



**UNIVERSIDAD NACIONAL DE LOJA**

ÁREA DE LA ENERGÍA, LAS INDUSTRIAS Y LOS RECURSOS  
NATURALES NO RENOVABLES

CARRERA DE INGENIERÍA ELECTROMECÁNICA

*Mejoramiento del sistema de enfriamiento, del  
condensador del minichiller del Laboratorio de Fluidos  
del AEIRNNR*

TESIS DE GRADO PREVIO A  
OPTAR POR EL TÍTULO DE  
INGENIERO ELECTROMECÁNICO

**AUTOR:**

Henry Geovanny Coronel Armijos

**DIRECTOR:**

Ing. Edwin Bladimir Paccha Herrera, Mg. Sc.

**LOJA-ECUADOR**

**2015**

## CERTIFICACIÓN

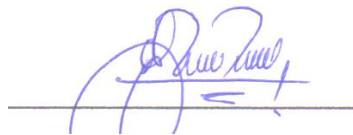
**Ing. Edwin Bladimir Paccha Herrera, Mg. Sc.**

DIRECTOR DE TESIS

### **CERTIFICA:**

Haber dirigido, asesorado, revisado y corregido el presente trabajo de tesis de grado, en su proceso de investigación cuyo tema versa en “**Mejoramiento del sistema de enfriamiento, del condensador del minichiller del Laboratorio de Fluidos del AEIRNNR**”, previa a la obtención del título de Ingeniero Electromecánico, realizado por el señor egresado: **Henry Geovanny Coronel Armijos**, la misma que cumple con la reglamentación y políticas de investigación, por lo que autorizo su presentación y posterior sustentación y defensa.

Loja, 18 de mayo de 2015.



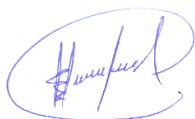
**Ing. Edwin Bladimir Paccha Herrera, Mg. Sc.**

DIRECTOR DE TESIS

## AUTORÍA

Yo, **HENRY GEOVANNY CORONEL ARMIJOS**, declaro ser autor del presente trabajo tesis y eximo expresamente a la Universidad Nacional de Loja y a sus representantes jurídicos de posibles reclamos o acciones legales por el contenido de la misma.

Adicionalmente acepto y autorizo a la Universidad Nacional de Loja, la publicación de mi tesis en el Repositorio Institucional - Biblioteca Virtual.



Firma:

Cédula: 1724595242

Fecha: Loja, 14 de julio de 2015

**CARTA DE AUTORIZACIÓN DE TESIS POR PARTE DEL AUTOR, PARA LA CONSULTA, REPRODUCCIÓN PARCIAL O TOTAL, Y PUBLICACIÓN ELECTRÓNICA DEL TEXTO COMPLETO.**

Yo, **HENRY GEOVANNY CORONEL ARMIJOS**, declaro ser autor de la tesis titulada: **MEJORAMIENTO DEL SISTEMA DE ENFRIAMIENTO, DEL CONDENSADOR DEL MINICHILLER DEL LABORATORIO DE FLUIDOS DEL AEIRNNR**, como requisito para optar al grado de Ingeniero Electromecánico; autorizo, al Sistema Bibliotecaria de la Universidad Nacional de Loja para que con fines académicos, muestre al mundo la producción intelectual de la Universidad, a través de la visibilidad de su contenido de la siguiente manera en el Repositorio Digital Institucional :

Los usuarios pueden consultar el contenido de este trabajo en el RDI, en las redes de información del país y del exterior, con las cuales tenga convenio la universidad.

La Universidad Nacional de Loja, no se responsabiliza por el plagio o copia de la tesis que realice un tercero.

Para constancia de esta autorización, en la ciudad de Loja a los catorce días del mes de julio del dos mil quince.

Firma:

Autor: Henry Geovanny Coronel Armijos

Cédula: 1724595242

Dirección: Loja (Calle Virgilio Rodas)

Correo electrónico: henrycoronelarmijos@hotmail.es

Teléfono: Celular: 0993560609

Director de tesis: Ing. Edwin Bladimir Paccha Herrera, Mg. Sc.

Tribunal de grado: Ing. Milton Amable León Tapia, Mg. Sc.

Ing. Jorge Enrique Carrión González, Mg. Sc.

Ing. José Fabricio Cuenca Granda, Mg. Sc.

## **PENSAMIENTOS**

*“Las personas no son recordadas por el número de veces que fracasan, sino por el número de veces que tienen éxito”*

**Thomas Alva Edison**

*“El genio es un uno por ciento de inspiración y un noventa y nueve por ciento de sudor”*

**Thomas Alva Edison**

*“No hay que confundir nunca el conocimiento con la sabiduría. El primero nos sirve para ganarnos la vida; la sabiduría nos ayuda a vivir”*

**Sorcha Carey**

*“No te quejes de tu pobreza, de tu soledad o de tu suerte. Enfrenta con valor y acepta que de una u otra manera son el resultado de tus actos y la prueba que has de ganar”*

**Pablo Neruda.**

*“Invertir en conocimientos produce siempre los mejores beneficios”*

**Benjamín Franklin**

*“Aprender es como remar contra corriente: en cuanto se deja, se retrocede”*

**Edward Benjamin Britten**

## **DEDICATORIA**

*Este trabajo lo dedico a Dios por darme las fuerzas para seguir adelante sin desmayar, a mis queridos padres: Gabino Coronel Malla y Marlene Amabilia Armijos Medina que me supieron apoyar, aconsejar y dar la mejor herencia; la educación.*

*A mis tíos Elio, Ramiro y mi abuelito Manuel que han sido un pilar fundamental en transcurso de todos mis estudios, apoyándome moral y económicamente en los momentos más difíciles de mi vida.*

*A todos ellos les dedico este logro muy transcendental en mi vida*

***Henry Geovanny Coronel Armijos***

## **AGRADECIMIENTO**

*Quiero agradecer a Dios por darme fuerza, energía y la oportunidad de haber podido realizar mis estudios universitarios.*

