

621.63  
I<sup>o</sup>NI

Escuela Superior Politécnica del Litoral

Facultad de Ingeniería en Mecánica y  
Ciencias de la Producción

“Cálculo y diseño de ventiladores centrífugos para  
un sistema de enfriamiento por evaporación”

## TESIS DE GRADO

Previa la obtención del Título de:  
**INGENIERO MECÁNICO**



Presentada por:

**Jorge Antonio Uñiguez Donoso**

**Guayaquil - Ecuador**

**Año**

**2000**



\*D-20207\*

# AGRADECIMIENTO

A todas las personas que de una u otra manera han colaborado para la realización de este trabajo. Especialmente quiero agradecer a mis padres por su apoyo incondicional y al Dr. Alfredo Barriga Director de Tesis por su invaluable ayuda.

# DEDICATORIA ·

A MIS PADRES

AMIS HERMANOS

A MI'NOVIA

A MI PAIS

# TRIBUNAL DE GRADUACION



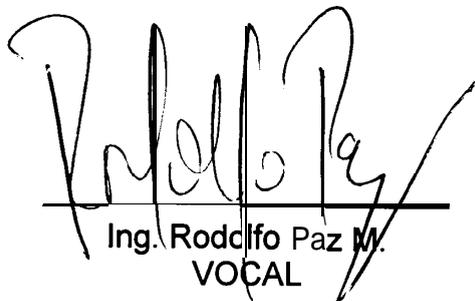
---

Ing. Mario Patiño A.  
SUBDECANO DE LA FIMCP



---

Dr. Alfredo Barriga R.  
DIRECTOR DE TESIS



---

Ing. Rodolfo Paz M.  
VOCAL



---

Ing. Francisco Andrade S.  
VOCAL

## DECLARACIÓN EXPRESA

“ La responsabilidad del contenido de esta Tesis de Grado, me corresponden exclusivamente; y el patrimonio intelectual de la misma a la ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL”



---

Jorge Antonio Iñiguez Donoso

## RESUMEN

El presente trabajo pretende servir como una guía práctica para el diseño y construcción de ventiladores que son utilizados . no solamente en evaporadores, sino en un sinnúmero de aplicaciones dentro de la industria.

Esta tesis presenta un método práctico de diseño de enfriadores por evaporación y sus ventiladores utilizando un modelo a **escala**, para luego mediante similitud dinámica completar el proceso de diseño.

Adicionalmente se presenta el análisis de costo de fabricación del **equipo** y se presentan los planos constructivos del mismo.

## ÍNDICE GENERAL

	Pág.
RESUMEN .....	II
INDICE GENERAL.....	III
ABREVIATURAS .....	VI
SIMBOLOGIA .....	VII
INDICE DE FIGURAS.....	VIII
INDICE DE TABLAS .....	IX
INDICE DE PLANOS.....	X
INTRODUCCION.....	1
<b>I. SISTEMAS DE ENFRIAMIENTO POR CAMBIO DE FASE CON</b>	
TRANSFERENCIA DE MASA.....	2
1.1 Evaporadores .....	2
1.2 Partes constitutivas de los evaporadores.. ..	4
1.3 Tipos y características de los evaporadores .....	6
<b>II. PARAMETROS Y PROPIEDADES DE LOS ENFRIADORES POR</b>	
EVAPORACION .....	8
2.1 Procesos Termodinámicos y de Transferencia de Calor .....	8
2.2 Procesos Fluidodinámicos.. ..	19
2.3 Determinación del gasto de aire.. ..	20

III. TURBOMAQUINARIA.....	22
3.1 Ecuación de Euler para turbomaquinaria .....	24
3.2 Análisis del polígono de velocidad .....	28
3.3 Ventiladores.....	31
3.3.1 Tipos y nomenclaturas para los ventiladores .....	33
3.3.2 Rendimiento y prueba de ventiladores.. .....	40
3.4 Leyes y criterios de escalamiento de los ventiladores..‘.....	42
IV. PLANTEAMIENTO Y RESOLUCION DEL PROBLEMA . . . . .	46
4.1 Planteamiento del Problema.....	46
4.2 Cálculo de la capacidad del Enfriador . . . . .	47
4.3 Fabricación del modelo para pruebas a escala .....	48
4.3.1 Pruebas bajo diferentes condiciones de operación del sistema .....	53
4.4 Análisis de los datos obtenidos . . . . .	59
4.5 Dimensionamiento del sistema de enfriamiento .....	61
4.6 Diseño de los ventiladores .....	63
4.6.1 Dimensionamiento de los ventiladores . . . . .	63
4.6.2 Cálculo de los parámetros de los ventiladores mediante similitud dinámica . . . . .	65
V. CONSTRUCCION DEL EQUIPO.....	68
5.1 Análisis Económico . . . . .	70

5.2 Planos Constructivos ..... 70

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES ..... 72

BIBLIOGRAFIA ..... 73

## ABREVIATURAS

<b>BHP</b>	Potencia al freno (caballos de fuerza)
<b>CFM</b>	<b>Piés</b> cúbicos por minuto
<b>ft<sup>2</sup></b>	Pie cuadrado
<b>ft<sup>3</sup></b>	Pie cúbico
<b>g</b>	Gravedad
<b>gpm</b>	Galones por minuto
<b>h</b>	Hora
<b>HDU</b>	Altura de la unidad de difusión
<b>HTU</b>	Altura de la unidad de transferencia
<b>lb</b>	Libra
<b>Q</b>	Caudal
<b>Re</b>	Número de Reynolds
<b>RPM</b>	Revoluciones por minuto
<b>T</b>	Temperatura

## . SIMBOLOGIA

C	1) Calor específico 2) Velocidad absoluta del fluido:
$C_H$	Constante de proporcionalidad de Henry
G	Gasto de aire, flujo másico de aire por pie <sup>2</sup> de sección
H	1) Entalpía 2) altura efectiva en las turbomáquinas
H'	Entalpía de saturación
L	Gasto de agua, flujo másico de agua por pie <sup>2</sup> de sección
$L_0$	Agua de restitución
KG	Difusividad del gas
KL	Difusividad del líquido
Kxa	Término de transferencia total
M	Momento
nd	Número de unidades de difusión
nt	Número de unidades de transferencia
p	Presión
p'	Presión parcial
q	Calor
Q	1) Caudal 2) Calor.
T	Temperatura
V	1) Volumen de la torre por pie cuadrado de sección 2) Velocidad
X	Humedad absoluta
Y	Energía intercambiada entre el rotor y el fluido
z	Número de álabes
Z	Altura total de la torre
$\alpha$	Angulo formado por vectores C y U (polígono de velocidad)
$\beta$	Angulo formado por los vectores W y -U (polígono de velocidad).
$\delta$	Densidad
$\phi$	Humedad relativa
$\lambda$	Calor latente de evaporación
$\eta$	Eficiencia
$\omega$	Velocidad angular

## INDICE DE FIGURAS

		Página
Figura 1.1	Esquema de enfriamiento por evaporación .....	3
Figura 1.2	Partes <b>constitutivas</b> de una torre de enfriamiento.. .....	5
Figura 2.1	Proceso de transferencia de calor y masa.....	11
Figura 2.2	Gráfico T-H del proceso de saturación en una torre de enfriamiento .....	16
Figura 2.3	Medición de la caída de presión dentro de la empaquetadura .....	19
Figura 3.1	Componentes de un ventilador centrífugo.. .....	23
Figura 3.2	Esquema de un rodete de una turbomáquina.. .....	24
Figura 3.3	Trayectoria de una partícula en el rodete .....	28
Figura 3.4	Triángulos de velocidad de entrada y salida al rodete.....	28
Figura 3.5	Tipos de rodetes de ventiladores centrífugos .....	33
Figura 3.6	Ventilador <b>Sirocco</b> .....	35
Figura 4.1	Diversas disposiciones y formas de empaquetaduras de madera incorruptible .....	48
Figura 4.2	Prototipo experimental .....	50
Figura 4.3	Tubo Pitot .....	51
Figura 4.4	Medición de caída de presión en empaquetadura.. .....	51
Figura 4.5	Vista general del prototipo construido.. .....	52
Figura 4.6	Vista de la empaquetadura del prototipo.. .....	52
Figura 4.7	Bandeja de entrada del agua caliente del prototipo.. .....	53
Figura 4.8	Cambio de entalpías en la carta psicrométrica.. .....	56
Figura 4.9	<b>Area</b> de integración para obtener $K_x a$ (V/L) .....	58
Figura 4.10	Proceso de saturación del aire en la torre.. .....	61
Figura 6.1	Gráfico de caída de presión dentro de la empaquetadura en función del caudal de aire $G$ .....	74

## INDICE DE TABLAS

- Tabla I. Fórmulas básicas aplicadas a las turbomáquinas
- Tabla II. Pruebas a diferentes caudales realizadas con prototipo de torre de enfriamiento.
- Tabla III Costeo de ventiladores de torre de enfriamiento
- Tabla IV Costeo de Cuerpo, Tanque, Rociadores y empaquetadura de Torre de enfriamiento

## INDICE DE PLANOS

PLANO 1	VENTILADOR MODELO
PLANO 2	ROTOR DE VENTILADOR MODELO
PLANO 3	VENTILADOR ESCALADO
PLANO 4	ROTOR DE VENTILADOR ESCALADO
PLANO 5	CONJUNTO DE TORRE DE ENFRIAMIENTO
PLANO 6	DETALLES EXTERIORES DE TORRE DE ENFRIAMIENTO
PLANO 7	DETALLES INTERIORES DE TORRE DE ENFRIAMIENTO

# INTRODUCCIÓN

El presente trabajo trata sobre el diseño y construcción de un enfriador por evaporación, poniendo especial énfasis en el diseño de sus ventiladores.

Se utiliza el método de escalamiento por similitud dinámica de modelos para diseñar los ventiladores.

El diseño y dimensionamiento se basa en las necesidades del cliente y en la disponibilidad de materiales, tratando de armonizar con estas dos corrientes que a veces son contrapuestas.

Cabe destacar que el material de la “empaquetadura” utilizado en el diseño de este enfriador, es un material de uso doméstico común y económico. Se trata pues, de mostrar que existen otros materiales que no son de uso común en la ingeniería pero que pueden servir para diversos propósitos; la ingeniería en nuestro país a veces se encuentra con limitaciones económicas, y muchas veces es necesario utilizar la imaginación además de la ingeniería para resolver los problemas.

# CAPITULO 1

## 1.SISTEMAS DE ENFRIAMIENTO POR CAMBIO DE FASE CON TRANSFERENCIA DE MASA

A nivel industrial, existen muchos procesos en los que intervienen sustancias que deben ser calentadas o enfriadas. Para este propósito se han diseñado una amplia gama de intercambiadores de calor que de manera general funcionan transfiriendo calor ya sea por conducción, convección, radiación o una combinación de los anteriores. Existe otra clasificación de intercambiadores de calor que utiliza la denominada “transferencia de masa” o mejor conocida transferencia de calor por evaporación.

### 1 .I Evaporadores

Los evaporadores utilizan el calor latente de evaporacion de los liquidos para enfriarlos. El proceso es facilmente explicable de la siguiente manera:

Cuando un liquido a cierta temperatura  $T_L$ , entra en contacto con un gas inerte a temperatura  $T_G$  mas baja que  $T_L$ , la pelicula de liquido que esta en contacto directo con el liquido se evapora. Para que este liquido pueda cambiar de fase, necesita obtener energia de algun lugar disponible; la fuente mas cercana es el seno del liquido, asi que, al tomar esa energia baja la temperatura del liquido. Este es el principal proceso de los enfriadores por evaporacion tal como 'se muestra en la figura 1 .1 . Lo mas importante para lograr un enfriamiento efectivo es aumentar el area de contacto entre el gas y el liquido, la forma mas eficiente de hacerlo es fraccionar el agua en la mayor cantidad de gotas posibles. Sin embargo se debe tener cuidado de no reducir el tamaño demasiado porque entonces estas gotas pueden ser acarreadas por la corriente de gas con la consiguiente perdida de agua del sistema.

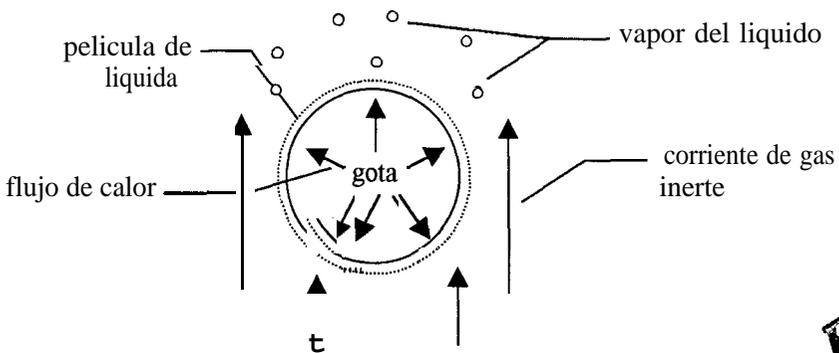


Figura 1 .1. Esquema de enfriamiento por evaporación



## 1.2 Partes constitutivas de los evaporadores

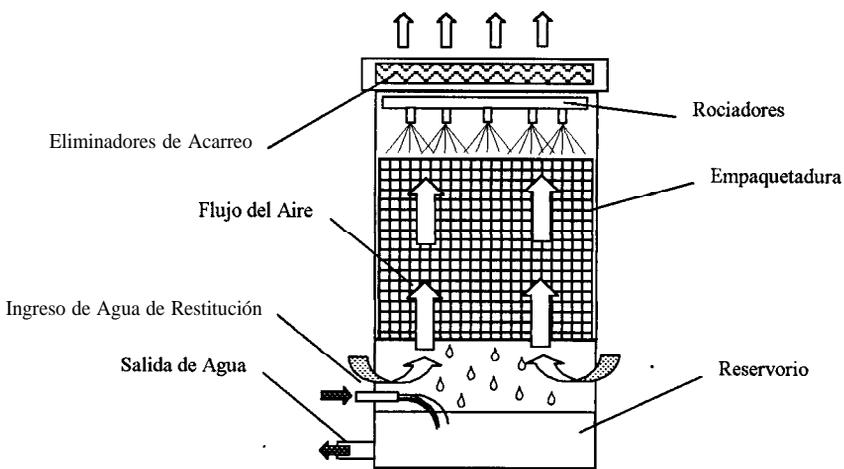
Los enfriadores por evaporación ( Torres de Enfriamiento ) por lo general poseen las siguientes partes:

- a) **Cuerpo:** Es la estructura que le da forma a la torre y puede ser metálica, de madera incorruptible o de hormigón.
  
