplicada a la mezcla de aire seco y vapor de agua contenido en el mismo.

Se establecen dos superficies de control, una a la entrada del aire al sistema, donde se define el estado 1, la segunda a la salida del sistema, donde se define el estado 2, como se esquematiza en la figura 7.

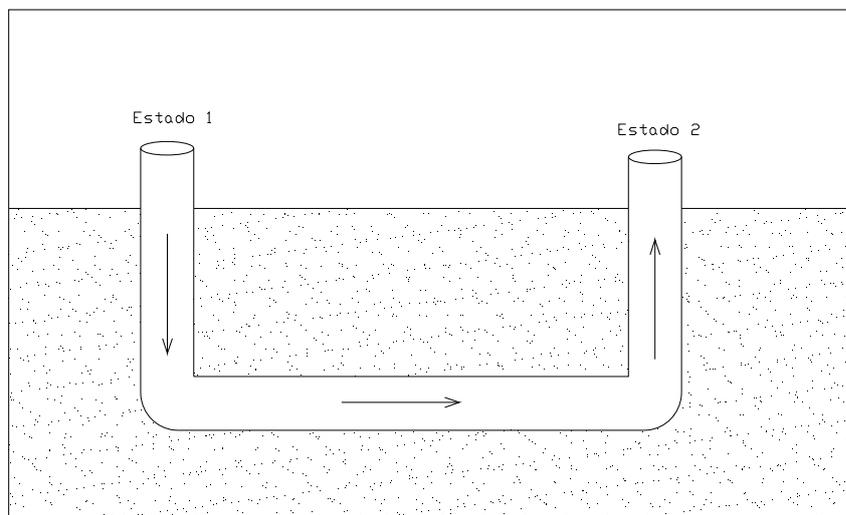


FIGURA 6: Esquema de estados del arreglo, entrada y salida

Se realiza el estudio de la primera ley de la termodinámica utilizando los dos estados antes descritos.

$$Q - W = m(h_2 - h_1)$$

Donde:

Q: Tasa de flujo de calor

W: Potencia mecánica

h₂: Entalpía de la mezcla en el estado 2

h₁: Entalpía de la mezcla en el estado 1

m: flujo másico de aire

Debido a que el sistema no entrega ni recibe trabajo, el valor de W es cero, por lo que la ecuación resultante es:

$$Q = m(h_2 - h_1)$$

La entalpía específica de la mezcla en ambos estados puede escribirse como:

$$h = h_a + w h_v$$

Donde:

h_a: Entalpía del aire seco

w: Humedad absoluta contenida en el aire

h_v: Entalpía del vapor de agua

La entalpía del vapor de agua se puede aproximar como la entalpía del vapor saturado (h_g), con lo que la expresión queda así:

$$h = h_a + w h_g$$

Sustituyendo en la ecuación se obtiene la expresión

$$Q = m(h_{a2} + w_2 h_{g2} - h_{a1} - w_1 h_{g1})$$

La humedad absoluta para ambos estados puede ser escrita como:

$$w = \frac{0.622 P_v}{P_a}$$

Donde:

P_v : Presión del vapor

P_a : Presión del aire seco

Dado que la presión de la mezcla es la suma de la presión ejercida por el vapor y la ejercida por el aire seco podemos reescribir la ecuación como:

$$w = \frac{0.622 P_v}{P_m - P_v}$$

Por último al introducir la expresión de humedad relativa

$$\phi = \frac{P_v}{P_g}$$

Donde:

Pv: Presión del vapor de agua en la mezcla.

Pg: Presión de saturación del vapor.

Φ : Humedad relativa del aire.

La expresión de humedad absoluta toma la forma

$$w = \frac{0.622 \phi P_g}{P_m - \phi P_g}$$

La expresión de primera ley de la termodinámica toma la siguiente forma:

$$Q = m \left(ha_2 + \frac{0.622 \phi_2 P_{g2}}{P_{m2} - \phi_2 P_{g2}} - ha_1 - \frac{0.622 \phi_1 P_{g1}}{P_{m1} - \phi_1 P_{g1}} \right)$$

Despejando la humedad relativa en la salida, que es la incógnita, se obtiene la siguiente expresión:

$$\phi_2 = \left(P_{m2} Q + P_{m2} m ha_2 - P_{m2} ha_1 m - \frac{0.622 P_{m2} m P_{g1} \phi_1}{P_{m1} - \phi_1 P_{g1}} \right) / \left(0.622 m P_{g2} - P_{g2} Q + P_{g2} m ha_2 - m ha_1 P_{g2} - \frac{0.622 m P_{g1} \phi_1 P_{g2}}{P_{m1} - \phi_1 P_{g1}} \right)$$

Debido a que se conoce la presión producida por el ventilador en la superficie de control 2 (P_{m2}), la presión atmosférica correspondiente a la presión en la superficie de control 1 (P_{m1}), las presiones de saturación a la temperatura de entrada y salida (P_{g1} y P_{g2}), la humedad relativa a la entrada del sistema (Φ_1) y el calor removido por el mismo (Q) (obtenido del estudio de la transferencia de calor en el

sistema suponiendo el aire seco), se puede calcular la humedad relativa de salida del aire, y con ella la humedad absoluta de éste y, en caso de producirse, la tasa de condensación de agua en el arreglo.

Ventiladores

El programa permite la escogencia de un ventilador, cuyo modelo corresponde a la marca Fredive C.A., empresa nacional, de la cual se tiene información de tablas que permiten observar el comportamiento de cada modelo, las cuales están agregadas en los anexos de este trabajo (Anexos 2 y 3).

Generando polinomios de interpolación a partir de datos contenidos en el catálogo de los ventiladores se graficó el caudal que cada ventilador es capaz de suministrar, dada una caída de presión determinada.

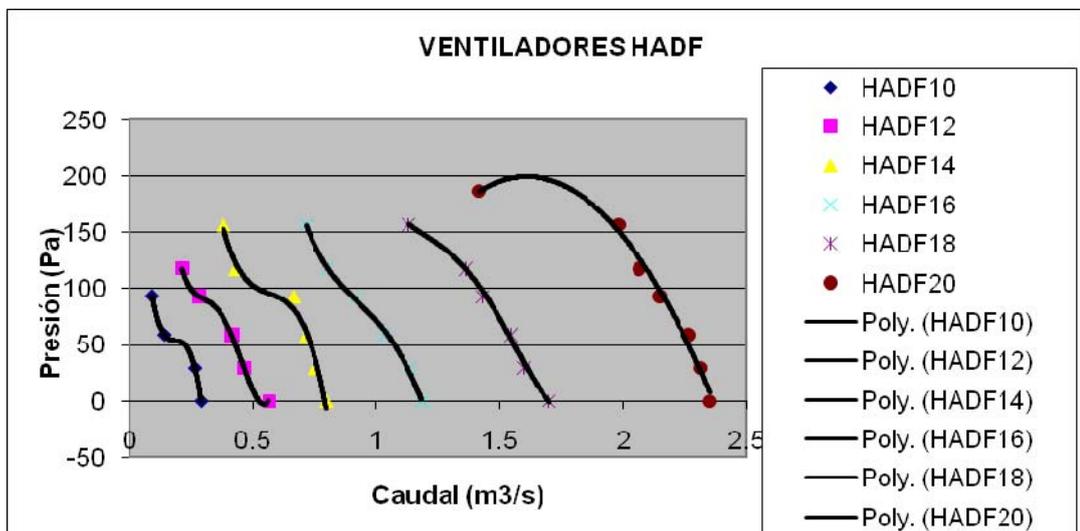


FIGURA 7: Gráfico de presión vs. Caudal del modelo HADF de ventiladores

Los polinomios de interpolación generados son todos de 4to grado, la forma de los mismos es la siguiente:

$$P = A*Q^4+B*Q^3+C*Q^2+D*Q+E$$

Donde

Q : Caudal transportado por el ventilador

P : Caída de presión a vencer por el ventilador

A,B,C,D y E: coeficientes del polinomio

A continuación, se presenta una tabla con los coeficientes correspondientes a cada ventilador de la serie HADF.

TABLA 3: Coeficientes de los polinomios de interpolación para ventiladores HADF

A	B	C	D	E
0	-45425	25525	-4800.1	355.69
64875	-99166	54438	-13010	1246.5
0	-6851.9	11688	-6721	1398.3
2173.5	-10400	17676	-13096	3717.9
2814	-15568	31759	-28559	9752.3
0	-27.698	-187.06	814.15	-512.89

Los ventiladores de la serie HCDF son más grandes y robustos, por lo que son capaces de suministrar mayores caudales y vencer caídas mayores de presión. A continuación, se presentan las gráficas de funcionamiento y los coeficientes de los polinomios de interpolación correspondientes a dichos ventiladores.

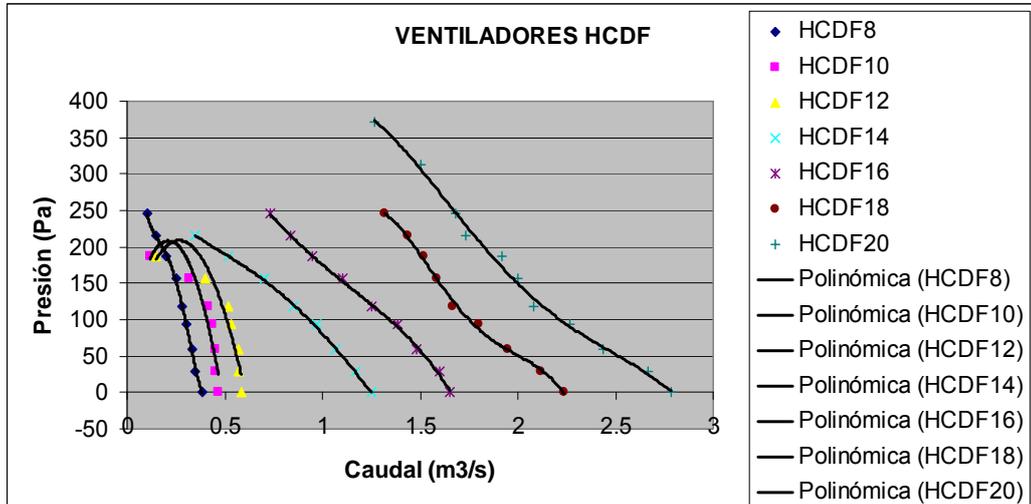


FIGURA 8: Gráfico de presión vs. Caudal del modelo HCDF de ventiladores

TABLA 4: Coeficientes de los polinomios de interpolación para ventiladores HCDF

A	B	C	D	E
110523	-106568	34417	-5076.7	504.43
0	0	-2813.9	1189.7	82.692
0	0	-1843.8	984.51	77.317
174.05	-607.05	629.66	-427.13	311.16
-147.5	467.77	-431.2	-180.36	466.75
-1253.5	8869.2	-23131	26060	-10444
-141.04	1159.7	-3416.7	4001	-1206.3

Caída de presión en el filtro

Para determinar la caída de presión en el filtro se tomaron puntos de la gráfica de comportamiento de un filtro del fabricante nacional Filcaraca C.A. incluida en el catálogo de dicha empresa, el catálogo se incluye en los anexos de este trabajo (Anexo 1). Los puntos tomados de la grafica se presentan a continuación.

TABLA 5: Datos de caída de presión con respecto a valores del caudal para el filtro

Caudal (m3/s)	Caída de presión (Pa)
0,3303629	12,45445
0,4247523	14,94534
0,471947	18,681675
0,5191417	27,39979
0,5663364	37,36335
0,6135311	47,32691

Con estos datos el polinomio de interpolación obtenido es el siguiente:

$$P = 299,7*Q^3 - 97,19*Q^2 + 22,5*Q$$

Donde

Q : Caudal transportado por el ventilador

P : Caída de presión a vencer por el ventilador

La graficación de dicho polinomio está representada a continuación en color rojo, mientras los puntos en azul son los obtenidos del catálogo.

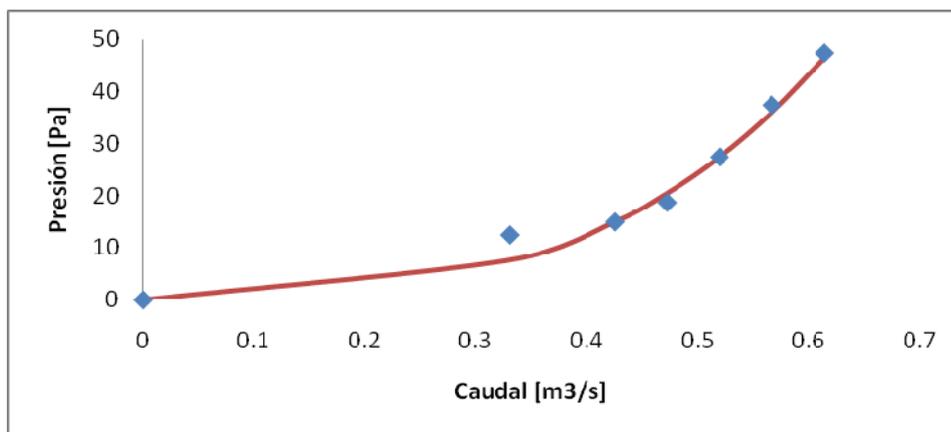


FIGURA 9: Gráfica de caída de presión vs. Caudal para el filtro

CAPITULO III. PROGRAMA

Introducción a las herramientas utilizadas de programación

Para la realización del código en el programa de simulación matemática Maple fue necesario aplicar conocimientos básicos de programación, lo cual conlleva a retomar fundamentos de esta área y aplicarlos de manera adecuada para tal aplicación.

Las principales herramientas de programación requeridas a lo largo de todo el código, son sentencias sencillas con el “*if*” y los llamados bucles o lazos “*for*” y “*while*”, las cuales simplificaron sustancialmente los cálculos ya que el programa es basado en diversas iteraciones para variables que necesitan ser modificadas y corregidas a lo largo del desarrollo del código, además de establecer en muchos casos diversas condiciones de funcionamiento para algunas partes del modelo.

La sentencia *if* se utiliza frecuentemente a lo largo del programa ya que permite establecer condiciones de comparación para parámetros estudiados, y en muchos casos lecturas de tablas y asignación de variables necesarias.

Este consiste en asignar una condición para que se cumpla cierta sentencia, la versatilidad del comando *if* radica en que se pueden agregar tantas condiciones como sean necesarias para realizar la tarea a cumplir, siempre y cuando se le coloque también su sentencia correspondiente, esta manipulación se lleva a cabo a través del comando “*elif*” , si ninguna de las sentencias se cumple se utiliza el comando *else* para que se cumpla la última condición, y al finalizar el *if* se cierra con el comando *end if* .

El bucle *for* se utiliza para repetir un comando o grupo de comandos una cantidad determinada de veces, para ello utiliza una variable auxiliar que va aumentando su valor una cantidad determinada cada vez que se repite el ciclo, esta cantidad es llamada paso y puede ser determinada por el usuario. El ciclo se repetirá desde un valor mínimo desde el que inicia la variable auxiliar hasta un valor máximo que se fija al inicio del ciclo; el grupo de instrucciones que se repiten dentro del ciclo *for* comienzan con *do* y terminan con *end do*.

La instrucción *while* repite un grupo de instrucciones mientras sea cierta una condición que se establece al principio del ciclo, la diferencia que existe con el lazo *for* es que no se conoce de antemano la cantidad de veces que se va a repetir el ciclo el ciclo.

Limitaciones

Las limitaciones que presenta el código elaborado son las siguientes:

El código solo tiene los datos necesarios para tuberías y conexiones de PVC, por lo que solo sirve para arreglos construidos con este material.

El código computacional está desarrollado para calcular y graficar la caída de presión, distribución de temperatura, tasa de condensación y humedad relativa a la salida, para arreglos de tuberías dispuestos en una forma específica que se describe e ilustra a continuación.

Para todo el arreglo de conductos se utilizará un solo ventilador que venza las pérdidas generadas por la fricción con las tuberías del sistema, colocado en alguno de los extremos (entrada o salida) acoplado a alguno de los conductos colectores.

Los conductos enterrados paralelos determinados en la FIGURA 1 como A, serán del mismo diámetro y longitud.

Los conductos colectores, en la figura definidos con la letra G, serán paralelos y del mismo diámetro y longitud, además que tendrán el mismo diámetro de todas las uniones del arreglo.

El código solo calculará la caída de presión para sistemas de arreglos simétricos como se puede apreciar en la FIGURA 1, en el caso de arreglos con número de conductos impar se deben construir de tal manera que quede solo un conducto más de un lado del colector que del otro, y para el caso de número de conductos par deberá haber igual cantidad de conductos de ambos lados del colector.