*A mis padres, hermanos, docentes y amigos, que me ayudaron en el transcurso de mis estudios a superar cada uno de los retos que se nos presentan como estudiantes.*

*Al Área de La Energía, las Industrias y los Recursos Naturales no Renovables en la carrera de Ingeniería Electromecánica de la Universidad Nacional de Loja, por darme la oportunidad de formarme a nivel personal y profesional en sus aulas, así como también mi sincero agradecimiento al Ing. Edwin Vladimir Paccha Herrera por su valioso aporte como Director en esta Tesis.*

***Henry Geovanny Coronel Armijos***

## ÍNDICE GENERAL

PORTADA .....	i
CERTIFICACIÓN .....	ii
DECLARACIÓN DE AUTORÍA .....	iii
CARTA DE AUTORIZACIÓN.....	iv
PENSAMIENTOS .....	v
DEDICATORIA .....	vi
AGRADECIMIENTO .....	vii
ÍNDICE GENERAL .....	viii
ÍNDICE DE FIGURAS.....	xii
ÍNDICE DE TABLAS .....	xiv
SIMBOLOGÍA .....	xv
a. TÍTULO:.....	1
b. RESUMEN .....	2
c. SUMMARY .....	3
d. INTRODUCCIÓN .....	4
FUNDAMENTACIÓN TEÓRICA .....	6
e.1. CAPÍTULO I.....	6
e.1.1 Refrigeración.....	6
e.1.1.1 Definición.....	6
e.1.1.2. Clasificación de los sistemas de refrigeración.....	6
e.1.1.3. Refrigeración Por Compresión.....	8
e.1.1.3.1. Ciclo De Refrigeración Teórico por Compresión Mecánica.....	9
e.1.1.3.2. Ciclo De Refrigeración Real Por Compresión Mecánica .....	10
e.1.2. Aire Acondicionado.....	12
e.1.2.1. Definición.....	12
e.1.2.2. Clasificación por sistemas de aire acondicionado .....	12
e.1.2.3. Sistemas todo agua .....	12
e.1.2.3.1. Características del sistema .....	13
e.1.2.3.2. Fan-Coil individual.....	13
e.2. CAPÍTULO II .....	16
e.2.1. CHILLER.....	16
e.2.1.1 Sistema Chiller enfriado por agua.....	16
e.2.1.2. Estado del minichiller del AEIRNNR.....	17
e.2.1.2. Elementos principales del Chiller .....	18
e.2.1.2.1. El compresor.....	18
e.2.1.2.2. El evaporador.....	19



e.2.1.2.3. Dispositivos de expansión.....	19
e.2.1.1. Elementos adicionales .....	19
e.3 CAPÍTULO III.....	21
e.3.1 Condensador.....	21
e.3.2 Función: .....	21
e.3.3 Características que definen un condensador .....	22
e.3.4 Tipos de condensadores.....	24
e.3.4.1. Por agua.....	24
e.3.4.1.1. De doble tubo.....	24
e.3.4.1.1. Multitubulares.....	24
e.3.4.2. Por aire .....	26
e.3.4.2.1. De tubo liso.....	26
e.3.4.2.2. De tubo con aletas.....	27
e.3.4.3. Mixtos .....	28
e.3.4.3.1 Condensadores evaporativos.....	28
e.3.5 Torres de refrigeración .....	30
f. MATERIALES Y MÉTODOS .....	33
f.1 Materiales .....	33
f.2 Metodología de cálculo.....	34
f.2.1 Parámetros a considerar en el cálculo de un condensador .....	34
f.2.2. Diagrama de flujo .....	35
f.2.3. Cálculo de la capacidad del condensador. ....	36
f.2.3.1. Temperatura de condensación .....	36
f.2.3.2. Diagrama presión entalpía.....	37
f.2.3.3. Coeficiente de funcionamiento del ciclo de frío de Carnot. ....	38
f.2.3.4. Trabajo del compresor.....	38
f.2.3.5. Calor cedido por el refrigerante a través del condensador .....	38
f.2.3.6. Capacidad del evaporador por lb de refrigerante .....	38
f.2.3.7. Coeficiente de funcionamiento.....	39
f.2.3.8. Flujo másico del refrigerante.....	39
f.2.3.9. Relación de compresión .....	39
f.2.3.10. Potencia del compresor (W).....	39
f.2.3.11. Rendimiento volumétrico del compresor.....	39
f.2.3.12. Eficiencia del ciclo. ....	40
f.2.3.13. Capacidad teórica del evaporador (W) .....	40
f.2.3.14. Capacidad teórica del condensador (W) .....	40
f.2.4 Cálculo de la variación de temperatura LMTD ( $\Delta T$ ) .....	40
f.2.5. Relaciones empíricas para la transferencia de calor. ....	41
f.2.5.1. Correlaciones para flujo cruzado sobre un banco de N cilindros .....	41
f.2.5.2. Flujo sobre bancos de tubos .....	41
f.2.5.3. Numero de Nusselt en banco de tubos.....	43
f.2.6. Eficiencia de las aletas. ....	44
f.2.7. Coeficiente de convección corregido para el aire .....	48