- b) **Los rociadores:** Se encuentran en la parte superior de la torre y permiten que el agua caliente ingrese a la torre en forma de gotas para aumentar su superficie de contacto.
  
- c) **Empaquetadura:** La empaquetadura es una estructura que se encuentra en el interior de la torre y puede ser metálica, plástica o de madera. Su función es obligar a que el agua que cae en forma de gotas permanezca la mayor cantidad de tiempo dentro del cuerpo de la torre, a fin de garantizar una óptima transferencia de calor. Así también ayuda a que el flujo de aire se distribuya uniformemente en el interior del cuerpo.

d) **Reservorio:** Se encuentra en el fondo de la torre y es un tanque en el cual se recoge el agua enfriada para regresar nuevamente al sistema.

e) **Eliminadores de Acarreo:** Es una estructura ubicada en la parte superior de la torre y tiene la finalidad de evitar que las gotas pequeñas sean arrastradas por la corriente de aire fuera del sistema.

f) **Tubería de restitución del agua:** Conforme se produce la evaporación del agua es necesario ir restituyéndola, para este propósito existe una tubería que mantiene el nivel del reservio constante. En la figura 1.2 se puede apreciar un corte de una torre de enfriamiento típica.



**Figura 1.2. Partes constitutivas de una torre de enfriamiento**

### **1.3 Tipos y características de los evaporadores**

Las torres de enfriamiento (evaporadores) se clasifican de acuerdo a la forma en que el aire circula en su interior, de acuerdo a eso tenemos la siguiente clasificación:

#### **Torres de enfriamiento de tiro natural**

Las torres de enfriamiento de tiro natural son de gran capacidad y trabajan por diferencia de densidad del aire. El aire que se encuentra en la base se encuentra a mayor temperatura que el de la parte superior, de tal manera que se forma una corriente ascendente de aire que se encuentra con el agua que cae en forma de lluvia. Este tipo de torres se utilizan en instalaciones en donde se maneja gran cantidad de agua de enfriamiento, tal es el caso de las centrales nucleares.

#### **Torres de enfriamiento de tiro forzado**

Las torres de enfriamiento de tiro forzado son aquellas en las que el flujo de aire que circula por su interior es producido por un(os) ventilador(es) que se encuentra(n) en su parte inferior entre el reservorio y la zona de empaquetadura, de tal manera que el aire es “forzado” a pasar a través de la empaquetadura debido a la presión

positiva existente. Los ventiladores utilizados en estas torres pueden ser del tipo axial o centrífugo. En cualquiera de los casos se necesita que tengan la presión suficiente como para vencer la resistencia de la empaquetadura.

### **Torres de enfriamiento de tiro inducido**

Son aquellas en las que el (los) ventilador(es) se encuentra(n) en la parte superior de la misma, justo arriba de los eliminadores de acarreo. Esta ubicación crea una presión negativa dentro de la torre que hace que el aire circule hacia arriba. Los ventiladores utilizados generalmente son de tipo axial de baja presión y alto caudal.

### **Torres de enfriamiento atmosféricas**

Estas torres poseen aberturas por las cuales el aire fluye libremente al interior. Se las puede utilizar en lugares donde existe relativamente buen viento, son similares a las torres de tiro natural pero en menor escala.

# CAPITULO 2

## 2; PARAMETROS Y PROPIEDADES DE LOS ENFRIADORES POR EVAPORACION

Para diseñar un enfriador por evaporación (torre de enfriamiento) debemos tomar en cuenta los procesos que intervienen. Estos procesos pueden ser divididos en dos tipos; los procesos Termodinámicos y de transferencia de calor y los procesos Fluidodinámicos. Los primeros se refieren a la transferencia de calor y de masa que ocurre dentro de la torre, y los segundos se refieren a los caudales de agua y aire con sus respectivas pérdidas por evaporación y resistencia al flujo dentro de la empaquetadura que se manejan para poder cumplir con el proceso de transferencia.

### 2.1 Procesos Termodinámicos y de Transferencia de Calor

Los enfriadores por' evaporación, específicamente las torres de enfriamiento funcionan gracias al contacto directo entre un gas y un líquido, generalmente se trata de aire y agua aunque se puede pensar en otros gases y líquidos insolubles entre sí.

El proceso que ocurre en una torre de enfriamiento es el siguiente: Cuando ingresa el aire “seco” a la torre a una temperatura constante (ambiental) se empieza a saturar con el vapor del agua que entra en contacto con el aire, el agua que se encuentra en forma de vapor lleva consigo su calor latente de vaporización. La humedad de la mezcla de aire, agua y vapor seguirá incrementándose mientras la presión de vapor del líquido sea mayor que la presión del aire no saturado. Es decir, cuando la presión de los 2 se igualen, entonces el aire está saturado y no podrá “extraer” más calor por evaporación al agua.

La difusión se caracteriza por el movimiento de un material entre dos fases debido a una diferencia de presión de vapor o concentración, a este proceso se le conoce también como transferencia de masa.

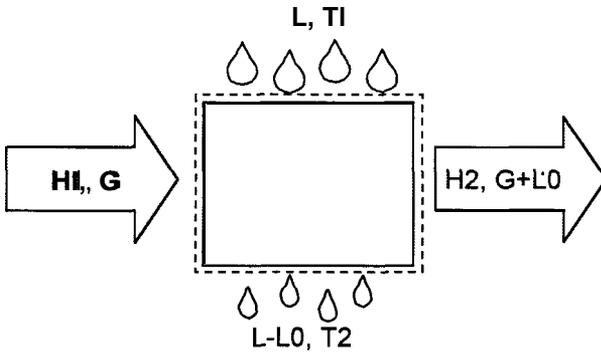
### **Temperatura del bulbo húmedo**

Dentro de una torre de enfriamiento lo que sucede es que el aire se humidifica. La humidificación es una forma de transferencia de calor así como una forma de difusión. Se acostumbra definir el grado de humedad del aire por su temperatura de bulbo húmedo, este concepto es muy valioso porque la temperatura del bulbo húmedo  $B_s$  también la temperatura más baja a la que el agua puede obtenerse

por humidificación adiabática. La temperatura de bulbo húmedo puede obtenerse envolviendo un termómetro en una mecha húmeda, el aire que circula a través produce la evaporación del agua y por consiguiente esta se enfría bajando la temperatura del termómetro.

### **Balance de Calor**

Para explicar el balance de calor dentro de una torre de enfriamiento por evaporación, no remitiremos a la figura 2.1, en la cual se representa el proceso de transferencia de calor y masa dentro del volumen de control de la torre. El agua  $L$  que entra por la parte superior de la torre entra a una temperatura  $T_1$ , conforme entra en contacto con el aire  $G$  con entalpía  $H_1$ , se produce el intercambio de calor por difusión y convección y se evapora una cantidad de agua equivalente a  $L_0$ , la misma que abandona la torre con el aire  $G$  aumentando su entalpía a  $H_2$ . El agua  $L$  entonces se enfría por que cedió el calor latente de evaporación de  $L_0$ , y el agua sale de la torre a  $T_2$  con una masa equivalente a  $L-L_0$ .



**Figura 2.1. Proceso de transferencia de calor y masa**

El siguiente análisis se llevará a cabo tomando en cuenta un área interna unitaria equivalente a 1 pie\*. La carga de aire se toma como la velocidad del gas seco por unidad de área  $G \text{ lb}/(\text{h})(\text{pie}^2)$ . La carga de agua en la parte superior de la torre es la velocidad del agua por unidad de superficie  $L \text{ lb}/(\text{h})(\text{pie}^2)$ , y  $L_0$  es el agua de compensación es  $\text{lb}/(\text{h})(\text{pie}^2)$ . La carga total de calor por hora por pie cuadrado  $q$  es la cantidad  $Q$  por hora dividida por las dimensiones internas de la torre. Se utilizará el subíndice 1 para especificar la entrada y 2 para especificar la salida, el balance en la torre en función de gas para un plano referencia1 de  $0^\circ\text{F}$  es:

$$q + L_0CT_0 = G (H_2 - H_1) \qquad \text{ec. 2.1}$$

donde C es el calor específico del agua y H es su entalpía por libra de aire seco e incluye el calor de vapor asociado con la libra de aire seco. En función de la carga de agua el balance total de calor es:

$$\mathbf{q = LC (T_1-T_2) + L_oC (T_2-T_0)} \quad \mathbf{ec. 2.2}$$

La transferencia total de calor en una torre de enfriamiento es el paso de calor por difusión y convección del agua al aire,

$$\mathbf{q = q_d + q_c} \quad \mathbf{ec. 2.3}$$

donde  $\mathbf{q_d}$  es la porción de calor transferida por difusión. y  $\mathbf{q_c}$  es la que se transfiere por convección.

Si  $\lambda$  es el calor latente promedio de vaporización de toda el agua que se vaporiza en la torre

$$\mathbf{q_d = Loh} \quad \mathbf{ec. 2.4}$$

si combinamos la ec. 2.2 con la ec. 2.3

$$\mathbf{q_c = LC (T_1-T_2) + LC (T_2-T_0) - L_o\lambda} \quad \mathbf{ec. 2.5}$$

La carga de gas G permanece constante a través de la torre, debido a que está basada únicamente en el gas seco. La carga líquida no es constante, sin embargo, debido a la evaporación de agua en el aire seco, las pérdidas del agua por saturación del aire ascienden. a menos de 2% del agua circulada a la torre y pueden ser consideradas constantes sin introducir un error serio en el análisis.

Entonces

$$d(LCT) = LC dT \quad \text{ec. 2.6}$$

y

$$LCdT = GdH \quad \text{ec. 2.7}$$

y

$$LC dT = GdH = Kx (H'-H)a dV \quad \text{ec. 2.8}$$

Donde **a** es la superficie del agua por pie<sup>3</sup> de torre y **dV** es el volumen diferencial de torre donde existe **a**; **H** es la entalpía y **H'** la entalpía de saturación del aire a una temperatura T.

La ecuación 2.8 puede escribirse de manera más práctica como:

$$LC AT = GAH = Kx (H'-H)a V \quad \text{ec. 2.9}$$

Donde AH es el cambio de entalpía del aire, AT es el cambio de temperatura del agua y V corresponde al volumen de la empaquetadura.

### Obtención del parámetro Kxa

La ecuación 2.8 es la clave para el cálculo del diseño y el análisis del comportamiento de las torres de enfriamiento. Kx es el término de la transferencia total. En las torres de enfriamiento normalmente el valor

de "a" no se puede calcular directamente, ya que está compuesto de disposiciones al azar de gotas y superficie de película. La superficie de película es casi independiente del espesor de la misma, mientras que la superficie de las gotas depende tanto de la porción de líquido que forma las gotas como del tamaño promedio de las mismas. LA imposibilidad de calcular "a" se obvia determinando experimentalmente **Kxa** como un solo factor para un tipo particular de empaquetadura a flujos específicos que componen el sistema.

Para los cálculos de absorción las unidades de moles y atmósferas son convenientes, pero para la transferencia de calor por difusión es más conveniente usar la libra. Consecuentemente, **GdH** es la transferencia total de calor en la torre de difusión. Si reacomodamos la ecuación 2.8, tenemos que:

$$\int \frac{dH}{H'-H} = Kxa \frac{V}{G} \quad \text{ec. 2.10}$$

$$nd = \int \frac{dT}{H'-H} = Kxa \frac{V}{L} \quad \text{ec. 2.11}$$

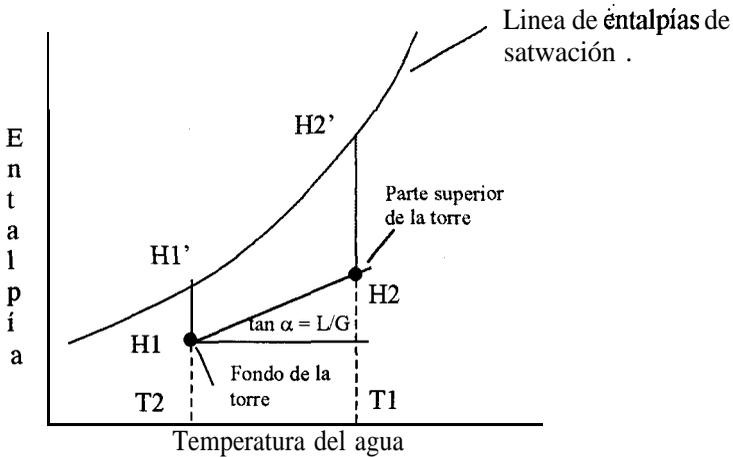
La ecuación 2.10 no es muy conveniente para usarse en el cálculo de torres de enfriamiento donde el interés principal se sitúa en la temperatura del agua producida. La ecuación 2.10 puede transformarse a la ecuación 2.11 cuando se multiplica por la razón

GIL y recordando que  $C=1.0$  para el agua. Es más conveniente usar la ecuación 2.11, cuyo valor se llamará número de unidades de difusión  $nd$ . Si se conoce la altura de una unidad de difusión HDU para un tipo dado de empaque, la altura total requerida para la torre para un servicio dado puede entonces calcularse como  $HDU = Z / nd$ .