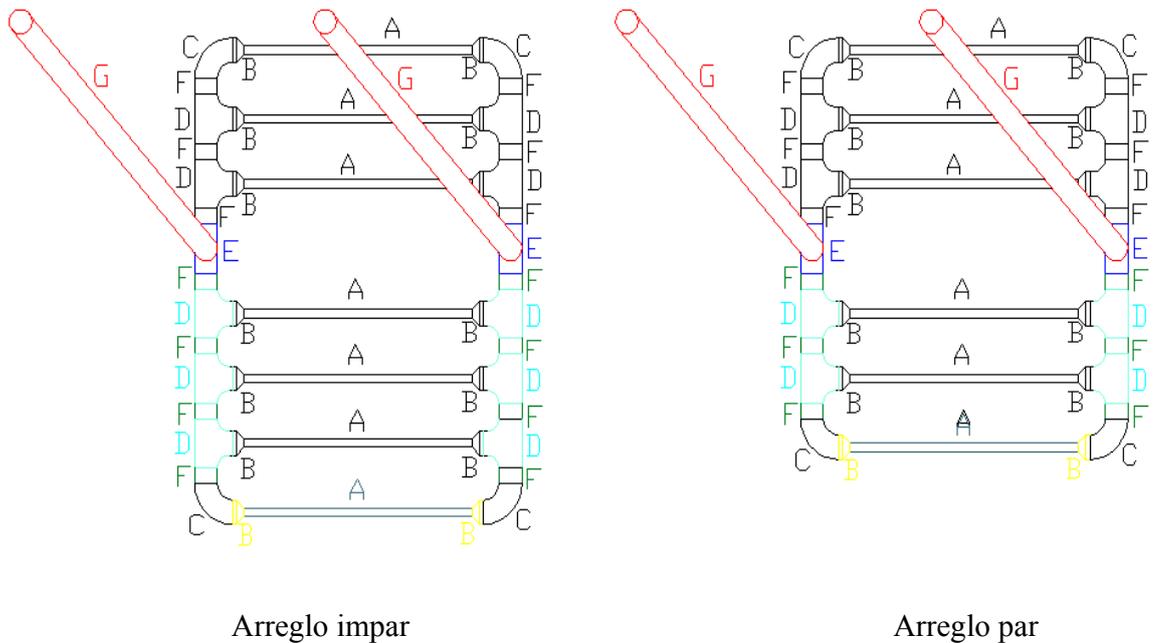


FIGURA 10: Tipos de arreglos de conductos enterrados.

Las superficies extendidas, en caso de estar presentes, serán instaladas dentro de las tuberías y solo en los conductos de menor diámetro, el código es capaz de calcular las variables del sistema para aletas dispuestas en cualquier ángulo y tamaño.

Debido a la suposición de que la tierra se comporta como sumidero de calor perfecto el modelo permite la evaluación del sistema de forma acertada al comenzar su funcionamiento. Se conoce que con el pasar del tiempo la tierra ubicada en la zona adyacente al conducto acercará su temperatura a la del aire dentro del conducto, y al disminuir la diferencia entre ambas, el desempeño del sistema se afectará negativamente, este aspecto no es considerado por el modelo y por lo tanto, por el código computacional.

Descripción del código computacional

A continuación se describe paso por paso la hoja de trabajo elaborada con el programa maple para determinar la caída de presión que experimentará el aire dentro de los conductos, la tasa de flujo de calor que se establece entre el aire y la tierra a través de los conductos y la humedad relativa y absoluta del aire a la salida del arreglo, así como las humedades relativa y absoluta máximas de entrada para evitar la condensación dentro del sistema al retirar calor del aire.

Se destacan con color rojo las líneas que componen el conjunto de comandos que ejecuta el programa para calcular todo lo antes mencionado, en azul los resultados que arrojará el programa y en negro los comentarios que se hacen para explicar el funcionamiento del programa y la función de cada una de las líneas de comandos.

```
***CÓDIGO COMPUTACIONAL PARA EL CÁLCULO DE SISTEMAS DE  
CONDUCTOS ENTERRADOS***#
```

El comando “*restart*” Limpia la memoria interna reiniciando todas las variables que intervienen en el programa.

```
> restart;
```

Se introduce la temperatura ambiente en (°C), asignándola a la variable “*To*”.

```
> TempEntC:=35;
```

```
TempEntC:=35
```

Se convierte la temperatura de entrada de (°C) a (K) y se guarda en la variable “*Tok*”.

```
> TempEntK:=TempEntC+273.15;
```

```
TempEntK:=308.15
```

Se introduce la presión atmosférica (Pa) de la zona.

```
> PresAtm:=101325;
```

```
PresAtm := 101325
```

Se introduce la humedad relativa de entrada.

```
> phi1:=0.6;
```

```
phi := 0.6000
```

Temperatura de la tierra a la profundidad deseada en (°C).

```
> TempTierrC:=23;
```

```
TempTierrC := 23
```

Se convierte la temperatura de la tierra de (°C) a (K) y se guarda en la variable “Ttk”.

```
> TempTierrK:=TempTierrC+273.15;
```

```
TempTierrK := 296.15
```

Se realiza el cálculo de la temperatura promedio entre la temperatura de entrada al conducto y la temperatura de la tierra como primera aproximación para la lectura de las propiedades del aire seco (densidad, calor específico, viscosidad cinemática, conductividad térmica y número de Prandtl (ρ , C_p , ν , k_f , Pr)), cabe destacar que la temperatura a la que se deben tomar las propiedades del aire es la promedio entre la temperatura de entrada y salida, por lo que se debe realizar un ciclo de iteraciones “while” para corregir esta aproximación y se debe repetir hasta que la temperatura promedio obtenida en un ciclo sea muy cercana a la temperatura promedio calculada en el ciclo anterior.

```
> TempProm0 := (TempEntK+TempTierrK) / 2;
```

```
TempProm0 := 302.1500000
```

Las variables “tol” y “x” para el lazo “while” se inicializan. La variable “tol” representa la diferencia máxima aceptable para considerar dos temperaturas promedio

sucesivas como suficientemente cercanas para parar la repetición del ciclo, en este punto se debe asignar un valor mayor a 0.0000005 porque el programa debe ejecutarse al menos una vez y solo lo hará si se cumple la condición de que la variable “tol” sea mayor que ese valor.

La variable “x” sirve para identificar las temperaturas promedio, ya que las mismas están identificadas como “Tpro_x”, es decir, al repetirse el programa se obtendrán valores de temperatura promedio sucesivos que estarán identificados como Tpro1, Tpro2, Tpro3, Tpro4, etc., y a su vez es el contador que permita conocer la cantidad veces que se ejecuta el programa.

```
tol:=1;  
x:=0;
```

Caudal total a transportar (m³/h), este caudal es tentativo, ya que al escogerse un ventilador, el mismo será corregido al valor que sea capaz de suministrar el ventilador escogido, queda de parte del usuario escoger el ventilador que suministre el caudal más cercano al deseado.

```
> Q:=540;  
Q:=540
```

Conversión del caudal de (m³/h) a (m³/s).

```
> Q:=Q/3600;  
Q:= $\frac{3}{20}$ 
```

La variable “Qcorr” tomará el valor del caudal que suministra el ventilador seleccionado por el usuario durante la ejecución del ciclo, en este punto la variable toma el valor de Q como primera aproximación para ejecutar por primera vez el ciclo.

```
> Qcorr:=Q;  
Qcorr:= $\frac{3}{20}$ 
```

Se introducen los siguientes datos para realizar la corrida del programa
Diámetro conductos enterrados (pulgadas).

```
> DiamCondP:=6;
```

```
DiamCondP :=6
```

Conversión del diámetro de los conductos de (pulgadas) a (m).

```
> DiamCondM:=DiamCondP*0.0254;
```

```
DiamCondM :=0.1524
```

Espesor de la tubería (m).

```
> espesor:=0.001;
```

```
espesor :=0.001
```

Cálculo del radio de los conductos enterrados de diámetro menor (m).

```
> RadExt:=DiamCondM/2;
```

```
RadExt :=0.0762000000
```

Cálculo del radio interno de los conductos enterrados de diámetro menor (m).

```
> RadInt:=RadExt-espesor;
```

```
RadInt :=0.0752000000
```

Conductividad térmica del material de la tubería (W/m*K).

```
> Kt:=.16;
```

```
Kt:=0.16
```

Longitud de los conductos enterrados (m).

```
> LongCond:=37;
```

```
LongCond :=37
```

Longitud total de los tubos de entrada y salida (m).

```
> LongColect:=7;
```

```
LongColect :=7
```

Separación entre conductos (m).

```
> sep:=.2;
```

```
sep :=0.2
```

Velocidad dentro de los conductos (m/s).

```
> VelCond:=3;
```

```
VelCond :=3
```

Velocidad en los tubos de entrada y salida (m/s).

```
> VelColect:=5;
```

```
VelColect :=5
```

```
**VARIABLES PARA LA IMPLEMENTACION DE SUPERFICIES  
EXTENDIDAS **
```

La variable "aletas" asigna al arreglo de conductos enterrados superficies extendidas, para el valor cero (0), no tienen aletas los conductos y para cualquier otro tipo de valor el programa coloca aletas a los conductos.

```
> aletas:=0;
```

```
aletas :=0
```

- **DATOS CORRESPONDIENTES A LAS ALETAS**

Rugosidad del material de los conductos enterrados (m)

```
> Rugosidad:=0.000015;
```

```
Rugosidad :=0.000015
```

Tamaño de una aleta (m)

```
> TamAlet:=.0254;
```

```
TamAlet :=0.0254
```

Ángulo helicoidal de la aleta (Grados)

```
> alpha:=0;
```

```
alpha:=0
```

Ángulo de contacto del perfil (Grados)

```
> beta:=90;
```

```
beta:=90
```

Número de aletas ubicadas uniformemente en los conductos

```
> NumAlet:=50;
```

```
NumAlet:=50
```

El programa calcula la caída de presión en las tuberías, la tasa de transferencia de calor que se establece entre el aire y la tierra, y la temperatura del aire a la salida de los conductos utilizando para ello propiedades del aire que se toman, como primera aproximación, a la temperatura promedio entre el aire a la entrada de los conductos y la tierra. Mediante el ciclo *while* se va corrigiendo la temperatura promedio, calculándola como el promedio entre la temperatura de entrada y la de salida del aire, con esa modificación se re calculan las propiedades a esta nueva temperatura promedio. Este proceso se lleva a cabo hasta que la temperatura promedio obtenida en un ciclo es muy cercana a la obtenida en el anterior, el criterio mediante el cual se determina si es suficientemente cercana o no, es la tolerancia establecida.

La instrucción *while* repetirá todas las instrucciones que se encuentran entre el encabezado “*while tol>0.0005 do*” y el cierre “*end do*” el ciclo mientras la variable *tol* (tolerancia) sea menor que 0.0005.

- **CÁLCULO DE LA CAÍDA DE PRESIÓN EN EL SISTEMA**

En este punto comienza el ciclo iterativo que ejecuta el programa tantas veces como sea necesario para que se cumpla la tolerancia establecida.

```
> while tol>0.0000005 do
```

Mediante el comando “*unassign*” se borra el valor que adquieren las variables “*n*” y “*Qtot*” durante la ejecución del ciclo, para poder obtener la gráficas de caudal vs caída de presión, cuya variable independiente es “*Qtot*”, y poder re calcular el número de conductos necesarios una vez que se modifica el caudal a transportar al seleccionar el ventilador.

```
unassign('n')
unassign('Qtot')
```

El comando “*readdata*” lee de un archivo de texto guardado en la dirección “*F\\TESIS*”, la tabla de propiedades del aire, guardándola en una matriz a la cual se asigna la variable “*Tab*”; la razón por la que se prefiere colocar estos archivos fuera del código, es que son tablas muy largas que recargarían demasiado el programa.

```
Tab:=readdata("F\\Tabla propiedades de aire.txt",):
```

TABLA 6: Tabla de propiedades del aire a presión atmosférica (Incropera)

T [K]	rho [Kg/m ³]	Cp [KJ/Kg*K]	nu [m ² /s]	kf [W/m*K]	Pr
100	3,556	1032	2,000E-06	0,009	0,786
200	1,746	1007	7,590E-06	0,018	0,737
300	1,161	1007	1,589E-05	0,026	0,707
400	0,871	1014	2,641E-05	0,034	0,690
500	0,696	1030	3,879E-05	0,041	0,684
600	0,580	1051	5,269E-05	0,047	0,685
700	0,498	1075	6,810E-05	0,052	0,695
800	0,435	1099	8,493E-05	0,057	0,709
900	0,387	1121	1,029E-04	0,062	0,720

1000	0,348	1141	1,219E-04	0,067	0,726
1100	0,317	1159	1,418E-04	0,072	0,728
1200	0,290	1175	1,629E-04	0,076	0,728
1300	0,268	1189	1,851E-04	0,082	0,719
1400	0,249	1207	2,130E-04	0,091	0,703
1500	0,232	1230	2,400E-04	0,100	0,685
1600	0,218	1248	2,680E-04	0,106	0,688
1700	0,205	1267	2,980E-04	0,113	0,685
1800	0,194	1286	3,290E-04	0,120	0,683
1900	0,183	1307	3,620E-04	0,128	0,677
2000	0,174	1337	3,960E-04	0,137	0,672
2100	0,166	1372	4,310E-04	0,147	0,667
2200	0,158	1417	4,680E-04	0,160	0,655
2300	0,151	1478	5,060E-04	0,175	0,647
2400	0,145	1558	5,470E-04	0,196	0,630
2500	0,139	1665	5,890E-04	0,222	0,613
3000	0,114	2726	8,410E-04	0,486	0,536

El ciclo *for* permite repetir las instrucciones que están dentro de él, desde que la variable auxiliar “i” vale 1, hasta que vale 26, aumentando su valor en 1, cada vez que se realiza el ciclo; se utiliza también la variable “i” para leer de la tabla guardada en la variable “Tab” las filas desde la primera hasta la última.

```
for i from 1 to 26 do;
```

Mediante el comando *if* se condiciona la asignación de las propiedades (rho, Cp, nu, Kf y Pr), de manera que solo se interpolan las propiedades entre los valores de la tabla, cuando la temperatura promedio este entre los valores de dos filas consecutivas.

```
> if(TempProm | |(x)>Tab[i,1]) and (TempProm | |(x)<=Tab[(i+1),1]) then;
    rho:=((TempProm | |(x)-Tab[i,1])/(Tab[(i+1),1]-
Tab[i,1]))*(Tab[(i+1),2]-Tab[i,2])+Tab[i,2];
    Cp:=((TempProm | |(x)-Tab[i,1])/(Tab[(i+1),1]-
Tab[i,1]))*(Tab[(i+1),3]-Tab[i,3])+Tab[i,3];
```

```

        nu:=( (TempProm| |(x)-Tab[i,1])/(Tab[(i+1),1]-
Tab[i,1]))*(Tab[(i+1),4]-Tab[i,4])+Tab[i,4];
        kf:=( (TempProm| |(x)-Tab[i,1])/(Tab[(i+1),1]-
Tab[i,1]))*(Tab[(i+1),5]-Tab[i,5])+Tab[i,5];
        Pr:=( (TempProm| |(x)-Tab[i,1])/(Tab[(i+1),1]-
Tab[i,1]))*(Tab[(i+1),6]-Tab[i,6])+Tab[i,6];
    end if;
end do;

```

Se calcula el diámetro del colector, a partir de la velocidad que introdujo el usuario y el caudal que resulta de la intersección de la curva de pérdidas del sistema con la curva característica del ventilador seleccionado; en la primera iteración se utiliza el caudal introducido por el usuario al principio del programa.

```
> DiamColectP:=sqrt((4*Qcorr)/(VelColect*evalf(Pi)));
```

El diámetro obtenido en metros se convierte a pulgadas.

```
> DiamColectP:=DiamColectP/.0254;
```

Como el valor del diámetro del colector obtenido muy probablemente es diferente a los diámetros que existen comercialmente, éste se aproxima al diámetro comercial más cercano, los diámetros considerados en el programa son: ½”, ¾”, 1”, 1 ½”, 2”, 2 ½”, 4”, 6”, 8”, 10”, 12”. Para ello se utiliza el comando “if” que permite la ejecución de la asignación del diámetro corregido, solo cuando se cumple la condición que se encuentra en su encabezado, el valor del diámetro del colector corregido se guarda en la variable “DiamColectCorr”.

```

> if (DiamColectP<=.5) then;
    DiamColectCorr:=.5;
elif (DiamColectP>.5) and (DiamColectP<=.75) then;
    if (abs(DiamColectP-.5))<(abs(DiamColectP-.75)) then;
        DiamColectCorr:=.5;

```

```

else DiamColectCorr:=.75;
end if;
elif (DiamColectP>.75) and (DiamColectP<=1) then;
  if (abs(DiamColectP-.75))<(abs(DiamColectP-1)) then;
    DiamColectCorr:=.75;
  else DiamColectCorr:=1;
  end if;
elif (DiamColectP>1) and (DiamColectP<=1.5) then;
  if (abs(DiamColectP-1))<(abs(DiamColectP-1.5)) then;
    DiamColectCorr:=1;
  else DiamColectCorr:=1.5;
  end if;
elif (DiamColectP>1.5) and (DiamColectP<=2) then;
  if (abs(DiamColectP-1.5))<(abs(DiamColectP-2)) then;
    DiamColectCorr:=1.5;
  else DiamColectCorr:=2;
  end if;
elif (DiamColectP>2) and (DiamColectP<=2.5) then;
  if (abs(DiamColectP-2))<(abs(DiamColectP-2.5)) then;
    DiamColectCorr:=2;
  else DiamColectCorr:=2.5;
  end if;
elif (DiamColectP>2.5) and (DiamColectP<=4) then;
  if (abs(DiamColectP-2.5))<(abs(DiamColectP-4)) then;
    DiamColectCorr:=2.5;
  else DiamColectCorr:=4;
  end if;
elif (DiamColectP>4) and (DiamColectP<=6) then;
  if (abs(DiamColectP-4))<(abs(DiamColectP-6)) then;
    DiamColectCorr:=4;
  else DiamColectCorr:=6;
  end if;
elif (DiamColectP>6) and (DiamColectP<=8) then;
  if (abs(DiamColectP-6))<(abs(DiamColectP-8)) then;
    DiamColectCorr:=6;

```

```

else DiamColectCorr:=8;
end if;
elif (DiamColectP>8) and (DiamColectP<=10) then;
  if (abs(DiamColectP-8))<(abs(DiamColectP-10)) then;
    DiamColectCorr:=8;
  else DiamColectCorr:=10;
  end if;
elif (DiamColectP>10) and (DiamColectP<=12) then;
  if (abs(DiamColectP-10))<(abs(DiamColectP-12)) then;
    DiamColectCorr:=10;
  else DiamColectCorr:=12;
  end if;
else DiamColectCorr:=12;
end if;

```

Una vez corregido el diámetro del colector a un diámetro comercial se lleva a metros y se asigna a la variable DiamColectM.

```
DiamColectM:=DiamColectCorr*.0254;
```

Con el valor del diámetro del colector corregido en metros, se recalcula la velocidad del aire dentro del colector y se guarda en la variable VelColectCorr.

```
> VelColectCorr:=Qcorr/(evalf(Pi)*((DiamColectM)**2)/4);
```

Con el diámetro de los conductos enterrados introducido por el usuario se calcula el área de sección transversal de un conducto y se guarda en la variable Atp.

```
Atp:=(evalf(Pi)*(DiamCondM**2))/4;
```

Conocidos el caudal, el área de sección transversal y la velocidad en los conductos se calcula el número de conductos necesarios para transportar el caudal necesario a la velocidad solicitada, utilizando el comando “*solve*”, el cual resuelve el valor de una incógnita dada la ecuación, el número de conductos se guarda en la

variable “n”, este valor será muy probablemente un número decimal, por lo que debe ser aproximado al superior entero más cercano.

```
> ec1:=Qcorr=VelCond*Atp*n; n:=solve(ec1,n);
```

Mediante el comando “trunc” se obtiene la parte entera de “n”.

```
nent:=trunc(n);
```

Al restar la parte entera “nent” a la variable “n”, se obtiene la parte decimal de “n” se obtiene la parte decimal de “n” la cual se guarda en la variable “ndec”.

```
ndec:=n-nent;
```

Utilizando el comando *if* el programa corregirá el número de conductos a la parte entera de “n” a “nent” si la parte decimal de ese mismo número es menor que 0.5, en caso contrario el programa corregirá el número de conductos al valor nent+1, en el caso de que el valor de “n” sea menor que 1 el programa asignará 1 al número de tubos. El valor de número de tubos corregido que resulte de esta parte del programa será guardado en la variable “ntpcorr”.

```
if n<1 then;
  ntpcorr:=1;
else
  if (ndec<.5) then;
    ntpcorr:=nent;
  else
    ntpcorr:=nent+1;
  end if;
end if;
```

Una vez corregido el número de conductos enterrados se re calcula la velocidad en dichos conductos.

```
VelCondCorr:=Qcorr/(Atp*ntpcorr);
```

Al dividir ntpcorr por 2, sacar la parte entera de esa división, multiplicarla por dos y compararla con ntpcorr, se determina si el número de conductos es par o impar, lo cual es necesario para el número de conductos que quedarán a los lados del colector y así tener el camino de mayor pérdida en el arreglo. Es por esto que las conexiones y caudales que tendrá el arreglo serán determinadas por el programa, como la caída de presión debida a la fricción en las uniones y caminos del fluido.