f.2.8. Coeficiente de convección en el interior de los tubos.....	48
f.2.8.1 Flujo anular .....	48
f.2.8.2 Flujo estratificado .....	49
f.2.9. Coeficiente de transferencia de calor total.....	50
f.2.9.1 Factor de Incrustación. ....	52
f.2.9.2. Determinación del Coeficiente Global de Transferencia de Calor. ....	53
f.2.9.2.1 Resistencia de pared de tubo .....	53
g. RESULTADOS .....	54
g.1.1 Resultados del cálculo del condensador .....	54
g.1.2. Cálculo del coeficiente global de transferencia de calor real con el condensador seleccionado modelo ca-163.....	64
g.1.3 Comparación de coeficiente global de transferencia de calor con el condensador seleccionado. ....	76
g.1.4 Instalación del condensador por aire forzado.....	77
g.1.4.1. Instalación del sistema eléctrico .....	77
g.1.4.2. Soldadura de plata .....	78
g.1.4.2. Pruebas de fugas. ....	79
g.1.4.3. Pruebas de vacío. ....	80
g.1.4.4. Carga de Refrigerante en el Sistema. ....	81
g.1.5. Pruebas de funcionamiento del Sistema.....	82
g.1.5.1 Trazado del ciclo real del banco de refrigeración de agua helada .....	82
g.1.5.2. Subenfriamiento del fluido Refrigerante línea líquido (SR).....	88
g.1.5.3. Sobrecalentamiento. ....	89
g.1.5.3.1 Sobrecalentamiento del fluido en el evaporador (SAEV) .....	89
g.1.5.3.2. Sobrecalentamiento del fluido en la admisión del compresor (SACP).....	90
g.1.5.4 Gráfica de datos del funcionamiento del sistema chiller .....	91
g.1.6. Valoración técnico-económica .....	93
H. DISCUSIÓN .....	94
I. CONCLUSIONES .....	96
J. RECOMENDACIONES .....	98
k. BIBLIOGRAFÍA .....	99
L. ANEXOS.....	103
ANEXOS 01. Propiedades termofísicas del aire a presión atmosférica. ....	103
ANEXOS 02. Propiedades termofísicas del Refrigerante R22. ....	104
ANEXOS 03. Coeficientes de la correlación de Zhukauskas .....	105
ANEXOS 04. Resistencia máxima de la aleta .....	106
ANEXOS 05. Factores de corrección de resistencia para aletas rectangulares. ....	107
ANEXOS 06. Valores de coeficientes de transferencia de calor .....	108
ANEXOS 07. Factores de incrustación representativos .....	109

ANEXOS 08. Tabla de serpentines condensadores .....	110
ANEXOS 09. Características de condensadores .....	111
ANEXOS 10. Características motores ventiladores .....	112
ANEXOS 11. Características del sensor QUALITY .....	113
ANEXOS 12. Referencia para Carga de Refrigerante. ....	114
ANEXOS 13. Esquema de los componentes del sistema chiller.....	115
ANEXOS 14. Esquema del circuito de fuerza del sistema chiller. ....	116
ANEXOS 15. Esquema de mando del sistema chiller. ....	117
ANEXOS 16. Esquema del banco de refrigeración por medio de agua helada.....	118
ANEXO 17. Tabla de datos de temperatura del banco de refrigeración prueba #1 ..	119
ANEXO 18. Tabla de datos de temperatura del banco de refrigeración prueba #2..	120
ANEXO 19. Fotos del Ensamblado e Instalación del Condensador por Aire Forzado .....	121

## ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 01. Diagrama de los sistemas de refrigeración .....	7
Figura 02. Refrigeración por compresión mecánica .....	9
Figura 03. Diagrama presión - entalpía del ciclo teórico de refrigeración .....	9
Figura 04. Diagrama presión - entalpía del ciclo real de refrigeración .....	11
Figura 05. Vista de un fan-coil individual .....	13
Figura 06. Corte con detalle de montaje de fan-coil individual .....	15
Figura 07. Esquema de un sistema chiller .....	16
Figura 08. Sistema minichiller .....	17
Figura 09. Esquema del Banco de Refrigeración de agua helada .....	18
Figura 10. Zonas de vapores dentro de un condensador .....	22
Figura 11. Diferencial de temperatura media logarítmica de un condensador .....	23
Figura 12. Condensador de doble tubo .....	24
Figura 13. Condensador multitubular horizontal .....	25
Figura 14. Condensador-recipiente .....	25
Figura 15. Condensador por aire de convección natural .....	27
Figura 16. Disposición de tubos y aletas en un condensador de aire forzado .....	28
Figura 17. Condensador Evaporativo .....	29
Figura 18. Instalación con torre de refrigeración.....	31
Figura 19. Diagrama de flujo del procedimiento que se realizó para instalar el condensador por aire forzado. ....	35
Figura 20. Resultados calculado por SOLKANE .....	37
Figura 21. Diagrama presión – entalpía del refrigerante 22.....	37
Figura 22. Variaciones de las temperaturas de los fluidos en un intercambiador de calor cuando uno de los fluidos se condensa.....	41
Figura 23. Esquema de un banco de tubos en flujo cruzado .....	42
Figura 24. Disposición de los tubos alineada y escalonada en un banco de tubos .....	42
Figura 25. Arreglo de tubo rectangular y hexagonal .....	46
Figura 26. Red de resistencias térmicas.....	50
Figura 27. Ciclo de refrigeración con el R 22.....	55
Figura 28. Ciclo de Refrigeración por compresión.....	58

Figura 29. Temperaturas de entrada y salida del condensador.....	59
Figura 30. Condensador de tubo liso .....	62
Figura 31. Condensador con aletas Modelo CA-163.....	63
Figura 32. Dimensiones de la aleta del condensador .....	64
Figura 33. Arreglo hexagonal de la aleta del condensador .....	68
Figura 34. Resistencia máxima de la aleta .....	69
Figura 35. Factores de corrección de resistencia para aletas anulares y rectangulares...	70
Figura 36. Esquema del sistema de refrigeración del .....	76
Figura 37. Foto del condensador por aire forzado .....	77
Figura 38. Foto de Soldadura oxiacetilénica .....	78
Figura 39. Fotos de verificación de puntos de fuga .....	79
Figura 40. Foto de realización del vacío al sistema .....	80
Figura 41. Carga del refrigerante en el sistema. ....	81
Figura 42. Equipo utilizados para realizar las pruebas de funcionamiento .....	82
Figura 43. Esquema del sistema de refrigeración del chiller .....	83
Figura 44. Trazado del ciclo de refrigeración .....	84
Figura 45. Gráfica de funcionamiento de temperatura del evaporador .....	92

## ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 01. Temperatura de condensación o salto térmico .....	36
Tabla 02. Entalpías en los diferentes puntos en SOLKANE. ....	38
Tabla 03. Cargas térmicas del banco de refrigeración. ....	57
Tabla 04. Características del intercambiador de tubo de Cu. ....	64
Tabla 05. Propiedades térmicas del aire a una temperatura de 28°C .....	65
Tabla 06. Propiedades físicas del Refrigerante R22 una temperatura de 43°C. ....	73
Tabla 07. Datos obtenidos en las pruebas del ciclo de refrigeración .....	83
Tabla 08. Entalpía en los diferentes puntos del ciclo real .....	85
Tabla 09. Comparación de parámetros utilizado en el cálculo del condensador .....	87
Tabla 10. Datos de Subenfriamiento del fluido Refrigerante línea líquido .....	88
Tabla 11. Sobrecalentamiento del fluido en el evaporador.....	89
Tabla 12. Sobrecalentamiento del fluido en la admisión del compresor .....	90
Tabla 13. Datos de enfriamiento del agua en el evaporador. ....	91

## SIMBOLOGÍA

$A_s$  = Área de transferencia de calor calculada para tubo desnudo. ( $m^2$ )

$A_{s1}$  = Área de transferencia de calor para tubo con superficie extendida. ( $m^2$ )

$l$  = Altura de la aleta (m)

$A$  = Área total ( $m^2$ )

$Q_c$  = Calor a disipar en el condensador.

$q_{m\acute{a}x}$  = Calor máximo que podría transferir la aleta (W)

$q_f$  = Calor transferido por la aleta (W)

$Q_e$  = Calor absorbido en el evaporador

$Q_{cond}$  = Capacidad teórica del condensador (W)

$Q_{evap}$  = Capacidad teórica del evaporador (W)

$G_r$  = Caudal real del fluido ( $\frac{kg}{s}$ )

$h_{fa}^*$  = Coeficiente de convección corregido por el factor de ensuciamiento. ( $\frac{W}{m^2\cdot^{\circ}C}$ )

$COP_{RC}$  = Coeficiente de funcionamiento del ciclo de frío de Carnot

$COP_R$  = Coeficiente de operación del refrigerador

$\Phi$  = Coeficiente de reducción por resistencia térmica de la aleta.

$U_{aprox}$  = Coeficiente global de transferencia de calor aproximado. ( $\frac{W}{m^2\cdot^{\circ}C}$ )

$U$  = Coeficiente Global de transferencia de calor ( $\frac{W}{m^2\cdot^{\circ}C}$ )

$U_e$  = Coeficiente Global de transferencia de calor basado en el área exterior ( $\frac{W}{m^2\cdot^{\circ}C}$ )

$h_o$  = Coeficiente de convección en el exterior ( $\frac{W}{m^2\cdot^{\circ}C}$ )

$h_{ia}$  = Coeficiente de convección en el interior (flujo anular). ( $\frac{W}{m^2\cdot^{\circ}C}$ )

$h_{ie}$  = Coeficiente de convección en el interior (flujo estratificado). ( $\frac{W}{m^2\cdot^{\circ}C}$ )

$K$  = Conductividad térmica ( $\frac{W}{m\cdot^{\circ}C}$ )

$\rho$  = Densidad ( $\frac{kg}{m^3}$ )

$D_e$  = Diámetro exterior del tubo (m)

$D_i$  = Diámetro interno del tubo (m)

$\Delta T_{ml}$  = Diferencial de temperatura media logarítmica ( $^{\circ}C$ )

$S_D$  = Distancia diagonal (mm)

$S_T$  = Distancia transversal (mm)  
 $S_L$  = Distancia longitudinal (mm)  
 $\eta_R$  = Eficiencia del ciclo.  
 $\eta_f$  = Eficiencia de la aleta.  
 $\eta_0$  = Eficiencia de las aletas  
 $h_1, h_2, h_3, h_4$  = Entalpías de vaporización  
 $t_a$  = Espesor de la aleta (m)  
 $y_b$  = Espesor de la base de la aleta (m)  
 $t_t$  = Espesor del tubo (m)  
 $R_{f,o}$  = Factor de incrustación en la superficie externa del tubo  $\left(\frac{m^2 \cdot ^\circ C}{W}\right)$   
 $R_{f,i}$  = Factor de incrustación en la superficie interna del tubo  $\left(\frac{m^2 \cdot ^\circ C}{W}\right)$   
 $\Gamma_h$  = Flujo de condensado por unidad de longitud  $\left(\frac{kg}{m \cdot s}\right)$   
 $\dot{m}$  = Flujo másico del refrigerante  $\left(\frac{kg}{s}\right)$   
 $l$  o  $W$  = Longitud de aleta =  $r_e - r_b$  para aletas anulares (m)  
 $L$  = Longitud de tubos. (m)  
 $L_E$  = Longitud efectiva del tubo. (m)  
 $N$  = Número de aletas por metro  
 $Nu$  = Número de Nusselt  
 $Pr$  = Número de Prandtl  
 $Re$  = Número de Reynolds  
 $P_c$  = Potencia del compresor  
 $P_{cond}$  = Presión del condensador (bar)  
 $P_{evap}$  = Presión del evaporador (bar)  
 $Q_{total}$  = Producción frigorífica a vencer por el equipo  
 $r_e$  = Radio de la aleta a su equivalente (m)  
 $r_o$  = Radio de la base de la aleta (m)  
 $r_b$  = Radio del tubo (m)  
 $R_c$  = Relación de compresión  
 $\eta_v$  = Rendimiento volumétrico del compresor  
 $R_w$  = Resistencia de pared respecto a la superficie externa del tubo  $\left(\frac{m^2 \cdot ^\circ C}{W}\right)$