### **Determinación del número de unidades de difusión**

El número de unidades de difusión calculado por la ecuación 2.1'1 es igual a  $\int dT / (H'-H)$  y está determinado únicamente por las condiciones de proceso impuestas a la torre y no por el comportamiento propio de la torre. Únicamente el **HDU** se obtiene experimentalmente. Si se deben poner en contacto una cantidad de agua a una temperatura de entrada determinada y una cantidad de aire a un bulbo húmedo dado, se requerirá cierto número de unidades de difusión, de acuerdo como se determine por la integración de la ecuación 2.10 para reducir el agua a cualquier temperatura deseada. El número de unidades de difusión así obtenido se requerirá en cualquier tipo de torre, ya sea empacada o vacía. La altura de la torre es capaz de proveer de un número predeterminado de unidades de difusión varía para cada tipo de empaque y con las cargas de líquido y gas.

La integración de  $H'$  y  $H$  es más conveniente efectuarla utilizando un método gráfico o numérico. Si nos referimos a la figura 2.2 Las entalpías de saturación tabuladas  $H'$  para el aire se grafican en contra de la temperatura del agua  $T$  en el rango de la torre. Los valores de saturación de  $H'$  forman una curva que son los valores del aire saturado a la temperatura del agua y los que se pueden considerar que existen en la película de aire en la superficie del agua.



**Figura 2.2. Gráfico T-H del proceso de saturación en una torre de enfriamiento**

Ya que las entalpías de saturación también incluyen las humedades de saturación, esta línea es equivalente a la presión de vapor del agua fuera de ésta. El siguiente requerimiento es \*determinar la entalpía actual en cualquier punto de la torre. La ecuación 2.7 establece que  $LCdT = GdH$ , donde  $C = 1.0$  para el agua. Esta ecuación

relaciona el cambio de entalpía en la fase de gas  $dH$  al cambio de temperatura del agua  $dT$  que la acompaña en contacto con el gas. Este cambio puede representarse reacomodando la ecuación 2.7 para obtener

$$\frac{L}{G} = \frac{dH}{dT} \quad \text{ec. 2.12}$$

que es una ecuación de línea recta en la figura 2.2 cuya pendiente es la razón de la carga del líquido a la del aire  $L/G$ . El valor de  $H$  en cualquier punto de la línea de operación está dado por:

$$H_2 = H_1 + \frac{L}{G}(T_2 - T_1) \quad \text{ec. 2.13}$$

Ya que la entalpía del aire  $H_1$  se conoce o puede determinarse fácilmente.

### Cálculo del agua de restitución

La cantidad de agua de compensación requerida por evaporación es:

$$L_0 = G(X_2 - X_1) \quad \text{ec. 2.14}$$

Dividiendo la ecuación 2.1 para la ecuación 2.14

$$\frac{G(H_2 - H_1)}{G(X_2 - X_1)} = \frac{LC(T_1 - T_2) + L_0CT_2}{L_0} \quad \text{ec. 2.15}$$

$$L_0 \frac{H_2 - H_1}{(X_2 - X_1)} = LC(T_1 - T_2) + L_0CT_2 \quad \text{ec.2.16}$$

Combinando la ecuación 2.2 con la ecuación 2.16 tenemos:

$$LC (T_1-T_2) + LoCT_2 = q + LoCT_o \quad \text{ec. 2.17}$$

$$L_o = \frac{q}{(H_2 - H_1)/(X_2 - X_1) - CT_o} \quad \text{ec. 2.18}$$

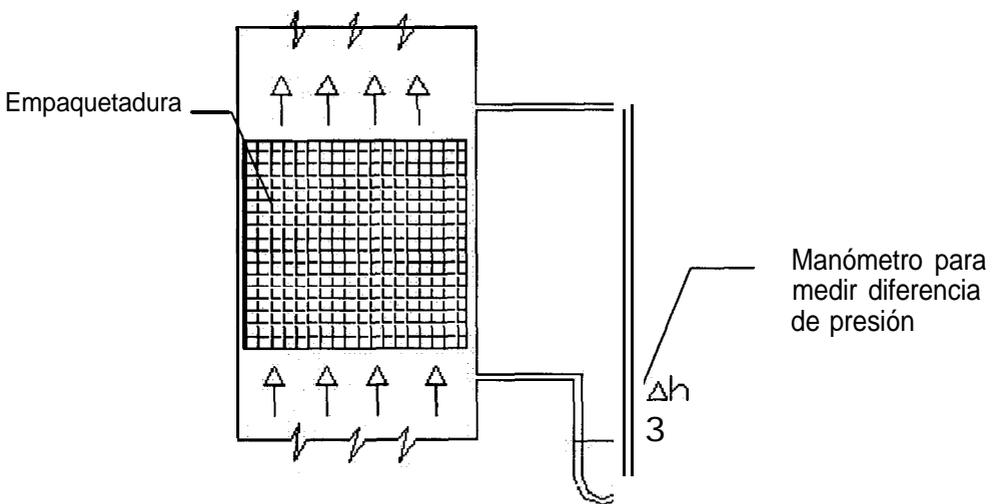
La ecuación 2.18 da la cantidad de agua de compensación correspondiente a cualesquiera condiciones terminales fijas. La entalpía para el aire saturado aparece en las cartas psicométricas ordinarias.

## 2.2 Procesos Fluidodinámicos

En el interior de la torre fluye aire para el proceso. Dependiendo del tipo de enfriador, la presión del aire en el interior puede ser positiva (tiro forzado) o negativa (tiro inducido). En todo caso, la restricción al flujo que genera la empaquetadura provoca que sea un factor importante de diseño la caída de presión dentro del enfriador.

Refiriéndonos a la figura 1.2 podemos apreciar la zona de empaquetaduras donde se produce la mayor caída de presión; también existe una ligera caída en la zona del eliminador de acarreo, pero es realmente despreciable para fines prácticos.

El cálculo teórico de la caída de presión dentro de la empaquetadura es totalmente impráctico, por lo que se utilizan métodos experimentales para determinarlo. En la figura 2.3 se aprecia la disposición de los instrumentos para medir la caída de presión dentro de la empaquetadura



**Figura 2.3. Medición de la caída de presión dentro de la empaquetadura**

### 2.3 Determinación del gasto de aire

El gasto de aire se puede determinar despejando  $G$  de la ecuación:

$$q + L_oCT_o = G (H_2 - H_1) \quad \text{ec. 2.19}$$

Esto es sencillo siempre y cuando se conozcan los otros términos de la ecuación, una forma más práctica es determinarlo a partir de la ecuación:

$$L C dT = G dH$$

**ec. 2.20**

De la cual se obtiene el primer término despejándolo de

$$L C dT = K_x (H' - H)_a dV$$

**ec. 2.8**

El factor  $K_x a$  como ya se vio anteriormente se obtiene experimentalmente.

Es importante recordar que este gasto de aire dependerá de la entalpía de entrada, es decir, mientras mayor sea la humedad absoluta del aire de entrada se necesitará mayor cantidad del mismo para bajar la temperatura del agua dentro de la torre.

# CAPITULO 3

## 3. TURBOMAQUINARIA

Los dispositivos que manejan fluidos y que dirigen el flujo con aspas o paletas atadas a un miembro rotatorio, reciben el nombre de turbomáquinas. A diferencia de las máquinas hidráulicas de desplazamiento positivo, el fluido nunca está confinado por completo en una turbomáquina.

Las turbomáquinas se clasifican por la geometría de la trayectoria del flujo. Las hay de tres tipos:

- a) De flujo Radial o Centrífugo: La trayectoria del flujo es esencialmente radial con cambios importantes en el radio de entrada y salida del fluido.
  
- b) De flujo Axial: La trayectoria del flujo es casi paralela a la línea de eje de la máquina, el radio de la trayectoria del flujo no varía de manera significativamente.

c) De flujo Mixto: es una mezcla de los dos anteriores, el radio de la trayectoria del flujo cambia moderadamente..

Las turbomaquinaria se clasifica de la siguiente manera de acuerdo al tipo de fluido al que añade energía:

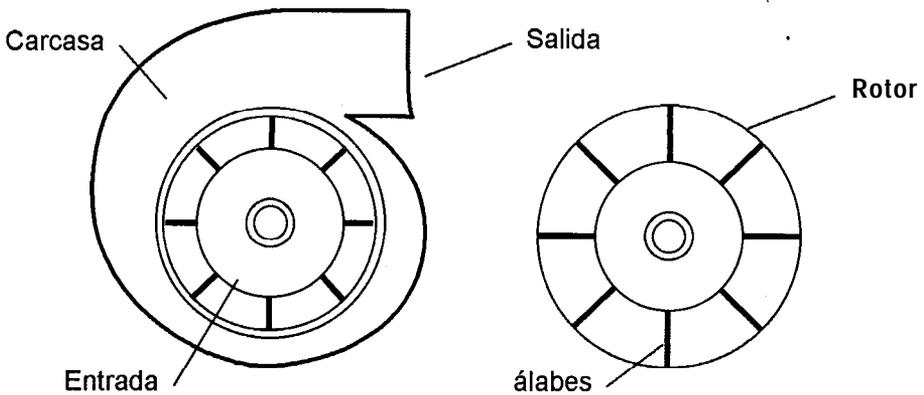
d) Bombas cuando el fluido de trabajo es un líquido o algún tipo de lodo. La aumento de presión es de un amplio rango.

e) Ventiladores cuando el fluido de trabajo es un gas o vapor al que se le aumenta cuando mucho una pulgada de agua de presión.

f) Sopladores cuando el fluido de trabajo es un gas o vapor elevado a presiones no mayores a una pulgada de mercurio

g) Compresores cuando a un gas o vapor se lo comprime a altas presiones, no hay límite para la presión máxima que se pueda utilizar.

Al implemento rotatorio de una turbomaquinaria se le conoce como rodete o impulsor, el impulsor está contenido dentro de la carcasa que tiene forma de espiral (voluta) en el caso de turbomáquinas centrífugas. El eje que transfiere la energía al rodete usualmente debe penetrar la caja, para lo cual se utiliza un sistema de sellos y Cojinetes. En la figura 3.1 se muestran los componentes típicos de un ventilador centrífugo.



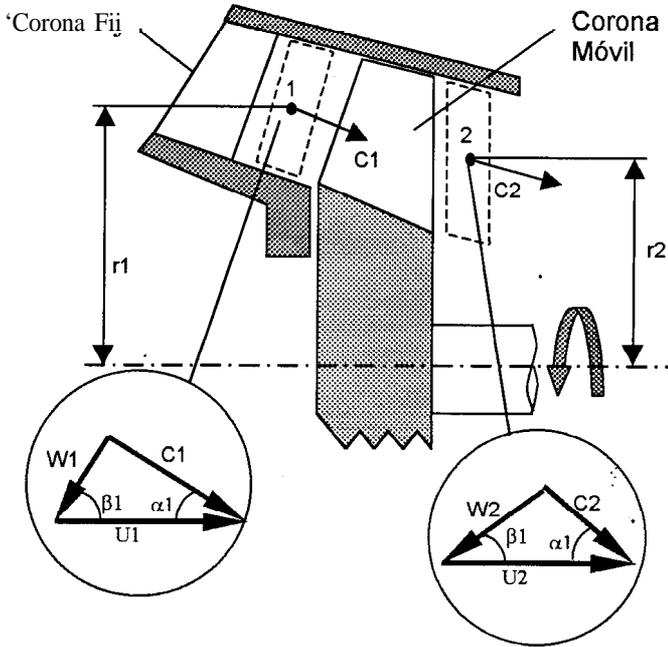
**Figura 3.1. Componentes de un ventilador centrífugo**

### **3.1 Ecuación de Euler para turbomaquinaria**

Una definición de turbomaquinaria bastante aceptada es la que expresa lo siguiente:

**TURBOMAQUINA ES AQUELLA MAQUINA DE FLUIDO CUYO FUNCIONAMIENTO SE BASA EN LA ECUACION DE EULER O ECUACION FUNDAMENTAL DE LAS TURBOMAQUINAS.**

Para desarrollar la ecuación de Euler es necesario asumir lo siguiente: Caudal masico constante, propiedades del fluido en cualquier punto constantes; y flujos de calor y trabajo del o al rotor constantes



**Figura 3.2. Esquema de un rodete de una turbomáquina**

En la figura 3.2 puede verse el esquema del rodete de una turbomáquina generalizada. Una partícula del fluido entra en el rodete con velocidad absoluta  $c_1$  y sale del rodete con velocidad absoluta  $c_2$ .