En caso de que el número de conductos sea par, habrá la misma cantidad de conductos a ambos lados del colector, entonces se asignará a la variable CT el valor $ntpcorr/2$, en el caso de arreglos con número de conductos impar habrá un conducto más de un lado del colector que del otro, entonces CT tomará el valor de la parte entera de $ntpcorr/2$ más un conducto.

```
if ((tr51runktpcorr/2)*2)=ntpcorr then;
    CT:=ntpcorr/2;
else
    CT:=(tr51runktpcorr/2)+1;
end if;
```

El comando “readdata” lee de un archivo de texto guardado en la dirección “F\\TESIS” la tabla de coeficientes k de pérdidas en tuberías de PVC, guardándola en una matriz a la cual se asigna la variable “Perdidas”.

```
Perdidas:=readdata("F\\Perdidas tabla de k.txt","1):
```

TABLA 7: Coeficientes de caída de presión k (adimensionales) para conductos de PVC de diámetros comerciales

Diámetros ["]	1/2	3/4	1	1,5	2	2,5	4	6	8	10	12	
k (adimensional)	Codo 90°	0,699	0,566	0,480	0,429	0,355	0,318	0,247	0,208	0,182	0,164	0,150
	Te con cambio de dirección.	0,306	0,314	0,299	0,326	0,322	0,321	0,323	0,332	0,336	0,339	0,342
	Te sin cambio de dirección.	0,775	0,679	0,607	0,572	0,500	0,469	0,401	0,359	0,329	0,308	0,292
	Ampliación 1 a 4	0,216	0,189	0,174	0,199	0,198	0,193	0,193	0,208	0,000	0,000	0,000
	Ampliación 1 a 2	0,132	0,113	0,109	0,124	0,119	0,117	0,125	0,158	0,130	0,130	0,136
	Ampliación 3 a 4	0,048	0,038	0,038	0,041	0,040	0,039	0,043	0,043	0,044	0,045	0,043
	Reducción 4 a 1	0,108	0,091	0,087	0,100	0,099	0,096	0,102	0,108	0,000	0,000	0,000
	Reducción 2 a 1	0,084	0,075	0,065	0,076	0,074	0,073	0,077	0,079	0,078	0,081	0,083
Reducción 4 a 3	0,048	0,038	0,038	0,041	0,040	0,039	0,043	0,043	0,044	0,045	0,043	

A continuación se presenta un gráfico que permite visualizar a que accesorio corresponde cada pérdida de las que se calcularán a continuación, para ser sumadas al final y encontrar la curva de pérdidas de presión del arreglo de tuberías, para a su vez sumarse con la curva de pérdida de presión del filtro y obtener la curva de pérdidas total del sistema, para luego ser interceptada con la curva característica del ventilador.

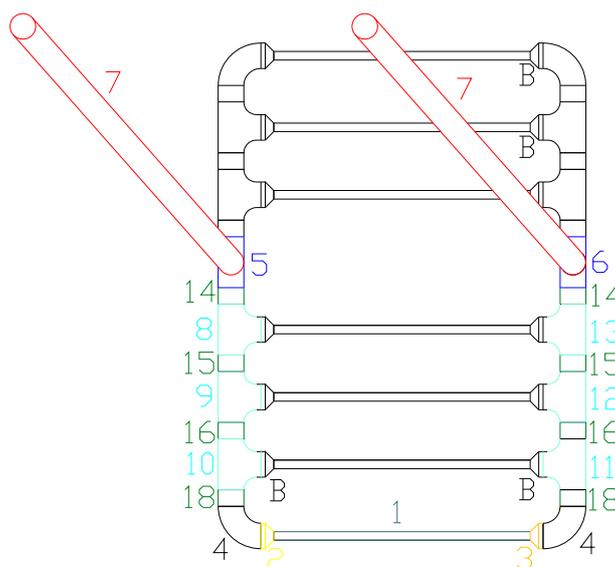


FIGURA 11: Esquema de accesorios de un arreglo tipo

– **Caída de presión en las tuberías**

Cálculo de caídas de presión en los conductos de menor diámetro

Se iguala la longitud equivalente a la longitud del tramo de tubería debido a que coinciden porque no se trata de ningún accesorio y se guarda en la variable “Le1”.

```
Le1:=LongCond;
```

Con Le1 se escribe la ecuación de la caída de presión en los conductos pequeños en función del caudal que pasa por ellos definido como “Q1”, y se guarda en la variable dp1.

Existen dos tipos de ecuaciones para el factor de fricción, por lo cual se implementa la herramienta "if", para usar cuando no hay aletas el primero y cuando existen, el segundo factor de fricción "ff".

```
if aletas = 0 then;
  dp1:=((.79*ln((4*Q1)/(evalf(Pi)*DiamCondM*nu))-1.64)**(-
2))*rho*(((4*Q1)/(evalf(Pi)*
(DiamCondM**2)))**2)*Le1)/(2*DiamCondM);
else;
  dp1:=((1+23.57217611*((4*Q1/(Pi*DiamCondM*nu))^(.67-0.6e-1*
TamAlet/DiamCondM+0.5444444444e-
2*alpha)*(Rugosidad/DiamCondM)^(1.37-.157*
TamAlet/DiamCondM)*(TamAlet/DiamCondM)^(-0.2113577644e-
5*Q1/(DiamCondM*nu)
-0.36666666667e-
2*alpha)*((1/90)*alpha)^(4.59+0.5233014527e-5*Q1/(DiamCondM*nu)-.15*
TamAlet/DiamCondM)*(1+2.94*sin(beta)/NumAlet))^(15/16))^(16/15)/(.79
*ln(1.273239544*Q1/
(DiamCondM*nu))-
1.64)^2)*rho*(((4*Q1)/(evalf(Pi)*(DiamCondM**2)))**2)*Le1)/(2*
DiamCondM);
end if;
```

Cálculo de caídas de presión en la reducción que conecta el codo al conducto de menor diámetro.

Las tablas del factor K de pérdidas por fricción en tuberías para reducciones y ampliaciones, vienen dadas en función de la relación de diámetros que existe entre los tubos que se conectan por el accesorio, por eso es necesario determinar dicha relación, la cual se guarda en la variable “r”.

```
r:=DiamCondM/DiamColectM;
```

Mediante el comando *if* se aproxima la relación obtenida a la más cercana que se encuentre en la tabla de la misma forma que se ha hecho anteriormente, guardando la nueva relación corregida en la misma variable “r”. Las relaciones disponibles son $\frac{1}{4}$, $\frac{1}{2}$ y $\frac{3}{4}$.

```
if r<=.25 then;
  r:=.25;
elif (r>.25) and (r<=.5) then;
  if (abs(r-.25))<(abs(r-.5)) then;
    r:=.25;
  else r:=.5;
  end if;
elif (r>.5) and (r<=.75) then;
  if (abs(r-.5))<(abs(r-.75)) then;
    r:=.5;
  else r:=.75;
  end if;
end if;
```

Una vez corregida la relación “r”, se escoge de la tabla el coeficiente de pérdidas “k”, utilizando el comando *if*, de manera similar a las anteriores, y se guarda en la variable “k2”.

```
> if (DiamCondP=.5) then;
if (r=.25) then; k2:=Perdidas[7,1]; elif (r=.5) then;
k2:=Perdidas[8,1];else k2:=Perdidas[9,1];
end if;
elif (DiamCondP=.75) then;
if (r=.25) then; k2:=Perdidas[7,2]; elif (r=.5) then;
k2:=Perdidas[8,2];else k2:=Perdidas[9,2];
end if;
elif (DiamCondP=1) then;
if (r=.25) then; k2:=Perdidas[7,3]; elif (r=.5) then;
k2:=Perdidas[8,3];else k2:=Perdidas[9,3];
end if;
elif (DiamCondP=1.5) then;
if (r=.25) then; k2:=Perdidas[7,4]; elif (r=.5) then;
k2:=Perdidas[8,4];else k2:=Perdidas[9,4];
end if;
elif (DiamCondP=2) then;
if (r=.25) then; k2:=Perdidas[7,5]; elif (r=.5) then;
k2:=Perdidas[8,5];else k2:=Perdidas[9,5];
end if;
elif (DiamCondP=2.5) then;
if (r=.25) then; k2:=Perdidas[7,6]; elif (r=.5) then;
k2:=Perdidas[8,6];else k2:=Perdidas[9,6];
end if;
elif (DiamCondP=4) then;
if (r=.25) then; k2:=Perdidas[7,7]; elif (r=.5) then;
k2:=Perdidas[8,7];else k2:=Perdidas[9,7];
end if;
elif (DiamCondP=6) then;
```

```

    if (r=.25) then; k2:=Perdidas[7,8]; elif (r=.5) then;
k2:=Perdidas[8,8];else k2:=Perdidas[9,8];
    end if;
elif (DiamCondP=8) then;
    if (r=.25) then; k2:=Perdidas[7,9]; elif (r=.5) then;
k2:=Perdidas[8,9];else k2:=Perdidas[9,9];
    end if;1
elif (DiamCondP=10) then;
    if (r=.25) then;k2:=Perdidas[7,10];elif (r=.5)
then;k2:=Perdidas[8,10];else k2:=Perdidas[9,10];
    end if;
elif (DiamCondP=12) then;
    if (r=.25) then;k2:=Perdidas[7,11];elif (r=.5)
then;k2:=Perdidas[8,11];else k2:=Perdidas[9,11];
    end if;
else k2:=Perdidas[9,11];
end if;

```

Una vez obtenido el coeficiente de pérdidas “k2” se calcula la longitud equivalente de tubería recta que representa la reducción, y se guarda en la variable “Le2”, luego con “Le2” se calcula la pérdida de presión en la reducción y se asigna a la variable “dp2”.

```

> k2:=eval(k2);
Le2:=k2*DiamCondM/(0.79*ln((4*Q2)/((evalf(Pi)*DiamCondM*nu)))-
1.64)**(-2);
dp2:=(((0.79*ln((4*Q2)/((evalf(Pi)*DiamCondM*nu)))-1.64)**(-
2))*rho*(((4*Q2)/((evalf(Pi)*(DiamCondM**2)
))**2)*Le2)/(2*DiamCondM);

```

Cálculo de caídas de presión en la ampliación que conecta el conducto de menor diámetro al codo ampliación

Se determinan igual que las reducciones y se asignan a la variable dp3.

```
> if (DiamCondP=.5) then;
  if (r=.25) then; k3:=Perdidas[4,1]; elif (r=.5) then;
k3:=Perdidas[5,1];else k3:=Perdidas[6,1];
  end if;
elif (DiamCondP=.75) then;
  if (r=.25) then; k3:=Perdidas[4,2]; elif (r=.5) then;
k3:=Perdidas[5,2];else k3:=Perdidas[6,2];
  end if;
elif (DiamCondP=1) then;
  if (r=.25) then; k3:=Perdidas[4,3]; elif (r=.5) then;
k3:=Perdidas[5,3];else k3:=Perdidas[6,3];
  end if;
elif (DiamCondP=1.5) then;
  if (r=.25) then; k3:=Perdidas[4,4]; elif (r=.5) then;
k3:=Perdidas[5,4];else k3:=Perdidas[6,4];
  end if;
elif (DiamCondP=2) then;
  if (r=.25) then; k3:=Perdidas[4,5]; elif (r=.5) then;
k3:=Perdidas[5,5];else k3:=Perdidas[6,5];
  end if;
elif (DiamCondP=2.5) then;
  if (r=.25) then; k3:=Perdidas[4,6]; elif (r=.5) then;
k3:=Perdidas[5,6];else k3:=Perdidas[6,6];
  end if;
elif (DiamCondP=4) then;
  if (r=.25) then; k3:=Perdidas[4,7]; elif (r=.5) then;
k3:=Perdidas[5,7];else k3:=Perdidas[6,7];
  end if;
```

```

elif (DiamCondP=6) then;
  if (r=.25) then; k3:=Perdidas[4,8]; elif (r=.5) then;
k3:=Perdidas[5,8];else k3:=Perdidas[6,8];
  end if;
elif (DiamCondP=8) then;
  if (r=.25) then; k3:=Perdidas[4,9]; elif (r=.5) then;
k3:=Perdidas[5,9];else k3:=Perdidas[6,9];
  end if;
elif (DiamCondP=10) then;
  if (r=.25) then;k3:=Perdidas[4,10];elif (r=.5)
then;k3:=Perdidas[5,10];else k3:=Perdidas[6,10];
  end if;
elif (DiamCondP=12) then;
  if (r=.25) then;k3:=Perdidas[4,11];elif (r=.5)
then;k3:=Perdidas[5,11];else k3:=Perdidas[6,11];
  end if;
else k3:=Perdidas[6,11];
end if;
  k3:=eval(k3);
  Le3:=k3*DiamCondM/(0.79*ln((4*Q3)/((evalf(Pi)*DiamCondM*nu)))-
1.64)**(-2);
  dp3:=(((0.79*ln((4*Q3)/((evalf(Pi)*DiamCondM*nu)))-1.64)**(-
2))*rho*(((4*Q3)/((evalf(Pi)*(DiamCondM**2)
)))**2)*Le3)/(2*DiamCondM);

```

Cálculo de caídas de presión en los codos

Se lee de la tabla guardada en la variable “Perdidas” el valor de coeficiente de pérdidas de presión “k” correspondiente al diámetro “DiamColectCorr”, y se guarda en la variable “k4”.

```

> if (DiamColectCorr=.5) then;
k4:=Perdidas[1,1];

```

```

elif (DiamColectCorr=.75) then;
k4:=Perdidas[1,2];
elif (DiamColectCorr=1) then;
k4:=Perdidas[1,3];
elif (DiamColectCorr=1.5) then;
k4:=Perdidas[1,4];
elif (DiamColectCorr=2) then;
k4:=Perdidas[1,5];
elif (DiamColectCorr=2.5) then;
k4:=Perdidas[1,6];
elif (DiamColectCorr=4) then;
k4:=Perdidas[1,7];
elif (DiamColectCorr=6) then;
k4:=Perdidas[1,8];
elif (DiamColectCorr=8) then;
k4:=Perdidas[1,9];
elif (DiamColectCorr=10) then;
k4:=Perdidas[1,10];
elif (DiamColectCorr=12) then;
k4:=Perdidas[1,11];
else k4:=Perdidas[1,11];
end if;

```

Con el coeficiente “k4” se calcula la longitud equivalente en tubería recta que representa el codo, se multiplica por dos para considerar los dos codos y se guarda en la variable “Le4”.

```

>Le4:=2*(k4*DiamColectCorr/(0.79*ln((4*Q4)/((evalf(Pi)*DiamColectCorr*nu)))-1.64)**(-2));

```

Una vez calculada la longitud equivalente 4, se calcula la pérdida de presión correspondiente a ambos codos y se guarda en la variable “dp4”.

```
> dp4:=(((0.79*ln((4*Q4)/((evalf(Pi)*DiamColectCorr*nu)))-1.64)**(-2))*rho*(((4*Q4)/((evalf(Pi)*(DiamColectCorr**2))))**2)*Le4)/(2*DiamColectCorr);
```

Cálculo de caídas de presión en las Tee que conectan el arreglo con los colectores, donde el flujo cambia de dirección

Se lee de la tabla guardada en la variable “Perdidas” el valor de coeficiente de pérdidas de presión “k” correspondiente al diámetro “DiamColectCorr”, y se guarda en la variable “k5” y “k6”, conforme cambia de valor la variable “i”, una vez que se repite el ciclo.

```
> for i from 5 to 6 do;if (DiamColectCorr=.5) then;
k||i:=Perdidas[3,1];
elif (DiamColectCorr=.75) then;
k||i:=Perdidas[3,2];
elif (DiamColectCorr=1) then;
k||i:=Perdidas[3,3];
elif (DiamColectCorr=1.5) then;
k||i:=Perdidas[3,4];
elif (DiamColectCorr=2) then;
k||i:=Perdidas[3,5];
elif (DiamColectCorr=2.5) then;
k||i:=Perdidas[3,6];
elif (DiamColectCorr=4) then;
k||i:=Perdidas[3,7];
elif (DiamColectCorr=6) then;
k||i:=Perdidas[3,8];
```

```

elif (DiamColectCorr=8) then;
k||i:=Perdidas[3,9];
elif (DiamColectCorr=10) then;
k||i:=Perdidas[3,10];
elif (DiamColectCorr=12) then;
k||i:=Perdidas[3,11];
else k||i:=Perdidas[3,11];
end if;

```

Se calculan las longitudes equivalentes y caídas de presión 5 y 6, el ciclo "for" se ejecuta dos veces, y los valores obtenidos se guardan en las variables: k5, Le5, dp5, k6, Le6 y dp6.

```

>Le||i:=k||i*DiamColectM/(0.79*ln((4*Q||i)/((evalf(Pi)*DiamColectCorr*nu)))-1.64)**(-2);
dp||i:=(((0.79*ln((4*Q||i)/((evalf(Pi)*DiamColectCorr*nu)))-1.64)**(-2))*rho*(((4*Q||i)/((evalf(Pi)*(DiamColectCorr**2))))**2)*Le||i)/(2*DiamColectCorr);
end do;

```

Cálculo de caídas de presión en los colectores

Se realiza de manera similar al cálculo de pérdidas de presión en los conductos de menor diámetro.

```

> Le7:=LongColect;
dp7:=(((0.79*ln((4*Q7)/((evalf(Pi)*DiamColectCorr*nu)))-1.64)**(-2))*rho*(((4*Q7)/((evalf(Pi)*(DiamColectCorr**2))))**2)*Le7)/(2*DiamColectCorr);

```

Cálculo de caída de presión en Tee que conectan los conductos de menor diámetro al colector, región de entrada al arreglo.