$\emptyset$  = Resistencia térmica

$T_r$  = Temperatura de la raíz ( $^{\circ}\text{C}$ )

$T_{\infty}$  = Temperatura del medio circundante ( $^{\circ}\text{C}$ )

$T_k$  = Temperatura de condensación ( $^{\circ}\text{C}$ )

$T_{\text{aire}}$  = Temperatura del aire al entrar al condensador ( $^{\circ}\text{C}$ )

$T_{c,\text{entr}}, T_{h,\text{entr}}$  = Temperaturas de entrada ( $^{\circ}\text{C}$ )

$T_{c,\text{sal}}, T_{h,\text{sal}}$  = Temperaturas de salida ( $^{\circ}\text{C}$ )

Donde los subíndices c y h se refiere a los fluidos frío y caliente

$\Delta T$  = Salto térmico de condensación ( $^{\circ}\text{C}$ )

$W_C$  = Trabajo del compresor por cada kg de refrigerante ( $\frac{\text{kJ}}{\text{Kg}}$ )

$\emptyset_{\text{máx}}$  = Valor máximo de resistencia térmica

$v$  = Velocidad ( $\frac{\text{m}}{\text{s}}$ )

$v_i$  = Velocidad interna del refrigerante ( $\frac{\text{m}}{\text{s}}$ )

$v_{\text{aire}}$  = Velocidad del aire ( $\frac{\text{m}}{\text{s}}$ )

$v_{\text{máx}}$  = Velocidad máxima dentro del banco de tubos.

$\nu$  = Viscosidad cinemática ( $\frac{\text{m}^2}{\text{s}}$ )

$\mu$  = Viscosidad dinámica del fluido ( $\frac{\text{kg}}{\text{m}\cdot\text{s}}$ )

**a. TÍTULO:**

Mejoramiento del sistema de enfriamiento, del condensador del minichiller del  
Laboratorio de Fluidos del AEIRNNR.

## **b. RESUMEN**

Con el desarrollo de esta investigación fue posible proponer una variante de mejoramiento al sistema de enfriamiento del condensador del banco de refrigeración de agua helada del Laboratorio de Fluidos. Se realizó un estudio para la selección e implementación de un condensador enfriado por aire forzado, que cumpla la misma función y capacidad de intercambio de calor, que el condensador enfriado por agua.

Se definió una metodología de cálculo para determinar el área de transferencia de calor adecuado para el condensador, donde resultó conveniente trabajar con un coeficiente de transferencia de calor total  $U$ , que toma en cuenta la contribución de todos los efectos sobre dicha transferencia. Del análisis del ciclo de refrigeración se obtuvo el calor cedido por el refrigerante a través del condensador. Se empleó la temperatura media logarítmica entre el fluido refrigerante y el ambiente.

Se seleccionó el condensador por aire forzado de catálogos de fabricantes con el área de intercambio necesario. Luego se procedió a realizar un análisis con las dimensiones del equipo para determinar el coeficiente de convección interior y exterior, más todas las resistencias térmicas que se encuentran en la trayectoria del flujo de calor del fluido refrigerante hacia el aire. Finalmente se obtuvo el real coeficiente global de transferencia de calor del condensador.

Una vez finalizada la selección del condensador se procedió con la pertinente instalación del nuevo condensador. Se realizaron varios procesos: soldadura oxiacetilénica, pruebas de fugas, pruebas de vacío y la carga de refrigerante al sistema. Terminada la instalación se ubicó sensores de temperatura en diferentes puntos estratégicos que permitan tomar datos para luego poder graficar el ciclo de refrigeración.

### **c. SUMMARY**

With the development of this research was possible to propose a variant of upgrading the cooling system condenser bank of ice water cooling Fluid Laboratory. A study for the selection and implementation of a forced air-cooled condenser which fulfills the same function and heat exchange capacity, the water-cooled condenser was performed.

A calculation methodology was defined to determine the area of adequate heat transfer to the condenser, where it was convenient to work with a coefficient of overall heat transfer  $U$ , which takes into account the contribution of all effects on the transfer. The refrigeration cycle analysis the heat transferred through condenser coolant was obtained. Logarithmic mean temperature between the refrigerant and the environment was employed.

The condenser air forced from the catalogs of manufactures was selected, with the necessary exchange area, then we proceeded to perform an analysis with the device dimensions to determine the coefficient of both internal and external convention, plus all thermal resistances found in the heat flow path of the coolant into the air. Finally the actual overall heat transfer coefficient was obtained from the condenser.

After the selection of the condenser, we proceeded with the pertinent installation of the new condenser, several processes were performed: gas welding, leak testing, vacuum testing and the system refrigerant charge. Once the installation was done temperature sensors were placed in different strategic points that allow to take data and then graphing the refrigeration cycle.

#### **d. INTRODUCCIÓN**

La condensación forzada (proceso de convección forzado) utiliza un ventilador, cuya principal ventaja es el aumento de la capacidad de intercambio de calor por el movimiento de aire forzado. Este proceso se aplica por lo general en los sistemas comerciales que requieren una mayor capacidad de refrigeración.

Los condensadores enfriados por aire forzado son utilizados en grandes instalaciones industriales, debido tanto al precio metro cúbico de agua como a las restricciones en su consumo. Existen cada vez más máquinas frigoríficas industriales equipadas con condensadores de aire forzado. Los principales factores a favor de los condensadores enfriados por aire forzado son: economía de agua; facilidad de instalación; seguridad; escaso mantenimiento.

Cuando hablamos de condensación forzada, destacamos las principales características de los condensadores que se aplican a esta categoría. Estos están formados por tubos paralelos horizontales rectos de cobre, con dos diámetros estándares, 3/8" y 5/16", con aletas de aluminio unidas al tubo (con aletas) o finless (sin aletas). Además, permiten una gran variedad de configuraciones (en términos de altura, ancho, longitud, número de tubos, diámetro del tubo, densidad y espaciamiento de las aletas) y por eso son adaptables a todos los rangos de evaporación.