La trayectoria de la partícula constituye un filamento de corriente al cual se le puede aplicar el teorema de la cantidad de movimiento

$$\int_1^2 dF = dG \int_1^2 dc = dG(c_2 - c_1) = \rho dQ(c_2 - c_1) \quad \text{ec. 3.1}$$

Donde  $c_1, c_2$  Son la velocidad del fluido en el filamento, en la sección I y II respectivamente. La integral de  $dF$  de 1 a 2 es la suma de todas las fuerzas exteriores al filamento. (Las fuerzas interiores se anulan de dos en dos por el principio de acción y reacción). Por lo tanto la ecuación 3.1 se puede escribir como:

$$\int_1^2 dF = dQ(c_2 - c_1) \quad \text{ec. 3.1a}$$

Si establecemos la superficie de entrada al rodete como punto 1 y la de salida como punto 2, el momento total será igual al correspondiente a la velocidad periférica  $c_{2u} = c_2 \cos \alpha_2$ . Se tendrá pues:

$$-dM = \rho dQ (r_2 c_{2u} - r_1 c_{1u}) = dG (r_2 c_{2u} - r_1 c_{1u}) \quad \text{ec. 3.2}$$

Donde  $-dM$  (reacción) es el momento de las fuerzas exteriores que actúan sobre el flujo "aislado".  $dM$  (acción) es el momento de las fuerzas que el fluido "aislado" ejerce sobre el exterior.  $r_1, r_2$  son los radios y brazos de momento de las componentes periféricas  $c_{1u}, c_{2u}$ .  $dG$  es el gasto masico a través del filamento. De la ecuación 3.2 se deduce:

$$dM = dG (r_1 c_{1u} - r_2 c_{2u}) \quad \text{ec. 3.3}$$

Integrando todos los hilos de corriente del rodete, se tendra:

$$\mathbf{M} = \int (\mathbf{r}_1 \mathbf{c}_{1u} - \mathbf{r}_2 \mathbf{c}_{2u}) dG \quad \text{ec. 3.4}$$

Si se aplica el metodo unidimensional y se mantienen las asunciones anteriormente citadas, sucede que se asume tambien que todas las particulas entran en la misma direccion, entonces tenemos:

$$\mathbf{M} = \mathbf{G} (\mathbf{r}_1 \mathbf{c}_{1u} - \mathbf{r}_2 \mathbf{c}_{2u}) \quad \text{ec. 3.5}$$

En resumen practicamente M es el momento mecanico tarnsmitido por el fluido al rodete. La potencia mecanica transmitida por el fluido al rodete sera:

$$P = \mathbf{M}\omega = \mathbf{G}(\mathbf{r}_1\omega \mathbf{c}_{1u} - \mathbf{r}_2\omega \mathbf{c}_{2u}) = G (\mathbf{u}_1 \mathbf{c}_{1u} - \mathbf{u}_2 \mathbf{c}_{2u}) \quad \text{ec. 3.6}$$

En las turbomáquinas motoras,  $\mathbf{P} \geq 0, \mathbf{M} \geq 0$ , ul  $\mathbf{c}_{1u} - \mathbf{u}_2 \mathbf{c}_{2u} \geq 0$

En las turbomáquinas generadoras,  $\mathbf{P} \leq 0, \mathbf{M} \leq 0$ ,  $\mathbf{u}_1 \mathbf{c}_{1u} - \mathbf{u}_2 \mathbf{c}_{2u} \leq 0$

Igualando la potencia mecanica expresada en la ecuacion 3.6 al salto o consumo de potencia de fluido necesario para comunicar esta potencia

$$P = G Y \quad \text{ec. 3.7}$$

Donde G es el caudal y Y es la energia intercambiada entre el roto; y el fluido. Sustituyendo 3.7 en la ecuacion 3.6 tenemos:

$$\mathbf{P} = \mathbf{G} \mathbf{Y} = \mathbf{G} (\mathbf{u}_1 \mathbf{c}_{1u} - \mathbf{u}_2 \mathbf{c}_{2u}) \quad \text{ec. 3.8}$$

de tal suerte que la ecuacion de Euler queda definida como sigue:

$$Y = \mathbf{u}_1 \mathbf{c}_{1u} - \mathbf{u}_2 \mathbf{c}_{2u} \quad \text{ec. 3.9}$$

$$h_1 = 1/g ( u_1 c_{1u} - u_2 c_{2u} ) \quad \text{ec. 3.10}$$

Si multiplicamos los 2 miembros de la ecuacion 3.10 por  $\rho g$ , tendran dimensiones de presion y se convierte en una forma mayormente empleada de la ecuacion de Euler:

$$\Delta P_u = \rho ( u_2 c_{2u} - u_1 c_{1u} ) \quad \text{ec. 3.10}$$

Para el caso de los ventiladores generalmente se asume que la velocidad  $c_{1u}$  es igual cero; entonces la ecuacion de Euler para ventiladores es:

$$\Delta P_u = \rho u_2 c_{2u} \quad \text{ec. 3.11}$$

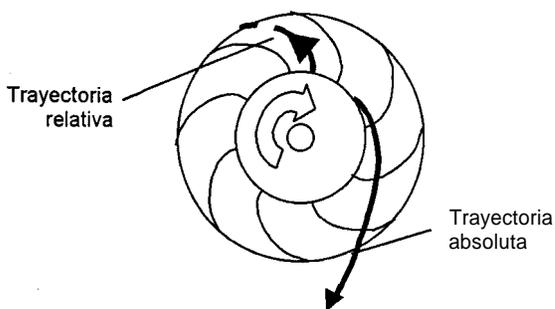
### 3.2 Análisis del polígono de velocidad

Los triangulos de velocidad constituyen un instrumento muy eficaz para el estudio de las turbomaquinas. En la figura 3.3 podemos observar una turbomaquina en corte, se he dibujado la trayectoria absoluta y la relativa de una partícula. La trayectoria relativa sigue el contorno de los alabes. Segun la mecanica del movimiento relativo se tendra para cada punto:

**C** = Velocidad absoluta del fluido

**W** = Velocidad del fluido con relacion al rodete

**U** = Velocidad absoluta del rodete

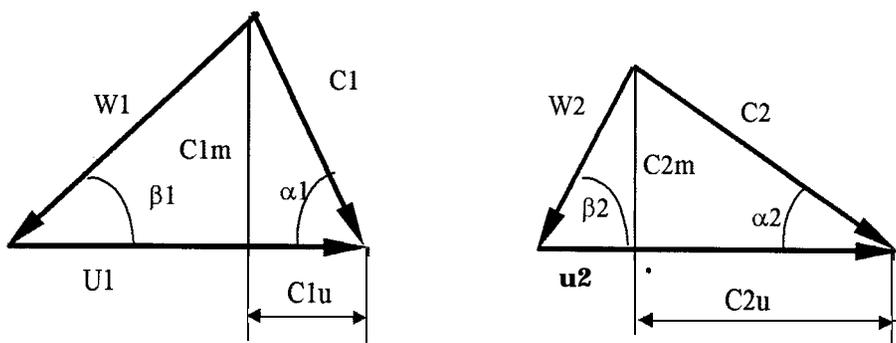


**Figura 3.3.** Trayectoria de una partícula en el rodete

Y la ecuación que describe estas tres velocidades es la siguiente:

$$W = C - U \quad \text{ec. 3.12}$$

El polígono o triángulo de velocidad es el formado por los tres vectores de la ecuación 3.12. Cada punto en particular cumplirá con la ecuación anterior. Los triángulos de entrada y salida del rodete son especialmente importantes. El subíndice 1 denota la entrada y el 2 la salida.



**Figura 3.4.** Triángulos de velocidad de entrada y salida al rodete

En la figura 3.4 podemos apreciar la notación internacional para los triángulos de velocidades, la que se detalla a continuación:

$C$  = Velocidad absoluta del fluido en un punto del rodete.

$U$  = Velocidad absoluta del rodete en ese punto.

$W$  = Velocidad relativa del fluido con respecto al alabe

$\alpha$  = Angulo que forman los vectores  $C$  y  $U$

$\beta$  = Angulo que forman los vectores  $W$  y  $(-U)$

$C_u$  = Componente periférica de la velocidad absoluta

$C_m$  = Componente meridional de la velocidad absoluta

La componente  $C_u$  es definitiva en todas las turbomáquinas para evaluar la energía específica intercambiada; asimismo la componente  $C_m$ , que puede verse en cada punto de en la proyección meridional no proyectada es definitiva para evaluar el caudal. Finalmente los ángulos  $\alpha$  están asociados con la forma del contorno de las toberas directrices y órganos fijos de las turbomáquinas; mientras que los ángulos  $\beta$  están asociados con la forma del contorno de los álabes y en general del rodete.

De la figura 3.4 aplicada al triángulo de entrada y salida sucesivamente se deduce inmediatamente:

$$W_1^2 = U_1^2 + C_1^2 - 2U_1C_1 \cos \alpha_1 = U_1^2 + C_1^2 - 2U_1C_{1u} \quad \text{ec.3.13}$$

$$W_2^2 = U_2^2 + C_2^2 - 2U_2C_2 \cos \alpha_2 = U_2^2 + C_2^2 - 2U_2C_{2u} \quad \text{ec. 3.14}$$

$$U_1C_{1u} = \frac{1}{2}(U_1^2 + C_1^2 - W_1^2) \quad \text{ec. 3.15}$$

$$U_2C_{2u} = \frac{1}{2}(U_2^2 + C_2^2 - W_2^2) \quad \text{ec.3.16}$$

Si sustituímos los valores de las ecuaciones 3.15 y 3.16 dentro de las ecuaciones 3.9 y 3.10 se obtiene la segunda forma de la ecuación de Euler:

$$Y_{u\infty} = \pm \left( \frac{C_1^2 - C_2^2}{2} + \frac{U_1^2 - U_2^2}{2} + \frac{W_2^2 - W_1^2}{2} \right) \quad \text{ec. 3.17}$$

$$H_{u\infty} = \pm \left( \frac{C_1^2 - C_2^2}{2g} + \frac{U_1^2 - U_2^2}{2g} + \frac{W_2^2 - W_1^2}{2g} \right) \quad \text{ec. 3.18}$$

El signo positivo (+) se refiere al caso de las turbinas y el signo negativo (-) al caso de las bombas y ventiladores.

### 3.3 Ventiladores

Un ventilador es una bomba rotodinámica de gas. Las energías específicas de los ventiladores se expresan igualmente que en las turbomaquinarias hidráulicas en energías por unidad de masa (J/Kg).

Las fórmulas de los Ventiladores se suelen expresar dimensionalmente en términos presión

$$p_Y = p_g H = A p \quad \text{ec. 3.19}$$

Esto se debe a que la altura piezométrica  $h$  medida en los líquidos no tiene sentido en el **caso** de los gases. En la **tabla 1** se muestran las fórmulas fundamentales para el estudio de los Ventiladores.

### **Error cometido al despreciar la compresibilidad del gas**

Muchos gases reales, entre ellos el aire y todos los gases diatómicos, obedecen practicamente a la ecuacion de los gases perfectos:

$$p v = R T \quad . \quad \text{ec.3.20}$$

Donde  $v = 1 / \rho$  (volumen especifico) medido en  $m^3/Kg$ , siendo  $R$  la constante de los gases ideales; para el aire  $R = 0.0821 \text{ L}\cdot\text{atm} / \text{mol}\cdot^\circ\text{K}$ . Al comprimir un gas adiabaticamente se eleva su temperatura y aumenta su densidad, es decir, se comprime.

La pregunta se debe formular de la siguiente. manera: Cual es el incremento de presión máximo para que una turbomaquina pueda considerarse como un ventilador y no como un compresor?

En los ventiladores de poca potencia, puede establecerse una línea divisoria convencional:

$\Delta_{ptot} \leq 1000$  mm de columna de agua ..... Ventilador

$\Delta_{ptot} > 1000$  mm de columna de agua ..... Turbocompresor

En los ventiladores de alta potencia la tendencia a tener es de tener en cuenta la compresibilidad incluso a presiones mucho menores, y la divisoria convencional recomendada por la norma VDI 2044 es:

$\Delta_{ptot} \leq 300$  mm de columna de agua ..... Ventilador

$\Delta_{ptot} > 300$  mm de columna de agua..... Turbocompresor

### 3.3.1 Tipos y nomenclaturas para los ventiladores

Los ventiladores se clasifican por el tipo de flujo en:

**Ventiladores Axiales**

**Ventiladores Centrifugos**

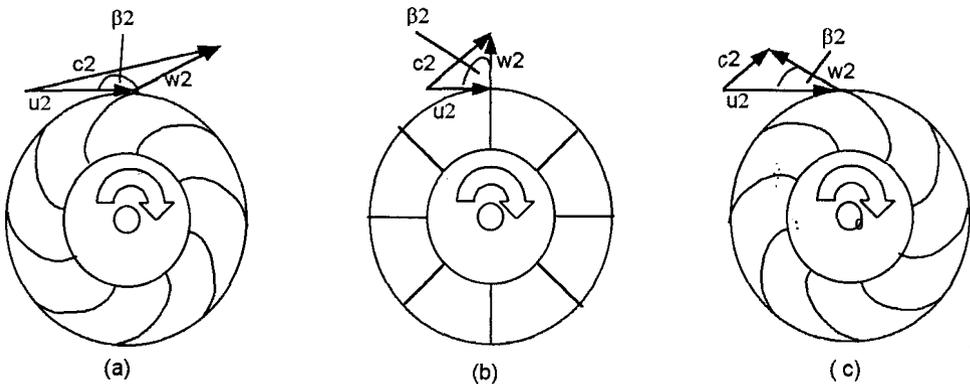
Los ventiladores centrifugos (objeto de este trabajo) se clasifican de acuerdo a la forma geometrica de los alabes de los rodets en:

*Rodetes con alabes curvados hacia adelante*

*Rodetes con alabes de salida radial*

*Rodetes con alabes curvados hacia atras*

En la figura 3.5 se pueden apreciar los diferentes tipos de rodets con sus respectivos triangulos de salida.



**Fig. 3.5. Tipos de rodets de ventiladores centrifugos**

- a) Rodete con alabes curvados hacia adelante, b) alabes de salida radial, c) alabes curvados hacia atras

**Alabes curvados hacia Adelante:**

Este tipo de rodete posee un  $\beta_2 > 90^\circ$ . Este tipo de rotor posee un nivel de ruido muy bajo, otras características son: gran número de alabes (de 48 a 60); para una velocidad determinada posee caudal superior y dimensiones menores que cualquier otro tipo de ventilador; posee un rendimiento bajo, del orden del 65-75% máximo. Por esta última razón en la actualidad este tipo de ventiladores centrífugos tiende a ser reemplazado por ventiladores axiales más sofisticados.

**Alabes de salida Radial (Rectos):**

Su  $\beta_2 = 90^\circ$ . Tiene menor número de álabes que los ventiladores con alabes curvados hacia adelante. Se los utiliza generalmente para impulsar aire o gases sucios y a elevadas temperaturas, gracias a la facilidad con que son eliminados los depósitos sólidos por la fuerza centrífuga.