Se realiza de forma similar a todas las caídas de presión en accesorios antes calculadas, con la diferencia de que en este caso no es constante el número de estos accesorios, depende del número de conductos que estén a un lado del colector, por eso se calcula con un ciclo *for* que comienza en 8 y termina en un valor que depende de "CT".

```
> for i from 8 to CT+6 do;
  if (DiamColectCorr=.5) then;
    k||i:=Perdidas[2,1];
  elif (DiamColectCorr=.75) then;
    k||i:=Perdidas[2,2];
  elif (DiamColectCorr=1) then;
    k||i:=Perdidas[2,3];
  elif (DiamColectCorr=1.5) then;
    k||i:=Perdidas[2,4];
  elif (DiamColectCorr=2) then;
    k||i:=Perdidas[2,5];
  elif (DiamColectCorr=2.5) then;
    k||i:=Perdidas[2,6];
  elif (DiamColectCorr=4) then;
    k||i:=Perdidas[2,7];
  elif (DiamColectCorr=6) then;
    k||i:=Perdidas[2,8];
  elif (DiamColectCorr=8) then;
    k||i:=Perdidas[2,9];
  elif (DiamColectCorr=10) then;
    k||i:=Perdidas[2,10];
  elif (DiamColectCorr=12) then;
    k||i:=Perdidas[2,11];
  else k||i:=Perdidas[2,11];
```

```

end if;
Le||i:=k||i*DiamColectM/(0.79*ln((4*Q||i)/((evalf(Pi)*DiamColectCorr
*nu)))-1.64)**(-2);
dp||i:=(((0.79*ln((4*Q||i)/((evalf(Pi)*DiamColectCorr*nu)))-
1.64)**(-
2))*rho*(((4*Q||i)/((evalf(Pi)*(DiamColectCorr**2))))**2)*Le||i)/(2*
DiamColectCorr);
end do;

```

Cálculo de caída de presión en Tee que conectan los conductos de menor diámetro al colector, región de salida del arreglo.

El cálculo se realiza de la misma forma que el anterior, el ciclo comienza donde terminó el anterior y termina en un valor que también depende de “CT”.

```

> for i from (CT+7) to (2*CT)+5 do;
if (DiamColectCorr=.5) then;
k||i:=Perdidas[2,1];
elif (DiamColectCorr=.75) then;
k||i:=Perdidas[2,2];
elif (DiamColectCorr=1) then;
k||i:=Perdidas[2,3];
elif (DiamColectCorr=1.5) then;
k||i:=Perdidas[2,4];
elif (DiamColectCorr=2) then;
k||i:=Perdidas[2,5];
elif (DiamColectCorr=2.5) then;
k||i:=Perdidas[2,6];
elif (DiamColectCorr=4) then;
k||i:=Perdidas[2,7];
elif (DiamColectCorr=6) then;
k||i:=Perdidas[2,8];

```

```

elif (DiamColectCorr=8) then;
k||i:=Perdidas[2,9];
elif (DiamColectCorr=10) then;
k||i:=Perdidas[2,10];
elif (DiamColectCorr=12) then;
k||i:=Perdidas[2,11];
else k||i:=Perdidas[2,11];
end if;
Le||i:=k||i*DiamColectM/(0.79*ln((4*Q||i)/((evalf(Pi)*DiamColectCorr
*nu)))-1.64)**(-2);
dp||i:=(((0.79*ln((4*Q||i)/((evalf(Pi)*DiamColectCorr*nu)))-
1.64)**(-
2))*rho*(((4*Q||i)/((evalf(Pi)*(DiamColectCorr**2))))**2)*Le||i)/(2*
DiamColectCorr);
end do;

```

Cálculo de caída de presión en tubos de conexión entre Tee y Codo y entre Tee y Tee.

Se calcula de la misma manera que las anteriores, el ciclo comienza donde terminó el anterior y termina en un valor dependiente del número de conductos de un lado del colector.

```

> for i from ((2*CT)+6) to (3*CT+5) do;
Le||i:=2*sep;
dp||i:=(((0.79*ln((4*Q||i)/((evalf(Pi)*DiamColectCorr*nu)))-
1.64)**(-2))*rho*(((4*Q||i)/((evalf(Pi)
*(DiamColectCorr**2))))**2)*Le||i)/(2*DiamColectCorr);
end do;

```

Definición de caudales

Se definen todos los caudales generados durante el cálculo de pérdidas en función del caudal total que maneja el sistema para obtener la curva de caída de presión vs caudal total

```
> Q7:=Qtot;  
Q1:=Qtot/ntpcorr;  
Q2:=Qtot/ntpcorr;  
Q3:=Qtot/ntpcorr;  
Q4:=Qtot/ntpcorr;  
Q5:=Qtot;  
Q6:=(CT*Qtot)/ntpcorr;
```

Caudales Tee entrada lineales

```
j:=CT:  
for i from 8 to CT+6 do;  
  Q||i:=j*Qtot/ntpcorr;  
  j:=j-1;  
end do;  
j:=CT-1:  
for i from (CT+7) to (2*CT)+5 do;  
  Q||i:=j*Qtot/ntpcorr;  
  j:=j-1;  
end do;  
j:=CT:  
for i from ((2*CT)+6) to (3*CT)+5 do;  
  Q||i:=j*Qtot/ntpcorr;  
  j:=j-1;  
end do;
```

Se inicializa la variable dptot1 con el valor cero y se van sumando las pérdidas desde dp1 hasta la pérdida correspondiente al último tubo de conexión entre las Tee.

```

dptot1:=0;
for i from 1 to (3*CT+5) do:
dptot1:=dptot1+dp||i;
end do:

```

- **Caída de presión en el filtro**

Fueron aproximados los puntos correspondientes a la gráfica de caída de presión vs caudal de un filtro de aire comercial nacional marca Filcaracas, ajustándolos a un polinomio de 3er grado, para así obtener la curva característica del filtro, la cual se guardo en la variable “dpfiltro”.

```

dpfiltro:=299.7*(Qtot**3)-97.19*(Qtot**2)+22.50*(Qtot);

```

- **Caída de presión total en el sistema**

Para obtener la caída de presión total del sistema se sumaron ambas curvas y se guardo en la variable “dptot”.

```

dptot:=dptot1+dpfiltro;

```

La variable “ventilador” es utilizada para asignar el modelo del ventilador a utilizar para el cálculo del caudal y para visualizar su curva de funcionamiento junto con la del sistema, los modelos disponibles son: HADF10, HADF12, HADF14, HADF16, HADF18, HADF20, HCDF8, HCDF10, HCDF12, HCDF14, HCDF16, HCDF18, HCDF20.

Una vez que se asigna a la variable “ventilador” a un modelo de los señalados anteriormente, el programa ejecuta un comando *if*, que permite asignar valores

numéricos a la variable “Aux” relacionando cada modelo de ventilador con un número específico.

Luego es leída la siguiente tabla mediante el comando “readdata” y es guardada en la variable llamada “FAN”. La cual contiene los coeficientes del polinomio de 4to grado asignado para cada modelo de ventilador.

TABLA 8: Tabla de coeficientes polinomiales y caudales correspondiente a cada modelo de ventilador

MODELO	COEICIENTES DEL POLINOMIO DE 4TO GRADO					CAUDALES	
	A	B	C	D	E	Qmín [m3/h]	Qmáx [m3/h]
HADF 10	0	-45425	25525	-4800,100	355,690	0,096	0,290
12	64875	-99166	54438	-13010	1246,500	0,217	0,567
14	0	-6851,900	11688	-6721	1398,300	0,383	0,800
16	2173,500	-10400	17676	-13096	3717,900	0,710	1,180
18	2814	-15568	31759	-28559	9752,300	1,130	1,700
20	0	-27,698	-187,060	814,150	-512,890	1,410	2,350
HCDF 8	110523	-106568	34417	-5076,700	504,430	0,100	0,383
10	0	0	-2813,900	1189,700	82,692	0,117	0,467
12	0	0	-1843,800	984,510	77,317	0,150	0,583
14	174,050	-607,050	629,660	-427,130	311,160	0,350	1,250
16	-147,500	467,770	-431,200	-180,360	466,750	0,733	1,650
18	-1253,500	8869,200	-23131	26060	-10444	1,317	2,233
20	-141,040	1159,700	-3416,700	4001	-1206,300	1,267	2,783

Se utiliza un ciclo *for* combinado con un el bucle *if*, los cuales vincularán la variable “Aux” según sea su valor, con la correspondiente fila de la tabla almacenada en la variable “FAN”, creando así un polinomio de 4to grado que estará guardado en la variable “Pven”, y obteniendo los valores límites para la gráfica de caída de presión vs. caudal que estarán almacenados en las variables “Qmax” y “Qmin”.

La curva de ajuste del ventilador se grafica de color negro en el rango que esta comprendido entre el caudal máximo y mínimo que da el fabricante y en color gris

entre 0 y el caudal mínimo reportado por el fabricante, esto debido a que de esta zona de la curva no se tienen datos y muchas veces el comportamiento de los polinomios de ajuste no es el esperado fuera de la zona incluida por el fabricante en el catálogo, por lo antes expuesto es aconsejable que se escoja un ventilador que intercepte la curva de pérdidas de presión del sistema en la zona graficada en color negro o cerca de esa zona, ya que no se conoce el comportamiento del ventilador fuera de esa zona.

Para lograr esta representación se generan dos estructuras de dibujo (plot structures) la primera es "VENT" que corresponde a la graficación de la curva característica del ventilador entre el caudal máximo y mínimo reportado por el fabricante, la segunda estructura es "VENT1" que corresponde a la graficación de la misma curva para caudales que van entre 0 y el caudal mínimo reportado por el fabricante.

```
> ventilador:=HADF10;

if ventilador=HADF10 then;
  AUX:=1; elif ventilador=HADF12 then; AUX:=2;
elif ventilador=HADF14 then; AUX:=3;
elif ventilador=HADF16 then; AUX:=4;
elif ventilador=HADF18 then; AUX:=5;
elif ventilador=HADF20 then; AUX:=6;
elif ventilador=HCDF8 then; AUX:=7;
elif ventilador=HCDF10 then; AUX:=8;
elif ventilador=HCDF12 then; AUX:=9;
elif ventilador=HCDF14 then; AUX:=10;
elif ventilador=HCDF16 then; AUX:=11;
elif ventilador=HCDF18 then; AUX:=12;
elif ventilador=HCDF20 then; AUX:=13;
else print("Ventilador Incorrecto");
end if;
```

```

FAN:=readdata("/media/VICTORINOX/Ventiladores.txt",11);

for i from 1 to 13 do;
    if AUX=i then;

Pven:=FAN[i,1]*Qtot^4+FAN[i,2]*Qtot^3+FAN[i,3]*Qtot^2+FAN[i,4]*Qtot+
FAN[i,5];
        Qmax:=FAN[i,7];
        Qmin:=FAN[i,6];
    end if;
end do;
VENT:=plot(Pven,Qtot=Qmin..Qmax,color=black);
VENT1:=plot(Pven,Qtot=0..Qmin,color=gray);

```

Las estructuras de graficación “filtro”, “tuberías” y “total” se encargan de graficar las curvas de pérdida de presión en las tuberías (azul), en el filtro (verde) y totales (rojo) respectivamente, entre valores de caudal 0 y el caudal máximo que maneja el ventilador seleccionado.

```

filtro:=plot((dpfiltro),Qtot=0..Qmax,color=green);
tuberías:=plot((dptot1),Qtot=0..Qmax,color=blue);
total:=plot((dptot),Qtot=0..Qmax);

```

Mediante el comando “fsolve” se intersecan las curvas de caída de presión del sistema de tuberías y la curva característica del ventilador, para así obtener el caudal y la caída de presión con el que funcionara el sistema con un ventilador determinado, el usuario deberá escoger el ventilador que genere el caudal más cercano al que se quería inicialmente, una vez obtenido ese caudal se corrige el caudal del sistema “Qtot” a ese caudal obtenido.

```

ec3:=Pven;
ec4:=dptot;
caudal:=fsolve({(ec3)=(ec4)});caudal[1];

```

```
Qcorr:=rhs(caudal[1]);  
Qtot:=Qcorr;
```

- **CÁLCULO DE LA TASA DE FLUJO DE CALOR Y TEMPERATURA DE SALIDA DEL AIRE DEL SISTEMA**

El valor de la variable “LongCond” es guardado en una variable auxiliar llamada “longitud”, para luego desasignar el valor almacenado al comienzo del programa en “LongCond” y poder utilizar esta variable en la ecuación de la temperatura de salida, esto es un artificio para poder graficar luego los valores de la temperatura contra los valores de la longitud, para luego restablecer dicho valor de longitud a su variable original.

```
> longitud:=LongCond;  
unassign('LongCond');
```

Es asignada una ecuación a la variable “TempSalK”, la cual fue desarrollada a partir de un despeje y agrupamiento de las ecuaciones de: la primera ley de la termodinámica para el caso más simple y la expresión que define el coeficiente global de transferencia de calor, con la forma de la Ley de Newton del enfriamiento.

Esta ecuación permite sin necesidad de utilizar sistemas de ecuaciones dentro del ciclo *while* el cálculo de la temperatura de salida del arreglo de conductos seleccionado, para posteriormente calcular la tasa de flujo de calor a partir de dicha temperatura.

