

**HERRAMIENTA COMPUTACIONAL PARA OPTIMIZAR EL DESEMPEÑO Y  
USO DE UN EVAPORADOR CONCRETO EN AIRE ACONDICIONADO**

**YELMIS BARROS GALVIS  
DIANA CAROLINA JAIMES BURGOS**



**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER  
FACULTAD DE INGENIERÍAS FÍSICOMECÁNICAS  
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA  
BUCARAMANGA**

**2010**

**HERRAMIENTA COMPUTACIONAL PARA OPTIMIZAR EL DESEMPEÑO Y  
USO DE UN EVAPORADOR CONCRETO EN AIRE ACONDICIONADO**

**YELMIS BARROS GALVIS  
DIANA CAROLINA JAIMES BURGOS**

**Trabajo de grado para optar al título de Ingeniero Mecánico**

**Director:  
OMAR ARMANDO GELVEZ AROCHA  
Ingeniero Mecánico**

**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER  
FACULTAD DE INGENIERÍAS FÍSICOMECÁNICAS  
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA  
BUCARAMANGA**

**2010**

## DEDICATORIA

A mi niña Angie Vanessa Barros por esos momentos alegres y aquel entusiasmo que me ha transmitido

A mi vieja Angela Galvis que lucha, lucha y lucha por sacar a sus hijos adelante; gracias por ese gran apoyo y comprensión que me ha brindado.

A mi esposa Leisy De La Hoz por su comprensión, cariño y respeto que me ha tenido.

A mi hermanos Nelson Barros y Sauddy Barros por esa fuerza y apoyo que me han dado.

A mi abuelita linda Dominga Benavides por esos consejos, comprensión y amor que siempre me ha tenido.

A todos aquellos que con sus conocimientos me ayudaron a realizar este sueño.

Yelmis Barros Galvis

## DEDICATORIA

A Papá Dios, infinitas gracias por todo lo que me ha dado, me da y me dará.

A mis padres Ana y Jesús, por darme cada día un pedacito de ellos y por demostrarme cada día el amor incondicional que de Dios emana.

A mis hermanos Jesús y Jebel, por ser mis amigos y compañeros de vida.

A la memoria de los que ya no están con nosotros pero que su recuerdo permanece intacto y viven en nosotros, nono Hernán y Hernando.

A mis amigos, profesores y compañeros de la U... caray! Muchas, muchas gracias por su apoyo y lecciones de vida. Creo que hoy soy mucho más madura y mi visión de mundo se amplió gracias a ustedes.

A mi compañero de proyecto Yelmis, su Esposa Leisy y su hija Angie por su paciencia y apoyo; mi gratitud y respeto.

Al director de proyecto Omar Gelvéz, mi respeto y admiración por su profesionalismo y su esfuerzo por dar lo mejor y exigir lo mejor.

A los que de algún modo nos brindaron asesoría o simplemente nos resolvieron alguna inquietud para lograr este proyecto, gracias.

Diana Carolina Jaimes Burgos

## **AGRADECIMIENTOS**

Los autores expresan sus agradecimientos a:

El ingeniero Omar Armando Gélvez Arocha, director de proyecto, por su dedicación, orientación y conocimientos aportados durante el desarrollo de este trabajo.

A Don Nelson, Andrés Salinas, Héctor Navarro, Fabio Sangregorio, Luis Bernal y Libardo por su valiosa colaboración en el desarrollo de este proyecto.

A todos los profesores por sus enseñanzas en el transcurso de nuestra carrera.

## TABLA DE CONTENIDO

	<b>PAG.</b>
INTRODUCCIÓN	23
1. FUNDAMENTOS DEL AIRE ACONDICIONADO	26
1.1 AIRE HÚMEDO COMO GAS IDEAL	26
1.2 PROPIEDADES DEL AIRE ATMOSFÉRICO	27
1.2.1 Temperatura de punto de rocío	27
1.2.2 Temperatura de bulbo húmedo	27
1.2.3 Temperatura de bulbo seco	27
1.2.4 Humedad específica y relativa del aire	28
1.3 LA CARTA PSICROMÉTRICA	30
1.3.1 Ciclo de evolución del aire	32
1.3.2 Confort térmico y acondicionamiento de aire	33
1.3.3 Condiciones del local	34
1.3.4 Procesos de acondicionamiento de aire	35
1.3.4.1 Enfriamiento del aire húmedo.	36
1.3.4.2 Enfriamiento con deshumidificación del aire húmedo.	37
1.3.3.3 Mezcla adiabática de corrientes de aire o ventilación	39
1.4 INTERCAMBIADORES DE CALOR	40
1.4.1 Tipos de intercambiadores para aire acondicionado.	42
1.4.1.1 Evaporador enfriado por agua	42
1.4.1.2 Evaporador de expansión directa DX o enfriado por refrigerante.	43
1.4.2 Análisis de los intercambiadores de calor	45
1.4.2.1 Método de la LMTD.	45
1.4.2.2 El coeficiente global de la transferencia de calor.	47
1.4.3 Transferencia de calor de intercambiadores con aletas	47
1.4.4 Parámetros característicos de una aleta	48

1.4.4.1 Eficiencia de una aleta	48
1.4.4.2 Eficiencia superficial	49
1.4.4.3 Efectividad de una aleta	49
1.4.5 Coeficiente de transferencia de calor dentro de los tubos	51
1.4.5.1 Flujo turbulento del líquido dentro de los tubos	51
1.4.5.2 Coeficiente de transferencia de calor de evaporación del refrigerante.	52
1.4.6 Coeficiente de transferencia de calor externo en bancos de tubos	54
1.5 TRANSFERENCIA SIMULTÁNEA DE CALOR Y MASA	56
1.6 CAPACIDAD DE UN SISTEMA DE REFRIGERACIÓN	57
1.6.1 Efecto refrigerante	57
1.6.2 El subenfriamiento del refrigerante	58
2. MODELAMIENTO MATEMÁTICO PARA UNIDADES MANEJADORAS DE AIRE	60
2.1 MODELAMIENTO MATEMATICO PARA UNIDAD MANEJADORA ENFRIADO POR AGUA	61
2.1.1 Parámetros conocidos	61
2.1.2 Análisis del fenómeno de transferencia de masa y calor	62
2.1.2.1 Algoritmo global del modelamiento de la unidad manejadora enfriada por agua	65
2.1.2.2 Diagrama de flujo del modelamiento para evaporador enfriado por agua	66
2.2 MODELAMIENTO MATEMATICO PARA EVAPORADOR ENFRIADO POR REFRIGERANTE	70
2.2.1 Parámetros conocidos.	70
2.2.2 Análisis del fenómeno de transferencia de masa y calor	71
2.2.2.1 Algoritmo global del modelamiento de la unidad manejadora enfriada por refrigerante	73
2.2.2.2 Algoritmo del modelamiento para evaporador enfriado por refrigerante.	74

3. HERRAMIENTA COMPUTACIONAL PARA ESTUDIAR LAS UNIDADES MANEJADORAS EN AIRE ACONDICIONADO	80
3.1 ANÁLISIS DE UNIDADES MANEJADORAS	82
3.2 SELECCIÓN DE UNIDADES.	83
3.3 COMPROBACION DE LA UNIDAD MANEJADORA	91
3.4 CALCULO PERSONALIZADO DE LA UNIDAD MANEJADORA	102
4. ANÁLISIS DE LOS RESULTADOS DE LA HERRAMIENTA COMPUTACIONAL	105
4.1 CORROBORACIÓN DE LOS RESULTADOS DE LA HERRAMIENTA CON OTRAS FUENTES	105
4.1.1 Comparación de resultados del programa Vs. Catálogo Modelo YGH de York para el Agua	105
4.1.1.1 Comparación de la carga sensible entre el catálogo de la UMA para agua de enfriamiento vs. la herramienta computacional	106
4.1.1.2 Comparación de la carga latente entre el catálogo de la UMA para agua de enfriamiento vs. la herramienta computacional.	109
4.1.1.3 Comparación de temperatura de bulbo seco del aire de salida entre el catálogo de la UMA para agua de enfriamiento vs. la herramienta computacional.	112
4.1.1.4 Comparación de la humedad relativa del aire salida entre el catálogo de la UMA para agua de enfriamiento vs. la herramienta computacional.	114
4.1.2 Mediciones tomadas de la UMA en el Edificio de la Facultad de Ciencias Humanas- Primer piso Sala de Computo.	116
4.1.3 Comparación de resultados del programa Vs. Catálogo Modelo RMX de York para el Refrigerante R-22	126
4.1.3.1 Comparación de la humedad relativa del aire salida entre el catálogo de la UMA para vs. la herramienta computacional para refrigerante R-22	126

4.2 COMPARACIÓN Y ANÁLISIS DE LOS RESULTADOS DE LA HERRAMIENTA TENIENDO EN CUENTA VARIACIONES EN LOS PARÁMETROS CONOCIDOS	131
4.2.1 Análisis del Efecto de las condiciones de entrada de los fluidos de trabajo	131
4.3 COMPARACIÓN Y ANÁLISIS DE LOS RESULTADOS DE LA HERRAMIENTA TENIENDO EN CUENTA LA EVOLUCIÓN DEL AIRE AL PASO POR LAS FILAS DEL SERPENTÍN	143
4.3.1 Análisis del Efecto de las condiciones de entrada de los fluidos de trabajo	143
4.4 COMPARACIÓN Y ANÁLISIS DE LOS RESULTADOS DE LA HERRAMIENTA TENIENDO EN CUENTA LA VARIACION DEL NUMERO DE FILAS	146
CONCLUSIONES	149
RECOMENDACIONES	151
REFERENCIAS BIBLIOGRAFICAS	152
ANEXOS	155

## LISTA DE FIGURAS

	<b>PAG.</b>
Figura 1. Carta psicrométrica	31
Figura 2. Varios procesos de acondicionamiento de aire	36
Figura 3. Durante un proceso de enfriamiento simple, la humedad absoluta es constante y la humedad relativa aumenta	37
Figura 4. Proceso de enfriamiento y deshumectación	38
Figura 5. Cuando dos corrientes de aire en los estados 1 y 2 se mezclan adiabáticamente	40
Figura 6: Influencia sobre las condiciones del aire de salida de un serpentín evaporador al incrementarse alguno de los parámetros geométricos o de condiciones del fluido de trabajo	41
Figura 7. Clases de evaporadores (el de arriba, enfriado por agua y el de abajo, enfriado por refrigerante)	42
Figura 8. Evaporador enfriado por agua	43
Figura 9. Evaporador enfriado por refrigerante	44
Figura 10. Configuraciones y evolución de temperaturas en un intercambiador de calor	46
Figura 11. Aleta anular de espesor constante	48
Figura 12. Aleta anular de placas continuas	50
Figura13: Arreglo de tubos rectangular y hexagonal	51
Figura 14. Constantes de C para el coeficiente de transferencia de calor evaporativo del refrigerante	53
Figura 15. Valores de $Ffl$ para cada refrigerante	53
Figura 16: Remoción del calor latente y sensible de un serpentín	56
Figura 17: Subenfriamiento en el refrigerante durante la condensación	58
Figura 18: Condición curva del serpentín	61
Figura 19: Geometría de unidad manejadora enfriada por agua	62

Figura 20: Evolución del aire al pasar por cada fila del serpentín de UMA enfriada por agua	63
Figura 21: Balance de energía en una aleta circular	64
Figura 22: Geometría de unidad manejadora enfriada por refrigerante	71
Figura 23: Evolución del aire al pasar por cada fila del serpentín de UMA enfriada por agua	72
Figura 24. Interfaz principal de la herramienta computacional	80
Figura 25 Selección del análisis de unidades manejadoras	82
Figura 26 Selección del medio refrigerante	83
Figura 27 Pasos a seguir para el análisis de las unidades manejadoras por catálogos	84
Figura 28 Selección de unidad enfriadora	85
Figura 29 selección del numero de filas	86
Figura 30 seleccionar unidad	87
Figura 31 Ilustración para ver la geometría	88
Figura 32 Geometria de la unidad	88
Figura 33 Ilustración para continuar en el proceso	89
Figura 34 Selección de la unidad enfriadora	90
Figura 35. Pasos a seguir para el análisis de las unidades manejadoras por catálogos 2	91
Figura 36. Ilustración para la comprobación de la unidad manejadora	92
Figura 37. Fase de comprobación para la unidad seleccionada	93
Figura 38 Fase de comprobación para la unidad seleccionada 2	94
Figura 39 Fase de espera para la comprobación	95
Figura 40. Fase de comprobación para la unidad selecciona 3	96
Figura 41. Fase de comprobación para la unidad selecciona 4	97
Figura 42 Ilustración de la tabla de evolución del aire	98
Figura 43 Ilustración para guardar la tabla de evolución del aire	99
Figura 44 Fase de comprobación para la unidad selecciona 5	100
Figura 45. Fase de proceso de análisis de unidades para calcular	101

Figura 46 Fase de proceso de análisis de unidades para calcular 2	102
Figura 47 Cálculo de la unidad manejadora	103
Figura 48. Ilustración del diagrama psicométrico en la unidad a calcular	104
Figura 49. Geometría Modelo 2 YG del catálogo de York	107
Figura 50. Geometría Modelo 3 YG del catálogo de York	108
Figura 51. Geometría Modelo 9 YG del catálogo de York	109
Figura 52. Geometría Modelo 7 YG del catálogo de York	112
Figura 53. Geometría Modelo 7 YG del catálogo de York	115
Figura 54: Unidad Manejadora de Aire marca Paramo	116
Figura 55: Medidor de T y $\phi$	119
Figura 56: Pistola Infrarrojo	119
Figura 57: Anemómetro	120
Figura 58. Geometría Modelo 4 YG del catalogo de York con NF=3	132
Figura 59. Flujo de aire vs Calor sensible	135
Figura 60. Flujo de aire vs Calor total	136
Figura 61. Geometría del modelo 2 YG del catalogo de York con NF=3	144

## LISTA DE TABLAS

	<b>PAG.</b>
Tabla 1. Comparación de carga sensible del catálogo modelo 02 Vs Carga sensible del programa	106
Tabla 2. Comparación de carga sensible del catalogo modelo 03 Vs Carga sensible del programa	107
Tabla 3. Comparación de carga sensible del catálogo modelo 09 Vs Carga sensible del programa	108
Tabla 4. Comparación de carga latente del catalogo modelo 02 Vs Carga latente del programa	110
Tabla 5. Comparación de carga latente del catalogo modelo 03 Vs Carga latente del programa	111
Tabla 6. Comparación de carga latente del catalogo modelo 07 Vs carga latente del programa	111
Tabla 7. Comparación de temperatura de bulbo seco del aire de salida del catalogo modelo 02 Vs temperatura de bulbo seco del aire de salida del programa	113
Tabla 8. Comparación de temperatura de bulbo seco del aire de salida del catalogo modelo 03 Vs temperatura de bulbo seco del aire de salida del programa	113
Tabla 9. Comparación de temperatura de bulbo seco del aire de salida del catalogo modelo 07 Vs temperatura de bulbo seco del aire de salida del programa	114
Tabla 10. Comparación de humedad relativa del aire de salida del catálogo modelo 12 Vs humedad relativa del aire de salida del programa	115
Tabla 11. Comparación de humedad relativa del aire de salida del catalogo modelo 07 Vs humedad relativa del aire de salida del programa	116
Tabla12. Primera tabla de datos experimentales	121

Tabla 13. Cálculos de los datos experimentales	121
Tabla 14. Primera tabla de datos experimentales	122
Tabla 15. Cálculos de los datos experimentales	122
Tabla 16. Tablas de comparación de carga latente de la unidad Paramo Vs Carga latente del programa	123
Tabla 17. Tablas de comparación de carga total de la unidad Paramo Vs Carga total del programa	123
Tabla 18. Tablas de comparación para la temperatura de la unidad Paramo Vs temperatura de salidad del programa	124
Tabla 19. Tablas de comparación para la humded relativa de la unidad Paramo Vs temperatura de salidad del programa	124
Tabla 20. Tablas de comparación de carga latente de la unidad Paramo Vs Carga latente del programa	125
Tabla 21. Tablas de comparación de carga total de la unidad Paramo Vs Carga total del programa	125
Tabla 22. Tablas de comparación para la temperatura de la unidad Paramo Vs temperatura de salidad del programa	126
Tabla 23. Tablas de comparación para la humedad relativa de la unidad Paramo Vs humedad relativa de salida del programa	126
Tabla 24. Comparación de carga latente del catalogo Vs Carga latente del programa para $T_{ev}=4.44\text{ }^{\circ}\text{C}$	127
Tabla 25. Comparación de carga latente del catalogo Vs Carga latente del programa para $T_{ev}=7.22\text{ }^{\circ}\text{C}$	127
Tabla 26. Comparación de Temperatura de salida del catalogo Vs Temperatura de salida del programa $T_{ev}=4,44\text{ }^{\circ}\text{C}$	128
Tabla 27. Comparación de Temperatura de salida del catalogo Vs Temperatura de salida del programa $T_{ev}=7,22\text{ }^{\circ}\text{C}$	128
Tabla 28. Comparación de carga sensible del catalogo Vs Carga sensible del programa con $T_{ev}=4,44\text{ }^{\circ}\text{C}$	129

Tabla 29. Comparación de carga sensible del catalogo Vs Carga sensible del programa con $T_{ev}=7,22$ °C	129
Tabla 30. Comparación de humedad relativa del catalogo Vs humedad relativa del programa con $T_{ev}=4,44$ °C	130
Tabla 31. Comparación de humedad relativa del catalogo Vs humedad relativa del programa con $T_{ev}=7,22$ °C	130
Tabla 32. Efecto de la variación del flujo de aire sobre las condiciones de salida del aire y de los calores extraídos por la unidad	134
Tabla 33. Efecto de la variación de la temperatura del bulbo seco de aire sobre las condiciones de salida del aire y de los calores extraídos por la unidad	137
Tabla 34. Efecto de la variación del bulbo húmedo de aire sobre las condiciones de salida del aire y de los calores extraídos por la unidad	139
Tabla 35. Efecto de la variación del flujo del agua sobre las condiciones de salida del aire y de los calores extraídos por la unidad	141
Tabla 36. Variación de las condiciones de salida del aire y de los calores extraídos al paso por cada fila	145
Tabla 37. Variación de la geometría para la unidad YG York 02	147
Tabla 38. Variación de la geometría para R1MX 018	148

## LISTA DE ANEXOS

	<b>PAG.</b>
ANEXO A. MANUAL TECNICO DE COMFORT PACKAGE FAN & COIL UNIT- YG CAPACIDADES DE 1360 A 10200 m <sup>3</sup> /h	156
ANEXO B. CATALOGO DE YORK UNIDADES FANCOILS DE EXPANSIÓN DIRECTA CAPACIDADES DE 12000 A 36000 BTU/H	191
ANEXO C. CORRELACIÓN GENERAL PARA FLUJO DE DOS FASES SATURADO PARA TRANSFERENCIA DE CALOR DENTRO DE TUBOS VERTICALES U HORIZONTALES	195

## RESUMEN

### TÍTULO:

**HERRAMIENTA COMPUTACIONAL PARA EL DESEMPEÑO Y USO DE UN EVAPORADOR CONCRETO EN AIRE ACONDICIONADO\***

### AUTORES:

**YELMIS BARROS GALVIS**

**DIANA CAROLINA JAIMES BURGOS\*\***

### PALABRAS CLAVES:

Unidad Manejadora de Aire Acondicionado, Evolución del Aire, Superficie Seca-húmeda, Temperatura de Bulbo Seco, Temperatura de Bulbo Húmedo, Calor Sensible, Calor Latente.

### DESCRIPCIÓN:

Este documento detalla una herramienta computacional desarrollada en Matlab y basada en el modelo matemático que permite la evolución del estado del aire (temperatura y humedad) y determina el calor sensible y latente a su paso por el serpentín de la unidad cuando el medio de enfriamiento es agua (Chiller) o refrigerante (DX de expansión directa) bajo condiciones de superficie de la unidad manejadora completamente seca o seca-húmeda. El análisis del modelamiento se realiza por filas del serpentín de la unidad manejadora (dividiendo el intercambiador en módulos con aletas circulares) donde las salidas de los fluidos de trabajo (aire y medio de enfriamiento) de una fila es la entrada de la fila consecutiva.

También, se comprueban los resultados de la herramienta computacional con los catálogos de unidades manejadoras enfriadas con agua y con las unidades manejadoras enfriadas por refrigerante. Por otra parte, se analizan los resultados teniendo en cuenta el efecto de cambiar las condiciones de entrada del aire (flujo volumétrico- CFM, temperatura de bulbo seco-TBS, temperatura de bulbo húmedo-TBH) y las condiciones de entrada de agua (flujo volumétrico-GPM).

Además, para una mejor comprensión de la herramienta computacional se presenta un manual de funcionamiento ilustrado con las interfaces del programa en donde se indica el procedimiento para el cálculo de las condiciones de salida de los fluidos y los calores sensible, latente y total de la unidad manejadora.

---

\* Proyecto de grado

\*\* Facultad de Ingenierías Físico-mecánicas, Escuela de Ingeniería Mecánica, Director Omar Armando Gévez Arocha

## SUMMARY

**TITLE:**

**COMPUTATIONAL TOOL FOR THE PERFORMANCE AND USE OF A AIR HANDLE UNIT IN AIR-CONDITIONING\***

**AUTHORS:**

**YELMIS BARROS GALVIS**

**DIANA CAROLINA JAIMES BURGOS\*\***

**KEY WORDS:**

Air-conditioning Handle Unit, Air Evolution, Dry-Wet Surface, Temperature Dry Bulb, Temperature Wet Bulb, Sensible Heat, Latent Heat.

**DESCRIPTION:**

This document details a computational tool developed in Matlab based on the mathematical model that allows for the evolution of the state of air (temperature and humidity) and determines the sensible heat and latent heat removed from it passes through the coil of the air handle unit when the cooling medium is water (Chiller) or refrigerant (DX Direct Expansion) under surface conditions of the unit completely dry or dry-wet. The modeling analysis performed by row coil of air handler unit (dividing the heat exchanger into many circular fins module) where the output of the working fluids (air and cooling medium) of a row is the entrance to the next row.

Also, compare the results of the computational tool with catalogs air handler units with water cooled and air handler units with refrigerant. On the other hand, the results are analyzed taking into account the effect of changing the air inlet conditions (flow rates, CFM, dry-bulb temperature TBS, wet-bulb temperature TBH) and water inlet conditions (volumetric flow-GPM).

Additionally, for better comprehension of the computational tool is presented a manual operation of the computational tool which interfaces the program illustrates the procedure for calculating the output conditions of the fluids and sensible heat, latent and total of the air handler unit.

---

\* Graduation Project

\*\* Faculty of Physics and Mechanical Engineering, School of Mechanical Engineering, Director Omar Armando Gélvez Arocha

## INTRODUCCIÓN

Que dentro de un recinto cerrado se encuentre el adecuado confort para que las personas se sientan a gusto se requiere que todos los elementos del sistema funcionen adecuadamente, sin embargo es usual encontrar que en lugares donde pareciera que durante una parte del día el equipo funcionara bien después de cierto tiempo no se siente igual.

Surge así la pregunta ¿será que no es capaz el equipo de sacar la carga instalada?.

Y qué pasaría si se trasladara esa misma unidad a otra ciudad, cuál sería el comportamiento, que calor latente o que calor sensible puede extraer dicha unidad.

Es a partir de estas preguntas que suscita la necesidad de plantear una solución para calcular el desempeño del corazón del sistema de refrigeración de diferentes unidades manejadoras, teniendo en cuenta la transferencia de calor y el fenómeno de deshumidificación que usualmente tienen lugar en ella. Razón por la cual este proyecto cubre el cálculo de capacidades tanto para la unidad manejadora de aire enfriada por agua así como la enfriada por refrigerante, usando una herramienta computacional desarrollada en Matlab.

Este libro de proyecto de grado está compuesto así: en el capítulo 1, contiene todo el marco teórico que soporta los modelos matemáticos propuestos para

Ofrecer confort a las personas que se encuentran en un recinto cerrado requiere que todos los elementos del sistema de aire acondicionado funcionen adecuadamente. Sin embargo, es usual encontrarse en lugares en donde pareciera que el equipo que durante una parte del día funciona bien luego de un tiempo funciona mal ya que no es capaz de sacar las cargas con la unidad instalada. O con esa misma unidad trasladada a otra ciudad, qué calor sensible, qué calor latente puede extraer dicha unidad. Estas junto con otras preguntas suscitaron la necesidad de plantear una solución para el calcular el desempeño del corazón del sistema de refrigeración, la unidad manejadora teniendo en cuenta la transferencia de calor y el fenómeno de deshumidificación que usualmente tiene lugar en ella. Razón por la cual este proyecto cobija el cálculo de capacidades tanto para la unidad manejadora de aire enfriada por agua así como la enfriada por refrigerante, usando una herramienta computacional desarrollada en Matlab.

Este libro de proyecto de grado está compuesto así: en el capítulo 1, contiene todo el marco teórico que soporta los modelos matemáticos propuestos para acondicionar el aire a su paso por la unidad manejadora de acuerdo al los fluidos de trabajo: agua o refrigerante. En el capítulo 2, se encuentra desarrollado el modelo (los parámetros conocidos, los sistemas de ecuaciones así como el algoritmo y diagrama de flujo). Mientras que en el capítulo 3, se detalla el manual de usuario que consigna los pasos a seguir para usar adecuadamente la herramienta computacional. Y en el último capítulo, se analizan los resultados de extraídos de la herramienta con los datos obtenidos de catálogos y de las pruebas realizadas en la Unidad Manejadora de la sala de computación Edificio de Ciencias Humanas. Posteriormente, se encuentran las conclusiones y recomendaciones del proyecto de grado.

Ya desarrollados los objetivos del proyecto, se espera que los resultados fruto de la herramienta puedan servir para compañeros como fuente de consulta para trabajos académicos posteriores.



## 1. FUNDAMENTOS DEL AIRE ACONDICIONADO

### 1.1 AIRE HÚMEDO COMO GAS IDEAL<sup>1</sup>

El aire en la atmósfera contiene una cierta cantidad de vapor de agua (o humedad) y se conoce como aire atmosférico ó aire húmedo, el cual se trata convenientemente como un gas ideal en el intervalo donde el nitrógeno, el oxígeno (aire seco) y el vapor de agua se comportan como un gas ideal. Por lo cual obedecen las siguientes relaciones para la mezcla ideal:

$$M_m = \sum y_i M_i \quad (1.1)$$

$$x_i = y_i \frac{M_i}{M_m} \quad (1.2)$$

$$\frac{P_i}{P} = y_i \quad (1.3)$$

$$Cp_m = \sum x_i Cp_i \quad (1.4)$$

Donde:

$M_m$ : Masa molar promedio de la mezcla

$M_i$ : Masa molar de cada gas

$y_i$ : Fracción molar de cada gas

$x_i$ : Fracción másica de cada gas

$P$ : Presión parcial de cada gas

$P_m$ : Presión total de la mezcla

$Cp_m$ : Calor específico de la mezcla

$Cp_i$ : Calor específico de cada gas

---

<sup>1</sup> Tomado de la Termodinámica de Cengel, Cuarta Edición, capítulo 12 Mezclas de gases.

Es conveniente tratar al aire como una mezcla de vapor de agua y de aire seco, porque la composición del aire seco permanece relativamente constante, pero la cantidad de vapor de agua cambia por la condensación y evaporación de océanos, ríos, etc. A pesar de que el contenido del vapor del agua en el aire es pequeña, desempeña un importante papel para la comodidad humana.

## **1.2 PROPIEDADES DEL AIRE ATMOSFÉRICO<sup>2</sup>**

### **1.2.1 Temperatura de punto de rocío**

El exceso de humedad en el aire se condensa en las superficies frías y forma el rocío. La temperatura a la cual se inicia la condensación si el aire se enfría a presión constante, se le llama punto de rocío ( $T_{dp}$ ).

### **1.2.2 Temperatura de bulbo húmedo**

Temperatura que se obtiene de un termómetro cuyo bulbo está cubierto con una mecha de algodón saturada con agua y sopla aire sobre ella. Se representa con la abreviatura  $T_{bh}$ .

### **1.2.3 Temperatura de bulbo seco**

Temperatura que se obtiene de un termómetro cuyo bulbo está seco. Se representa con la abreviatura  $T_{bs}$ .

---

<sup>2</sup> Tomado de la Termodinámica de Cengel, Cuarta Edición, capítulo 13 Mezcla de gas-vapor y Acondicionamiento de aire, y de la Termodinámica Aplicada de Maradey, capítulo 2 Equilibrio de Fases

### 1.2.4 Humedad específica y relativa del aire

La cantidad de vapor de agua en el aire puede determinarse a partir de la humedad absoluta y se le representa por medio de  $W$ :

$$W = \frac{m_v}{m_a} = 0.622 * \frac{P_v}{P - P_v} \quad (1.5)$$

Donde:

$m_v$ : Masa del vapor presente en el aire atmosférico

$m_a$ : Masa del aire seco

$P_v$ : Presión parcial de vapor

La cantidad de humedad en el aire tiene un efecto definitivo en las condiciones de comodidad que ofrece un ambiente. Sin embargo, el nivel de comodidad depende más de la cantidad humedad que el aire contiene ( $m_v$ ) en relación con la cantidad máxima que puede obtener a la misma temperatura ( $m_g$ ). La relación entre estas dos cantidades se conoce con el nombre de humedad relativa ( $\phi$ ).

$$\phi = \frac{m_v}{m_g} = \frac{P_v}{P_g} \quad (1.6)$$

$P_g$ : Presión de saturación medida a la temperatura de Tbs

Si se combinan (5) y (6) se obtiene:

$$\phi = \frac{WP}{(0.622+W)*P_g} \quad (1.7) \quad \text{y}$$

$$W = 0.622 * \phi * \frac{P_g}{P - \phi P_g} \quad (1.8)$$

Otro modo del calcular la humedad del aire húmedo [kgv/kgas], es usando la siguiente ecuación:

$$W = \left( \frac{1.005*(Tbh-Tbs) + (Wbh*(3149.16 - (2.37107*Tbh)))}{3147.587 + (1.82*Tbs) - (4.1865*Tbh)} \right) \quad (1.9)$$

Conociendo:

*Tbh*: La temperatura de bulbo húmedo [K]

*Tbs*: La temperatura de bulbo seco [K]

*Wbh*: La humedad absoluta medida a la temperatura de bulbo húmedo y con humedad relativa de 100% [kgv/kgas]

Una forma aproximada para calcular la presión de vapor de agua [kPa], conociendo la temperatura de bulbo seco [K], es la ecuación de Antoine:

$$P = e^{(16.5362 - (3985.44 / (Tbs - 38.9974)))} \quad (1.10)$$

También, la presión de vapor se puede calcular según la ASHRAE<sup>3</sup>, de acuerdo a la siguiente fórmula:

$$P_v = e^{\frac{c1}{T} + c2 + (c3*T) + (c4*T^2) + (c5*T^3) + (c6*\log T)} \quad (1.11)$$

Donde:

- C1= -5.8002206e+03
- C2= 1.3914993e00
- C3= -4.8640239e-02
- C4= 4.1764768e-05
- C5= -1.4452093e-08

---

<sup>3</sup> Tomada de ASHRAE 1997 Fundamentals Handbook HVAC. Chapter 6 Psychrometrics. Pág. 93

- C6= 6.5459673e00

La entalpía total del aire atmosférico es la suma de las entalpías del aire seco y del vapor del agua:

$$I = m_a * i_a + m_v * i_v \quad (1.12)$$

Sin embargo, como el contenido de vapor de agua cambia es mejor dejarlo expresado por unidad de masa de aire seco. Otro modo de calcular aproximadamente la entalpía del aire húmedo [kJ/kgas], conociendo la humedad absoluta [kgv/kgas] y la temperatura de bulbo seco [K], es:

$$i = (2004.167 * W) + (T_{bs} * (1.005 + (1.82 * W))) - 274.51575 \quad (1.13)$$

### 1.3 LA CARTA PSICROMÉTRICA<sup>4</sup>

El estado del aire atmosférico a una presión específica se establece por completo mediante dos propiedades intensivas independientes. El resto de las propiedades se calcula fácilmente a partir de las relaciones anteriores. La presentación de los cálculos luego de efectuados, es con gráfica de la carta psicrométrica (Ver figura 1).

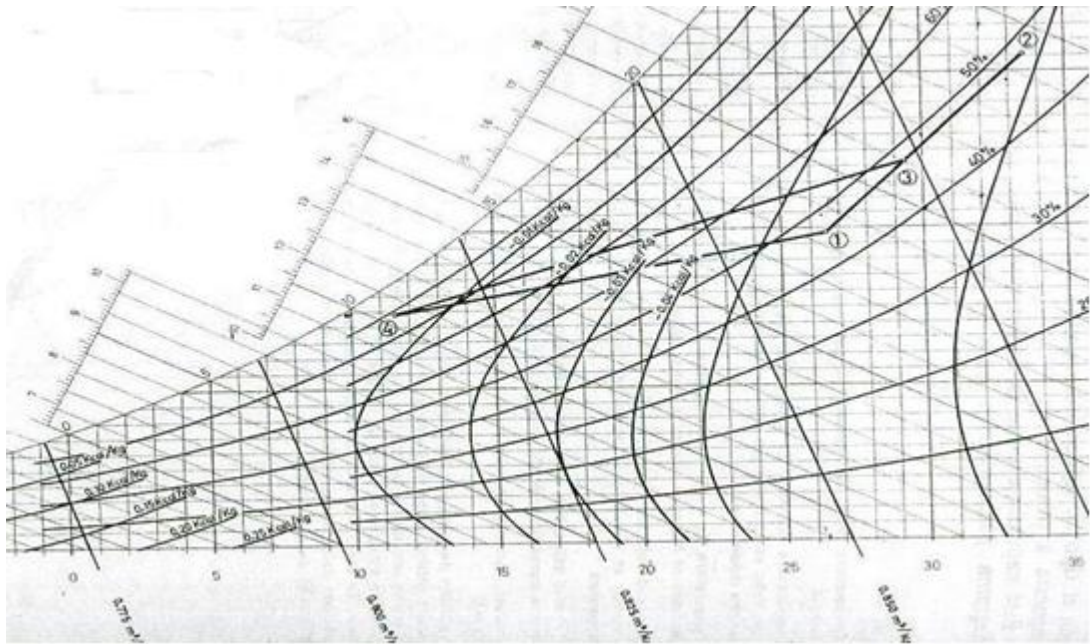
Las temperaturas de bulbo seco se muestran sobre el eje horizontal y la humedad específica sobre el eje vertical. En el extremo izquierdo de la carta hay una curva (llamada línea de saturación) en lugar de una línea recta. Todos los estados de aire saturado se localizan en esta curva. Por tanto, es también la curva del 100%

---

<sup>4</sup> Tomado de la Termodinámica de Cengel, Cuarta Edición, capítulo 13 Mezcla de gas-vapor y Acondicionamiento de aire.

de humedad relativa. Otras curvas de humedad relativa constantes tienen la misma forma en general. Las líneas de temperatura de bulbo húmedo constante tienen una apariencia descendente hacia la derecha. Las líneas de volumen específico constante (en  $\text{m}^3/\text{kg}$  de aire seco) parecen similares, salvo que son más inclinadas. Las líneas de entalpía constante (en  $\text{kJ}/\text{kg}$  de aire seco) están casi paralelas a las líneas de temperatura de bulbo húmedo constante. Para aire saturado las temperaturas de bulbo seco, de bulbo húmedo y de punto de rocío son idénticas.

**Figura 1. Carta psicrométrica**



Fuente: Manual de aire acondicionado. Capítulo 8. Empleo del Diagrama Psicrometrico. Carrier Air Conditioning Company. Boixareu Editores.1980. Págs. 109-125.

### 1.3.1 Ciclo de evolución del aire<sup>5</sup>

El ciclo de evolución del aire climatizado puede representarse sobre el diagrama psicrométrico, tal como se indica en la figura 3. El aire en el estado (3), mezcla de aire exterior (2) y de retorno (1), pasa a través del aparato acondicionador, y su evolución se representa por la línea (3-4). Abandona el aparato en (4) y es impulsado hacia el local donde absorbe calor y humedad, según la transformación (4-1). En general, gran parte del aire impulsado vuelve a recogerse para su mezcla con el aire exterior. La mezcla pasa a través del aparato donde abandona la humedad y calor recibidos, al objeto de mantener las condiciones deseadas.

Para calcular las cargas requeridas tanto para el recinto a acondicionar y para el aire atmosférico, suele hacerse a través de las siguientes fórmulas aproximadas:

- Razón del calor sensible:

$$RSH = 0.29 \times \left(\frac{m^3}{h}\right)_i \times (T_{recinto} - T_{impulsado}) \quad (1.14)$$

- Calor sensible del aire exterior:

$$OASH = 0.29 \times \left(\frac{m^3}{h}\right)_{ae} \times (T_{ae} - T_{recinto}) \quad (1.15)$$

- Razón del calor latente:

$$RLH = 0.71 \times \left(\frac{m^3}{h}\right)_i \times (W_{recinto} - W_{impulsado}) \quad (1.16)$$

---

<sup>5</sup> Manual de aire acondicionado. Capítulo 8. Empleo del Diagrama Psicrometrico. Carrier Air Conditioning Company. Boixareu Editores.1980. Págs. 109-125.

- Calor latente del aire exterior

$$OALH = 0.71 \times \left(\frac{m^3}{h}\right)_{ae} \times (W_{ae} - W_{recinto}) \quad (1.17)$$

- Total calor sensible

$$TSH = RSH + OASH \quad (1.18)$$

- Total calor latente

$$TLH = RLH + OALH \quad (1.19)$$

- Calor total

$$TH = TSH + TLH \quad (1.20)$$

### 1.3.2 Confort térmico y acondicionamiento de aire<sup>6</sup>

Los seres humanos tienen una debilidad inherente: necesitan sentirse cómodos. Quieren vivir en un ambiente que no sea ni caliente ni frío, ni muy húmedo, ni muy seco. Sin embargo, la comodidad no se obtiene con facilidad ya que las necesidades del cuerpo humano y el clima suelen no ser muy compatibles. Para alcanzar la comodidad es necesario luchar constantemente contra los factores que causan la incomodidad. Se puede definir el confort ambiental como un estado de satisfacción del ser humano, respecto al medio en que vive, denominándose ergonomía a la ciencia que estudia los problemas de adaptación del hombre al ambiente. Las variables de las cuales depende esa sensación de bienestar pueden ser:

- Individuales

---

<sup>6</sup> Tomado de la Termodinámica de Cengel, Cuarta Edición, capítulo 13 Mezcla de gas-vapor y Acondicionamiento de aire y Sistemas de Aire Acondicionado, Primera edición, Néstor Quadri, capítulo 2 Confort Térmico.

- Ambientales

Las variables individuales del confort dependen de la característica particular del ser humano y de muchos factores como ser el nivel de actividad, tipo de ropa, sexo, edad, estado de salud y para su análisis se debe considerar el intercambio de calor del cuerpo humano con el ambiente. La forma de que se vale el cuerpo humano para eliminar el calor remanente es la siguiente:

- Conducción: a través de la piel y los vestidos del individuo.
- Convección: desde la periferia de la piel al aire que la circunda.
- Radiación: mediante la emisión de calor del cuerpo a las superficies frías del entorno del local.
- Evaporación: por la exudación de la piel y una pequeña parte contenida en el aire de respiración.

En cambio, las variables ambientales están relacionadas con las modificaciones a producir al clima del local a acondicionar y los parámetros básicos que debe controlar un sistema de climatización, a fin de lograr el bienestar son la temperatura del aire y superficiales, la humedad relativa, el movimiento y la calidad del aire interior.

### **1.3.3 Condiciones del local<sup>7</sup>**

Las características del ambiente para lograr las condiciones de confort son muy importantes, si bien el cuerpo humano a causa de su mecanismo de regulación mantiene el equilibrio térmico dentro de un gran margen de variaciones. El confort térmico está íntimamente relacionado con las condiciones del clima del local a

---

<sup>7</sup> Tomado de Sistemas de Aire Acondicionado, Primera edición, Néstor Quadri, capítulo 2 Confort Térmico.

acondicionar y los parámetros básicos que debe controlar un sistema de climatización, a fin de lograrlo son:

- Temperatura del aire y superficiales
- Humedad relativa
- Movimiento del aire

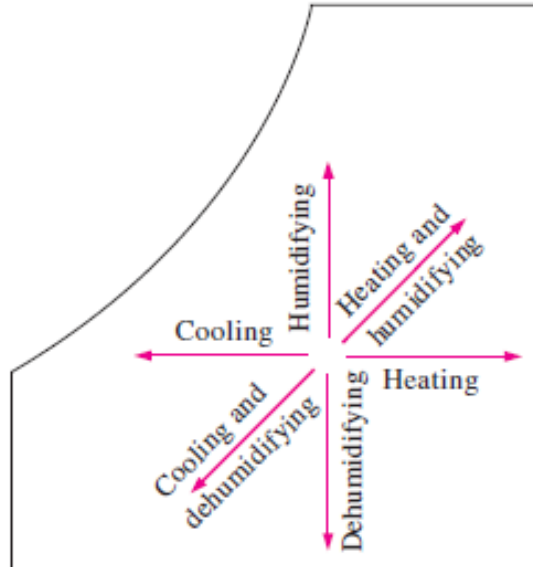
#### **1.3.4 Procesos de acondicionamiento de aire<sup>8</sup>**

Para mantener una vivienda o una construcción industrial a la temperatura y humedad deseadas son necesarios algunos procesos llamados acondicionamiento de aire. Estos procesos incluyen el calentamiento simple (elevar la temperatura), el enfriamiento simple (reducir la temperatura), la humidificación (agregar humedad) y la deshumidificación (eliminar humedad). Algunas veces dos o más de estos procesos son necesarios para llevar el aire al nivel de temperatura y humedad que se desea (Ver figura 2).

---

<sup>8</sup> Tomado de la Termodinámica de Cengel, Cuarta Edición, capítulo 13 Mezcla de gas-vapor y Acondicionamiento de aire

**Figura 2. Varios procesos de acondicionamiento de aire**

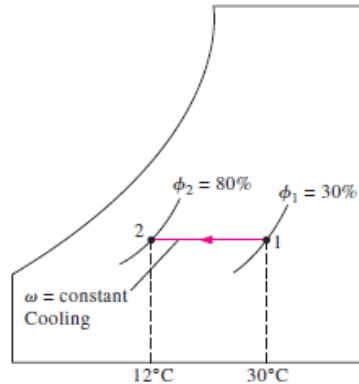


Fuente: Termodinámica de Cengel, Quinta edición en inglés, capítulo 14 Mezcla de gas-vapor y aire acondicionado (pág. 729)

**1.3.4.1 Enfriamiento del aire húmedo.** Durante un proceso de enfriamiento a humedad específica constante del aire, la temperatura de bulbo seco disminuye y la humedad relativa aumenta, sin incluir deshumidificación del aire (Ver figura 4). Esto se produce al pasar el aire sobre algunos serpentines por los cuales fluye un refrigerante o agua fría. Durante el proceso la humedad se mantiene constante:

$$W_1 = W_2 \quad (1.21)$$

**Figura 3. Durante un proceso de enfriamiento simple, la humedad absoluta es constante y la humedad relativa aumenta**



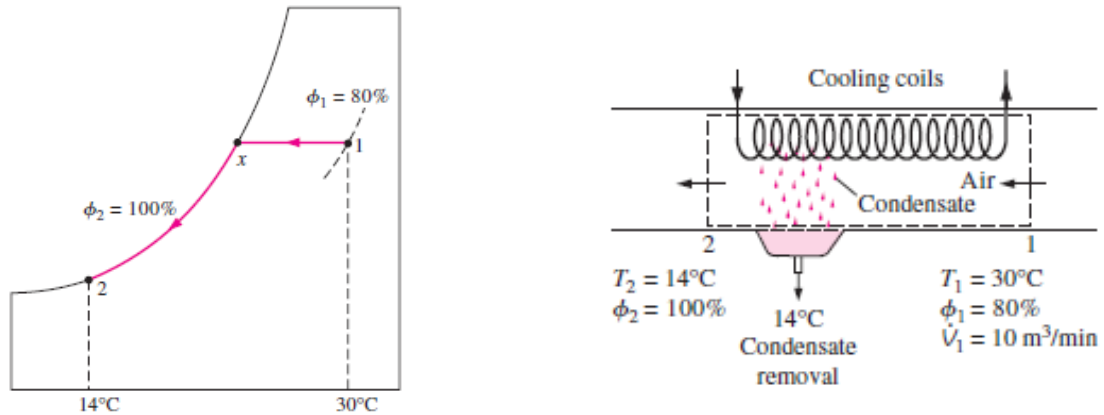
Fuente: Termodinámica de Cengel, Quinta edición en inglés, capítulo 14 Mezcla de gas-vapor y aire acondicionado (pág. 730)

**1.3.4.2 Enfriamiento con deshumidificación del aire húmedo.** El proceso de enfriamiento con deshumidificación se muestra de manera esquemática en la carta psicrométrica. El aire caliente y húmedo entra en la sección de enfriamiento en el estado 1 ( $T_{bs}=30^{\circ}\text{C}$  y  $\phi=80\%$ ). Cuando pasa por los serpentines de enfriamiento, su temperatura disminuye y su humedad relativa aumenta a humedad específica constante. Si la sección de enfriamiento tiene la longitud suficiente, el aire alcanzará su punto de rocío (estado x, aire saturado,  $w_x=w_1$  y  $\phi=100\%$ ). El enfriamiento adicional del aire originará la condensación de parte de la humedad en el aire. Éste permanece saturado durante todo el proceso de condensación, que sigue una línea de 100% de humedad relativa hasta que alcanza el estado final (estado 2). El vapor de agua, que se condensa fuera del aire durante el proceso, se elimina de la sección por medio de un canal independiente. Suele considerarse que el condensado sale de la sección de enfriamiento a  $T_2$ .

El aire frío y saturado en el estado 2 casi siempre se envía directamente a la habitación, donde se mezcla con el aire que hay ahí. Puede ocurrir que el estado del aire a la salida de los serpentines tenga una temperatura demasiado baja por

lo cual, se le hace pasar por una sección de calentamiento, antes de ser enviado al recinto.

**Figura 4. Proceso de enfriamiento y deshumectación**



Fuente: Fuente: Termodinámica de Cengel, Quinta edición en inglés, capítulo 14 Mezcla de gas-vapor y aire acondicionado (pág. 733)

Aplicado la ecuación de continuidad al flujo de aire seco y al vapor de agua se tiene:

$$m_{a1} = m_{a2} = m_a \quad (1.22)$$

$$m_a W_1 = m_a W_2 + m_w \quad (1.23)$$

Tomando el volumen de control de la figura anterior, y realizando el balance de energía (subíndice i es entrada y subíndice e es salida) se tiene:

$$\sum m_i h_i = Q_{sal} + \sum m_e h_e \quad (1.24)$$

Para lograr el confort en los locales, es necesario enfriar y además, deshumidificar el aire, porque el porcentaje de humedad relativa aumentaría en forma considerable, provocando una sensación de molestia y pesadez. Esta función se efectúa en un proceso único y simultáneo por medio de un serpentín o batería de

enfriamiento en las cuales se absorbe el calor sensible y también el calor latente del aire, por efecto de la condensación sobre su superficie del vapor de agua que contiene, debido a que se lo enfría por debajo de su punto de rocío.

**1.3.3.3 Mezcla adiabática de corrientes de aire o ventilación<sup>9</sup>.** En muchas aplicaciones del acondicionamiento de aire es necesaria la mezcla de dos corrientes de aire. Esto es particularmente cierto en los grandes edificios, la mayor parte de las plantas de producción y proceso, y los hospitales, donde se requiere que el aire acondicionado se mezcle con una fracción del aire fresco exterior antes de enviarse a espacios habitados. En un sistema de aire acondicionado, la función de ventilación, consiste en la entrada de aire exterior, para renovar permanentemente el aire de recirculación del sistema en las proporciones necesarias a fin de lograr un adecuado nivel de pureza, dado que como resultado del proceso respiratorio, se consume oxígeno y se exhala anhídrido carbónico, por lo que debe suministrarse siempre aire nuevo a los locales para evitar que se produzcan malos olores.

El aire nuevo del exterior del edificio o aire de ventilación penetra a través de una reja de toma de aire en un recinto llamado pleno de mezcla, donde se mezcla el aire nuevo con el aire de retorno de los locales, regulándose mediante persianas de accionamiento manual o automático.

---

<sup>9</sup> Tomado de la Termodinámica de Cengel, Cuarta Edición, capítulo 13 Mezcla de gas-vapor y Acondicionamiento de aire y Sistemas de Aire Acondicionado, Primera edición, Néstor Quadri, capítulo 2 Confort Térmico.

**Figura 5. Cuando dos corrientes de aire en los estados 1 y 2 se mezclan adiabáticamente**



Fuente: Fuente: Termodinámica de Cengel, Quinta edición en inglés, capítulo 14 Mezcla de gas-vapor y aire acondicionado (pág. 733)

Al realizar balances de masa y energía para el volumen de control tomado en la figura se puede obtener la siguiente proporción para las corrientes de aire:

$$\frac{m_{a1}}{m_{a2}} = \frac{W_2 - W_3}{W_3 - W_1} = \frac{i_2 - i_3}{i_3 - i_1} \quad (1.25)$$

#### 1.4 INTERCAMBIADORES DE CALOR<sup>10</sup>

Los intercambiadores de calor son aparatos que facilitan el intercambio de calor entre dos fluidos que se encuentran a diferentes temperaturas y evitan al mismo tiempo que se mezclen entre sí. Para la aplicación del aire acondicionado se requiere un intercambiador de tipo compacto, en el cual se tiene una gran área superficial de transferencia de calor por unidad de volumen. En ellos, se logran velocidades de transferencia de calor entre dos fluidos en un volumen pequeño y son de uso común en aplicaciones con limitaciones estrictas con respecto al peso

<sup>10</sup> Tomado de la Transferencia de Calor de Cengel, segunda edición, capítulo 13 Intercambiadores de Calor y del Handbook de Refrigeración de ASHRAE 81678, capítulo 15 Sistemas de aire: componentes-ventiladores, serpentines, filtros y deshumidificadores.

y el volumen de esos aparatos. Por ejemplo, los evaporadores refrigeradores y los evaporadores bombas de calor.

Pese a ser intercambiadores similares, entre ellos existen dos marcadas diferencias como son la densidad de aletas y la dirección del flujo de aire. En refrigeradores, las densidades de aletas son generalmente menos que los evaporadores bombas de calor. A diferencia de las bombas de calor donde el aire fluye por el evaporador en flujo cruzado, el flujo de aire en los refrigeradores principalmente es a contraflujo donde el aire fluye en dirección vertical en el evaporador. También sobre estos equipos térmicos, el diseñador y operador del sistema tiene algún control sobre las condiciones de salida del aire a acondicionar tal como lo muestra la siguiente tabla:

**Figura 6: Influencia sobre las condiciones del aire de salida de un serpentín evaporador al incrementarse alguno de los parámetros geométricos o de condiciones del fluido de trabajo**

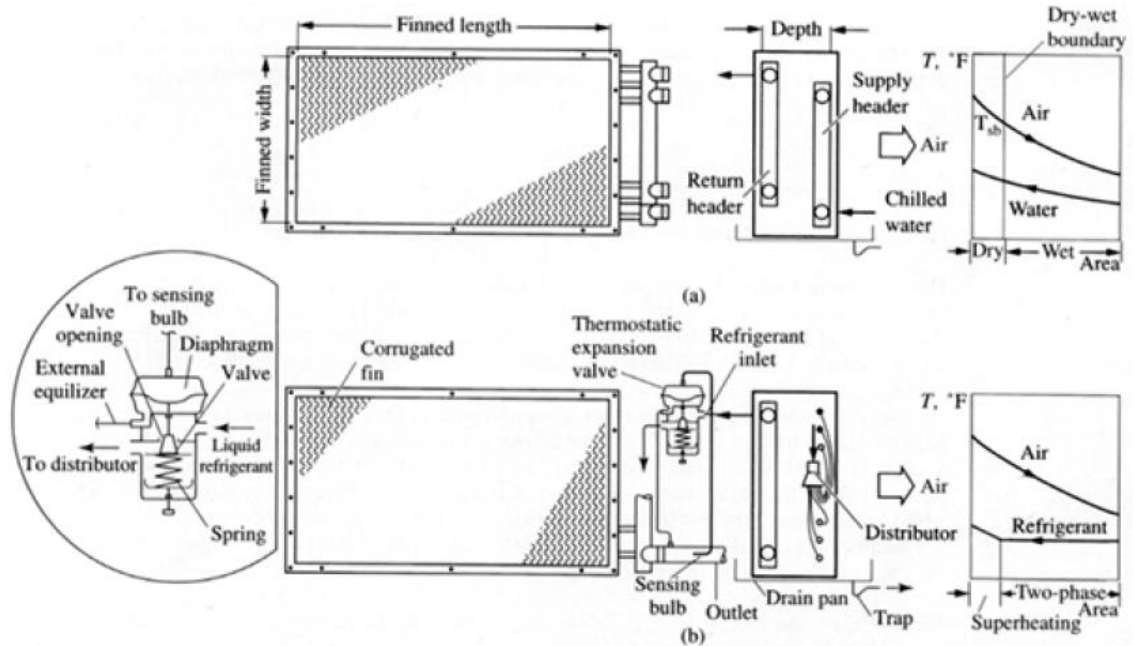
Parameter, increase of:	Effect on outlet air conditions		Refrigerating capacity	Typical range
	temperature	moisture content		
Face area	lower	lower	higher	depends on refrigerating capacity
Number of rows of tubes deep	lower	lower	higher	four to eight
Number of fins per unit length	lower	lower	higher	115 to 300 fins per m (3 to 8 fins per in)
Air flow rate	higher	higher	higher	Face velocity 2 to 4 m/s (400 to 800 fpm)
Refrigerant temperature	higher	higher	lower	3 to 8°C (5 to 15°F) below entering air

Fuente: Handbook de Refrigeración Industrial de Stoecker Wilbert. Pág.203

### 1.4.1 Tipos de intercambiadores para aire acondicionado.

De acuerdo al tipo de medio de enfriamiento (Ver figura 7):

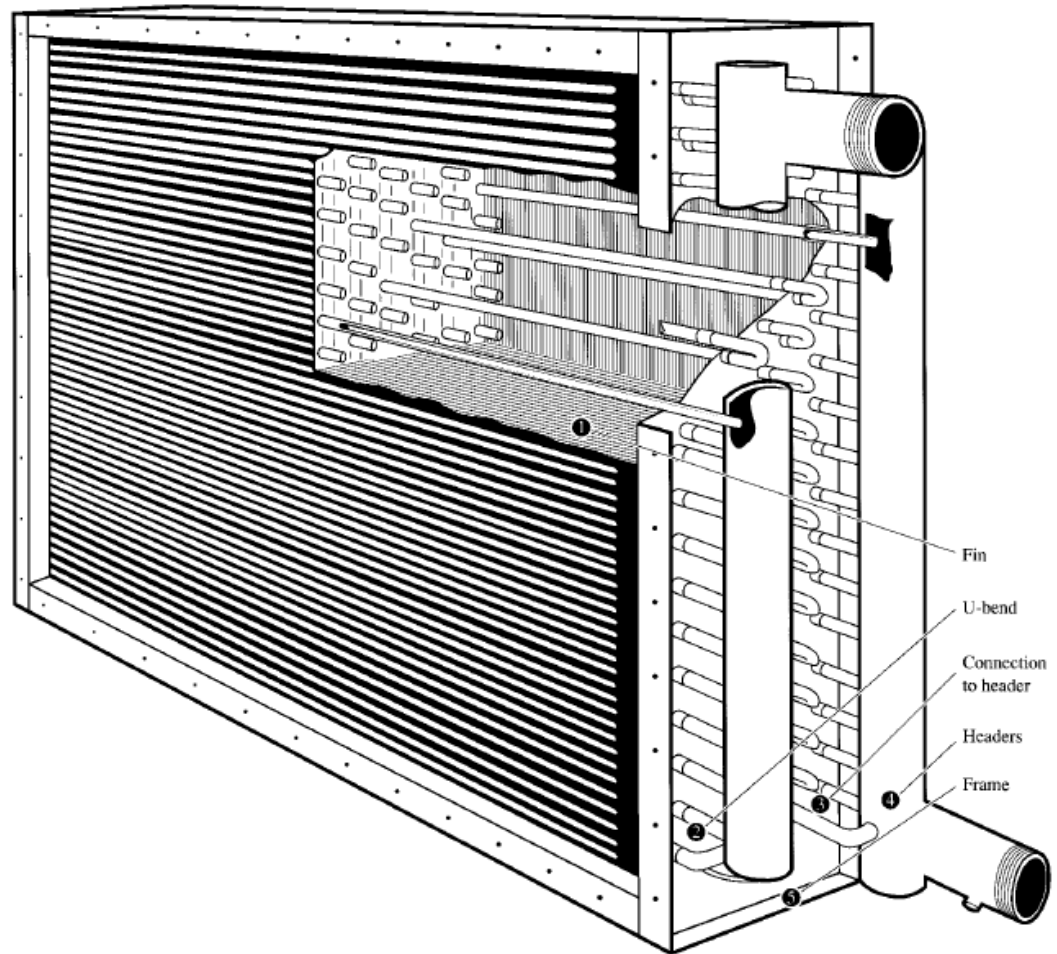
**Figura 7. Clases de evaporadores (el de arriba, enfriado por agua y el de abajo, enfriado por refrigerante)**



Fuente: Handbook de Refrigeración de ASHRAE 81678, capítulo 15 Sistemas de aire: componentes-ventiladores, serpentines, filtros y deshumidificadores (Pág. 34)

**1.4.1.1 Evaporador enfriado por agua.** Para mantener una alta tasa de transferencia de calor, el aire y el agua normalmente sigue un arreglo a cruzado. La diferencia entre un serpentín enfriado con agua y el enfriado con refrigerante está principalmente en la carencia de una región supercalentada en el serpentín enfriado con agua y la variación de la temperatura del agua enfriada, lo cual es muy menudo más grande que la variación en la temperatura de evaporación en la región de dos fases en un serpentín DX.