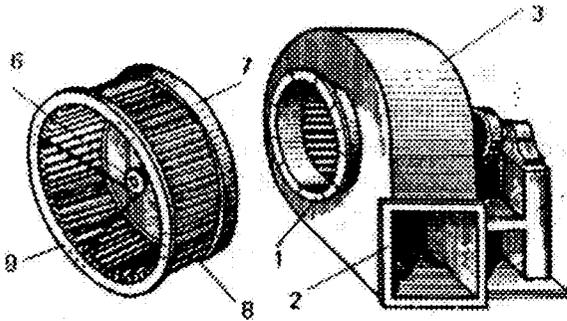
**Alabes curvados hacia Atrás:**

Tienen una salida  $\beta_2 < 90^\circ$ . Poseen un mejor rendimiento que los 2 anteriores, en la actualidad pueden llegar casi al 90% si se reemplazan los alabes construidos con chapa por los de perfil

aerodinámico. Su presión y caudal son inferiores para una misma velocidad de rotación y número de álabes que para los curvados hacia adelante. El ruido es bajo.

### Ventilador Sirocco o de Tambor

Este ventilador de uso muy común en sistemas de aire acondicionado representado en la figura 3.6 consta de un cubo (6), un disco (7) soldado o remachado, un anillo anterior (9) y los álabes (8). La caja espiral (3) conduce el aire hasta la salida (2), la entrada (1) generalmente es de forma abocinada.



**figura 3.6'.** Ventilador Sirocco

El aire entra en el ventilador en dirección axial y girando aproximadamente  $90^\circ$  entra en el rodete, el motor de accionamiento puede estar acoplado directamente o mediante una transmisión por bandas.

Este ventilador se empezó a construir a principios de siglo se sigue construyendo a pesar de que su rendimiento es muy bajo (del orden del 50%), debido a que su volumen es reducido y su nivel de ruido bajísimo. No hay ningún otro ventilador para la misma presión que tenga un nivel de ruido más bajo. Los primeros Sirocco tenían las dimensiones siguientes:

$$\frac{d_1}{d_2} = 0,875 ; b = \frac{3}{5}d_2 ; \beta_1 = 64^\circ ; \beta_2 = 22^\circ$$

### **Número de Alabes**

La determinación teórica del número óptimo de álabes, según el tipo de diseño de rodete hasta el momento no ha sido posible. Este número generalmente se determina mediante experimentación. El número de álabes depende de la forma de los mismos y de la forma del rodete y de la velocidad específica. En particular:

- a) Para alcanzar una misma potencia útil es necesario mayor número de álabes en los álabes curvados hacia atrás que en los álabes curvados hacia delante o de salida radial.

- b) Cuanto mayor es el coeficiente de presión, siendo igual la forma geométrica de los álabes, e iguales las restantes condiciones, tanto menor es el número de álabes.
  
- c) Con igual forma geométrica de los álabes su número depende de la relación de los diámetros  $d_1/d_2$ ; si los álabes son cortos se requiere mayor número que si son alargados.
  
- d) En general el número de álabes deberá ser tanto mayor cuando la velocidad específica de la turbomáquina sea mayor.
  
- e) El número de álabes aumenta también con el tamaño y la altura efectiva  $H$ .

Para los ventiladores propiamente dichos se deben tomar en cuenta las siguientes particularidades:

- 1) Los rodetes con álabes curvados hacia delante requieren un mayor número de álabes que los rodetes con álabes curvados hacia atrás, a fin de que la corriente esté bien

dirigida, ya que los álabes son cortos y con rápido cambio de temperatura.

2) Se han realizado investigaciones con ventiladores de álabes curvados hacia atrás para ángulos  $\beta_1=30^\circ$  y  $40^\circ$ , dotados de 4, 8, 16 y 32 álabes, y se ha comprobado el mejor rendimiento con 8 álabes y el peor con 32; con 4 álabes el rendimiento es mejor que con 16.

3) A una misma velocidad periférica  $u_2$  el aumento de número de álabes tiende a elevar la frecuencia del sonido y a reducir al mismo tiempo ligeramente su intensidad. Según los tipos el número de álabes más frecuentes para ventiladores es el siguiente:

<b>Tipo de Ventilador</b>	<b>Número de álabes</b>
Alabes curvados hacia atrás	14-24
Alabes de doble curvatura (no cilíndricos)	16-24
Alabes curvados hacia delante	32-66

Existen fórmulas empíricas que constituyen una guía en la selección del número óptimo de álabes. La más sencilla es la aducida por Stepanoff, la cual es aplicable tanto a bombas como a ventiladores que tengan el ángulo  $\beta_2$  entre 25-90°. A saber:

$$z = \beta_2 / 3 \quad \text{ec. 3.21}$$

Una fórmula más utilizada y más exacta porque utiliza más variables es la de Pfeleiderer:

$$z = k \frac{d_2 + d_1}{d_2 - d_1} \text{sen} \frac{\beta_1 + \beta_2}{2} \quad \text{ec. 3.22}$$

El coeficiente k tiene un valor medio de aproximadamente 6,5, y suele oscilar entre 3-10 o valores incluso más elevados.

### 3.3.2 Rendimiento y prueba de ventiladores

Para la evaluación de la eficiencia de los ventiladores nos valdremos de la siguiente nomenclatura:

Q - Caudal suministrado por el ventilador

Y - Salto energético en el interior de la maquina

H - Altura entre limites o altura efectiva .

P - Potencia restituida o potencia efectiva:  $P = Q_p Y = Q_p g H$

Pa- Potencia absorbida, potencia en el eje, potencia al freno,  
o potencia de accionamiento:  $P_a = M \omega$

De tal forma que el rendimiento total queda definido por:

$$\eta_{\text{tot}} = \frac{P}{M \omega} \quad \text{ec. 3.23}$$

Si designamos a  $Y_u$ ,  $H_u$  como la energía o altura intercambiada en el rodete (número finito de álabes), donde:

$$Y_u = u_2 c_{2u} - u_1 c_{1u} \quad \text{ec. 3.24}$$

$$H_u = \frac{u_2 c_{2u} - u_1 c_{1u}}{g} \quad \text{ec. 3.25}$$

Las pérdidas hidráulicas se las designa por  $y_r$ ,  $h_r$ , entonces el rendimiento hidráulico es:

$$\eta_h = \frac{Y}{Y + y_r} = \frac{Y}{Y_u} \quad \text{ec.3.26}$$

o bien

$$\eta_h = \frac{H}{H + h_r} = \frac{H}{H_u} \quad \text{ec.3.27}$$

Las pérdidas volumétricas totales corresponden a  $q = q_e + q_i$ , entonces el rendimiento volumétrico es:

$$\eta_v = \frac{Q}{Q + q} \quad \text{ec.3.28}$$

La potencia perdida por rozamiento de disco y ventilación es  $P_{rv}$  (algunos autores las incluyen dentro de las pérdidas mecánicas), la potencia intercambiada en el rodete es  $P_u$ , entonces

$$P_u = \frac{Q}{\eta_v} \rho \frac{Y}{\eta_h} = \frac{Q}{\eta_v} \rho g \frac{H}{\eta_h}$$

Siendo  $P_i$  la potencia interna suministrada por el fluido, descrita por la ecuación::

$$P_i = P_u + P_{rv} = \frac{Q}{\eta_v} \rho g \frac{H}{\eta_h} + P_{rv} \quad \text{ec.3.30}$$

Entonces el rendimiento **interno** es:

$$\eta_i = \frac{P}{P_i} \quad \text{ec.3.31}$$

Designando como  $P_m$  a la potencia perdida por rozamiento mecánico, entonces el rendimiento mecánico es:

$$\eta_m = \frac{P_i}{P_i + P_m} = \frac{P_i}{P_a} \quad \text{ec.3.32}$$

Entonces el rendimiento total del ventilador será:

$$\eta_{tot} = \eta_v \eta_h \eta_r \eta_m \quad \text{ec.3.33}$$

### 3.4 Leyes y criterios de escalamiento de los ventiladores

Para diseñar turbomaquinas escalando modelos es necesario que se cumplan ciertas condiciones que garanticen la validez del escalamiento, a saber:

- **Similitud geométrica:** Requiere que modelo y el prototipo sean de la misma forma y que todas las relaciones lineales sean proporcionales con un factor de escala constante.
- **Similitud Cinematica:** Dos flujos son cinematicamente similares cuando las velocidades en puntos correspondientes están en la misma dirección y se relacionan en magnitud mediante un factor de escala constante.
- **Similitud Dinamica:** Esto ocurre cuando dos flujos tienen distribuciones de fuerza tales que tipos idénticos de fuerzas son paralelos y se relacionan en magnitud por medio de un factor de escala constante en todos los puntos correspondientes.

Es decir que tiene que cumplirse lo siguiente:

$$\left[ \frac{\rho \mathbf{VD}}{\mu} \right]_{\text{modelo}} = \left[ \frac{\rho \mathbf{VD}}{\mu} \right]_{\text{prototipo}} \quad \text{ec.3.34}$$

$$\mathbf{Re}_{\text{modelo}} = \mathbf{Re}_{\text{prototipo}} \quad \text{ec.3.35}$$

$$\left[ \frac{\mathbf{F}}{\rho \mathbf{V}^2 \mathbf{D}^2} \right]_{\text{modelo}} = \left[ \frac{\mathbf{F}}{\rho \mathbf{V}^2 \mathbf{D}^2} \right]_{\text{prototipo}} \quad \bullet$$

La fuerza real sobre el objeto debida al fluido no es la misma en ambos casos, pero su valor adimensional si lo es.

El empleo directo del teorema de Pi brinda el coeficiente de carga y el coeficiente de potencia adimensionales como:

$$\frac{\mathbf{H}}{\omega^2 \mathbf{D}^2} = \mathbf{f}_1 \left( \frac{\mathbf{Q}}{\omega \mathbf{D}^3}, \frac{\rho \omega \mathbf{D}^2}{\mu} \right) \quad \text{ec. 3.37}$$

$$\frac{\mathbf{P}}{\rho \omega^3 \mathbf{D}^5} = \mathbf{f}_2 \left( \frac{\mathbf{Q}}{\omega \mathbf{D}^3}, \frac{\rho \omega \mathbf{D}^2}{\mu} \right) \quad \text{ec. 3.38}$$

El parametro adimensional  $\mathbf{Q}/\omega \mathbf{D}^3$  en estas ecuaciones es el coeficiente de caudal. El parametro adimensional  $\rho \omega \mathbf{D}^2/\mu$  ( $\approx \rho \mathbf{VD}/\mu$ ) es una forma del numero de Reynolds.

La similitud completa en pruebas de funcionamiento de una bomba requeriria coeficientes de caudal y numeros de Reynolds identicos. En la practica, se ha encontrado que los efectos viscosos son relativamente poco importantes cuando dos maquinas similares

geometricamente operan en condiciones de flujo similares. En consecuencia, de las ecuaciones 3.37 y 3.38, cuando

$$\frac{Q_1}{\omega_1 D_1^3} = \frac{Q_2}{\omega_2 D_2^3} \quad \text{ec. 3.39}$$

se concluye que

$$\frac{H_1}{\omega_1^2 D_1^2} = \frac{H_2}{\omega_2^2 D_2^2} \quad \text{ec.3.40}$$

$$\frac{P_1}{\rho_1 \omega_1^3 D_1^5} = \frac{P_2}{\rho_2 \omega_2^3 D_2^5}$$

La observación empírica de que los efectos viscosos son poco importantes en condiciones de flujo similares, permite utilizar las ecuaciones 3.39, 3.40 y 3.41 para escalar las características de funcionamiento de las máquinas hasta las diferentes condiciones de operación, cuando cambian la velocidad o el diámetro.

# CAPITULO 4

## 4. PLANTEAMIENTO Y RESOLUCION DEL PROBLEMA

### 4.1 Planteamiento del problema

La compañía PLATANEX<sup>1</sup> utiliza intercambiadores de calor para condensar los gases de aceite que salen de su proceso industrial. El agua que ingresa al intercambiador lo debe hacer a una temperatura máxima de 40°C (104°F) y se estima que saldrá a 50°C (122°F); la cantidad de agua utilizada es de 50.000 Whora. Se requiere una torre de enfriamiento de tiro forzado que pueda enfriar los 50.000 lt/hora dentro del rango establecido, además es imprescindible que el porcentaje de agua de restitución por razones de economía no sea superior al 2% (1000 Whora). No se tiene limitación en cuanto a la altura ni al espacio ocupado por la torre ni por la potencia requerida por sus ventiladores. La temperatura del agua de restitución es aproximadamente igual a la temperatura ambiente

---

<sup>1</sup>El caso presentado es real pero se ha utilizado un nombre ficticio.

(unos 29°C en promedio), la humedad relativa del aire es de 65% en promedio.

#### 4.2 Cálculo de la capacidad del enfriador

La ecuación teórica que define a la torre de enfriamiento es la ec.

2.2

$$q = LC(T_1 - T_2) + L_o C(T_2 - T_0) \quad \text{ec. 2.2}$$

De la cual se puede obtener la cantidad total de calor extraído del agua que entra en la torre. Paralelamente se puede calcular el gasto teórico del aire utilizando una combinación de la ecuación 2.1 y 2.2 y despejando G igual a:

$$G = \frac{LC(T_1 - T_2) + L_o C T_2}{H_2 - H_1} \quad \text{ec. 4.1}$$

Existe un problema al tratar de obtener G por métodos teóricos. Si bien es cierto que se puede asumir que el aire a la salida de la torre posee una saturación del 95%, no se sabe con exactitud la temperatura de salida de este aire, pues, en la práctica a pesar de que el proceso es de saturación adiabática, la temperatura del aire de salida se incrementa debido a la mezcla **aire-vapor**, y no se puede predecir con exactitud la temperatura que alcanzará este aire al salir de la torre. Esto depende de las características particulares de la torre y su empaquetadura.

En ninguna de estas ecuaciones se ha tomado 'en cuenta las dimensiones y características de la empaquetadura. La empaquetadura permite que en el interior de la torre se forme una película de agua que facilita la transferencia de calor al mismo tiempo que permite que el agua permanezca por mayor tiempo dentro de la torre.