El tema de proyecto trata sobre el mejoramiento del sistema de enfriamiento, del condensador del minichiller del Laboratorio de Fluidos del Área de la Energía, las Industrias y los Recursos Naturales no Renovables de la Universidad Nacional de Loja. Se enfoca en cambiar el segundo subsistema donde se encuentra un condensador de doble tubo y una bomba recirculadora que succiona el agua de un tanque. Este sistema tiene problemas con el mantenimiento y la limpieza periódica del tanque.

El mejoramiento del sistema de enfriamiento del condensador, permitirá mejorar la operación del equipo y mantenimiento. Una vez instalado el condensador por aire, los

estudiantes puedan desarrollar prácticas. Además, el trabajo puede servir como guía de aprendizaje para futuros estudiantes y coadyudar al aprendizaje.

En el siguiente trabajo permite ver metodologías para el cálculo del sistema de aire forzado en donde se aplican fórmulas de termodinámica, transferencia de calor y refrigeración.

### **Objetivo general**

Implementar un sistema enfriado por aire para el condensador del banco de refrigeración por agua helada.

### **Objetivos específicos**

- Calcular la capacidad del sistema por aire forzado para el condensador de refrigeración.
- Instalar el enfriador por aire forzado en el banco de refrigeración de agua helada.
- Realizar pruebas de funcionamiento, mediciones experimentales y evaluar el funcionamiento del sistema por aire forzado.

## FUNDAMENTACIÓN TEÓRICA

### e.1. CAPÍTULO I

#### e.1.1 Refrigeración

##### e.1.1.1 Definición.

En general, se define refrigeración como cualquier proceso de eliminación de calor. De una forma más específica, la refrigeración es la rama de la ciencia que estudia los procesos de reducción y mantenimiento de la temperatura de un espacio o material por debajo de la temperatura del ambiente que lo rodea. Si el calor eliminado del cuerpo que está siendo refrigerado es transferido a otro cuerpo cuya temperatura es inferior, éste se calentará y por lo tanto, refrigeración y calentamiento son los extremos opuestos de la misma prioridad. (Sánchez, 2001)

##### e.1.1.2. Clasificación de los sistemas de refrigeración

La clasificación de los sistemas de refrigeración se basa en el vigente Reglamento de Seguridad para Plantas e Instalaciones Frigoríficas (R.S.F.) que coincide sensiblemente con la UNE-EN 378-1:2000.

##### **Sistema directo**

El evaporador o el condensador del sistema de refrigeración está en contacto directo en el medio a enfriar o calentar (aire magua o cualquier bebida destinada a consumo humano).

##### **Sistemas indirectos**

El evaporador o el condensador del sistema de refrigeración enfrían o calienta un fluido secundario que se hace circular para enfriar o calentar al medio citado.

En general el equipo productor del frío estará situado en un local distinto al de utilización, pero no tiene porqué ser siempre así, por ejemplo en una nave industrial destinada a la producción de bebidas de consumo puede necesitar el uso de un fluido secundario como

el propilenglicol<sup>1</sup> o similar, el cual puede ser enfriado en la misma sala por una planta enfriadora. (López, 2004)

### Sistema indirecto abierto

El evaporador enfría o el condensador calienta el fluido secundario, el cual es puesto en contacto directo, por ejemplo, mediante atomizadores o medios similares con el medio a tratar.

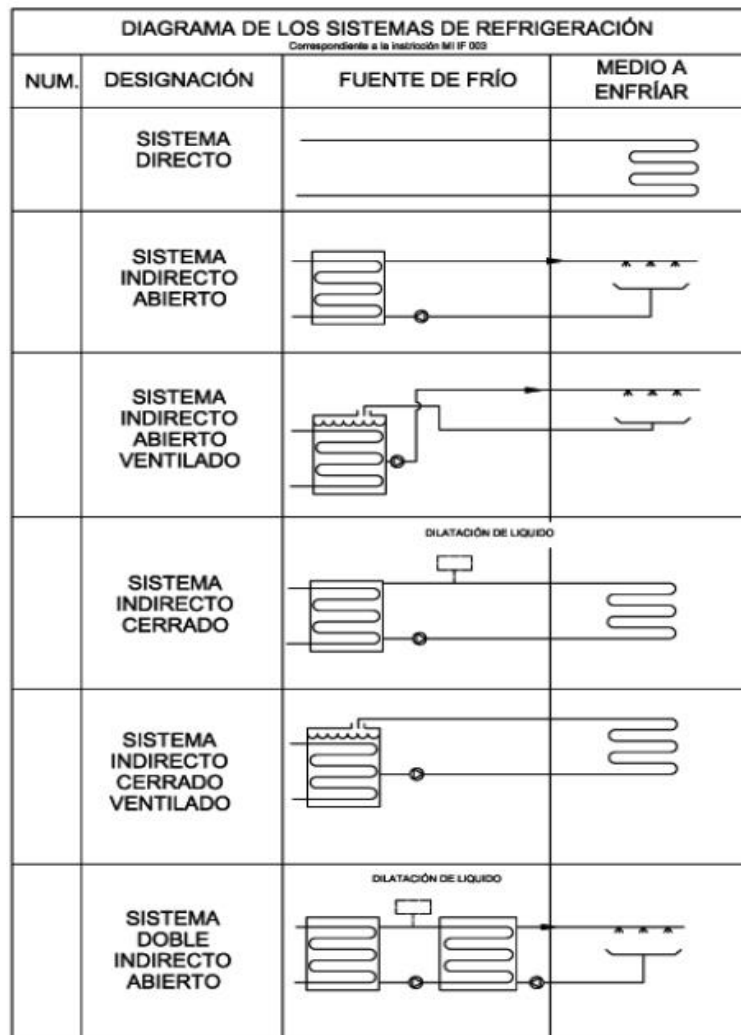


Fig. 01: Diagrama de los sistemas de refrigeración.