**Figura 8. Evaporador enfriado por agua**

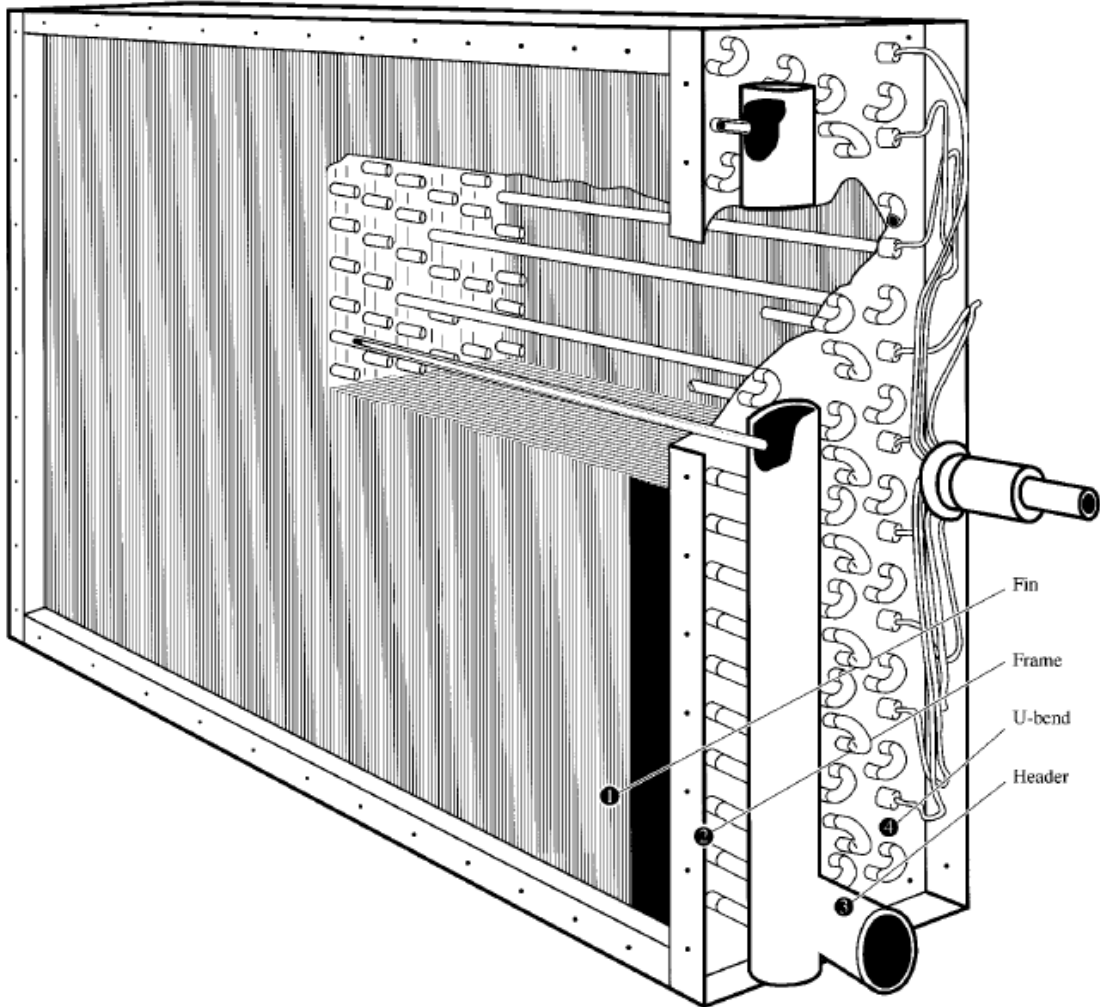


Fuente: Handbook de Refrigeración de ASHRAE 81678, capítulo 15 Sistemas de aire: componentes-ventiladores, serpentines, filtros y deshumidificadores (Pág. 35)

**1.4.1.2 Evaporador de expansión directa DX o enfriado por refrigerante.** El refrigerante es evaporado y expandido directamente dentro de los tubos para enfriar y deshumidificar el aire que fluye por él, y la condensación ocurre sobre la superficie externa del evaporador. Para igual distribución del refrigerante y reducir la caída de presión, los senderos de flujo de refrigerante en un serpentín DX están siempre divididos dentro de un número de circuitos, de acuerdo al ancho aleteado del serpentín. El refrigerante es usualmente suplido por la válvula de expansión

termostática. Entonces fluyen por el distribuidor, el cual distribuye refrigerante de modo uniforme. Los distribuidores tipo Venturi son usualmente usados.

**Figura 9. Evaporador enfriado por refrigerante**



Fuente: Handbook de Refrigeración de ASHRAE 81678, capítulo 15 Sistemas de aire: componentes-ventiladores, serpentines, filtros y deshumidificadores (Pág. 36)

## 1.4.2 Análisis de los intercambiadores de calor<sup>11</sup>

En la práctica de los intercambiadores de calor son de uso común y un ingeniero se encuentra a menudo en la posición de seleccionar un intercambiador de calor que logre un cambio de temperatura específica de una corriente de fluido de gasto de masa conocido, o bien, de predecir las temperaturas de salida de las corrientes de fluido caliente y del frío en un intercambiador de calor específico.

Para el cálculo de la transferencia de calor, teniendo en cuenta el potencial de temperatura se deriva la siguiente fórmula:

$$q = U \times A \times \Delta t_m \quad (1.26)$$

Donde:

$U$ = Coeficiente global de la transferencia de calor

$A$ = Área de transferencia de calor

$\Delta t_m$ = Diferencia media entre la temperatura de los fluidos

Sin embargo, no es práctico el uso de esta ecuación para un evaporador pues tanto  $U$  como  $\Delta t_m$  son variables a su paso por el serpentín. Para usarla, se requiere asumir un valor promedio de  $U$  y la determinación de una diferencia promedio conveniente.

**1.4.2.1 Método de la LMTD.** En este método se considera  $U$  constante y se desprecian las pérdidas de calor, ganancias externas desde y hacia el evaporador. Y se obtiene la misma expresión para LMTD, tanto en flujo paralelo, como en contracorriente (ver figura 10) y es:

---

<sup>11</sup> Tomado de Transferencia de Calor de Incropera, cuarta edición, capítulo 11 Intercambiadores de calor.

$$\Delta t_m = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln\left(\frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}\right)} \quad (1.27)$$

Según la configuración de flujo:

- En caso de flujo paralelo:  $DT1 = T_{h,ent} - T_{c,ent}$  ;  $DT2 = T_{h,sal} - T_{c,sal}$
- En caso de contraflujo:  $DT1 = T_{h,ent} - T_{c,sal}$  ;  $DT2 = T_{h,sal} - T_{c,ent}$

Donde:

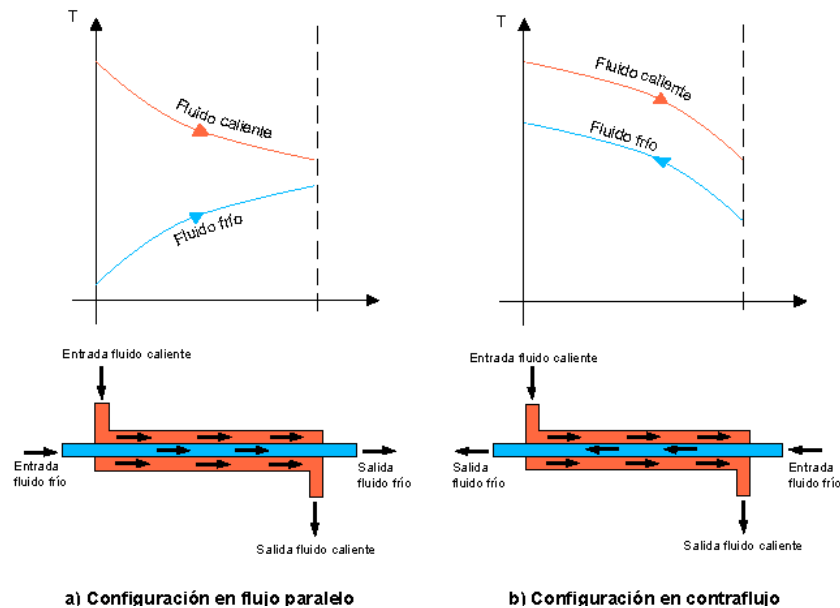
$T_{h,ent}$ : temperatura de entrada del fluido caliente

$T_{h,sal}$ : temperatura de salida del fluido caliente

$T_{c,ent}$ : temperatura de entrada del fluido frío

$T_{c,sal}$ : temperatura de salida del fluido frío

**Figura 10. Configuraciones y evolución de temperaturas en un intercambiador de calor**



Fuente: [http://www.telecable.es/personales/albatros1/calor/transfereencia\\_de\\_calor\\_07\\_intercambiadores.htm](http://www.telecable.es/personales/albatros1/calor/transfereencia_de_calor_07_intercambiadores.htm)

**1.4.2.2 El coeficiente global de la transferencia de calor.** Por lo común un intercambiador de calor está relacionado con dos fluidos que fluyen separados por una pared sólida. En primer lugar, el calor se transfiere del fluido caliente hacia la pared por convección, después a través de la pared por conducción y, por último de la pared hacia el fluido frío de nuevo por convección. Cualesquiera efectos de la radiación suelen incluirse en los coeficientes de transferencia de calor por convección.

Si el intercambiador sin aletas es una pared bañada por dos fluidos a diferente temperatura, y cuyo coeficiente global de transferencia tiene la siguiente expresión:

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{hoAo} + \frac{\Delta x}{kAm} + \frac{1}{hiAi} \quad (1.28)$$

- Siendo Ai el área de la superficie interior, Am es el área afectada por la conducción el y Ao el área de la superficie exterior de transferencia de calor.
- -Siendo hi el coeficiente de película interior y ho el coeficiente de película exterior.
- Siendo k el coeficiente de conducción del material de la pared

### 1.4.3 Transferencia de calor de intercambiadores con aletas<sup>12</sup>

La velocidad de la transferencia de calor desde una superficie que está a una temperatura Ts hacia el medio circundante que está a T∞ se expresa por la ley de Newton del enfriamiento como:

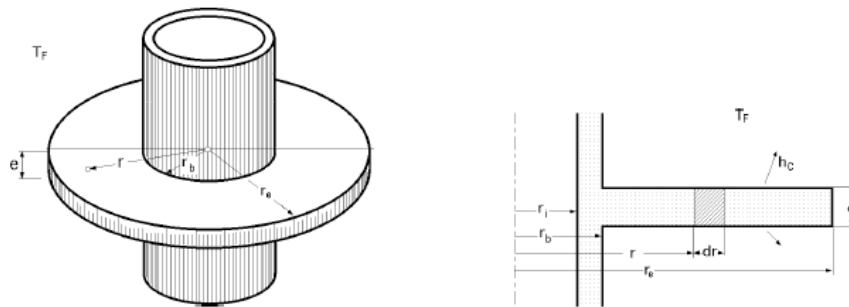
$$Q'_{conv} = hA_s(T_s - T_\infty) \quad (1.29)$$

---

<sup>12</sup> Tomado de la Transferencia de Calor de Cengel, capítulo 3 Conducción de calor en estado estable y Transferencia de Calor, capítulo X Superficies ampliadas de sección transversal variable.

Donde  $A_s$  es el área superficial de transferencia de calor y  $h$  es el coeficiente de transferencia de calor por convección. Cuando las temperaturas  $T_s$  y  $T_\infty$  se fijan por diseño, como por consideraciones de diseño, como con frecuencia es el calor, existen dos maneras de incrementar la velocidad de la transferencia de calor: aumentar el coeficiente de transferencia de calor por convección,  $h$ , o aumentar el área superficial  $A_s$ . La alternativa es aumentar el área superficial al agregar unas superficiales extendidas llamadas aletas, hechas de materiales intensamente conductores como el aluminio. En general, el coeficiente  $h$  varía a lo largo de la aleta así como de su circunferencia y que su valor en un punto es una fuerte función del movimiento del fluido en ese punto.

**Figura 11. Aleta anular de espesor constante**



Fuente: Transferencia de calor de Pedro Fernández Díez, capítulo X Superficies ampliadas de sección transversal variable (pág. 144)

#### 1.4.4 Parámetros característicos de una aleta

**1.4.4.1 Eficiencia de una aleta.** Es la relación entre la potencia térmica ( $Q$ -punto) que se disipa en la misma y la potencia térmica que se disiparía si toda la aleta estuviese a una temperatura igual a la de la base (la temperatura de la aleta será inferior a la de la base):

$$\eta = \frac{q_{aleta}}{q_{aleta,max}}$$

$$= \frac{q \text{ real desde la aleta}}{q \text{ ideal desde la aleta si estuviera toda ella a } T \text{ base}} \quad (1.30)$$

$$q_{aleta} = \eta \times q_{aleta,max} \quad (1.31)$$

**1.4.4.2 Eficiencia superficial.** Es la relación del calor total transmitido y del que se transmitirá si la superficie total de la aleta se mantuviese a la misma temperatura de la base:

$$\eta = \frac{q_{aleta} + q_{sin aleta}}{q_{aleta,max}} \quad (1.32)$$

**1.4.4.3 Efectividad de una aleta.** Es la relación entre la potencia térmica (Q-punto) que se disipa en la misma y la potencia térmica que se disipa sin aleta desde el área de la base que ocupa ésta en la superficie primaria:

$$\varepsilon = \frac{q_{aleta}}{q_{sin aleta}} = \frac{q \text{ desde la aleta de area de la base}}{q \text{ desde la superficie de area}} \quad (1.33)$$

$$q_{aleta} = \varepsilon \times q_{sin aleta} \quad (1.34)$$

La eficiencia de la aleta circular está determinada por:

$$\eta = \frac{\tanh(mr\varphi)}{mr\varphi} \quad (1.35)$$

En donde:

$$m = \sqrt{\frac{hP}{kAt}} \quad (1.36)$$

$$\varphi = \left(\frac{R}{r} - 1\right) \left[1 + 0.35 \ln\left(\frac{R}{r}\right)\right] \quad (1.37)$$

Donde:

$k$ : conductividad térmica de la aleta

$p$ : perímetro de la sección transversal de la aleta

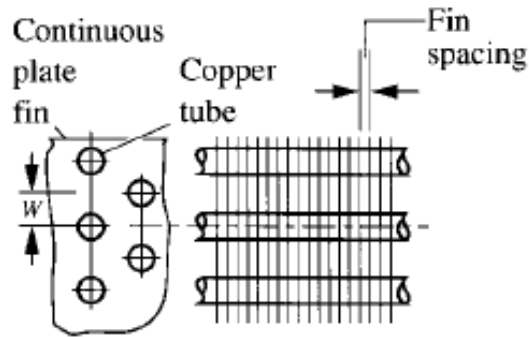
$h$ : coeficiente de película

$A_t$ : área de la sección transversal de la aleta.

Las placas de aletas continuas son muy usadas en los intercambiadores de calor.

En este caso cada aleta se extiende de tubo a tubo en todas las direcciones.

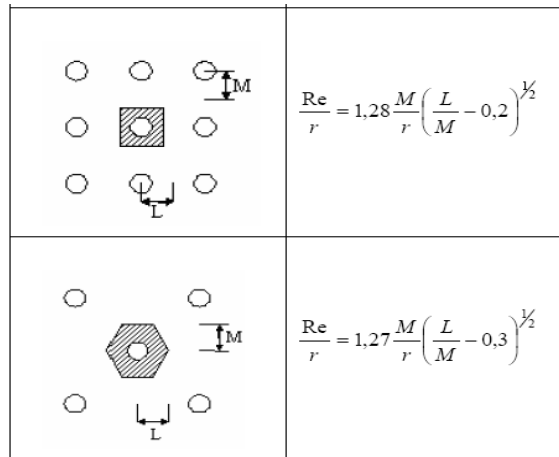
**Figura 12. Aleta anular de placas continuas**



Fuente: Handbook de Refrigeración de ASHRAE 81678, capítulo 15 Sistemas de aire: componentes-ventiladores, serpentines, filtros y deshumidificadores (Pág. 37)

No hay solución analítica precisa para este tipo de aleta. Sin embargo, se utilizan los siguientes tipos de aproximación: arreglo rectangular y hexagonal.

**Figura13: Arreglo de tubos rectangular y hexagonal**



Fuente: Heating, Ventilating, and Air Conditioning Analysis and Design, Fourth Edition. McQuiston Faye C, chapter 14 Extended surface heat exchangers (Pág. 579)

#### 1.4.5 Coeficiente de transferencia de calor dentro de los tubos

Para aplicaciones de HVAC los intercambiadores de calor suelen usar como fluido de trabajo agua, refrigerantes, entre otros.

**1.4.5.1 Flujo turbulento del líquido dentro de los tubos.** La correlación de mayor exactitud para hallar el coeficiente de convección interna es la ecuación de Gnieliski:

$$h_{c,in} = \frac{\left(\frac{f_{in}}{2}\right) \times (Re_{in} - 1000) \times Pr_{in}}{1.07 + 12.7 \times (Pr_{in}^{\frac{2}{3}} - 1) \times \sqrt{\frac{f_{in}}{2}}} \times \frac{k_w}{D_{p,in}} \quad (1.38)$$

Y el factor de fricción  $f_{in}$  es:

$$f_{in} = \frac{1}{(1.58 \times \ln Re_{in} - 3.28)^2} \quad (1.39)$$

Donde:

$Re_{in}$ : Reynolds interno

$Pr_{in}$ : Número de Prandtl

$k_w$ : Conductividad del fluido de trabajo

$D_{p,in}$ : Diámetro interno

**1.4.5.2 Coeficiente de transferencia de calor de evaporación del refrigerante<sup>13</sup>.** Una sencilla relación para describir el desempeño de la transferencia de calor en un evaporador sobre el completo rango de calidad del refrigerante. Es dada por Kandlikar 1990, como sigue:

$$h_{TP} = h_l \times [C_1 C_o^{C_2} (25 F_{rl})^{C_5} + C_3 (B_o)^{C_4} F_{fl}] \quad (1.40)$$

Donde:

Coeficiente de transferencia de calor convectivo solo líquido

$$h_l = 0.023 Re_l^{0.8} Pr_l^{0.4} \frac{k_l}{D} \quad (1.41)$$

Las constantes con los subíndices de C, se extraen de la siguiente tabla:

---

<sup>13</sup> Boilers, evaporators, and Condenser. Chapter 12. Evaporators and condensers for refrigeration and air-conditioning systems. Editorial John Wiley & Sons, Inc. 1991. Págs. 647-678.

**Figura 14. Constantes de C para el coeficiente de transferencia de calor evaporativo del refrigerante**

Constant	Convective	Nucleate Boiling
$C_1$	1.136	0.6683
$C_2$	-0.9	-0.2
$C_3$	667.2	1058
$C_4$	0.7	0.7
$C_5$	0.3	0.3

Use convective constants if  $C_o < 0.65$  and nucleate if  $C_o > 0.65$ .  $C_5 = 0$  for vertical tubes and horizontal with  $Fr_l > 0.04$ .

Fuente: Boilers, evaporators, and Condenser. Chapter 12. Evaporators and condensers for refrigeration and air-conditioning systems. Editorial John Wiley & Sons, Inc. 1991. Págs. 647-678.

Y de acuerdo a la clase de refrigerante se obtiene de la tabla  $F_{fl}$  como se muestra:

**Figura 15. Valores de  $F_{fl}$  para cada refrigerante**

Fluid	$F_{fl}$
R-22	2.2
R-12	1.5
R-152a	1.1

Fuente: Boilers, evaporators, and Condenser. Chapter 12. Evaporators and condensers for refrigeration and air-conditioning systems. Editorial John Wiley & Sons, Inc. 1991. Págs. 647-678.

El número de Boiling se obtiene así:

$$B_o = \frac{q}{G_c h_{fg}} \quad (1.42)$$

El número de convección es:

$$C_o = \left(\frac{1-x}{x}\right)^{0.8} \left(\frac{\rho_g}{\rho_l}\right)^{0.5} \quad (1.43)$$

La calidad del refrigerante suele tomarse  $x = 0.5$ , de acuerdo a la Figura 12.9. (Libro de Evaporator coils, reboilers and condensers. Capítulo 12 Evaporator coils. Págs.676-678).

El número de Froude es:

$$F_r = \frac{G_c}{(\rho_l^2 g D)} \quad (1.44)$$

El número de Reynolds para todo el fluido de refrigerante:

$$Re_l = \frac{G_c(1-x)D}{\mu_l} \quad (1.45)$$

#### 1.4.6 Coeficiente de transferencia de calor externo en bancos de tubos<sup>14</sup>

El coeficiente de transferencia de calor de la primera fila de tubos es mayor que el que corresponde a un solo tubo en un flujo cruzado ya que el fluido debe acelerarse para pasar por los espacios intermedios.

En un haz de tubos el coeficiente de transferencia de calor va en aumento desde la primera fila hasta alrededor de la quinta. El número de Nusselt promedio  $N_u = \frac{hD}{k}$  en un haz de tubos con 10 o más filas se puede calcular a partir de la relación:

---

<sup>14</sup> Tomado de Transferencia de Calor de Mills, capítulo 4 Fundamentos y correlaciones de la convección.

$$Nu_D^{10+} = \varphi Nu_D^1 \quad (1.46)$$

Donde  $Nu_D^1$  es el número de Nusselt de la primera fila y  $\varphi$  es un factor de arreglo. Definimos el paso transversal adimensional como  $P_T = S_T/D$ , el paso longitudinal adimensional como  $P_L = S_L/D$  y un factor  $\varkappa$  como:

$$\varkappa = 1 - \frac{\pi}{4P_T} \quad \text{Si } P_L \geq 1 \quad (1.47)$$

$$\varkappa = 1 - \frac{\pi}{4P_T P_L} \quad \text{Si } P_L < 1 \quad (1.48)$$

Entonces, los factores de arreglo están dados por:

$$\varphi_{alineado} = 1 + \frac{0,7}{\varkappa^{1,5}} \frac{S_L/S_T - 0,3}{(S_L/S_T + 0,7)^2} \quad (1.49)$$

$$\varphi_{alternado} = 1 + \frac{2}{3P_T} \quad (1.50)$$

Si el haz tiene menos de 10 filas podemos aplicar una sencilla fórmula de interpolación, (donde N es el número de filas):

$$Nu_D = \frac{1 + (N - 1)\varphi}{N} Nu_D^1 \quad (1.51)$$

La correlación de transferencia de calor propuesta por Churchill y Bernstein:

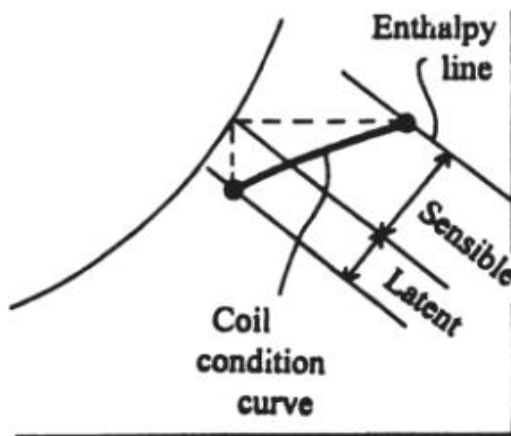
$$h_e = 0.3 + \frac{0.62 Re_D^{1/2} Pr^{1/3}}{[1 + (0.4/Pr)^{2/3}]^{1/4}} \quad (\text{Para } Re_D < 10000) \quad (1.52)$$

$$h_e = 0.3 + \frac{0.62 Re_D^{1/2} Pr^{1/3}}{[1 + (0.4/Pr)^{2/3}]^{1/4}} \left[ 1 + \left( \frac{Re_D}{282000} \right)^{1/2} \right] \quad (\text{Para } Re_D > 10000) \quad (1.53)$$

## 1.5 TRANSFERENCIA SIMULTÁNEA DE CALOR Y MASA<sup>15</sup>

Cuando la superficie de un intercambiador de calor que entra en contacto con aire húmedo se encuentra a una temperatura inferior a la temperatura de rocía del aire, se presenta condensación de agua. Usualmente la temperatura de bulbo seco y la humedad relativa disminuyen a medida que el aire fluye a través del intercambiador. Así pues la transferencia de calor sensible y latente ocurre simultáneamente. Los fenómenos de transporte tienen lugar en aquellos procesos, conocidos como procesos de transferencia, en los que se establece el movimiento de una propiedad (masa, momentum o energía) en una o varias direcciones bajo la acción de una fuerza impulsora. Tal como se aprecia en la figura de 16, en la que se ven actuar tanto potencial de energía (Tbs) como de masa (W) en la propiedad de entalpía para la mezcla de aire seco y vapor de agua.

**Figura 16: Remoción del calor latente y sensible de un serpentín**



Fuente: Handbook de Refrigeración Industrial de Stoecker Wilbert. Pág.207

<sup>15</sup> Tomado de Heating, Ventilating, and Air Conditioning Analysis and Design, Fourth Edition. McQuiston Faye C, chapter 14 Extended surface heat exchangers y de Handbook de Refrigeración de ASHRAE 81678, capítulo 15 Sistemas de aire: componentes-ventiladores, serpentines, filtros y deshumidificadores.

Es de práctica común en refrigeración y el aire acondicionado tener en cuenta el Número Lewis que relaciona para este fenómeno como se expresa a continuación:

$$Le = h_d * \frac{C_p}{h} \approx 1 \quad (1.54)$$

## 1.6 CAPACIDAD DE UN SISTEMA DE REFRIGERACIÓN

La capacidad de un sistema de refrigeración corresponde a la cantidad de calor que el refrigerante es capaz de sacar del medio refrigerado y es igual al producto de la masa del refrigerante circulado por unidad de tiempo por la diferencia de entalpías del refrigerante entre la salida y entrada del evaporador.

$$CAP = \dot{m}_r \times ER = \rho_v \times \dot{V}_r \times ER \quad (1.55)$$

### 1.6.1 Efecto refrigerante<sup>16</sup>

El aumento de la entalpía del refrigerante en el evaporador se conoce como el efecto refrigerante (ER). Debido a que representa asimismo la cantidad de calor removido del medio que se debe enfriar por cada libra o kilogramo de refrigerante que fluye. Esto se deduce de la ecuación de la energía. Esto es:

$$ER = h_c - h_b \quad (1.55)$$

En donde:

$ER$  = Efecto de refrigeración

$h_c$  = Entalpía del refrigeración a la salida del evaporador

---

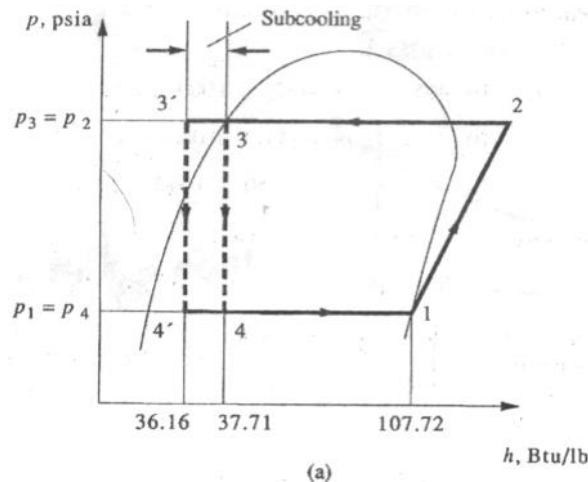
<sup>16</sup> Tomado del libro Principios y Sistemas de Refrigeración. Termodinámica del ciclo de refrigeración por compresión de vapor. Págs.86-87. Pita, Edward G.Editorial Limusa. 2006

$h_b$  = Entalpía del refrigeración a la salida del evaporador

### 1.6.2 El subenfriamiento del refrigerante<sup>17</sup>

El líquido refrigerante condensado es usualmente subenfriado a una temperatura más baja que la temperatura saturada correspondiente a la temperatura de condensación del refrigerante. Cuando se presenta éste, el efecto refrigerante aumenta con el subenfriamiento, y que se produce menor cantidad de gas de vaporización. También, resulta en una potencia más baja requerida por el compresor, por unidad de capacidad, y un mayor coeficiente de rendimiento. Además, disminuye el desplazamiento requerido por el compresor. Desde el punto de vista de la conservación de energía, el subenfriamiento puede fácilmente reducir el consumo de energía entre un 5% y 15%. Sin embargo, los grados de subenfriamiento dependen principalmente de la temperatura del refrigerante durante la condensación y la construcción y capacidad del condensador.

**Figura 17: Subenfriamiento en el refrigerante durante la condensación**



Fuente: Tomado del libro Handbook de Aire Acondicionado y refrigeración de la ASHRAE. Capítulo 9. Refrigerantes, ciclos de refrigeración y sistemas de refrigeración. Pás. 26-27. Año 2001

<sup>17</sup> Tomado del libro Handbook de Aire Acondicionado y refrigeración de la ASHRAE. Capítulo 9. Refrigerantes, ciclos de refrigeración y sistemas de refrigeración. Pás. 26-27. Año 2001

La entalpía del líquido refrigerante  $h_{sc}$ , puede ser calculada:

$$h_{sc} = h_{s,con} - C_{pr}(T_{s,con} - T_{sc}) \quad (1.56)$$

Donde:

$h_{sc}$  = Entalpía del refrigerante de líquido saturado a la temperatura de condensación

$C_{pr}$  = Calor específico del líquido refrigerante a presión constante

$T_{s,con}$  = Temperatura saturada del líquido refrigerante a la presión de condensado

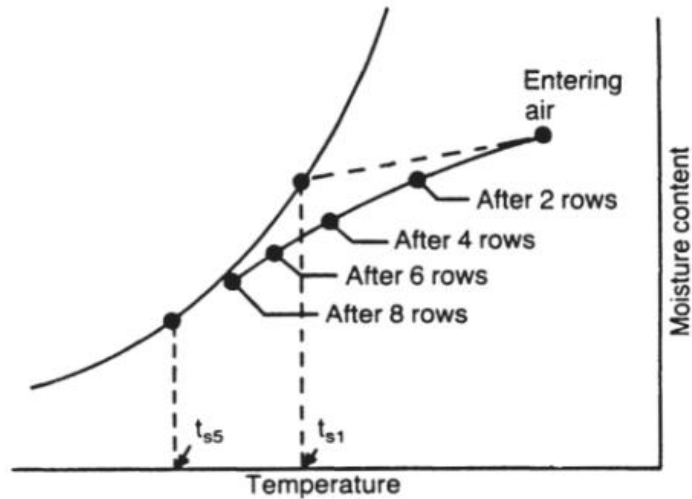
$T_{sc}$  = Temperatura del refrigerante líquido subenfriado

## **2. MODELAMIENTO MATEMÁTICO PARA UNIDADES MANEJADORAS DE AIRE**

Para determinar los calores tanto sensible como latente y las condiciones de salida del aire al paso por la unidad enfriadora, en función de los parámetros geométricos de un evaporador (indicados en la figura 16) y las condiciones de los fluidos a la entrada de él, como temperatura de bulbo seco y temperatura de bulbo húmedo para el aire y la temperatura de entrada del fluido de trabajo (agua o refrigerante). Se construyó un modelo para cada fluido de trabajo que tiene en cuenta la evolución del aire a su paso por el serpentín del evaporador (ver figura 15), dicho de otro modo, tiene en cuenta si hay condensación del vapor de agua o no en cada fila del serpentín, dichos modelos son:

- Modelamiento matemático para unidad manejadora enfriada por agua
- Modelamiento matemático para unidad manejadora enfriada por refrigerante

**Figura 18: Condición curva del serpentín**



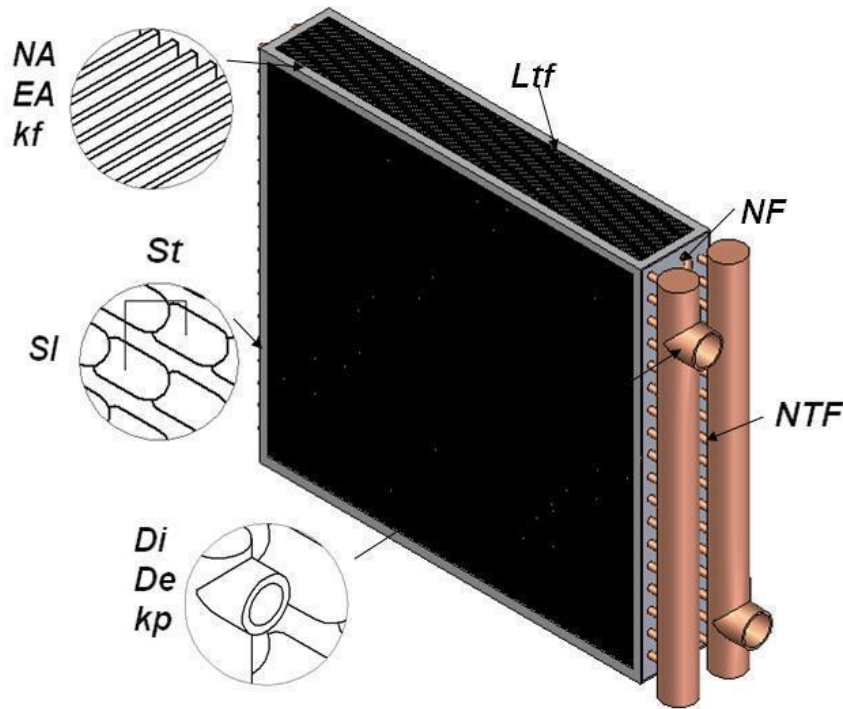
Fuente: Handbook de Refrigeración Industrial de Stoecker Wilbert. Pág.202

## **2.1 MODELAMIENTO MATEMATICO PARA UNIDAD MANEJADORA ENFRIADO POR AGUA**

### **2.1.1 Parámetros conocidos**

Conocidas las condiciones de entrada de los flujos: para el agua, temperatura[K] y los galones por minuto; para el aire, presión [kPa], temperatura de bulbo seco[K], temperatura de bulbo húmedo[K] y los pies cúbicos por minuto; como también en cuanto al intercambiador, material y geometría- Ver figura 19-(diámetro interno, diámetro externo, número de tubos por fila, número de filas, paso transversal, paso longitudinal, longitud del tubo, número de aletas y espesor de aletas) se obtiene como función de lo anterior, los calores sensible, latente, total y las condiciones de salida de los flujos.

**Figura 19: Geometría de unidad manejadora enfriada por agua**



Fuente: Autores

### 2.1.2 Análisis del fenómeno de transferencia de masa y calor

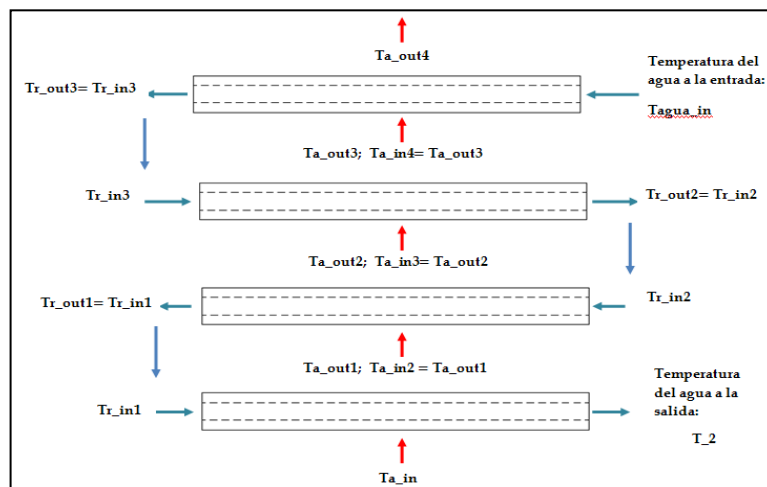
En las unidades manejadoras de aire acondicionado es muy usual que sobre su superficie se deposite algo del contenido de humedad asociada a él, es por tanto necesario considerar el fenómeno de deshumidificación dentro del análisis del modelo matemático. Entonces, con las condiciones de entrada conocidas para los fluidos: agua y aire húmedo, junto con la geometría de la unidad y teniendo presente que la configuración para este tipo de serpentines con proceso de enfriamiento y deshumidificación es de flujo cruzado se plantea el siguiente análisis:

Siendo la distribución de agua en una fila vertical y el comportamiento de un tubo similar al resto de los otros tubos, se plantea dividir el intercambiador por filas verticales (Ver figura 20) y evaluar para cada fila las condiciones de salida de los

fluidos de trabajo y los calores: total, el latente y el sensible. Donde cada porción de tubo está vinculada a la porción adyacente por las condiciones de frontera, que para este caso son las propiedades, ya que las condiciones de salida de un tramo representan la entrada del otro pues debe existir continuidad en las condiciones de los flujos.

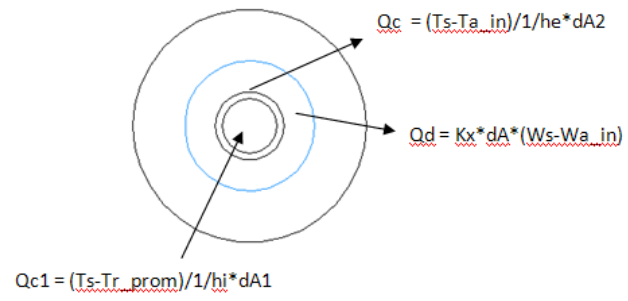
El método de solución propuesto se fundamenta en el balance de energía y transferencia de masa tomando como volumen de control una fila del serpentín, en donde interviene una tasa de transferencia de calor convectiva interna desde superficie exterior del tubo hacia el agua de enfriamiento que debe ser igual a la tasa de transferencia de calor convectiva externa desde el aire hacia la superficie exterior del tubo más la tasa de transferencia de masa difusiva desde la superficie exterior aleteada hacia el aire -Ver figura 21. El modo de solución planteado está condensado globalmente en un algoritmo y detalladamente en un diagrama de flujo, los cuales se muestran a continuación:

**Figura 20: Evolución del aire al pasar por cada fila del serpentín de UMA enfriada por agua**



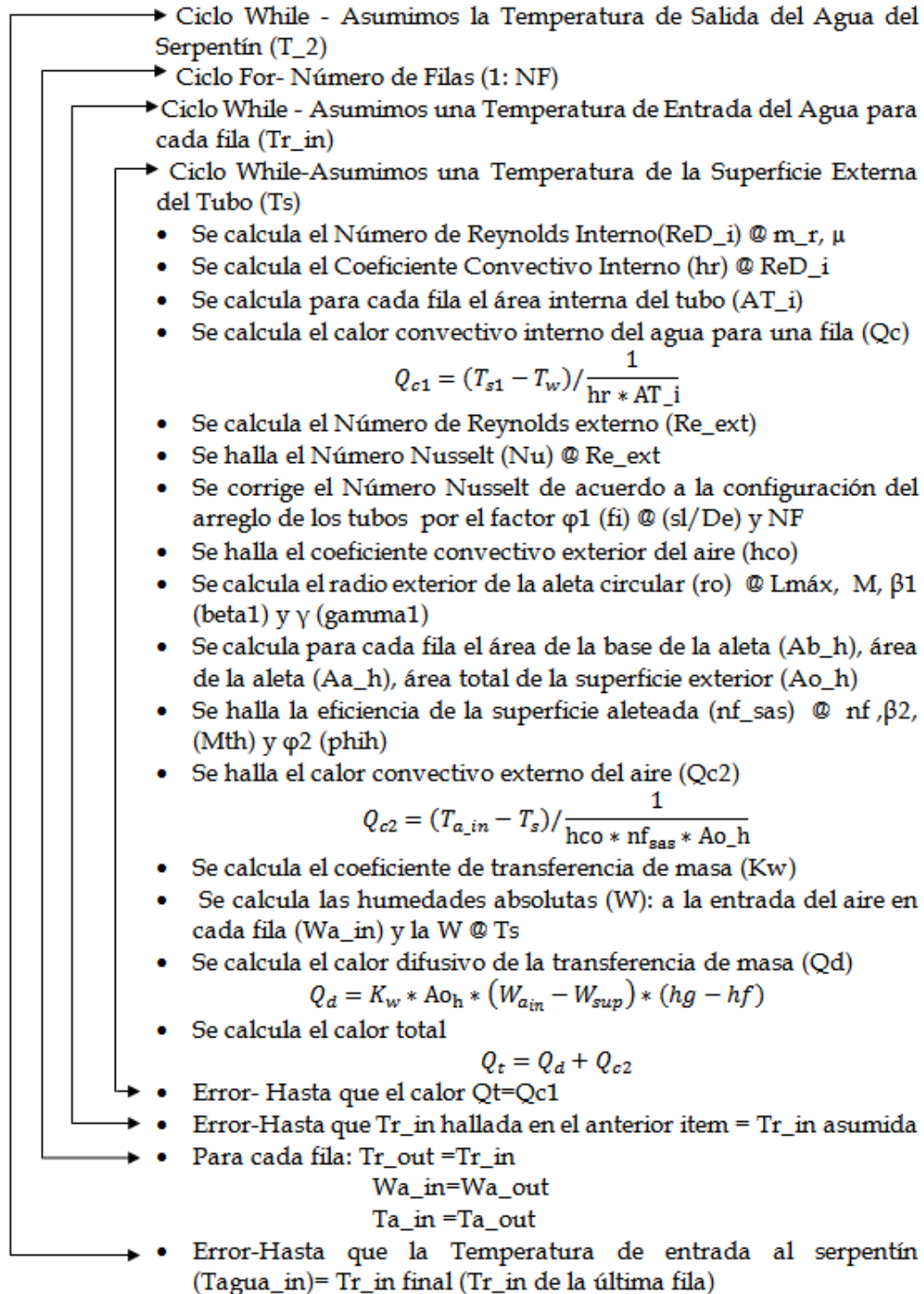
Fuente: Autores

**Figura 21: Balance de energía en una aleta circular**



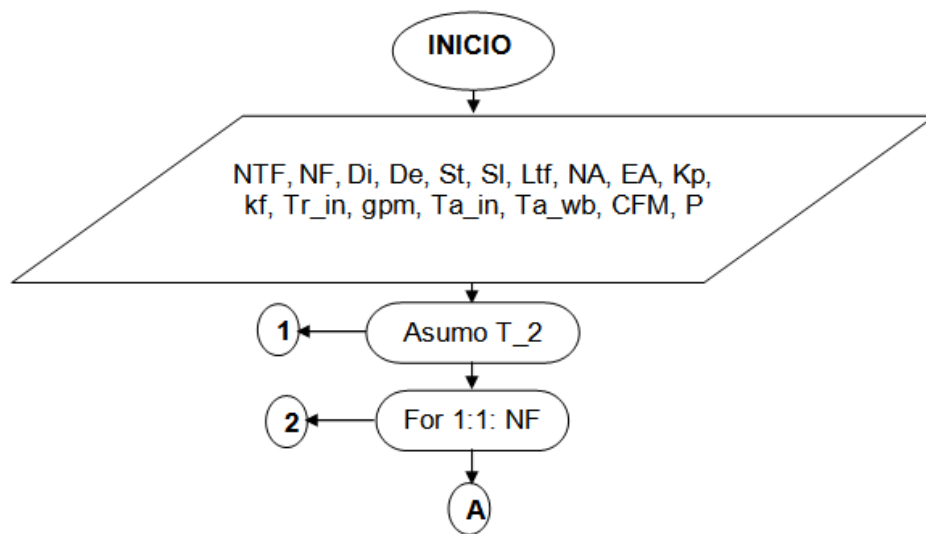
Fuente: Autores

### 2.1.2.1 Algoritmo global del modelamiento de la unidad manejadora enfriada por agua

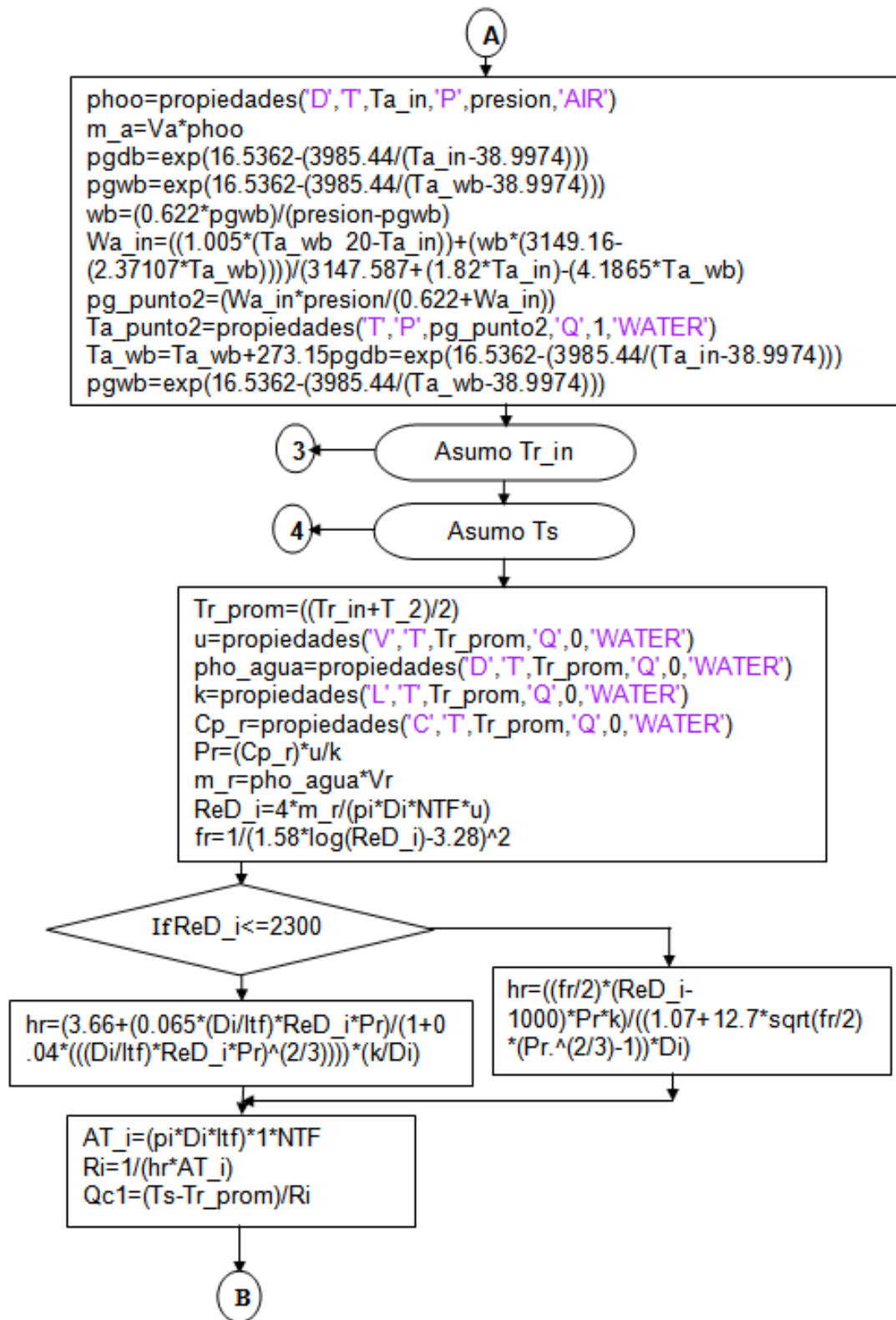


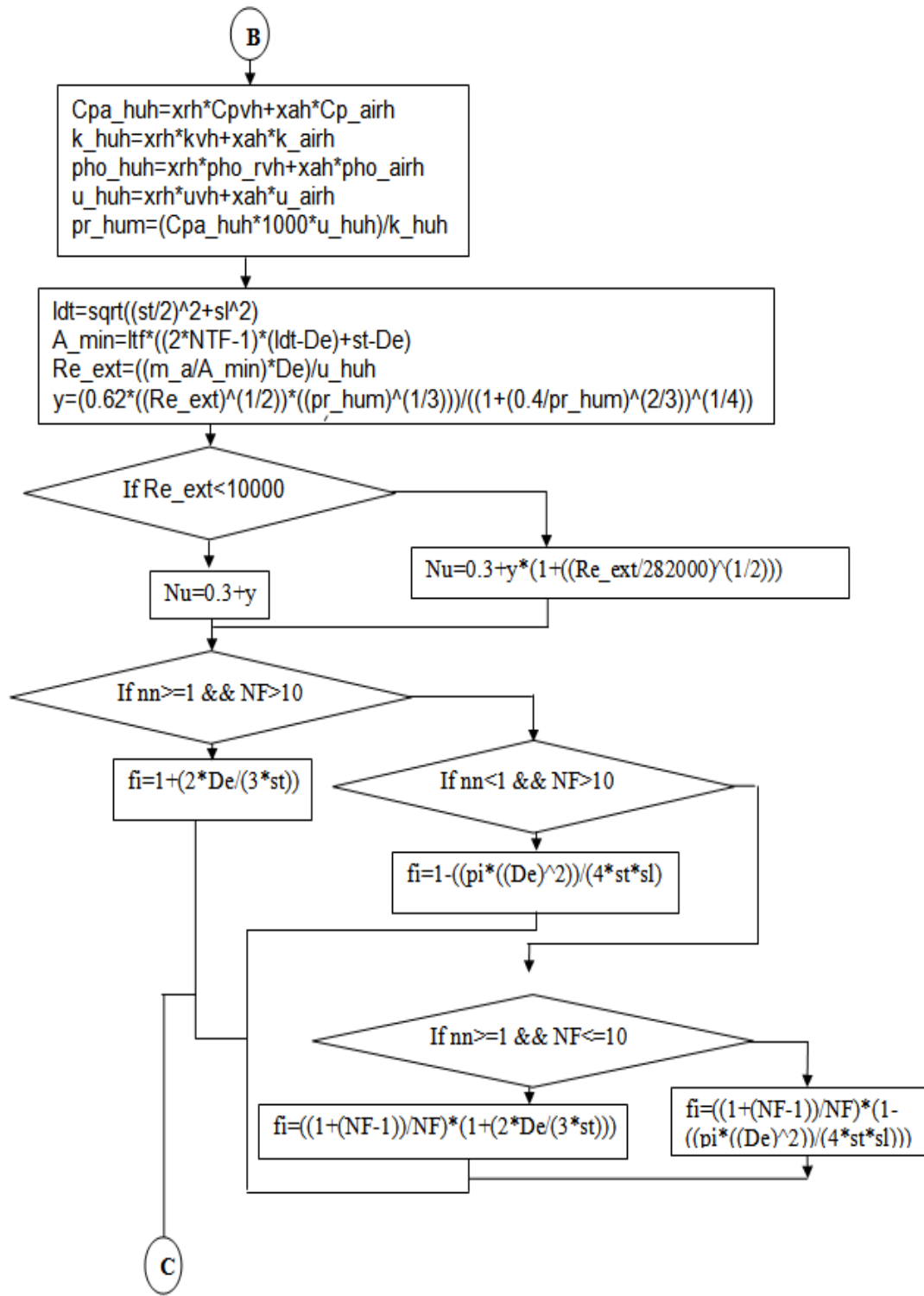
**2.1.2.2 Diagrama de flujo del modelamiento para evaporador enfriado por agua** En el diagrama de flujo que se muestra a continuación, aparece un compilado hecho en REFPROP para calcular las propiedades tanto del agua, como del aire, por ser mucho más preciso que el resultado de la interpolación lineal que se podría efectuar teniendo en cuenta las tablas para dichas sustancias.

También para la herramienta computacional elaborada se hizo uso de un programa en Matlab disponible gratuitamente en Internet que genera una tabla con un máximo de cinco columnas e ilimitado número de filas , adicionalmente posee la barra de herramientas, para posibilitarle la opción de adquirir los resultados y almacenarlos para análisis posteriores evitando incurrir en posibles errores a la hora de transcribir los datos arrojados de la herramienta computacional, de igual modo, se uso como un instrumento para mostrar los resultados de la evolución del aire a medida que recorre las filas del serpentín en nuestra herramienta computacional <sup>18</sup>.



<sup>18</sup> Tomado de la página de MathWorks, programa titulado mltable cuyo autor es: Morris Maynard, y está basado en el código de Gregory Gershanok. 2005





C

```
Nusselt=Nu*fi
hco=(Nusselt*k_huh/De)
Lmax=0.5*ldt
M=st/2
beta1=Lmax/M
gamma1=2*M/De
ro=(De/2)*1.27*gamma1*sqrt(beta1-0.3)
Ab_h=(2*pi*(De/2)*(lft-NA*t))*1*NTF
Aa_h=(2*pi*(ro^2-(De/2)^2)+2*pi*ro*t)*1*NTF*NA
Ao_h=(Aa_h+Ab_h)
Mth=sqrt(2*hco/(Kf*t))
phih=((ro/(De/2))-1)*(1+0.35*log(ro/(De/2)
nf=(tanh(Mth*phih*ro))/(Mth*phih*ro);
nf_sas=((Aa_h*nf)+Ab_h)/Ao_h
Rsa=1/(hco*nf_sas*Ao_h)
Qc2=(Ta_in-Ts)/(Rsa)
```

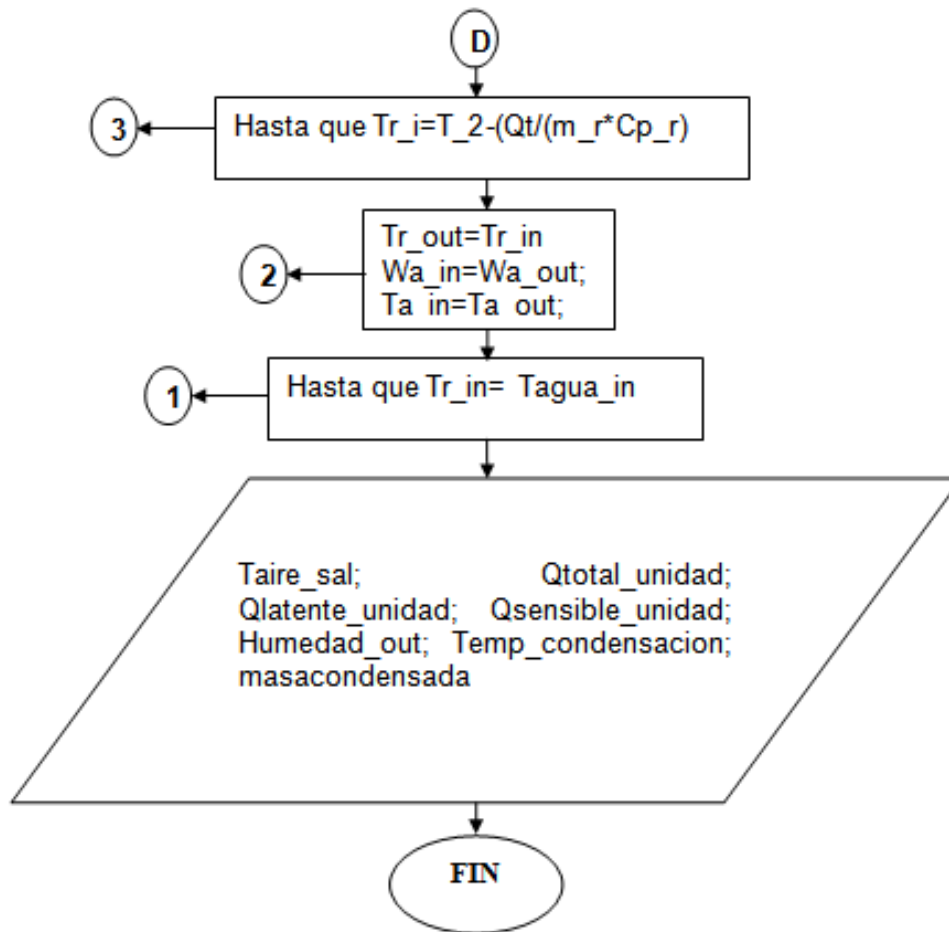
```
Kx=hco/(Cpa_huh*1000)
C1=[-5.8002206e+03 1.3914993e00 -4.8640239e-02 4.1764768e-05 -1.4452093e-08
6.5459673e00
PWS=(exp((C1(1)/Tsk)+C1(2)+(C1(3)*Tsk)+(C1(4)*(Tsk)^2)+(C1(5)*(Tsk)^3)+(C1(6)*log(Tsk))))/1000
Wsup=0.62198*(PWS/(P-PWS))
hf=propiedades('H','T',Tsk,'Q',0,'WATER')
hg=propiedades('H','T',Tsk,'Q',1,'WATER')
Qd=Kx*Ao_h*(Wa_in-Wsup)*(hg-hf)
Qt=Qc2+Qd
```

4

Hasta que  $Qt=Qc2+Qd$

```
m_a=Va*pho_huh
Ta_out=Ta_in-(Qc2/(m_a*Cpa_huh*1000)
Ta_outk=Ta_out+273.15
Hf=propiedades('H','T',Ta_outk,'Q',0,'WATER')
Hg=propiedades('H','T',Ta_outk,'Q',1,'WATER')
Wa_out=Wa_in-(Qd/(m_a*(Hg-Hf)
Pg=(exp((C1(1)/Ta_outk)+C1(2)+(C1(3)*Ta_outk)+(C1(4)*(Ta_outk)^2)+(C1(5)*(Ta_outk)^3)+(C1(6)*log(Ta_outk))))/1000
fi=((((Wa_out)*presion)/(Pg*(0.62198+(Wa_out)))));
```

D



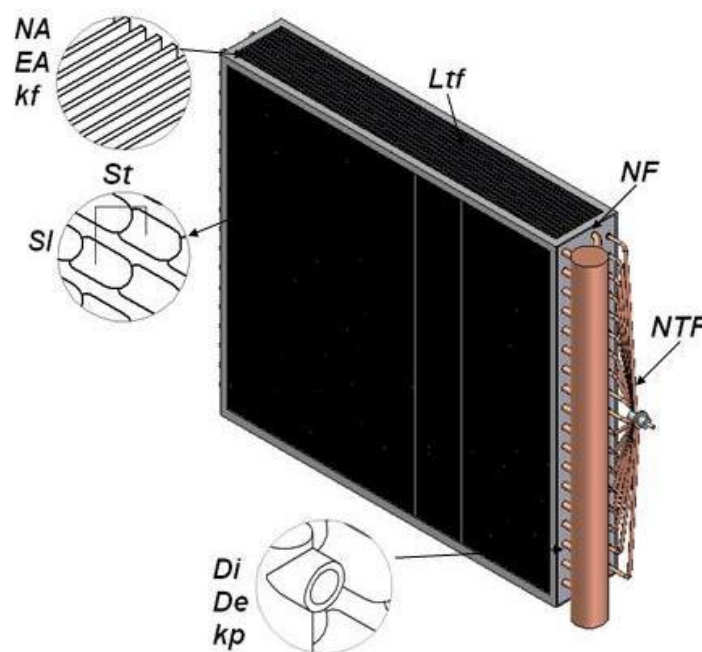
## 2.2 MODELAMIENTO MATEMATICO PARA EVAPORADOR ENFRIADO POR REFRIGERANTE

### 2.2.1 Parámetros conocidos.

Conocidas las condiciones de entrada de los flujos: para el refrigerante, temperatura de entrada del evaporador y a la presión de alta de descarga del compresor[K]; para el aire, presión [kPa], temperatura de bulbo seco[K], temperatura de bulbo húmedo[K] y los pies cúbicos por minuto; como también en

cuanto al intercambiador, material y geometría (diámetro interno, diámetro externo, número de tubos por fila, número de filas, paso transversal, paso longitudinal, longitud del tubo, número de aletas y espesor de aletas) mostrados en la figura 22, se obtiene como función de lo anterior, los calores sensible, latente, total y las condiciones de salida de los flujos.