Para poder resolver experimentalmente el problema planteado necesitaremos construir un prototipo de torre de enfriamiento.

#### **4.3 Fabricación del modelo para pruebas a escala**

El propósito fundamental del modelo a escala es poder resolver las siguientes preguntas:

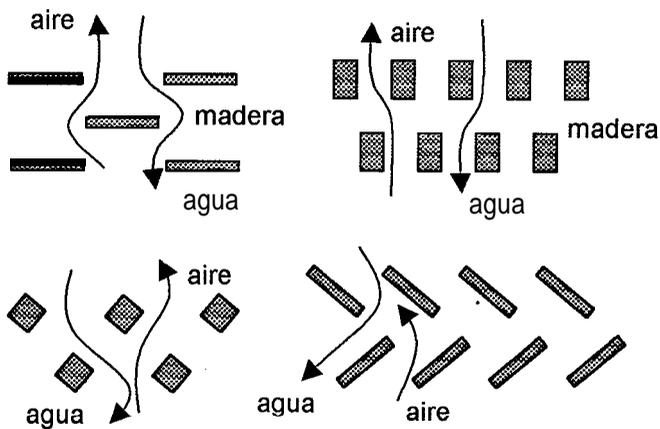
- Qué altura debe tener la empaquetadura de la torre?
- Qué tamaño deben tener los ventiladores?

Para resolver estas interrogantes se debe definir primeramente el **tipo de empaquetadura y el tipo de ventilador** a utilizar.

Normalmente las empaquetaduras se las construye de láminas de plástico, aunque algunas veces se utiliza madera incorruptible, todo depende de la disponibilidad y el poder adquisitivo que se tenga.

En este caso en particular se utilizará una empaquetadura hecha de “bloques” de bandejas portahuevos, comunmente conocidas como “hueveras plásticas”. Esta empaquetadura es muy versátil y realitivamente barata para el medio, por lo que es una excelente alternativa comparándola con empaquetaduras importadas. En la figura 4.1 se pueden apreciar ciertas configuraciones utilizadas para las empaquetaduras construidas en madera incorruptible.

La información sobre el coeficiente **Kxa** de las empaquetaduras es muy escaso, esto se debe a que es parte de la tecnología de las compañías constructoras. Se puede obtener cierta información sobre algunas empaquetaduras del reporte de M.D. Parekh del MIT.



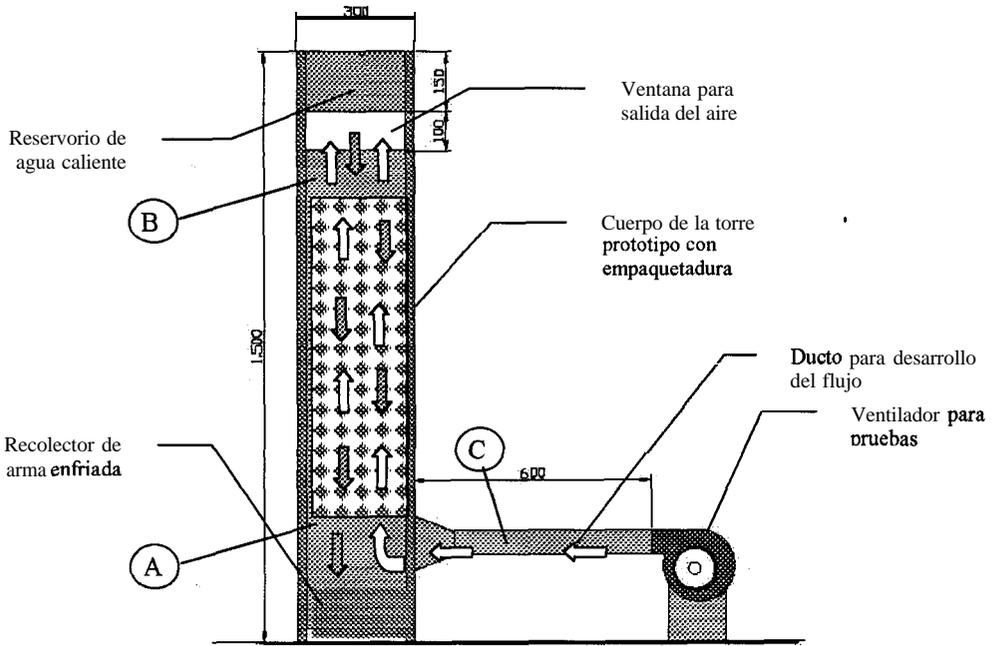
**Figura 4.1. Diversas disposiciones y formas de empaquetaduras de madera incorruptible**

Para poder determinar el parámetro  $K_{xa}$  es necesario construir una torre prototipo que simule las condiciones reales.

El prototipo debe cumplir las siguientes características:

- Debe tener un área de transferencia equivalente a  $0,93 \text{ ft}^2$ , la cual es el área mínima que se puede obtener por la geometría de la empaquetadura.
- Se deberá poder medir flujo de aire que circula por la empaquetadura
- Debe permitir medir la entalpía del aire de entrada y salida del sistema.
- Es necesario poder medir la caída de presión dentro de la empaquetadura.

El prototipo experimental se muestra en la figura 4.2,



**Figura 4.2. Prototipo experimental**

Los puntos A y B de la figura 4.2 son los puntos entre los que se medirá la caída de presión de la empaquetadura. Así mismo el punto C se utilizará para medir el caudal de aire que está entrando al sistema.

Para medir el caudal de aire, dentro del ducto se necesita un tubo Pitot, el cual mide la diferencia entre la **presión de estancamiento** ( $p_0$ ) y la **presión estática** ( $p$ ) del flujo (figura 4.3). Introduciendo esta diferencia en la ecuación:

$$V = \sqrt{\frac{2(p_0 - p)}{\rho}}$$

ec. 4.2

En donde  $\rho$  es la densidad del aire  $\rho \approx 1.22 \text{ Kg/m}^3$ . Luego, el caudal se obtiene de la fórmula  $Q=V \cdot A$ . Es importante hacer notar que para realizar una medición coherente el flujo debe estar desarrollado; en nuestro caso utilizaremos una distancia equivalente a unas 10 veces el tamaño de la descarga del ventilador.

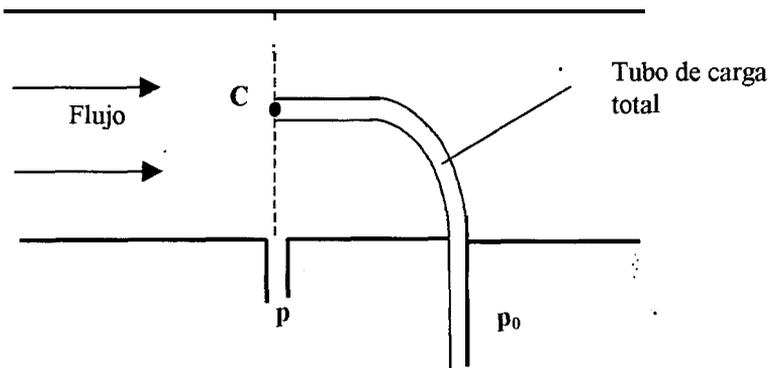


Figura 4.3. Tubo Pitot

La caída de presión al interior de la empaquetadura se debe medir como se muestra en la figura 4.4.

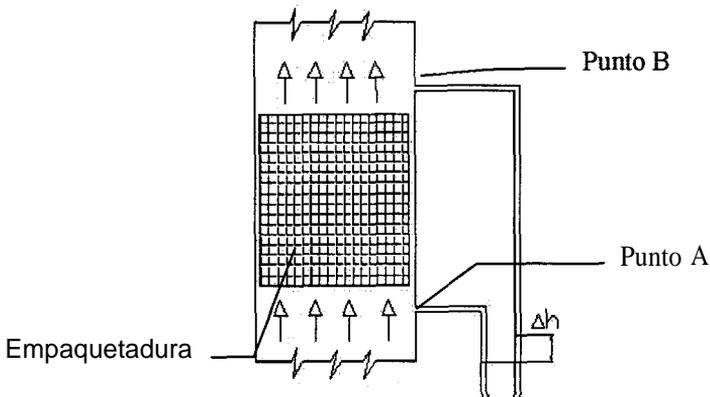
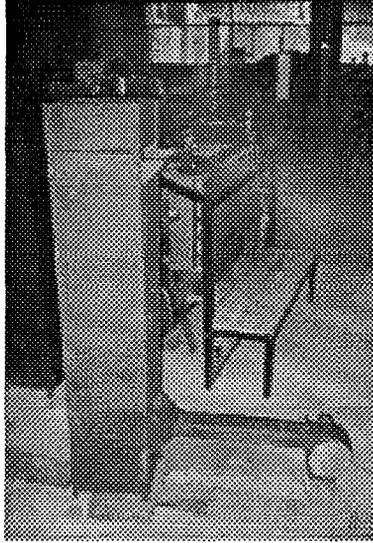


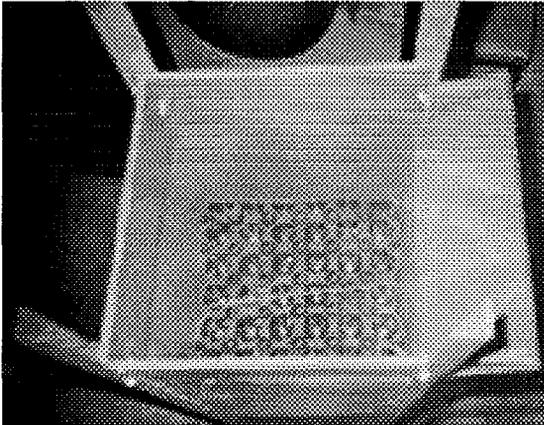
Figura 4.4. Medición de caída de presión en empaquetadura

La figura 4.5 muestra una vista general del prototipo ya construido



**Figura 4.5. Vista general de prototipo construido**

En la figura 4.6 podemos apreciar el detalle de la empaquetadura del prototipo, mientras que en la figura 4.7 se puede ver la bandeja de entrada de agua (Resrvorio de agua caliente) con las perforaciones que logran el efecto de rociadores.



**Figura 4.6. Vista de la empaquetadura del prototipo**

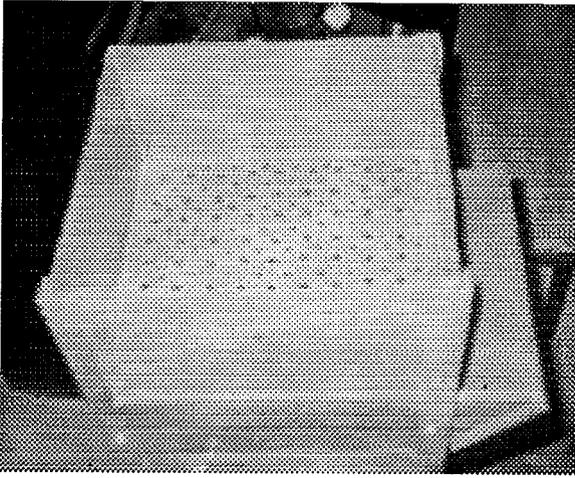


Figura 4.7. Bandeja de entrada del agua caliente del prototipo

#### 4.3.1 Pruebas bajo diferentes condiciones de operación del sistema

Normalmente las torres de enfriamiento operan con una carga líquida en los rellenos de 1 a 4 gpm/ft<sup>2</sup> o 500 a 2000 lb/h·ft<sup>2</sup>. Y las cargas de aire son del orden de 900 a 1800 lb/h·ft<sup>2</sup>. Para realizar las pruebas de este problema en particular, hemos calibrado la entrada de agua a **1.702,5 lb/h·ft<sup>2</sup>**.

Las pruebas en el prototipo se realizarán con 4 caudales de aire diferentes; el gasto de agua será constante para todos los casos. El prototipo cuenta con un tanque superior perforado que actúa como un aspersor, el caudal de agua se puede

regular utilizando tanques con perforaciones de diferentes diámetros.