Fuente: (López, 2004)

<sup>1</sup> **Propilenglicol:** Es un líquido aceitoso claro, higroscópico y miscible con agua, acetona, y cloroformo. Usado para hacer anticongelante no tóxico y soluciones anticongelantes para automóviles, aviones y barcos, para fabricar compuestos de poliéster.



### **Sistemas indirectos abiertos ventilados**

El sistema es similar al definido en el punto anterior exceptuando que el evaporador y el condensador están situados en un tanque abierto o ventilado.

### **Sistema indirecto cerrado**

El evaporador enfría o el condensador calienta el fluido secundario, el cual fluye a través de un circuito cerrado en contacto directo con la sustancia a tratar.

### **Sistema indirecto cerrado ventilado**

Este sistema es similar al descrito en el punto anterior exceptuando que el evaporador o el condensador están situados en un tanque abierto ventilado.

### **Sistema doble indirecto cerrado.**

Es sistema es similar al descrito en el punto sistema indirecto abierto exceptuando que el fluido secundario circula a través de un segundo intercambiador de calor situado en el exterior del lugar, como se describe en el punto del sistema indirecto cerrado y enfría o calienta a otro fluido secundario que es utilizado para el enfriamiento o calentamiento del medio a acondicionar. (López, 2004)

### **e.1.1.3. Refrigeración Por Compresión**

En la actualidad el frío se produce principalmente mediante sistemas de refrigeración por compresión mecánica, de forma que el calor se transmite desde la cámara de refrigeración hasta una zona en la que pueda eliminarse más fácilmente. La transferencia de calor se realiza mediante un fluido “refrigerante” que cambia de estado, de líquido a vapor, a una temperatura de ebullición muy baja y con una entalpía o calor latente de vaporización alto. Una vez que el refrigerante está en estado de vapor se comprime mecánicamente (aumentando su presión) de forma que vuelve al estado líquido y vuelve a utilizarse cíclicamente. (Hernández, 2005)

### e.1.1.3.1. Ciclo De Refrigeración Teórico por Compresión Mecánica

En la siguiente figura 02 se muestra los elementos de un sistema de refrigeración por compresión mecánica de una etapa.

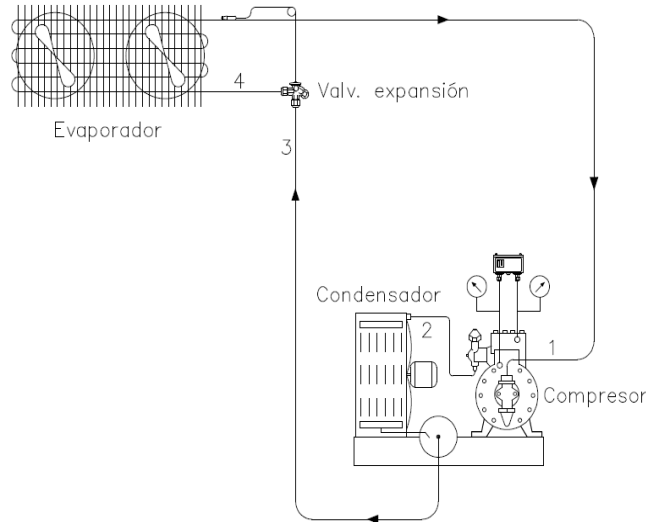


Fig. 02: Refrigeración por compresión mecánica

Fuente: (Valenzuela, 2002)

El ciclo de refrigeración ideal mecánica se observa en la Fig. 03, consta de cuatro procesos:

- (1-2) Compresión
- (2-3) Condensación
- (3-4) Expansión
- (4-1) Evaporación

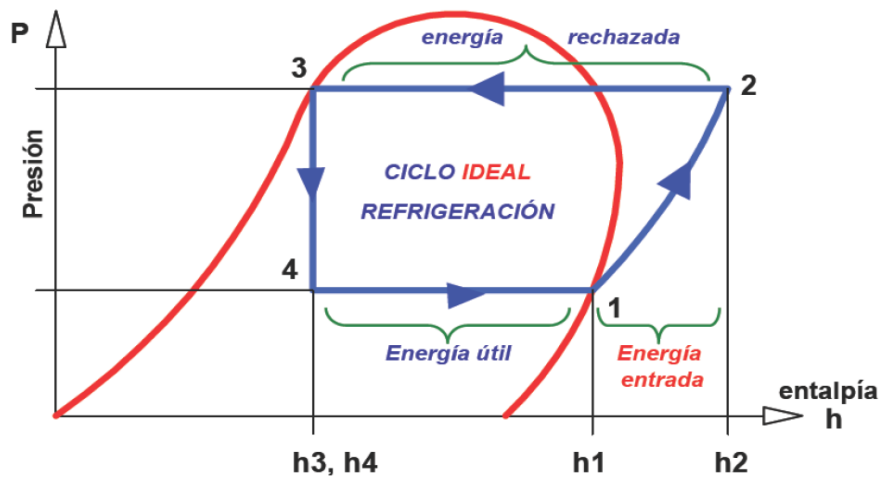


Fig. 03: Diagrama presión -entalpía del ciclo teórico de refrigeración.

Fuente: (Valenzuela, 2002)

### **El proceso de compresión.**

El proceso de 1-2 lo realiza el compresor cumple con dos funciones principales: primero, succiona el refrigerante vaporizado (línea de succión), reduciendo la presión en el evaporador hasta un punto en el que puede mantenerse la temperatura de evaporación deseada. Segundo, el compresor comprime ese refrigerante vaporizado, descargándole a una presión lo suficientemente alta (línea de descarga) para que la temperatura de saturación sea mayor que la temperatura del ambiente a refrigerar, de modo que se produzca la condensación fácilmente.