**Figura 22: Geometría de unidad manejadora enfriada por refrigerante**



Fuentes: Autores

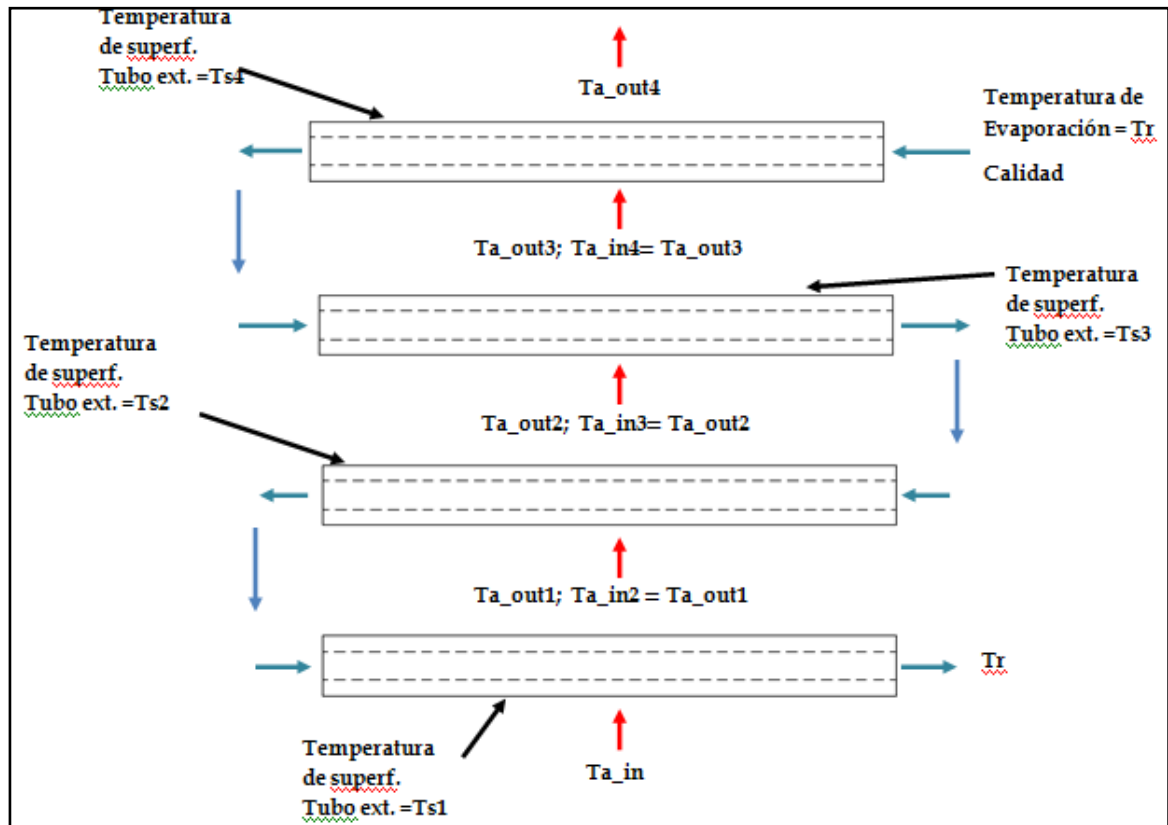
### 2.2.2 Análisis del fenómeno de transferencia de masa y calor

En las unidades manejadoras de aire acondicionado es muy usual que sobre su superficie se deposite algo del contenido de humedad asociada a él, es por tanto necesario considerar el fenómeno de deshumidificación dentro del análisis del modelo matemático. Entonces, con las condiciones de entrada conocidas para los fluidos: agua y aire húmedo, junto con la geometría de la unidad y teniendo presente que la configuración para este tipo de serpentines con proceso de

enfriamiento y deshumidificación es de flujo cruzado se plantea el siguiente análisis:

Siendo la distribución del refrigerante en una fila vertical y el comportamiento de un tubo similar al resto de los otros tubos, se plantea dividir el intercambiador por filas verticales (Ver figura 23) y evaluar para cada fila las condiciones de salida de los fluidos de trabajo y los calores: total, el latente y el sensible. Donde cada porción de tubo está vinculada a la porción adyacente por las condiciones de frontera, que para este caso son las propiedades, ya que las condiciones de salida de un tramo me representan la entrada del otro pues debe existir continuidad en las condiciones de los flujos.

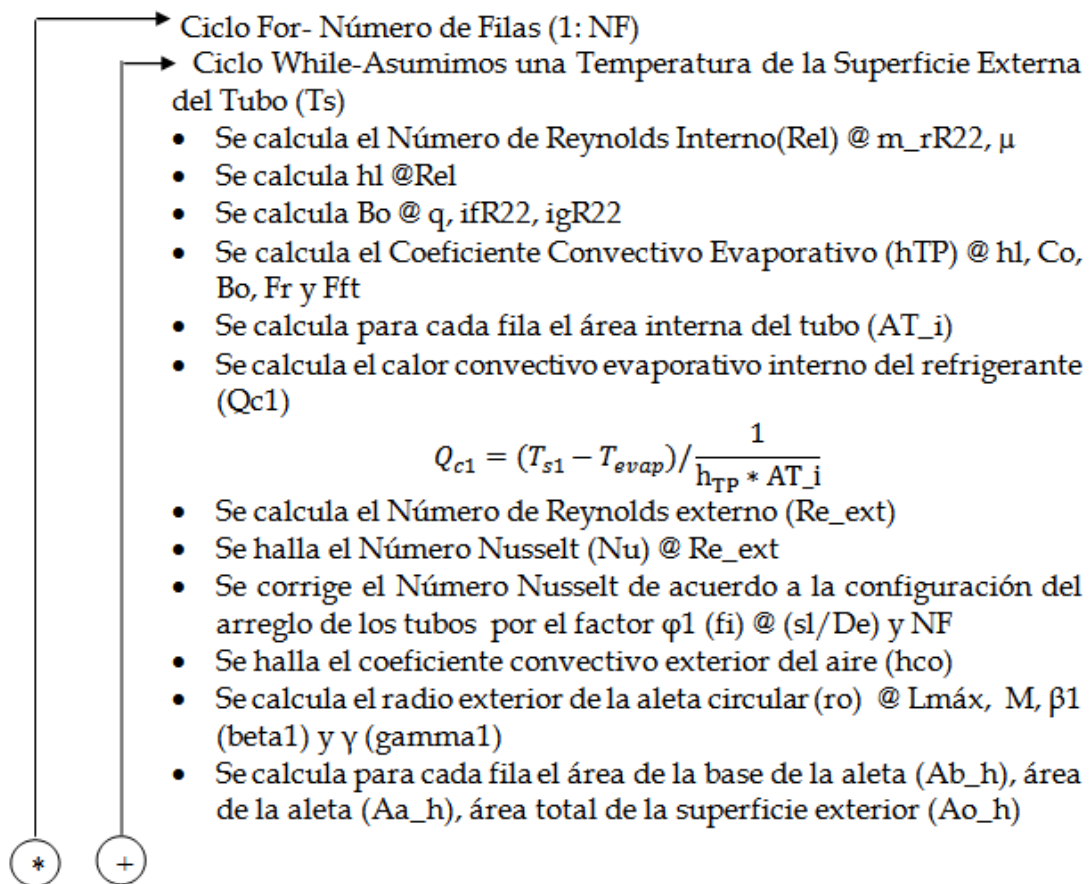
**Figura 23: Evolución del aire al pasar por cada fila del serpentín de UMA enfriada por agua**

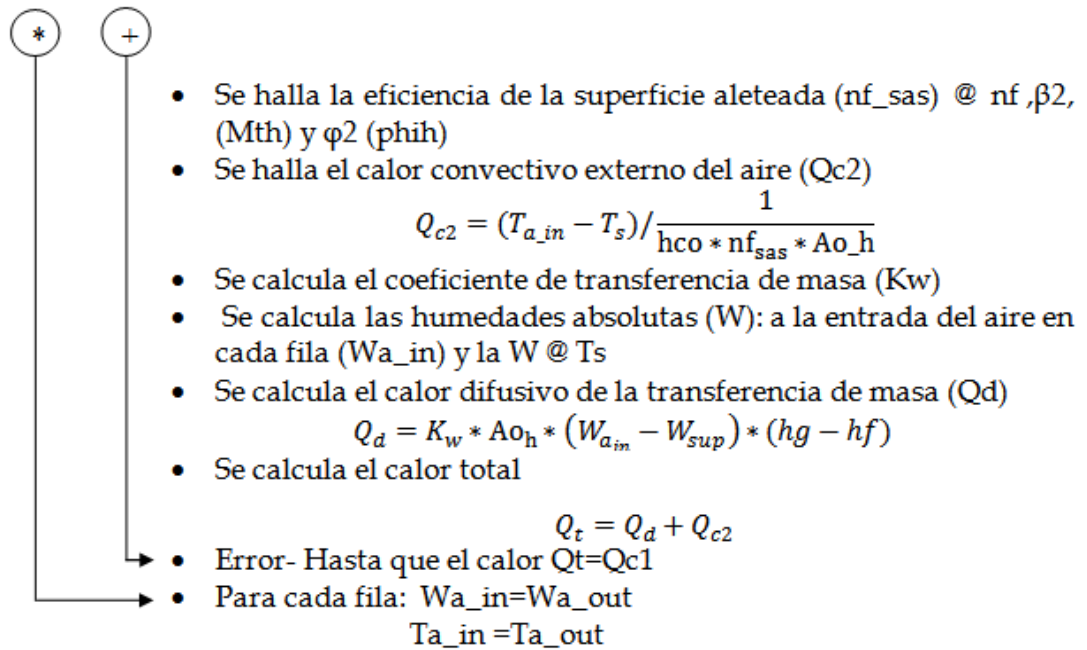


Fuente: Autores

El método de solución propuesto se fundamenta en el balance de energía y transferencia de masa tomando como volumen de control una fila del serpentín, en donde interviene una rata de transferencia de calor evaporativa-convectiva interna desde superficie exterior del tubo hacia el refrigerante que debe ser igual a la rata de transferencia de calor convectiva externa desde el aire hacia la superficie exterior del tubo más la rata de transferencia de masa difusiva desde la superficie exterior aleteada hacia el aire -Ver figura 21. El modo de solución planteado está condensado globalmente en un algoritmo y detalladamente en un diagrama de flujo, los cuales se muestran a continuación:

### 2.2.2.1 Algoritmo global del modelamiento de la unidad manejadora enfriada por refrigerante



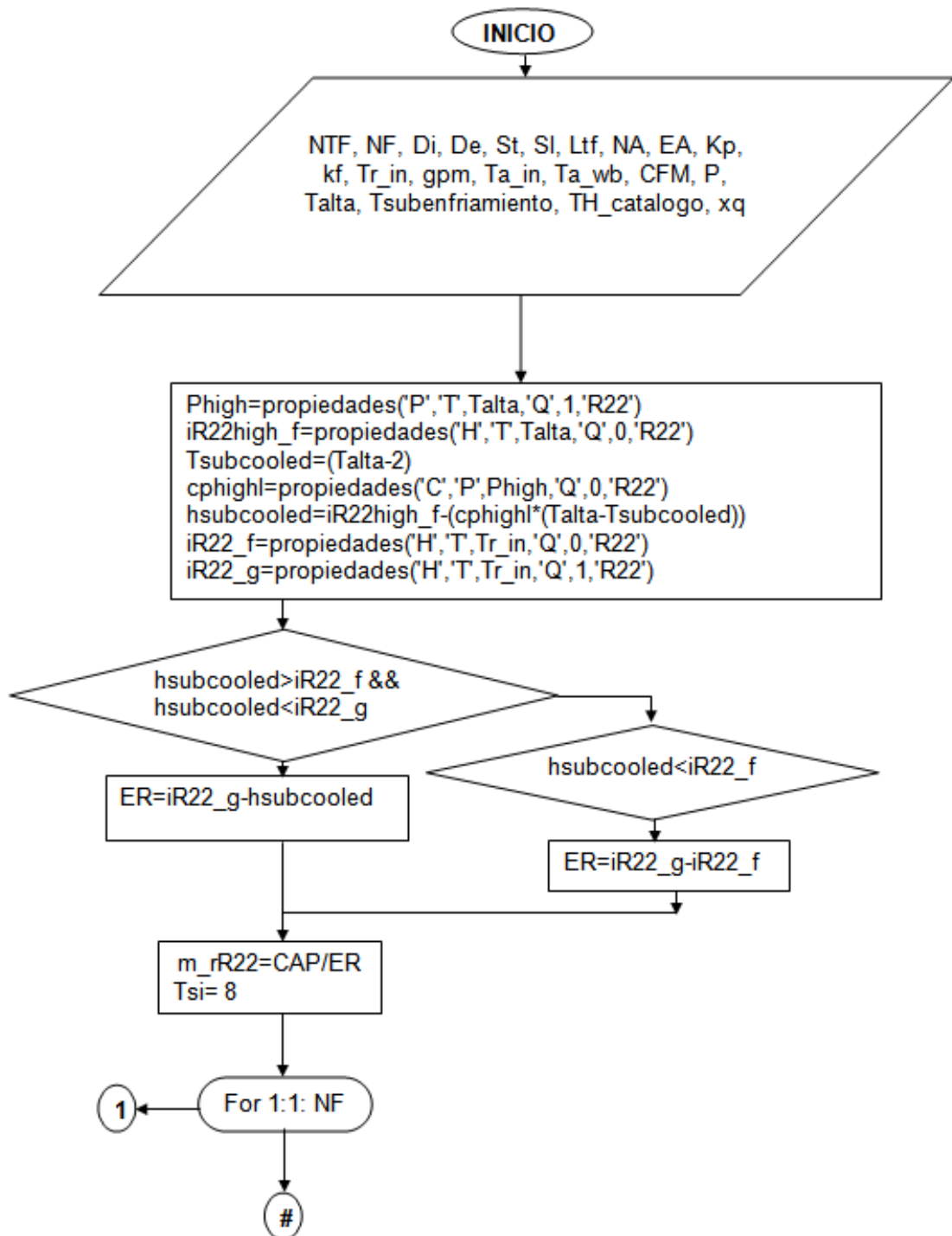


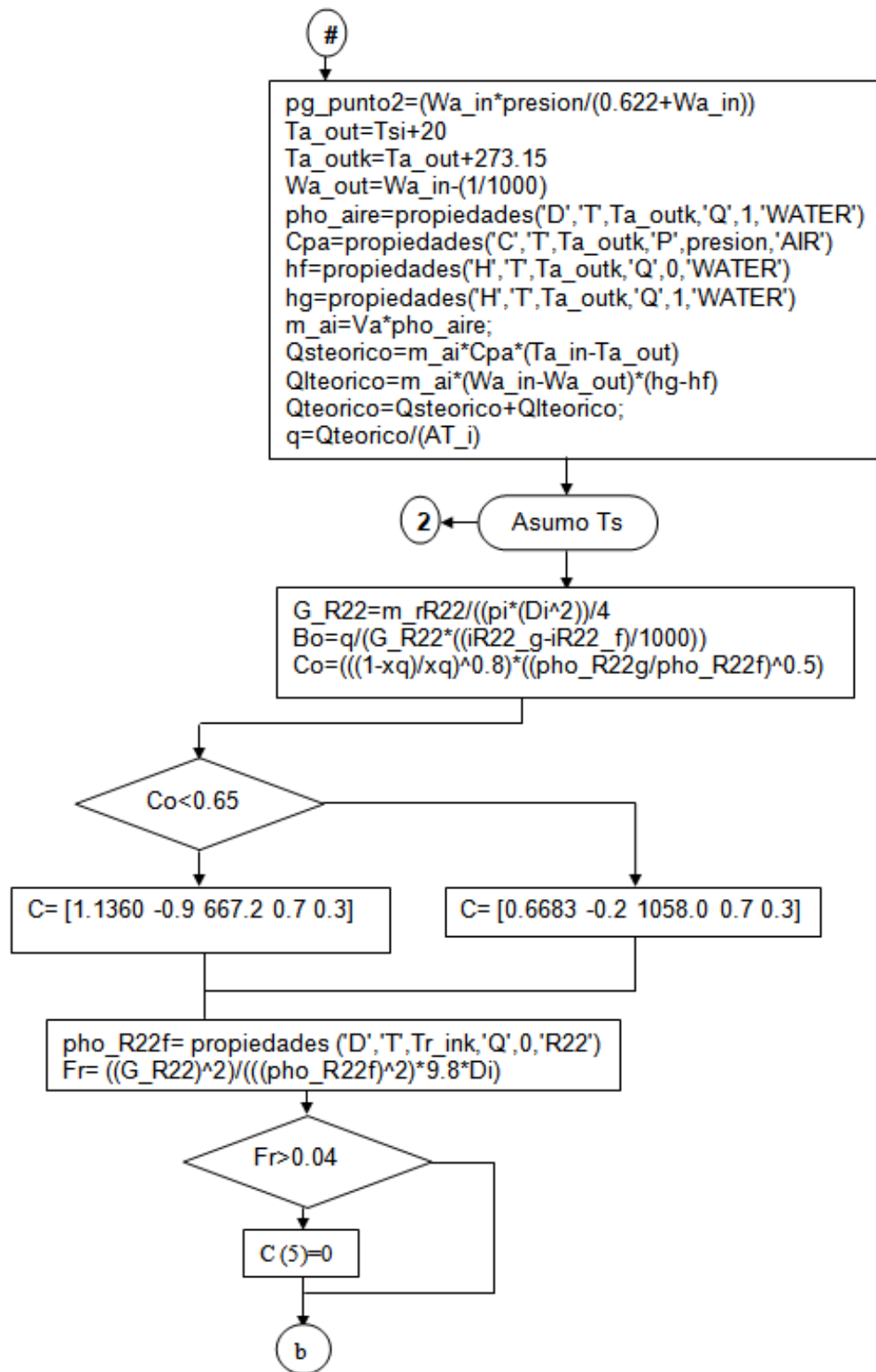
**2.2.2.2 Algoritmo del modelamiento para evaporador enfriado por refrigerante.** Para desarrollar el siguiente proceso de cálculo se tuvo en cuenta las siguientes consideraciones:

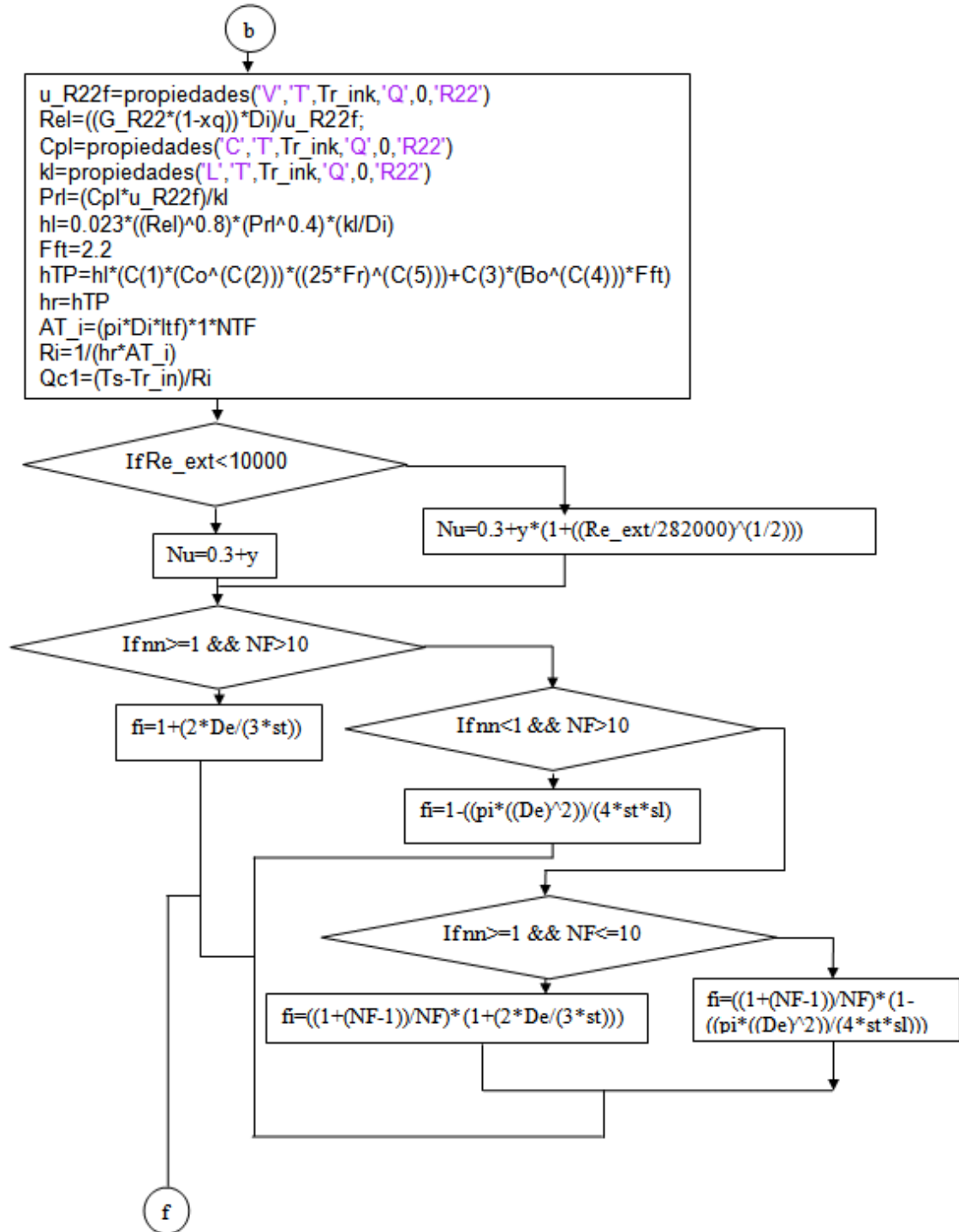
Para el Número de Bo, se presumió la condición de salida del aire húmedo para establecer la rata de calor que se requiere para calcular este número, necesario para hallar el coeficiente de transferencia de calor de evaporación con turbulencia. Dado que la recomendación para la este calor oscila entre 5-70 W/m<sup>2</sup>.

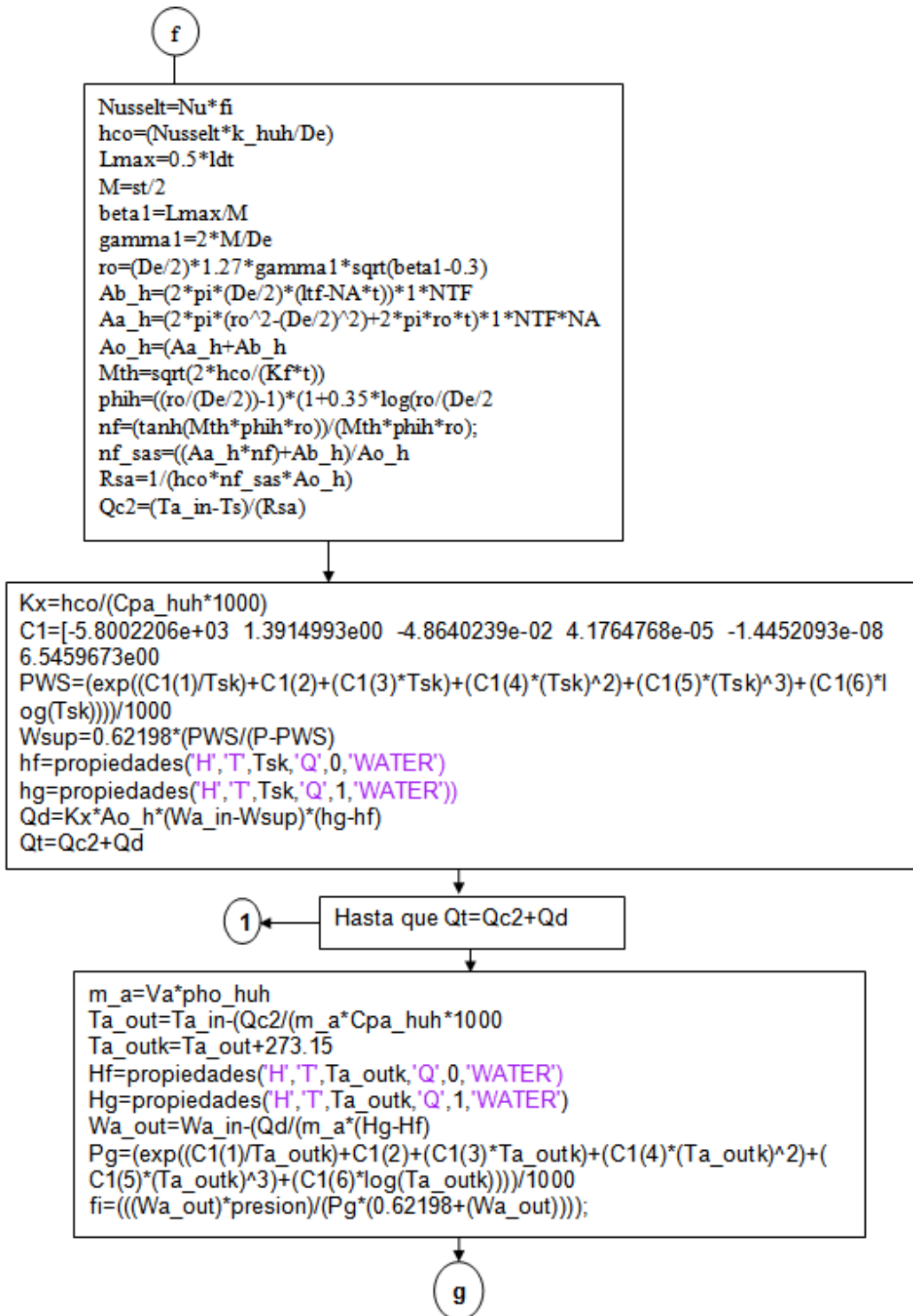
De acuerdo al libro de Kakac de Boilers, Evaporators and Condenser, la calidad del refrigerante para efectos de cálculos de transferencia se recomienda tomarla como la media, es decir 0.5.

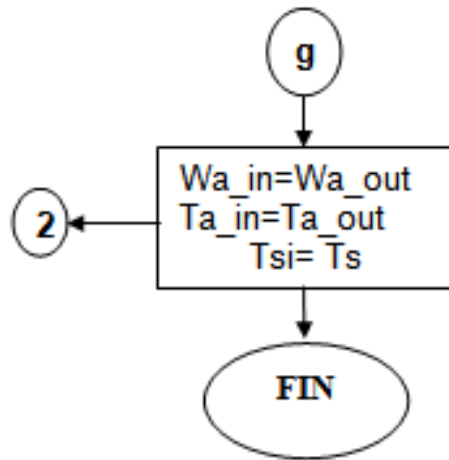
Adicionalmente, se recuerda el uso del compilado REFPROP y el programa de la tabla descargada en Internet mencionada en el anterior modelamiento.











### 3. HERRAMIENTA COMPUTACIONAL PARA ESTUDIAR LAS UNIDADES MANEJADORAS EN AIRE ACONDICIONADO

La herramienta computacional inicia en la interfaz grafica de Matlab inicio. fig. Al momento de dar run se despliega la siguiente interfaz.

**Figura 24. Interfaz principal de la herramienta computacional**



Fuente: Autores

Esta herramienta calcula analíticamente (basado en un modelo matemático de transferencia de calor y mecánica fluidos) la carga sensible, carga latente, carga total, temperatura y húmeda de salida del aire en una unidad enfriadora de tipo

banco aleatorio. La fiabilidad de la herramienta se establece a través de la comparación de los resultados con unidades ya constituidas, tales como:

### **Unidades enfriadoras por catalogos**

- Sistema Climatizador aire - agua Modelo YG de YORK
- Unidad de Expansión Directa Fancoil Modelo R1MX de YORK

### **Unidad instalada experimental**

- Unidad Manejadora aire – agua Modelo UMEC LSL 114FCV1 UMA2 de Paramo

Los datos a comparar son los resultados del cálculo analítico que elabora la herramienta computacional los cuales son:

- Temperatura del aire a la salida (TEM AIR OUT)
- Carga sensible (THS)
- Carga Latente (THL)
- Carga Total (TH)
- Humedad relativa ( $\phi$ )

Con el fin de disminuir el trabajo de entrada de los datos físicos de las unidades manejadoras a analizar se han introducido en la herramienta computacional las unidades enfriadoras como:

- a. Modelo YG Aire-Agua de York
- b. Modelo R1MX de expansión directa

Para comparar los resultados y determinar el desempeño de las unidades manejadoras lo realizaremos según la herramienta computacional siguiendo el siguiente caso:

### 3.1 ANÁLISIS DE UNIDADES MANEJADORAS

El análisis para las unidades manejadoras puede ser por catálogos o personalizado. En la interfaz que se encuentra a continuación se realizara el análisis por Catálogos.

**Figura 245 Selección del análisis de unidades manejadoras**



Fuente: autores

Una vez de haber seleccionado el análisis de las unidades manejadoras y de haber dado click en el botón siguiente se inicia una nueva interfaz con el fin de seleccionar el medio refrigerante. A continuación se muestra la interfaz de selección del medio refrigerante.

**Figura 256 Selección del medio refrigerante**



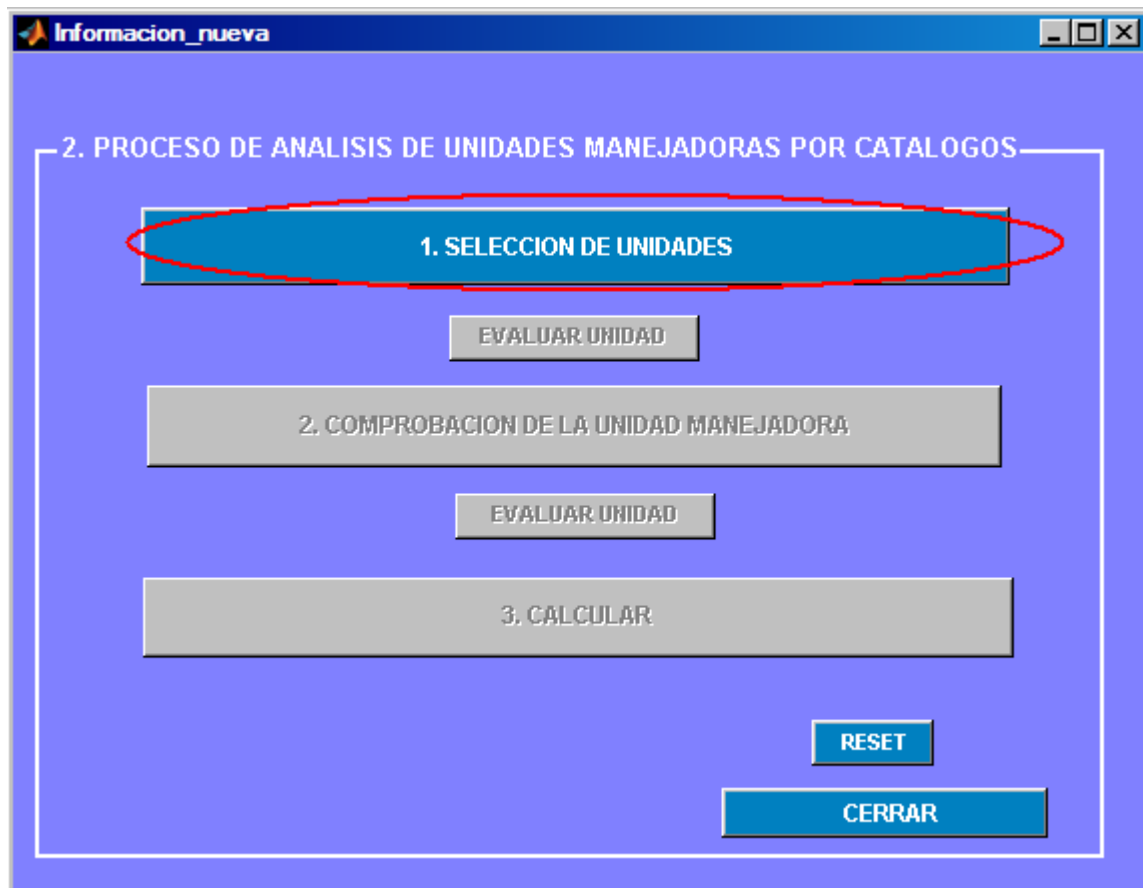
Fuente. Autores

Realizada la selección del medio refrigerante se inicia el proceso de análisis de unidades manejadoras por catalogo. Donde se debe seguir todos los pasos establecido en este análisis. Para llegar a una respuesta correcta es necesario seguir los pasos mostrado en la interfaz que se encuentra a continuación.

### **3.2 SELECCIÓN DE UNIDADES.**

La selección de Unidades es representada en la interfaz a continuación.

**Figura 267 Pasos a seguir para el análisis de las unidades manejadoras por catálogos**



Fuente: Autores

Al oprimir el botón de selección de unidades se despliega una nueva interfaz para seleccionar unidades enfriadoras por catálogos. En la interfaz de selección es necesario llevar unos pasos para realizar una correcta selección de unidad manejadora. El primer paso es seleccionar el modelo que se quiere. En la interfaz a continuación es representada.

**Figura 278 Selección de unidad enfriadora**

**SELECCION DE UNIDAD ENFRIADORA POR CATALOGO**

UMA YG YORK

**DATOS PARA SELECCIONAR**

Modelo a seleccionar: YG 02

Numero de filas en la Unidad: YG 02, YG 03, YG 04, YG 05, YG 06, YG 07, YG 08, YG 09, YG 10, YG 12, YG 14, YG 15

**DATOS DE LA UNIDAD SELECCIONADA**

CFM impulsados

Carga Térmica Total (KW)

Carga sensible (KW)

Carga latente (Kw)

Temp. bs. salida (°C)

Caudal de Agua (GPM)

Temp. Agua sal (°C)

Presion (Kpa)

Humedad relativa (%)

**SELECCIONAR**

**ACEPTAR**

Fuente. Autores

El segundo paso para realizar la correcta selección de unidades manejadora es escoger el número de filas en la unidad que se quiere analizar. Este procedimiento de seleccionar el número de filas es representado en la interfaz a continuación.

Figura 289 selección del número de filas

seleccion de unidad

## SELECCION DE UNIDAD ENFRIADORA POR CATALOGO

UMA YG YORK



**DATOS PARA SELECCIONAR**

Modelo a seleccionar: YG 02

Numero de filas en la Unidad: 3

Detalles de la Geometria: 3

Geometria: 4, 6, 8

**SELECCION DE LA UNIDAD**

SELECCIONAR

**DATOS DE LA UNIDAD SELECCIONADA**

CFM impulsados

Carga Térmica Total (KW)

Carga sensible (KW)

Carga latente (Kw)

Temp. bs. salida (°C)

Caudal de Agua (GPM)

Temp Agua sal (°C)

Presion (Kpa)

Humedad relativa (%)

ACEPTAR

Fuente. Autores

Una vez hecho la selección del número de filas en la unidad manejadora es necesario de oprimir el botón seleccionar para poder garantizar una correcta selección. Este procedimiento es ilustrado en la siguiente interfaz.

Figura 30 seleccionar unidad

seleccion de unidad

## SELECCION DE UNIDAD ENFRIADORA POR CATALOGO

UMA YG YORK



**DATOS PARA SELECCIONAR**

Modelo a seleccionar: YG 02

Numero de filas en la Unidad: 3

**Detalles de la Geometría**

Geometría

**SELECCION DE LA UNIDAD**

SELECCIONAR

**DATOS DE LA UNIDAD SELECCIONADA**

CFM impulsados

Carga Térmica Total (KW)

Carga sensible (KW)

Carga latente (Kw)

Temp. bs. salida (°C)

Caudal de Agua (GPM)

Temp Agua sal (°C)

Presion (Kpa)

Humedad relativa (%)

ACEPTAR

Fuente. Autores

Al terminar la selección de la unidad y se desea conocer los datos geométricos que tiene el serpentín de la unidad manejadora se puede oprimir botón geometría, y así conocer los datos geométricos. A continuación se ilustra este procedimiento.

**Figura 31 Ilustración para ver la geometría**

### SELECCION DE UNIDAD ENFRIADORA POR CATALOGO

UMA YG YORK



DATOS DE LA UNIDAD SELECCIONADA	
CFM impulsados	800.496
Carga Térmica Total (KW)	4.817
Carga sensible (KW)	3.706
Carga latente (Kw)	1.111
Temp. bs. salida (°C)	18.3
Caudal de Agua (GPM)	3.52
Temp Agua sal (°C)	12.2
Presion (Kpa)	101.325
Humedad relativa (%)	73

**DATOS PARA SELECCIONAR**

Modelo a seleccionar:

Numero de filas en la Unidad:

**Detalles de la Geometría**

**Geometría**

**SELECCION DE LA UNIDAD**

Fuente: Autores

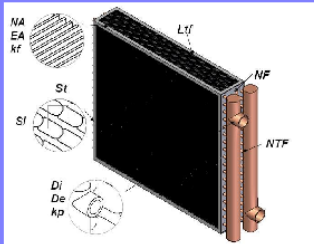
**Figura 329 Geometría de la unidad**

geometria\_serpentin

### GEOMETRIA DEL SERPENTIN

**DATOS DE CATALOGO**

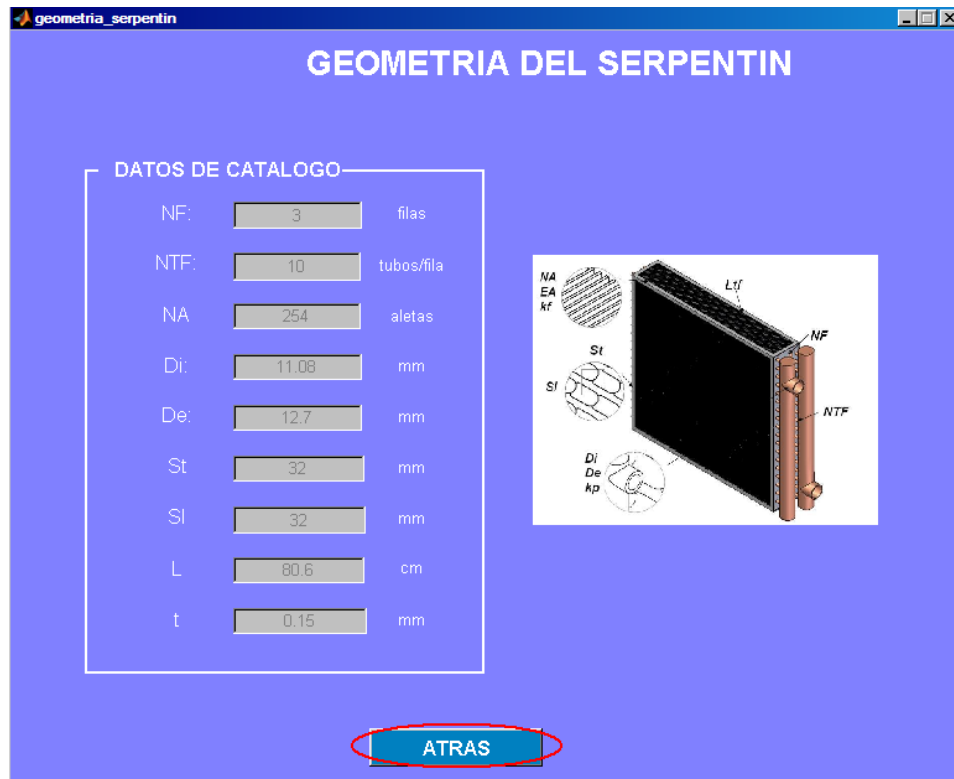
NF:	<input type="text" value="3"/>	filas
NTF:	<input type="text" value="10"/>	tubos/fila
NA:	<input type="text" value="254"/>	aletas
Di:	<input type="text" value="11.08"/>	mm
De:	<input type="text" value="12.7"/>	mm
St:	<input type="text" value="32"/>	mm
Sl:	<input type="text" value="32"/>	mm
L:	<input type="text" value="80.6"/>	cm
t:	<input type="text" value="0.15"/>	mm



Fuente: Autores

Una vez visto la geometría de la unidad manejadora, es necesario oprimir el botón atrás, el cual este botón se encuentra en la interfaz de geometría del serpentín. A continuación se muestra la ilustración.

**Figura 33 Ilustración para continuar en el proceso**



Fuente. Autores

Finalizado el chequeo de la geometría de la unidad manejadora, vuelve a la interfaz principal (selección de unidad enfriadora por catalogo), el cual es necesario oprimir el botón aceptar para que se realiza una adecuada selección. En la interfaz a continuación es ilustrado.

Figura 34 Selección de la unidad enfriadora

**SELECCION DE UNIDAD ENFRIADORA POR CATALOGO**  
UMA YG YORK

**DATOS PARA SELECCIONAR**

Modelo a seleccionar: YG 02  
Numero de filas en la Unidad: 3

**Detalles de la Geometria**

**Geometria**

**SELECCION DE LA UNIDAD**

**SELECCIONAR**

**DATOS DE LA UNIDAD SELECCIONADA**

CFM impulsados	800.496
Carga Térmica Total (KW)	4.817
Carga sensible (KW)	3.706
Carga latente (Kw)	1.111
Temp. bs. salida (°C)	18.3
Caudal de Agua (GPM)	3.52
Temp Agua sal (°C)	12.2
Presion (Kpa)	101.325
Humedad relativa (%)	73

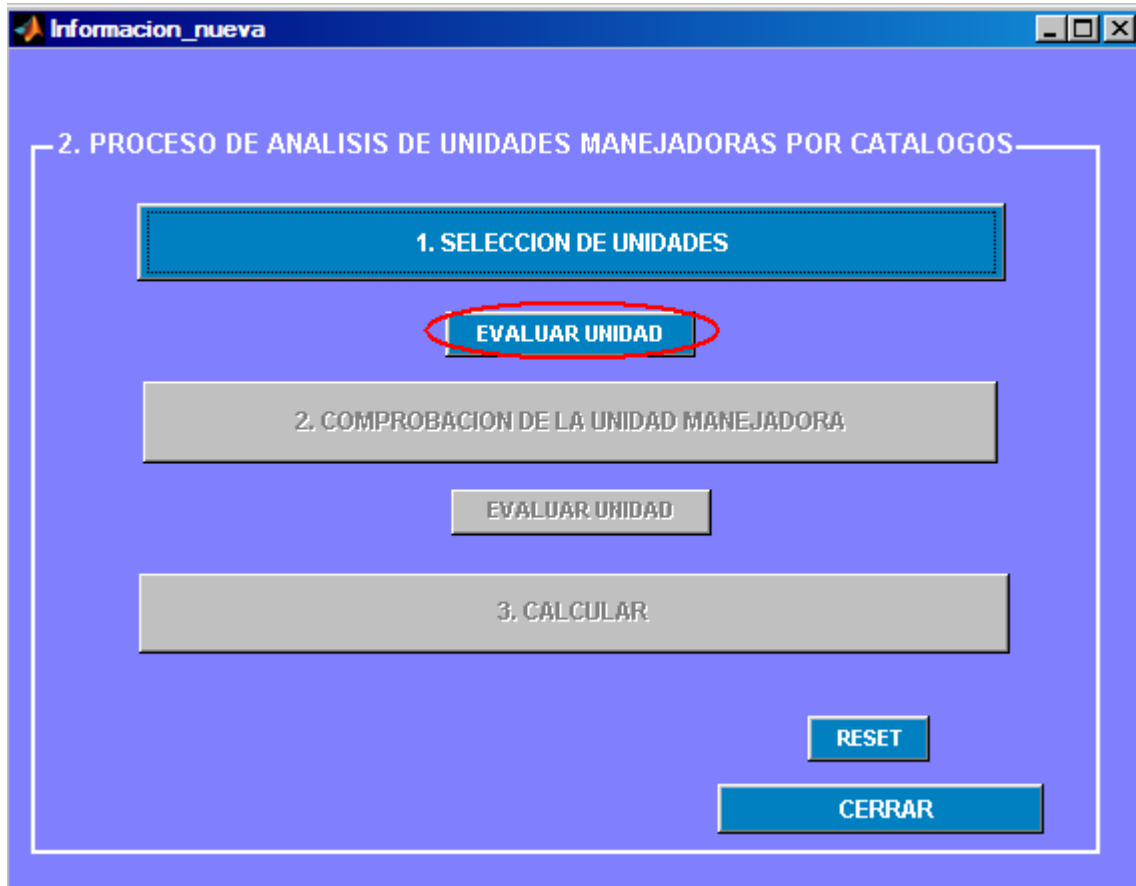
**ACEPTAR**

Fuente Autores

Nuevamente regresamos a los pasos para el proceso de análisis de unidades manejadoras por catálogos.

Hecha una correcta selección se requiere oprimir el boton evaluar unidad para seguir avanzando en el analisis de unidades manejadoras. A continuacion se representa el procedimiento correcto.

**Figura 35. Pasos a seguir para el análisis de las unidades manejadoras por catálogos 2**



Fuente: Autores

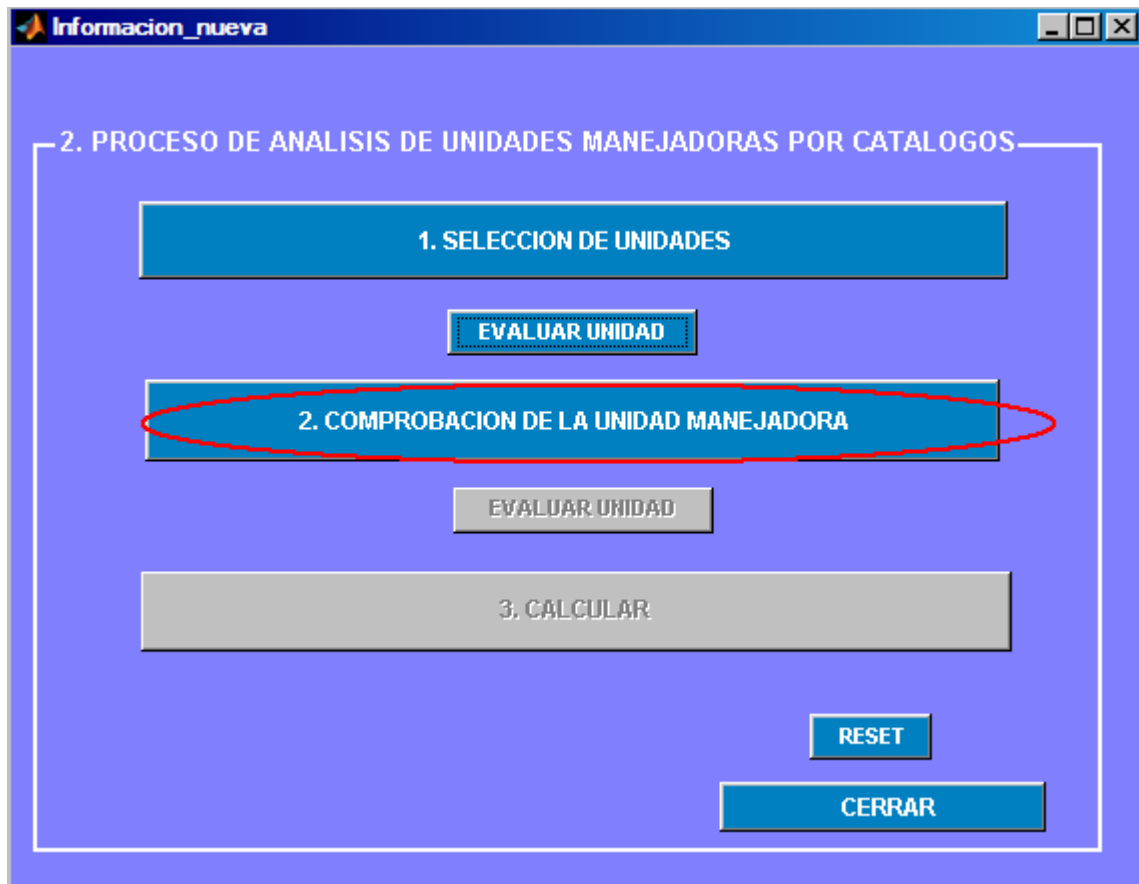
Un procedimiento realizado por el programa es válida la selección de la unidad manejadora ya hecha. Por eso, es necesario realizar una correcta selección, sin interrumpir el procedimiento.

### **3.3 COMPROBACION DE LA UNIDAD MANEJADORA**

En el segundo paso que es la comprobación de la unidad manejadora se realiza los cálculos analíticos hecho por el programa. Al oprimir el botón de comprobación

de la unidad manejadora que se muestra en la interfaz siguiente se abre una nueva ventana.

**Figura 36. Ilustración para la comprobación de la unidad manejadora**



Fuente: Autores

En esta fase se comprueba la unidad manejadora seleccionada del catálogo con los cálculos analíticos hechos por la herramienta computacional.

En la interfaz que se muestra a continuación no es posible alterar los datos de entrada de la unidad, los cuales fueron seleccionados en el catálogo.

Figura 37. Fase de comprobación para la unidad seleccionada

comprobacion

## COMPROBACION DE UNIDAD MANEJADORA POR CATALOGO

YG YORK Modelo 2

3. DATOS DE ENTRADA DE LA UNIDAD

CFM	800.496	ft3/min
TBS	26.7	°C
TBH	19.4	°C
AGUA		
TEMP INT	6.7	°C
CALDAL	3.52	gpm

RESULTADOS DE LA UNIDAD

PROGRAMA	CATALOGO
T air out	18.3 °C
TSH	3.706 Kw
TLH	1.111 Kw
TH	4.817 Kw
T wat out	12.2 °C
HR	73 %
Tc	
Mc	3 GPM

TABLA DE EVOLUCION DEL AIRE

CALCULAR

ACEPTAR

Fuente: Autores

Dentro de la interfaz de comprobación de la unidad manejadora por catalogo se encuentran consignados los datos de catalogo, tales como:

Temperatura del aire a la salida: T air out

Calor sensible: TSH

Calor latente: TLH

Temperatura del agua a la salida de la unidad. T wat out

Humedad relativa del aire a la salida: HR

Numero de filas de la unidad seleccionada: NF

Todos estos datos son comparados con el calculo analítico que realiza el programa. A continuación se mostrara las interfaces que realiza la herramienta para realizar el cálculo.

**Figura 38 Fase de comprobación para la unidad seleccionada 2**



Fuente: Autores

Figura 39 Fase de espera para la comprobación



Fuente: Autores

Una vez que la herramienta termine de hacer los cálculos, los datos analíticos son colocados en la parte de resultados de la unidad con el fin de compararlos.

Es necesario recordar que los cálculos fueron hechos para la unidad que ya fue seleccionado. Un caso particular de un ejemplo es mostrado a continuación. los 2 cálculos fueron hecho para la unidad YG York modelo 2.

Figura 40. Fase de comprobación para la unidad selecciona 3

COMPROBACION DE UNIDAD MANEJADORA POR CATALOGO

YG YORK Modelo 2

3. DATOS DE ENTRADA DE LA UNIDAD

CFM 800.496 ft3/min

TBS 26.7 °C

TBH 19.4 °C

AGUA

TEMP INT 6.7 °C

CAUDAL 3.52 gpm

CALCULAR

RESULTADOS DE LA UNIDAD

PROGRAMA	CATALOGO
T air out 20.6496 °C	T air out 18.3 °C
TSH 3.05174 Kw	TSH 3.706 Kw
TLH 0.533064 Kw	TLH 1.111 Kw
TH 3.58481 Kw	TH 4.817 Kw
T wat out 9 °C	T wat out 12.2 °C
HR 70.3028 %	HR 73 %
Tc 15.4375 °C	NF 3
Mc 0.0034611 GPM	

TABLA DE EVOLUCION DEL AIRE

ACEPTAR

Fuente: Autores

Cuando los cálculos hechos por la herramienta computacional terminen, se activa un botón de evolución del aire mostrado en la siguiente interfaz.

Figura 41. Fase de comprobación para la unidad selecciona 4



Fuente: Autores

El botón que se llama tabla de evolución del aire y se represento en la interfaz anterior tiene como objetivo mostrar la evolución del aire a través del numero del filas de la unidad manejadora seleccionada. Los datos que ofrece este botón son.

Calor sensible:  $Q_s(Kw)$

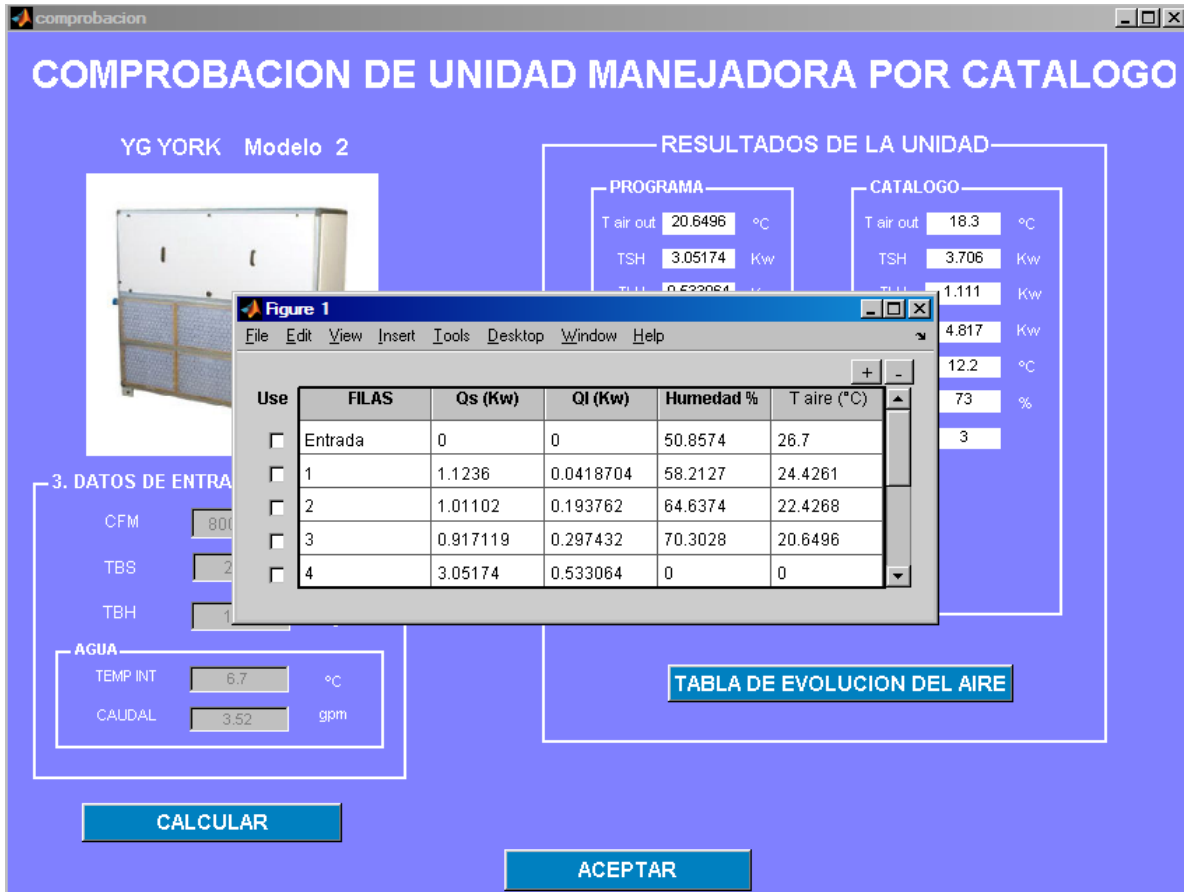
Calor latente=  $Q_l(Kw)$

Humedad relativa: Humedad (%)

Temperatura de salida del aire:  $T_{aire} (°C)$

En la parte de los calores latente y sensible la tabla muestra la suma total de los calores al final de cada uno.