Los diferentes caudales del ventilador se obtendrán obturando la succión del mismo y manteniendo las RPM constantes. Se harán mediciones con 4 obturaciones diferentes, y para cada caso se medirá lo siguiente:

- *Velocidad del aire (pies/min)*
- *Caída de presión en la empaquetadura (pulg H<sub>2</sub>O)*
- *Temperatura de entrada del agua (°C)*
- *Temperatura de salida del agua (°C)*
- *Humedad relativa ( $\phi$ ) del aire de entrada (%)*
- *Humedad relativa ( $\phi$ ) del aire a la salida del enfriador (%)*
- *Temperatura de bulbo seco del aire de entrada y salida*

Con los datos obtenidos se puede calcular lo siguiente:

- *Entalpías de entrada y salida del aire*
- *Entalpía de saturación*

- *Variación de la humedad absoluta ( X ) del aire (de acuerdo a tablas)*
- *% de pérdidas de agua por evaporación*
- *El factor  $n_d$  (utilizando la ecuación 2.11)*
- *El factor  $K_{xa}$  (utilizando la ecuación 4.2)*

Para diferentes caudales de aire se obtiene diferentes porcentajes de pérdidas y coeficientes  $K_{xa}$ . Para calcular la altura de la torre se procede de la siguiente manera:

Se toma como base un área de transferencia de  $1 \text{ ft}^2$ , entonces siendo  $L$  el caudal de agua por unidad de área que ingresa a la torre ( $\text{lb/h}\cdot\text{ft}^2$ ),  $G$  el flujo másico de aire ( $\text{lb/h}\cdot\text{ft}^2$ ) y  $V$  el volumen de la empaquetadura ( $\text{ft}^3$ ), entonces la altura  $Z$  de la empaquetadura se obtiene:

$$K_{xa} = \frac{G}{V} \int \frac{dH}{H' - H} \quad \text{ec. 4.3}$$

$$Z = \frac{n_d \cdot L}{K_{xa}} \quad \text{ec. 4.4}$$

Ejemplo: Supóngase que se tienen las siguientes lecturas:

$$T_{\text{aire entrada}} = 27^{\circ}\text{C} (80,6^{\circ}\text{F})$$

$$T_{\text{ingreso agua}} = 50^{\circ}\text{C} (122^{\circ}\text{F})$$

$$\phi_{\text{aire entrada}} = 60\%$$

$$T_{\text{aire salida}} = 38^{\circ}\text{C} (100,4^{\circ}\text{F})$$

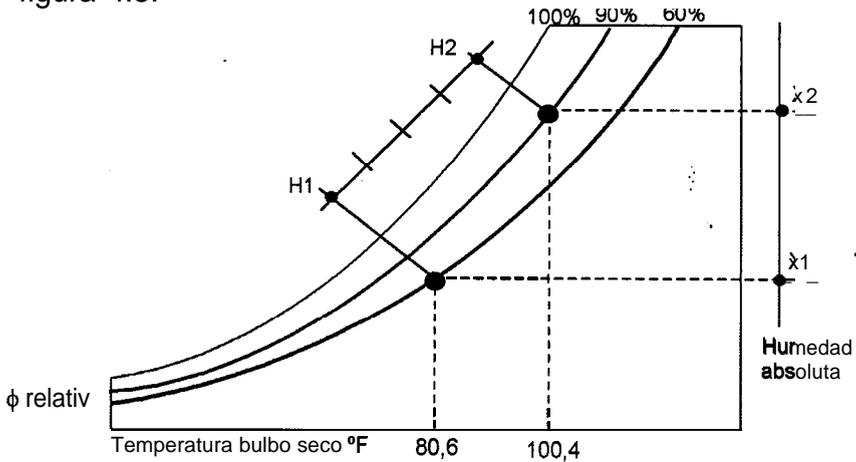
$$T_{\text{salida agua}} = 40^{\circ}\text{C} (104^{\circ}\text{F})$$

$$\phi_{\text{aire salida}} = 90\%$$

$$L = 1500 \text{ lb /h}\cdot\text{ft}^2$$

$$G = 290 \text{ cfm} (14001 \text{ b/h}\cdot\text{ft}^2)$$

Para obtener los valores de  $H_1$ ,  $H_2$ ,  $X_1$  y  $X_2$  normalmente se recurre a las cartas psicrométricas como se muestra en la figura 4.8:



**Figura 4.8.** Cambio de entalpías en la carta psicrométrica

De la carta psicrométrica se obtiene:

$$H1 = 34 \text{ BTU / lbm de aire seco}$$

$$X1 = 0,0135 \text{ lb agua / lb aire seco}$$

Si no se dispone de una tabla psicrométrica lo suficientemente grande (en rangos de temperaturas), se puede calcular  $H_2$  utilizando la ecuación 2.13

$$H_2 = H_1 + \frac{L}{G} (T_2 - T_1) \quad \text{ec. 2.13}$$

De tal suerte que:

$$H2 = 55,2 \text{ BTU / lbm de aire seco}$$

Para obtener el valor de  $X_2$  se puede utilizar las tablas de Entalpías y Humedades de Donald Q. Kern<sup>2</sup>. se busca  $T_2$ , y luego se ubica o se interpola el valor de  $X_2$ . Para nuestro caso:

$$T2 = 100,4^\circ\text{F} ;$$

$$x2 = 0,045 \text{ lb agua / lb aire (interpolado)}$$

El valor de  $LO$  se obtiene de la ecuación 2.14:

$$LO = G (X2-X1) = 1400 (0,045 - 0,0135) = 44,1 \text{ lb /h}\cdot\text{ft}^2$$

Lo que significa un porcentaje de evaporación de:

$$\% \text{ pérdidas} = LO / L = 44,1 / 1500 = 0,0294 = 2,94\%$$

El valor de  $K_{xa}$  se lo obtiene resolviendo la ecuación 4.3:

$$K_{xa} = \frac{G}{V} \int \frac{dH}{H' - H}$$

Los valores de  $H'$  son los valores de saturación a  $T_1$  y  $T_2$ , por lo que esta integral no se puede resolver por métodos convencionales, es necesario utilizar el método gráfico o métodos numéricos. Para el ejemplo propuesto  $H_1' = 44,3$  BTU /lb y  $H_2' = 72,8$  BTU /lb. Para integrar usando métodos numéricos o gráficos es más conveniente que se convierta la ecuación 4.3 a:

$$K_{xa} \frac{V}{L} = \int \frac{dT}{H' - H} \quad \text{ec. 4.5}$$

La figura 4.9 muestra la región A que se busca en la ecuación 4.5:

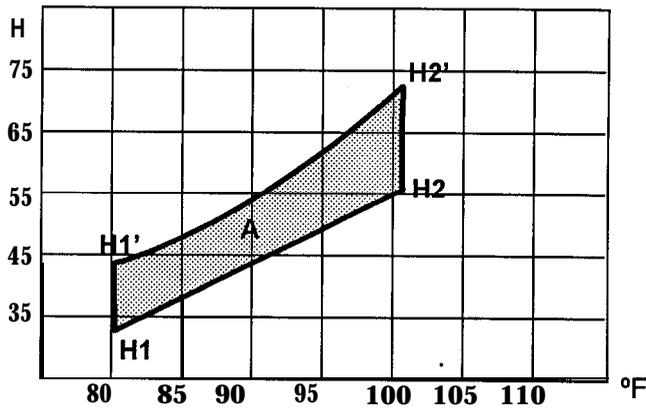


Figura 4.9. Area de integración para obtener  $K_{xa} (V/L)$

Se puede utilizar el método de la media logarítmica MLDT para resolver la integral.

$$\text{MLDT} = \frac{H' - H}{\ln(H' - H)} \quad \text{ec. 4.6}$$

De tal forma que en la parte superior e inferior de la torre:

$$(H_2' - H_2) = 63,59 \text{ BTU/lb}$$

$$(H_1' - H_1) = 38,92 \text{ BTU/lb}$$

y a su vez  $(H' - H)$  será:

$$(H' - H) = 50,25 \text{ BTU/lb}$$

y tomando un valor de  $\Delta T$  de  $100,4 - 80,6 = 19,8^\circ\text{F}$ , obtenemos:

$$\frac{dT}{H' - H} = \frac{100,4 - 80,6}{50,25} = 0,40 = \text{nd}$$

Si el volumen de la empaquetadura es de  $V = 2\text{ft}^3$ , entonces:

$$K_x a = 0,40 \text{ (LN)} = 300 \text{ lb/h}\cdot\text{ft}^3 \text{ (lb/lb)}$$

El método de las medias logarítmicas introduce un error que va creciendo conforme los puntos se encuentren más alejados en el diagrama. Sin embargo para fines prácticos goza de la precisión necesaria.

#### 4.4 Análisis de los datos obtenidos

Los resultados obtenidos mediante experimentación se encuentran tabulados en la **tabla 2**. Se trató de recrear las condiciones de operación de la torre lo más cercano a la realidad.

La velocidad del aire se midió utilizando un velómetro marca ALNOR de presión máxima 5psi suministrado por el laboratorio de energía de la Facultad de Ingeniería en Mecánica de la ESPOL, el cual marca directamente la velocidad en pies/min.

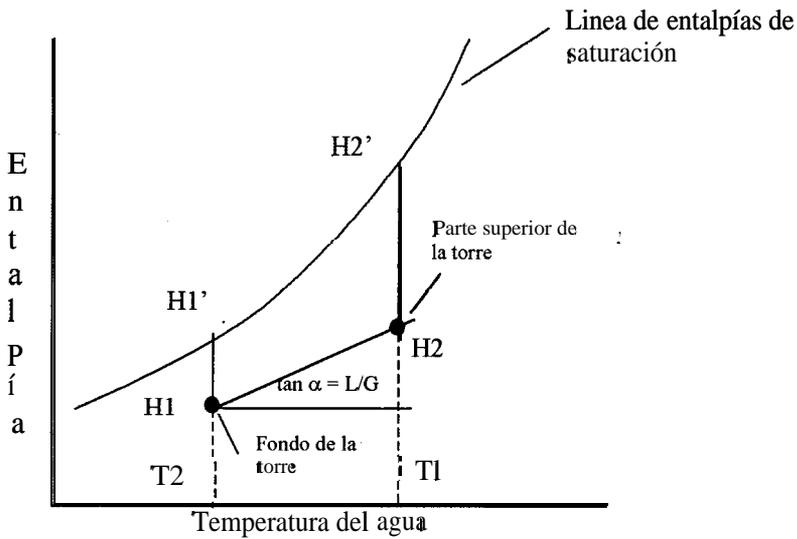
Las diferentes entalpías (  $H$  ) y las humedades absolutas (  $X$  ) se las obtuvo como se muestra en el ejemplo de la sección anterior

Los valores de caída de presión se obtuvieron conectando un aditamento especial al velómetro marca ALNOR utilizado para medir la velocidad del aire a la salida del ventilador, el instrumento se conectó de acuerdo a la disposición mostrada en la figura 4.4.

El gasto de agua se calibró mediante prueba y error corrigiendo las perforaciones de la bandeja de entrada de agua del protoripo experimental, se pueden apreciar estas perforaciones en las fotografías anexas a este trabajo.

Los valores de  $nd$  y  $Kxa$  se obtuvieron utilizando el método de la media logarítmica y están tabulados en la tabla 2

El proceso que ocurre dentro del prototipo es el que se describe en la figura 4.10 Donde el aire se satura siguiendo 'la línea H1-H2 mientras el agua baja su temperatura por la línea T1-T2.



**Figura 4.10. Proceso de saturación del aire en la torre**

#### **4.5 Dimensionamiento del sistema de enfriamiento**

De acuerdo al caudal de agua estimado por nosotros (1.702,5 lb/h-ft<sup>2</sup>), y de acuerdo a las pérdidas puestas como condición máxima del problema tomaremos los valores de la toma 4 de las pruebas del prototipo:

- **$G = 194,1 \text{ CFM} = 932,46 \text{ lb/h}\cdot\text{ft}^2$**
- **$L = 1702,5 \text{ lb/h}\cdot\text{ft}^2$**
- **$nd = 0,32$**
- **$K_{xa} = 286,26$**
- **$Z = 2,03 \text{ ft}$**
- **$\text{Area de transferencia} = 0,93 \text{ ft}^2$**

Si reemplazamos los valores obtenidos en la prueba 4 en la ecuación 4.1 obtenemos que el gasto teórico de aire es:

$$G_{\text{teórico}} = 1008,64 \text{ lb/h}\cdot\text{ft}^2$$

La diferencia porcentual entre el gasto teórico y el práctico es del orden del:

$$1 - G_{\text{teórico}} / G_{\text{práctico}} = 8,2\%$$

Este error es aceptable para fines prácticos y se debe en parte a la falta de precisión de los instrumentos así como a factores que no se pueden controlar como por ejemplo la homogenización de la mezcla aire-vapor y a que el aire en realidad no fluye de manera uniforme en la empaquetadura. En la tabla II se pueden apreciar el porcentaje de error para las diversas pruebas.

Si queremos variar la carga de agua implica que la altura  $Z$  de la empaquetadura aumentará o disminuirá siguiendo la ecuación 4.4.

De acuerdo a lo planteado en el problema y la experimentación, para el caudal de 50.000 lt/h, el área de transferencia debe ser de mínimo:

$$L = 50\ 000\ \text{lt/h} = 110\ 000\ \text{lb/h}$$

$$A_{\text{torre}} = \frac{11\ 0000}{1702,5} = 64,6\text{ft}^2$$

Por razones de disponibilidad de materiales, el ancho útil no puede ser mayor de 3,74ft (1 140mm) y el largo 15 ft (4 575mm). Por lo que el área útil de transferencia sería de:

$$A_{\text{real}} = 3,74 \cdot 15 = 56,1\text{ft}^2$$

Esto obliga a modificar el ingreso de agua a:

$$L_{\text{real}} = \frac{110\ 000}{56,1} = 1961\ \text{lb} / \text{h} \cdot \text{ft}^2$$

Y la altura real de la empaquetadura es de:

$$Z_{\text{real}} = \frac{n_d \cdot L_{\text{real}}}{K_x a} = \frac{0,32 \cdot 1961}{286,26} = 2,19\text{ft} = 668\text{mm}$$

Generalmente el agua en una torre de tamaño real, tiende a escurrirse por los costados de la torre porque le representa menor resistencia, esto impide que el flujo de agua sea realmente constante en toda la sección de la torre, adicionalmente el aire dentro de la torre difícilmente puede distribuirse homogéneamente. Estos factores difícilmente calculables o predecibles obligan a modificar la altura de la empaquetadura.

En nuestro caso (dada las características físicas<sup>5</sup> propias de la empaquetadura), utilizaremos una altura de empaquetadura de **Z=3ft**, con lo que minimizamos cualquier tipo de ineficiencia que se pudiera presentar durante la operación.

## **4.6 Diseño de los ventiladores**

Para diseñar los ventiladores del enfriador, vamos a utilizar el método de dimensionamiento por similitud dinámica. Es decir, partiremos de las especificaciones de un ventilador de características conocidas para luego utilizando las leyes y criterios de escalamiento de ventiladores, dimensionar los ventiladores requeridos para este propósito en particular.

Cabe destacar que este método es muy efectivo y práctico para la mayoría de las aplicaciones en las que se requieren ventiladores ya sean centrífugos o axiales.