Es utilizada la herramienta "if" para utilizar la ecuación de "TempSalK" sin aletas, o sino la ecuación correspondiente para el análisis de conductos aleteados.

```
if aletas=0 then;
```

```

TempSalk:= exp(-
1.000000000*10^10*Pr^(1/3)*kf*RadInt*LongCond*Kt*(VelCondCorr*DiamCo
ndM-
1000.*nu)/((4.516436802*10^10*nu*DiamCondM*Kt*ln(1.273239544*Q1/(Dia
mCondM*nu))-
9.375894120*10^10*nu*DiamCondM*Kt+1.591549430*10^9*ln(RadExt/RadInt)
*Pr^(1/3)*kf*RadInt*VelCondCorr*DiamCondM-
1.591549430*10^12*ln(RadExt/RadInt)*Pr^(1/3)*kf*RadInt*nu)*Q1*rho*Cp
))*TempEntK-1.*exp(-
1.000000000*10^10*Pr^(1/3)*kf*RadInt*LongCond*Kt*(VelCondCorr*DiamCo
ndM-
1000.*nu)/((4.516436802*10^10*nu*DiamCondM*Kt*ln(1.273239544*Q1/(Dia
mCondM*nu))-
9.375894120*10^10*nu*DiamCondM*Kt+1.591549430*10^9*ln(RadExt/RadInt)
*Pr^(1/3)*kf*RadInt*VelCondCorr*DiamCondM-
1.591549430*10^12*ln(RadExt/RadInt)*Pr^(1/3)*kf*RadInt*nu)*Q1*rho*Cp
))*TempTierrK+TempTierrK;

else;

TempSalk := evalf(exp(-3.141592656*(1+0.9640847073e-
1*(VelCondCorr*DiamCondM/nu)^.252*(Rugosidad/DiamCondM)^1.484*alpha^
2.03/((TamAlet/DiamCondM)^1.47*Pr^1.68))^1/7*(1+23.57217611*((4*Q1
/(evalf(Pi)*DiamCondM*nu))^(.67-0.6e-
1*TamAlet/DiamCondM+0.5444444444e-
2*alpha)*(Rugosidad/DiamCondM)^(1.37-
.157*TamAlet/DiamCondM)*(TamAlet/DiamCondM)^(-0.2113577644e-
5*Q1/(DiamCondM*nu)-0.3666666667e-
2*alpha)*((1/90)*alpha)^(4.59+0.5233014527e-5*Q1/(DiamCondM*nu)-
.15*TamAlet/DiamCondM)*(1+2.94*sin(beta)/NumAlet))^15/16))^16/15)*
VelCondCorr*Pr*Kt*RadInt*LongCond*Kt/(nu*(.79*ln(1.273239544*Q1/(Dia
mCondM*nu))-
1.64)^2*(1+6.350000000*(2**(1/2))*sqrt((1+23.57217611*((4*Q1/(evalf(
Pi)*DiamCondM*nu))^(.67-0.6e-1*TamAlet/DiamCondM+0.5444444444e-
2*alpha)*(Rugosidad/DiamCondM)^(1.37-
.157*TamAlet/DiamCondM)*(TamAlet/DiamCondM)^(-0.2113577644e-
5*Q1/(DiamCondM*nu)-0.3666666667e-
2*alpha)*((1/90)*alpha)^(4.59+0.5233014527e-5*Q1/(DiamCondM*nu)-
.15*TamAlet/DiamCondM)*(1+2.94*sin(beta)/NumAlet))^15/16))^16/15)/
(.79*ln(1.273239544*Q1/(DiamCondM*nu))-1.64)^2)*(Pr^(2/3)-
1))*Q1*rho*Cp*(Kt+(1/2)*ln(RadExt/RadInt))*(1+0.9640847073e-
1*(VelCondCorr*DiamCondM/nu)^.252*(Rugosidad/DiamCondM)^1.484*alpha^
2.03/((TamAlet/DiamCondM)^1.47*Pr^1.68))^1/7*(1+23.57217611*((4*Q1
/(evalf(Pi)*DiamCondM*nu))^(.67-0.6e-
1*TamAlet/DiamCondM+0.5444444444e-
2*alpha)*(Rugosidad/DiamCondM)^(1.37-
.157*TamAlet/DiamCondM)*(TamAlet/DiamCondM)^(-0.2113577644e-
5*Q1/(DiamCondM*nu)-0.3666666667e-
2*alpha)*((1/90)*alpha)^(4.59+0.5233014527e-5*Q1/(DiamCondM*nu)-
.15*TamAlet/DiamCondM)*(1+2.94*sin(beta)/NumAlet))^15/16))^16/15)*
VelCondCorr*Pr*Kt*RadInt/(nu*(.79*ln(1.273239544*Q1/(DiamCondM*nu))-

```

```

1.64)^2*(1+6.350000000*(2**(1/2))*sqrt((1+23.57217611*((4*Q1/(evalf(
Pi)*DiamCondM*nu))^(.67-0.6e-1*TamAlet/DiamCondM+0.5444444444e-
2*alpha)*(Rugosidad/DiamCondM)^(1.37-
.157*TamAlet/DiamCondM)*(TamAlet/DiamCondM)^(-0.2113577644e-
5*Q1/(DiamCondM*nu)-0.3666666667e-
2*alpha)*((1/90)*alpha)^(4.59+0.5233014527e-5*Q1/(DiamCondM*nu)-
.15*TamAlet/DiamCondM)*(1+2.94*sin(beta)/NumAlet))^(15/16))^(16/15)/
(.79*ln(1.273239544*Q1/(DiamCondM*nu))-1.64)^2)*(Pr^(2/3)-
1)))))*TempEntK-1.*exp(-3.141592656*(1+0.9640847073e-
1*(VelCondCorr*DiamCondM/nu)^.252*(Rugosidad/DiamCondM)^1.484*alpha^
2.03/((TamAlet/DiamCondM)^1.47*Pr^1.68))^(1/7)*(1+23.57217611*((4*Q1
/(evalf(Pi)*DiamCondM*nu))^(.67-0.6e-
1*TamAlet/DiamCondM+0.5444444444e-
2*alpha)*(Rugosidad/DiamCondM)^(1.37-
.157*TamAlet/DiamCondM)*(TamAlet/DiamCondM)^(-0.2113577644e-
5*Q1/(DiamCondM*nu)-0.3666666667e-
2*alpha)*((1/90)*alpha)^(4.59+0.5233014527e-5*Q1/(DiamCondM*nu)-
.15*TamAlet/DiamCondM)*(1+2.94*sin(beta)/NumAlet))^(15/16))^(16/15)*
VelCondCorr*Pr*Kt*RadInt*LongCond*Kt/(nu*(.79*ln(1.273239544*Q1/(Dia
mCondM*nu)))-
1.64)^2*(1+6.350000000*(2**(1/2))*sqrt((1+23.57217611*((4*Q1/(evalf(
Pi)*DiamCondM*nu))^(.67-0.6e-1*TamAlet/DiamCondM+0.5444444444e-
2*alpha)*(Rugosidad/DiamCondM)^(1.37-
.157*TamAlet/DiamCondM)*(TamAlet/DiamCondM)^(-0.2113577644e-
5*Q1/(DiamCondM*nu)-0.3666666667e-
2*alpha)*((1/90)*alpha)^(4.59+0.5233014527e-5*Q1/(DiamCondM*nu)-
.15*TamAlet/DiamCondM)*(1+2.94*sin(beta)/NumAlet))^(15/16))^(16/15)/
1)*Q1*rho*Cp*(Kt+(1/2)*ln(RadExt/RadInt))*(1+0.9640847073e-
1*(VelCondCorr*DiamCondM/nu)^.252*(Rugosidad/DiamCondM)^1.484*alpha^
2.03/((TamAlet/DiamCondM)^1.47*Pr^1.68))^(1/7)*(1+23.57217611*((4*Q1
/(evalf(Pi)*DiamCondM*nu))^(.67-0.6e-
1*TamAlet/DiamCondM+0.5444444444e-
2*alpha)*(Rugosidad/DiamCondM)^(1.37-
.157*TamAlet/DiamCondM)*(TamAlet/DiamCondM)^(-0.2113577644e-
5*Q1/(DiamCondM*nu)-0.3666666667e-
2*alpha)*((1/90)*alpha)^(4.59+0.5233014527e-5*Q1/(DiamCondM*nu)-
.15*TamAlet/DiamCondM)*(1+2.94*sin(beta)/NumAlet))^(15/16))^(16/15)*
VelCondCorr*Pr*Kt*RadInt/(nu*(.79*ln(1.273239544*Q1/(DiamCondM*nu)))-
1.64)^2*(1+6.350000000*(2**(1/2))*sqrt((1+23.57217611*((4*Q1/(evalf(
Pi)*DiamCondM*nu))^(.67-0.6e-1*TamAlet/DiamCondM+0.5444444444e-
2*alpha)*(Rugosidad/DiamCondM)^(1.37-
.157*TamAlet/DiamCondM)*(TamAlet/DiamCondM)^(-0.2113577644e-
5*Q1/(DiamCondM*nu)-0.3666666667e-
2*alpha)*((1/90)*alpha)^(4.59+0.5233014527e-5*Q1/(DiamCondM*nu)-
.15*TamAlet/DiamCondM)*(1+2.94*sin(beta)/NumAlet))^(15/16))^(16/15)/
(.79*ln(1.273239544*Q1/(DiamCondM*nu))-1.64)^2)*(Pr^(2/3)-
1)))))*TempTierrK+TempTierrK);
end if;

```

```

Tfinal:=plot(TempSalK,LongCond=0..longitud,color=blue);

```

```
LongCond:=longitud;
```

La variable contadora "x" aumenta su valor en una unidad antes de terminar el ciclo *while*.

```
x:=x+1;
```

Se recalcula la temperatura promedio como el promedio entre la temperatura de entrada y salida del aire; al principio del programa se había calculado TempProm0 como el promedio entre las temperaturas de entrada del aire y la de la tierra, se guarda en la variable TempPromx, de manera que en cada ciclo cuando x aumente su valor, se obtengan temperaturas promedio sucesivas (TempProm0, TempProm1, TempProm2, TempProm3,etc.).

```
TempProm | x:=(TempEntK+TempSalK)/2;
```

Se recalcula la tolerancia "tol" como el valor absoluto de la diferencia entre la temperatura promedio que se calcula en el ciclo actual, y la temperatura promedio que se obtuvo en el ciclo anterior, cuando ambas tiendan al mismo valor el programa no correrá de nuevo en ciclo *while*.

```
tol:=abs(TempProm | (x)-TempProm | (x-1));  
end do;
```

Mediante el comando "plots[display]" se grafican las estructuras antes expuestas "VENT, VENT1, filtro, tuberías y total", que corresponden: las dos primeras a la curva característica del ventilador, la segunda a la curva de pérdidas en el filtro, la tercera a la curva de pérdidas en las tuberías y la última a la curva de pérdidas total del sistema.

```
> plots [display](VENT,VENT1,filtro,tuberías,total,title=`Gráfica de  
Caída de presión vs. Caudal`, labels=[Caudal(m3/h),Presion(Pa)]);
```

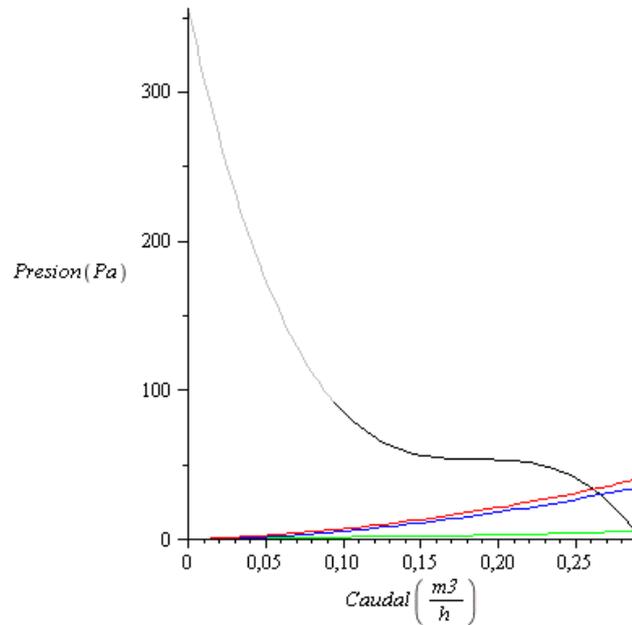


FIGURA 12: Gráfico de caída de presión vs. Caudal, para el sistema y para el ventilador escogido

Se guarda en la variable “Perd”, el valor caída de presión obtenida de la intersección de las gráficas total del sistema y del ventilador.

Con el comando “evalf” se evalúa la pérdida explicada anteriormente.

```
> Perd:=evalf(dptot):
```

Mediante el comando *Print* se imprime el caudal obtenido de la intersección de las gráficas: pérdida total del sistema y curva del ventilador.

En la estructura de graficación “TempTierrK” se guarda la graficación de la temperatura de la tierra entre 0 y la longitud del conducto enterrado de color rojo.

Ya que el programa puede ser utilizado para temperaturas cambiantes de la tierra y el ambiente, es necesario establecer parámetros de graficación para cuando la temperatura del ambiente es superior a la de la tierra y para cuando la temperatura del ambiente es inferior a la de la tierra, es por esto que se utiliza la herramienta del "if".

```
> if TempTierrK<TempEntK then;
temtierra:=plot(TempTierrK,L=0..LongCond,T=273.15..TempEntK,color=gray):
else;
temtierra:=plot(TempTierrK,L=0..LongCond,T=273.15..(TempTierrK+10),color=gray):
end if;
```

Utilizando el comando "plots[display]", se grafican las estructuras "puntos" y "TempTierrK".

```
> plots[display](Tfinal,temtierra,title=`Gráfico Temperatura final vs. Longitud`,labels=[L(m),T(K)]);
```

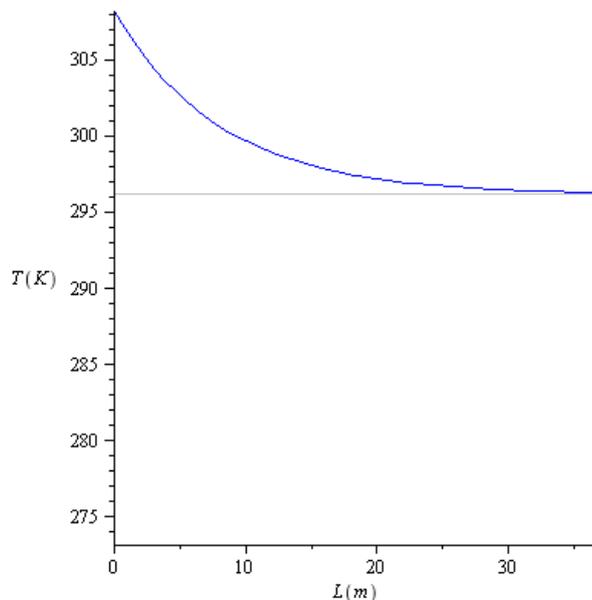


FIGURA 13: Gráfico de temperatura final vs. Longitud

El comando *print* presenta por pantalla la temperatura de salida en Kelvin

```
> print("Temperatura de salida",TempSalK);
      "Temperatura de salida",296.278696
```

El siguiente desarrollo de ecuaciones es utilizado para poder realizar la graficación de la intersección de las curvas de pérdida total del sistema y la del ventilador seleccionado, para tal fin la variable “TempSalK” es desasignada mediante el comando *unassign*.

```
> FM:=Q1*rho;
      FM :=0.0604005595
> Red := VelCondCorr*DiamCondM/nu;
      Red :=27098.8126
```

En esta sección se evalúa el factor de fricción el cual debe corresponder al arreglo sin aletas y con aletas según sea el caso a estudiar por el código.

```
> if aletas = 0 then;
      ff := 1/ (.79*ln(4*Q1/(evalf(Pi)*DiamCondM*nu))-1.64)^2;
else;
      ff := (1+23.57217611*((4*Q1/(Pi*DiamCondM*nu))^(.67-0.6e-1*
TamAlet/DiamCondM+0.5444444444e-
2*alpha)*(Rugosidad/DiamCondM)^(1.37-.157*TamAlet/DiamCondM)
*(TamAlet/DiamCondM)^(-0.2113577644e-5*Q1/(DiamCondM*nu)-
0.3666666667e-2*alpha)*((1/90)* alpha)^(4.59+0.5233014527e-
5*Q1/(DiamCondM*nu)-.15*TamAlet/DiamCondM)*(1+2.94*sin(beta)
/NumAlet))^(15/16))^(16/15)/(.79*ln(1.273239544*Q1/(DiamCondM*nu))-
1.64)^2;
end if;
      ff :=0.0242340664
```

```
> TempSalAux:=TempSalK;
```

```
TempSalAux :=296.278696
```

```
> unassign('TempSalK');
```

```
> ec1:=q=UA*(dt2-dt1)/ln(dt2/dt1);
```

$$ec1 := q = \frac{UA (dt2 - dt1)}{\ln\left(\frac{dt2}{dt1}\right)}$$

```
> ec2:=q=FM*Cp*(TempEntK-TempSalK);
```

```
ec2 := q = 18745.60447 - 60.83272584TempSalK
```

En esta sección se evalúa el número de Nusselt el cual debe corresponder al arreglo sin aletas y con aletas según sea el caso a estudiar por el código.

```
> if aletas=0 then;
```

```
    Nuss := (1/8)*ff*(Red-1000)*Pr/(1+12.7*((1/8)*ff)^.5*Pr^(2/3)-1);
```

```
else;
```

```
    Nuss := ((ff/2)*Red*Pr)/(1+(12.7*sqrt(ff/2)*(Pr**(2/3)-1)));
```

```
end if;
```

```
Nuss :=100.742924;
```

De la misma forma es seleccionado el coeficiente convectivo según sea la tipología del arreglo, es decir, con aletas o sin aletas

```
> if aletas=0 then;
```

```
    H := Nuss*kf/DiamCondM;
```

```
else;
```

```
    H :=(1+((2.64*Red**0.036)*(Rugosidad/D)**0.212*((P/D)**(-
0.21))*((alpha/90)**0.29)*(Pr**
(-
0.024))**7)**(1/7)*Nuss*(Kt/DiamCondM);
```

```
end if;
```

```
H :=17.4952093;
```

```

> Rconv := 1/(2*H*evalf(Pi)*RadInt*LongCond);
          Rconv :=0.00326950061
> Rk := ln(RadExt/RadInt)/(2*evalf(Pi)*Kt*LongCond);
          Rk :=0.000355147572
> UA := 1/(Rconv+Rk);
          UA :=275.888844
> dt1 := TempEntK-TempTierrK;
          dt1 :=12.00
> dt2 := TempSalK-TempTierrK;
          dt2 :=TempSalK - 296.15

```

Se utiliza la herramienta if para graficar, en el intervalo correcto, la relación entre las variables temperatura de salida y tasa de transferencia de calor

```

> if TempTierrK<TempEntK then;
  A:=plot(rhs(ec1),TempSalK=TempTierrK-
1..TempEntK+1,numpoints=1000):
  B:=plot(rhs(ec2), TempSalK=TempTierrK-
1..TempEntK+1,numpoints=1000,color=blue):
else;
A:=plot(rhs(ec1),TempSalK=((TempEntK+1))..TempTierrK+10,numpoints=10
00):
  B:=plot(rhs(ec2),
TempSalK=((TempEntK+1))..TempTierrK+10,numpoints=1000,color=blue):
end if:

```

Con el comando plot se finaliza la secuencia de las ecuaciones para dibujar la gráfica de las dos curvas

```
> plots[display](A,B,title=`Gráfico Tasa de Transferencia de Calor
vs. Temperatura de
Salida`,labels=[TempSal(K),TasatransfCalor(J/s)]);
```