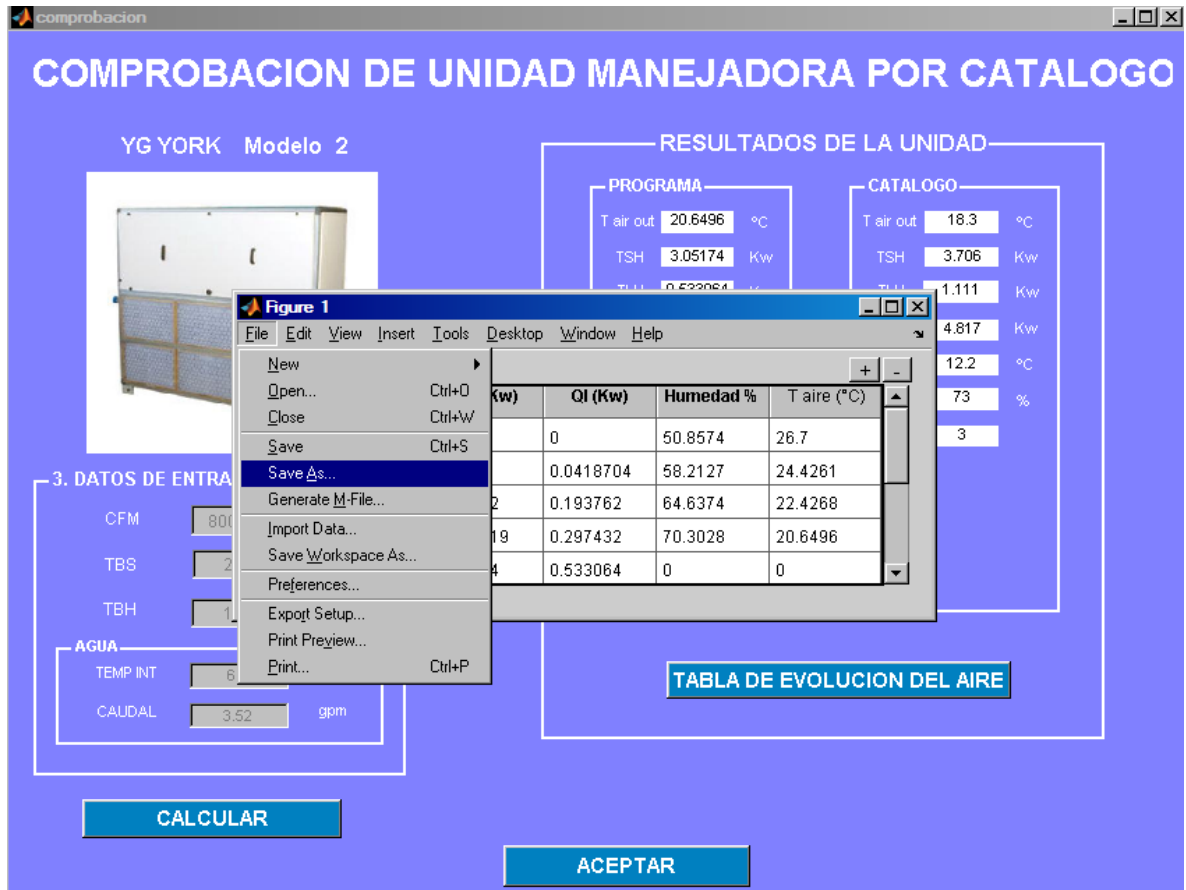
Figura 42 Ilustración de la tabla de evolución del aire



Fuente: Autores

Una de las ventajas que tiene esta tabla o matriz es que tiene la opción de guardar el reporte de los cálculos que se realizó en la unidad manejadora. Esto se encuentra en la barra de tarea donde dice File, y ahí se tiene la opción para guardar la tabla. A continuación se ilustra este procedimiento.

**Figura 43 Ilustración para guardar la tabla de evolución del aire**



Fuente: Autores

Ya terminado el proceso de comprobación es necesario de oprimir el botón de aceptar para la ejecución de la herramienta y entrar a la última fase que es calcular.

Figura 44 Fase de comprobación para la unidad selecciona 5

comprobacion

## COMPROBACION DE UNIDAD MANEJADORA POR CATALOGO

YG YORK Modelo 2

3. DATOS DE ENTRADA DE LA UNIDAD

CFM: 800.496 ft3/min

TBS: 26.7 °C

TBH: 19.4 °C

AGUA

TEMP INT: 6.7 °C

CAUDAL: 3.52 gpm

CALCULAR

RESULTADOS DE LA UNIDAD

PROGRAMA		CATALOGO	
T air out	20.6496 °C	T air out	18.3 °C
TSH	3.05174 Kw	TSH	3.706 Kw
TLH	0.533064 Kw	TLH	1.111 Kw
TH	3.58481 Kw	TH	4.817 Kw
T wat out	9 °C	T wat out	12.2 °C
HR	70.3028 %	HR	73 %
Tc	15.4375 °C	NF	3
Mc	0.0034611 GPM		

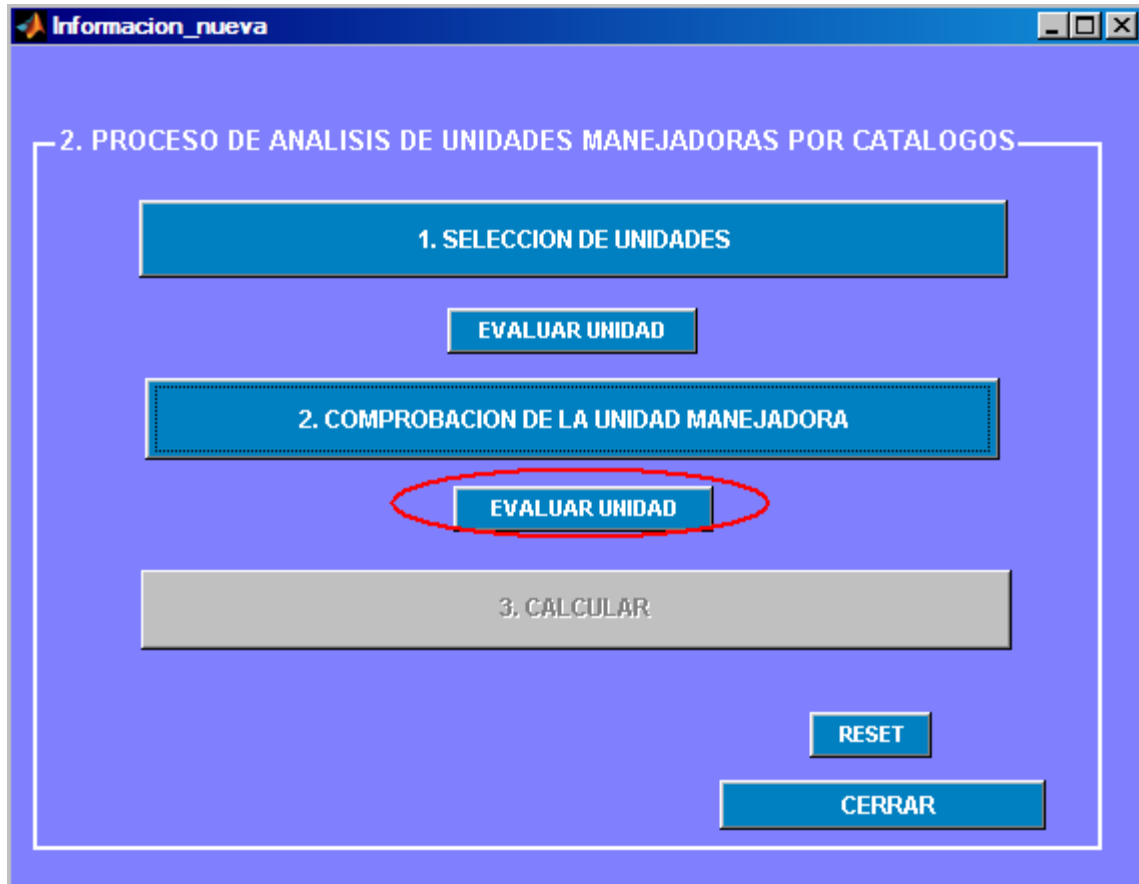
TABLA DE EVOLUCION DEL AIRE

ACEPTAR

Fuente: Autores

Al oprimir el botón aceptar nuevamente volvemos a los pasos principales del análisis de unidades manejadoras por catálogos. Para avanzar en este último paso es necesario de oprimir el botón evaluar unidad. A continuación se visualiza el ejemplo.

Figura 45. Fase de proceso de análisis de unidades para calcular

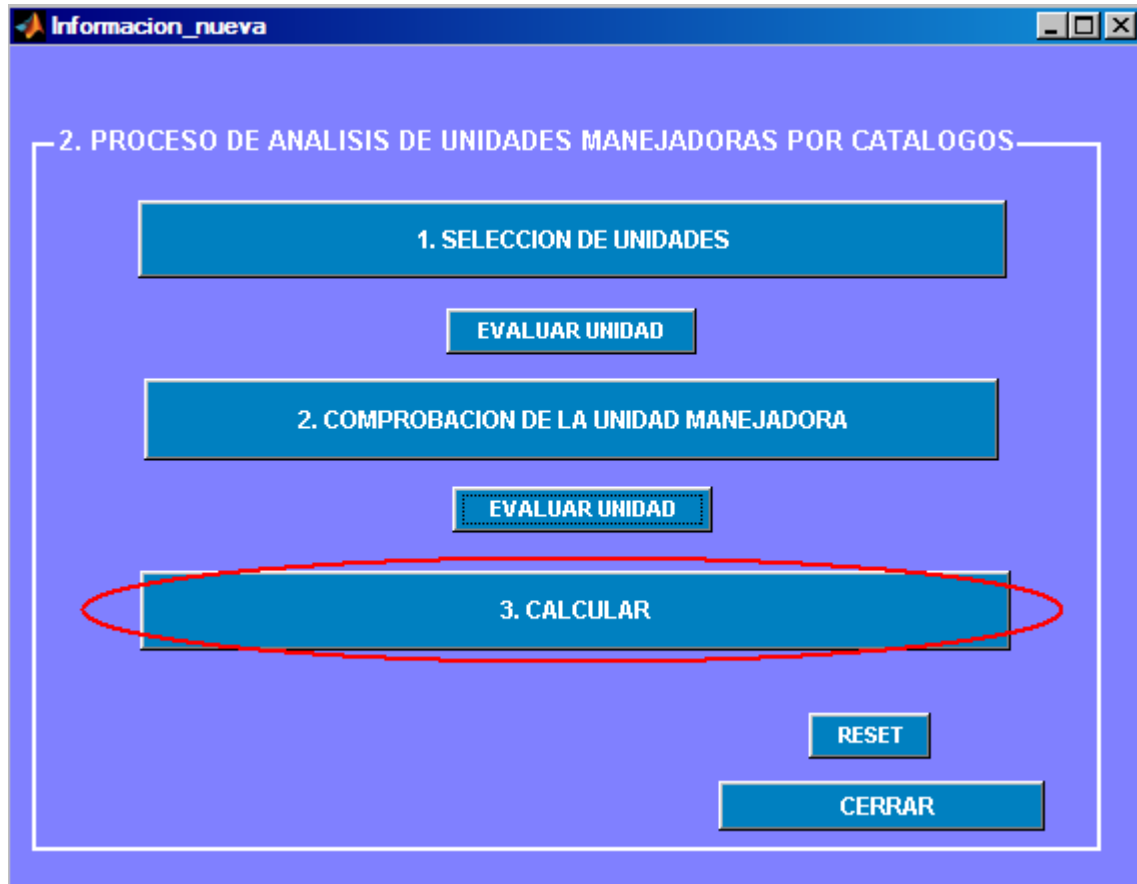


Fuente: Autores

Una vez de oprimir el botón evaluar unidad entramos al siguiente paso, el cual es calcular.

### 3.4 CALCULO PERSONALIZADO DE LA UNIDAD MANEJADORA

Figura 46 Fase de proceso de análisis de unidades para calcular 2

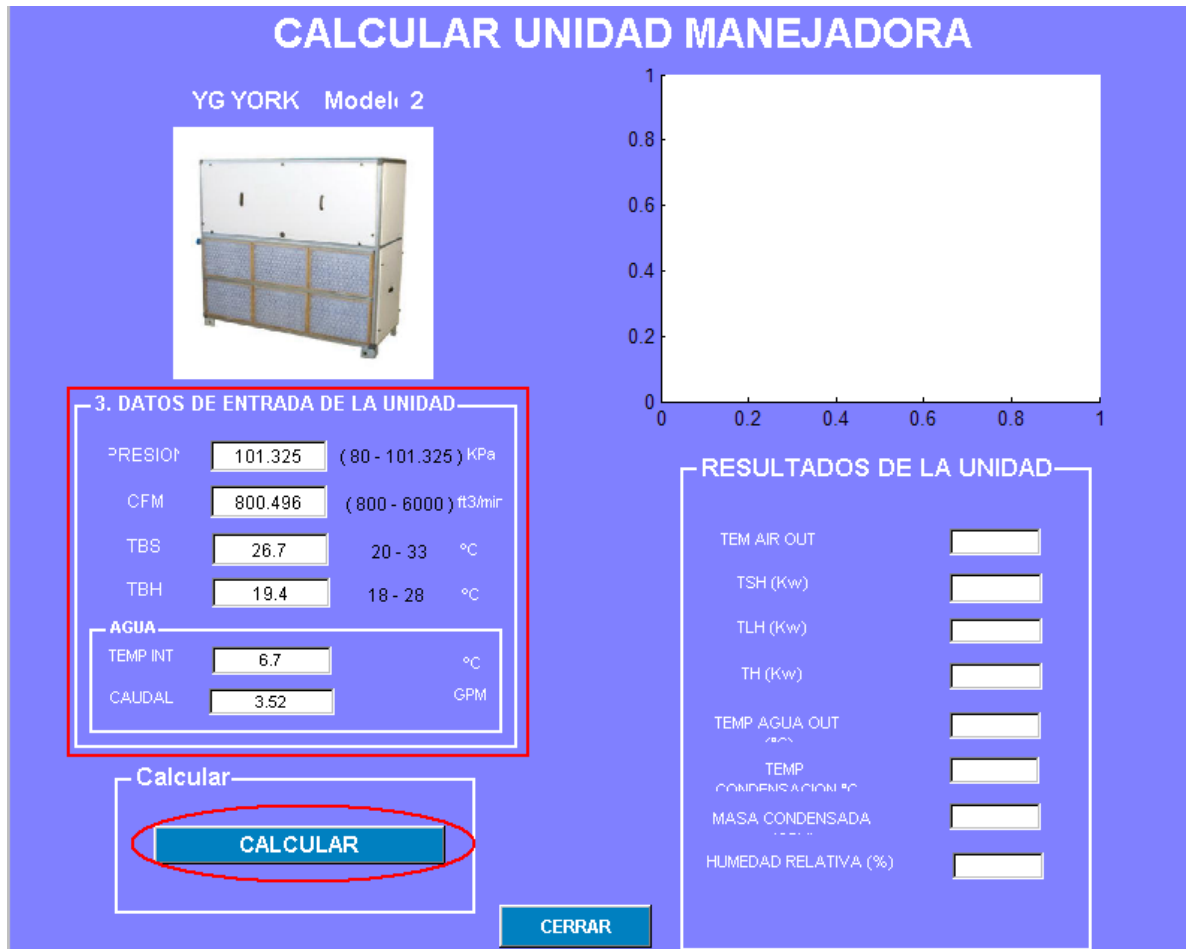


Fuente: Autores

En la fase final del proceso de análisis de unidades manejadoras por catálogos

Entramos a la interfaz calcular unidad manejadora que se muestra a continuación y nos brinda la forma de modificar las condiciones de entrada de la unidad. Y así conocer la cargas de la unidad.

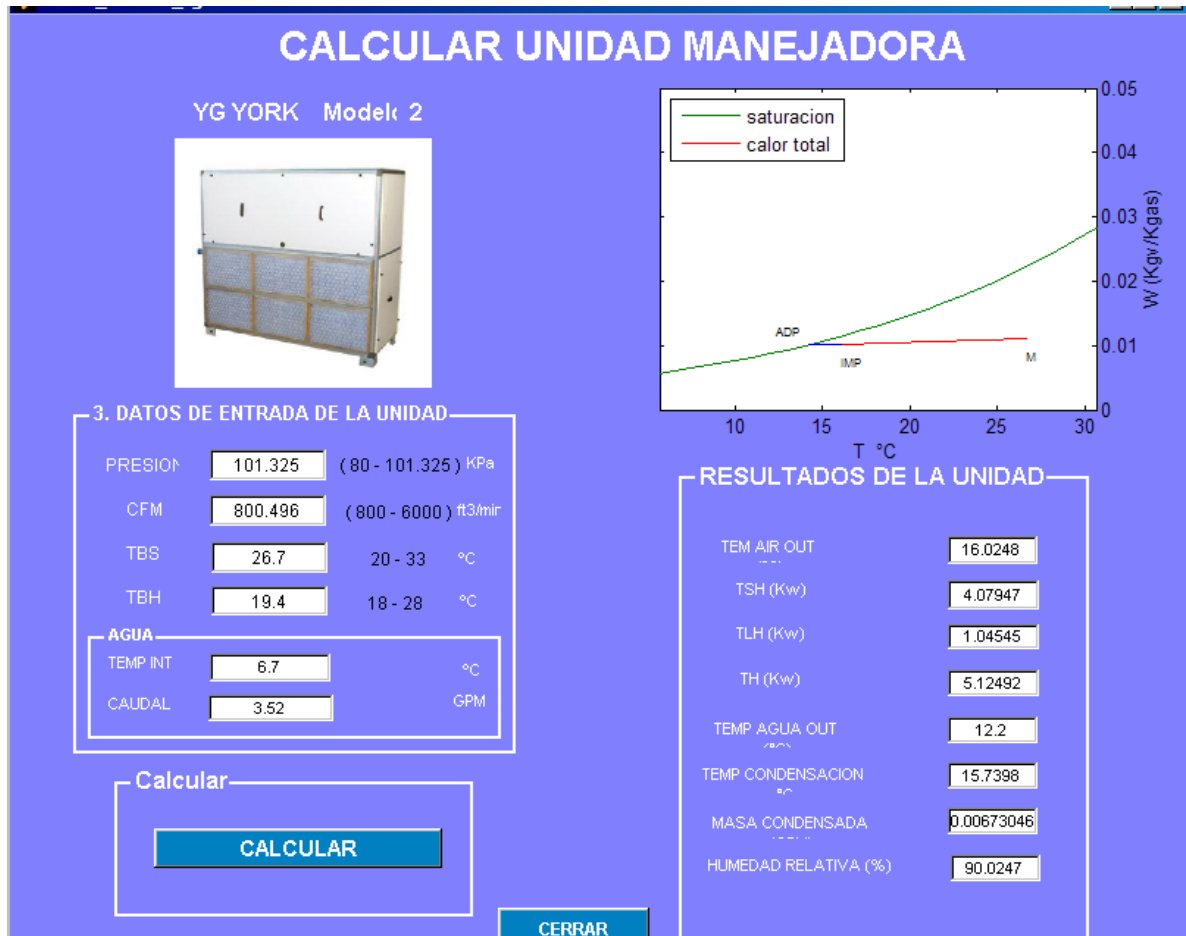
Figura 47 Cálculo de la unidad manejadora



Fuente: Autores

Un dato adicional del proceso de calculo es que la herramienta grafica el proceso psicométrico a las condiciones que se desean. A continuación se ilustra el proceso psicométrico hecho por la herramienta.

Figura 48. Ilustración del diagrama psicrométrico en la unidad a calcular



Fuente: Autores

Después de haber realizado los cálculos es necesario cerrar el programa y si se desea analizar otro modelo volver al primer paso que es selección de la unidad manejadora

## **4. ANÁLISIS DE LOS RESULTADOS DE LA HERRAMIENTA COMPUTACIONAL**

### **4.1 CORROBORACIÓN DE LOS RESULTADOS DE LA HERRAMIENTA CON OTRAS FUENTES**

Para los resultados obtenidos de la herramienta computacional, primero se realiza su comparación contra los extraídos de las siguientes fuentes, tal como sigue:

Para enfriamiento por agua:

- Catálogo Modelo YGH de York<sup>19</sup>
- Mediciones tomadas de la UMA en el Edificio de la Facultad de Ciencias Humanas- Primer piso Sala de Computo

Para enfriamiento por refrigerante:

- Catálogo RMX de York<sup>20</sup>

#### **4.1.1 Comparación de resultados del programa Vs. Catálogo Modelo YGH de York para el Agua**

Para corroborar los resultados de la herramienta se extrajeron varias tablas de comparación con los resultados del catalogo como sigue a continuación:

---

<sup>19</sup> Ver Anexo A. MANUAL TECNICO DE COMFORT PACKAGE FAN & COIL UNIT- YG CAPACIDADES DE 1360 A 10200 m<sup>3</sup>/h

<sup>20</sup> Ver Anexo B. CATALOGO DE YORK UNIDADES FANCOILS DE EXPANSIÓN DIRECTA CAPACIDADES DE 12000 A 36000 BTU/H

**4.1.1.1 Comparación de la carga sensible entre el catálogo de la UMA para agua de enfriamiento vs. la herramienta computacional** Para la comparación se selecciono del catálogo del fabricante los modelos 02, 03, 09 y cada número de filas (3, 4, 6 y 8 filas) para elaborar las tablas de comparaciones, teniendo en cuenta las condiciones de entrada:

Para el aire húmedo:

- Temperatura de bulbo seco a la entrada  $T_{bs}=26.7^{\circ}\text{C}$
- Temperatura de bulbo húmedo a la entrada  $T_{bh}=19.4^{\circ}\text{C}$
- Presión atmosférica= $101.325\text{kPa}$

Para el agua:

- Temperatura del agua=  $6,7^{\circ}\text{C}$
- GPM @ modelo (Ver anexo A)

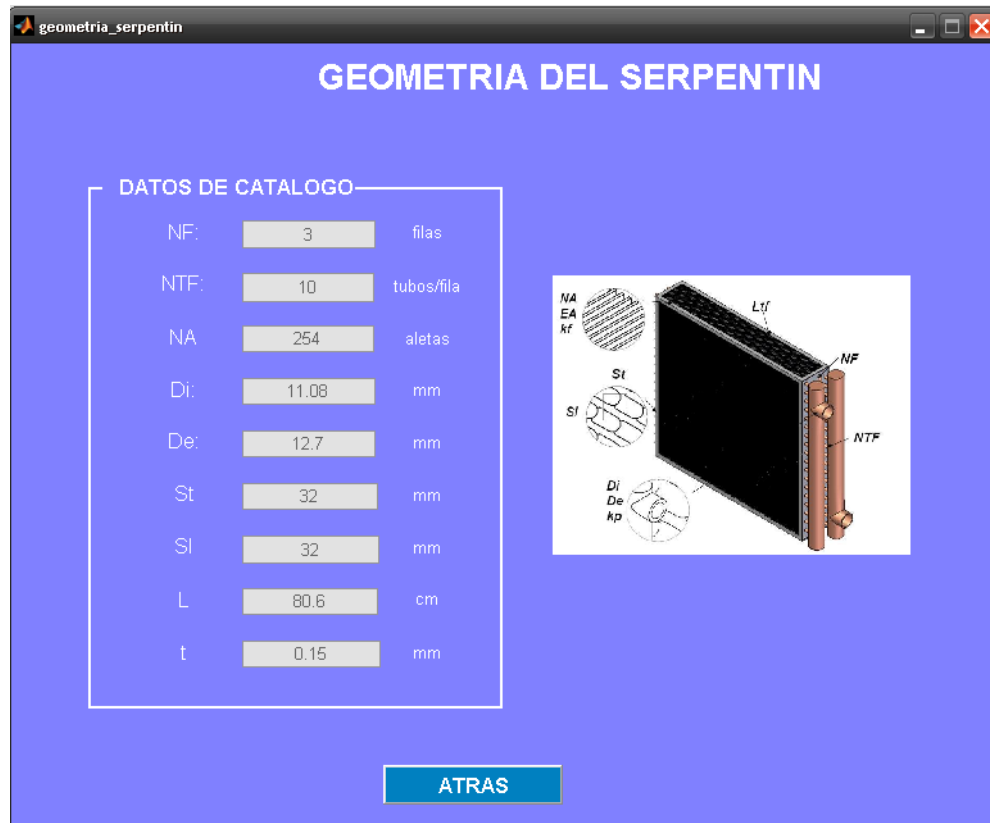
Las tablas de comparación son las siguientes:

**Tabla 1. Comparación de carga sensible del catálogo modelo 02 Vs Carga sensible del programa**

<b>CATALOGOS YG YORK 02</b>			
<b>NF total (filas)</b>	<b>TSH Programa (Kw)</b>	<b>TSH Catalogo(Kw)</b>	<b>Error (%)</b>
3	3.07716	3.706	16.97
4	4.39924	4.40613	0.16
6	5.59347	6.1694	9.34
8	6.82085	6.9167	1.39
<b>ERROR PROMEDIO(%)</b>			<b>6.96139421</b>

Fuente: Autores

Figura 49. Geometría Modelo 2 YG del catálogo de York <sup>21</sup>



Fuente: Autores

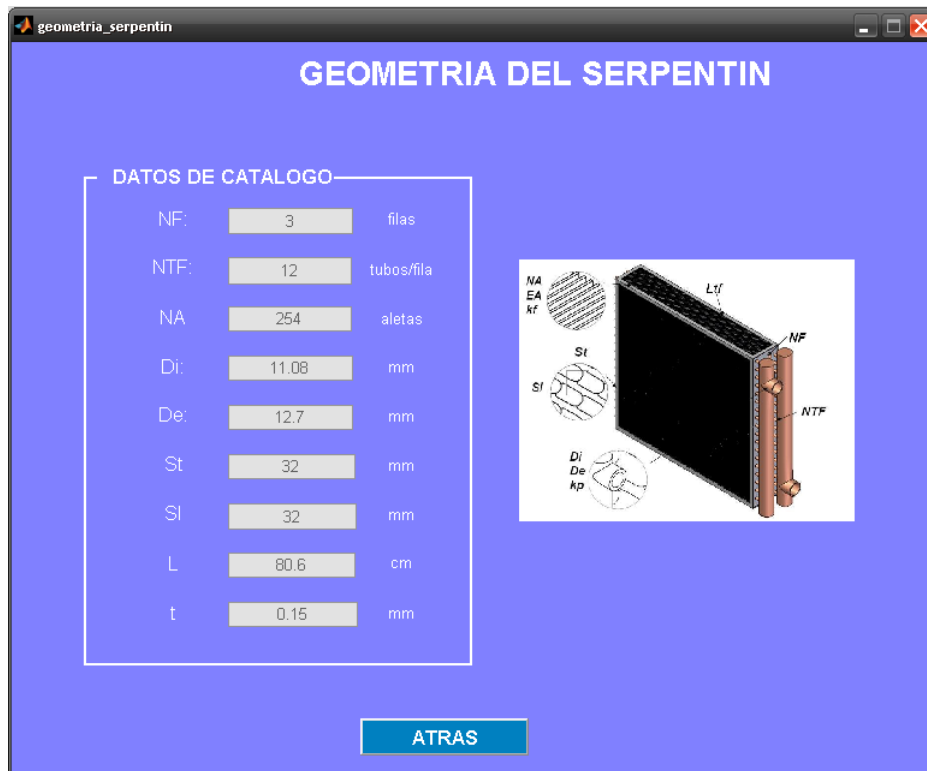
Tabla 2. Comparación de carga sensible del catalogo modelo 03 Vs Carga sensible del programa

CATALOGOS YG YORK 03			
NF total (filas)	TSH Programa (Kw)	TSH Catalogo(Kw)	Error (%)
3	1.67494	1.8111	7.52
4	5.089	7.1679	29.00
6	9.4774	9.3498	1.36
8	9.47747	10.3606	8.52
<b>ERROR PROMEDIO(%)</b>			<b>11.6024152</b>

Fuente: Autores

<sup>21</sup> La geometría entre el mismo modelo pero distinto número de filas, es igual a excepción de este parámetro geométrico.

Figura 50. Geometría Modelo 3 YG del catálogo de York <sup>22</sup>



Fuente: Autores

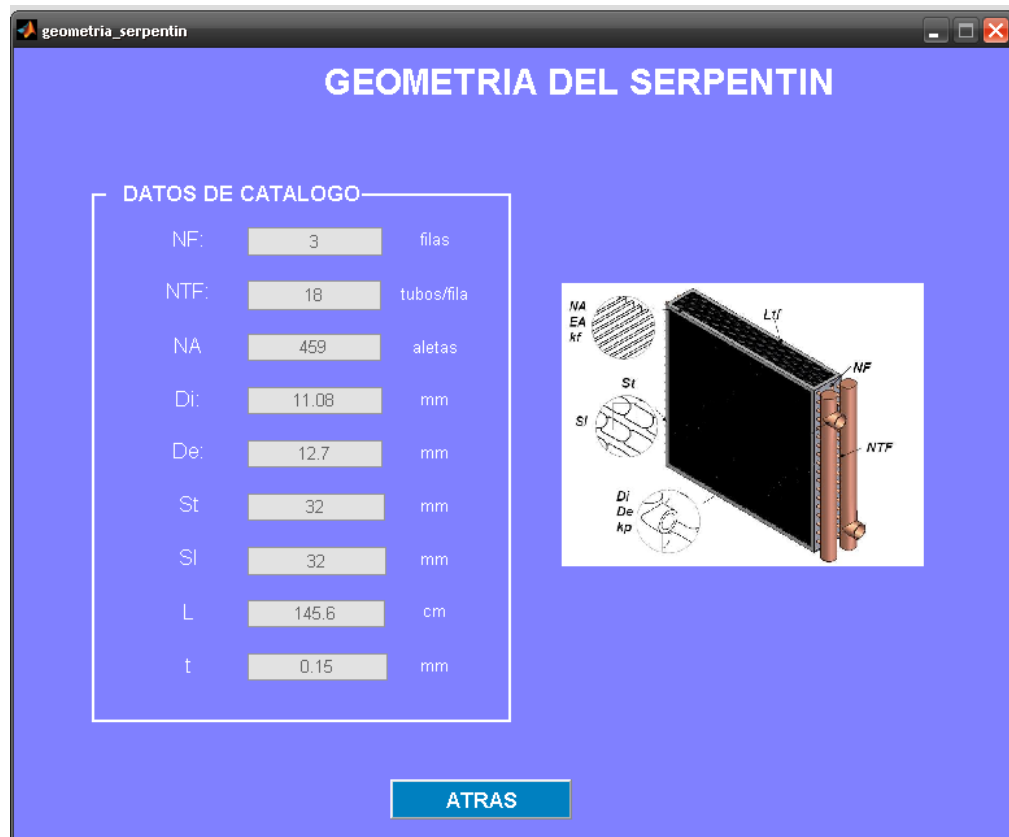
Tabla 3. Comparación de carga sensible del catálogo modelo 09 Vs Carga sensible del programa

CATALOGOS YG YORK 09			
NF total (filas)	TSH Programa (Kw)	TSH Catalogo(Kw)	Error (%)
3	16.5717	17.2842	4.12
4	19.8661	21.488	7.55
6	24.94	26.96	7.49
8	16.59	17.6063	5.77
<b>ERROR PROMEDIO(%)</b>			<b>6.23378571</b>

Fuente: Autores

<sup>22</sup> La geometría entre el mismo modelo pero distinto número de filas, es igual a excepción de este parámetro geométrico.

Figura 51. Geometría Modelo 9 YG del catálogo de York<sup>23</sup>



Fuente: Autores

**4.1.1.2 Comparación de la carga latente entre el catálogo de la UMA para agua de enfriamiento vs. la herramienta computacional.** Para la comparación se selecciono del catálogo del fabricante los modelos 02, 03, 07 y cada número de filas (3, 4, 6 y 8 filas) para elaborar las tablas de comparaciones, teniendo en cuenta las condiciones de entrada:

Para el aire húmedo:

- Temperatura de bulbo seco a la entrada  $T_{bs}=26.7^{\circ}\text{C}$
- Temperatura de bulbo húmedo a la entrada  $T_{bh}=19.4^{\circ}\text{C}$

<sup>23</sup> La geometría entre el mismo modelo pero distinto número de filas, es igual a excepción de este parámetro geométrico.

- Presión atmosférica=101.325kPa

Para el agua:

- Temperatura del agua= 6,7 °C
- GPM @ modelo (Ver anexo A)

Las tablas de comparación son las siguientes:

**Tabla 4. Comparación de carga latente del catalogo modelo 02 Vs Carga latente del programa<sup>24</sup>**

<b>CATALOGOS YG YORK 02</b>				
<b>NF (filas)</b>	<b>Modelo</b>	<b>TLH Catalogo(Kw)</b>	<b>TLH Programa(Kw)</b>	<b>Error (%)</b>
3	2	0.59	0.569246	3.51762712
4	3	1.8772	1.52355	18.8392286
6	4	2.2307	1.99986	10.3483212
8	5	3.4	3.793	11.5588235
<b>ERROR PROMEDIO (%)</b>				<b>11.0660001</b>

Fuente: Autores

<sup>24</sup> Ver datos de geometría del modelo 2 en la figura n.

**Tabla 5. Comparación de carga latente del catalogo modelo 03 Vs Carga latente del programa<sup>25</sup>**

<b>CATALOGOS YG YORK 03</b>				
<b>NF (filas)</b>	<b>Modelo</b>	<b>TLH Catalogo(Kw)</b>	<b>TLH Programa(Kw)</b>	<b>Error (%)</b>
3	2	5.771	4.76394	17.4503552
4	3	2.4831	3.2336	30.2243164
6	4	3.4773	3.95344	13.6928076
8	5	3.81	3.95344	3.7648294
<b>ERROR PROMEDIO (%)</b>				<b>16.2830772</b>

Fuente: Autores

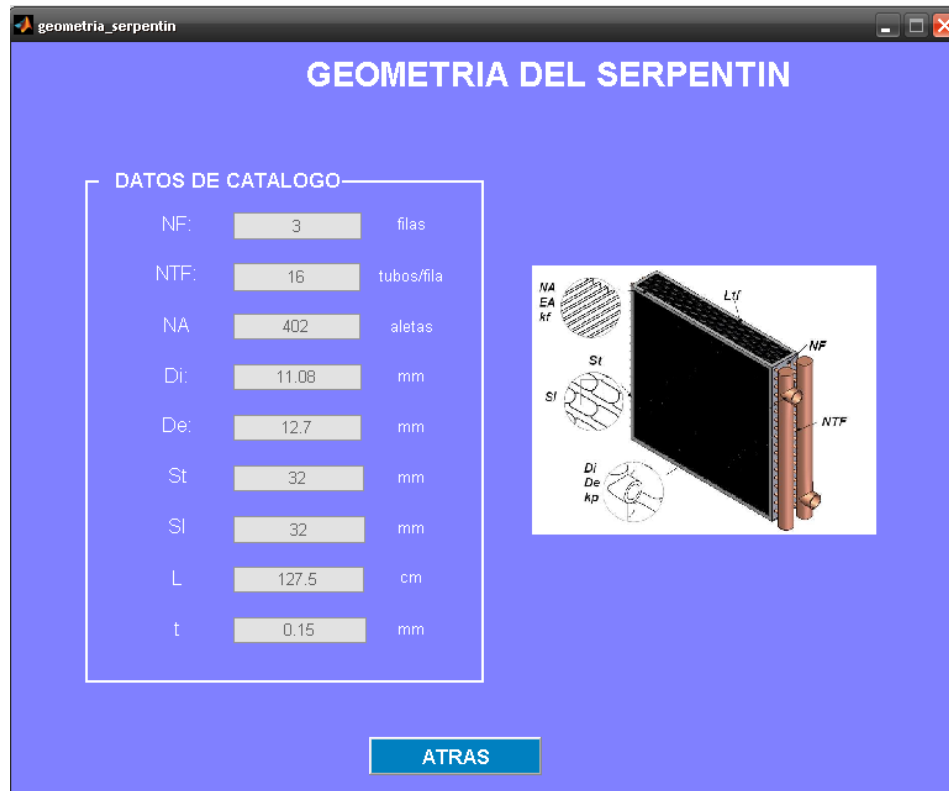
**Tabla 6. Comparación de carga latente del catalogo modelo 07 Vs carga latente del programa**

<b>CATALOGOS YG YORK 07</b>				
<b>NF (filas)</b>	<b>Modelo</b>	<b>TLH Catalogo(Kw)</b>	<b>TLH Programa(Kw)</b>	<b>Error (%)</b>
3	2	5.89	10.19	4.2
4	3	2.4831	3.2336	17.97
6	4	4.29	4.341	1.16
8	5	3.81	5.445	17.95
<b>ERROR PROMEDIO (%)</b>				<b>10.32</b>

Fuente: Autores

<sup>25</sup> Ver datos de geometría del modelo 3 en la figura n.

Figura 52. Geometría Modelo 7 YG del catálogo de York<sup>26</sup>



Fuente: Autores

**4.1.1.3 Comparación de temperatura de bulbo seco del aire de salida entre el catálogo de la UMA para agua de enfriamiento vs. la herramienta computacional.** Para la comparación se selecciono del catálogo del fabricante los modelos 02, 03, 07 y cada número de filas (3, 4, 6 y 8 filas) para elaborar las tablas de comparaciones, teniendo en cuenta las condiciones de entrada:

Para el aire húmedo:

- Temperatura de bulbo seco a la entrada  $T_{bs}=26.7^{\circ}\text{C}$
- Temperatura de bulbo húmedo a la entrada  $T_{bh}=19.4^{\circ}\text{C}$
- Presión atmosférica= $101.325\text{kPa}$

<sup>26</sup> La geometría entre el mismo modelo pero distinto número de filas, es igual a excepción de este parámetro geométrico.

Para el agua:

- Temperatura del agua= 6,7 °C
- GPM @ modelo (Ver anexo A)

Las tablas de comparación son las siguientes:

**Tabla 7. Comparación de temperatura de bulbo seco del aire de salida del catalogo modelo 02 Vs temperatura de bulbo seco del aire de salida del programa<sup>27</sup>**

<b>CATALOGOS YG YORK 02</b>				
<b>NF (filas)</b>	<b>Modelo</b>	<b>T Catalogo (°C)</b>	<b>T programa (°C)</b>	<b>Error (%)</b>
3	2	18.3	18.9	3.278668
4	3	15.6	16.1	3.205128
6	4	12.8	14.1	10.15625
8	5	11	12.5	13.63636
<b>ERROR PROMEDIO (%)</b>				<b>7.56907</b>

Fuente: Autores

**Tabla 8. Comparación de temperatura de bulbo seco del aire de salida del catalogo modelo 03 Vs temperatura de bulbo seco del aire de salida del programa<sup>28</sup>**

<b>CATALOGOS YG YORK 03</b>				
<b>NF (filas)</b>	<b>Modelo</b>	<b>T Catalogo (°C)</b>	<b>T programa (°C)</b>	<b>Error (%)</b>
3	2	18	20.5178	13.9877778
4	3	15.9	16.18	1.76100628
6	4	12.6	13.3693	6.10555556
8	5	11.1	12.1	9.00900900
<b>ERROR PROMEDIO(%)</b>				<b>7.7158370</b>

Fuente: Autores

<sup>27</sup> Ver datos de geometría del modelo 2 en la figura n.

<sup>28</sup> Ver datos de geometría del modelo 3 en la figura n.

**Tabla 9. Comparación de temperatura de bulbo seco del aire de salida del catalogo modelo 07 Vs temperatura de bulbo seco del aire de salida del programa<sup>29</sup>**

<b>CATALOGOS YG YORK 07</b>				
<b>NF (filas)</b>	<b>Modelo</b>	<b>T Catalogo (°C)</b>	<b>T programa (°C)</b>	<b>Error (%)</b>
3	2	17.9	19.91	9.35
4	3	15.9	16.3	2.515
6	4	12.6	13.6	7.936
8	5	11.1	14.608	9.48
<b>ERROR PROMEDIO(%)</b>				<b>7.3203</b>

Fuente: Autores

**4.1.1.4 Comparación de la humedad relativa del aire salida entre el catálogo de la UMA para agua de enfriamiento vs. la herramienta computacional.** Para la comparación se selecciono del catálogo del fabricante los modelos 12 y 07 y cada número de filas (3, 4, 6 y 8 filas) para elaborar las tablas de comparaciones, teniendo en cuenta las condiciones de entrada:

Para el aire húmedo:

- Temperatura de bulbo seco a la entrada  $T_{bs}=26.7^{\circ}\text{C}$
- Temperatura de bulbo húmedo a la entrada  $T_{bh}=19.4^{\circ}\text{C}$
- Presión atmosférica= $101.325\text{kPa}$

Para el agua:

- Temperatura del agua=  $6,7^{\circ}\text{C}$
- GPM @ modelo (Ver anexo A)

<sup>29</sup> Ver datos de geometría del modelo 7 en la figura n.

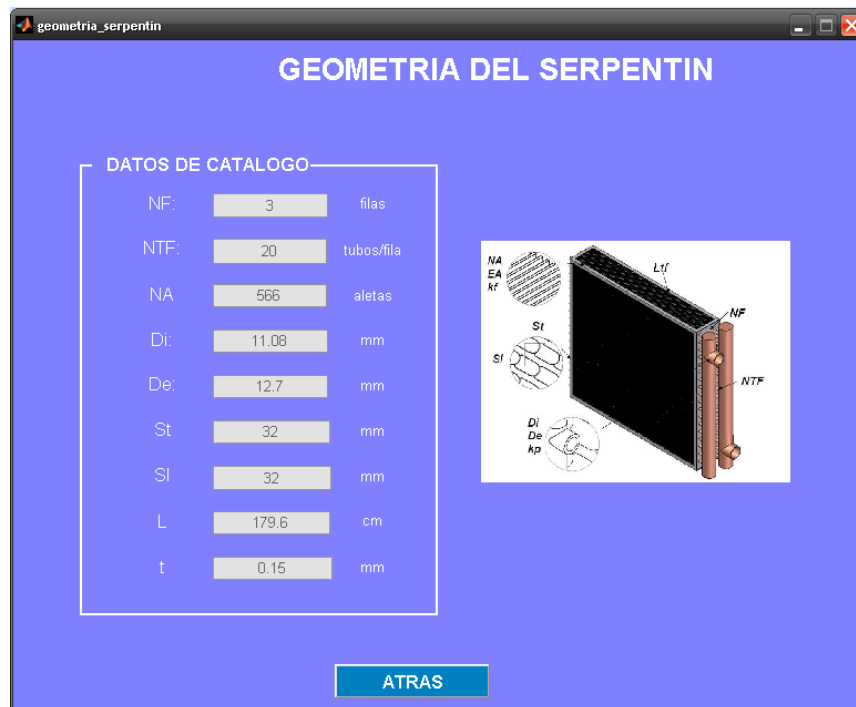
Las tablas de comparación son las siguientes:

**Tabla 10. Comparación de humedad relativa del aire de salida del catálogo modelo 12 Vs humedad relativa del aire de salida del programa**

CATALOGOS YG YORK 12			
NF total (filas)	Humedad relativa Programa (%)	Humedad relativa Catalogo (%)	Error (%)
3	66,7691	70,5	7.32
4	70,9246	81	10.68
6	77,9352	90	26.95
8	83,5238	96	23.12
<b>ERROR PROMEDIO(%)</b>			<b>17.02</b>

Fuente: Autores

**Figura 53. Geometría Modelo 7 YG del catálogo de York**<sup>30</sup>



Fuente: Autores

<sup>30</sup> La geometría entre el mismo modelo pero distinto número de filas, es igual a excepción de este parámetro geométrico.

**Tabla 11. Comparación de humedad relativa del aire de salida del catalogo modelo 07 Vs humedad relativa del aire de salida del programa<sup>31</sup>**

<b>CATALOGOS YG YORK 7</b>			
<b>NF total (filas)</b>	<b>Humedad relativa Programa (%)</b>	<b>Humedad relativa Catalogo (%)</b>	<b>Error (%)</b>
3	66,2579	70	7.32
4	70,4144	79	10.68
6	77,4776	90	26.95
8	83,0507	96	23.12
	<b>ERROR PROMEDIO(%)</b>		<b>17.02</b>

Fuente: Autores

#### **4.1.2 Mediciones tomadas de la UMA en el Edificio de la Facultad de Ciencias Humanas- Primer piso Sala de Computo.**

**Figura 54: Unidad Manejadora de Aire marca Paramo**



Fuente: Autores

<sup>31</sup> Ver datos de geometría del modelo 7 en la figura n.

Unidad en funcionamiento que se encuentra ubicada en la sala de cómputo del edificio de ciencias humanas de la Universidad Industrial de Santander. La cual presenta las siguientes características:

Modelo UMEC LSL 114FCV1 UMA2

Serie 2006A5032-91344

Motor 5 HP

Frecuencia 60 Hz

### **Geometría de la Unidad**

Número de Filas= 4

Número de Tubos por Fila=20

Número de aletas/pulgada =15

Diámetro externo tubo=17 mm

Diámetro interno tubo= 15.5 mm

Tubos de cobre escalonados

Largo=1,76 m

Alto= 86 cm

Aletas de aluminio corrugadas

Profundidad= 12,2 cm

Paso transversal= 31 mm

Paso longitudinal= 35 mm

Espesor de Aleta= 0.15 mm

Número de Aletas totales= 1039

Para calcular las cargas del recinto y las cargas del aire exterior es necesario usar las siguientes fórmulas:

$$RSH = 0.29 \times m^3/h_i \times (T_{\text{recinto}} - T_{\text{impulsado}}) \quad [\text{kcal/h}]$$

$$RLH = 0.71 \times m^3/h_i \times (W_{\text{recinto}} - W_{\text{impulsado}}) \quad [\text{kcal/h}]$$

$$OASH = 0.29 \times m3/h_{ae} \times (T_{aire\_exterior} - T_{recinto}) \text{ [kcal/h]}$$

$$OALH = 0.71 \times m3/h_{ae} \times (W_{aire\_exterior} - W_{recinto}) \text{ [kcal/h]}$$

$$TSH = RSH + OASH$$

$$TLH = RLH + OALH$$

$$TH = TSH + TLH$$

$T_{recinto}$  = Temperatura del recinto a condicionar (°C)

$T_{impulsado}$  = Temperatura del aire impulsado en la unidad manejadora (°C)

$T_{aire\_exterior}$  = Temperatura de Bucaramanga (°C)

$W_{recinto}$  = Humedad absoluta del recinto a condicionar (gv/Kgas)

$W_{impulsado}$  = Humedad absoluta del aire impulsado por la unidad (gv/Kgas)

$W_{aire\_exterior}$  = Humedad absoluta de Bucaramanga (gv/Kgas)

RSH = Calor sensible impuesto por el recinto

OASH = Calor sensible impuesto por el aire externo

OALH = Calor latente impuesto por el aire externo

RSH = Calor latente que hay en el recinto

TSH = Calor sensible total a extraer la unidad manejadora

TLH = Calor latente total a extraer la unidad manejadora

TH = Calor total que hay en el recinto

El flujo de agua y la masa de condensado se obtiene mediante la ecuación:

$$m_{agua} = \frac{TH}{c_{p_{agua}} \times (T_{agua\_salida} - T_{agua\_entrada})}$$

$$m_{condensado} = m_{agua} \times (W_{aire\_impulsado} - W_{aire\_entrada})$$

**Instrumentos con los que se tomaron las pruebas fueron:**

- **Medidor de temperatura y humedad**

Modelo: Tecpel 320 Series

Mide: Temperatura & Humedad

Referencia. RS-232 Test link

**Figura 5530: Medidor de T y  $\phi$**



Fuente: Autores

- **Pistola infrarrojo**

Mide: temperatura del agua en la unidad

Ajustada con Emisividad de 0.9

Marca. Fluke

**Figura 56: Pistola Infrarrojo**



Fuente: Autores

- **Termo Anemómetro**

Mide: velocidad del aire (m/s)

Modelo: ERASMUS EA-200

**Figura 31: Anemómetro**



Fuente: Autores

Duración de cada prueba: 30 minutos

Numero de prueba/día=5

Días de prueba=3

Para la comparación de los datos experimentales con los resultados de los cálculos analíticos de la herramienta computacional es necesario tomar los datos experimentales medidos con los instrumentos de medición (tablas 9, 11 y 14) de cada prueba realizada según el día y introducirlo en la herramienta computacional con el fin de evaluar los datos de la unidad experimental y compararlos.

A continuación se muestra cada prueba, el cual es correspondiente a cada día. Muestra los datos tomados con los instrumentos de medición y fueron tabulados en tablas, con el fin de comparar los resultados con la herramienta computacional.

PRUEBA DIA 1

Fecha: Abril 12 de 2010

Hora Inicio: 9:00 am

Hora Final: 10:00 am

Tiempo/Dato=15 min

**Tabla12. Primera tabla de datos experimentales**

	Aire Exterior de Bucaramanga			Aire Entrada en UMA			Aire Impulsión en UMA			Aire en el recinto			CFM	
	T (°C)	φ (%)	ω (g/Kg.as)	T (°C)	φ (%)	Tbh (°C)	T (°C)	φ (%)	ω (g/Kg.as)	T (°C)	φ (%)	ω (g/Kg.as)	Imp	Aire Ext
DATO 1	27.5	61	16.55	22	55	18.4	19.8	70	8.9	23.8	56	12.1	4000	441
DATO 2	27.5	61	16.55	20	56	18	12	76	10.5	15	57	14	4000	441
DATO 3	27.5	61	16.55	20	63	18	12	80	9	15	53	13	4000	441
DATO 4	27	60.5	15.92	20	64	18	13	82	9.5	16	60	13.5	4000	441
DATO 5	26.4	63	15.98	18.5	83	16	10	74	9.5	14	64	12.1	4000	441

Fuente: Autores

**Tabla 13. Cálculos de los datos experimentales**

	RSH (Kw)	RLH (Kw)	OASH (Kw)	OALH (Kw)	TSH (Kw)	TLH (Kw)	TH (Kw)	Gpm
DATO 1	20.079	10.560	2.0431	1.6191	22.1224	12.1793	34.302	20
DATO 2	15.060	11.550	6.9023	0.9278	21.9618	12.4781	34.440	20
DATO 3	15.060	13.200	6.9023	1.2916	21.9618	14.4919	36.454	17
DATO 4	15.060	13.200	6.0740	0.8805	21.1335	14.0808	35.214	15
DATO 5	20.079	8.580	6.8471	1.4117	26.9264	9.9919	36.918	20

Fuente: Autores

PRUEBA DIA 2

Fecha: Abril 14 de 2010

Hora Inicio: 2:00pm

Hora Final: 4:30 pm

Tiempo/dato: 30 min

**Tabla 14. Primera tabla de datos experimentales**

	Aire Exterior de Bucaramanga			Aire Entrada en UMA			Aire Impulsion en UMA			Aire en el recinto			CFM	
	T (°C)	$\phi$ (%)	$\omega$ (g/Kg.as)	T (°C)	$\phi$ (%)	Tbh (°C)	T (°C)	$\phi$ (%)	$\omega$ (g/Kg.as)	T (°C)	$\phi$ (%)	$\omega$ (g/Kg.as)	Impulsion	Aire Externo
DATO 6	27	61.2	16.11	21.8	88	20	15	74	8	20	55.5	14	4000	441
DATO 7	28	61	17.06	18	67.1	15	20	76.8	10.54	22.8	60	12.18	4000	441
DATO 8	27	61.3	16.13	21.8	58.5	16.3	20.1	76.9	11.05	23.4	63	13.27	4000	441
DATO 9	27	61	16.66	20	58	16.4	20.4	79.4	10.85	23.9	59	13.5	4000	441
DATO 10	27	61	16.05	19	63.4	17.3	19.5	80.1	10.81	23.1	63.4	14.3	4000	441

Fuente: Autores

**Tabla 15. Cálculos de los datos experimentales**

	RSH (Kw)	RLH (Kw)	OASH (Kw)	OALH (Kw)	TSH (Kw)	TLH (Kw)	TH (Kw)
DATO 6	25.0992	19.80048	3.8652768	0.76768936	28.9644768	20.5681694	49.5326462
DATO 7	14.055552	5.4121312	2.87134848	1.77550904	16.9269005	7.18764024	24.1145407
DATO 8	16.565472	7.3261776	1.98785664	1.04056473	18.5533286	8.36674233	26.920071
DATO 9	17.56944	8.745212	1.71176544	1.14971487	19.2812054	9.89492687	29.1761323
DATO 10	18.071424	11.5172792	2.15351136	0.63670919	20.2249354	12.1539884	32.3789237

Fuente. Autores

Comparando las condiciones de salida del programa con las mediciones el catálogo se obtuvo lo siguiente:

**Para la prueba 1:**

Se comparo con el programa utilizando la Presión atmosférica de Bucaramanga=87.83 Kpa

Con sus respectivos datos a:

Tabla de datos experimentales prueba día 1, condiciones de entrada de aire a la unidad manejadora. Ver tabla de datos experimentales.

**Tabla 16. Tablas de comparación de carga latente de la unidad Paramo Vs Carga latente del programa**

Toma de Datos	NF total (filas)	TLH programa (Kw)	TLH unidad (Kw)	Error (%)
DATO 1	4	13,34	12,179	10.24
DATO 2	4	14.26	12,478	14.28
DATO 3	4	14.95	14,491	3.07
DATO 4	4	14.55	14,080	3.33
DATO 5	4	13.17	9,991	31.81
		<b>Error Promedio</b>		<b>12.54</b>

Fuente. Autores

**Tabla 17. Tablas de comparación de carga total de la unidad Paramo Vs Carga total del programa**

Toma de Datos	NF humedas	TH programa (Kw)	TH unidad (Kw)	Error (%)
DATO 1	4	30.83416	34,302	10.11
DATO 2	4	37.72	34,440	9.52
DATO 3	4	36,415	36,454	0.10
DATO 4	4	35.54	35,214	0.92
DATO 5	4	31.72	36,918	14.07
		<b>Error Promedio</b>		<b>6.94</b>

Fuente. Autores

**Tabla 18. Tablas de comparación para la temperatura de la unidad Paramo Vs temperatura de salidad del programa**

Toma de Datos	NF total (filas)	T programa (°C)	T unidad (□C)	Error (%)
DATO 1	4	9.15	19.8	53.70
DATO 2	4	9.21	12	23.20
DATO 3	4	8.98	12	25.10
DATO 4	4	9.2	13	31.60
DATO 5	4	9.05	10	9.50
		<b>Error Promedio</b>		<b>28.6</b>

Fuente. Autores

**Tabla 19. Tablas de comparación para la humded relativa de la unidad Paramo Vs temperatura de salidad del programa**

Toma de Datos	NF total (filas)	Humedad relativa programa (%)	Humedad relativa unidad (%)	Error (%)
DATO 1	4	100	70	42.80
DATO 2	4	100	76	31.50
DATO 3	4	100	80	25.00
DATO 4	4	100	82	21.90
DATO 5	4	100	74	35.10
		<b>Error Promedio</b>		<b>31.26</b>

Fuente. Autores

**Para la prueba 2:**

Se comparo con el programa utilizando la Presión atmosférica de Bucaramanga=87.83 Kpa

Con sus respectivos datos a:

Tabla de datos experimentales prueba día 2, condiciones de entrada de aire a la unidad manejadora. Ver tabla de datos experimentales.