### **4.6.1 Dimensionamiento de los ventiladores**

De la experimentación se obtuvo un caudal  $G=206,7$  CFM para un área de  $0,93\text{ft}^2$ , como el área real es de  $56,1\text{ft}^2$ , entonces el caudal requerido por la torre es de:

$$G = 56,1 \times 194,1 / 0,93 = 11.710 \text{ CFM}$$

La caída de presión dentro de la empaquetadura del prototipo para una altura **Z= 2,03ft** es de:

$$AP = 0,113 \text{ pulg de H}_2\text{O}$$

Como se planea utilizar una altura **Z=3ft**, entonces:

$$\Delta P_{\text{real}} = 0,113 \times 3 / 2,03 = 0,17 \text{ pulg de H}_2\text{O}$$

Debido a las dimensiones físicas especificadas en el punto anterior, para poder distribuir eficientemente el aire dentro de la torre, se estima que es conveniente utilizar 4 ventiladores, por lo que el caudal de cada ventilador será de:

$$G = 11\ 710 / 4 = 2\ 928 \text{ CFM}$$

Por razones de seguridad aumentaremos un 2.5% extra de caudal, esto es para suplir cualquier ineficiencia del sistema y resistencia de los eliminadores de acarreo, de tal forma que el caudal de cada ventilador será de:

$$G_{\text{real}} = 2\ 928 \times 1,025 \cong 3\ 000 \text{ CFM}$$

#### **4.6.2 Cálculo de los parámetros de los ventiladores mediante similitud dinámica.**

Para escalar el ventilador requerido se referirá a un ventilador centrífugo de paletas rectas Marca Trane tipo S tamaño 13. Si bien es cierto la eficiencia de los ventiladores de paletas rectas

es menor que la de los ventiladores de álabes curvos, esta se ve suplida por su facilidad de construcción. Además en este tipo de aplicaciones no se necesitan presiones estáticas elevadas, por lo que bien se puede utilizar ventiladores de álabes rectos. Las dimensiones del ventilador se pueden apreciar en el plano 1 del anexo, a continuación listamos sus características principales:

- **Diámetro del Rotor (DI) = 575mm**
- **Caudal (QI) = 1 656CFM**
- **Velocidad (01) = 900RPM**
- **Presión estática (HI) = 2 pulg H<sub>2</sub>O**
- **Potencia al freno (P1)<sup>3</sup> = 0,93 BHP**
- **Potencia real consumida = 1,16 HP**
- **Número de Alabes = 8**

La eficiencia total  $\eta_{tot}$  del ventilador está dada por la ecuación 3.23, y es:

$$\eta_{tot} = \frac{P}{M\omega} = \frac{1656\text{cfm} \cdot 1,22\text{Kg} / \text{m}^3 \cdot 2\text{pu} / \text{g H}_2\text{O}}{0,93\text{BHP}} = \frac{468\text{watts}}{694\text{watts}} =$$

<sup>3</sup> Esta potencia es suministrada por el fabricante.

$$\eta_{\text{tot}} = 67,4\%$$

Utilizando las leyes de escalamiento de ventiladores y refiriéndonos a las fórmulas 3.39, 3.40 y 3.41, tenemos que:

siendo  $Q_2 = 3.000 \text{ CFM}$  y  $n_2 = 1200 \text{ RPM}$

$$D_2 = \sqrt[3]{\frac{Q_2 \cdot \omega_1 \cdot D_1^3}{\omega_2 \cdot Q_1}} = 637 \text{ mm}$$

$$H_2 = \frac{H_1 \cdot \omega_2^2 \cdot D_2^2}{\omega_1^2 \cdot D_1^2} = 4,36 \text{ pu } /g \text{ H}_2\text{O}$$

$$P_2 = \frac{P_1 \cdot \rho_2 \cdot \omega_2^3 \cdot D_2^5}{\rho_1 \cdot \omega_1^3 \cdot D_1^5} = 3,68 \text{ BHP}$$

La presión estática del ventilador sobrepasa nuestros requerimientos mínimos, lo que no necesariamente se puede considerar como perjudicial. Al tener una alta presión estática existe una mayor capacidad de arrastre del ventilador. Se debe prever el acarreo excesivo de agua por el flujo de aire, esta es la función que cumplen los eliminadores de acarreo de la torre.

De acuerdo a este análisis el factor de escala para las escalamiento de las dimensiones físicas de los ventiladores es:

$$\text{escala} = \frac{637}{575} = 1,11$$

Es decir, todas las medidas del ventilador modelo deben multiplicarse por el factor de escala antes citado.

Si consideramos una eficiencia similar entre el modelo y \*el ventilador escalado<sup>4</sup>, podremos estimar el motor conveniente para ser utilizado en el prototipo. Además, generalmente no es bueno utilizar un motor al máximo de su capacidad nominal, esto acorta su vida útil de manera significativa; por este motivo calcularemos el motor del prototipo de tal forma que se esté utilizando aproximadamente el 75% de su capacidad nominal:

$$P_{\text{motor prototipo}} = \frac{P_2}{75\%} = \frac{3.68}{0.75} = 4.91 \text{ HP} \approx 5 \text{ HP}$$

---

<sup>4</sup> Esta eficiencia puede variar si se utilizan otro tipo de cojinetes o transmisión o si existe variaciones demasiado significativas entre las dimensiones del modelo y el prototipo.

# CAPITULO 5

## 5. CONSTRUCCION DEL EQUIPO

Una vez definidas dimensiones y características del enfriador, procedemos a la fase de diseño constructivo.

La torre de enfriamiento y sus ventiladores debe ser resistente a la corrosión al mismo tiempo que económica. Por esta razón se prefiere utilizar acero galvanizado en caliente.

La torre que construiremos va a constar de las siguientes partes independientes para mantenimiento:

- 1) **Tanque:** El cual va a ser construido con chapa galvanizada electrosoldada (3mm) sobre una base hecha de canal U rolformado. La base de canal servirá también como soporte de los ventiladores. Se pintará el interior del tanque con pintura epóxica para aumentar

su durabilidad. El tanque poseerá en su parte superior un parrilla para sostener la empaquetadura.

**2) Cuerpo:** El cuerpo será construido con chapa galvanizada más fina que la utilizada en el tanque (2mm), debido a razones de transporte e instalación esta parte deberá ser independiente del tanque, razón por la cual se utilizarán pernos para ensamblar los paneles entre sí y con el tanque.

**3) Ventiladores:** Se construirán 4 ventiladores idénticos de 3000 CFM en chapa de acero negro, también se puede pensar en usar chapa galvanizada, pero como alternativa más económica proponemos que se prepare la superficie mediante arenado y se aplique 2 capas de recubrimiento epóxico en el interior de la carcasa y en el rotor. Se utilizarán motores de 5 HP o mayores para los ventiladores (según se calculó en el capítulo 4). Estos motores deben trabajar a 1800RPM con corriente trifásica a 220V

**4) Tubería de ingreso:** Se colocará un tubo galvanizado cédula 40 con 40 neplros roscados electrosoldados y 40 pitones rociadores

para permitir una lluvia uniforme dentro del cuerpo de la torre. **Los** pitones son roscables para un fácil mantenimiento.

**5) Empaquetadura:** La empaquetadura está formada por portahuevos plásticos de 30x30cm, los cuales se pegarán entre si para formar “cubos” de aproximadamente 30x30x30cm, estos “cubos” pueden ser acomodados sobre la parrilla de la parte superior del tanque:

### **5.1 Análisis Económico**

El costo de este equipo según se puede apreciar en detalle en las tablas III y IV, asciende a los **\$5.707,35**, fácilmente este tipo de enfriador en el mercado se lo puede vender entre \$10.000 a \$12.000, lo cual nos dejaría un margen de aportación bruto para el caso de \$10.000 de:

$$\begin{aligned} \text{Margen de aportación bruto} &= 1 - (\text{COSTO} / \text{PVP}) \\ &= 1 - (5\,707,35 / 10\,000) = 43\% \end{aligned}$$

El costo de operación del equipo básicamente asciende a la cantidad de agua de restitución y al consumo eléctrico de los ventiladores.

## 5.2 Planos Constructivos

Basándonos en los cinco puntos de diseño anteriores se diseñó y dimensionó la torre tal cual como se muestra en los planos de conjunto y de detalles (Plano 5, plano 6 y plano 7 adjuntos). El diseño se lo ha hecho en función de las restricciones y condiciones impuesta por el cliente.

Se debe evitar que el agua quede emposada dentro de la carcasa de los ventiladores conectando tomas de purga en la parte inferior de la carcasa de los mismos.

## CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

La secuencia de diseño presentada en este trabajo, puede ser utilizada para dimensionar enfriadores de capacidades diferentes. La forma constructiva modular de este diseño permite que podamos construir enfriadores de mayor capacidad tan solo añadiendo más ventiladores y ampliando en igual proporción el área de la empaquetadura, manteniendo claro está el rango de temperatura de enfriamiento del agua ( $\Delta T=12^{\circ}\text{C}$ )

La empaquetadura utilizada en la torre (bandejas portahuevos de plástico) posee dos características muy importantes: es barata y es eficiente.

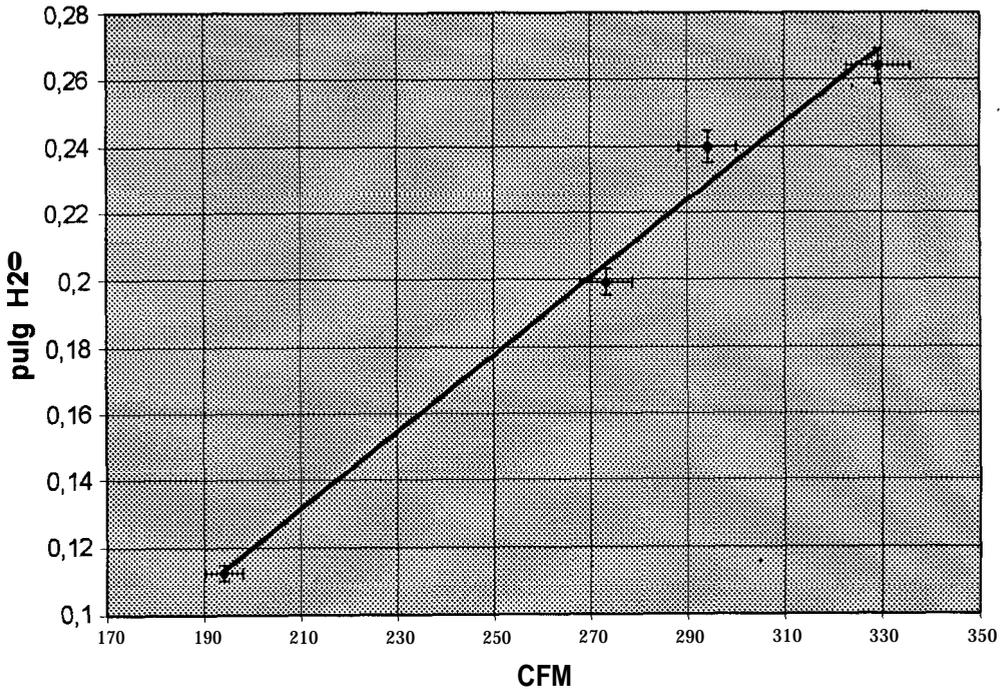
La razón de aire vs. agua por unidad de área de la torre escogida para el problema es de:

$$\mathbf{G / L = 932 / 1702 = 55\%}$$

Es decir que el flujo másico del aire por unidad de área es igual al 55% del flujo de agua por unidad de área.

El AT esperado del agua es del orden de los  $12^{\circ}\text{C}$ , es decir,  $2^{\circ}\text{C}$  mayor que el requerido en el problema:

Mientras mayor sea el gasto de aire, mayores serán las pérdidas de presión dentro de la empaquetadura, esto se puede apreciar en la figura 6.1, de acuerdo a este gráfico por cada IOOCFM que se aumenten, se aumenta 0.1 1pulg H<sub>2</sub>O de caída de presión dentro de la empaquetadura.



**Figura 6.1. Gráfico de caída de presión dentro de la , empaquetadura en función del caudal de aire G**

Siempre es conveniente sobredimensionar los ventiladores a fin de minimizar posibles deficiencias propias del escalamiento y/o de diseño del equipo.

No es conveniente utilizar ventiladores de mucha presión sobre la requerida por la empaquetadura, porque esto ocasiona demasiadas pérdidas por acarreo del agua fuera de la torre.

Los detalles constructivos de espesores de chapas pueden variar de acuerdo a los criterios del constructor, sin embargo, es recomendable dimensionar los espesores en función de la posible corrosión a lo largo de la vida útil del equipo.

El prototipo experimental con el que se realizó esta tesis se puede utilizar para probar diversos tipos de empaquetadura y con diversos rangos de enfriamiento de agua.

Siempre es aconsejable utilizar más de un ventilador, esto facilita el mantenimiento en caso de fallar uno de estos, es decir, si un ventilador falla el equipo puede seguir trabajando con los demás con una menor carga de trabajo.

Para mantener las pérdidas dentro de un 2% del gasto de agua se recomienda no utilizar un exceso de aire que resulte en un equipo antieconómico.

# BIBLIOGRAFIA

1. KERN, DONALD, Procesos de Transferencia de Calor, Compañía Editorial Continental, México 1975.
2. MATAIX, CLAUDIO, Turbomáquinas Hidráulicas, Editorial ICAI, primera edición, Madrid 1975.
3. FOX, R & MCDONALD, A., Introducción a la Mecánica de Fluidos, Mac Graw Hill, segunda edición, México 1990.
4. AVALLONE, E. & BAUMEISTER T., Marks Manual del Ingeniero Mecánico, Mac Graw Hill, tercera edición en español, México 1995. ,
5. FAIRES VIRGIL, Termodinámica, Editorial Mac Millan, sexta edición, New York, 1978.
6. AMERICAN CONFERENCE OF GOVERNMENT INDUSTRIAL HYGIENISTS, Industrial Ventilation a Manual o Recommended Practica, Editorial Edwards Brothers, décima cuarta edición, Michigan, 1976.
7. HARVELLA, R., Heating Ventilating and Air Conditioning Fundaments, Mc Graw Hill, primera edición, New York 1981.