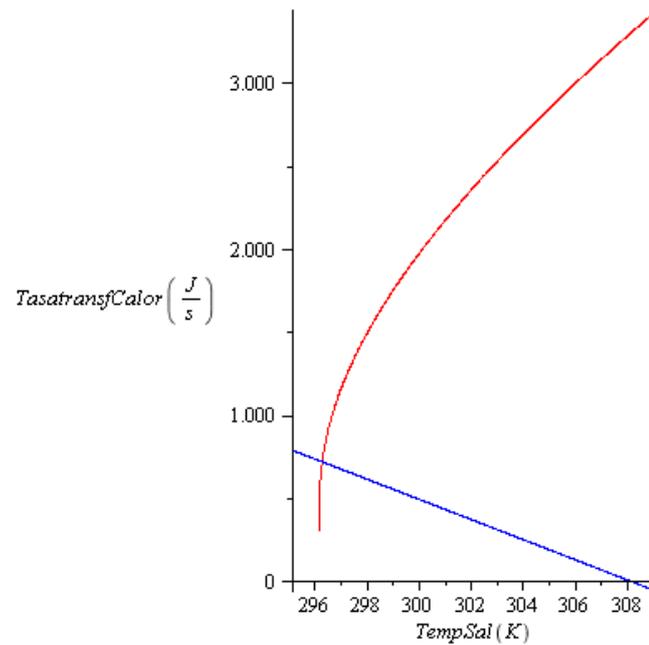


FIGURA 14: Gráfico de tasa de transferencia de calor vs. Temperatura de salida

Asignación de la temperatura de salida a la variable “TempSalK”.

```
> TempSalK:=TempSalAux;
```

```
TempSalK := 296.278696
```

Con el valor de “TempSalK” obtenido anteriormente se calcula la tasa de flujo de calor y se guarda en la variable “Calor”.

```
> Calor:=FM*Cp*(TempEntK-TempSalK);
```

```
Calor := 722.163745
```

El comando *print* presenta por pantalla el factor de fricción calculado para los conductos de menor diámetro

```
> print("Factor de friccion",ff);  
"Factor de friccion",0.0242340664
```

El comando *print* presenta por pantalla la caída de presión en pascales

```
> print("Caida de presion",dptot);  
"Caida de presion",33.6476815:
```

El comando "evalf" evalúa el valor de la caída de presión obtenida desde la intersección obtenida de las gráficas total del sistema y del ventilador

```
> print("Caudal",Qtot*3600);  
"Caudal",941.3304476  
> dptot:=evalf(dptot):
```

El comando *unassign* desasigna el valor guardado en las variables "Red", "Nuss" y "ff", correspondientes al número de Reynolds, factor de fricción y número de Nusselt

```
> unassign('Red');  
> unassign('ff');  
> unassign('Nuss');
```

Se guarda en la variable "ff" la relación existente entre el número de Reynolds y el factor de fricción para graficarlos posteriormente

```
> ff:=((.79*ln(Red)-1.64)**(-2)):
```

En la estructura de graficación “FF” se guarda la graficación de la ecuación anterior correspondiente a la relación entre el factor de fricción y el número de Reynolds

```
> FF:=plot(ff,Red=10000..500000,labels=[Red,Fricción]):
```

Mediante el comando “plots[display]” se grafica la estructura “FF”

```
> plots[display](FF,title=`Gráfico Factor de Fricción vs. Número de Reynolds`);
```

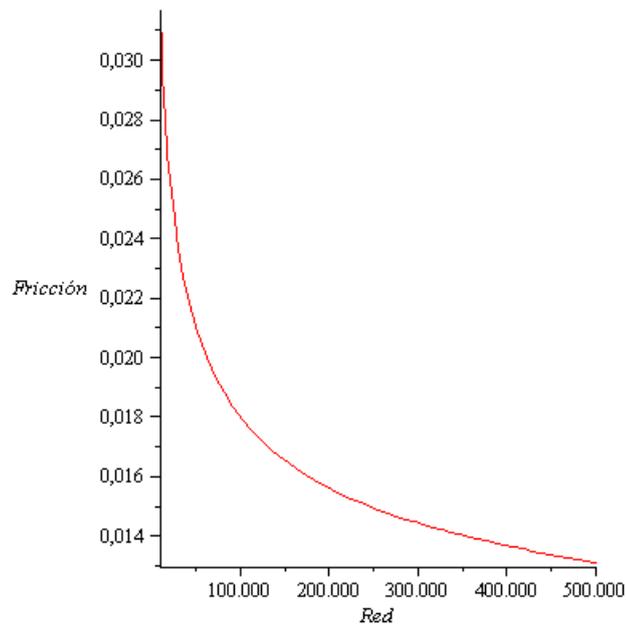


FIGURA 15: Gráfico de factor de fricción vs. número de Reynolds

De la misma forma que se graficó la relación anterior entre el número de Reynolds y el factor de fricción ahora se gráfica la relación entre el número de Nusselt y el número de Reynolds).

```
> Nuss:=((((ff/8)*(Red-1000))*Pr)/(1+(12.7*((ff/8)**0.5)*(Pr**(2/3))-1))):
> NUSS:=plot(Nuss, Red=10000..500000, labels=[Reynolds, Nusselt]):
```

```
> plots[display](NUSS, title=`Gráfico Número de Nusselt vs. Número  
de Reynolds`);
```

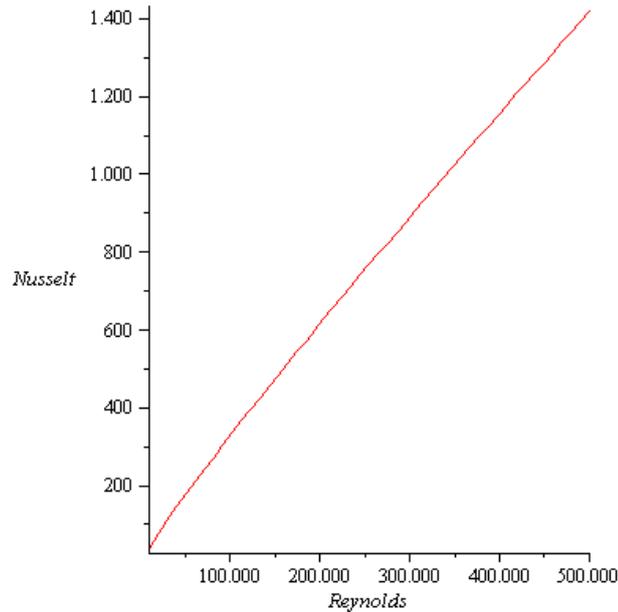


FIGURA 16: Gráfico de número de Nusselt vs. número de Reynolds

- **CÁLCULO DE LA TASA DE FLUJO DE CALOR Y TEMPERATURA DE SALIDA DEL AIRE DEL SISTEMA**

En la variable “TW” mediante el comando “readdata” se lee desde un archivo de texto externo al programa la tabla de propiedades del agua saturada, las propiedades que se leen son la presión de saturación y la entalpía de vapor saturado, se guardan en las variables pg y hg respectivamente.

```
> TW:=readdata("F:\\Propiedades agua saturada.txt",3):
```

TABLA 9: Propiedades de agua saturada en unidades inglesas (Welty)

T [°F]	Pg [PSI]	Hg [BTU/Lbm]
32.018	0.08866	1075.4
35	0.09992	1076.7
40	0.12166	1078.9
45	0.14748	1081.1
50	0.17803	1083.3
60	0.2563	1087.7
70	0.3632	1092
80	0.5073	1096.4
90	0.6988	1100.7
100	0.9503	1105
110	1,276	1109.3
120	1,695	1113.5
130	2,225	1117.8
140	2,892	1121.9
150	3,722	1126.1
160	4,745	1130.1
170	5,996	1134.2
180	7,515	1138.2
190	9,343	1142.1
200	11,529	1145.9
210	14,125	1149.7
212	14,698	1150.5
220	17,188	1153.5
230	20,780	1157.1
240	24,970	1160.7
250	29,820	1164.2
260	35,420	1167.6
270	41,850	1170.9
280	49,180	1174.1
290	57,530	1177.2
300	66,980	1180.2

T [°F]	Pg [PSI]	Hg [BTU/Lbm]
310	77,640	1183
320	89,600	1185.8
330	103,000	1188.4
340	117,930	1190.8
350	134,530	1193.1
360	152,920	1195.2
370	173,230	1197.2
380	195,600	1199
390	220,200	1200.6
400	247,100	1202
410	276,500	1203.1
420	308,500	1204.1
430	343,300	1204.8
440	381,200	1205.3
450	422,100	1205.6
460	466,300	1205.5
470	514,100	1205.2
480	565,500	1204.6
490	620,700	1203.7
500	680,000	1202.5
520	811,400	1198.9
540	961,500	1193.8
560	1131,000	1187
580	1324,000	1178
600	1541,000	1166.4
620	1784,400	1151.4
640	2057,100	1131.9
660	2362,000	1105.5
680	2705,000	1066.7
700	3090,000	990.2
705,44	3204,000	902.5

Debido a que la tabla de entalpías del aire esta en sistema inglés y la temperatura esta en °F se convierte la temperatura de entrada del aire a °F.

```
> TempEntF:=(9/5)*TempEntC)+32;  
TempEntF:=95
```

Mediante un ciclo *for* se interpola la presión de saturación y la entalpía de vapor saturado del agua a la temperatura de entrada.

```
> for i from 1 to 62 do;  
    if (TempEntF>TW[i,1]) and (TempEntF<=TW[(i+1),1]) then;  
        pg:=((TempEntF-TW[i,1])/(TW[(i+1),1]-TW[i,1]))*(TW[(i+1),2]-  
TW[i,2])+TW[i,2];  
        hg:=((TempEntF-TW[i,1])/(TW[(i+1),1]-TW[i,1]))*(TW[(i+1),3]-  
TW[i,3])+TW[i,3];  
    end if;  
end do;
```

El comando *print* presenta por pantalla los valores obtenidos del ciclo *for* anterior.

```
> print(pg);print(hg);  
0.8245500000  
1102.850000
```

Se convierte la presión de saturación obtenida de psi a Pa.

```
> pg1:=pg*6894.75729317;  
pg1:=5685.072120
```

Se convierte la entalpía obtenida de BTU/lbm a J/Kg.

```
> hg1:=hg*2326;  
hg1:=2.565229100106
```

De forma similar a la que se utilizó para obtener la presión de saturación de vapor y la entalpía de vapor para la temperatura de entrada se obtienen las mismas propiedades para la temperatura final o de salida.

```
> TempSalF:=((9/5)*TempSalK)-460;
TempSalF :=73.301653
> for i from 1 to 62 do;
    if (TempSalF>TW[i,1]) and (TempSalF<=TW[(i+1),1]) then;
        pg22:=((TempSalF-TW[i,1])/(TW[(i+1),1]-
TW[i,1]))*(TW[(i+1),2]-TW[i,2])+TW[i,2];
        hg22:=((TempSalF-TW[i,1])/(TW[(i+1),1]-
TW[i,1]))*(TW[(i+1),3]-TW[i,3])+TW[i,3];
    end if;
end do;
```

Se muestra por pantalla el valor de presión de saturación de vapor y entalpía de vapor para la temperatura de salida

```
> print(pg22);print(hg22);
0.410776832
1093.45272
```

Ambas propiedades se llevan a unidades del sistema internacional Pa y J/Kg respectivamente

```
> pg2:=pg22*6894.75729317;
pg2 :=2832.20656
> hg2:=hg22*2326;
hg2 :=2.543371045106
```

Para obtener la presión absoluta en el estado 2 se suma la presión que produce el ventilador a la presión atmosférica y se guarda en la variable “pvent”.

```
> pvent:=Perd+PresAtm;
```

```
pvent :=1.013586477105
```

Con las propiedades obtenidas anteriormente para el estado 1 se calcula la humedad absoluta del aire en ese estado

```
> w1:=0.622*((phil*pg1)/(PresAtm-(phil*pg1)));
```

```
w1 :=0.0216687078;
```

Se calcula la humedad absoluta máxima que puede mantener el aire a la temperatura 2, fijando en valor de humedad relativa en 1 (100%)

```
> wmax2:=0.622*((pg2)/(pvent-pg2));
```

```
wmax2 :=0.0178797941
```

Se evalúa el valor de la humedad relativa máxima calculado anteriormente

```
> wmax2:=evalf(wmax2);
```

Mediante el comando "if" se compara el valor de wmax2 con w1, en caso de que wmax2 sea mayor el valor de la humedad absoluta a la salida será el mismo de la entrada (w2=w1), ya que no se produce condensación y no se está agregando agua al aire, y con ese valor de w2 se calcula la humedad relativa de salida

En caso de que la humedad absoluta de entrada sea mayor que la humedad absoluta máxima que puede contener el aire a la salida se producirá condensación, en ese caso la humedad relativa de salida será 1 (100%) y la humedad absoluta de salida tomará el valor de la humedad absoluta de salida máxima posible, la masa de agua condensada será la resta de la humedad absoluta a la entrada menos la humedad máxima posible a la salida

```

> if wmax2<w1 then;
  w2:=wmax2;
  phi2:=1;
  cond:=w1-wmax2;
else;
  w2:=w1;
  phi2:=(w2*PresAtm)/((w2*pg2)+(0.622*pg2));
  cond:=0;
end if;

w2 :=0.0178797941

phi2 :=1

cond :=0.0037889136

> TempSalC:=TempSalK-273.15:
> DensAgua:=readdata("H:\\Densidad agua.txt",2):

```

TABLA 10: Tabla densidad del agua en función de la temperatura (Potter,2ed)

T [°C]	Rho [Kg/m3]
0	999,9
5	1000
10	999,7
15	999,1
20	998,2
30	995,7
40	992,2
50	998,1
60	983,2
70	977,8
80	971,8
90	965,3
100	958,4

Con la herramienta *for* se consigue realizar una interpolación en la tabla de densidad del agua mostrada anteriormente, para valores de temperaturas específicos. Dichos valores son guardados en la variable “rhoagua”.

```
> for i from 1 to 13 do;
  if (TempSalC>DensAgua[i,1]) and (TempSalC<=DensAgua[(i+1),1]) then;
    rhoagua:=((TempSalC-DensAgua[i,1])/(DensAgua[(i+1),1]-
DensAgua[i,1]))*(DensAgua[(i+1),2]-DensAgua[i,2])+DensAgua[i,2];
  end if;
end do;
> condtot1:=cond*FM*3600:
> condtot2:=condtot1*(1/rhoagua)*(1/0.001):
> Caudtot:=Q1*ntpcorr*3600:
> Calortot:=Calor*ntpcorr:
```

Mediante el comando *print* se muestran los resultados finales obtenidos

```
> print("Numero de ciclos",x);
print("Caudal total suministrado",Caudtot,"m3/h");
print("Número de conductos resultantes",ntpcorr);
print("Velocidad dentro de los conductos",VelCondCorr,"m/s");
print("Caida de presión en el sistema",dptot,"Pa");
print("Temperatura de salida",TempSalK,"K",TempSalC,"°C");
print("Tasa de flujo de calor",Calor,"J/s");
print("Tasa de condensación",condtot1,"kg/h",condtot2,"L/h");
print("Humedad relativa de salida",phi2*100,"%");
print("Diámetro del colector",DiamColectCorr,"Pulgadas");
print("Velocidad dentro del colector",VelColectCorr,"m/s");
```

"Numero de ciclos",8

"Caudal total suministrado",941.3304476,"m3/h"

"Número de conductos resultantes",5

```
"Velocidad dentro de los conductos"2.866881790 "m/s"  
"Caida de presión en el sistema,"33.64768155 "Pa"  
"Temperatura de salida,"296.2786966 "K", 23.1286966 "°C"  
"Tasa de flujo de calor,"722.1637451 "J/s"  
"Tasa de condensación",3.305001437 "kg/h", 3.314742168 "L/h"  
"Humedad relativa de salida,"100, "%"  
"Diametro del colector,"10, "Pulgadas"  
"Velocidad dentro del colector,"5.160387220 "m/s"
```

```
> print(Qtot);
```

```
0.261480679'
```

CAPÍTULO IV. VALIDACIÓN

VALIDACIÓN DEL MODELO

Para validar nuestro modelo fue necesario recurrir al trabajo realizado por el Arquitecto Ernesto Lorenzo, “Método de Dimensionado de Tubos”, el cual consiste en un pequeño programa que evalúa las propiedades del fluido, en este caso aire, dentro de los conductos enterrados.

Es importante resaltar que la tipología del arreglo utilizada en ambos trabajos es diferente, por lo que los resultados de: tasa de transferencia de calor, caudal, y resistencia total no serán los mismos. Sin embargo el análisis correspondiente al aspecto térmico, temperaturas de entrada y de salida, y gráficas son muy similares entre sí. Para este análisis se utilizaron los siguientes datos:

TABLA 11: Datos iniciales para el programa

Temperatura Exterior (°C)	35
Temperatura del Interior (°C)	30
Temperatura del Suelo (°C)	23
Velocidad del Aire (m/s)	3
Conductividad del Tubo (w/m°K)	0.16
Espesor del Tubo (m)	0.001
Radio del Tubo (m)	0.08
Longitud del tramo (m)	0.06
Capacidad calorífica Aire (J/m ³ °C)	1007.16

Para los mismos datos utilizados en ambos trabajos se obtuvieron resultados similares para la temperatura de salida de los conductos, esto se ve claramente en las gráficas de temperatura contra longitud del conducto, arrojadas por dichos trabajos.

La primera es la arrojada por la hoja de cálculo: Método de dimensionado de tubos, la cual se observa como la temperatura varía con respecto a la longitud del conducto, llegando a un punto en el cual la curva se hace asintótica al valor de la temperatura de la tierra.

En la siguiente figura se puede observar que para el valor de 37 m, la curva es prácticamente horizontal, y para medidas menores a esta, el cambio de temperatura entre el aire dentro de los conductos y la tierra es más significativo.