**Tabla 20. Tablas de comparación de carga latente de la unidad Paramo Vs  
Carga latente del programa**

<b>Toma de Datos</b>	<b>NF total (filas)</b>	<b>TLH programa (Kw)</b>	<b>TLH unidad (Kw)</b>	<b>Error (%)</b>
DATO 6	4	21.06	20,568	2.39
DATO 7	4	6.66	7,187	7.33
DATO 8	4	7.11	8,366	15.01
DATO 9	4	9.47	9,894	4.28
DATO 10	4	13.74	12,153	13.05
			<b>Error Promedio (%)</b>	<b>8,412</b>

Fuente. Autores

**Tabla 21. Tablas de comparación de carga total de la unidad Paramo Vs  
Carga total del programa**

<b>Toma de Datos</b>	<b>NF humedas</b>	<b>TH programa (Kw)</b>	<b>TH unidad (Kw)</b>	<b>Error (%)</b>
DATO 6	4	47.87	49,532	3.35
DATO 7	4	21,894	24,114	9.20
DATO 8	4	29	26,920	7.72
DATO 9	4	29.09	29,176	0.29
DATO 10	4	33.32	32,378	2.90
			<b>Error Promedio</b>	<b>4,692</b>

Fuente. Autores

**Tabla 22. Tablas de comparación para la temperatura de la unidad Paramo Vs temperatura de salidad del programa**

Toma de Datos	NF total (filas)	T programa (°C)	T unidad (□C)	Error (%)
DATO 6	4	10.5	15	30.00
DATO 7	4	16.2	20	19.00
DATO 8	4	17.4	20.1	13.40
DATO 9	4	18	20.4	11.70
DATO 10	4	14.8	19.5	24.10
		<b>Error Promedio</b>		<b>19.64</b>

Fuente. Autores

**Tabla 23. Tablas de comparación para la humedad relativa de la unidad Paramo Vs humedad relativa de salida del programa**

Toma de Datos	NF total (filas)	Humedad relativa programa (%)	Humedad relativa unidad (%)	Error (%)
DATO 6	4	100	74	35.10
DATO 7	4	100	76.8	30.20
DATO 8	4	100	76.9	30.00
DATO 9	4	100	79.4	25.90
DATO 10	4	100	80.1	24.80
		<b>Error Promedio</b>		<b>29.2</b>

Fuente. Autores

#### **4.1.3 Comparación de resultados del programa Vs. Catálogo Modelo RMX de York para el Refrigerante R-22**

Para corroborar los resultados de la herramienta se extrajeron varias tablas de comparación con los resultados del catalogo como sigue a continuación:

##### **4.1.3.1 Comparación de la humedad relativa del aire salida entre el catálogo de la UMA para vs. la herramienta computacional para refrigerante R-22 Las**

comparaciones se hicieron entre los datos ofrecidos por los fabricantes y los obtenidos por el programa. Los datos obtenidos por el programa se realizo a dos temperaturas de evaporación a 4.44°C y 7.22°C con los siguientes datos:

- Temperatura de bulbo seco a la entrada  $T_{bs}=23.5^{\circ}\text{C}$
- Temperatura de bulbo húmedo a la entrada  $T_{bh}=16.67^{\circ}\text{C}$
- Se asumió una temperatura de subenfriamiento= $2^{\circ}\text{C}$
- Se asumió una temperatura de alta= $35^{\circ}\text{C}$

**Tabla 24. Comparación de carga latente del catalogo Vs Carga latente del programa para  $T_{ev}=4.44^{\circ}\text{C}$**

<b>CATALOGO R1MX - YORK R22</b>						
<b>Modelo</b>	<b>T evaporación R22 (°C)</b>	<b>CFM entrada</b>	<b>NF total (filas)</b>	<b>TLH catalogo (Kw)</b>	<b>TLH programa (Kw)</b>	<b>Error (%)</b>
12	4.44	500	2	0.76	0.727	4.34210526
18	4.44	600	3	0.78	0.757	2.94871795
24	4.44	800	3	1.04	1.06	1.92307692
30	4.44	1000	3	1.32	1.29	2.27272727
36	4.44	1200	3	1.3	1.39	6.92307692
				<b>Error Promedio</b>		<b>3.68194087</b>

Fuente. Autores

**Tabla 25. Comparación de carga latente del catalogo Vs Carga latente del programa para  $T_{ev}=7.22^{\circ}\text{C}$**

<b>CATALOGO R1MX - YORK R22</b>						
<b>Modelo</b>	<b>T evaporación R22 (°C)</b>	<b>CFM entrada</b>	<b>NF total (filas)</b>	<b>TLH catalogo (Kw)</b>	<b>TLH programa (Kw)</b>	<b>Error (%)</b>
12	7.22	500	2	0.28	0.262	6.42857143
18	7.22	600	3	0.27	0.245	9.25925926
24	7.22	800	3	0.32	0.309	3.4375
30	7.22	1000	3	0.46	0.49	6.52173913
36	7.22	1200	3	0.39	0.34	12.8205128
				<b>Error Promedio</b>		<b>7.69351653</b>

Fuente. Autores

**Tabla 26. Comparación de Temperatura de salida del catalogo Vs  
Temperatura de salida del programa Tev=4,44 °C**

<b>CATALOGO R1MX - YORK R22</b>						
<b>Modelo</b>	<b>T evaporización R22 (°C)</b>	<b>CFM entrada</b>	<b>NF total (filas)</b>	<b>T Catalogo (°C)</b>	<b>T programa (°C)</b>	<b>Error (%)</b>
12	4.44	500	2	13.89	14.5	4.39164867
18	4.44	600	3	13.89	13.37	3.7437005
24	4.44	800	3	14.44	13.089	9.35595568
30	4.44	1000	3	14.44	12.8	11.3573407
36	4.44	1200	3	15	13.74	8.4
					<b>Error Promedio</b>	<b>7.44972911</b>

Fuente. Autores

**Tabla 27. Comparación de Temperatura de salida del catalogo Vs  
Temperatura de salida del programa Tev=7,22 °C**

<b>CATALOGO R1MX - YORK R22</b>						
<b>Modelo</b>	<b>T evaporización R22 (°C)</b>	<b>CFM entrada</b>	<b>NF total (filas)</b>	<b>T Catalogo (°C)</b>	<b>T programa (°C)</b>	<b>Error (%)</b>
12	7.22	500	2	15	15.83	5.53333333
18	7.22	600	3	15.56	14.86	4.49871465
24	7.22	800	3	15.56	14.65	5.84832905
30	7.22	1000	3	15.56	14.47	7.00514139
36	7.22	1200	3	16.11	15.11	6.20732464
					<b>Error Promedio</b>	<b>5.81856861</b>

Fuente. Autores

**Tabla 28. Comparación de carga sensible del catalogo Vs Carga sensible del programa con  $T_{ev}=4,44\text{ }^{\circ}\text{C}$**

<b>CATALOGO R1MX - YORK R22</b>						
<b>Modelo</b>	<b>T evaporización R22 (<math>^{\circ}\text{C}</math>)</b>	<b>CFM entrada</b>	<b>NF total (filas)</b>	<b>TSH catalogo (Kw)</b>	<b>TSH programa (Kw)</b>	<b>Error (%)</b>
12	4.44	500	2	2.74	2.38	13.13868613
18	4.44	600	3	3.16	3.107	1.67721519
24	4.44	800	3	4.15	4.27	2.891566265
30	4.44	1000	3	5.16	5.44	5.426356589
36	4.44	1200	3	5.68	5.95	4.753521127
				<b>Error Promedio</b>		<b>5.57746906</b>

Fuente. Autores

**Tabla 29. Comparación de carga sensible del catalogo Vs Carga sensible del programa con  $T_{ev}=7,22\text{ }^{\circ}\text{C}$**

<b>CATALOGO R1MX - YORK R22</b>						
<b>Modelo</b>	<b>T evaporización R22 (<math>^{\circ}\text{C}</math>)</b>	<b>CFM entrada</b>	<b>NF total (filas)</b>	<b>TSH catalogo (Kw)</b>	<b>TSH programa (Kw)</b>	<b>Error (%)</b>
12	7.22	500	2	2.4	2.17	9.583333333
18	7.22	600	3	2.75	2.85	3.636363636
24	7.22	800	3	3.62	3.53	2.486187845
30	7.22	1000	3	4.57	4.603	0.722100656
36	7.22	1200	3	5.07	4.97	1.972386588
				<b>Error Promedio</b>		<b>3.680074412</b>

Fuente. Autores

**Tabla 30. Comparación de humedad relativa del catalogo Vs humedad relativa del programa con  $T_{ev}=4,44\text{ }^{\circ}\text{C}$**

<b>CATALOGO R1MX - YORK R22</b>						
<b>Modelo</b>	<b>T evaporización R22 (<math>^{\circ}\text{C}</math>)</b>	<b>CFM entrada</b>	<b>NF total (filas)</b>	<b>Humedad catalogo (%)</b>	<b>Humedad programa (%)</b>	<b>Error (%)</b>
12	4.44	500	2	77	69.89	9.23376623
18	4.44	600	3	84	79.6	5.23809524
18	4.44	800	3	78	80.45	3.14102564
30	4.44	1000	3	78	82.036	5.17435897
36	4.44	1200	3	82	78.27	4.54878049
				<b>Error Promedio</b>		<b>5.46720532</b>

Fuente. Autores

**Tabla 31. Comparación de humedad relativa del catalogo Vs humedad relativa del programa con  $T_{ev}=7,22\text{ }^{\circ}\text{C}$**

<b>CATALOGO R1MX - YORK R22</b>						
<b>Modelo</b>	<b>T evaporización R22 (<math>^{\circ}\text{C}</math>)</b>	<b>CFM entrada</b>	<b>NF total (filas)</b>	<b>Humedad catalogo (%)</b>	<b>Humedad programa (%)</b>	<b>Error (%)</b>
12	7.22	500	2	79	70.79	10.3924051
18	7.22	600	3	77	78.54	2
24	7.22	800	3	79	79.59	0.74683544
30	7.22	1000	3	76	79,73	4.9
36	7.22	1200	3	63	77.78	23.4603175
				<b>Error Promedio</b>		<b>8.29991159</b>

Fuente. Autores

## **4.2 COMPARACIÓN Y ANÁLISIS DE LOS RESULTADOS DE LA HERRAMIENTA TENIENDO EN CUENTA VARIACIONES EN LOS PARÁMETROS CONOCIDOS**

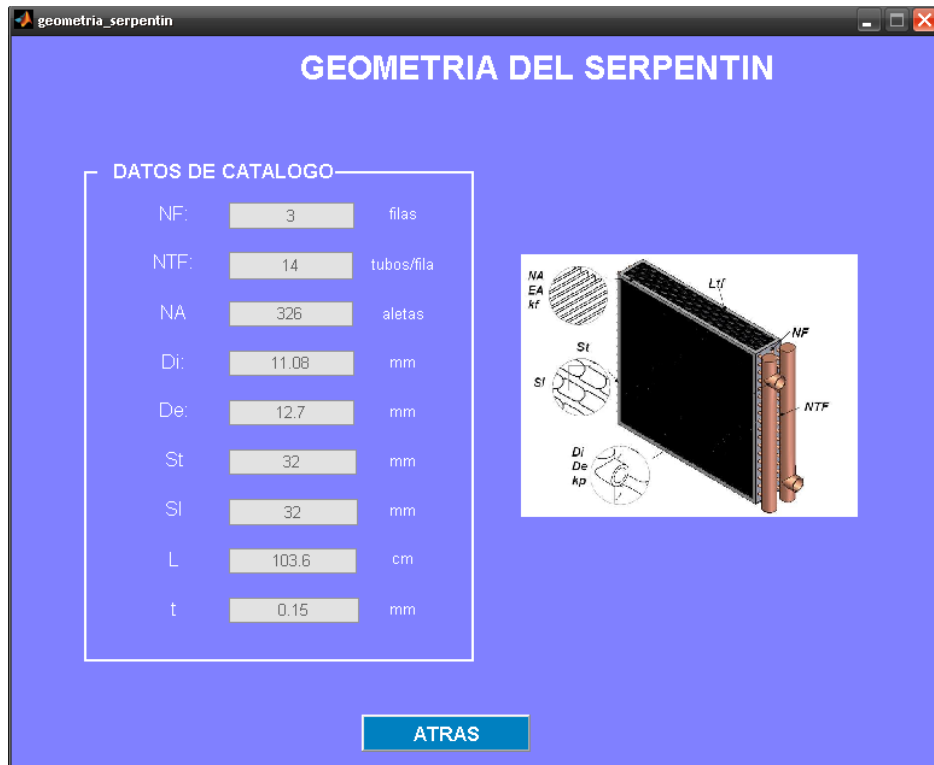
Siendo ya corroborado los resultados de la herramienta computacional tanto con fuente teórica como experimental, se prosiguió con analizarlos. También se efectuó un análisis cuando los parámetros conocidos cambian, de tal modo que se observe el efecto que tiene ellos sobre las condiciones de salida del aire y los calores extraídos.

### **4.2.1 Análisis del Efecto de las condiciones de entrada de los fluidos de trabajo**

Para el modelo 4 YG del catálogo de la Unidad Manejadora de Aire (UMA) de York, con geometría según figura N. y con las siguientes condiciones de entrada:

- Flujo de aire: 1600,99 CFM
- Presión atmosférica: 101.325 kPa
- Temperatura de bulbo seco de entrada del aire: 26,7
- Temperatura de bulbo húmedo de entrada del aire: 19,4
- Flujo del agua: 6,16 GPM
- Temperatura de entrada del agua: 6,7

**Figura 58. Geometría Modelo 4 YG del catalogo de York con NF=3**



Fuente. Autores

Se realizó las variaciones a cada ítem de ellos, tal como se muestran en las siguientes tablas:

Tabla. Efecto de la variación del flujo de aire sobre las condiciones de salida del aire y de los calores extraídos por la unidad

Tabla. Efecto de la variación del bulbo seco del aire sobre las condiciones de salida del aire y de los calores extraídos por la unidad

Tabla. Efecto de la variación del bulbo húmedo de aire sobre las condiciones de salida del aire y de los calores extraídos por la unidad

Tabla. Efecto de la variación del flujo del agua sobre las condiciones de salida del aire y de los calores extraídos por la unidad

Tabla 32. Efecto de la variación del flujo de aire sobre las condiciones de salida del aire y de los calores extraídos por la unidad

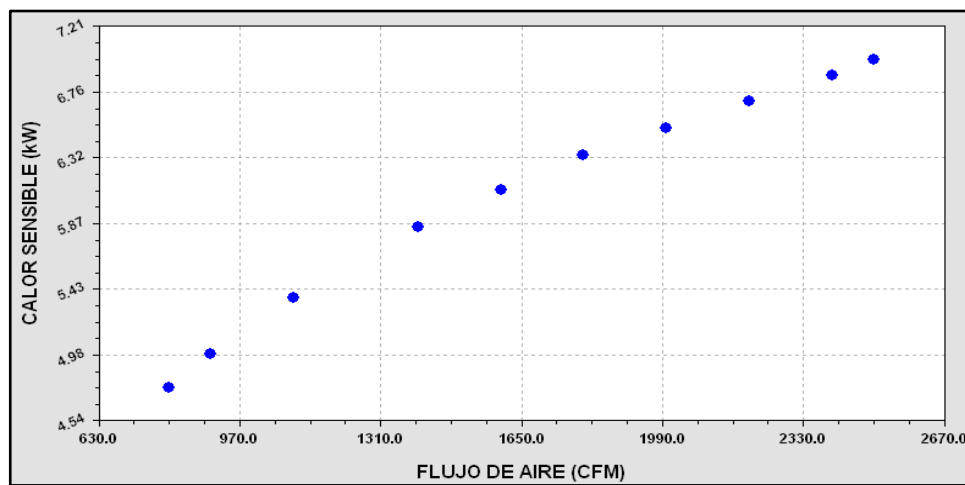
ITEM	DATOS DE ENTRADA PARA LA UMA MODELO 4 YG NF=3					DATOS DE SALIDA DEL PROGRAMA				
	AIRE			AGUA		CALOR SENSIBLE (kW)	CALOR LATENTE (kW)	CALOR TOTAL (kW)	Ta_out (°C)	□
	CFM	TBS (°C)	TBH (°C)	GPM	T (°C)					
1	800	26,7	19,4	6,16	6,7	4,76139	1,43652	6,19791	17,408	79,4938
2	900	26,7	19,4	6,16	6,7	4,9918	1,46355	6,45473	18,0287	77,3801
3	1100	26,7	19,4	6,16	6,7	5,37027	1,48087	6,85114	19,0445	74,0689
4	1400	26,7	19,4	6,16	6,7	5,85316	1,51187	7,36503	20,1248	70,5616
<b>5</b>	<b>1600,99</b>	<b>26,7</b>	<b>19,4</b>	<b>6,16</b>	<b>6,7</b>	<b>6,09827</b>	<b>1,4866</b>	<b>7,58488</b>	<b>20,6968</b>	<b>68,83</b>
6	1800	26,7	19,4	6,16	6,7	6,3336	1,48335	7,81695	21,1463	67,4347
7	2000	26,7	19,4	6,16	6,7	6,52024	1,43896	7,9592	21,545	66,2789
8	2200	26,7	19,4	6,16	6,7	6,69834	1,40406	8,1024	21,8785	65,3011
9	2400	26,7	19,4	6,16	6,7	6,87337	1,38319	8,25656	22,1595	64,6408
10	2500	26,7	19,4	6,16	6,7	6,98372	1,41164	8,39537	22,271	64,0748

Fuente. Autores

Observando la tabla anterior se puede apreciar lo siguiente:

Para el calor sensible, el aumento es progresivo es decir es un aumento continuo pero no proporcionado entre uno y otro valor, que está alrededor de menos de 1 kW. En la siguiente figura se observa los puntos graficados de la tabla de estas dos variables.

**Figura 59. Flujo de aire vs Calor sensible**

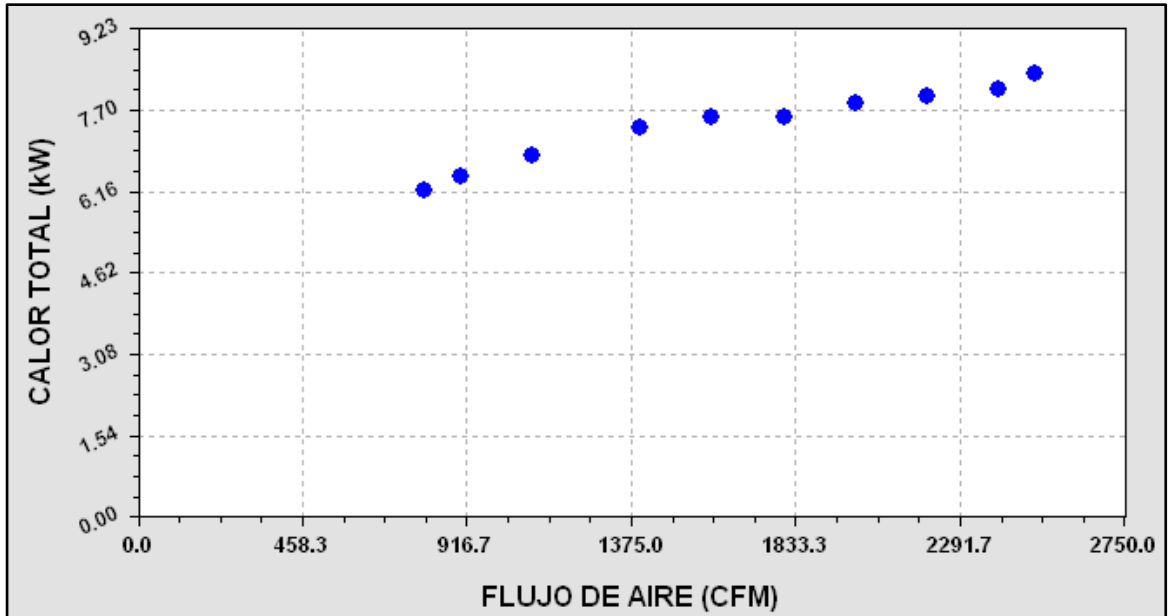


Fuente. Autores

Para el calor latente, a medida que aumenta el flujo de aire, disminuye el calor latente, lo cual es coherente con el fenómeno registrado ya que a mayor flujo de aire más turbulencia externa lo cual hace que el coeficiente convectivo de calor aumente junto con el coeficiente difusivo del potencial de masa.

Para el calor total, a medida que aumenta el flujo de aire, aumenta el calor total, lo cual concluye que siendo el calor total la suma del latente y el sensible, y respectivamente, el primero disminuyendo y el segundo aumentando, el comportamiento del total se ve influenciado mucho más por el sensible ya que hay más proporción de este en comparación con el latente, sin embargo mientras más caiga el latente menor va a ser el aumento del total.

Figura 60. Flujo de aire vs Calor total



Fuente. Autores

Para la temperatura de bulbo seco a la salida, el aumento es progresivo es decir es un aumento continuo pero no proporcionado entre uno y otro valor, lo cual se ve reflejado en el resultado de calor sensible extraído.

Para la humedad relativa a la salida, a medida que aumenta el flujo de aire, disminuye, lo cual se ve reflejado en el resultado de calor latente extraído.

Tabla 33. Efecto de la variación de la temperatura del bulbo seco de aire sobre las condiciones de salida del aire y de los calores extraídos por la unidad

ITEM	DATOS DE ENTRADA PARA LA UMA MODELO 4 YG NF=3					DATOS DE SALIDA DEL PROGRAMA				
	AIRE			AGUA		CALOR SENSIBLE (kW)	CALOR LATENTE (kW)	CALOR TOTAL (kW)	Ta_out (°C)	□
	CFM	TBS (°C)	TBH (°C)	GPM	T (°C)					
1	1600,99	20	19,4	6,16	6,7	3,28999	4,3753	7,66529	17,1749	97,8072
2	1600,99	21	19,4	6,16	6,7	3,72432	3,95756	7,68187	17,6542	92,826
3	1600,99	22	19,4	6,16	6,7	4,12996	3,50399	7,63396	18,2357	88,0875
4	1600,99	24	19,4	6,16	6,7	7,62104	2,64735	7,62104	19,2839	79,3226
<b>5</b>	<b>1600,99</b>	<b>26,7</b>	<b>19,4</b>	<b>6,16</b>	<b>6,7</b>	<b>6,09827</b>	<b>1,4866</b>	<b>7,58488</b>	<b>20,6968</b>	<b>68,83</b>
6	1600,99	28	19,4	6,16	6,7	6,65204	0,949893	7,60103	21,3604	64,2661
7	1600,99	29	19,4	6,16	6,7	7,05148	0,505427	7,5569	21,8914	60,9616
8	1600,99	30	19,4	6,16	6,7	10,8688	0,204196	11,073	22,4097	57,4753
9	1600,99	31	19,4	6,16	6,7	15,2202	0,0461591	15,2663	22,9544	53,691
10	1600,99	33	19,4	6,16	6,7	19,2083	0	19,2083	24,1408	45,7631

Fuente. Autores

Observando la tabla anterior se puede apreciar lo siguiente:

Para el calor sensible, cuando se incrementa el bulbo seco paulatinamente crece el calor sensible, sin embargo su incremento no es proporcionado entre uno y otro grado de bulbo seco, siendo el delta de calor sensible más pequeño cuando las temperaturas de bulbo seco y bulbo húmedo de entrada son próximas entre ellas, es decir, cuando la  $T_{bs}=20\text{ }^{\circ}\text{C}$  y la  $T_{bh}=19.4\text{ }^{\circ}\text{C}$ .

Para el calor latente, cuando se incrementa el bulbo seco paulatinamente decrece el calor latente, ya que la humedad absoluta de entrada se reduce lo cual implica reducción del potencial de masa, esto se reafirma con los datos de la tabla en donde se ve que a medida que se aleja la  $T_{bs}$  de la  $T_{bh}$  decrece el calor latente hasta aproximarse a cero.

Para el calor total, cuando se incrementa el bulbo seco paulatinamente crece el calor total, ya que la humedad absoluta de entrada se reduce lo cual implica reducción del potencial de masa, esto se reafirma con los datos de la tabla en donde se ve que a medida que se aleja la  $T_{bs}$  de la  $T_{bh}$  decrece el calor latente hasta aproximarse a cero.

Para la temperatura de bulbo seco a la salida, el aumento es progresivo es decir es un aumento continuo pero no proporcionado entre uno y otro valor, lo cual se ve reflejado en el resultado de calor sensible extraído.

Para la humedad relativa a la salida, a medida que aumenta el flujo de aire, disminuye, lo cual se ve reflejado en el resultado de calor latente extraído.

Tabla 34. Efecto de la variación del bulbo húmedo de aire sobre las condiciones de salida del aire y de los calores extraídos por la unidad

ITEM	DATOS DE ENTRADA PARA LA UMA MODELO 4 YG NF=3					DATOS DE SALIDA DEL PROGRAMA				
	AIRE			AGUA		CALOR SENSIBLE (kW)	CALOR LATENTE (kW)	CALOR TOTAL (kW)	Ta_out (°C)	□
	CFM	TBS (°C)	TBH (°C)	GPM	T (°C)					
1	1600,99	26,7	16	6,16	6,7	13,8298	0	13,8298	20,2963	47,4652
2	1600,99	26,7	17	6,16	6,7	14,2802	0	14,2802	20,2946	55,2462
3	1600,99	26,7	18	6,16	6,7	9,18051	0,197547	9,37806	20,3632	62,4413
4	1600,99	26,7	18,5	6,16	6,7	6,22081	0,58453	6,80534	20,4842	64,8997
5	1600,99	26,7	19	6,16	6,7	6,15405	1,08358	7,23763	20,6008	67,0777
<b>6</b>	<b>1600,99</b>	<b>26,7</b>	<b>19,4</b>	<b>6,16</b>	<b>6,7</b>	<b>6,09827</b>	<b>1,4866</b>	<b>7,58488</b>	<b>20,6968</b>	<b>68,83</b>
7	1600,99	26,7	20	6,16	6,7	5,99793	2,08057	8,0785	20,8565	71,4736
8	1600,99	26,7	21	6,16	6,7	5,84442	3,11786	8,96229	21,1138	75,9172
9	1600,99	26,7	21,5	6,16	6,7	5,75935	3,63979	9,39914	21,2512	78,1536
10	1600,99	26,7	22	6,16	6,7	5,68551	4,18668	9,87219	21,3799	80,4053

Fuente. Autores

Observando la tabla anterior se puede apreciar lo siguiente:

Para el calor sensible, cuando se incrementa el bulbo húmedo paulatinamente decrece el calor sensible; el decremento es pronunciado cada vez más que aumenta en un grado la temperatura de bulbo húmedo a la entrada.

Para el calor latente, cuando se incrementa el bulbo húmedo paulatinamente el calor latente aumenta, lo cual implica ampliación del potencial de masa, esto se reafirma con los datos de la tabla en donde se ve que a medida que acerca la  $T_{bh}$  de la  $T_{bs}$ , el calor latente aumenta vertiginosamente, pero debe notarse que este tipo de proceso no es recomendable para lograr el confort de las personas.

Para el calor total, cuando se incrementa la temperatura de bulbo húmedo a la entrada del serpentín paulatinamente decrece el calor total, ya que se observa la fuerte dependencia del calor total al calor sensible, pues el potencial de transferencia de calor debido a la variación de temperatura es de mayor peso que el de humedades absolutas.

Para la temperatura de bulbo seco a la salida, la disminución es progresiva es decir es un decremento continuo pero no proporcionado entre uno y otro valor, lo cual se ve reflejado en la reducción del calor sensible extraído.

Para la humedad relativa a la salida, a medida que aumenta el flujo de aire, aumenta, lo cual se ve reflejado en la elevación del calor latente extraído.

Tabla 35. Efecto de la variación del flujo del agua sobre las condiciones de salida del aire y de los calores extraídos por la unidad

ITEM	DATOS DE ENTRADA PARA LA UMA MODELO 4 YG NF=3					DATOS DE SALIDA DEL PROGRAMA				
	AIRE			AGUA		CALOR SENSIBLE (kW)	CALOR LATENTE (kW)	CALOR TOTAL (kW)	Ta_out (°C)	□
	CFM	TBS (°C)	TBH (°C)	GPM	T (°C)					
1	800	26,7	19,4	4,8	6,7	5,61743	0,844966	6,4624	21,1149	68,9591
2	900	26,7	19,4	5	6,7	5,65211	0,892386	6,54449	21,0848	68,9478
3	1100	26,7	19,4	5,7	6,7	5,66962	0,916522	6,58614	21,0697	68,9412
4	1400	26,7	19,4	6	6,7	5,66962	0,916522	6,58614	21,0697	68,9412
<b>5</b>	<b>1600,99</b>	<b>26,7</b>	<b>19,4</b>	<b>6,16</b>	<b>6,7</b>	<b>6,09827</b>	<b>1,4866</b>	<b>7,58488</b>	<b>20,6968</b>	<b>68,83</b>
6	1800	26,7	19,4	7	6,7	7,13554	2,75538	989.092	19,7857	68,8333
7	2000	26,7	19,4	7,5	6,7	7,28386	2,92695	10,2108	19,6546	68,8517
8	2200	26,7	19,4	8	6,7	7,41508	3,07745	10,4925	19,5385	68,8691
9	2400	26,7	19,4	8,5	6,7	7,52955	3,20719	10,7367	19,437	68,8875
10	2500	26,7	19,4	9	6,7	7,61095	3,29882	10,9098	19,3648	68,9015

Fuente. Autores

Observando la tabla anterior se puede apreciar lo siguiente:

Para el calor sensible, cuando se incrementa el flujo de agua dentro del serpentín paulatinamente crece el calor sensible; el crecimiento es mucho menor al registrado en la variación de  $T_{bs}$ , esto se debe a que al aumentar la rata de flujo del agua, el calor total a extraer es mayor por tanto se observa un crecimiento en el calor sensible pero sin embargo, es mucho menor al observado en el calor latente.

Para el calor latente, cuando se incrementa el flujo de agua dentro del serpentín ocurre un crecimiento mucho mayor que el registrado en el calor sensible. Y es debido a que el potencial de temperaturas afecta más directamente al calor sensible mientras que este cambio afecta mucho más al latente sin ser igual el incremento que se produce por variación de la temperatura de bulbo húmedo del aire a la entrada del serpentín.

Para el calor total, siendo el calor total función de la rata de flujo del agua, un incremento de la rata de flujo del agua representa un aumento proporcional en el calor total a extraer.

Para la temperatura de bulbo seco a la salida, cuando la rata de flujo del agua aumenta, la turbulencia interna aumenta haciendo que el coeficiente interno convectivo crezca, en decremento de la caída de temperatura del agua y por ende de las condiciones del aire a la salida.

Para la humedad relativa a la salida, ocurre un decremento cuando la rata de flujo del agua aumenta, debido la turbulencia interna ya que el coeficiente interno convectivo crece, en decremento de la caída de temperatura del agua y por ende de las condiciones del aire a la salida.

### **4.3 COMPARACIÓN Y ANÁLISIS DE LOS RESULTADOS DE LA HERRAMIENTA TENIENDO EN CUENTA LA EVOLUCIÓN DEL AIRE AL PASO POR LAS FILAS DEL SERPENTÍN**

También se efectuó un análisis de la evolución del aire cuando el fluido de trabajo es agua para conocer el comportamiento de las condiciones de salida del aire y de los calores extraídos.

#### **4.3.1 Análisis del Efecto de las condiciones de entrada de los fluidos de trabajo**

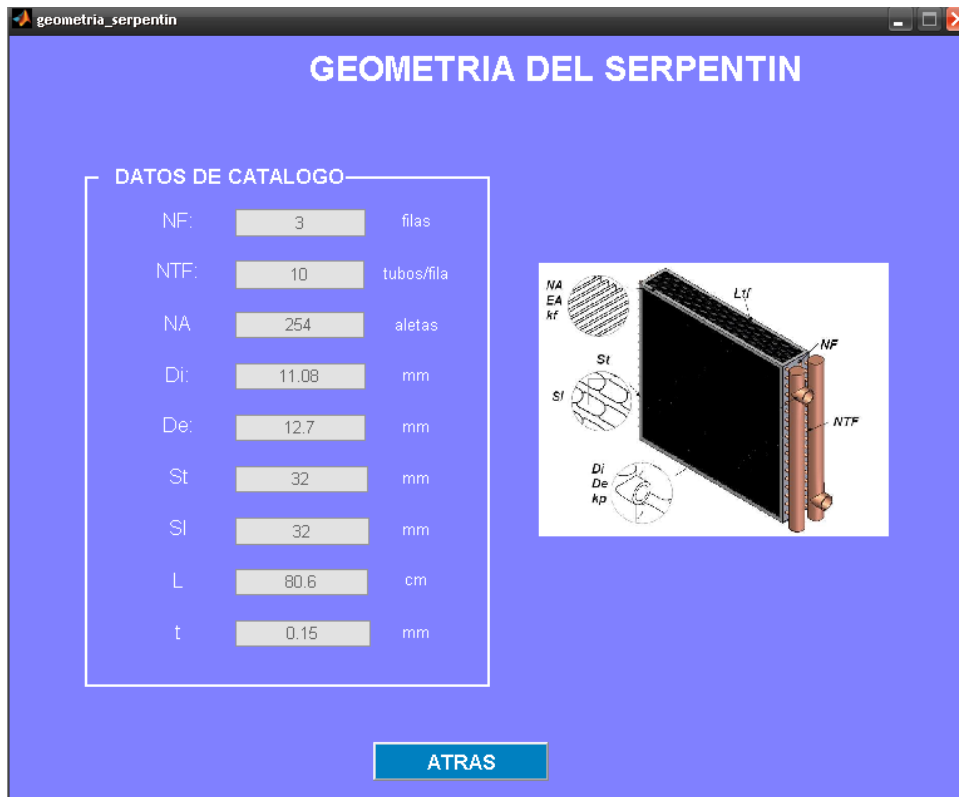
Para ilustrar lo anterior, se tomó como referencia el modelo 2 YG del catálogo de York con número de filas tres (NF=3) cuya geometría se muestra en la figura n. y con las siguientes condiciones de entrada:

- Flujo de aire: 800,496 CFM
- Presión atmosférica: 101.325 kPa
- Temperatura de bulbo seco de entrada del aire: 26,7
- Temperatura de bulbo húmedo de entrada del aire: 19,4
- Flujo del agua: 3,52 GPM
- Temperatura de entrada del agua: 6,7

Se calculo para diferentes CFM en el Modelo 2 YG NF=3, la evolución del aire por filas tanto la temperatura de bulbo seco, humedad relativa y el cambio de los calores al paso por el serpentín enfriador, tal como se muestran en la siguiente tabla:

Tabla. Variación de las condiciones de salida del aire y de los calores extraídos al paso por cada fila

Figura 61. Geometría del modelo 2 YG del catalogo de York con NF=3



Fuente. Autores

**Tabla 36. Variación de las condiciones de salida del aire y de los calores extraídos al paso por cada fila**

<b>UNIDAD MANEJADORA MODELO 2 YG NF=3</b>								
<b>NF/CFM</b>	<b>400,496</b>				<b>800,496</b>			
	<b>Qt</b>	<b>QI</b>	<b>Ta_out</b>	<b>□</b>	<b>Qt</b>	<b>QI</b>	<b>Ta_out</b>	<b>□</b>
1	1014,45	160,49	22,89	62,41	1089,30	76,77	24,44	58,01
2	988,46	326,04	19,96	70,60	1155,44	280,48	22,50	63,71
3	947,66	402,21	17,58	76,22	1211,53	432,13	20,78	68,22
<b>Condición salida de la UMA</b>	2950,57	888,74	17,58	76,22	3456,27	789,38	20,78	68,22
<b>NF/CFM</b>	<b>1500,496</b>				<b>2800,496</b>			
	<b>Qt</b>	<b>QI</b>	<b>Ta_out</b>	<b>□</b>	<b>Qt</b>	<b>QI</b>	<b>Ta_out</b>	<b>□</b>
1	1202,04	6,17	25,27	55,51	2121,64	0	25,70	54,14
2	1268,89	184,11	23,99	59,47	2122,71	0	24,78	57,19
3	1389,75	381,23	22,80	62,84	1267,62	69,46	24,02	59,76
<b>Condición salida de la UMA</b>	3860,68	571,51	22,80	62,84	5511,97	69,46	24,02	59,76

Fuente. Autores

De los resultados obtenidos de la grafica anterior se puede concluir lo siguiente:

- Que a medida que aumenta el número de filas en una unidad manejadora de aire: el calor latente, la temperatura de bulbo seco y la humedad relativa de la salida van aumentando paulatinamente.
- También que a mayor CFM la evolución de la temperatura y el calor latente se va reduciendo tanto la total de la salida del serpentín como la parcial por filas.
- Para un aumento grande de las CFM, ejemplo: 2800,496 CFM el calor total es muy grande (5511,97 W) en comparación con el de 400,496 CFM (2950,57 w). Sin embargo, el calor latente es mayor para el segundo que para el primero (888,74 W contra 69,46 W), si esta unidad con 2800,496 CFM se colocara en Bucaramanga no funcionaria bien ya que el aire tiene humedad relativa mayor a 70% lo cual hace que se requiere disponibilidad de extraer humedad para lograr el confort humano en un recinto cerrado.

#### **4.4 COMPARACIÓN Y ANÁLISIS DE LOS RESULTADOS DE LA HERRAMIENTA TENIENDO EN CUENTA LA VARIACION DEL NUMERO DE FILAS**

En las siguientes tablas se realizo cambio a la geometría del modelo YG 02 y la unidad de expansión directa R1MX 018. La geometría fue modificada al cambiar el número de filas de la unidad. El cambio de número de filas se realizo manteniendo el flujo del refrigerante (Agua o R-22) constante.

##### **Condiciones de entrada para la unidad YG York 02**

Temperatura de bulbo seco a la entrada  $T_{bs}=26.7^{\circ}\text{C}$

Temperatura de bulbo húmedo a la entrada  $T_{bh}=19.4^{\circ}\text{C}$

Presión atmosférica=101.325kpa

**Tabla 37. Variación de la geometría para la unidad YG York 02**

CATALOGOS YG YORK 02						
Flujo de agua (Kg/s)	NF (filas)	TSH Programa (Kw)	TLH Programa(Kw)	TH Programa(Kw)	T programa (°C)	Humedad (%)
3.52	3	3.0495	0.533	3.5825	20.606	70.28
3.52	4	5.267	0.595	5.85	19.5	75.1
3.52	6	6.08	0.922	7.002	17.52	82.68
3.52	8	7.161	1.6508	8.8118	15.47	88.37

Fuente. Autores

De la tabla anterior se observa:

- Manteniendo el flujo constante y cambiando el número de filas al modelo 2 YG del catalogo de York, ocurre un aumento en el calor sensible mucho más grande que el que se registra con el calor latente, lo cual conlleva a ampliar el calor total.

**Condiciones de entrada para la unidad R1MX 018**

Temperatura de bulbo seco a la entrada  $T_{bs}=23.5^{\circ}\text{C}$

Temperatura de bulbo húmedo a la entrada  $T_{bh}=16.67^{\circ}\text{C}$

Se asumió una temperatura de subenfriamiento= $2^{\circ}\text{C}$

Y se asumió una temperatura de alta= $35^{\circ}\text{C}$

Presión atmosférica=101.325 kPa

**Tabla 38. Variación de la geometría para R1MX 018**

<b>CATALOGO FANCOIL R1MX YORK 018</b>						
<b>Flujo de Refrigerante R22 (Kg/s)</b>	<b>NF (filas)</b>	<b>TSH Programa (Kw)</b>	<b>TLH Programa(Kw)</b>	<b>TH Programa(Kw)</b>	<b>T programa (°C)</b>	<b>Humedad (%)</b>
0.02	3	3.022	1.527	4.549	12	76.64
0.02	4	3.56	1.884	5.444	10.13	83.7
0.02	6	4.278	2.415	6.693	7.71	92.43
0.02	8	4.7	2.76	7.46	6.66	97

Fuente. Autores

De la tabla anterior se observa:

- Lo mismo que ocurre con el modelo del agua sólo que el incremento en el calor latente es un tanto mayor para refrigerante R-22.

## CONCLUSIONES

- La herramienta computacional permite comprobar y / o determinar la capacidad de retirar calor y las condiciones de salida del aire (Temperatura, humedad) en las unidades enfriadoras ya sea de expansión directa o enfriadas por agua cuando operan por datos del fabricante o personalizada.
- La comparación entre la herramienta computacional desarrollada en Matlab y la información suministrada por los fabricante (Catálogos) permitieron establecer en:

### a) Unidades de expansión directa

- El error que se presenta en los resultados obtenidos respecto de la temperatura, carga sensible, carga latente de los diferentes modelos de fancoils R1MX de York son los siguientes:

CATALOGO R1MX - YORK R22					
Modelo	T evaporización R22 (°C)	error carga latente (%)	error carga sensible (%)	Error humedad relativa (%)	Error Temperatura (%)
12	4.44	4.34210526	13.13868613	9.23376623	4.39164867
12	7.22	6.42857143	9.583333333	10.3924051	5.53333333
18	4.44	2.94871795	1.67721519	5.23809524	3.7437005
18	7.22	9.25925926	3.636363636	2	4.49871465
24	4.44	1.92307692	2.891566265	3.14102564	9.35595568
24	7.22	3.4375	2.486187845	0.74683544	5.84832905
30	4.44	2.27272727	5.426356589	5.17435897	11.3573407
30	7.22	6.52173913	0.722100656	4.9	7.00514139
36	4.44	6.92307692	4.753521127	5.17435897	8.4
36	7.22	12.8205128	1.972386588	10.34567	6.20732464

Fuente: Autores

### b) Unidades enfriada por agua

Los resultados obtenidos respecto de la temperatura, carga sensible, carga latente evaluado por la herramienta para la unidad manejadora YG York difieren con la del fabricante de la siguiente manera:

CATALOGO YG YORK				
Modelo	Error carga latente (%)	Error carga sensible (%)	Error humedad relativa (%)	Error Temperatura (%)
7	10	10.1	8.11	9.35
3	6.33	6.44	8.98	6.1
9	5.54	5.567	6.778	3.72

CATALOGO YG YORK				
Modelo	Error carga latente (%)	Error carga sensible (%)	Error humedad relativa (%)	Error Temperatura (%)
30	6.99	6.23	5.66	7.00514139
12	8.33	4.04	5	8.4

Fuente: autores

- La herramienta permite al usuario modificar los datos en cualquier momento del proceso, lo que posibilita el análisis de múltiples situaciones, con variar uno o más parámetros en un mismo problema. Esta herramienta resulta ser útil debido a que se adapta a las necesidades del usuario para determinar un análisis más exacto sobre el efecto de cada variable en el desempeño de las unidades manejadoras.
- La comparación de la herramienta computacional y a las pruebas tomadas de la Unidad manejadora de aire para agua helada, marca Páramo ubicada en el edificio de ciencias humanas sala de cómputo de la Universidad Industrial de Santander se pudo concluir que:
  - a. La unidad evaluada según el criterio de la herramienta se encuentra con una humedad relativa del 100%
  - b. Los errores promedios que difieren entre carga latente, carga total y temperatura y humedad relativa son:
    - ❖ Carga latente. (10%)
    - ❖ Carga total (6%)
    - ❖ Temperatura de salida (20%)
    - ❖ Humedad relativa (29%)
- Los porcentajes de error que se presentaron en los resultados obtenidos en la herramienta computacional en relación a unidades reales están dentro de los rangos aceptables. La HTRI (Heat Transfer Research Institute) considera después de múltiples y cuidadosas investigaciones que los errores presentados en experimentos de laboratorios están en el rango de  $\pm 15\%$ . Ref. Solution of Shell Side Flow Pressure Drop and Heat Transfer By Stream. Analysis Method.No. 62 Vol. 65, J.W Pal and Jerry Tabor

## RECOMENDACIONES

- Se recomienda incluir más catálogos de unidades manejadoras dentro de las bases del programa para crear versiones futuras más completas del programa obteniendo posiblemente un porcentaje de error más favorable.
- Se recomienda probar otras correlaciones experimentales para calcular el coeficiente de transferencia de ebullición-forzada en tubos horizontales para refrigerante R-22.
- Se recomienda probar otros modelos de transferencia de calor para la superficie de la unidad enfriadora seca- húmeda al paso del aire.
- Se recomienda leer el manual de usuario del funcionamiento del programa antes de ingresar a evaluar unidades manejadoras.

## REFERENCIAS BIBLIOGRAFICAS

- [1] **CENGEL Yunus.** Termodinámica. Cuarta Edición. Editorial McGraw Gill. Capítulo 12 Mezclas de gases. Capítulo 13 Mezcla de gas vapor y Acondicionamiento de aire.
  
- [2] **MARADEY Juan F.** Termodinámica Aplicada. Ediciones UIS. Capítulo 2 Equilibrio de Fases
  
- [3] **CARRIER AIR CONDITIONING.** Manual de aire acondicionado. Boixareu Editores. Capítulo 8 Empleo del Diagrama Psicrometrico. 1980. Págs. 109-125.
  
- [4] **QUADRI Néstor.** Sistemas de Aire Acondicionado. Primera Edición. Capítulo 2 Confort Térmico. 2001
  
- [5] **CENGEL Yunus.** Thermodynamics.Fifth edition. Chapter 14 Mixture of gas-vapor and air conditioning.
  
- [6] **CENGEL Yunus.** Transferencia de calor. Segunda edición. Capítulo 13 Intercambiadores de calor y Capítulo 3 Conducción de calor en estado estable 2008
  
- [7] **ASHRAE.** Handbook de Refrigeración. Capítulo 15 Sistemas de aire: componentes-ventiladores, serpentines, filtros y deshumidificadores. 2002
  
- [8] **INCROPERA De Witt.** Transferencia de calor. Capítulo 11 Intercambiadores de calor. Cuarta Edición.

- [9] **GELVEZ A. Omar.** Transferencia de calor. Capítulo 9 Intercambiadores de calor. Págs. 250-255.
- [10] **MILLS A. F.** Transferencia de calor. Capítulo 8 Intercambiadores de calor. Capítulo 4 Fundamentos y correlaciones de la convección. Primera edición.
- [11] **FERNANDEZ D. Pedro.** Transferencia de Calor, capítulo X Superficies ampliadas de sección transversal variable.
- [12] **McQUISTON Faye C.** Heating, Ventilating, and Air Conditioning Analysis and Design. Chapter 14 Extended surface heat exchangers. Fourth Edition.
- [13] **KAKAC.** Boilers, evaporators, and Condenser. Chapter 12 Evaporators and condensers for refrigeration and air-conditioning systems. Editorial John Wiley & Sons, Inc 1991.
- [14] **PITA Edward.** Principios y Sistemas de Refrigeración. Termodinámica del ciclo de refrigeración por compresión de vapor. Págs.86-87. Editorial Limusa. 2006
- [15] **ASHRAE.** Handbook de Aire Acondicionado y refrigeración. Capítulo 9. Refrigerantes, ciclos de refrigeración y sistemas de refrigeración. Pás. 26-27. Año 2001

## **PAPERS:**

- Pirompugd W, Wang.C.C., Wongwises S.A fully wet and fully dry tiny circular fin method for heat and mass transfer characteristics for plain fin-and-tube heat exchangers under dehumidifying conditions, by W.. J.Heat Transfer 129 (9)(2007).
  
- Kandlikar S. G., A general correlation for saturated two-phase flow boiling heat transfer inside horizontal and vertical tubes, by W.. J Heat Transfer 112 (1990)

## **ANEXOS**

**ANEXO A. MANUAL TECNICO DE COMFORT PACKAGE FAN & COIL UNIT-  
YG CAPACIDADES DE 1360 A 10200 m3/h**

## CLIMATIZADOR DE AR – MODELO YG



**MANUAL TÉCNICO  
COMFORT PACKAGE FAN & COIL UNIT - YG  
CAPACIDADES DE 1.360 A 10.200 m<sup>3</sup>/h**

## ÍNDICE

1. CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS.....	2
2. NOMENCLATURA MÓDULO TROCADOR E VENTILADOR.....	7
3. CÓDIGOS DOS CIRCUITOS SERPENTINA RESFRIAMENTO.....	9
4. NOMENCLATURA CAIXA DE FILTRAGEM.....	10
5. SELEÇÃO GABINETE.....	11
6. SOFTWARE SELEÇÃO ECLIMA.....	11
7. TABELA DADOS TÉCNICOS.....	12
8. DESEMPENHO TÉRMICO.....	13
9. CIRCUITOS SERPENTINA DE RESFRIAMENTO.....	14
10. DIÂMETROS COLETORES SERP. RESFRIAMENTO.....	15
11. DADOS SERPENTINA DE AQUECIMENTO.....	16
12. RESISTÊNCIA ELÉTRICA.....	17
13. COMBINAÇÃO FILTROS.....	18
14. TIPOS E QUANTIDADES DE FILTROS.....	19
15. POSIÇÕES DE INSUFLAMENTO.....	20
16. OPÇÕES MOTORES.....	20
17. DADOS MOTORES STANDARD.....	21
18. DADOS MOTORES ALTO RENDIMENTO.....	21
19. DESEMPENHO VENTILADOR.....	22
20. DADOS DIMENSIONAIS.....	25
21. DISPOSIÇÃO DOS MÓDULOS POSIÇÃO VERTICAL.....	26
22. DISPOSIÇÃO DOS MÓDULOS POSIÇÃO HORIZONTAL.....	26
23. ACÚSTICA.....	27
24. ESPECIFICAÇÃO TÉCNICA.....	26

## 1. CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS

### CONCEPÇÃO

- Os climatizadores de ar modelo YG - **COMFORT**<sup>®</sup> são fornecidos em módulo único visando oferecer ao cliente um equipamento compacto e de simples instalação.

- Estão disponíveis em 12 modelos, cobrindo vazões de ar de 1.360 a 10.200 m<sup>3</sup>/h, e em sete diferentes posições de insuflamento de ar, incluindo a posição down-flow;

### PRINCIPAIS CARACTERÍSTICAS CONSTRUTIVAS

#### GABINETE

- De construção robusta, em módulo único, o gabinete é construído com perfis extrudados de alumínio de auto-encaixe acoplados a cantos especiais de material termoplástico;

- Os painéis são do tipo parede dupla rígida, de 25mm de espessura, revestidos interna e externamente com chapa de aço pré-pintado, pintados na cor branco-gelo e o seu núcleo isolante é em poliuretano expandido;

- A estanqueidade do gabinete é garantida por meio de gaxetas auto-adesivas de borracha esponjosa, não higroscópica;

- No mínimo um painel lateral e um painel frontal são removíveis. Os mesmos estão fixados através de parafusos de fácil remoção e são também providos de puxadores facilitando o acesso aos componentes internos do equipamento;

- Os módulos são fornecidos com pés de apoio, fabricados em chapa de aço galvanizado, com altura de 110 mm;

## 1. CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS (cont.)

### VENTILADOR

- O(s) ventilador (es) centrífugo(s) são de dupla aspiração, de pás curvadas para frente do tipo "sirocco", dimensionados para atender pressão estática total de até 60 mmca. São construídos em chapa de aço com tratamento anticorrosivo, e os rotores são balanceados dinamicamente e estaticamente;
- O conjunto ventilador / motor é montado sobre uma base anti-vibrante, com coxins de borracha sintética para ventiladores Sirocco e coxins de mola para ventiladores Limit-load

### MOTOR

- O motor elétrico, trifásico, para tensão de projeto de 60 ciclos, 3 fases, IV pólos, montado internamente ao gabinete com grau de proteção IP55, grau de isolamento classe "B", conforme Norma EB 120 da ABNT e fator de serviço 1,15.
- O acoplamento ao motor é feito através de polias e correias trapezoidais do tipo V, sendo a polia do motor ajustável para motores de até 5 CV;

### SERPENTINA DE RESFRIAMENTO

- A serpentina é construída com tubos de cobre sem costura, de diâmetro externo de 12,7 mm;
- Os tubos são montados em arranjo triangular desencontrado com 32 mm de distância entre centros na vertical, tendo as fileiras de tubo na profundidade, uma distância de 32 mm e podem ser fabricadas com 3, 4, 6 e 8 filas;
- As aletas são corrugadas, fabricadas em alumínio e perfeitamente fixadas aos tubos por meio de expansão hidráulica. O distanciamento entre aletas é proporcionado nos colarinhos e podem ser fabricadas nas opções de 8 ou 12 aletas por polegada;
- As soldas das curvas, coletores e acessórios são feitas com material de conteúdo mínimo de 2% de prata;

## 1. CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS (cont.)

- As cabeceiras e requadros da serpentina são construídas em chapas de aço galvanizado, espessura de 1,5 mm;
- Os coletores da serpentina são fabricados em tubos de cobre e providos de luvas soldadas em latão com rosca do tipo BSP, para conexão à rede hidráulica.
- Os coletores são dotados de dispositivo de purga de ar e dreno de água;

### BANDEJA

- A bandeja de recolhimento do condensado é fabricada em material termo plástico, do tipo ABS e isolada termicamente com poliuretano expandido;
- A bandeja de recolhimento do condensado possui arestas curvas com caimento no sentido longitudinal do equipamento. A conexão de dreno é localizada na parte inferior da bandeja e possui conexão do tipo 7/8" e adaptador solda 40mm em PVC.

### FILTROS DE AR

- Os filtros são alojados em armações metálicas (caixilhos), de remoção frontal sem a necessidade do uso de ferramentas.
- As armações metálicas (caixilhos) possuem quatro diferentes opções de espessura de filtros como segue:
  - Filtro de 25 mm (1");
  - Combinação de dois filtros de 25 mm (1");
  - Filtro de 50 mm (2");
  - Combinação de um filtro de 25 mm (1") e um filtro de 50 mm (2");
- As seguintes opções de classes de filtros estão disponíveis:
  - Filtro do tipo metálico lavável, classe G2, espessura de 1";
  - Filtro do tipo manta sintética descartável, classe G4, espessura de 1";

## 1. CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS (cont.)

- Filtro do tipo manta sintética descartável, classe G4, espessura de 2";
- Filtro do tipo manta sintética descartável, classe G3, espessura de 1";
- Porta Mantas para filtro do tipo manta sintética lavável, classe G4, espessura de 1";
- Filtro do tipo manta sintética plissada, classe F5, espessura de 2";
- Filtro do tipo tela de nylon, classe G1 em combinação com G4 Porta Mantas 1"
- Filtro do tipo manta sintética descartável, classe G4, espessura de 1" em combinação com filtro do tipo manta sintética plissada, classe F5, espessura de 2";

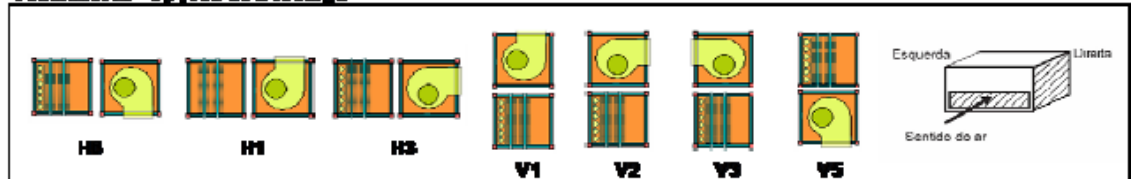
### ACESSÓRIOS / OPCIONAIS

- Módulo caixa de filtração com Dampers de ar de retorno e ar externo;
- Aquecimento por serpentina de água quente ou por resistência elétrica;
- Ventilador limit-load;
- Motor elétrico de alto rendimento;



## 2. NOMENCLATURA MÓDULO TROCADOR E VENTILADOR (cont.)

### Ventiladores - Opções de Descarga



### OBSERVAÇÕES:

- (1) F somente para motores carcaça NEMA (USA);
- (2) Quando o Climatizador for equipado com caixa de mistura, o quadro de filtragem passa a fazer parte da caixa. Neste caso selecionar a opção;
- (3) "Z - sem filtros" para este campo;
- (4) Serpentina de água quente é sempre de 2 filas, 8 aletas/polegada, 4 tubos/circuito e lado de hidráulica igual ao da serpentina de frio. Número máximo de filas até 20TR igual a 8;
- (5) A serpentina de aquecimento deve ser acompanhada de uma serpentina de água gelada
- (6) Posição do damper 100% somente frontal e superior.
- (7) Não é opção na Caixa de Mistura painel de acesso no mesmo lado do damper lateral.
- (8) Não é opção na Caixa de Mistura damper nas posições de montagem superior e inferior simultaneamente
- (9) Posição de descarga V5 e H5 somente climatizador até 20TR Sirocco
- (10) Posição de descarga V5 e H5 somente climatizador até 20TR Sirocco
- (11) Não é opção damper 1 e 2 na mesma posição
- (12) Serpentina DX só é opção para Gabinetes de tamanho 05/08/10/15
- (13) Opção G e F apenas com ventilador Limit Load ou Airfoil.
- (14) Quando a opção serpentina de expansão direta for selecionada não é possível utilizar a serpentina de aquecimento

### 3. CÓDIGOS DOS CIRCUITOS SERPENTINA RESFRIAMENTO

Existem vários tipos de circuitagem disponíveis para as serpentinas de resfriamento. A tabela abaixo mostra os códigos para cada tipo de circuitagem das serpentinas.

Modelo YG	ROWS	TUBOS POR CIRCUITO										
		2	4	6	8	10	12	16	18	20	24	32
02	3	M		A		B						
	4		N		C	D				E		
	6			P		F	G			H		
	8				Q	J		K		L		
03	3	S	A	B			C		D			
	4		E	F	G		H	J				
	6			K	L		M		N		T	
	8				P		Q	R				U
04	3	H		A								
	4	J	B		C							
	6		L	D			E					
	8				F		G					
05	3	R	A	B	C		D	P				
	4	S	E		F			G				
	6		T	H	J		K	L			P	
	8		U		M		N					Q
06	3	R	A	B	C		D					
	4		E		F			G				
	6		T	H	J		K	L			P	
	8				M		N					Q
07	3	R	A	B	C		D					
	4		E		F			G				
	6		T	H	J		K	L			P	
	8				M		N					Q
08	3	A	B	C	D			R				
	4	E	F		G			S				
	6		H	J	K		L	M			T	
	8		N		P			Q				U
09	3	A		B					S			
	4	C	D	E	F		G					
	6		H	J			K		L			
	8		M	N	P		Q		R			
10	3	A	B	C		T				F		
	4	D	E		G	U		P				
	6		H	J	K	L	M			V		
	8		N		Q	R		W		X		S
12	3	A	B	C		X				T		
	4	D	E		F	G						
	6		H	J	K	L	M			W		
	8		N		P	Q		R		S		V
14	3	A		B			S				R	
	4	C	D	E	F		U					
	6		G	H	V		J		K			
	8		L	M	N		P	Q				
15	3	A		B			S				R	
	4	C	D	E	F		U					
	6		G	H	V		J		K			
	8		L	M	N		P	Q				

## 4. NOMENCLATURA CAIXA DE FILTRAGEM

<b>Y</b>	<b>G</b>	<b>1</b>	<b>0</b>	<b>M</b>	<b>B</b>	<b>0</b>	<b>1</b>	<b>B</b>	<b>1</b>	<b>B</b>	<b>L</b>	<b>B</b>
----------	----------	----------	----------	----------	----------	----------	----------	----------	----------	----------	----------	----------

1    2    3    4    5    6    7    8    9    10    11    12    13

### Dígitos 1 e 2

Modelo  
**YG**

### Dígitos 3 e 4

Tamanho do Gabinete:  
**02, 03, 04,**  
**05, 06, 07,**  
**08, 09, 10,**  
**12,14,15**

### Dígito 5

Caixa de Filtragem  
com damper  
**M**

### Dígitos 6

Arranjo:  
**A-** Horizontal Sirocco  
**B-** Vertical Sirocco  
**C-** Horizontal Limit  
Load  
**D-** Vertical Limit Load

### Dígito 7

Tamanho do Damper  
1:  
**0-**Sem Damper  
**A-**100% da vazão

### Dígitos 8

Posição do Damper 1  
(ver desenho)  
(obs.:5,6,7,8 e 9):  
**0-**Sem Damper

**1-**Frontal  
**2-**Superior

### Dígitos 9

Tamanho do Damper  
2:  
**0-**Sem Damper

**A-**100% da vazão  
**B-**20% da vazão

### Dígitos 10

Posição do Damper 2  
(ver desenho)  
(obs.:5,6,7,8 e 9):  
**0-**Sem Damper  
**1-**Frontal  
**2-**Superior

**3-**Lateral esquerda  
**4-**Lateral direita

### Dígito 11

Filtro (obs.:2)(obs.:13):  
**A-** Metálico G2 lavável  
1"  
**B-**G4 descartável 1"  
**C-**G4 descartável 2"  
**D-** Metálico G2 lavável  
1"+G4 descartável 1"  
**E-**G3 descartável  
1"+G4 descartável 1"  
**\*F-**G2 Met. 1"+F8  
plissado (Limit Load)

**\*G-**G4 descartável  
1"+F8 plissado (Limit  
Load)

**\*H-**G4 Porta Mantas +  
F8 Plissado (Limit  
Load)

**I -** G4 Porta Mantas 1"

**J-** G2 Metálico 1" + G4  
Porta Mantas 1"

**K -** G3 descartável 1"  
+ G4 Porta Mantas 1"

**L -** F5 Plissado 2"

**M -** G1 + G4 Porta  
Mantas 1"

**N -** G4 descartável 1"  
+ F5 Plissado 2"

### Dígito 12

Lado de remoção do  
filtro ou acesso  
(olhando entrada de  
ar) (obs. 6)  
**L-**Esquerda

**R-**Direita  
(Lado de remoção não  
permite damper)

### Dígitos 13

Embalagem:  
**E -** Exportação  
**B -** Nacional

## 5. SELEÇÃO DO GABINETE

A tabela abaixo permite uma rápida seleção do gabinete da unidade YG, tendo como base a área de face, vazão de ar e velocidade de face.

Gabinete YG	Velocidade de face (m/s)																	
	1,8			2,2			2,6			2,8			2,8			3		
	VZ (m³/h)	Cap.(TR)	VD(m/s)	VZ (m³/h)	Cap.(TR)	VD(m/s)	VZ (m³/h)	Cap.(TR)	VD(m/s)	VZ (m³/h)	Cap.(TR)	VD(m/s)	VZ (m³/h)	Cap.(TR)	VD(m/s)	VZ (m³/h)	Cap.(TR)	VD(m/s)
02	979	1,4	5,5	1.197	1,8	5,9	1.360	2,00	7,8	1.414	2,1	8,1	1.523	2,2	8,7	1.632	2,4	5,3
03	1.489	2,2	8,4	1.795	2,8	10,3	2.040	3,00	11,7	2.122	3,1	12,2	2.285	3,4	13,1	2.448	3,8	14,0
04	1.958	2,8	8,2	2.394	3,6	10,1	2.720	4,00	11,6	2.839	4,2	11,9	3.046	4,6	12,8	3.264	4,8	13,7
05	2.449	3,8	8,5	2.992	4,4	10,5	3.400	5,00	11,9	3.536	5,2	12,4	3.808	5,8	13,4	4.080	6,0	14,3
06	2.935	4,9	8,1	3.589	5,3	7,5	4.078	6,00	8,5	4.241	8,2	8,9	4.568	8,7	9,6	4.894	7,2	10,2
07	3.427	6,0	7,2	4.188	6,2	8,8	4.759	7,00	10,0	4.960	7,9	10,4	5.331	7,8	11,2	5.711	8,4	12,0
08	3.917	6,8	8,2	4.787	7,0	10,0	5.440	8,00	11,4	5.669	8,9	11,8	6.082	9,0	12,8	6.528	9,6	13,7
09	4.405	8,6	8,2	5.386	7,9	10,0	6.120	9,00	11,4	6.365	9,4	11,8	6.884	10,1	12,7	7.344	10,8	13,6
10	4.895	7,2	7,2	5.984	8,8	8,7	6.800	10,00	9,9	7.072	10,4	10,3	7.616	11,2	11,1	8.160	12,0	11,8
12	5.875	8,8	7,7	7.181	10,8	9,5	8.160	12,00	10,8	8.486	12,6	11,2	9.128	13,4	12,0	9.792	14,4	12,8
14	6.854	10,1	7,2	8.377	12,3	8,8	9.519	14,00	10,0	9.900	14,8	10,4	10.661	15,7	11,2	11.423	16,8	12,0
15	7.344	10,8	7,7	8.976	13,2	9,4	10.200	16,00	10,7	10.609	16,8	11,1	11.424	18,8	12,0	12.240	18,0	12,8

## 6. SOFTWARE SELEÇÃO ECLIMA®

As unidades YG possuem uma ampla variedade de serpentinas, ventiladores, motores e acionamentos para atender as suas necessidades de projeto. O software de seleção do ECLIPSE® permite selecionar o equipamento correto para seu projeto.

### ECLIMA | Tudo em um programa

Seleção, Desenhos, Banco de Dados e Especificações.

<b>1</b>		<p><b>SELEÇÃO</b></p> <ul style="list-style-type: none"> <li>Permite trabalhar com qualquer sistema de unidades;</li> <li>Seleção de unidades de tráfego em câmaras horizontais;</li> <li>Permite a seleção da peça de carga com filtro (fin) ou a lâmina;</li> <li>Cálculo automático das propriedades geométricas;</li> <li>Opções de utilização com válvulas especiais com silenciamento adicional;</li> <li>Permite visualizar todos os ventidoreiros de serpentinas em uma única tela, para a escolha da dimensão necessária.</li> </ul>
<b>2</b>		<p><b>BANCO DE DADOS</b></p> <ul style="list-style-type: none"> <li>Organiza os dados de equipamento segundo as Classes e Orais;</li> <li>Importação e exportação de relatório e outros arquivos.</li> </ul>
<b>3</b>		<p><b>DESENHOS E ESPECIFICAÇÕES</b></p> <ul style="list-style-type: none"> <li>Permite a criação de especificações técnicas, e suas alterações, e Folha para o desenho com as dimensões do equipamento;</li> <li>Permite exportar a especificação técnica ou a folha de dados de equipamento diretamente para o MS Word;</li> <li>Cria o código para a fabricação dos módulos e está código é usado em todo o processo de produção, instalação, manutenção, transporte e montagem.</li> </ul>
<b>4</b>		<p><b>SELEÇÃO DE VÁLVULA DE CONTROLE</b></p> <ul style="list-style-type: none"> <li>O software utiliza os dados de seleção de carga e vazão de água de climatizador para gerar para o controle seleção da válvula correta de duas ou três vias;</li> <li>Envia o código da válvula de controle selecionada.</li> </ul>

## 7. TABELA DADOS TÉCNICOS

Modelo YG		TR	2	3	4	5	6	7	8	9	10	12	14	15		
Vertical	Altura	mm	888	938	1080	1156	1309			1450	1510	1420	1506			
	Profundidade	mm	571		636			685			736					
	Largura	mm	806			1036			1275			1456			1796	
Horizontal	Altura	mm	462	526	586	630	679			749	790	875				
	Profundidade	mm	916		1030	1108	1309			1410						
Modelo do Ventilador			7/7	9/7	10/8	12/12			15/11	15/15	12/9	12/12				
Quantidade de Ventiladores			1						2							
Vazão de Ar	Nominal	m³/h	1360	2040	2720	3400	4080	4760	5440	6120	6800	8160	9520	10200		
	Mínima	m³/h	1224	1836	2448	3060	3672	4284	4896	5508	6120	7344	8568	9180		
	Máxima	m³/h	1496	2244	2992	3740	4488	5236	5984	6732	7480	8976	10472	11220		
Motor	Potência Máxima	CV	1,5	1,5	2	3	3	3	4	4	5	7,5	7,5	7,5		
	Tensão	V/F/Hz	220 - 380 - 440 / 3 / 60													
Transmissão Polia/Correia			Polia do Motor Regulável até 5 CV													
Área Filtros de Ar		m²	0,26	0,30	0,46	0,50	0,68	0,68	0,79	0,88	0,91	1,14	1,29	1,29		
Serpentina	Área de Face	m²	0,16	0,21	0,30	0,38	0,45	0,53	0,60	0,68	0,76	0,91	1,06	1,13		
	Tubos na Altura		10	12	14	16			18	20		24				
	Altura	m	0,32	0,38	0,44	0,51			0,57	0,64		0,76				
	Compr. Aletado	m	0,50	0,56	0,68	0,74	0,89	1,04	1,18	1,19	1,19	1,43	1,39	1,49		
	Aletas	pol	8 e 12													
	Filas	nº	3 - 4 - 6 ou 8													
	Ø Tubos	pol	1/2"													
	Nº de Circuitos	3 filas		3 a 15	2 a 18	7 e 21	3 a 24	4 a 24	4 a 24	3 a 24	3 a 27	3 a 30	3 a 30	3 a 36	3 a 36	
		4 filas		2 a 10	3 a 12	7 a 28	4 a 32	4 a 16	4 a 16	4 a 32	6 a 36	5 a 40	8 a 40	8 a 48	8 a 48	
		6 filas		3 a 10	3 a 12	7 a 21	4 a 24	4 a 24	4 a 24	4 a 24	6 a 27	6 a 30	6 a 30	8 a 36	8 a 36	
8 filas			4 a 10	3 a 12	7 e 14	4 a 32	4 a 16	4 a 16	4 a 32	8 a 36	5 a 40	5 a 40	12 a 48	12 a 48		
Ø Conexão	pol	2 e 3 CIRC=1" 4 a 6 CIRC=1.14" 7 a 10 CIRC=1.1/2" 11 a 20 CIRC=2" 21 a 60 CIRC=2.1/2" Acima 60 CIRC=3"														
Ø Dreno (Bandeja)		pol	7/8"													
Peso de Embarque (kg)	Mód. Trocador	3 filas	58	62	83	89	101	113	126	131	137	164	177	183		
		4 filas	62	67	85	93	107	120	134	141	148	177	188	193		
		6 filas	68	73	93	103	118	133	149	159	165	197	212	219		
		8 filas	73	79	101	112	129	146	163	177	182	217	235	244		
	Mód. Ventilador		63	63	80	85	97	109	122	127	133	167	174	178		
Mód. Caixa de Mistura			42	43	64	66	79	93	107	107	112	135	142	146		

**Observações:**

- 1- Altura: Acrescentar 110 mm na altura devido ao pé de apoio
- 2- Modelo de ventilador: Primeiro número indica o diâmetro do rotor e o segundo número a sua largura em polegadas
- 3- Área de filtragem: É a área total dos filtros de ar
- 4- Potência Máxima: indica a potência do motor elétrico prevista no dimensional do gabinete
- 5- Peso indicado refere-se ao módulo com o máximo motor e a serpentina sem água.

## 8. DESEMPENHO TÉRMICO

Modelo YG	2	3	4	5	6	7	8	9	10	12	14	15
<b>Vazão de Ar Nominal (m³/h)</b>	<b>1.360</b>	<b>2.040</b>	<b>2.720</b>	<b>3.400</b>	<b>4.080</b>	<b>4.760</b>	<b>5.440</b>	<b>6.120</b>	<b>6.800</b>	<b>8.160</b>	<b>9.520</b>	<b>10.200</b>
<b>3 Filas</b>												
Capacidade Total (kcal/h)	4.145	6.864	7.882	12.038	14.119	16.828	18.116	20.496	22.754	28.276	27.104	35.703
Capacidade Sensível (kcal/h)	3.189	1.902	6.258	8.421	9.991	11.762	13.124	14.861	16.509	20.084	18.353	25.184
Fator de Calor Sensível	0,77	0,28	0,79	0,70	0,71	0,70	0,72	0,73	0,73	0,71	0,68	0,71
Capacidade Latente (kcal/h)	956	4.962	1.624	3.616	4.128	5.067	4.992	5.635	6.245	8.192	8.751	10.519
Temp. Saída Búlo Seco (°C)	18,3	18,0	18,5	17,9	18,0	17,9	18,1	18,0	18,0	17,9	19,8	17,9
Temp. Saída Búlo Úmido (°C)	15,3	14,8	15,6	14,5	14,6	14,5	14,8	14,8	14,8	14,6	15,5	14,6
Vazão de Água (m³/h)	0,8	1,3	1,4	2,3	2,8	3,2	3,3	3,7	4,1	5,1	4,9	6,5
ΔP água (mca)	0,4	1,5	0,2	3,4	1,7	2,8	1,3	1,3	1,3	2,5	2,2	2,9
Número de circuitos	3	3	7	4	6	6	8	9	10	10	10	12
Velocidade da Água (m/s)	0,6	1,0	0,5	1,3	1,1	1,2	0,9	0,9	0,9	1,2	1,1	1,2
Diâmetro Coletores (polegadas)	1"	1"	1.1/2"	1.1/4"	1.1/4"	1.1/4"	1.1/4"	1.1/2"	1.1/2"	1.1/2"	1.1/2"	2"
<b>4 Filas</b>												
Capacidade Total (kcal/h)	5.828	8.297	10.438	13.300	16.591	19.849	23.130	24.882	28.977	31.779	30.956	43.148
Capacidade Sensível (kcal/h)	4.215	6.163	7.983	10.081	12.320	14.556	16.746	18.476	21.018	24.131	23.232	31.405
Fator de Calor Sensível	0,72	0,74	0,76	0,76	0,74	0,73	0,72	0,74	0,73	0,76	0,75	0,73
Capacidade Latente (kcal/h)	1.614	2.135	2.455	3.219	4.272	5.293	6.384	6.406	7.959	7.648	7.724	11.743
Temp. Saída Búlo Seco (°C)	15,6	15,9	16,2	16,1	15,9	15,8	15,7	15,9	15,7	16,1	18,0	15,7
Temp. Saída Búlo Úmido (°C)	13,4	13,8	14,2	14,0	13,8	13,6	13,4	13,8	13,4	14,1	15,0	13,5
Vazão água (m³/h)	1,1	1,5	1,9	2,4	3,0	3,6	4,2	4,5	5,2	5,8	5,6	7,8
ΔP água (mca)	3,5	1,2	0,5	0,6	1,2	1,9	2,9	1,1	2,9	0,5	0,5	2,3
Número de circuitos	2	4	7	8	8	8	8	12	10	20	20	16
Velocidade da Água (m/s)	1,21	0,86	0,62	0,7	0,9	1,0	1,2	0,9	1,2	0,7	0,6	1,1
Diâmetro Coletores (polegadas)	1"	1.1/4"	1.1/2"	1.1/2"	1.1/2"	1.1/2"	1.1/2"	2"	1.1/2"	2"	2"	2"
<b>6 Filas</b>												
Capacidade Total (kcal/h)	7.219	11.030	14.102	17.910	22.056	24.816	28.746	30.985	36.081	44.375	45.523	53.817
Capacidade Sensível (kcal/h)	5.301	8.039	10.447	13.191	16.077	18.350	21.111	23.175	26.493	32.276	32.846	39.599
Fator de Calor Sensível	0,73	0,73	0,74	0,74	0,73	0,74	0,73	0,75	0,73	0,73	0,72	0,74
Capacidade Latente (kcal/h)	1.918	2.990	3.655	4.719	5.979	6.466	7.635	7.809	9.588	12.100	12.677	14.217
Temp. Saída Búlo Seco (°C)	12,8	12,6	13,0	12,8	12,6	12,9	12,8	13,2	12,8	12,5	14,4	12,8
Temp. Saída Búlo Úmido (°C)	11,8	11,6	12,0	11,8	11,6	11,9	11,8	12,2	11,8	11,5	12,6	11,8
Vazão água (m³/h)	1,3	2,0	2,5	3,2	4,0	4,5	5,2	5,6	6,5	8,0	8,2	9,8
ΔP água (mca)	2,3	3,3	1,3	1,7	3,1	1,3	2,0	0,8	2,0	3,6	3,7	1,6
Número de circuitos	3	4	7	8	8	12	12	18	15	15	15	24
Velocidade da Água (m/s)	0,99	1,14	0,83	0,9	1,1	0,9	1,0	0,7	1,0	1,2	1,3	0,9
Diâmetro Coletores (polegadas)	1"	1.1/4"	1.1/2"	1.1/2"	1.1/2"	2"	2"	2"	2"	2"	2"	2.1/2"
<b>8 Filas</b>												
Capacidade Total (kcal/h)	8.145	12.191	16.540	20.917	23.306	27.995	32.430	36.694	41.817	49.871	52.557	62.604
Capacidade Sensível (kcal/h)	5.947	8.908	12.014	15.138	17.291	20.564	23.699	26.777	30.265	36.174	38.209	45.344
Fator de Calor Sensível	0,73	0,73	0,73	0,72	0,74	0,73	0,73	0,73	0,72	0,73	0,73	0,72
Capacidade Latente (kcal/h)	2.198	3.283	4.526	5.779	6.016	7.432	8.731	9.917	11.552	13.697	14.349	17.259
Temp. Saída Búlo Seco (°C)	11,0	11,1	10,9	10,8	11,5	11,2	11,1	11,0	10,8	10,8	12,3	10,8
Temp. Saída Búlo Úmido (°C)	10,6	10,6	10,4	10,3	11,1	10,8	10,6	10,6	10,3	10,4	11,4	10,3
Vazão água (m³/h)	1,5	2,2	3,0	3,8	4,2	5,1	5,9	6,7	7,6	9,0	9,5	11,3
ΔP água (mca)	1,7	1,6	2,4	3,2	0,6	1,0	1,4	1,5	3,0	2,5	2,8	2,9
Número de circuitos	4	6	7	8	16	16	16	18	16	20	20	24
Velocidade da Água (m/s)	0,84	0,84	0,98	1,1	0,6	0,7	0,8	0,9	1,1	1,0	1,1	1,1
Diâmetro Coletores (polegadas)	1.1/4"	1.1/4"	1.1/2"	1.1/2"	2"	2"	2"	2"	2"	2"	2"	2.1/2"

Observações: Os valores acima tabelados tiveram como base os seguintes dados:

- Temperatura búlo seco de entrada: 26,7 °C
- Temperatura búlo úmido de entrada: 19,4 °C
- Temperatura de entrada da água: 6,7 °C
- Temperatura de saída da água: 12,2 °C
- Número de aletas por polegada: 8
- Velocidade de face na serpentina: 2,5 m/s

## 9. CIRCUITOS SERPENTINA RESFRIAMENTO

Existem vários tipos de circuitagem disponíveis para as serpentinas de resfriamento. A tabela abaixo mostra os possíveis tipos de circuitos para cada tipo de serpentina.

Modelo YG	ROWS	TUBOS POR CIRCUITO											Nº DE TUBOS EM	
		2	4	6	8	10	12	16	18	20	24	32		
02	3	15		5		3								10
	4		10		5	4				2				
	6			10		6	5			3				
	8				10	8		5		4				
03	3	18	9	6			3		2				12	
	4		12	8	6		4	3						
	6			12	9		6		4		3			
	8				12		8	6				3		
04	3	21		7									14	
	4	28	14		7									
	6		21	14			7							
	8				14			7						
05	3	24	12	8	6		4	3					16	
	4	32	16	8	8		4	4						
	6		24	16	12		8	6		4				
	8		32		16			8				4		
06	3	24	12	8	6		4						16	
	4		18	8	8			4						
	6		24	16	12		8	6			4			
	8				16			8				4		
07	3	24	12	8	6		4						16	
	4		18	8	8			4						
	6		24	16	12		8	6			4			
	8				16			8				4		
08	3	24	12	8	6			3					16	
	4	32	16	8	8			4						
	6		24	16	12		8	6			4			
	8		32		16			8				4		
09	3	27		9					3				18	
	4	36	18	12	9		6							
	6		27	18			9		6					
	8		36	24	18		12		8					
10	3	30	15	10		6				3			20	
	4	40	20		10	8			5					
	6		30	20	15	12		10			6			
	8		40		20	16		10			8	5		
12	3	30	15	10		6				3			20	
	4	40	20		10	8								
	6		30	20	15	12		10			6			
	8		40		20	16		10			8	5		
14	3	36		12			6				3		24	
	4	48	24	16	12		8							
	6		36	24	18		12		8					
	8		48	32	24		16	12						
15	3	36		12			6				3		24	
	4	48	24	16	12		8							
	6		36	24	18		12		8					
	8		48	32	24		16	12						

## 10. DIÂMETRO COLETORES SERPENTINA RESFRIAMENTO

Existem vários tipos de circuitagem disponíveis para as serpentinas de resfriamento. A tabela abaixo mostra o diâmetro dos coletores para cada tipo de circuitagem das serpentinas.

Modelo YG	ROWS	TUBOS POR CIRCUITO										
		2	4	6	8	10	12	16	18	20	24	32
02	3	2"		1-1/4"		1"						
	4		1-1/2"		1-1/4"	1-1/4"				1"		
	6			1-1/2"		1-1/4"	1-1/4"			1"		
	8				1-1/2"	1-1/2"		1-1/4"		1-1/4"		
03	3	2"	1-1/2"	1-1/4"			1"		1"			
	4		2"	1-1/2"	1-1/4"		1-1/4"	1"				
	6			2"	1-1/2"		1-1/4"		1-1/4"		1"	
	8				2"		1-1/2"	1-1/4"				1"
04	3	2-1/2"		1-1/2"								
	4	2-1/2"	2"		1-1/2"							
	6		2-1/2"	2"			1-1/2"					
	8				2"			1-1/2"				
05	3	2-1/2"	2"	1-1/2"	1-1/4"		1-1/4"	1"				
	4	2-1/2"	2"		1-1/2"			1-1/4"				
	6		2-1/2"	2"	2"		1-1/2"	1-1/4"			1-1/4"	
	8		2-1/2"		2"			1-1/2"				1-1/4"
06	3	2-1/2"	2"	1-1/2"	1-1/4"		1-1/4"					
	4		2"		1-1/2"			1-1/4"				
	6		2-1/2"	2"			1-1/2"	1-1/4"			1-1/4"	
	8				2"			1-1/2"				1-1/4"
07	3	2-1/2"	2"	1-1/2"	1-1/4"		1-1/4"					
	4		2"		1-1/2"			1-1/4"				
	6		2-1/2"	2"	2"		1-1/2"	1-1/4"			1-1/4"	
	8				2"			1-1/2"				1-1/4"
08	3	2-1/2"	2"	1-1/2"	1-1/4"			1"				
	4	2-1/2"	2"		1-1/2"			1-1/4"				
	6		2-1/2"	2"	2"		1-1/2"	1-1/4"			1-1/4"	
	8		2-1/2"		2"			1-1/2"				1-1/4"
09	3	2-1/2"		1-1/2"					1"			
	4	2-1/2"	2"	2"	1-1/2"		1-1/4"					
	6		2-1/2"	2"			1-1/2"		1-1/4"			
	8		2-1/2"	2-1/2"	2"		2"		1-1/2"			
10	3	2-1/2"	2"	1-1/2"		1-1/4"				1"		
	4	2-1/2"	2"		1-1/2"	1-1/2"		1-1/4"				
	6		2-1/2"	2"	2"	2"	1-1/2"			1-1/4"		
	8		2-1/2"		2"	2"		1-1/2"		1-1/2"		1-1/4"
12	3	2-1/2"	2"	1-1/2"		1-1/4"				1"		
	4	2-1/2"	2"		1-1/2"	1-1/2"						
	6		2-1/2"	2"	2"	2"	1-1/2"			1-1/4"		
	8		2-1/2"		2"	2"		1-1/2"		1-1/2"		1-1/4"
14	3	2-1/2"		2"			1-1/4"				1"	
	4	2-1/2"	2-1/2"	2"	2"		1-1/2"					
	6		2-1/2"	2-1/2"	2"		2"		1-1/2"			
	8		2-1/2"	2-1/2"	2-1/2"		2"	2"				
15	3	2-1/2"		2"			1-1/4"				1"	
	4	2-1/2"	2-1/2"	2"	2"		1-1/2"					
	6		2-1/2"	2-1/2"	2"		2"		1-1/2"			
	8		2-1/2"	2-1/2"	2-1/2"		2"	2"		1-1/2"		

OBS.: Opcionalmente pode-se escolher o lado das conexões hidráulicas em esquerda e direita (conforme pedido), sendo que deve-se tomar como referência, a frente da máquina, vista pelo filtro de ar (retorno). As conexões hidráulicas são do tipo "BSP".

## 11. DADOS SERPENTINA DE AQUECIMENTO

Modelo YG	Área de Face (m <sup>2</sup> )	Número de Filas	Tubos por Circuito	Diâmetro Coletores	Nº de Tubos na Altura
02	0,16	2	4	1-1/4"	10
03	0,21			1-1/4"	12
04	0,30			1-1/2"	14
05	0,38			1-1/2"	16
06	0,45			1-1/2"	16
07	0,53			1-1/2"	16
08	0,60			1-1/2"	16
09	0,68			1-1/2"	18
10	0,76			1-1/2"	20
12	0,91			1-1/2"	20
14	1,06			2"	24
15	1,13			2"	24

## 12. RESISTÊNCIA ELÉTRICA

A tabela a seguir mostra as opções disponíveis de resistências de aquecimento elétrico para cada modelo de unidade.

MODELO YG	POTÊNCIA TOTAL (KW)	QTDE	ESTÁGIOS	POTÊNCIA UNITÁRIA (KW)	CAPACIDADE POR ESTÁGIO (KW)
03	3	3	1	1	3
	4,5	6	2	0,75	2,25
	6	6	2	1	3
05	6	6	2	1	3
	9	6	2	1,5	4,5
	13,5	9	3	1,5	4,5
06	6	6	2	1	3
	9	6	2	1,5	4,5
	13,5	9	3	1,5	4,5
07	9	6	2	1,5	4,5
	13,5	9	3	1,5	4,5
	18	12	2	1,5	9
08	9	6	2	1,5	4,5
	13,5	9	3	1,5	4,5
	18	12	2	1,5	9
10	12	6	2	2	6
	18	12	2	1,5	9
	24	12	2	2	12
12	12	6	2	2	6
	18	12	2	1,5	9
	24	12	2	2	12
14	15	6	2	2,5	7,5
	18	12	2	1,5	9
	30	12	2	2,5	15
15	15	6	2	2,5	7,5
	18	12	2	1,5	9
	30	12	2	2,5	15

## 13. COMBINAÇÕES DE FILTROS

### Combinações de filtros disponíveis para a linha YG:

Classificação NBR 16401	Espessura	Características
G2	1"	Metálico Lavável
G4	1"	Manta Sintética Descartável
G4	2"	Manta Sintética Descartável
G2 + G4	1" + 1"	Metálico Lavável + Manta Sintética Descartável
G3 + G4	1" + 1"	Fibra de vidro Descartável + Manta Sintética Descartável
G4	1"	Porta-Mantas com Manta Sintética Lavável
G2 + G4	1" + 1"	Metálico Lavável + Porta-Mantas com Manta Sintética Lavável
G3 + G4	1" + 1"	Fibra de vidro Descartável + Porta-Mantas com Manta Sintética Lavável
G1 + G4	1"	Tela Nylon Lavável + Porta-Mantas com Manta Sintética Lavável
F5	2"	Plissado Descartável
G4 + F5	1" + 2"	Manta Sintética Descartável + Plissado Descartável
G2 + F8	1" + 1"	Metálico Lavável + Plissado em papel de microfibra Descartável
G4 + F8	1" + 1"	Manta Sintética Descartável + Plissado em papel de microfibra Descartável
G4 + F8	1" + 1"	Porta-Mantas com Manta Sintética Lavável + Plissado em Papel de microfibra Descartável

**Nota:**

Para o módulo trocador também existem as opções:

- Sem filtro e com caixilho (quando filtros são fornecidos pelo cliente)
- Sem filtro e sem caixilho (quando montado com Caixa de Filtragem)

### ESPECIFICAÇÕES DOS FILTROS

Norma Atual NBR 16401	Norma Antiga NBR 6401	MEIO FILTRANTE	CONSTRUÇÃO	TIPO
G1	G0	Tela de nylon	Plano	Lavável
G2	G1	Metálico	Plano	Lavável
G3	G2	Fibra de vidro	Plano	Descartável
G3	G3	Fibra de vidro	Plano	Descartável
G4	-	Manta sintética	Plano	Descartável
G4	-	Manta sintética	Porta-Mantas	Lavável
F5	F1	Manta sintética	Plissado	Descartável
F8	F3	Papel de microfibra de vidro	Plissado	Descartável

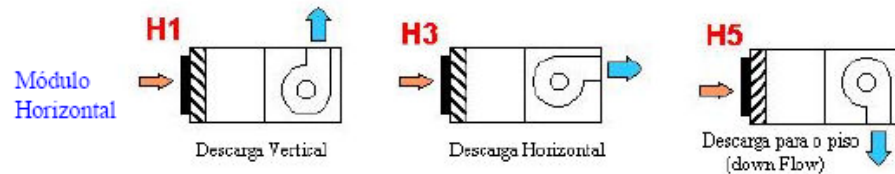
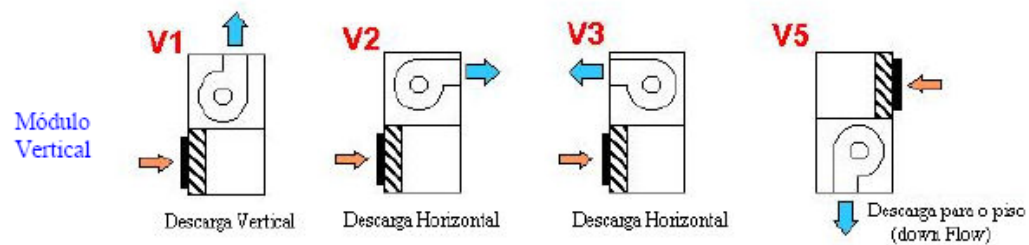
## 14. TIPOS E QUANTIDADES DE FILTROS

Classificação (NBR 16401)	Características	Dimensões (mm)			Quantidade por Modelo													
		Espessura	Largura	Altura	YG02	YG03	YG04	YG05	YG06	YG07	YG08	YG09	YG10	YG12	YG14	YG15		
G1	Lavável	8	355	365	2													
				429		2												
			470	487		2												
				531			2											
			393	580				3	3									
				649						3								
G2	Metálico	25	353	355	2													
				429		2												
			468	487		2												
				531			2											
			391	580				3	3									
				649						3								
G3	Descartável	25	355	365	2													
				429		2												
			470	487		2												
				531			2											
			393	580				3	3									
				649						3								
G4	Porta Mantas	25	355	365	2													
				429		2												
			470	487		2												
				531			2											
			393	580				3	3									
				649						3								
G3	Descartável	50	355	365	2													
				429		2												
			470	487		2												
				531			2											
			393	580				3	3									
				649						3								
G4	Descartável	50	355	365	2													
				429		2												
			470	487		2												
				531			2											
			393	580				3	3									
				649						3								
Área de Face (m2)					0,26	0,30	0,46	0,50	0,68	0,68	0,79	0,88	0,91	1,14	1,29	1,29		

## 15. POSIÇÕES DE INSUFLAMENTO

- Todos os módulos são fabricados conforme pedido para montagem vertical ou horizontal. Uma vez definida a fabricação (vertical ou horizontal) não é possível fazer modificação em campo.

- Posições de descarga V5 e H5 (Down Flow) somente até 20 TR e ventilador Sirocco.



## 16. OPÇÕES DE MOTORES

YG	VENTILADOR	ÁREA DE FACE	VAZÕES		MOTOR		Motores Disponíveis									
			MIN	MAX	MIN	MAX	0,50	0,75	1,00	1,50	2,00	3,00	4,00	5,00	7,50	10,0
2	TDA-7/7	0,16	1037	1728	0,5	1	■	■	■	■						
3	TDA-7/7	0,21	1361	2268	0,5	1,5	■	■	■	■						
4	TDA-9/7	0,30	1944	3240	0,5	2	■	■	■	■						
5	TDA-10/8	0,38	2462	4104	0,5	3	■	■	■	■						
6	TDA-12/12	0,45	2916	4860	0,75	3		■	■	■	■					
7	TDA-12/12	0,53	3434	5724	0,75	3		■	■	■	■					
8	TDA-12/12	0,60	3888	6480	0,75	4		■	■	■	■					
9	TDA-15/11	0,68	4406	7344	1	4		■	■	■	■					
10	TDA-15/15	0,76	4925	8208	1	5		■	■	■	■	■				
12	2xTDA-12/9	0,94	6091	10152	1,5	7,5				■	■	■	■	■		
14	2xTDA-12/12	1,06	6869	11448	1,5	7,5				■	■	■	■	■		
15	2xTDA-12/12	1,13	7322	12204	1,5	7,5				■	■	■	■	■		

## 17. DADOS DOS MOTORES STANDARD

Potência (CV)		0,6	0,75	1	1,5	2	3	4	6	8	7,5	10	12,6	15	20	26	30	40	
N. Pólos		2																	
Frequência (Hz)		60																	
Carcaça		83 71 71 80 80 90S 90L 100L 112M 112M 132S 132M 132M 160M 160M 160L 200M																	
RPM Nominal		3360 3430 3425 3360 3360 3465 3450 3465 3465 3500 3510 3510 3520 3540 3525 3530 3556																	
Tensão (Volts)	220	in(A)	3,71	2,39	3	4,3	5,46	6,43	11	12,9	15,8	16,1	25,5	31	36,0	50,3	61,6	72,1	99
		CM(C/A)	1,97	2,75	3,46	4,65	6,78	9,69	17,85	14,84	18,17	21,07	29,33	36,65	42,44	57,46	70,84	82,62	113,85
		ip(in (A)	5,5	6,2	7,8	7,5	7,5	7,8	7,9	8	7,5	8	7	7,8	8,5	7,8	8	8,5	7,2
		in(A)	0,99	1,38	1,74	2,40	3,18	4,88	6,37	7,47	9,15	11,1	14,8	17,9	21,4	26,1	35,7	41,7	57,5
		CM(C/A)	1,14	1,59	2,00	2,88	3,83	5,61	7,33	8,59	10,52	12,77	17,02	20,59	24,61	33,47	41,06	47,96	65,00
		ip(in (A)	5,5	6,2	7,8	7,5	7,5	7,8	7,9	8	7,5	8	7	7,8	8,5	7,8	8	8,5	7,2
	440	in(A)	0,88	1,2	1,5	2,15	2,73	4,22	5,5	6,45	7,9	9,55	12,8	15,5	18,5	25,1	30,8	36	49,5
		CM(C/A)	0,69	1,38	1,73	2,47	3,14	4,86	6,33	7,42	9,00	10,98	14,72	17,83	21,28	28,57	35,42	41,40	56,03
		ip(in (A)	5,5	6,2	7,8	7,5	7,5	7,8	7,9	8	7,5	8	7	7,8	8,5	7,8	8	8,5	7,2
Fator de Potência (100%)		0,83	0,85	0,83	0,86	0,89	0,84	0,86	0,88	0,88	0,87	0,88	0,88	0,89	0,88	0,88	0,88	0,88	

Potência (CV)		0,6	0,75	1	1,5	2	3	4	6	8	7,5	10	12,6	15	20	26	30	40	
N. Pólos		4																	
Frequência (Hz)		60																	
Carcaça		71 71 85 80 90S 90L 100L 100L 112M 112M 132S 132M 132M 160M 160L 160M 200M																	
RPM Nominal		1720 1720 1720 1720 1720 1730 1725 1715 1720 1740 1760 1755 1755 1760 1750 1760 1765 1770																	
Tensão (Volts)	220	in(A)	2,07	2,9	3,02	4,45	6,17	8,7	11,9	14	16,4	20	26,6	33,3	39,3	50,8	64,9	78,5	101
		CM(C/A)	2,38	3,34	3,47	5,09	7,04	10,01	13,69	16,10	18,89	23,00	30,59	38,30	45,20	60,49	73,96	88,83	116,15
		ip(in (A)	5	5,5	7,2	7,8	6,4	6,8	7,8	7,8	8	7	8	8,7	8,3	6,3	6,5	7,5	6,8
		in(A)	1,2	1,68	1,75	2,68	3,54	5,04	6,89	8,11	9,49	11,8	15,4	19,3	23,8	30,5	37,2	45,7	58,5
		CM(C/A)	1,38	1,93	2,01	2,94	4,07	5,80	7,92	9,33	10,91	13,34	17,71	22,20	28,22	35,08	42,78	50,26	67,26
		ip(in (A)	5	5,5	7,2	7,8	6,4	6,8	7,8	7,8	8	7	8	8,7	8,3	6,3	6,5	7,5	6,8
Tensão (Volts)	380	in(A)	1,03	1,46	1,51	2,21	3,08	4,36	6,06	7	8,2	10	13,3	16,6	20,8	26,8	32,2	37,6	50,5
		CM(C/A)	1,18	1,67	1,74	2,54	3,52	5,00	6,84	8,05	9,43	11,90	15,30	19,09	22,54	30,25	37,05	43,47	58,08
		ip(in (A)	5	5,5	7,2	7,8	6,4	6,8	7,8	7,8	8	7	8	8,7	8,3	6,3	6,5	7,5	6,8
Fator de Potência (100%)		0,89	0,7	0,82	0,82	0,78	0,8	0,8	0,81	0,84	0,82	0,83	0,82	0,83	0,83	0,83	0,84	0,85	

## 18. DADOS MOTORES ALTO RENDIMENTO

Potência (CV)		0,6	0,75	1	1,5	2	3	4	6	8	7,5	10	12,6	15	20	26	30	40	
N. Pólos		2																	
Frequência (Hz)		60																	
Carcaça		83 71 71 80 80 90S 90L 100L 100L 112M 112M 132S 132M 132M 160M 160M 160L 200M																	
RPM Nominal		3360 3430 3440 3360 3400 3430 3430 3430 3500 3475 3500 3515 3515 3510 3540 3530 3530 3530 3590																	
Tensão (Volts)	220	in(A)	1,68	2,35	2,92	4,02	5,61	8	10,8	13,1	15,1	18,9	25	30,7	35,4	46,8	62,1	72,1	95,3
		CM(C/A)	1,63	2,70	3,36	4,62	6,45	9,20	12,42	15,07	17,37	21,74	28,75	35,31	40,71	57,27	71,42	82,62	113,05
		ip(in (A)	5,5	6,2	7,8	7,5	7,7	7,8	7,8	8	8	8	7,5	7,8	8	7,5	8,2	8	7,5
		in(A)	0,97	1,38	1,69	2,33	3,25	4,63	6,25	7,58	8,74	10,9	14,5	17,8	20,5	26,8	36	41,7	56,9
		CM(C/A)	1,12	1,66	1,94	2,68	3,72	5,32	7,19	8,72	10,08	12,84	16,68	20,47	23,68	33,12	41,40	47,96	65,44
		ip(in (A)	5,5	6,2	7,8	7,5	7,7	7,8	7,8	8	8	8	7,5	7,8	8	7,5	8,2	8	7,5
Tensão (Volts)	380	in(A)	0,84	1,17	1,48	2,01	2,81	4	5,4	6,65	7,56	9,45	12,5	15,4	17,7	24,0	31	36	49,2
		CM(C/A)	0,97	1,35	1,68	2,31	3,23	4,60	6,21	7,53	8,68	10,87	14,38	17,71	20,35	28,54	35,65	41,40	55,58
		ip(in (A)	5,5	6,2	7,8	7,5	7,7	7,8	7,8	8	8	8	7,5	7,8	8	7,5	8,2	8	7,5
Fator de Potência (100%)		0,8	0,83	0,83	0,87	0,84	0,86	0,85	0,85	0,85	0,86	0,86	0,86	0,86	0,86	0,86	0,87	0,87	

Potência (CV)		0,6	0,75	1	1,5	2	3	4	6	8	7,5	10	12,6	15	20	26	30	40	
N. Pólos		4																	
Frequência (Hz)		60																	
Carcaça		71 71 82 80 90S 90L 100L 100L 112M 112M 132S 132M 132M 160M 160L 160M 200M																	
RPM Nominal		1700 1700 1730 1700 1760 1730 1720 1730 1730 1740 1760 1755 1760 1760 1765 1765 1765 1760 1770																	
Tensão (Volts)	220	in(A)	2,11	2,83	2,98	4,32	6,17	8,28	11,1	13,8	16,4	20	26,4	32	37,5	53,3	64,7	73,9	99,8
		CM(C/A)	2,43	3,25	3,43	4,97	7,10	9,62	12,77	15,87	18,86	23,00	30,36	36,80	43,13	61,30	74,41	84,99	114,54
		ip(in (A)	5	5,5	8	7	7,8	7	7,5	8	6,8	8	7,8	8,5	8,8	6,7	6,5	7	6,4
		in(A)	1,22	1,64	1,73	2,5	3,47	4,79	6,43	7,99	9,49	11,8	15,3	18,6	21,7	30,9	37,6	42,8	57,7
		CM(C/A)	1,40	1,89	1,99	2,88	4,11	5,61	7,49	9,39	10,91	13,34	17,60	21,58	24,96	34,54	43,13	49,72	66,36
		ip(in (A)	5	5,5	8	7	7,5	7	7,5	8	6,8	8	7,5	8,5	8,8	6,7	6,5	7	6,4
Tensão (Volts)	380	in(A)	1,05	1,41	1,49	2,16	3,09	4,14	5,55	6,9	8,2	10	13,2	16	18,8	26,8	32,3	37	49,8
		CM(C/A)	1,21	1,62	1,71	2,48	3,55	4,76	6,38	7,94	9,43	11,60	15,18	18,40	21,82	30,59	37,15	42,55	57,27
		ip(in (A)	5	5,5	8	7	7,8	7	7,5	8	6,8	8	7,8	8,5	8,8	6,7	6,5	7	6,4
Fator de Potência (100%)		0,64	0,68	0,8	0,82	0,78	0,82	0,82	0,8	0,81	0,8	0,82	0,83	0,84	0,8	0,81	0,84	0,85	



## 19. DESEMPENHO VENTILADORES

	Pressão Estática Total (mmca)																						
	Vazão de Ar																						
	10		15		20		25		30		35		40		45		50		55		60		
	rpm	bhp	rpm	bhp	rpm	bhp	rpm	bhp	rpm	bhp	rpm	bhp	rpm	bhp	rpm	bhp	rpm	bhp	rpm	bhp	rpm	bhp	
<b>YG02</b>	1.036	924	0,14	1.078	0,19	1.232	0,25	930	0,23	1.020	0,28	1.105	0,33	1.190	0,38	x	x	x	x	x	x	x	x
	1.100	940	0,15	1.088	0,21	1.235	0,27	1.368	0,34	1.500	0,41	1.625	0,48	1.750	0,56	x	x	x	x	x	x	x	x
	1.200	970	0,17	1.110	0,23	1.250	0,29	1.375	0,36	1.500	0,43	1.615	0,51	1.730	0,59	1.840	0,68	1.950	0,77	2.060	0,86	2.170	0,95
	1.300	1.000	0,20	1.135	0,26	1.270	0,32	1.390	0,40	1.510	0,48	1.620	0,55	1.730	0,63	1.835	0,72	1.940	0,81	2.045	0,91	2.150	1,00
	1.400	1.030	0,22	1.160	0,29	1.290	0,35	1.405	0,43	1.520	0,52	1.625	0,60	1.730	0,67	1.830	0,76	1.930	0,85	2.030	0,95	2.130	1,05
	1.500	1.065	0,25	1.190	0,32	1.315	0,39	1.425	0,47	1.535	0,55	1.638	0,64	1.740	0,72	1.835	0,82	1.930	0,91	2.025	1,01	2.120	1,11
	1.600	1.100	0,28	1.220	0,36	1.340	0,43	1.445	0,51	1.550	0,59	1.650	0,68	1.750	0,77	1.840	0,87	1.930	0,97	2.020	1,06	2.110	1,16
	1.700	1.135	0,32	1.253	0,40	1.370	0,48	1.473	0,56	1.575	0,64	1.670	0,74	1.765	0,83	1.855	0,92	1.945	1,02	2.030	1,13	2.115	1,23
	1.728	1.146	0,33	1.262	0,41	1.378	0,49	1.480	0,57	1.582	0,66	1.676	0,75	1.771	0,84	1.860	0,94	1.949	1,04	2.034	1,15	2.118	1,25
<b>YG03</b>	1.400	1.030	0,22	1.160	0,29	1.290	0,35	1.405	0,43	1.520	0,52	1.625	0,60	1.730	0,67	1.830	0,76	1.930	0,85	2.030	0,95	2.130	1,05
	1.500	1.065	0,25	1.190	0,32	1.315	0,39	1.425	0,47	1.535	0,55	1.638	0,64	1.740	0,72	1.835	0,82	1.930	0,91	2.025	1,01	2.120	1,11
	1.600	1.100	0,28	1.220	0,36	1.340	0,43	1.445	0,51	1.550	0,59	1.650	0,68	1.750	0,77	1.840	0,87	1.930	0,97	2.020	1,06	2.110	1,16
	1.700	1.135	0,32	1.253	0,40	1.370	0,48	1.473	0,56	1.575	0,64	1.670	0,74	1.765	0,83	1.855	0,92	1.945	1,02	2.030	1,13	2.115	1,23
	1.900	1.210	0,41	1.320	0,49	1.430	0,57	1.528	0,67	1.625	0,76	1.715	0,85	1.805	0,95	1.890	1,05	1.975	1,15	2.055	1,26	2.135	1,37
	2.000	1.250	0,45	1.355	0,54	1.460	0,63	1.555	0,72	1.650	0,81	1.740	0,91	1.830	1,01	1.910	1,11	1.990	1,22	2.070	1,33	2.150	1,44
	2.100	1.290	0,50	1.393	0,60	1.495	0,69	1.588	0,79	1.680	0,88	1.768	0,98	1.855	1,09	1.933	1,19	2.010	1,30	2.088	1,41	2.165	1,53
	2.200	1.330	0,56	1.430	0,66	1.530	0,76	1.620	0,85	1.710	0,95	1.795	1,06	1.880	1,16	1.955	1,27	2.030	1,39	2.105	1,50	2.180	1,61
	2.300	1.375	0,63	1.473	0,73	1.570	0,83	1.658	0,93	1.745	1,03	1.825	1,14	1.905	1,25	1.980	1,36	2.055	1,48	2.128	1,59	2.200	1,71
<b>YG04</b>	2.000	740	0,27	850	0,32	960	0,39	1.060	0,46	1.150	0,53	1.240	0,62	1.330	0,69	1.410	0,77	1.490	0,85	1.560	0,94	1.630	1,02
	2.200	770	0,32	870	0,39	970	0,46	1.070	0,53	1.160	0,62	1.250	0,70	1.330	0,77	1.410	0,85	1.480	0,94	1.560	1,04	1.630	1,12
	2.400	800	0,38	900	0,46	990	0,55	1.080	0,62	1.170	0,70	1.250	0,78	1.330	0,87	1.410	0,97	1.480	1,05	1.560	1,13	1.620	1,23
	2.600	840	0,46	930	0,55	1.020	0,63	1.100	0,71	1.180	0,80	1.260	0,90	1.340	0,98	1.420	1,08	1.490	1,16	1.560	1,26	1.620	1,36
	2.700	860	0,50	945	0,59	1.030	0,68	1.110	0,76	1.190	0,85	1.270	0,95	1.345	1,04	1.425	1,14	1.495	1,23	1.560	1,33	1.625	1,43
	2.800	880	0,55	960	0,63	1.040	0,73	1.120	0,81	1.200	0,91	1.280	1,01	1.350	1,11	1.430	1,20	1.500	1,30	1.560	1,40	1.630	1,50
	3.000	920	0,66	990	0,74	1.070	0,84	1.150	0,94	1.220	1,04	1.300	1,13	1.370	1,23	1.440	1,33	1.510	1,44	1.570	1,54	1.640	1,65
	3.200	960	0,78	1.030	0,85	1.100	0,95	1.170	1,06	1.250	1,16	1.320	1,27	1.390	1,37	1.450	1,48	1.520	1,60	1.580	1,71	1.640	1,82
	3.240	968	0,81	1.038	0,88	1.106	0,97	1.174	1,09	1.256	1,19	1.324	1,30	1.394	1,40	1.452	1,51	1.522	1,63	1.582	1,74	1.640	1,85
<b>YG05</b>	2.462	676	0,30	770	0,38	863	0,47	948	0,55	1.033	0,64	1.107	0,74	1.180	0,83	1.250	0,93	1.320	1,03	1.383	1,15	1.447	1,26
	2.600	690	0,34	780	0,42	870	0,50	955	0,60	1.040	0,69	1.110	0,78	1.180	0,88	1.250	0,99	1.320	1,09	1.380	1,20	1.440	1,32
	2.800	710	0,39	800	0,48	890	0,57	970	0,67	1.050	0,76	1.120	0,86	1.190	0,97	1.255	1,07	1.320	1,18	1.380	1,30	1.440	1,41
	3.000	740	0,46	825	0,55	910	0,64	985	0,74	1.060	0,84	1.130	0,95	1.200	1,05	1.260	1,16	1.320	1,27	1.380	1,39	1.440	1,51
	3.200	760	0,53	840	0,63	920	0,73	995	0,83	1.070	0,92	1.140	1,04	1.210	1,15	1.270	1,27	1.330	1,39	1.390	1,51	1.450	1,62
	3.400	790	0,60	865	0,71	940	0,81	1.015	0,92	1.090	1,02	1.155	1,14	1.220	1,26	1.280	1,38	1.340	1,50	1.395	1,62	1.450	1,75
	3.700	830	0,74	905	0,85	980	0,97	1.045	1,08	1.110	1,19	1.173	1,31	1.235	1,44	1.295	1,56	1.355	1,69	1.410	1,82	1.465	1,95
	3.900	855	0,84	928	0,96	1.000	1,08	1.065	1,20	1.130	1,32	1.190	1,44	1.250	1,57	1.308	1,70	1.365	1,83	1.420	1,96	1.475	2,09
	4.000	870	0,90	940	1,02	1.010	1,13	1.075	1,26	1.140	1,39	1.200	1,51	1.260	1,64	1.315	1,77	1.370	1,90	1.425	2,04	1.480	2,17

Notas:

- (1) Condições do ar: Temperatura 20 C e pressão barométrica de 760 mmHg;
- (2) A pressão estática total é a soma das seguintes pressões: externa requerida, perda de pressão nas serpentinas e perdas nos filtros;
- (3) Calor gerado pelo motor do ventilador (MBh) = 3,15 x BHP