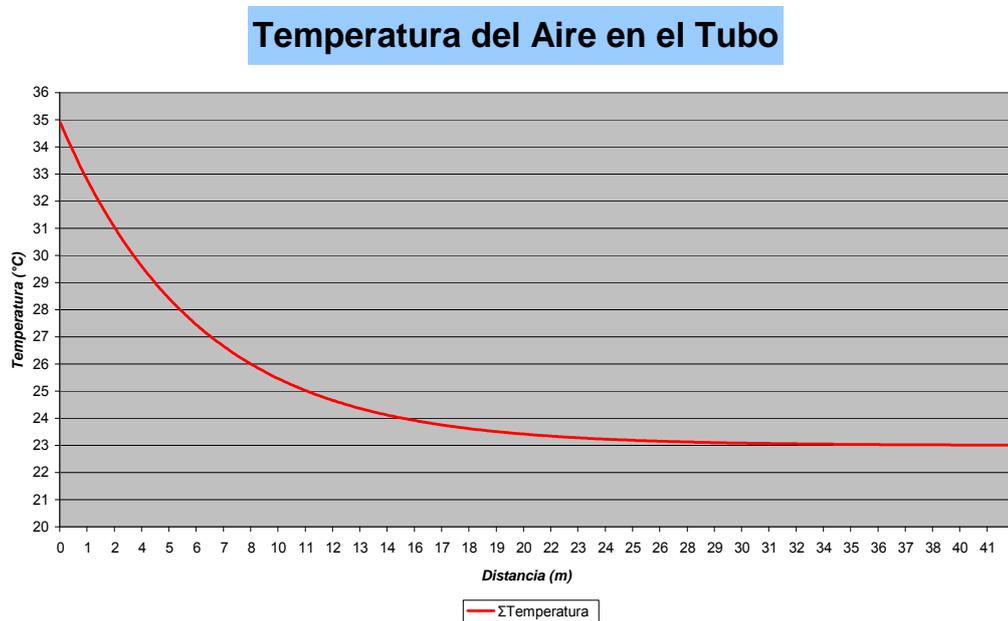


FIGURA 17. Gráfica de temperatura vs. Distancia “Método de Dimensionado de Tubos”

A continuación tenemos la representación de la curva arrojada por el modelo realizado en Maple 11, la cual tiene valores de temperaturas equivalentes en grados Kelvin (K), contra longitud de los conductos, figura homóloga a la anterior.

Se puede apreciar la similitud entre ambas curvas, ya que para el valor de 37 m ya no se presenta ningún cambio significativo en la variación de la temperatura final del arreglo.

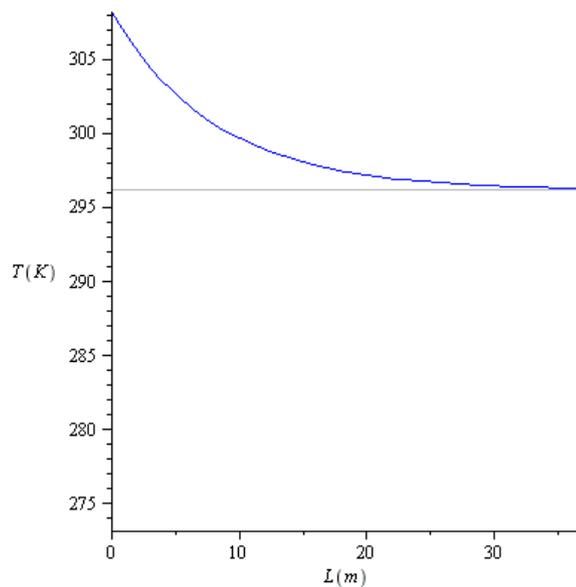


FIGURA 18. Gráfico de temperatura vs. longitud realizado en Maple 11

El programa se ajusta a las gráficas obtenidas en la hoja de cálculo, que sirve de cierta orientación a los trabajos realizados para implementar el sistema de conductos enterrados.

RESULTADOS Y ANÁLISIS DE RESULTADOS

Se realizaron dos corridas del programa con los mismos datos, en la primera corrida no se agregaron aletas al sistema, en la segunda se agregaron aletas dispuestas transversalmente en forma de anillos paralelos dispuestos a lo largo del tubo.

Los datos utilizados fueron los siguientes:

Temperatura de entrada: 33°C

Temperatura de la tierra: 23°C

Presión atmosférica: 101325 Pa

Humedad relativa de entrada: 90%

Caudal a transportar: 540 m³/h

Diámetro de los conductos: 6"

Espesor de la pared de los conductos: 0.001 m

Conductividad del material del conducto: 0.16 W/ m*K

Longitud del conducto: 1 m

Longitud del colector: 7 m

Separación entre los conductos: 0.2 m/s

Velocidad promedio dentro de los conductos: 3 m/s

Velocidad promedio dentro del colector: 5 m/s

Modelo del ventilador: HADF10

En el caso de la corrida con aletas, los datos correspondientes a las aletas son:

Rugosidad de la tubería: 0.000015 m

Tamaño de la aleta: 0.0254 m = 1"

Angulo α : 90°

Angulo β : 90°

Numero de aletas: 50

Los resultados obtenidos de ambas corridas fueron los siguientes:

TABLA 12: Tabla de resultados

	Arreglo no aleteado	Arreglo con aletas transversales
Caída de presión en el arreglo [Pa]	7,72	44,02
Temperatura de salida del arreglo[K]	305	300
Tasa de condensación [L/h]	0	1,92
Humedad relativa de salida del arreglo [%]	97,12	100
Caudal transportado (m ³ /h)	0,28	0,24

Las gráficas de caída de presión generadas por el programa para ambos casos fueron las siguientes:

Arreglo no aleteado:

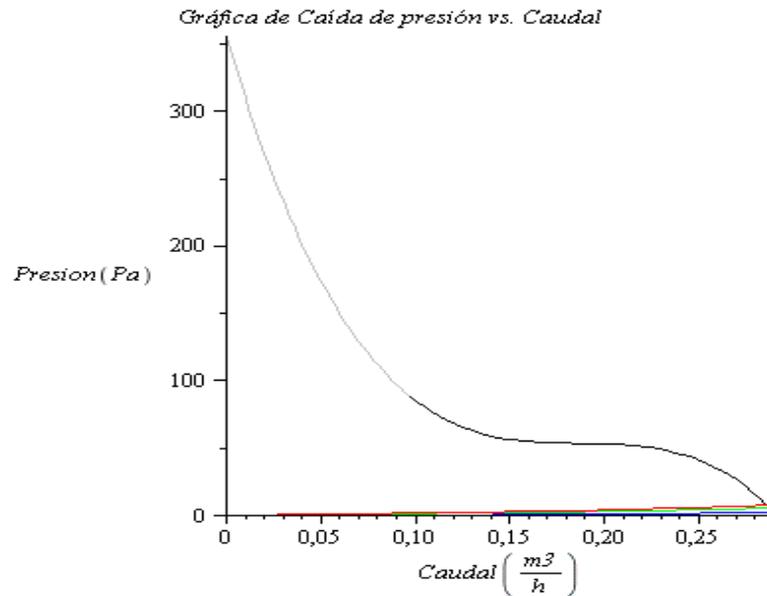


FIGURA 19: Caída de presión vs. Caudal sin aletas

Arreglo con aletas transversales:

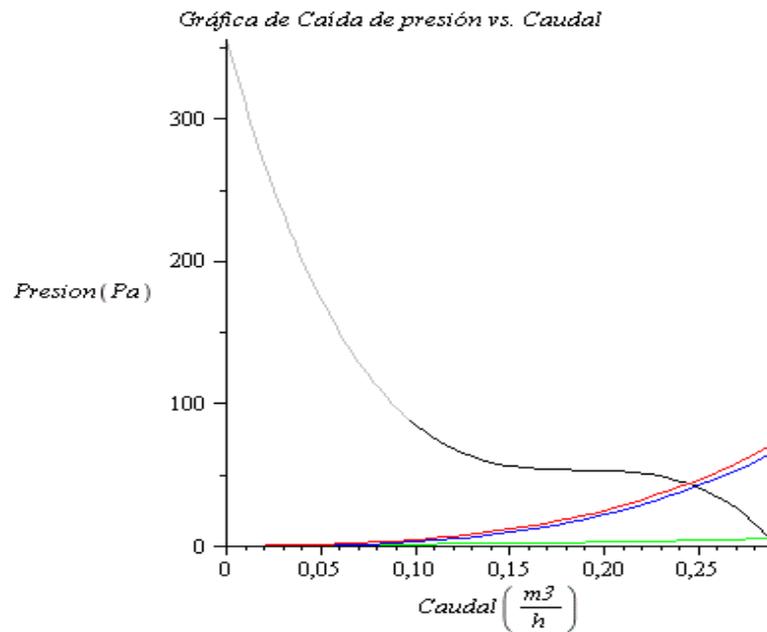


FIGURA 20: Caída de presión vs. Caudal con aletas

Se puede observar que la caída de presión aumenta de 7,72Pa a 44,02 Pa cuando se agregan aletas transversales, lo que supone un aumento al 570% de la caída correspondiente a la que se obtiene cuando no se aletea el arreglo. Debido a esto cuando se utiliza el mismo ventilador el caudal que es capaz de transportar disminuye de 0,28 m³/h a 0,24 m³/h, lo cual supone una disminución de 14,2% en el caudal suministrado.

En cuanto a la distribución de temperatura a lo largo del conducto, las gráficas obtenidas fueron las siguientes:

Arreglo no aleteado:

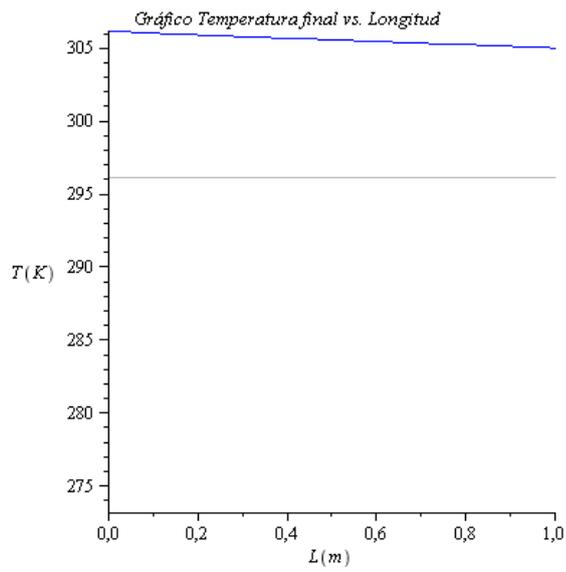


FIGURA 21: Temperatura vs. Longitud sin aletas

Arreglo con aletas transversales:

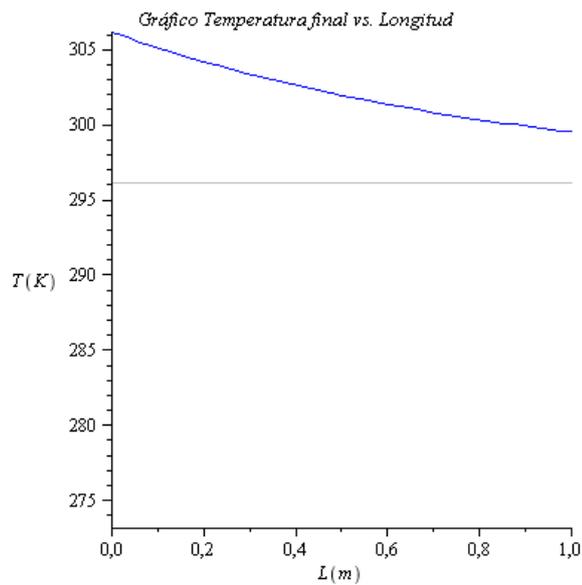


FIGURA 22: Temperatura vs. Longitud con aletas

Se puede observar claramente que la temperatura varía de forma más rápida cuando se agregan aletas al arreglo, el valor de diferencia de temperatura entre la entrada y la salida del mismo para el arreglo no aleteado es de 1.15 K, mientras que cuando se utilizan aletas esa diferencia alcanza 6.15 K lo cual significa un aumento de 81.3%.

En el cálculo de la tasa de condensación y la humedad relativa de salida se aprecia que en el caso del arreglo no aleteado no se alcanza la saturación del aire, la humedad relativa de salida es de 97,12%, por lo que no se condensa el agua contenida en el aire, por el contrario, cuando se agregan aletas al arreglo la temperatura baja lo suficiente para que se sature el aire, por lo cual si se produce condensación.

CONCLUSIONES GENERALES

- Los materiales utilizados para la construcción de sistemas de climatización pasiva por conductos enterrados son diversos, entre ellos tenemos metales, PVC y concreto. En este estudio se escogió el PVC debido a su bajo costo, fácil disponibilidad y lento deterioro al estar en contacto prolongado con la tierra, su principal desventaja es su baja conductividad térmica, pero los resultados obtenidos al utilizar el modelo son aceptables, por lo que el material es recomendable.
- Los parámetros de mayor influencia en el desempeño del sistema son la temperatura del aire y de la tierra, ya que la diferencia de temperaturas entre ambos determinará la tasa de transferencia de calor que se establecerá en el sistema y la variación en la temperatura del aire, que es el objetivo principal que persigue el mismo. De la humedad relativa del aire a la entrada del arreglo depende la saturación del aire, y, de producirse, la tasa de condensación que se producirá dentro del conducto.
- La caída de presión en el arreglo está íntimamente ligada a la presencia o no de aletas, y de su disposición en caso de estar presentes, esto se debe a que el factor de fricción aumenta considerablemente cuando se incluyen las mismas, debido al choque del fluido contra la cara de las aletas, también es importante destacar que la caída de presión es mínima cuando las aletas están dispuestas paralelas al flujo y es máxima cuando las mismas están dispuestas totalmente perpendiculares a la dirección del flujo. El aumento de la caída de presión debido a las aletas disminuye también el caudal que el ventilador es capaz de

transportar a lo largo del arreglo, lo que hace necesario utilizar, en ocasiones, ventiladores de mayor capacidad, aumentando así el consumo de energía del sistema.

- La tasa de transferencia de calor se incrementa cuando se agregan aletas al arreglo, por lo que la longitud de conducto necesaria para lograr una temperatura de salida determinada es mucho menor, respecto a la longitud de conducto liso necesaria para lograr la misma temperatura de salida, esto debido a que el área de contacto entre la tierra y el conducto se aumenta sin aumentar el área de sección transversal que disminuiría dicha tasa de transferencia de calor. La tasa de transferencia de calor alcanza su valor máximo cuando las aletas están dispuestas perpendiculares a la dirección del flujo y mínimo cuando la disposición es paralela a dicha dirección, por lo cual la longitud de conducto necesaria será mínima cuando las aletas sean perpendiculares al flujo y máxima cuando las mismas estén colocadas de forma paralela al flujo.
- Cuando la humedad relativa de entrada del aire es alta, al disminuir poco la temperatura se produce la saturación del mismo, por lo que es necesario disponer agujeros de drenaje capaces de sacar la cantidad de agua que se produzca en el conducto para evitar que se tape. Mientras menor sea la temperatura de salida del aire mayor será la tasa de condensación en los conductos, por lo que todos los factores antes mencionados que aumentan la transferencia de calor, afectarán también la tasa de condensación aumentando su valor.

RECOMENDACIONES

Este trabajo se ha desarrollado inicialmente para obtener una herramienta simplificada fundamentada en investigaciones de sistemas de conductos enterrados en el país, pero una vez analizada se pensó en una serie de recomendaciones que ayudarían a incrementar la confiabilidad y factibilidad del modelo obtenido. Además de hacer recomendaciones al arreglo como tal, se debe tomar en cuenta que resultaría útil trabajar en la ampliación del modelo físico-matemático para facilitar cada vez más el trabajo para el diseñador.

Entre las recomendaciones se tiene analizar e investigar el comportamiento que tiene el agua como fluido de trabajo en un sistema de conductos enterrados, ya que el agua tiene mejores propiedades térmicas que el aire, por lo cual el intercambio de calor con la tierra ocurriría de manera más efectiva. El agua presenta una conductividad térmica mayor que el aire, por lo que el coeficiente de transferencia de calor será superior y se verá manifestado directamente en la tasa de transferencia de calor que presente el sistema, además que la tubería que se utiliza comúnmente para su traslado es hierro galvanizado y de menor diámetro que una para transporte de aire, y simplificaría el diseño del sistema de conductos. En este caso el intercambio de calor es entre el agua y la tierra, las pérdidas arrojadas por el sistema serán vencidas en este caso por una bomba. Una vez culminado el paso por el arreglo de la tubería se deberá realizar un nuevo intercambio con el aire para establecer la temperatura que se desea para el área a climatizar. Puede resultar una desventaja en este tipo de sistema el uso de un intercambiador de calor entre el agua y el aire pero el arreglo incrementa sus propiedades térmicas debajo de la tierra; sería una máquina de simple funcionamiento, básicamente un intercambiador de varios pasos de tubos que por dentro contengan el agua, haciendo pasar aire a través de él para realizar el

intercambio térmico, pero sería un análisis de costos, confort y comparación de propiedades con el sistema clásico de conductos enterrados para el uso del aire.

Una forma mejorar el desempeño del sistema es estableciendo la profundidad del arreglo de conductos por debajo del nivel freático, ya que los conductos transportadores del aire y sus alrededores se humedecerán estableciéndose así un coeficiente convectivo mayor que cuando el sistema está seco. Es importante destacar que esto solo podrá ser posible en zonas donde el nivel freático sea suficientemente alto.

La inclusión de aletas al arreglo tiene como desventaja que agrega un alto costo adicional, por lo que pueden usarse tubos corrugados que aumentarían la tasa de flujo de calor, ya que se comportan de manera similar y pueden ser estudiados mediante el mismo modelo que los tubos aleteados.