## 19. DESEMPENHO VENTILADORES (cont.)

	Pressão Estática Total (mmca)																						
	10		15		20		25		30		35		40		45		50		55		60		
	rpm	bhp	rpm	bhp	rpm	bhp	rpm	bhp	rpm	bhp	rpm	bhp	rpm	bhp	rpm	bhp	rpm	bhp	rpm	bhp	rpm	bhp	
<b>YG05</b>	<b>2.462</b>	676	0,30	770	0,38	863	0,47	948	0,55	1.033	0,64	1.107	0,74	1.180	0,83	1.250	0,93	1.320	1,03	1.383	1,15	1.447	1,26
	<b>2.600</b>	690	0,34	780	0,42	870	0,50	955	0,60	1.040	0,69	1.110	0,78	1.180	0,88	1.250	0,99	1.320	1,09	1.380	1,20	1.440	1,32
	<b>2.800</b>	710	0,39	800	0,48	890	0,57	970	0,67	1.050	0,76	1.120	0,86	1.190	0,97	1.255	1,07	1.320	1,18	1.380	1,30	1.440	1,41
	<b>3.000</b>	740	0,46	825	0,55	910	0,64	985	0,74	1.060	0,84	1.130	0,95	1.200	1,05	1.260	1,16	1.320	1,27	1.380	1,39	1.440	1,51
	<b>3.200</b>	760	0,53	840	0,63	920	0,73	995	0,83	1.070	0,92	1.140	1,04	1.210	1,15	1.270	1,27	1.330	1,39	1.390	1,51	1.450	1,62
	<b>3.400</b>	790	0,60	865	0,71	940	0,81	1.015	0,92	1.090	1,02	1.155	1,14	1.220	1,26	1.280	1,38	1.340	1,50	1.395	1,62	1.450	1,75
	<b>3.700</b>	830	0,74	905	0,85	980	0,97	1.045	1,08	1.110	1,19	1.173	1,31	1.235	1,44	1.295	1,56	1.355	1,69	1.410	1,82	1.465	1,95
	<b>3.900</b>	855	0,84	928	0,96	1.000	1,08	1.065	1,20	1.130	1,32	1.190	1,44	1.250	1,57	1.308	1,70	1.365	1,83	1.420	1,96	1.475	2,09
	<b>4.000</b>	870	0,90	940	1,02	1.010	1,13	1.075	1,26	1.140	1,39	1.200	1,51	1.260	1,64	1.315	1,77	1.370	1,90	1.425	2,04	1.480	2,17
	<b>YG06</b>	<b>3.000</b>	520	0,28	625	0,40	730	0,52	820	0,67	910	0,81	985	0,98	1.060	1,15	1.120	1,34	x	x	x	x	x
<b>3.300</b>		520	0,33	625	0,45	730	0,57	816	0,72	903	0,88	978	1,04	1.053	1,21	1.118	1,40	x	x	x	x	x	x
<b>3.500</b>		523	0,37	626	0,49	730	0,61	814	0,76	898	0,92	973	1,09	1.048	1,26	1.113	1,45	1.178	1,65	1.240	1,85	x	x
<b>3.700</b>		528	0,40	629	0,53	730	0,66	811	0,81	893	0,96	968	1,13	1.043	1,31	1.108	1,50	1.173	1,70	1.235	1,90	x	x
<b>3.900</b>		535	0,44	633	0,58	730	0,71	810	0,86	890	1,01	964	1,19	1.038	1,36	1.103	1,56	1.168	1,75	1.228	1,97	1.288	2,18
<b>4.100</b>		545	0,49	638	0,63	730	0,76	810	0,92	890	1,07	961	1,25	1.033	1,42	1.098	1,62	1.163	1,82	1.223	2,03	1.283	2,25
<b>4.300</b>		555	0,55	644	0,68	733	0,82	811	0,98	890	1,14	960	1,31	1.030	1,49	1.095	1,69	1.160	1,89	1.219	2,10	1.278	2,32
<b>4.500</b>		565	0,60	651	0,74	738	0,88	814	1,04	890	1,20	960	1,38	1.030	1,56	1.095	1,76	1.160	1,96	1.216	2,18	1.273	2,39
<b>4.700</b>		575	0,67	659	0,81	743	0,95	816	1,11	890	1,27	960	1,45	1.030	1,63	1.094	1,84	1.158	2,04	1.214	2,26	1.270	2,47
<b>4.900</b>		585	0,74	666	0,88	748	1,02	819	1,18	890	1,35	960	1,53	1.030	1,71	1.091	1,92	1.153	2,13	1.211	2,34	1.270	2,56
<b>YG07</b>	<b>3.500</b>	523	0,37	626	0,49	730	0,61	814	0,76	898	0,92	973	1,09	1.048	1,26	1.113	1,45	1.178	1,65	1.240	1,85	x	x
	<b>3.800</b>	530	0,42	630	0,55	730	0,69	810	0,83	890	0,98	965	1,16	1.040	1,33	1.105	1,53	1.170	1,72	1.230	1,93	1.290	2,14
	<b>4.100</b>	545	0,49	638	0,63	730	0,76	810	0,92	890	1,07	961	1,25	1.033	1,42	1.098	1,62	1.163	1,82	1.223	2,03	1.283	2,25
	<b>4.400</b>	560	0,57	648	0,71	735	0,85	813	1,01	890	1,17	960	1,35	1.030	1,53	1.095	1,73	1.160	1,93	1.218	2,14	1.275	2,35
	<b>4.700</b>	575	0,67	659	0,81	743	0,95	816	1,11	890	1,27	960	1,45	1.030	1,63	1.094	1,84	1.158	2,04	1.214	2,26	1.270	2,47
	<b>4.800</b>	580	0,70	663	0,84	745	0,98	818	1,14	890	1,31	960	1,49	1.030	1,67	1.093	1,88	1.155	2,09	1.213	2,30	1.270	2,51
	<b>5.000</b>	590	0,77	670	0,91	750	1,05	820	1,22	890	1,39	960	1,57	1.030	1,75	1.090	1,96	1.150	2,17	1.210	2,39	1.270	2,60
	<b>5.300</b>	605	0,89	681	1,03	758	1,18	828	1,34	898	1,51	964	1,70	1.030	1,90	1.090	2,10	1.150	2,31	1.206	2,53	1.263	2,75
	<b>5.600</b>	620	1,02	693	1,16	765	1,31	835	1,48	905	1,65	968	1,85	1.030	2,04	1.090	2,25	1.150	2,46	1.205	2,69	1.260	2,50
	<b>5.700</b>	625	1,06	696	1,21	768	1,35	838	1,53	908	1,70	969	1,90	1.030	2,09	1.090	2,31	1.150	2,52	1.205	2,74	1.260	2,54
<b>YG08</b>	<b>4.000</b>	540	0,47	635	0,60	730	0,74	810	0,89	890	1,04	963	1,22	1.035	1,39	1.100	1,59	1.165	1,79	1.225	2,00	1.285	1,58
	<b>4.300</b>	555	0,55	644	0,68	733	0,82	811	0,98	890	1,14	960	1,31	1.030	1,49	1.095	1,69	1.160	1,89	1.219	2,10	1.278	2,32
	<b>4.600</b>	570	0,63	655	0,77	740	0,91	815	1,07	890	1,23	960	1,41	1.030	1,60	1.095	1,80	1.160	2,00	1.215	2,21	1.270	2,42
	<b>4.900</b>	585	0,74	666	0,88	748	1,02	819	1,18	890	1,35	960	1,53	1.030	1,71	1.091	1,92	1.153	2,13	1.211	2,34	1.270	2,56
	<b>5.200</b>	600	0,85	678	0,99	755	1,13	825	1,30	895	1,47	963	1,66	1.030	1,85	1.090	2,05	1.150	2,26	1.208	2,48	1.265	2,70
	<b>5.500</b>	615	0,97	689	1,12	763	1,26	833	1,43	903	1,60	966	1,80	1.030	2,00	1.090	2,20	1.150	2,41	1.205	2,63	1.260	2,45
	<b>5.800</b>	630	1,11	700	1,25	770	1,40	840	1,58	910	1,75	970	1,95	1.030	2,14	1.090	2,36	1.150	2,58	1.205	2,80	1.260	2,59
	<b>6.100</b>	653	1,25	719	1,41	785	1,56	851	1,74	918	1,92	978	2,12	1.038	2,32	1.094	2,54	1.150	2,75	1.205	2,56	1.260	2,75
	<b>6.400</b>	670	1,42	733	1,58	795	1,73	860	1,91	925	2,09	983	2,30	1.040	2,51	1.095	2,73	1.150	2,53	1.205	2,73	1.260	2,93
	<b>6.480</b>	674	1,47	736	1,62	797	1,78	862	1,96	927	2,14	984	2,35	1.040	2,56	1.095	2,78	1.150	2,57	1.205	2,77	1.260	2,98

Notas:

- (1) Condições do ar: Temperatura 20 C e pressão barométrica de 760 mmHg;
- (2) A pressão estática total é a soma das seguintes pressões: externa requerida, perda de pressão nas serpentinas e perdas nos filtros;
- (3) Calor gerado pelo motor do ventilador (MBh)= 3,15 x BHP

## 19. DESEMPENHO VENTILADORES (cont.)

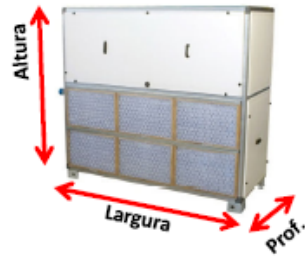
	Vazão de Ar		Pressão Estática Total (mmca)																							
			10		15		20		25		30		35		40		45		50		55		60			
	m³/h	rpm	bhp	rpm	bhp	rpm	bhp	rpm	bhp	rpm	bhp	rpm	bhp	rpm	bhp	rpm	bhp	rpm	bhp	rpm	bhp	rpm	bhp			
YG09	4.500	460	0,60	530	0,77	590	0,92	660	1,08	720	1,23	770	1,40	830	1,57	880	1,75	940	1,92	990	1,50	1.030	2,30			
	4.800	470	0,69	540	0,85	600	1,02	660	1,19	720	1,36	770	1,54	830	1,71	880	1,89	930	2,07	980	1,61	1.030	2,45			
	5.100	480	0,78	550	0,97	610	1,13	670	1,32	720	1,50	780	1,68	830	1,86	880	2,04	930	2,24	970	1,73	1.020	2,63			
	5.400	500	0,90	560	1,08	610	1,26	670	1,46	730	1,64	780	1,82	830	2,02	880	2,21	930	2,41	970	1,86	1.020	2,81			
	5.700	510	1,01	570	1,19	620	1,40	680	1,60	730	1,79	780	1,99	830	2,18	880	2,39	930	2,59	970	2,00	1.020	2,58			
	6.000	x	x	580	1,33	630	1,54	690	1,75	740	1,96	780	2,16	830	2,37	880	2,58	930	2,79	970	2,15	1.010	2,77			
	6.300	x	x	600	1,47	645	1,69	695	1,92	745	2,14	795	2,35	840	2,57	885	2,79	930	2,58	970	2,31	1.010	2,96			
	6.600	x	x	610	1,64	660	1,85	710	2,09	750	2,31	800	2,55	850	2,77	890	2,58	930	2,77	970	2,47	1.020	3,17			
	6.900	x	x	630	1,81	675	2,03	715	2,28	765	2,51	805	2,76	850	2,56	895	2,56	935	2,56	980	2,65	1.020	2,56			
	7.300	x	x	x	x	690	2,28	730	2,51	775	2,77	820	2,59	860	2,81	900	2,81	940	2,81	980	2,89	1.020	2,81			
YG10	5.100	428	0,57	509	0,76	590	0,96	661	1,18	733	1,40	798	1,66	863	1,91	923	2,19	983	2,46	1.080	2,48	1.089	2,63			
	5.400	435	0,62	513	0,83	590	1,03	660	1,26	730	1,48	793	1,75	855	2,01	915	2,29	975	2,56	1.028	2,87	1.085	2,74			
	5.700	440	0,68	515	0,89	590	1,11	660	1,34	730	1,57	790	1,84	850	2,10	909	2,39	968	2,67	1.080	2,48	1.081	2,84			
	6.000	440	0,76	515	0,97	590	1,19	660	1,43	730	1,67	790	1,93	850	2,20	905	2,49	960	2,79	1.010	3,09	1.077	2,95			
	6.300	448	0,83	523	1,05	598	1,27	660	1,52	723	1,77	783	2,04	843	2,31	898	2,61	953	2,90	1.080	2,48	1.072	3,07			
	6.600	455	0,92	528	1,14	600	1,37	660	1,63	720	1,88	780	2,16	840	2,44	893	2,73	945	2,60	998	2,87	1.066	3,18			
	7.000	465	1,04	533	1,28	600	1,51	663	1,77	725	2,04	783	2,32	840	2,60	890	2,91	940	2,76	993	3,04	1.059	3,35			
	7.400	475	1,18	540	1,42	605	1,66	668	1,93	730	2,21	785	2,50	840	2,79	890	2,66	940	2,93	988	3,22	1.052	3,71			
	7.800	485	1,32	550	1,58	615	1,83	673	2,11	730	2,39	785	2,69	840	2,56	890	2,84	940	3,11	985	3,40	1.046	3,70			
	8.200	500	1,48	563	1,75	625	2,01	680	2,30	735	2,58	788	2,48	840	2,75	890	3,03	940	3,31	985	3,60	1.040	3,89			
YG12	6.000	530	0,70	631	0,87	710	1,09	805	1,30	870	1,53	962	1,76	1.010	1,99	1.106	2,25	1.150	2,49	1.237	2,79	1.270	2,60			
	6.500	550	0,81	639	1,01	720	1,23	805	1,44	870	1,68	956	1,93	1.010	2,17	1.096	2,45	1.140	2,70	1.225	2,57	1.260	2,78			
	7.000	560	0,95	649	1,15	720	1,39	807	1,61	870	1,86	953	2,11	1.000	2,38	1.089	2,65	1.130	2,91	1.215	2,76	1.250	2,99			
	7.500	580	1,09	661	1,30	730	1,57	812	1,79	870	2,06	952	2,31	1.000	2,59	1.083	2,46	1.120	2,70	1.207	2,96	1.240	3,20			
	8.000	600	1,26	675	1,48	740	1,76	819	1,99	880	2,28	953	2,52	1.000	2,83	1.080	2,66	1.120	2,93	1.200	3,18	1.230	3,44			
	8.500	610	1,46	690	1,68	760	1,97	827	2,21	890	2,52	957	2,76	1.010	2,65	1.079	2,88	1.120	3,16	1.196	3,42	1.230	3,70			
	9.000	630	1,65	706	1,90	770	2,20	838	2,45	900	2,77	962	2,59	1.010	2,89	1.081	3,12	1.120	3,42	1.194	3,67	1.230	3,97			
	9.500	650	1,89	724	2,14	780	2,46	849	2,72	900	2,62	969	2,83	1.020	3,14	1.084	3,38	1.130	3,70	1.194	3,95	1.230	4,27			
	10.000	670	2,14	742	2,41	800	2,73	863	3,00	920	2,88	978	3,10	1.030	3,42	1.089	3,66	1.130	4,00	1.195	4,25	1.230	4,58			
	YG14	7.000	550	0,78	660	1,04	760	1,32	860	1,62	940	1,96	1.020	2,32	1.100	2,70	1.170	2,66	1.240	3,02	1.297	3,38	1.360	3,82		
7.500		560	0,90	670	1,15	760	1,44	850	1,75	940	2,10	1.020	2,45	1.090	2,84	1.160	2,78	1.230	3,14	1.296	3,54	1.360	3,94			
8.000		570	1,01	670	1,27	770	1,57	850	1,89	940	2,24	1.010	2,60	1.090	2,57	1.160	2,92	1.230	3,29	1.295	3,70	1.350	4,07			
8.500		580	1,15	680	1,41	770	1,72	850	2,04	940	2,39	1.010	2,77	1.090	2,71	1.150	3,07	1.220	3,43	1.294	3,86	1.350	4,22			
9.000		590	1,29	680	1,57	770	1,88	860	2,21	940	2,58	1.010	2,53	1.080	2,87	1.150	3,23	1.220	3,60	1.292	4,03	1.340	4,40			
9.500		600	1,46	690	1,75	780	2,06	860	2,41	940	2,77	1.010	2,70	1.080	3,05	1.150	3,41	1.210	3,79	1.289	4,22	1.340	4,60			
10.000		610	1,64	700	1,93	780	2,25	860	2,60	940	2,54	1.010	2,88	1.080	3,24	1.150	3,61	1.210	3,98	1.285	4,42	1.330	4,80			
10.500		627	1,82	706	2,10	785	2,42	862	2,77	937	2,70	1.010	3,05	1.081	3,41	1.150	3,79	1.216	4,20	1.281	4,62	1.340	5,05			
11.000		643	2,04	718	2,32	793	2,65	867	3,00	940	2,90	1.011	3,25	1.080	3,62	1.148	4,01	1.213	4,42	1.277	4,84	1.336	5,28			
11.500		658	2,28	730	2,58	802	2,90	874	3,25	944	3,12	1.013	3,47	1.080	3,84	1.146	4,24	1.210	4,64	1.274	5,08	1.332	5,52			
YG15	7.500	560	0,90	670	1,15	760	1,44	850	1,75	940	2,10	1.020	2,45	1.090	2,84	1.160	2,78	1.230	3,14	1.296	3,54	1.360	3,94			
	8.500	580	1,15	680	1,41	770	1,72	850	2,04	940	2,39	1.010	2,38	1.090	2,71	1.150	3,07	1.220	3,43	1.294	3,86	1.350	4,22			
	9.000	590	1,29	680	1,57	770	1,88	860	2,21	940	2,58	1.010	2,53	1.080	2,87	1.150	3,23	1.220	3,60	1.292	4,03	1.340	4,40			
	9.500	600	1,46	690	1,75	780	2,06	860	2,41	940	2,77	1.010	2,70	1.080	3,05	1.150	3,41	1.210	3,79	1.289	4,22	1.340	4,60			
	10.000	610	1,64	700	1,93	780	2,25	860	2,60	940	2,54	1.010	2,88	1.080	3,24	1.150	3,61	1.210	3,98	1.285	4,42	1.330	4,80			
	10.500	627	1,82	706	2,10	785	2,42	862	2,77	937	2,70	1.010	3,05	1.081	3,41	1.150	3,79	1.216	4,20	1.281	4,62	1.340	5,05			
	11.000	643	2,04	718	2,32	793	2,65	867	2,57	940	2,90	1.011	3,25	1.080	3,62	1.148	4,01	1.213	4,42	1.277	4,84	1.336	5,28			
	11.500	658	1,96	730	2,21	802	2,48	874	2,78	944	3,12	1.013	3,47	1.080	3,84	1.146	4,24	1.210	4,64	1.274	5,08	1.332	5,52			
	12.000	675	2,18	744	2,84	813	2,71	881	3,02	949	3,36	1.016	3,71	1.082	4,09	1.146	4,49	1.208	4,90	1.272	5,33	1.329	5,78			
	12.500	692	2,42	758	2,68	824	2,96	890	3,28	956	3,61	1.020	3,97	1.084	4,36	1.147	4,75	1.208	5,17	1.270	5,60	1.326	6,06			

Notas:

- (1) Condições do ar: Temperatura 20 C e pressão barométrica de 760 mmHg;
- (2) A pressão estática total é a soma das seguintes pressões: externa requerida, perda de pressão nas serpentinas e perdas nos filtros;
- (3) Calor gerado pelo motor do ventilador (MBh)= 3,15 x BHP

## 20. DADOS DIMENSIONAIS

Módulo Trocador e Ventilador

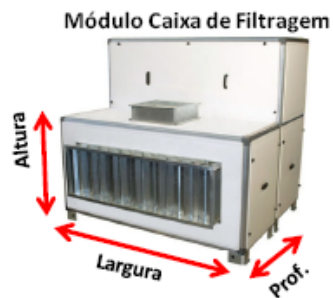


Módulo Trocador e Ventilador Acoplado

VERTICAL			
YG	PROF.	ALTURA	LARGURA
2	571	888	806
3	571	938	806
4	636	1090	1036
5	636	1156	1036
6	685	1309	1275
7	685	1309	1275
8	736	1309	1456
9	736	1450	1456
10	736	1510	1456
12	736	1420	1796
14	736	1506	1796
15	736	1506	1796

HORIZONTAL			
YG	PROF.	ALTURA	LARGURA
2	916	462	806
3	916	526	806
4	1030	586	1036
5	1108	630	1036
6	1309	679	1275
7	1309	679	1275
8	1410	679	1456
9	1410	749	1456
10	1410	790	1456
12	1410	790	1796
14	1410	875	1796
15	1410	875	1796

Módulo Caixa de Filtragem



VERTICAL e HORIZONTAL			
YG	PROF.	ALTURA	LARGURA
2	462	462	806
3	462	526	806
4	586	586	1036
5	586	630	1036
6	679	679	1275
7	679	679	1275
8	679	679	1456
9	679	748	1456
10	679	790	1456
12	679	790	1796
14	679	875	1796
15	679	875	1796

## 21. DISPOSIÇÃO DOS MÓDULOS POSIÇÃO VERTICAL

Os módulos opcionais devem ser montados preferencialmente na seqüência mostrada abaixo:



Legenda:



Módulo Trocador e Ventilador



Módulo Caixa de Filtragem

## 22. DISPOSIÇÃO DOS MÓDULOS POSIÇÃO HORIZONTAL



Legenda:



Módulo Trocador e Ventilador



Módulo Caixa de Filtragem

## 23. ACÚSTICA

A finalidade deste texto é proporcionar orientações e recomendações para a seleção, aplicação e instalação de equipamento climatizador de ar de maneira a obter um desempenho acústico satisfatório.

Essas informações demonstrarão que a simples consideração das características acústicas de uma central de tratamento de ar não permitirá alcançar os níveis sonoros desejados no ambiente condicionado. Muitos fatores e critérios diferentes que têm um efeito direto e expressivo no nível sonoro final no espaço condicionado serão discutidos, sendo que a ênfase será dada àqueles considerados como mais críticos para se alcançar as metas de desenho acústico planejadas.

Para uma melhor compreensão deste assunto, convém salientar o significado de alguns termos fundamentais em acústica:

- **Potência sonora** representa uma característica básica de medida do ruído emitida pela fonte sonora. É uma propriedade física fundamental da fonte acústica sozinha e, portanto, um parâmetro absoluto para cálculos e comparações de fontes sonoras. O nível de potência sonora em si não proporciona uma medida da intensidade do ruído no local considerado. A partir da potência sonora, deve-se calcular a pressão sonora levando em conta as características da instalação como um todo.

**Pressão sonora** deve ser determinada para cada ambiente em particular estando relacionada à distância do observador e sujeita à influência de diversos fatores, incluindo tamanho do local, tipos de paredes, forros, divisórias, revestimentos, nível de ruído de fundo e/ou gerado por outros equipamentos.

Os métodos de determinação de ruído estão baseados na medição do nível de pressão sonora, em diversos pontos, mediante um decibelímetro, associado a um analisador de bandas de oitavas, a partir do qual se faz uma avaliação do nível de potência sonora.

Ambos os níveis, potência e pressão sonora, são designados em decibéis (dB), que é uma unidade adimensional, expressada como o logaritmo da relação entre o valor medido e um valor de referência.

O ruído do ventilador não é o único som transmitido até o espaço ocupado. O ruído do fluxo de ar, gerado no sistema de dutos, também é enviado para o espaço ocupado. O nível acústico final no espaço ocupado é o resultado dessas duas fontes acústicas menos os fatores de atenuação, redução acústica e outras medidas de controle acústico que foram projetados dentro do sistema para reduzir o ruído.

O ruído que chega ao espaço ocupado viaja por um de vários caminhos acústicos possíveis. O Manual de Fundamentos da ASHRAE descreve 18 caminhos acústicos típicos que devem ser levados em consideração. Os três caminhos de maior interesse para unidades de tratamento de ar são descritos a seguir:

### 1) Ruído originado pelos ventiladores

O ventilador presente na unidade de tratamento de ar é uma das principais fontes do som transmitido através do sistema de ar condicionado. É preciso um esforço no início de um projeto e instalação para minimizar a magnitude desse som.

É útil entender os fatores que influem sobre a magnitude do som do ventilador, e reconhecer que, a melhor seleção do

climatizador de ar poderá resultar em níveis mínimos da potência sonora do ventilador.

O ruído produzido por um ventilador está diretamente relacionado ao seu projeto (número de pás, forma das pás), vazão de ar, pressão total e principalmente a sua eficiência.

Para uma determinada vazão de ar e pressão estática, o menor nível de ruído possível somente será alcançado se selecionado um ventilador em seu ponto de melhor rendimento sem qualquer outra consideração. Velocidade de descarga baixa ou alta não significa necessariamente baixo ou alto nível de ruído.

Seleções baseadas em velocidade de descarga simplesmente limitam o tamanho máximo de um ventilador quando tomamos como base as áreas de descarga definidas pelas normas AMCA. O nível de ruído gerado por ventiladores aumenta com a pressão estática, por isto, o sistema de distribuição de ar deve ser projetado sempre para uma mínima resistência possível.

Se durante a operação do climatizador de ar o ventilador modificar seu ponto de desempenho devido a filtros sujos, fechamento e abertura de dampers, isto poderá acarretar um aumento em seu nível de ruído.

Más condições de aspiração ou descarga podem afetar seriamente a performance aerodinâmica e acústica de qualquer ventilador inclusive invalidando as características de operação fornecidas em catálogos.

Os ventiladores representam uma fonte predominante no climatizador de ar, já que o nível de ruído do motor elétrico não influi significativamente no resultado.

### 2) Ruídos originados nos dutos

Outra fonte de ruído no sistema de ar condicionado é o sistema de distribuição de ar que liga a unidade climatizadora de ar ao espaço condicionado. Essa fonte secundária de ruído inclui os dutos de insuflamento e retorno, tais como cotovelos, curvas, e outros elementos, todos os quais geram ruído como resultado da turbulência do ar que circula dentro deles. Em qualquer projeto de ar condicionado, ambos os ruídos do ventilador e do sistema de distribuição devem ser tomados em consideração para poder atender os critérios e as metas do projeto acústico.

Configurações de dutos de descarga mal projetadas e instaladas podem afetar negativamente o desempenho do ventilador, geram turbulências do ar e conseqüentemente ruídos.

Os ventiladores são testados e classificados em laboratório sob condições ideais, que costumam ser diferentes das condições reais de operação em campo. Na maioria dos ventiladores instalados no campo não desenvolvem um perfil de velocidade de descarga uniforme semelhante àquele testado no laboratório. Para obter o mesmo desempenho como quando testado, é necessário uma tubulação reta a jusante do ventilador. Entretanto, existe raramente o espaço suficiente para montar a unidade dessa maneira. Na maioria dos casos, é necessário recorrer a elementos de transição dentro da sala do equipamento mecânico entre a conexão da descarga da unidade climatizadora de ar e o tronco principal da tubulação.

## 23. ACÚSTICA (cont.)

### 3) Vibrações

Muitos dos problemas de ruído mais comuns não têm origem realmente na acústica, mas provêm de fontes vibratórias e podem ser evitados se tomados as devidas precauções quanto ao correto isolamento das vibrações.

A unidade climatizadora de ar e os dutos de distribuição de ar devem ser isolados dos pisos, tetos e paredes. O isolamento das vibrações de uma unidade climatizadora de ar é realizado através de vários métodos; o método mais comum e mais efetivo é o uso de amortecedores de borracha ou molas isoladoras. O sistema de movimentação de ar das unidades Eclipse e Gemini são dotados de amortecedores de vibração.

É recomendável a utilização de um conector flexível no ponto onde o duto de descarga é conectado à unidade climatizadora de ar. Nas unidades Eclipse e Gemini, com ventiladores do tipo limit load, o conector flexível já está integrado ao equipamento.

#### Conclusão

Fica evidente, portanto que o fabricante do climatizador de ar pode garantir bons níveis de potência acústica de seu equipamento, porém ele não pode garantir os níveis finais de potência acústica no espaço a ser condicionado. Muitos fatores que irão influir sobre o nível sonoro final não estão sob o controle do fabricante do equipamento. Um dos principais fatores inclui o projeto do sistema de distribuição de ar.

De maneira a garantir que o sistema esteja em conformidade com os critérios de potência acústica do espaço condicionado, será necessária uma análise completa e detalhada de todo o sistema de distribuição do ar. A maior parte das informações necessárias à execução dessa análise é apresentada no capítulo "Controle de ruído e Vibração" de livro de fundamentos de ACURAC.

#### Dicas para um melhor desempenho acústico:

- Assegure-se de que a unidade esteja isolada contra vibrações.
- Utilize conectores flexíveis entre a ligação da boca de descarga dos ventiladores aos dutos.
- Cotovelos de curva são preferíveis a cotovelos quadrados. Os cotovelos devem ser orientados na mesma direção da rotação do ventilador.
- Todos os joelhos e curvas de pequeno raio devem ser dotados de veios defletores.
- Vede todas as folgas onde o duto penetra na parede.
- Suspenda os dutos em ganchos isolados.
- Instale um abafador de ruído antes do espaço ocupado.
- O espaço próximo à sala de máquinas do equipamento deve ser utilizado por uma área que não seja sensível a ruídos.
- Utilize uma parede com a perda de transmissão de ruído apropriada.
- Assegure-se de que o sistema de ar de retorno seja adequado.
- Evite todas as obstruções. Utilize conexões graduais quando necessário.

## 24. ESPECIFICAÇÃO TÉCNICA

### YG – COMFORT PACKAGE FAN & COIL UNIT

#### GERAL

- O climatizador deverá atender às capacidades térmicas e vazão de ar que constam nas planilhas físicas operacionais, integrantes desta especificação.

#### CONCEPÇÃO

- Os climatizadores deverão ser fabricados compreendendo um gabinete, de módulo único, equipado com serpentina de resfriamento e desumidificação do ar, ventilador centrífugo, bandeja de água de condensação e uma bateria de filtros.

#### CARACTERÍSTICAS CONSTRUTIVAS

##### GABINETE

- O gabinete deverá ser projetado e construído de forma a reduzir a introdução, geração e retenção de contaminantes em seu interior, podendo ser lavados e sanitizados;

- De construção robusta, em módulo único, o gabinete deverá ser construído com perfis extrudados de alumínio de auto-encaixe acoplados a cantos especiais de material termoplástico;

- Os painéis deverão ser do tipo parede dupla, com revestimento interno e externo com chapa de aço pré-pintada, na cor branco-gelo e o seu núcleo isolante deverá ser em poliuretano expandido com 25 mm de espessura;

- Deverá haver estanqueidade adequada entre painéis e estrutura dos módulos do gabinete, garantida por meio de gaxetas auto-adesivas de borracha esponjosa, não higroscópica; colada em todo o perímetro do gabinete;

- Deverá haver no mínimo um painel lateral e um painel frontal removível. Os painéis móveis deverão estar fixados através de parafusos de fácil remoção e serem também dotados de puxadores facilitando assim o acesso aos componentes internos do equipamento;

- O(s) módulo(s) deverá (ao) ser montado(s) com pés de apoio, fabricados em chapa de aço galvanizado, com altura de 110 mm.

## 24. ESPECIFICAÇÃO TÉCNICA (cont.)

### VENTILADOR

- O(s) ventilador (es) deverá(ao) ser do tipo centrífugo de dupla aspiração, de pás curvadas para frente ou para trás e dispondo de uma pressão estática capaz de superar as perdas da serpentina, filtros e rede de dutos;
- Serão construídos em chapa de aço com tratamento anticorrosivo, de construção robusta, e seus rotores deverão ser balanceados dinâmico e estaticamente, juntamente com as polias em regime de rotação máxima;
- Seus rolamentos deverão ser do tipo rígido autocompensador de esferas, blindados e de lubrificação permanente, com vida útil mínima de 40.000 horas;
- O conjunto ventilador / motor deverá ser montado sobre uma base única, de inércia, apoiada sobre coxins de borracha para ventiladores de pás curvadas para frente e coxins de mola para ventiladores com pás curvadas para trás;
- O acoplamento ao motor deverá ser feito através de polias e correias trapezoidais do tipo "V", sendo que a polia do motor deverá ser ajustável para motores de até 5 CV's.

### MOTOR

- Deverá ser elétrico, trifásico, de indução, (opcional alto rendimento), para tensão de projeto de 60 ciclos, 3 fases, IV pólos, com grau de proteção IP55, grau de isolamento classe "B" e fator de serviço 1.15, montado sobre uma base única que permita uma fácil ajustagem das correias de transmissão;
- O motor do ventilador, não poderá ser montado sobre os painéis frontais, posteriores ou laterais.

### SERPENTINA DE RESFRIAMENTO (ÁGUA GELADA)

- Deverá ser construída com tubos de cobre sem costura, de diâmetro externo de 12,7mm;
- Os tubos deverão ser montados em arranjo triangular desencontrado com 32 mm de distância entre centros na vertical, tendo as fileiras de tubo na profundidade, também uma distância de 32 mm;
- As aletas deverão ser onduladas, fabricadas em alumínio e deverão ser perfeitamente fixadas aos tubos por meio de expansão hidráulica;
- O distanciamento entre aletas deverá ser proporcionado nos colarinhos e limitado a um máximo de 12 aletas por polegada;

30



## 24. ESPECIFICAÇÃO TÉCNICA (cont.)

- A disposição dos tubos, no que se refere a número de fileiras em profundidade, deverá ser tal que sejam obedecidas às condições do ar, na entrada e saída da serpentina, conforme condições especificadas no projeto;
- As soldas das curvas, coletores e acessórios deverão ser feitas com material de conteúdo mínimo de 2% de prata em sua composição;
- As cabeceiras e requadros da serpentina deverão ser construídas em chapas de aço galvanizado com espessura de 1,5 mm;
- Os coletores da serpentina deverão ser fabricados em tubos de cobre e dotados de luvas soldadas em latão, com rosca do tipo BSP, para conexão à rede hidráulica;
- Os coletores também deverão ser dotados de dispositivo de purga de ar, (acessível pelo lado externo do gabinete) e dreno de água;
- Depois de construída e devidamente lavada, a serpentina deverá ser desidratada para ser levada a teste de vazamento, imersa em tanque com água morna usando-se nitrogênio a 20 Bares de pressão interna.

### **BANDEJA DE ÁGUA DE CONDENSAÇÃO**

- Deverá ser construída de material termo plástico, do tipo ABS e isolada termicamente com poliuretano expandido;
- Deverá possuir arestas curvas com caimento acentuado para o lado do dreno. A conexão de dreno deverá ser localizada na parte inferior da bandeja.

### **FILTROS DE AR**

- Serão de classe G4 (ABNT 16401), com elementos removíveis em mantas de fibra sintética descartável, espessura 25 mm (1") montados em suportes metálicos (caixilhos), com vedação adequada, de fácil remoção frontal sem a necessidade do uso de ferramentas.

- Opções de filtros disponíveis:

- Filtro do tipo metálico lavável, classe G2, espessura de 1";
- Filtro do tipo manta sintética descartável, classe G4, espessura de 1";
- Filtro do tipo manta sintética descartável, classe G4, espessura de 2";
- Filtro do tipo manta sintética descartável, classe G3, espessura de 1";
  
- Porta Mantas para filtro do tipo manta sintética lavável, classe G4, espessura de 1";

## 24. ESPECIFICAÇÃO TÉCNICA (cont.)

- Filtro do tipo manta sintética plissada, classe F5, espessura de 2";
- Filtro do tipo tela de nylon, classe G1 em combinação com G4 Porta Mantas 1"
- Filtro do tipo manta sintética descartável, classe G4, espessura de 1" em combinação com filtro do tipo manta sintética plissada, classe F5, espessura de 2";

- Os elementos dos filtros deverão ser fabricados com 100% de material sintético que não libera partículas e com meio filtrante não cancerígeno;

- A área de face dos filtros deverá equivaler, no mínimo, à área de face da serpentina, observada a velocidade de face adequada para o filtro;

- O suporte metálico (caixilho) deverá ser montado na entrada de ar dos climatizadores.

### **EMBALAGEM**

- O equipamento deverá ser embalado de modo a garantir um transporte seguro, em quaisquer condições e limitações que possam ser encontradas no percurso.

### **OPCIONAIS E ACESSÓRIOS**

#### **SERPENTINA DE AQUECIMENTO (ÁGUA QUENTE)**

- Deverá ser montada após a serpentina de resfriamento;

- Deverá ser fabricada com tubos de cobre sem costura de ½" e aletas onduladas de alumínio, perfeitamente fixadas aos tubos por meio de expansão hidráulica e cabeceira e requadros em chapas de aço galvanizado;

- Deverá ser construída com 2 (duas) filas de profundidade, 8 aletas por polegada e 4 tubos por circuito.

#### **MÓDULO CAIXA DE FILTRAGEM**

- Deverá ser construída com as mesmas características construtivas do gabinete;

- A junção entre os módulos deverá ser feita por um dispositivo de união através de parafusos. Entre os módulos deverão ser previstas e fornecidas juntas de borracha esponjosa;

## 24. ESPECIFICAÇÃO TÉCNICA (cont.)

- Os dampers, para admissão de ar externo e retorno de ar, deverão ser de lâminas opostas, fabricados em chapa de aço galvanizado e eixo para acionamento manual ou automático;
- A bateria de filtros do equipamento deverá ser montada no módulo caixa de filtragem;
- Serão de classe G4 (ABNT 16401), com elementos removíveis em mantas de fibra sintética descartável, espessura 25 mm (1") montados em suportes metálicos (caixilhos), com vedação adequada entre filtros e caixilho, de fácil remoção lateral;
- Opções disponíveis:
  - Filtro do tipo metálico lavável, classe G2, espessura de 1";
  - Filtro do tipo manta sintética descartável, classe G4, espessura de 1";
  - Filtro do tipo manta sintética descartável, classe G4, espessura de 2";
  - Filtro do tipo manta sintética descartável, classe G3, espessura de 1";
  - Porta Mantas para filtro do tipo manta sintética lavável, classe G4, espessura de 1";
  - Filtro do tipo manta sintética plissada, classe F5, espessura de 2";
  - Filtro do tipo tela de nylon, classe G1 em combinação com G4 Porta Mantas 1"
  - Filtro do tipo manta sintética descartável, classe G4, espessura de 1" em combinação com filtro do tipo manta sintética plissada, classe F5, espessura de 2";

### RESISTÊNCIA ELÉTRICA

- Deverão ser do tipo "U", aletada, trifásica, fabricada em níquel-cromo (80/20), montada em uma estrutura de aço galvanizado e fixada entre isoladores de porcelana;
- A resistência deverá estar protegida por um termostato de segurança com rearme automático;
- Serão montadas e fixadas no quadro da serpentina de resfriamento.

**REGIÃO SUDESTE**

**SÃO PAULO** Rua João Tibiriçá, 900 - São Paulo - SP CEP: 05077-000  
Fone: (11) 3475 6700 Fax: (11) 3641 4951

**CAMPINAS** Rua José Paulino, 416 - Sala 807 - Centro Campinas - SP - CEP: 13013-000  
Fone: (19) 3233 3590 Fax: (19) 3239 1082

**RIO DE JANEIRO** Rua Senador Alencar, 33 - São Cristóvão Rio de Janeiro - RJ - CEP: 20921-430  
Fone: (21) 3906 5900 Fax: (21) 3906 5850

**REGIÃO NORDESTE**

**BAHIA** Av. Santos Dumont, 8011 Cond. Espaço 10 - Galpão 3 Bairro Portão - Lauro de Freitas - BA CEP: 42700-000  
Fone: (71) 2104 6100 Fax: (71) 2104 6101

**PERNAMBUCO** Av. Lins Petit, 320 - 5º Andar - Salas 501 e 502 Ed. Boa Vista Center - Bairro Boa Vista Recife - PE - CEP: 50070-230  
Fone: (81) 3059-5100 Fax: (81) 3059-5108

**REGIÃO NORTE E CENTRO-OESTE**

**DISTRITO FEDERAL** SHIS QI 11 - BL. Q - Salas 301/302 Edifício Mirage - Bairro Lago Sul - Brasília - DF CEP: 71625-205  
Fone: (61) 3248-8000 Fax: (61) 3248-8004

**REGIÃO SUL**

**PARANÁ** Rua Tomazina, 125 - Qd. 10 Condomínio Portal da Serra Pinhais - PR - CEP: 83325-040  
Fone: (41) 2169 3300 Fax: (41) 2169 3410

**RIO GRANDE DO SUL** Rua Aurora, 411 - Vila Rosa Canoas - RS - CEP: 92020-510  
Fone: (51) 2102-6200 Fax: (51) 2102-6248

0800 283 9675

[www.johnsoncontrols.com.br](http://www.johnsoncontrols.com.br)

O fabricante se reserva no direito de proceder a qualquer modificação, sem aviso prévio.

Printed in Brazil FORM: R-TEC011-BR (0609)

P.O. Box 433, Milwaukee, WI 53201  
[www.johnsoncontrols.com.br](http://www.johnsoncontrols.com.br)

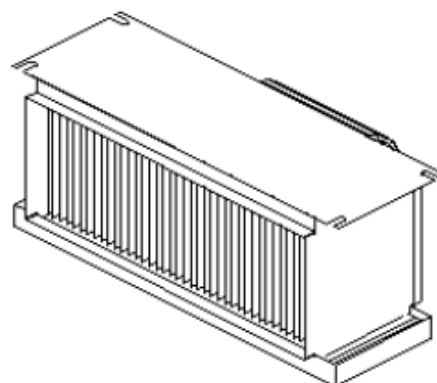
**ANEXO B. CATALOGO DE YORK UNIDADES FANCOILS DE EXPANSIÓN  
DIRECTA CAPACIDADES DE 12000 A 36000 BTU/H**



## UNIDADES FANCOIL DE EXPANSION DIRECTA

### R1MX

Capacidad Nominal de  
12.000 a 36.000 BTUHR, 60 Hz



### CARACTERISTICAS GENERALES

La unidad R1MX básica de techo está diseñada para aplicaciones horizontales ocultas, suspendidas del techo interior, comúnmente utilizada dentro de armarios en hoteles, moteles y apartamentos.

El ensamble motor-ventilador está diseñado para su fácil remoción de la unidad básica para proporcionar facilidad de servicio a estos componentes. La remoción de este ensamble proporciona también acceso a la cara del serpentín por donde entra el aire, que es la cara que acumulara cualquier suciedad o basura que pase a través del filtro, por lo que la limpieza de esta cara del serpentín es sencilla.

Cada equipo R1MX está compuesto por: Ventilador Centrífugo, Motor, Serpentín y Aislamiento.

### GABINETE Y ESTRUCTURA

El compacto y resistente gabinete esta fabricado en lamina de acero galvanizado. En la tapa superior está provisto de ranuras para su fácil fijación al techo interior. La bandeja de condensado está aislada internamente con lámina de poliuretano para evitar la exudación y aumentar la vida útil del equipo.

El gabinete se encuentra aislado internamente con fibra de vidrio de 12,7 mm. de espesor, con cubierta retardante al fuego que ayuda a la disminución del ruido transmitido al cuarto y evita la condensación de agua en la superficie del equipo.

### ACCESORIOS

Las unidades pueden ser suministradas con el siguiente accesorio previo requerimiento a la fábrica.

- Plenum de retorno

### SERPENTIN EVAPORADOR

El serpentín Evaporador YORK está construido de aletas curvadas de aluminio y tubos de cobre expandidos mecánicamente que permiten una mayor área de transmisión de calor en un mínimo espacio. Todos los serpentines son probados por fugas bajo presión sumergidos en agua.

### VENTILADORES CENTRÍFUGOS

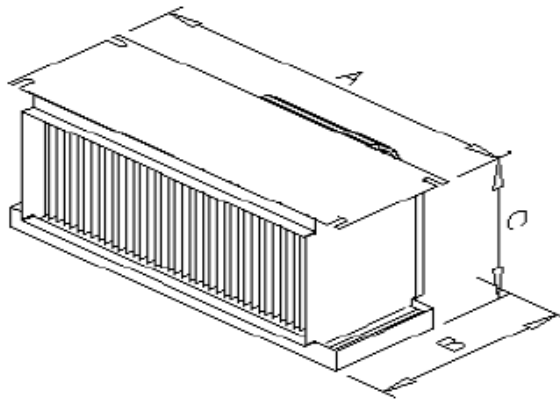
Los ventiladores son de aletas curvadas hacia adelante y doble entrada, construidos en lámina y manzana en acero para transmisión de potencia por acople directo.

### MOTOR

Todos los motores tienen opción de tres velocidades, capacitor de marcha permanente y rodamientos del tipo cojinete con punto de fácil acceso para lubricación.

CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS - R1MX															
Modelo	Cap. Nom. (btu)	VENTILADOR - CENTRIFUGO				MOTOR (208-230V)			SERPENTIN			CONECTORES			
		Cant.	Diam (pulg)	Ancho (pulg)	CFM Nom.	Trans	HP	RPM /VEL.	Amps	Area (pies <sup>2</sup> )	filas	aletas /pulg	Líquido	Vapor	Dren.
R1MX012	14.551	1	5-3/4	8-1/2	400		0,20		1,5	1,56	2	11	3/8"	5/8"	1/2"
R1MX018	18.519	1	5-3/4	8-1/2	600		0,20		1,5	1,67	3	11	3/8"	5/8"	1/2"
R1MX024	24.166	2	5-3/4	8-1/2	800	Acople	0,20	1500/3	1,5	2,08	3	11	3/8"	5/8"	1/2"
R1MX030	29.398	2	5-3/4	8-1/2	1000	Directo	0,20		1,5	2,5	3	11	3/8"	5/8"	1/2"
R1MX036	35.865	2	5-3/4	8-1/2	1400		0,20		1,5	2,5	3	11	3/8"	5/8"	1/2"

(\*) Las capacidades nominales están basadas en 40°F TES, 80°F Tbe y 67°F Tdhe



DIMENSIONES R1MX			
GENERALES (pulg)			
R1MX	A	B	C
12	28	19	11,22
18	28	19	11,22
24	34	19	11,22
30	40	19	11,22
36	40	19	11,22

CAPACIDAD DE ENFRIAMIENTO															
MODELO	CFM (°F)	TBSE (°F)	TBHE (°F)	TEMPERATURA DE EVAPORACIÓN SATURADA $\psi$ g											
				40/68.5				45/76.0				50/84			
				CT	CS	TBSS	TBHS	CT	CS	TBSS	TBHS	CT	CS	TBSS	TBHS
R1MX012	350	62	74.3	10.064	7.629	54.4	51.8	7.679	6.605	57.1	54.4	4.110	4.110	63.4	58.0
		67	80.4	13.688	9.067	56.8	54.2	11.033	7.948	59.8	57.0	5.992	5.868	65.3	61.8
		72	86.5	17.499	10.356	59.6	57.1	15.014	9.365	62.2	59.5	9.102	7.277	67.8	64.8
	400	62	74.3	10.753	8.247	55.5	52.5	8.210	7.165	58.0	54.9	4.434	4.434	64.0	58.2
		67	80.4	14.616	9.772	58.1	55.2	11.770	8.591	60.9	57.7	6.533	6.454	65.4	62.0
		72	86.5	18.619	11.109	61.2	58.3	16.020	10.099	63.6	60.4	9.715	7.909	68.7	65.3
	500	62	74.3	11.954	9.364	57.2	53.6	9.139	8.180	59.4	55.7	5.041	5.041	64.9	58.6
		67	80.4	16.188	11.017	60.3	56.7	13.050	9.754	62.7	58.8	7.468	7.468	66.5	62.4
		72	86.5	20.522	12.437	63.9	60.1	17.718	11.396	65.8	61.9	10.786	9.056	70.2	66.0
R1MX018	500	62	74.3	12.363	9.694	56.6	53.3	9.440	8.427	59.0	55.5	5.250	5.250	64.5	58.4
		67	80.4	16.977	11.541	59.4	56.1	13.550	10.121	62.0	58.5	7.660	7.655	66.2	62.3
		72	86.5	22.093	13.332	62.2	59.1	18.617	11.947	64.8	61.3	11.241	9.367	69.6	65.8
	600	62	74.3	13.457	10.766	57.9	54.2	10.309	9.406	60.0	56.7	5.829	5.829	65.3	58.7
		67	80.4	18.519	12.796	61.0	57.2	14.756	11.264	63.4	59.3	8.570	8.570	67.1	62.6
		72	86.5	24.081	14.733	64.2	60.4	20.280	13.254	66.5	62.4	12.249	10.481	70.8	66.4
	700	62	74.3	14.412	11.739	59.0	54.9	11.065	10.290	60.9	56.6	6.349	6.349	65.9	58.9
		67	80.4	19.833	13.912	62.3	58.1	15.788	12.293	64.5	60.0	9.373	9.373	68.0	62.9
		72	86.5	25.765	15.971	65.8	61.5	21.693	14.420	67.8	63.3	13.123	11.490	71.7	66.8
R1MX024	700	62	74.3	16.641	13.138	57.2	53.7	12.613	11.410	59.5	55.8	7.169	7.169	64.8	58.5
		67	80.4	22.777	15.583	60.1	56.6	18.143	13.683	62.6	58.9	10.418	10.418	66.6	62.5
		72	86.5	29.343	17.826	63.3	59.8	24.794	16.056	65.7	61.9	14.796	12.600	70.3	66.2
	800	62	74.3	17.717	14.184	58.1	54.3	13.461	12.363	60.2	56.2	7.731	7.731	65.3	58.7
		67	80.4	24.166	16.738	61.3	57.4	19.297	14.782	63.6	59.5	11.272	11.272	67.3	62.7
		72	86.5	31.125	19.106	64.8	60.8	26.333	17.284	66.9	62.7	15.717	13.651	71.1	66.6
	900	62	74.3	18.670	15.143	59.0	54.8	14.224	13.244	60.9	56.6	8.247	8.247	65.8	58.9
		67	80.4	25.430	17.813	62.4	58.1	20.317	15.792	64.5	60.0	12.056	12.056	68.0	62.9
		72	86.5	32.679	20.261	66.0	61.6	27.685	18.405	68.0	63.3	16.608	14.664	71.8	66.9
R1MX030	900	62	74.3	21.117	16.636	57.4	53.8	16.351	14.683	59.4	55.7	9.312	9.312	64.7	58.5
		67	80.4	28.141	19.348	60.8	57.1	23.042	17.331	62.9	59.0	13.519	13.519	66.5	62.4
		72	86.5	35.327	21.669	64.6	60.7	30.789	20.019	66.3	62.3	19.183	16.198	70.3	66.1
	1000	62	74.3	22.112	17.621	58.2	54.3	17.178	15.613	60.1	56.1	9.905	9.905	65.1	58.6
		67	80.4	29.398	20.418	61.8	57.7	24.111	18.368	63.7	59.5	14.407	14.407	67.0	62.6
		72	86.5	36.821	22.792	65.8	61.5	32.080	21.109	67.3	62.9	20.115	17.240	70.9	66.5
	1100	62	74.3	23.006	18.535	58.9	54.8	17.934	16.481	60.7	56.4	10.461	10.461	65.5	58.8
		67	80.4	30.479	21.383	62.7	58.3	25.073	19.334	64.4	59.9	15.239	15.239	67.6	62.8
		72	86.5	38.152	23.823	66.8	62.1	33.286	22.143	68.2	63.5	20.976	18.225	71.5	66.8
R1MX036	1000	62	74.3	22.112	17.621	58.2	11.2	17.178	15.613	60.1	12.0	9.905	9.905	65.1	13.7
		67	80.4	29.398	20.418	61.8	10.7	24.111	18.368	63.7	11.4	14.407	14.407	67.0	13.0
		72	86.5	36.821	22.792	65.8	10.4	32.080	21.109	67.3	10.9	20.115	17.240	70.9	12.4
	1200	62	74.3	23.817	19.388	59.6	11.0	18.627	17.297	61.2	11.8	10.970	10.970	65.8	13.4
		67	80.4	31.493	22.300	63.5	10.6	25.943	20.237	65.1	11.2	16.020	16.020	68.0	12.8
		72	86.5	39.344	24.774	67.7	10.3	34.322	23.082	69.1	10.8	21.766	19.152	72.1	12.2
	1400	62	74.3	25.234	20.943	60.7	10.9	19.860	18.792	62.1	11.7	11.929	11.929	66.4	13.2
		67	80.4	33.250	23.958	64.8	10.5	27.461	21.887	66.2	11.1	17.455	17.455	68.8	12.6
		72	86.5	41.400	26.485	69.3	10.2	36.204	24.828	70.4	10.7	23.169	20.859	73.1	12.1

## Nomenclatura

TBSE:	Temperatura de bulbo seco a la entrada (°F)	TBHE:	Temperatura de Bulbo húmedo a la entrada (°F)
CT:	Capacidad Total (BTUHR)	CS:	Capacidad Sensible (BTUHR)
TBSS:	Temperatura de bulbo seco a la salida (°F)	TBHS:	Temperatura de bulbo Húmedo a la salida en (°F)

**ANEXO C. CORRELACIÓN GENERAL PARA FLUJO DE DOS FASES  
SATURADO PARA TRANSFERENCIA DE CALOR DENTRO DE TUBOS  
VERTICALES U HORIZONTALES**

# A General Correlation for Saturated Two-Phase Flow Boiling Heat Transfer Inside Horizontal and Vertical Tubes

S. G. Kandlikar<sup>1</sup>

Mechanical Engineering Department,  
Rochester Institute of Technology,  
Rochester, NY 14623-0887

*A simple correlation was developed earlier by Kandlikar (1983) for predicting saturated flow boiling heat transfer coefficients inside horizontal and vertical tubes. It was based on a model utilizing the contributions due to nucleate boiling and convective mechanisms. It incorporated a fluid-dependent parameter  $F_D$  in the nucleate boiling term. The predictive ability of the correlation for different refrigerants was confirmed by comparing it with the recent data on R-113 by Jensen and Bensler (1986) and Khanpara et al. (1986). In the present work, the earlier correlation is further refined by expanding the data base to 5246 data points from 24 experimental investigations with ten fluids. The proposed correlation, equations (4) and (5), along with the constants given in Tables 3 and 4, gives a mean deviation of 15.9 percent with water data, and 18.8 percent with all refrigerant data, and it also predicts the correct  $h_{TP}$  versus  $x$  trend as verified with water and R-113 data. Additional testing with recent R-22 and R-113 data yielded the lowest mean deviations among correlations tested. The proposed correlation can be extended to other fluids by evaluating the fluid-dependent parameter  $F_D$  for that fluid from its flow boiling or pool boiling data.*

## Introduction

The importance of accurately predicting saturated flow boiling heat transfer coefficients has been well recognized, as seen from a large number of analytical and experimental investigations conducted in the last 10–15 years. A knowledge of these coefficients and their parametric behavior can reduce the cost and avoid the drastic results due to underdesign or overdesign of evaporators, boilers, and other two-phase process equipments. A general flow boiling correlation can satisfy these requirements, and it can further assist in establishing the effects of different parameters leading to a better understanding of the flow boiling phenomenon.

An additional role of a general correlation is seen in the investigations on augmentation of flow boiling heat transfer. In order to establish the enhancement factors with different enhancement devices such as surface treatments, twisted tapes and helical inserts, microfin surfaces, or additives, it is necessary to estimate accurately the baseline performance with the smooth tubes. Conducting the experiments with smooth tubes with the exact same conditions as in the enhanced tube experiments is rather difficult. Instead, the experiments may be replaced by a general flow boiling correlation to predict the baseline performance. However, the researchers may want to verify the validity of the correlation for their experimental conditions by conducting a few tests.

After establishing a need for a general correlation, the available correlations are reviewed in the following sections. The objectives for the present work are then stated. This is followed by a description of the correlation development, results and discussion, and the concluding remarks.

## Previous Work

Research in the flow boiling area has been directed toward

gaining a fundamental understanding of the flow boiling phenomenon as well as toward obtaining experimental results that may be employed in equipment design. The fundamental studies clearly brought out the complexities of the flow boiling mechanisms (see Collier, 1981, for a comprehensive survey). Some of the major complexities involved are: bubble growth and departure behavior in the flow field of a two-phase mixture, distribution of the two phases relative to each other and relative to the tube wall (flow pattern and entrainment effects), departure from thermodynamic equilibrium at local conditions, characteristics of the heat transfer surface, and the effects of fluid properties. A realistic comprehensive model addressing these complexities has not yet been developed for use by equipment designers.

The experimental studies on two-phase flow boiling provided the actual values of heat transfer coefficients for a number of fluids under specific ranges of operating conditions. These form the basis for developing and testing any correlation. In order to develop a general correlation, it is essential to have an extensive data base covering different fluids with a wide range of operating conditions such as mass flux, heat flux, pressure, quality, and tube diameter. In the absence of a comprehensive data bank in the literature, every researcher in this field has to undertake this task before beginning any correlation work.

There are a large number of saturated flow boiling correlations (well over 30) available in the literature. Some of the well-known correlations were summarized by Kandlikar (1983). The flow boiling correlations in general may be classified into two categories. Under the first category, the correlations are developed by experimental investigators to represent their own data, and in some instances, a few other data sources with the same fluid. After ascertaining the accuracy of the experiments conducted, these individual correlations may be used by the designer within the same range of parameters. The correlations under the second category are developed on the basis of a larger number of data sets involving a number of fluids over a wide range of parameters. These correlations are more valuable since they represent a larger

<sup>1</sup>Current address: Visiting Scientist, Mechanical Engineering Department, Massachusetts Institute of Technology, Cambridge, MA 02139.

Contributed by the Heat Transfer Division and presented at the ASME Winter Annual Meeting, Boston, Massachusetts, November 29–December 2, 1987. Manuscript received by the Heat Transfer Division September 8, 1987. Keywords: Boiling, Multiphase Flows, Phase-Change Phenomena.

**Table 1** Some important correlations for flow boiling heat transfer inside tubes

Investigator	Details	Correlation	Comments
1. Chen (1966)	Vertical flow; water, methanol, cyclohexane, pentane; 600 data points	$h_{TP} = h_{mac} + h_{mic}$ $h_{mac} = h_{Dittus-Boelter} \cdot F$ $h_{mic} = h_{Forster-Zuber} \cdot S$ $F \text{ and } S \text{ functions of } Re_l \text{ and } X_{tt}$	Mean deviations of 12% with data of six investigators. Used extensively. Large deviations observed with recent data on refrigerants.
2. Shah (1982)	Vertical and horizontal flow; water, R-11, R-12, R-22, R-113, cyclohexane; 800 data points.	Originally given in a chart form by Shah (1975). Equations fitted as: $h_{TP} = h_{TP}(Co, Bo, Fr_{lo})$	90% data falls within 30 percent. Recommended by Collier (1980). Large deviations with some recent experimental data.
3. S. Jorge, Hall and Rohanow (1982)	Vertical flow; water; 8 data sets.	High quality region, ( $x > 0.05$ ): $q = q_{FC} + q_g + q_l$ Low quality region, ( $x < 0.05$ ): $q = [q_c^2 + (q_g - q_l)^2]^{0.5}$	Mean deviations of 15 percent against 17.4 percent with the Chen correlation. Equations using superposition technique. Provides insight into flow boiling mechanism.
4. Kandlikar (1983)	Vertical and horizontal flow; water, R-11, R-12, R-114, nitrogen, neon; 1100 data points.	$\frac{h_{TP}}{h_l} = D_1 (Co)^{D_2} (25 Fr_{lo})^{D_3} + D_3 (Bo)^{D_4} (25 Fr_{lo})^{D_6}$	Mean deviations of 17.1 percent against 38 percent with the Shah correlation. A fluid dependent parameter $Fr_{lo}$ introduced.
5. Gungor and Winterton (1986)	Vertical and horizontal flow; water, R-11, R-12, R-22, R-113, R-114, ethylene glycol; 3600 data points.	$h_{TP} = E h_l + S h_{pool}$ $E \text{ and } S \text{ are functions of } Bo, X_{tt}, \text{ and } Fr_{lo}$	Mean deviation of 19.7 percent with all data tested.
6. Gungor and Winterton (1987)	Same as Gungor and Winterton (1986).	$\frac{h_{TP}}{h_l} = 1 + 3000 Bo^{0.86} \frac{X_{tt}}{[X_{tt}(1-x)]^{0.75} (c_l/\rho_g)^{0.41}}$ $Fr_{lo} \text{ correction for horizontal tube}$	Correlation is simplified as compared to their (1986) correlation. Agreement with data is also slightly improved

data base and cover a much broader range of operating conditions.

Table 1 gives six important correlations available in the literature. The widely used correlation by Chen (1966), #1 in

Table 1, was developed on the basis of six different data sources. It offered a relatively simple additive form of nucleate boiling and convective terms. Many later experimental studies such as those of Anderson et al. (1966), Chaddock

**Nomenclature**

- $Bo$  = boiling number  
 $= q / (G i_{fg})$
- $c_p$  = specific heat, J/kgK
- $Co$  = convection number  
 $= \left( \frac{1-x}{x} \right)^{0.4} \left( \frac{\rho_g}{\rho_l} \right)^{0.5}$
- $C_1-C_6$  = constants in equations (1)-(4)
- $D_1-D_6$  = constants in Kandlikar (1983) correlation, Table 1
- $D$  = inside diameter of tube, m
- $F$  = forced convection correction factor used in Chen (1966) correlation, Table 1
- $F_{fl}$  = fluid-dependent parameter in equations (2)-(4) given in Table 4; also used in Kandlikar (1983) correlation, Table 1
- $F_{pool \text{ boiling}}$  = pool boiling multiplication factor in Forster-Zuber correlation used by Jallouk (1975), Table 1

- $Fr_{lo}$  = Froude number with all flow as liquid =  $G^2 / (\rho_l^2 g D)$
- $G$  = mass flux, kg/m<sup>2</sup>s
- $g$  = acceleration due to gravity, m/s<sup>2</sup>
- $h$  = heat transfer coefficient, W/m<sup>2</sup>°C
- $i_{fg}$  = latent heat of vaporization, J/kg
- $k$  = thermal conductivity, W/m°C
- $m$  = constant
- $N$  = number of data points
- $n$  = constant
- $Pr$  = Prandtl number =  $c_p \mu / k$
- $q$  = heat flux, W/m<sup>2</sup>
- $Re_l$  = liquid Reynolds number =  $GD(1-x) / \mu_l$
- $S$  = suppression factor, used by Chen (1966), and Gungor and Winterton (1986), different expressions
- $\Delta T$  = temperature difference between wall and fluid, °C

- $X_{tt}$  = Martinelli parameter  
 $= \left( \frac{1-x}{x} \right)^{0.9} \left( \frac{\rho_g}{\rho_l} \right)^{0.5} \left( \frac{\mu_l}{\mu_g} \right)^{0.1}$
- $x$  = dryness fraction
- $\mu$  = dynamic viscosity, Ns/m<sup>2</sup>
- $\rho$  = density, kg/m<sup>3</sup>
- $\sigma$  = surface tension, N/m

**Subscripts**

- $B$  = nucleate boiling
- $Bi$  = onset of nucleate boiling
- conv = convection
- exp = experimental
- FC = forced convection
- $g$  = vapor
- $l$  = liquid
- $lg$  = latent
- mac = macroconvection
- mic = microconvection
- nucl = nucleate boiling
- pred = predicted
- sat = saturation
- TP = two-phase

and Nořrager (1966), Jallouk (1974), and Mohr and Runge (1977) have indicated that this correlation tends to overpredict the effect of nucleation, thereby resulting in large deviations. Further refinements in Chen's correlation were directed at predicting the nucleate boiling component with other pool boiling correlations. Jallouk incorporated the Rohsenow (1952) pool boiling correlation, while the Cooper (1984) correlation was used by Gungor and Winterton (1986). Efforts were also directed at correlating the enhancement factor  $F$  and the suppression factor  $S$  in the Chen correlation to a number of operating and system variables, e.g., Ross (1985) and Bennett and Chen (1980).

Shah (1976) proposed a correlation in graphic form using the boiling number,  $Bo$  and the convection number  $Co$ . He proposed replacement of the Martinelli parameter  $X_{tt}$  with the convection number  $Co$ , since the viscosity ratio was found to have no significant influence. A total of 800 data points was used in the correlation development. In a later paper, listed as #2 in Table 1, Shah (1982) presented equations to fit his earlier chart correlation. The Shah correlation is currently the most widely accepted one, and is recommended by Collier (1981).

Bjorge et al. (1982) developed a correlation, #3 in Table 1, to cover the subcooled and the high-quality regions with water as a test fluid. They employed the Colburn (1933) equation for single-phase convection, the Mikic-Rohsenow (1969) correlation for the nucleate boiling contribution, and the procedure of Bergles and Rohsenow (1964) for the wall superheat at the incipience of boiling. In the high-quality region, the correlation of Traviss et al. (1972) for annular flow condensation was slightly modified after testing it against nonnucleating forced convection boiling data. Bjorge et al.'s final correlation could correlate the water data derived from eight different sources better than the Chen correlation (13.9 percent against 17.4 percent). The basic heat transfer model of Bjorge et al. was employed by Yilmaz and Westwater (1980) to study the effect of velocity on the nucleate boiling and flow boiling mechanisms of R-113 flowing outside a circular tube in crossflow.

Kandlikar and Thakur (1982) proposed an additive correlation with nucleate boiling and convective contributions. The same data sets used by Shah (1976) were employed in the development of the correlation. The mean deviation with the data was 13.7 percent. The model was further refined by Kandlikar (1983), listed as #4 in Table 1, to include the effects of different fluids through a fluid-dependent parameter  $F_{fl}$  introduced in the nucleate boiling term. The values of  $F_{fl}$  for R-11, R-12, R-114, nitrogen, and neon were recommended on the basis of the respective flow boiling data. Considerable improvement was observed with all data over the Shah correlation. In order to extend the correlation to new fluids, Kandlikar described a scheme to determine  $F_{fl}$  using available flow boiling data. In the absence of any flow boiling data,  $F_{fl}$  could be estimated as the multiplier needed in the Forster and Zuber (1955) correlation to correlate the pool boiling data for that fluid. On the basis of Jallouk's (1974) data on pool boiling, an  $F_{fl}$  value of 1.240 was predicted for R-113.

Khanpara et al. (1986) compared their plain tube data for R-113 with correlations by Shah (1982), Pujol and Stenning (1969), and Kandlikar (1983). The Kandlikar correlation along with the suggested  $F_{fl}$  value of 1.240 resulted in the best agreement ( $\pm 20$  percent) with their plain tube data, although no R-113 flow boiling data were employed in the development of the correlation. Estimating the  $F_{fl}$  value for R-113 from flow boiling data would further improve the agreement. This confirmed the validity of the scheme proposed by Kandlikar (1983) to extend the correlation to new fluids.

The correlation proposed by Gungor and Winterton (1986), listed as #5 in Table 1, is a modification of the Chen correlation, and is developed using 3700 data points. The enhancement factor  $F$  is replaced by  $E$ , which is dependent on the boil-

ing number  $Bo$  and the Martinelli parameter  $X_{tt}$ . The suppression factor  $S$  is correlated as a function of  $X_{tt}$  and liquid Reynolds number  $Re_l$ . The Forster and Zuber (1955) pool boiling correlation was replaced by the Cooper (1984) correlation. A more recent correlation proposed by Gungor and Winterton (1987), #6 in Table 1, is based on the similar non-dimensional parameters as used by Shah (1982) and Kandlikar (1983). A constant term representing the liquid-only heat transfer coefficient is added to the usual nucleate boiling and convective boiling terms. The mean deviation with 1701 points for refrigerants was 21.3 percent, while 1891 data points for water were correlated with a mean deviation of 21.2 percent. The comparison of different correlations presented in their work included the Kandlikar and Thakur (1981) correlation.

### Objectives of the Present Work

After reviewing the literature for available correlations and models describing the flow boiling mechanism, it was clear that the ability of a correlation to apply to new fluids is an important feature. Equally important are the ability to correlate additional data with any test fluids used in the correlation development, and the ability to predict correctly the dependency of heat transfer coefficient on various system parameters. The Kandlikar (1983) correlation was able to correlate the data better than the Shah (1982) correlation, and was able to be extended to new fluids. This correlation was based on only 1100 data points, while a larger data base seemed necessary to arrive at a general correlation. To meet these needs, it was decided to conduct the following work:

- Develop a large data bank of at least 5000 data points for a number of fluids during flow boiling in plain circular tubes.
- Investigate the form of correlation by studying the effects of including various parameters in the Kandlikar (1983) correlation, and carry out further refinements.
- Compare the results with the other correlations listed in Table 1.
- Compare the correlations directly with the experimental data points to study the influence of different parameters.

### Correlation Development

**Data Base.** As a first step in the development of the correlation, data on 24 experimental investigations were obtained and stored as data files in a computer. Table 2 shows the details of each data set representing a total of 5246 data points. This is one of the largest data banks developed for two-phase correlation work. The individual data sets have been carefully studied, and wherever possible, the raw data from the experimental results were used in the reduction of the data to a standard format. The experimental procedure employed in each investigation was studied to examine the accuracy of the data. Some of the commonly noted sources of errors were: (i) errors in the determination of quality using heat balance on long preheated sections with heat losses; (ii) absence of simultaneous measurement of pressure and wall temperature at any section along the test section resulting in errors in local saturation temperature; (iii) very low temperature difference between wall and fluid, as compared to the accuracy of the temperature measurement, resulting in large errors in heat transfer coefficient calculations; (iv) errors or discrepancies in property equations used in the data reduction by the investigators while reporting data; (v) presence of oil in the refrigerant flowing through the test section; and (vi) errors due to peculiar conditions existing in the test section entry region, such as a sharp bend or flow disturbance due to probes, in general classified under history of flow.

A number of early investigations reported the average heat transfer coefficient over the evaporator length. In some cases,

Table 2 Details of the data sources used in the correlation development

Data set	Ori	D	W	G	$q \times 10^3$	x	$\Delta T$	Co	Bo $\times 10^4$	Fr	p
		mm		kg/m <sup>2</sup> s	W/m <sup>2</sup>		deg C				bar
<b>Water</b>											
1. Munn (1954)	Hor	11.8	158	339-1383	157-247	0.005-0.563	4.4-63.9	0.04-3.03	0.53-10.9	1.14-19.07	3.1-13.8
2. Perraud et al. (1960)	Ver	5	41	1249-8179	540-2280	0.098-0.699	4.5-17.5	0.102-1.07	0.063-5.35	-	3.2-64.2
3. Sant (1960)	Ver	18.3	38	248-1031	43-157	0.019-0.143	1.6-6.3	0.109-0.62	0.236-1.77	-	1.1-2.7
4. Wright (1961)	Ver	12, 18.3	136	434-2434	4.7-277	0.001-0.124	2.2-82.4	0.13-12.80	0.03-12.8	-	1.1-23.2
5. Morozov (1969)	Ver	32	171	773-1634	116-515	0.004-0.342	0.31-13.1	0.045-3.20	4.5-17.1	-	31.0-41.0
6. Stone (1971)	Ver	12.2	71	67-596	44-933	0.005-0.570	6.4-23.1	0.02-1.79	0.93-15.1	-	1.0-2.4
7. Bennett (1976)	Ver	20.4	257	115-981	136-581	0.005-0.196	3.9-24.6	0.11-2.56	0.06-20.4	-	2.0
8. Kenning, Cooper (1987)	Ver	9.6	471	123-630	52-417	0.004-0.671	1.3-24.5	0.02-2.60	0.39-11.3	-	1.6-5.9
<b>R-11</b>											
9. Chawla (1966)	Hor	6.14, 25	503	13-252	1.2-93	0.1-0.95	1.3-22.4	0.005-0.34	0.53-28.6	0.0002-0.47	0.4-0.9
10. Riedel, Purcupille (1971)	Hor	6.66, 18.85	85	1472-4579	60-92.8	0.002-0.21	2.6-13.5	0.69-23.90	1.3-2.89	7.7-75.2	5.6-9.1
11. Bandel (1973)	Hor	14	167	106-727	0.9-92.9	0.09-0.82	0.08-15.6	0.015-0.312	0.09-20.0	0.36-16.6	0.6
<b>R-12</b>											
12. Riedel, Purcupille (1971)	Hor	6.66, 18.85	92	1440-4479	22-80	0.001-0.2	2.1-10.2	0.65-43.60	1.1-2.8	6.6-69.2	6.9-7.0
13. Rhee (1972)	Hor	18.85	157	242-1915	0.3-80	0.017-0.987	1.1-15.7	0.006-4.10	0.03-9.4	0.2-12.0	7.3-10.3
14. Bandel (1973)	Hor	20	54	104-441	2-70	0.5	1.0-11.8	0.12	0.07-3.82	0.04-0.73	3.0-3.2
15. Kaufman (1974)	Ver	20.5	98	658-4850	9.5-111	0.017-0.209	1.1-7.6	0.69-11.10	0.24-5.0	-	10.9-29.1
<b>R-1381</b>											
16. Ross (1985)	Hor	9	160	353-1220	10-51.3	0.01-0.6	1.4-13.9	0.046-7.10	1.38-8.7	0.43-5.52	5.7-7.0
<b>R-22</b>											
17. Chaddock, Brunemann (1967)	Hor	11.68	22	113-474	2.0-70.6	0.203-0.676	0.8-7.6	0.08-0.464	0.22-6.38	0.07-1.27	7.0
18. Zuber (1967)	Ver	10.16	230	84-867	4.1-70.6	0.002-0.592	1.2-7.2	0.12-20.8	1.37-10.9	-	5.7, 10.8
19. Steiner (1984)	Hor	20	74	80-800	5-70	0.02-0.43	1.0-8.0	0.18-20.3	2.1-10.0	0.14-4.72	5.9
<b>R-113</b>											
20. Jensen (1986)	Ver	8.1	1264	165-1523	6.7-51.1	0.001-0.71	0.6-16.1	0.004-52.1	0.035-12.65	-	2.7-8.2
<b>R-114</b>											
21. Jallouk (1974)	Ver	20	347	157-1313	0.8-82.1	0.017-0.71	2.2-18.4	0.08-5.72	0.05-24.02	-	4.4-14.8
<b>R-152</b>											
22. Ross (1985)	Hor	9	374	140-713	4.7-89.9	0.01-0.86	1.1-14.7	0.03-5.72	0.46-9.78	0.23-5.82	1.2-2.4
<b>Neon</b>											
23. Mohr, Runge (1977)	Hor	4.6	143	77-131	0.4-49	0.12-0.95	0.04-1.67	0.01-0.52	0.32-46.5	0.1-0.31	1.3-1.6
<b>Nitrogen</b>											
24. Steiner, Schlunder (1977)	Hor	14	133	40-450	0.3-40	0.1-0.95	0.15-3.51	0.02-1.96	0.049-34.4	0.03-4.17	4.9-15.8

the entry to the evaporator was at qualities below 0.1, and the exit was almost saturated vapor. Taking the  $h_{TP}$  and  $x$  values at average test conditions is inappropriate and results in an inaccurate  $h_{TP}$ - $x$  relationship in a correlation. For this reason, nine such data sets utilized by Shah in his correlation development have not been included in the present study. These are: Bryan and Quint (1951), Yodder and Dodge (1951), and Bryan and Siegel (1955) for R-11; Ashley (1942), Johnston and Chaddock (1964), and Chaddock and Noerager (1966) for R-12; and Pierre (1957), Johnston and Chaddock (1964), and Anderson et al. (1966) for R-22.

Although the accuracy of each data set employed in the present work is different, and is difficult to ascertain, it is estimated that most of these data sources are free from gross errors. A few data sets that yielded very large errors with all correlations were investigated further. After evaluating possible sources of errors, these sets were not used in the determination of the fluid-dependent parameter for that fluid. It should also be emphasized that some important parameters such as the history of flow and tube surface characteristics are not quantified and may partly be responsible for the differences between two data sets with the same fluid.

Table 3 Constants in the proposed correlation, equation (4)

Constant	Convective region	Nucleate boiling region
$C_1$	1.1360	0.6683
$C_2$	-0.9	-0.2
$C_3$	667.2	1058.0
$C_4$	0.7	0.7
$C_5^*$	0.3	0.3

\*  $C_5=0$  for vertical tubes, and for horizontal tubes with  $Fr_{lo}>0.04$ .

**Correlation for Vertical Flow With Water.** The correlation given by Kandlikar (1983), #4 in Table 2, was used as the basis for the present correlation development. The starting point was the vertical-flow data for water. The two-phase flow boiling heat transfer coefficient,  $h_{TP}$  was expressed as the sum of the convective and the nucleate boiling terms, given by

$$h_{TP} = C_1 Co^{C_2} h_i + C_3 Bo^{C_4} h_i \quad (1)$$

convective
nucleate  
boiling term
boiling term

where  $h_{TP}$  = two-phase heat transfer coefficient;  $C_1-C_4$  = constants to be determined;  $Co$  = convection number;  $Bo$  = boiling number; and  $h_i$  = single-phase heat transfer coefficient with only the liquid fraction flowing in the tube. In the present work, the Dittus-Boelter equation is used to calculate  $h_i$ .

The effort was now directed toward obtaining the best values of  $C_2$  and  $C_4$ , which would result in the lowest mean error with all the vertical-flow data sets with water. The exponents  $C_2$  and  $C_4$  were systematically varied over a wide range. For every set of  $C_2$  and  $C_4$  values, corresponding coefficients,  $C_1$  and  $C_3$  were evaluated using a least-squares program with the vertical-flow data for water. The mean error for each data set was also calculated. Initially, the data was divided into two regions as follows:

$Co < 0.65$ —convective boiling region

$Co > 0.65$ —nucleate boiling region

In the convective boiling region, the heat transfer is predominantly by a convective mechanism. Similarly, in the nucleate boiling region, the heat transfer is predominantly by nucleate boiling mechanism. Influence of heat flux is particularly different in the two regions, as will be discussed later.

The above procedure of separating the two regions results in a discontinuity at  $Co = 0.65$ . It is present in the Shah correlation. This discontinuity is eliminated here by allowing the transition from one region to another at the intersection of the respective correlations.

At this point, the form of correlation was extensively tested for any effects such as the enhancement factor  $F$  or the suppression factor  $S$  used in the Chen correlation. This involved modification of the base correlation, equation (1), by incorporating one or more multiplication factors at a time in the convective and nucleate boiling terms. Some of the multiplication factors used in the convective term are:  $Bo^m$ ,  $(x/(1-x))^m$ ,  $x^m$ , and  $Re^m$ . Similarly, the multiplication factors used in the nucleate boiling term are:  $Co^m$ ,  $Co^m Bo^n$ ,  $X_{ff}^m$ ,  $(x/(1-x))^m$ ,  $x^m$ ,  $Re^m$ , and (convective term) $^m$ . The exponents  $m$  and  $n$  were varied over a wide range from -2.0 to

+2.0. For every case, the coefficients  $C_1$  and  $C_3$  were evaluated using the available data sets in the least-square routine.

In every case with an additional multiplication factor in the convective or in the nucleate boiling term, the mean deviation was higher than the base correlation. The form of correlation suggested by Gungor and Winterton (1987), ( $h_{TP}/h_i = 1 + \text{convective boiling term} + \text{nucleate boiling term}$ ), was also tried without any improvement. In most cases, the resulting mean error was significantly higher than the corresponding mean error with equation (1). This confirmed the adequacy of the present model in representing the two mechanisms over a wide range of operating conditions.

**Fluid-Dependent Parameter for Other Fluids.** The correlation was then extended to other fluids by incorporating a fluid-dependent parameter  $F_{fl}$ . Equation (1) is rewritten in a slightly different form, and  $F_{fl}$  is included in the second term as follows:

$$\frac{h_{TP}}{h_i} = C_1 Co^{C_2} + C_3 Bo^{C_4} F_{fl} \quad (2)$$

For each fluid, the value of  $F_{fl}$  was varied over a range from 0.5 to 5.0. For each  $F_{fl}$  value, the mean deviations were obtained for each data set of that fluid. The  $F_{fl}$  value that resulted in the lowest combined mean error for all data sets for that fluid under both regions, convective and nucleate boiling, was finally selected.

**Froude Number Effect in Horizontal Flow.** The influence of stratification at low flow rates in horizontal tubes was correlated by introducing the Froude number in the nucleate boiling in the convective boiling terms as follows:

$$\frac{h_{TP}}{h_i} = C_1 Co^{C_2} (25Fr_{lo})^{C_5} + C_3 Bo^{C_4} (25Fr_{lo})^{C_6} F_{fl} \quad (3)$$

$C_5$  and  $C_6$  were systematically varied and the mean deviations for all the data sets for all fluids with  $Fr_{lo} < 0.04$  were evaluated. The limiting value of 0.04 was also varied and the mean deviation for each data set was obtained by adjusting the constant 25 accordingly to yield (constant  $\times$  limiting value) = 1. The limiting value of 0.04 was found to be most suitable with all the horizontal-flow data sets. The entire process from the beginning was repeated to include the horizontal-flow data points with  $Fr_{lo} > 0.04$  along with the vertical-flow data sets for evaluating the constants.

**Final Form of the Proposed Correlation.** The final form of the equation obtained in this analysis is

$$\frac{h_{TP}}{h_i} = C_1 Co^{C_2} (25Fr_{lo})^{C_5} + C_3 Bo^{C_4} F_{fl} \quad (4)$$

The single-phase liquid-only heat transfer coefficient  $h_i$  is given by

$$h_i = 0.023 Re^{0.4} Pr^{0.4} (k_f/D) \quad (5)$$

The values of constants  $C_1-C_5$  are given in Table 3. The constant  $C_6$  in equation (3) was found to be zero, and therefore the Froude number multiplier in the nucleate boiling term in equation (4) is missing. Also, for vertical flow, and for horizontal flow with  $Fr_{lo} > 0.04$ , the Froude number multiplier in the convective boiling term in equation (4) becomes unity. The two sets of values given in Table 3 correspond to the convective boiling and nucleate boiling regions, respectively. The heat transfer coefficient at any given condition is evaluated using the two sets of constants for the two regions, and since the transition from one region to another occurs at the intersection of the respective correlations, the higher of the two heat transfer coefficient values represents the predicted value from the proposed correlation. This method provides a continuity between the convective and nucleate boiling regions.

Table 4 Fluid dependent parameter  $F_{fl}$  in the proposed correlation, equation (4)

Fluid	$F_{fl}$
Water	1.00
R-11	1.30
R-12	1.50
R-13B1	1.31
R-22	2.20
R-113	1.30
R-114	1.24
R-152a	1.10
Nitrogen	4.70
Neon	3.50

Table 4 gives the values of the fluid-dependent parameters  $F_{fl}$  for water, R-11, R-12; R-13B1, R-22, R-113, R-114, R-152a, nitrogen, and neon. For other fluids not covered here, the scheme suggested by Kandlikar (1983), and described in the literature review section above, may be employed to calculate  $F_{fl}$ .

All the fluid properties required in the data reduction and the development of the correlation were evaluated using the *ASHRAE Handbook* (1985), *ASHRAE Thermophysical Properties* (1976), Reynolds (1979), and the surface tension properties published by DuPont. The equation for the vapor pressure for R-113 was derived from Mastroianni et al. (1978).

### Results and Discussion

In this section, the results of the correlation development and some comparisons among different correlations are presented. A total of six correlations are compared with the experimental data for their accuracy of prediction, and their ability to depict correctly the trend of  $h_{TP}$  versus  $x$ .

**Nucleate Boiling Term.** The constant  $C_4$  in the proposed correlation, equation (4), is the exponent to the boiling number ( $Bo = q/(G_i h_i)$ ) in the nucleate boiling term, and is seen to be 0.7 for both convective and nucleate boiling regions. The dependence of the nucleate boiling contribution on heat flux  $q$  is therefore proportional to  $q^{0.7}$ . The underlying mechanism for the nucleate boiling in two-phase flow can be related to the pool boiling, and it seems reasonable to expect similar dependence on  $q$  in both cases. The dependence of the heat transfer coefficient on  $q$  in pool boiling can be expressed as

$$h \propto q^n$$

The value of the exponent  $n$  is 0.7 as given by two correlations recommended in the *Heat Exchanger Design Handbook* (1983), one by Borishanski (1969) and the other by Ratiani and Shekrladze (1972). Rohsenow's pool boiling correlation yields  $n$  equal to 0.67. Thus it is seen that the nucleate boiling term shows dependence on  $q$  similar to the case of pool boiling.

**Convective Boiling Term.** The dependence of the convective boiling term on quality is investigated in the two regions. In the convective boiling region, the exponent of  $Co$  is  $-0.9$ , and along with the  $Re^{0.8}$  in the  $h_i$  expression, the convective boiling term varies as  $x^{0.72}(1-x)^{0.08}$ . However, this dependence should not be viewed in isolation, since the nucleate boiling contribution varies as  $(1-x)^{0.8}$ . Combining these two contributions may result in a different dependent of  $h_{TP}$  on  $x$  depending on the fluid and other system and operating parameters.

The exponent of  $Co$  in the nucleate boiling region is  $-0.2$ , which is much weaker than the value  $-0.891$  found in the

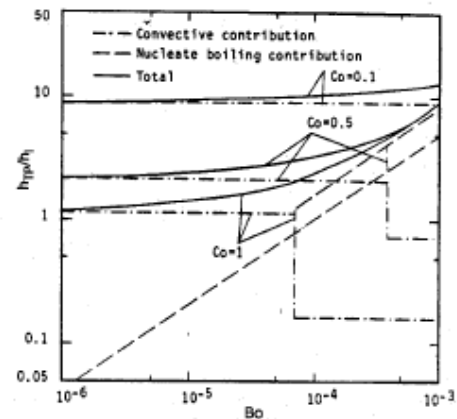


Fig. 1 Variation of  $h_{TP}/h_i$  with  $Bo$  in the proposed correlation, equations (4) and (5)

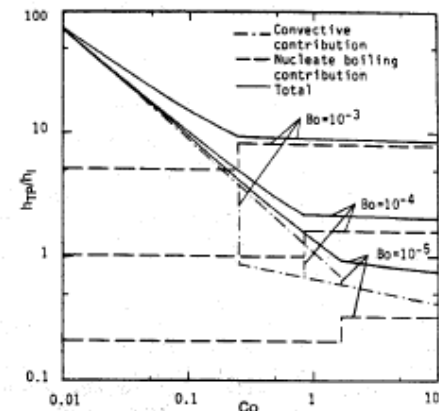


Fig. 2 Variation of  $h_{TP}/h_i$  with  $Co$  in the proposed correlation, equations (4) and (5)

earlier work by Kandlikar (1983). The main reason for this is that very few data points in this region were used in the earlier work. This weak dependence on  $Co$  is to be expected in the nucleate boiling region where convection is not the dominant mechanism of heat transfer. As  $Bo$  increases, the percentage contribution due to convective boiling decreases. At high heat fluxes the heat transfer is predominantly by the nucleate boiling mechanism. However, at low heat flux values, the convective contribution may be quite significant. The proposed correlation is able to cover both these cases.

**Influence of  $Bo$  and  $Co$ .** The contributions of convective boiling and nucleate boiling multipliers to  $h_i$  are shown in Figs. 1 and 2. These figures show the dependence of the ratio  $h_{TP}/h_i$  on  $Co$  and  $Bo$ , and not the actual variation of  $h_{TP}$ . Figure 1 shows the variation of  $h_{TP}/h_i$  with  $Bo$  for three values of  $Co$ : 0.1, 0.4, and 1.0. The contribution of the two mechanisms is also shown. The two regions are identified by a step change in the contributions of each mechanism. Note however that there is no step change in the sum of the two contributions. At lower values of  $Bo$ , the heat transfer is predominantly convective and the influence of  $Bo$  is relatively small. As  $Bo$  increases at a constant  $Co$  value, the convective contribution remains constant, but the nucleate boiling com-

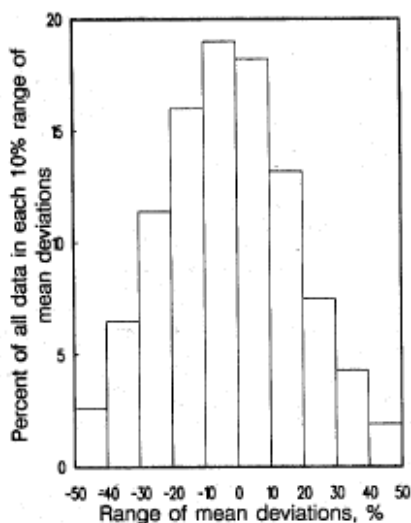


Fig. 3 Histogram of mean errors for all data with the proposed correlation, equations (4) and (5)

ponent first increases slowly, and then rapidly until the convective contribution becomes relatively insignificant in the nucleate boiling dominant region.

Similarly, the variation of  $h_{TP}/h_f$  with  $Co$  is plotted in Fig. 2 for three values of  $Bo$ :  $10^{-5}$ ,  $10^{-4}$ , and  $10^{-3}$ . Smaller values of  $Co$  represent the convective boiling dominant region. Here the influence of  $Bo$  tends to be smaller and all the  $Bo$  curves tend to merge into a single line. However at higher values of  $Co$ , the heat transfer is nucleate boiling dominant and the influence of  $Co$  becomes quite small.

A comprehensive figure showing the comparison of the proposed correlation with all data points would prove to be of little value due to the large number of data points involved. Instead, a histogram showing the percentages of number of points in every 10 percent mean deviation range is plotted in Fig. 3. The x axis gives the mean deviation range such as -50 to -40, -40 to -30, -30 to -20, and so on up to +40 to +50 percent error. The percentages of data points falling in each of these ranges are shown as vertical boxes in each region. Thus it can be seen that 66 percent of all data points fall within  $\pm 20$  percent, while 86 percent fall within  $\pm 30$  percent.

**Comparison of Correlations.** A comparison of the proposed correlation with five other correlations listed in Table 1 is made for all the 24 data sets used in this investigation. Table 5 gives the mean deviations between the experimental and predicted values from each correlation for water, seven refrigerants, and two cryogenic fluids. Since the data were stored with heat flux as a parameter, an iteration scheme was needed with the Chen (1966) and Bjorge et al. (1982) correlations.

As can be seen from Table 5, the proposed correlation from the present work yields the lowest values of mean deviations for water, all refrigerants, and cryogenic fluids. In the case of water, all the correlations perform quite well. In particular, the horizontal-flow data of Mumm are correlated by all correlations to within 15 percent except by the Chen correlation. For the vertical-flow data for water, large errors are noted. Bartoletti et al.'s (1964) high-pressure water data for 5 and 9-mm tubes could not be correlated by any of the correlations, all of them underpredicting by about 30-35 percent. Further evaluation of these data is needed; they were therefore not included in the data bank and the comparison reported in Table

Table 5 Comparison of correlations with experimental data

Fluid	Mean Deviations, percent					
	Present work	Shah and (1982)	Gungor and Winterton (1987)	Gungor and Winterton (1986)	Chen (1966) Hall and Rohsenow (1982)	Bjorge, Hall and Rohsenow (1982)
<b>Water</b>						
Vertical	16.2	18.7	19.2	21.6	31.0	31.2
Horizontal	13.0	12.0	14.6	14.8	20.2	12.3
All water	15.9	17.9	18.5	20.7	29.6	24.6
<b>Refrigerants</b>						
R-11	16.9	17.6	20.7	25.8	42.4	30.5
R-12	23.3	34.8	27.2	30.7	74.0	64.0
R-13B1	15.4	19.7	20.6	16.5	59.2	79.6
R-22	16.1	39.1	34.2	39.9	44.3	63.2
R-113	20.6	23.7	24.9	22.0	25.2	26.2
R-114	22.8	25.7	22.4	22.8	35.1	36.1
R-152A	16.3	19.9	18.1	23.8	60.2	83.1
All Refrigerants	18.8	25.8	24.0	25.9	48.6	54.7
<b>Cryogenic fluids</b>						
Nitrogen	19.3	57.3	45.8	*	*	*
Neon	18.7	46.9	43.5	*	*	*

\* Errors could not be computed due to insufficient data

5. Unusually large deviations were noted for Wright's data with the Bjorge et al. correlation, and are not included in the reported mean deviations for that correlation in Table 5. Another important observation was made that Kenning and Cooper's data for vertical flow were correlated to within 15 percent by all correlations. From the description given by the investigators on the experimental apparatus and measurement techniques, their data set seems to be of very high accuracy.

For all refrigerants combined, the mean deviation is 18.8 percent with the proposed correlation, while it is above 24 percent with the other correlations. The errors with some refrigerants, e.g., R-22, are quite high with other correlations. This clearly indicates a need for a fluid-dependent parameter in the correlating scheme.

Another equally important factor in the comparison of the correlations is their ability to predict correct parametric trends among the important system variables. The basic trend of  $h_{TP}$  versus  $x$  was compared from different correlations against the systematic data available for R-113 and water. Figures 4 and 5 show the comparison of the correlations with the experimental data points from Jensen and Bensler (1986) at two system pressures of 5.5 bar and 2.7 bar with R-113. A decreasing trend of  $h_{TP}$  with  $x$  in the entire  $x$  range is seen for this data set. A similar trend has been observed with some other refrigerant data. This trend is quite different from a more accepted trend of constant  $h_{TP}$  at low  $x$  followed by increasing  $h_{TP}$  at higher  $x$  observed for water. The proposed correlation correctly predicts the decreasing trend of  $h_{TP}$  with  $x$  for R-113. At lower  $x$  values, corresponding to the nucleate boiling region, the experimental  $h_{TP}$  values are seen to be higher than those at higher qualities corresponding to the convective region. The proposed correlation shows a similar trend, with higher  $h_{TP}$  values at low  $x$ , and a rapidly decreasing trend with  $x$  at lower qualities, followed by a gradual descent at higher  $x$  values. Both the Gungor and Winterton correlations predict a monotonously decreasing trend, which fails to account for the considerably higher  $h_{TP}$  values at lower  $x$ . The Shah correlation predicts a complex trend due to a number of step variations present in it. The Chen and the Bjorge et al. correlations predict an ever-increasing trend of  $h_{TP}$  with  $x$ , which is quite opposite to the trend seen from the experimental data points.

The fluid-dependent parameter  $B_M$  in the Bjorge et al. correlation was set at  $1.89 \text{ E-}14$  in the above comparisons. Setting

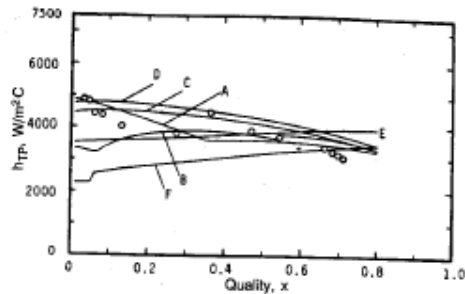


Fig. 4 Comparison of  $h_{TP}$  versus  $x$  for the Jensen and Banaler (1986) R-113 data and six correlations;  $G=637 \text{ kg/m}^2\text{s}$ ,  $q=51,000 \text{ W/m}^2$ ,  $T_{\text{sat}}=110^\circ\text{C}$ ,  $D=0.81 \text{ cm}$ ; (A) proposed correlation, equations (4) and (5); (B) Shah (1982); (C) Gungor and Winterton (1987); (D) Gungor and Winterton (1986); (E) Chen (1986); (F) Bjorge et al. (1982),  $\circ$ —data points

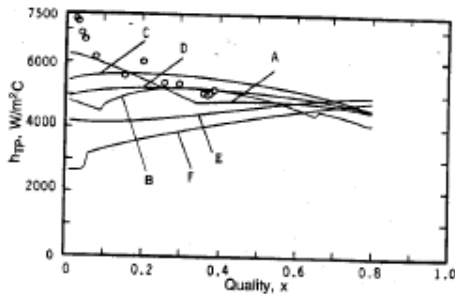


Fig. 5 Comparison of  $h_{TP}$  versus  $x$  for the Jensen and Banaler (1986) R-113 data and six correlations;  $G=295 \text{ kg/m}^2\text{s}$ ,  $q=49,000 \text{ W/m}^2$ ,  $T_{\text{sat}}=81^\circ\text{C}$ ,  $D=0.81 \text{ cm}$ ; (A) proposed correlation, equations (4) and (5); (B) Shah (1982); (C) Gungor and Winterton (1987); (D) Gungor and Winterton (1986); (E) Chen (1986); (F) Bjorge et al. (1982),  $\circ$ —data points

$B_M$  at 1.03 E-13 in the correlation as suggested by Mikic and Rohsenow (1969) would improve the agreement with the data for refrigerants.

A similar comparison for water data from Cooper and Kenning (1986) for two system pressures of 1.638 and 1.974 bar is shown in Fig. 6. Here again the agreement between the predicted and the experimental values is excellent with the proposed correlation. The Shah correlation does quite well with water data. Both the Gungor and Winterton correlations and the Chen correlation slightly underpredict the heat transfer coefficient for this data set, while the Bjorge et al. correlation predicts an unusual rapidly increasing trend at higher  $x$  values.

The inability of the other correlations to predict the  $h_{TP}$ - $x$  trend correctly is due to two reasons. Firstly, the form of the correlation may not be appropriate, e.g., the Gungor and Winterton (1987) correlation has  $h_i$  as an additive term, which severely affects the  $h_{TP}$ - $x$  trend in the nucleate boiling region. Secondly, the other correlations, including those of Shah and Chen, have utilized average heat transfer coefficient data in their development, and therefore are unable to reflect the correct trend due to the averaging effects.

As is clear from the preceding discussion on Figs. 4-6, the proposed correlation is able to predict the increasing  $h_{TP}$  versus  $x$  trend for water, as well as a decreasing trend with R-113 for the given set of operating conditions. This has been made possible by the choice of an appropriate form of correlation, and the introduction of the fluid-dependent parameter  $F_{fl}$ , which is able to account for the different nucleate boiling behaviors of different fluids.

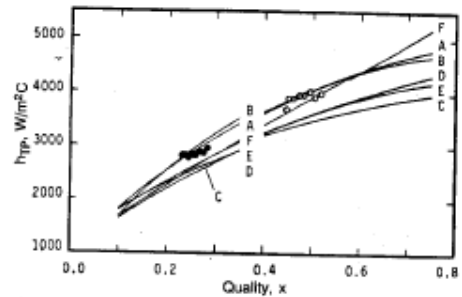


Fig. 6 Comparison of  $h_{TP}$  versus  $x$  for Kenning and Cooper's (1986) water data and six correlations;  $\circ G=203 \text{ kg/m}^2\text{s}$ ,  $q=213,000 \text{ W/m}^2$ ,  $T_{\text{sat}}=120^\circ\text{C}$ ,  $D=0.96 \text{ cm}$ ;  $\bullet G=202 \text{ kg/m}^2\text{s}$ ,  $q=142,000 \text{ W/m}^2$ ,  $T_{\text{sat}}=114^\circ\text{C}$ ,  $D=0.96 \text{ cm}$ ; (A) proposed correlation, equations (4) and (5); (B) Shah (1982); (C) Gungor and Winterton (1987); (D) Gungor and Winterton (1986); (E) Chen (1986), (F) Bjorge et al. (1982)

A further comparison of the parametric dependence predicted by different correlations is presented by Kandlikar (1988). In that work, it is shown that Collier's flow boiling map is inadequate to represent the parametric trends for refrigerants, and suitable modifications are suggested.

**Klimenko's Correlation.** Klimenko (1988) recently proposed a flow boiling correlation that incorporates the wall thermal conductivity effect. In the nucleate boiling region, there are no flow effects included, while in the convective boiling region,  $h_{TP}$  is assumed to be independent of the tube diameter and the dependence on  $G$  and  $x$  is assumed to be proportional to  $[G(1+x(\rho_l/\rho_g))]^{0.6}$ . This yields an increasing  $h_{TP}$  versus  $x$  trend for all fluids, contrary to the observations made in the present study. Klimenko considered many earlier data sets with average coefficients and discarded more than half the data points in each set as being unacceptable. None of the recent local data on refrigerants were utilized. Klimenko also concludes that the Chen correlation is better than the Shah correlation, which again is contrary to the present findings.

**Cryogenic Fluids.** In the present study, only one data source each for nitrogen and neon was utilized in evaluating the respective fluid-dependent parameter  $F_{fl}$ , which is found to be 4.7 for nitrogen and 3.5 for neon. These values are quite large compared to those for water and the refrigerants. This prompted a further investigation on the correlations and experimental data sets pertaining to cryogenic fluids.

Klimenko (1982) presented a correlation specifically developed for cryogenic fluids on the basis of nine sets for hydrogen, neon, and nitrogen. He cites a lack of detailed information as a major problem in evaluating the accuracy of the experimental data sets. About 50 percent of the data from four sets was discarded in accordance with the "principle of maximum representativeness." No further details were given by Klimenko regarding the data selection process. The remaining data were correlated by a scheme similar to that developed for refrigerants (Klimenko, 1988), in which the wall thermal capacity was found to be an important correlating parameter. Deev et al. (1984) compared Klimenko's correlation with his own data and six other data sets for nitrogen. Deev et al.'s data along with four other data sets were correlated by Klimenko's correlation to within  $\pm 20$  percent. However, data of Ronzhin and Usyukin (1968) and Steiner and Schlunder (1976) gave deviations in excess of  $-50$  to  $+100$  percent.

Shah (1984) compiled twelve experimental data sets for helium, hydrogen, neon, nitrogen, and argon, and compared them with his correlation and Klimenko's (1982) correlation. He observed no systematic dependence of the heat transfer coefficient on the wall thermal capacity contrary to

Klimenko's observation. The comparison of mean deviations for the twelve data sets shows that Shah's correlation gives better results than Klimenko's correlation. However, the mean deviations for some of the data sets are quite large, e.g., Muller et al.'s (1983) data for nitrogen at reduced pressures of 0.6 and 0.8: 59 percent; Steiner and Schlunder's (1977) data for nitrogen: 59 percent; Mohr and Runge's (1977) data for neon: 49 percent; and Ogato and Sato's data for helium: 37 percent. It may be noted that Shah utilized all the data points in each set while comparing the correlations.

As seen from the above discussion, the data for cryogenic fluids could not be correlated well with any available correlation. The main problem seems to lie in determining the accuracy of the data sets. As pointed out earlier, the major sources of error seem to be: low temperature differences with cryogenic fluids, inaccurate estimates of heat losses from the test section, and difficulties in obtaining local measurements. Under these circumstances, the development of a general correlation for cryogenic fluids may have to wait until reliable experimental data are available for different cryogenic fluids. The fluid-dependent parameter in the proposed correlation may then be derived from the reliable data sets.

**Additional Remarks.** Further comparison of different correlations was made with Khanpara's (1986) recent R-22 and R-113 data in 8.71-mm-dia horizontal tubes, made available by Prof. A. E. Bergles of Rensselaer Polytechnic Institute, Troy, NY. These data are believed to be very accurate since great care was taken in eliminating any entrance effects, and in reducing other experimental uncertainties. There are 100 data points for R-22 and 110 data points for R-113, covering both the nucleate boiling and convective regions. The mean percent deviations with the different correlations for R-22 and R-113, respectively, are: present study—15.2 and 20.8; Shah—36.1 and 22.3; Gungor and Winterton (1986)—39.4 and 26.2; Winterton (1987)—31.3 and 21.1; Bjorge et al.—43.8 and 51.3; and Chen—47.9 and 56.9. Since these data sets were not used in any of the correlation development, including the present one, they should serve as a fair comparison of different correlations. As seen from this comparison, the proposed correlation gives the lowest mean deviations for both R-22 and R-113.

A comment regarding the simplicity and ease of use of these correlations is appropriate. The correlations of Shah, and Gungor and Winterton (1986, 1987), and the proposed correlation are explicit in terms of heat flux, and require only the quality, mass flux, heat flux, and tube diameter as input operating variables. The fluid properties required are liquid thermal conductivity, liquid specific heat, liquid and vapor phase densities, liquid viscosity, and the latent heat of vaporization. Other correlations by Chen, and Bjorge et al., are explicit in terms of the temperature difference between the wall and the fluid saturation temperature, and require a number of additional properties including surface tension, vapor viscosity, and vapor pressure equation.

It is expected that the values of  $F_{\beta}$  for different fluids recommended in this paper may undergo further refinements as more reliable data become available for each fluid. It may also be possible to accommodate the surface condition variation through this parameter, and extend it to enhanced surfaces.

## Conclusions

A total of 5246 data points for water, R-11, R-12, R13-B1, R-22, R-113, R-114, R-152a, nitrogen, and neon have been compiled from 24 experimental investigations on saturated flow boiling inside vertical and horizontal tubes. A correlation is developed from these data sets using an additive model and a fluid-dependent parameter  $F_{\beta}$ . This correlation results in a

mean deviation of 15.9 percent with water data, and 18.8 percent with all refrigerant data combined. The corresponding figures are 17.9 percent and 25.8 percent with the Shah (1982) correlation, and 18.5 percent and 24.0 percent with the Gungor and Winterton (1987) correlation. The proposed correlation gives a continuous variation of heat transfer coefficient along an evaporator tube and agrees with the trends of  $h_{TP}$  versus  $x$  as seen from the experimental data for water and R-113.

## References

- Ashley, C. M., 1942, "The Heat Transfer of Evaporating Freon," *American Society of Refrigerating Engineers Journal*, Feb., pp. 89-95.
- Anderson, S. W., Rich, D. G., and Geary, D. F., 1966, "Evaporation of R22 in a Horizontal 3/4 in. OD Tube," *ASHRAE Transactions*, Vol. 72, pp. 28-41.
- ASHRAE, 1976, *Thermophysical Properties of Refrigerants*, ASHRAE, New York.
- Bandel, J., 1973, "Druckverlust und Wärmeübergang bei der Verdampfung siedender Kältemittel im durchströmten waagerechten Rohr," Ph.D. dissertation, Universität Karlsruhe, Federal Republic of Germany.
- Bartolotti, S., Lombardi, C., and Silvestri, M., 1964, "Heat Transfer to Stream-Water Mixtures," Report R-78, Research Contract between Euratom and Centro Informazioni Studi Esperienze, Milan, Italy.
- Bennett, D. L., 1976, "A Study of Internal Forced Convective Boiling Heat Transfer for Binary Mixtures," Ph.D. dissertation, Lehigh University, PA.
- Bennett, D. L., and Chen, J. C., 1980, "Forced Convective Boiling in Vertical Tubes for Saturated Pure Components and Binary Mixtures," *AIChE Journal*, Vol. 26, pp. 454-461.
- Bergles, A. E., and Rohsenow, W. M., 1964, "The Determination of Forced Convection Surface Boiling Heat Transfer," *ASME JOURNAL OF HEAT TRANSFER*, Vol. 86, pp. 365-372.
- Bjorge, R. W., Hall, G. R., and Rohsenow, W. M., 1982, "Correlation of Forced Convection Boiling Heat Transfer Data," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 25, No. 6, pp. 753-757.
- Borishanski, V. M., 1969, "Correlation of the Effect of Pressure on the Critical Heat Flux and Heat Transfer Rates Using the Theory of Thermodynamic Similarity," in: *Problems of Heat Transfer and Hydraulics of Two-Phase Media*, Z. Z. Kutateladze, ed., Pergamon, Oxford, United Kingdom, pp. 16-37.
- Bryan, W. L., and Quaint, G. W., 1951, "Heat Transfer Coefficients in Horizontal Tube Evaporators," *Refrigerating Engineering*, Vol. 59, No. 1, pp. 67-72.
- Bryan, W. L., and Siegel, L. G., 1955, "Heat Transfer Coefficients in Horizontal Tube Evaporators," *Refrigerating Engineering*, Vol. 63, No. 5, pp. 36-45, 120.
- Chaddock, J. B., and Brunemann, H., 1967, "Forced Convection Boiling of Refrigerants in Horizontal Tubes," Report No. HL-113, School of Engineering, Duke University.
- Chaddock, J. B., and Noerager, J. A., 1966, "Evaporation of R-12 in Horizontal Tube With Constant Heat Flux," *ASHRAE Transactions*, Vol. 72, Part I, pp. 99-103.
- Chawia, J. M., 1967, "Wärmeübergang und Druckabfall in waagerechten Röhren bei der Strömung von verdampfenden Kältemitteln," *VDI-Forschungsheft*, No. 523.
- Chen, J. C., 1966, "A Correlation for Boiling Heat Transfer to Saturated Fluids in Convective Flow," *Industrial and Engineering Chemistry, Process Design and Development*, Vol. 5, No. 3, pp. 322-329.
- Colburn, A. P., 1933, "A Method of Correlating Forced Convection Heat Transfer Data and a Comparison With Fluid Friction," reprinted in: *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 7, 1964, pp. 1359-1384.
- Coller, J. G., 1981, *Convective Boiling and Condensation*, 2nd ed., McGraw-Hill, New York.
- Cooper, M. G., 1984, "Saturation Nucleate Pool Boiling," 1st U.K. National Conference on Heat Transfer, Vol. 2, pp. 785-793 (Industrial and Chemical Engineering Symposium Series No. 86).
- Deev, V. I., Arkhipov, V. V., and Novikov, V. N., 1984, "Heat Transfer With Boiling of Nitrogen Under Conditions of Forced Motion," *Thermal Engineering*, Vol. 31, pp. 143-146.
- E. I. DuPont de Nemours and Co. 1967, "Surface Tension of the Freon Compounds," DuPont Technical Bulletin D-27.
- Forster, H. K., and Zuber, N., 1955, "Dynamics of Vapor Bubbles and Boiling Heat Transfer," *Journal of AIChE*, Vol. 1, pp. 531-535.
- Gungor, K. E., and Winterton, R. H. S., 1986, "A General Correlation for Flow Boiling in Tubes and Annuli," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 29, No. 3, pp. 351-358.
- Gungor, K. E., and Winterton, R. H. S., 1987, "Simplified General Correlation for Saturated Flow Boiling and Comparisons of Correlations With Data," *The Canadian Journal of Chemical Engineering*, Vol. 65, No. 1, pp. 148-156.
- Heat Exchanger Design Handbook*, 1983, Section 2.7.2, Hemisphere Publishing Corporation, New York.
- Jallouk, P. A., 1974, "Two-Phase Flow Pressure Drop and Heat Transfer Characteristics of Refrigerants in Vertical Tubes," Ph.D. Dissertation, University of Tennessee, Knoxville, TN.

- Jensen, M. K., and Bensler, H. P., 1986, "Saturated Forced Convective Boiling Heat Transfer With Twisted-Tape Inserts," *ASME JOURNAL OF HEAT TRANSFER*, Vol. 108, pp. 93-99.
- Johnston, R. C., and Chaddock, J. B., 1964, "Heat Transfer and Pressure Drop of Refrigerants Evaporating in Horizontal Tubes," *ASHRAE Transactions*, Vol. 70, pp. 163-172.
- Kandlikar, S. G., and Thakur, B. K., 1982, "A New Correlation for Heat Transfer During Flow Boiling," *Proceedings, 16th Southeastern Seminar on Thermal Sciences*, Miami, FL.
- Kandlikar, S. G., 1983, "An Improved Correlation for Predicting Two-Phase Flow Boiling Heat Transfer Coefficient in Horizontal and Vertical Tubes," in: *Heat Exchangers for Two-Phase Flow Applications*, ASME, New York.
- Kandlikar, S. G., 1988, "A Parametric Study of Saturated Flow Boiling Heat Transfer Inside Horizontal and Vertical Tubes," presented at the First World Conference on Experimental Heat Transfer, Fluid Mechanics and Thermodynamics, Dubrovnik, Yugoslavia.
- Kaufmann, W. D., 1974, "Untersuchung des Wärmeübergangs und des Druckverlustes der zweiphasenströmung von R-12 im senkrechte Rohr," Swiss Tech. University, dissertation No. 5169, Zurich, Switzerland.
- Kenning, D. B. R., and Cooper, M. G., Jan. 1986, Personal Communication.
- Khanpara, J. C., 1986, "Augmentation of In-Tube Evaporation and Condensation With Micro-fin Tubes Using R-113 and R-22," Ph.D. dissertation, Iowa State University, Ames, IA.
- Khanpara, J. C., Bergles, A. E., and Pate, M. B., 1986, "Augmentation of R-113 In-Tube Evaporation With Micro-fin Tubes," *ASHRAE Paper No. PO-86-11*, No. 3.
- Klimenko, V., 1982, "Heat Transfer Intensity at Forced Flow Boiling of Cryogenic Liquids in Tubes," *Cryogenics*, Vol. 22, pp. 569-576.
- Klimenko, V. Y., 1988, "A Generalized Correlation for Two-Phase Forced Flow Heat Transfer," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 31, No. 3, pp. 541-552.
- Mastroianni, M. J., Stah, R. F., and Sheldon, P. N., 1978, "Physical and Thermodynamic Properties of 1, 1, 2-Trifluoroethane (R-113)," *ACS Journal of Chemical and Engineering Data*, Vol. 23, No. 2, pp. 113-118.
- Mikic, B. B., and Rohsenow, W. M., 1969, "A New Correlation of Pool Boiling Data Including the Effect of Heating Surface Characteristics," *ASME JOURNAL OF HEAT TRANSFER*, Vol. 91, p. 245.
- Mohr, V., and Runge, R., 1977, "Forced Convection Boiling of Neon in Horizontal Tubes," *Heat Transfer in Boiling*, E. Hahne, and U. Grigull, eds., Hemisphere Publishing Corporation, New York.
- Morozov, V. G., 1969, "Heat Transfer During the Boiling of Water in Tubes," in: *Convective Heat Transfer in Two Phase and One Phase Flows*, V. M. Borishanskii and I. I. Palev, eds., Israel Program for Scientific Translations Ltd., pp. 106-114.
- Muller, H., Bonn, W., and Steiner, D., 1983, "Heat Transfer and Critical Heat Flux at Flow Boiling of Nitrogen and Argon Within a Horizontal Tube," in: *Heat Exchangers*, J. Taborek, G. F. Hewitt, and N. Afgan, eds., Hemisphere Publishing Corp., Washington, DC, pp. 233-250.
- Mumm, J. F., 1954, "Heat Transfer to Boiling Water Forced Through a Uniformly Heated Tube," Report No. ANL-5276, Argonne National Laboratory, Argonne, IL.
- Ogata, H., and Sato, S., 1974, "Forced Convection Heat Transfer to Boiling Helium in a Tube," *Cryogenics*, Vol. 14, pp. 375-380.
- Perroud, P., de la Harpe, A., and Rebiere, J., 1960, "Experimental Investigation of the Coefficient of Heat Transfer, Critical Heat Flux and Pressure Drop of Water Steam Mixtures in Turbulent Flow in a Vertical Tube," Grenoble Center for Nuclear Studies, Physico-Chemical and Low-Temperature Laboratory, Report CEA No. 1853.
- Pierre, B., 1957, "The Coefficient of Heat Transfer for Boiling Freon-12 in Horizontal Tubes," *Heating and Air Treatment Engineer*, Dec., pp. 302-310.
- Pujol, L., and Stenning, A. H., 1969, "Effect of Flow Directions on the Boiling Heat Transfer Coefficients in Vertical Tubes," *Cocurrent Gas-Liquid Flow*, A. A. Rhodes, and B. B. Scott, eds., Plenum Press, New York, pp. 401-453.
- Ratiani, G. V., and Shekrladze, I. G., 1972, "Study of the Process of Fully Developed Boiling of Liquids," *Heat Transfer—Soviet Research*, Vol. 4, No. 4, pp. 126-141.
- Reynolds, W. C., 1979, *Thermodynamic Properties in SI*, Stanford University, Stanford, CA.
- Rhee, B. W., 1972, "Heat Transfer to Boiling Refrigerants R-12 and R-22 Flowing Inside a Plain Copper Tube," Ph.D. dissertation, The University of Michigan, Ann Arbor, MI.
- Riedel, K., and Purcupile, J. C., 1971, "Experimental and Analytical Investigation—Boiling Heat Transfer in Evaporator Tubes—Horizontal Flow," report prepared under NSF Grant 257, CMV No. 1-55307, Carnegie-Mellon University, Pittsburgh, PA.
- Rohsenow, W. M., 1952, "A Method of Correlating Heat Transfer Data for Surface Boiling of Liquids," *Transactions of ASME*, Vol. 74, pp. 969-975.
- Ronzhin, L. P., and Utyukin, I. P., 1968, "Experimental Investigation of Nitrogen Boiling Under Conditions of Forced Motion in a Horizontal Tube," *Kislorodnyy Promyshlennost*, Vol. 2, pp. 25-33.
- Ross, H. D., 1985, "An Investigation of Horizontal Flow Boiling of Pure and Mixed Refrigerants," Ph.D. dissertation, University of Maryland.
- Sani, R. L., 1960, "Downflow Boiling and Non-boiling Heat Transfer in a Uniformly Heated Tube," M.S. thesis, UCRL-9023, University of California at Berkeley.
- Shah, M. M., 1976, "A New Correlation for Heat Transfer During Boiling Flow Through Pipes," *ASHRAE Transactions*, Vol. 82, Part II, pp. 66-86.
- Shah, M. M., 1982, "Chart Correlation for Saturated Boiling Heat Transfer: Equations and Further Study," *ASHRAE Transactions*, Vol. 88, Part I, pp. 185-196.
- Shah, M. M., 1984, "Prediction of Heat Transfer During Boiling of Cryogenic Fluids Flowing in Tubes," *Cryogenics*, Vol. 24, pp. 231-236.
- Steiner, D., 1984, Personal Communication.
- Steiner, D., and Schlunder, E. U., 1977, "Heat Transfer and Pressure Drop for Boiling Nitrogen Flowing in a Horizontal Tube," *Heat Transfer in Boiling*, E. Hahne, and U. Grigull, eds., Hemisphere Publishing Corporation, New York.
- Stone, J. R., 1971, "Subcooled and Net Boiling Heat Transfer to Low Pressure Water in Electrically Heated Tubes," NASA TN D-6402, NASA Lewis Research Center, Cleveland, OH.
- Travis, D. P., Rohsenow, W. M., and Baron, A. B., 1972, "Forced Convection Condensation Inside Tubes: A Heat Transfer Equation for Design," *ASHRAE Reprint No. 2272 RP-63*.
- Wright, R. M., 1961, "Downflow Forced Convection Boiling of Water in Uniformly Heated Tubes," UCRL Report 9744, University of California at Berkeley.
- Yilmaz, S., and Westwater, J. W., 1980, "Effect of Velocity on Heat Transfer to Boiling Freon-113," *ASME JOURNAL OF HEAT TRANSFER*, Vol. 20, pp. 26-31.
- Zuber, N., Staub, F. W., Bijwaard, G., and Kroger, P. G., 1967, "Steady State and Transient Void Fraction in Two-Phase Flow Systems," General Electric Company, Report No. GEAP-5417.