Debido a la suposición de que la tierra no cambiará su temperatura con el transcurso del tiempo el modelo funciona para predecir el comportamiento inicial del sistema pero no para los instantes posteriores cuando la diferencia de temperatura entre la tierra y el aire disminuya, lo cual empeorara el desempeño del sistema. Es importante continuar esta investigación y extender el modelo y el código computacional hasta lograr predecir el comportamiento del sistema para esta situación.

Ya que se supone que el aire a la entrada es seco para el cálculo de la tasa de transferencia de calor los resultados son aproximaciones cercanas pero no exactas para el análisis termodinámico del sistema, es recomendable investigar de que forma se evaluaría las propiedades del aire para incluirlas en el cálculo de la temperatura de salida con la primera ley de la termodinámica.

La introducción de bases de datos más extensas para las propiedades de distintos tipos de fluidos, materiales de los conductos y coeficiente de pérdidas sería una importante mejora para un análisis más globalizado de sistemas de conductos enterrados, ya que establecería variedad al usuario para diseñar ampliando las posibilidades que tiene a su alcance para esta implementación. Además de incluir estas tablas se podría también tratar de diseñar algún tipo de formato de tabla, o en un archivo de texto poseer representaciones de datos para ventiladores, filtros, y cualquier tipo artefacto del cual se pueda tener gráficas, o comportamientos descritos por medio de algún tipo de dato suministrado por el fabricante, para así ir estableciendo el efecto que tienen con respecto a su inclusión en el modelo físico-matemático.

ANTECEDENTES

- **Silvana *et al.* (2002)** aplicaron el sistema de conductos enterrados en una escuela básica de estudios primarios en la ciudad de Catriló, Argentina, utilizando un conducto de sección rectangular de 40 x 65 cm y de 29 m de longitud, enterrado a 40 cm de profundidad, para climatizar un laboratorio de 167 m³ de volumen logrando enfriar el aire 9 °C durante el día y calentarlo 5 °C durante la noche.
- **Ramírez (2005a)** desarrolló en la ciudad de Villavicencio, Colombia un proyecto de aplicación del sistema de conductos enterrados para pre-enfriar el aire a la entrada de las unidades de aire acondicionado, se utilizaron tubos de 60 m de longitud, enterrados a 1,80 m de profundidad, logrando una disminución de 7° C en la temperatura del aire, disminuyendo considerablemente el consumo energético de las unidades de aire acondicionado. El proyecto fue aplicado en una tienda por departamentos de la cadena comercial Alkosto.
- **Ramírez (2005b)** realizó el diseño de un sistema de climatización por tubos enterrados para su aplicación en un almacén de productos farmacéuticos en Santiago de Chile. Se logró una reducción de 9,6 veces la inversión en comparación con una solución tradicional de climatización de aire y un ahorro de 96,1% en el consumo energético mensual.
- **Hollmuller *et al.* (2005)** evaluaron el comportamiento térmico de un edificio residencial de 4 pisos ubicado en Sao Paolo, Brasil. Utilizando un sistema de tubos de 8 pulgadas de diámetro y 30 m de longitud lograron una disminución de 7 °C durante el día y un aumento de 3 °C durante la noche, en una habitación principal de 60 m³ de volumen.

- **Lorenzo (2007)** desarrolló la aplicación de la tecnología de acondicionamiento térmico pasivo de aire por conductos enterrados como alternativa frente a los sistemas activos tradicionales de climatización de espacios, realizó un prototipo del sistema para obtener mediciones reales en clima cálido-húmedo, y basándose en dichas mediciones proyectó un sistema de este tipo para un almacén de bebidas alcohólicas y gaseosas (Almacenes L&G).

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- Cengel, Y. Boles, M., 1996, *Termodinámica*, 2da edición. Editorial Mc Graw Hill. Ciudad de México.
- Fox, R., y McDonald, A., 1995, *Introducción a la Mecánica de Fluidos*, 4ta edición. Editorial Mc Graw Hill. Ciudad de México.
- Hollmuller, P., Lamberts, R., Westphal, F., Ordenes, M. y Carlo, J., 2005, Potential of inertial ventilation for passive cooling in brazilian climates. Sao Paolo, Brazil.
- Hobaica, M., 1984, *Caractéristiques des zones climatiques au Venezuela pour la conception thermique des bâtiments. Thèse de maîtrise. Ecole Nationale des Ponts et Chaussées*. París.
- Hobaica, M. y Allard, F., 2007, Integración de sistemas pasivos de acondicionamiento térmico en Venezuela (ISPAVEN). Programa de cooperación inter universitario. PCU-FONACIT-ECOSNORD. Compromiso 9269. Instituto de Desarrollo Experimental para la Construcción/Facultad de Arquitectura/UCV, laboratorio de estudio de fenómenos de transferencia aplicados a la edificación. (LEPTAB) Polo Ciencias y Tecnología. Universidad de la Rochelle.
- Incropera, F., y DeWitt, D., 1999, *Fundamentos de Transferencia de Calor*, 4ta edición. Editorial Prentice Hall. México.

- Kreith F., 1965, *Principles of Heat Transfer*, 2da edición. Editorial *Internacional Textbook Company*. Pennsylvania.
- Lorenzo, E., 2007, Climatización pasiva de edificaciones mediante conductos enterrados. Potencialidades de aplicación en Venezuela. Congreso internacional de la construcción sostenible, pp 53- 61.
- Lorenzo, E., 2007, Climatización pasiva por conductos enterrados. Tesis de especialización, Instituto de Desarrollo Experimental para la Construcción/Facultad de Arquitectura/UCV. Caracas.
- Müller, E., 2002, *Termodinámica Básica*, 2da edición. Editorial Equinoccio. Caracas.
- Munson, B., Young, D. y Okiishi T., 1990, *Fundamentals of Fluid Mechanics*, Editorial Wiley. Ciudad de México.
- Potter, M., Wiggert, D. y Hondzo, M., 1998, *Mecánica de los Fluidos*, 2da edición. Editorial Prentice Hall. Oregon.
- Ravigururajan, T.S. y Bergles, A., 1996, *Experimental termal and Fluid science*, vol.13, no. 1, pp. 55-70. Kansas.
- Ramírez, J., 2005^a, Proyecto de Climatización Almacenes Alkosto. Villavicencio, Colombia.
- Ramírez, J., 2005^b, Proyecto de Climatización Almacenes FASA. S.A. Santiago de Chile, Chile.

Sigalés, B., 2003, *Transferencia de Calor Técnica*, Vol. 1, Editorial Reverté, S.A. Barcelona. España.

Silvana, F., Celina, F. y Graciela, L., 2002, Análisis del *performance* de los ductos enterrados en una escuela básica general. Catriló, Argentina.

Van Wylen, Sountag G., 1999, *Fundamentos de Termodinámica*, 2da edición. Editorial Limusa-Wiley. Ciudad de México.

Welty, J., *Transferencia de Calor Aplicada a la Ingeniería*. Editorial Limusa. Ciudad de México.

ANEXOS

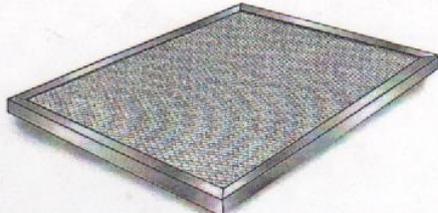
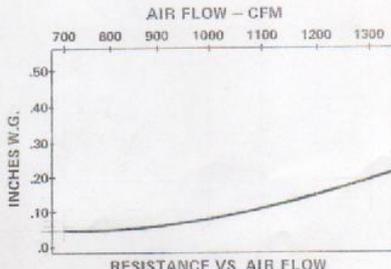


FILCARACA®
FILTROS CARACAS C.A.
Desde 1975

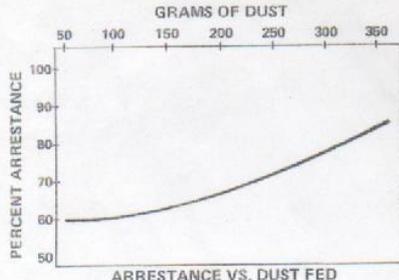
Serie
ALFO®
Filtros Permanentes o Lavables para
Aire Acondicionado o Ventilación

Son filtros permanentes y lavables fácil y rápidamente. Usados donde la mediana eficiencia y velocidad son requeridas. Construidos a base de Polyurethano expandido filtrante importado y químicamente tratado en un proceso de poros abiertos. Este material filtrante es enmarcado en canales de aluminio de distintos espesores y grosores.

USOS :
Industrial y Comercial. Laboratorios y en Sistemas Centrales de Aire Acondicionado, sustituyendo perfectamente los filtros de aluminio, siendo más eficiente, ya que este tipo de filtro de la serie **ALFO** no necesita ser impregnado en aceite para incrementar su eficiencia.

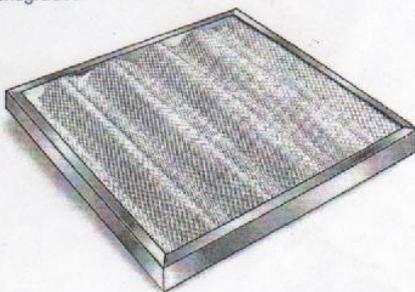



RESISTANCE VS. AIR FLOW



ARRESTANCE VS. DUST FED

El material filtrante (POLYURETHANO) debe ser del grado industrial. Tratado químicamente y teniendo una estructura de poros abiertos controlada a base de 20-30 poros por pulgadas lineal $\pm 5\%$. Este FOAM filtrante no debe tener menos de 1/2" de espesor para filtros de 1" y 2". El material debe estar encajado entre dos piezas de hierro galvanizado expandido o aluminio ondulado en los filtros de 2". Este tipo de filtro permanente es fácilmente lavable con solamente agua fría o caliente y a presión normal, soportando una temperatura máxima de 250 grados centígrados.



Centro Industrial VIANA, Carretera Petare-Sta. Lucia, Km. 01, Filas de Mariche, Caracas, Venezuela.
 Fábrica: (212) 291-2684/ 2467 y 2207 Fax: (212) 291-2810 - Ventas: (212) 239-1679/ 0734 y 7531 Fax: (212) 239-1508
www.filtros-caracas.com - E-Mail: info@filtros-caracas.com

Anexo 1. Catálogo de Filtros Caracas. Serie Alfo.

ASPAS - MODELO AFP CAPACIDADES

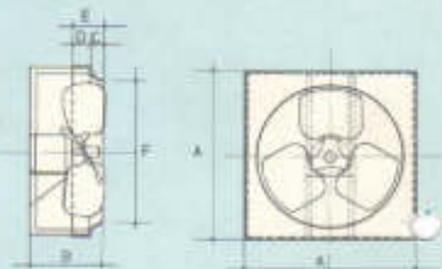
Modelo	Volt	HP	AF (con motor modelo H-1,2)							
			8	9	10	12	14	16	18	
8	110V	175	5.5	3.8						
8	110V	175	5.5	4.2						
10	110V	175	7.5	5.0	6.5	6.5				
12	110V	175	9.5	7.0	7.5	7.5	12			
14	110V	175	11.5	8.5	9.0	9.0	12	12		
16	110V	175	13.5	10.0	10.5	10.5	12	12	12	
18	110V	175	15.5	11.5	12.0	12.0	12	12	12	12

Modelo	Volt	HP	HONGOS (con motor modelo H-1,2)							
			8	9	10	12	14	16	18	
8	110V	175	3.0	1.8						
8	110V	175	3.0	1.8						
10	110V	175	4.0	2.5	3.0	3.0				
12	110V	175	5.0	3.0	3.5	3.5	4.0			
14	110V	175	6.0	3.5	4.0	4.0	4.5	4.5		
16	110V	175	7.0	4.0	4.5	4.5	5.0	5.0	5.0	
18	110V	175	8.0	4.5	5.0	5.0	5.5	5.5	5.5	5.5

MEDIDAS CONSTRUCTIVAS

Tamaño	A	B	C	D	E	F
8	212	130	76	35	35	115
8	209	128	75	35	35	112
10	252	170	90	40	40	130
12	295	210	100	45	45	145
14	338	250	110	50	50	160
16	381	290	120	55	55	175
18	424	330	130	60	60	190

NOTA: Todas las medidas son aproximadas.



Las ventilaciones de esta serie tienen las cualidades de proporcionar una eficiencia contra pérdidas de presión intermedias respetando niveles de ruido aceptables.
CONSTRUCCION: Las hélices son construídas con aspas. Trinquetes de Aluminio remachadas a la Cruz Central y buje de acero, para acople al motor. Marco y cono de succión fabricado de una sola pieza troquelada en acero, lo cual proporciona al ventilador un mínimo de turbulencia y reducido nivel de ruido.

HONGOS - MODELO HADF TRANSMISION DIRECTA

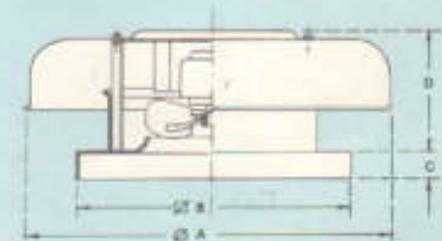
Modelo	Volt	HP	AF (con motor modelo H-1,2)						
			8	9	10	12	14	16	18
10	110V	175	17.0	12.0	12.5	12.5			
12	110V	175	21.0	15.0	15.5	15.5	18.0		
14	110V	175	25.0	18.0	18.5	18.5	21.0	21.0	
16	110V	175	29.0	21.0	21.5	21.5	24.0	24.0	24.0
18	110V	175	33.0	24.0	24.5	24.5	27.0	27.0	27.0

Modelo	Volt	HP	HONGOS (con motor modelo H-1,2)						
			8	9	10	12	14	16	18
10	110V	175	1.0	0.6					
12	110V	175	1.5	0.9	1.0	1.0			
14	110V	175	2.0	1.2	1.3	1.3	1.5		
16	110V	175	2.5	1.5	1.6	1.6	1.8	1.8	
18	110V	175	3.0	1.8	1.9	1.9	2.1	2.1	2.1

MEDIDAS CONSTRUCTIVAS

Tamaño	A	B	C	D
10	80	60	50	20
12	80	60	50	20
14	80	64	50	24
16	80	64	50	28
18	80	64	50	32
20	110	67	50	40

Todas las medidas son aproximadas.



El Ventilador Hongo Axial HADF está diseñado para ser usado como extractor con pérdidas de presión intermedias y con de la instalación ocupando poco espacio.

CONSTRUCCION:

La Hélice de aluminio es troquelada en lámina de grueso calibre, balanceada y acoplada directa al motor, por medio de una cruz y buje de acero.
 La fuerte y compacta base de anclaje, forma un conjunto de una sola pieza de lámina de acero pulido, lo que permite que todos los tamaños resulten atractivos y livianos.
 La cubierta del motor puede ser fácilmente desmontable para inspección y mantenimiento.

Anexo 2. Catálogo de Fredive C.A. Ventiladores tipo hongos. Modelo HADF, transmisión directa.

HONGOS - MODELO HCDF TRANSMISION DIRECTA

Modelo	HP	9946	VOLUMENES DE FLUJO DE AIRE (m³/min)												
			3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	
8	1/2	1750	21	21	20	19	17	15	13	11	9	7			
10	1/2	1900	24	23	22	20	18	16	14	12	10	8			
12	1/2	2050	27	26	25	23	21	19	17	15	13	11			
14	3/4	2200	30	29	28	26	24	22	20	18	16	14			
16	3/4	2350	33	32	31	29	27	25	23	21	19	17	A4		
18	1	2500	36	35	34	32	30	28	26	24	22	20	B5		
20	1	2650	39	38	37	35	33	31	29	27	25	23	B6		

El Ventilador Hongo centrífugo es fabricado con la más avanzada tecnología en conformidad con los principios demostrados de flujo de aire, el alto rendimiento de la rueda y la forma aerodinámica de la succión, son elementos fundamentales que contribuyen a la alta eficiencia y operación silenciosa de estas unidades.

Modelo	HP	9946	POTENCIA CONSUMIDA (W)												
			3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	
8	1/2	1750	110	110	105	100	85	75	65	55	45	35			
10	1/2	1900	125	120	115	110	95	85	75	65	55	45			
12	1/2	2050	140	135	130	125	110	100	90	80	70	60			
14	3/4	2200	155	150	145	140	125	115	105	95	85	75			
16	3/4	2350	170	165	160	155	140	130	120	110	100	90			
18	1	2500	185	180	175	170	155	145	135	125	115	105			
20	1	2650	200	195	190	185	170	160	150	140	130	120			

CONSTRUCCION:

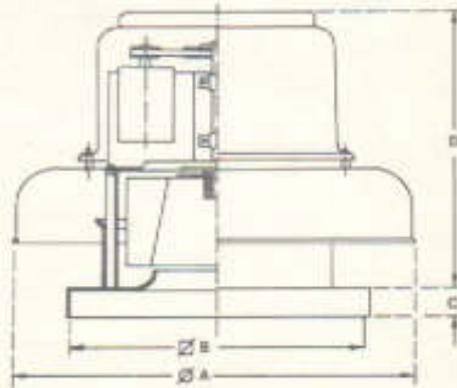
Rueda de Tipo Centrifugo con paletas inclinadas hacia atrás, están especialmente diseñadas para ventiladores hongos. En construcción de acero de grueso calibre.
Base para Montaje: Fabricada en una sola pieza, con succión involucrada, de líneas aerodinámicas proporciona al ventilador un mínimo de turbulencia y reduce el nivel de ruido incrementando así su eficiencia. La cubierta del motor puede ser fácilmente desmontable para su inspección y mantenimiento.

Ver Anexo 1 y 2

MEDIDAS CONSTRUCTIVAS

Dim.	A	B	C	D
8	70	50	50	48
10	70	50	50	50
12	70	50	50	52
14	110	64	50	55
16	110	64	50	55
18	110	63	50	58
20	110	63	50	58

Todas las medidas son aproximadas.



Anexo 3. Catálogo de Fredive C.A. Ventiladores tipo hongos. Modelo HCDF, transmisión directa.