### **El proceso de condensación.**

El proceso de 2-3 lo efectúa el condensador que es básicamente un intercambiador de calor, en donde el calor absorbido por el refrigerante en el proceso de compresión es cedido al medio de condensación (al aire en este caso). A medida que el calor es cedido por el vapor de alta temperatura y presión desciende su temperatura hasta el punto de saturación, condensándose el vapor y convirtiéndose en líquido.

### **El proceso de expansión.**

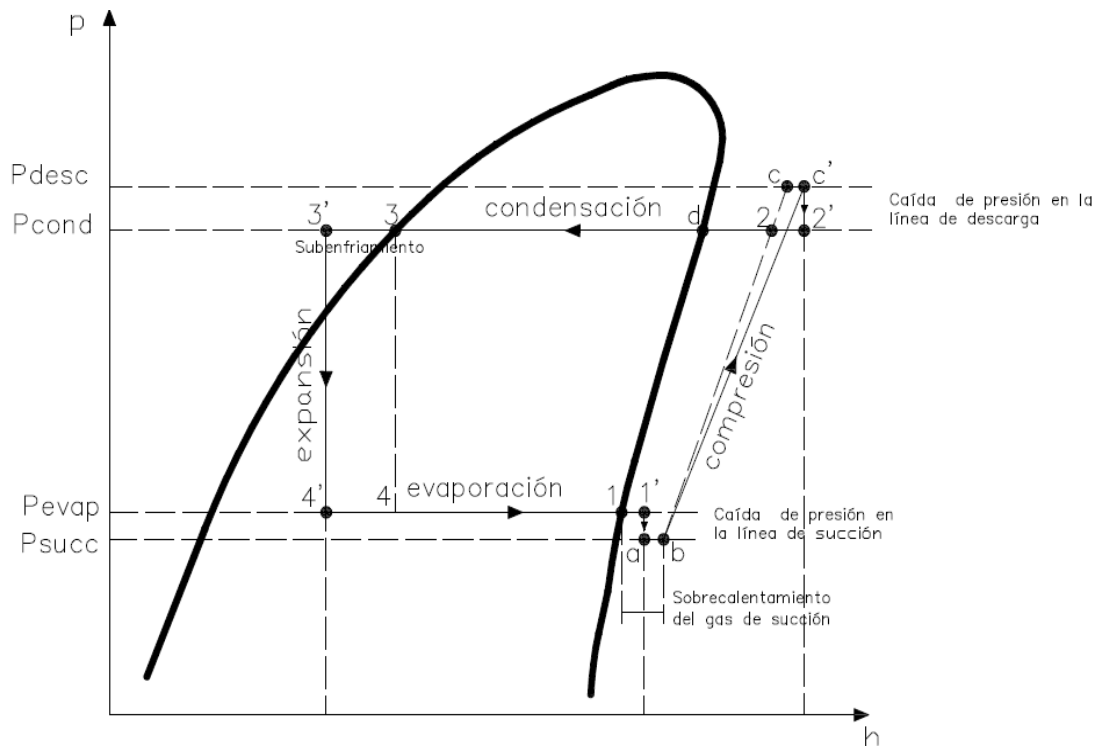
El proceso de 3-4 lo realiza la válvula de expansión su misión es disminuir inmediatamente la presión y dosificar la cantidad de fluido refrigerante que debe ingresar al evaporador a entalpía constante hasta el punto 4.

### **El proceso de evaporación.**

El proceso de 4-1 la función que realiza el evaporador es extraer el calor del medio refrigerado por medio de la evaporación del refrigerante. El evaporador recibe refrigerante a baja presión y baja temperatura y lo entrega a baja presión y alta temperatura.

#### **e.1.1.3.2. Ciclo De Refrigeración Real Por Compresión Mecánica**

En un ciclo de refrigeración real por compresión mecánica de vapor, la variación principal ocurre en el compresor. Las variaciones de temperaturas debido a posibles recalentamientos y subenfriamiento del refrigerante y caídas de presión en los diferentes elementos componentes de la instalación. (Valenzuela, 2002)



**Fig. 04: Diagrama presión-entalpía del ciclo real de refrigeración**

Fuente: (Valenzuela, 2002)

Se observa en la Fig. 04, que el punto uno se ha reemplazado en función de la temperatura y presión, se localiza en la zona de vapor recalentado; esto es, debido al recalentamiento del refrigerante (1-1')  $\Delta T_1$ , sea en el evaporador y/o en la tubería de aspiración y el aumento de temperatura del refrigerante (a-b)  $\Delta T_2$ , cuando entra en contacto con la superficie de la cámara de compresión, además de la caída de presión  $\Delta T_a$  en la válvula de aspiración o línea de succión. Esta variación produce un aumento refrigerante acompañado con la disminución del peso del refrigerante aspirado, una temperatura final de compresión muy elevada puede incidir en comprometer cambios notables en las propiedades del aceite lubricante (peligro de rotura de film lubricante entre pistón y cilindro por una excesiva disminución de la viscosidad del aceite), punto negativo que obliga a evitar valores exagerados de recalentamiento con la debida utilización de aislamiento térmico en la tubería de aspiración. (Valenzuela, 2002)

El vapor es comprimido hasta una presión considerablemente mayor que la presión de condensación, para forzar la salida de vapor a través de la válvula de descarga. La caída de presión en la línea de descarga (c'-2')  $\Delta T_d$ , es necesaria para forzar la apertura de la válvula de descarga.

De otro lado observamos al punto 3 en la zona de subenfriamiento, estado en cual permite obtener en el punto cuatro una menor temperatura y mayor concentración de refrigerante líquido, aumentando el valor del efecto refrigerante.

## **e.1.2. Aire Acondicionado**

### **e.1.2.1. Definición**

Se puede establecer que la misión del aire acondicionado es la realización de determinadas funciones destinadas a proporcionar durante todo el año, el confort térmico y la calidad del aire interior para la vida de las personas o el mejoramiento de los diferentes procesos industriales. Como mínimo, las instalaciones deben efectuar los siguientes procesos básicos:

- Control de temperatura y humedad
- Ventilación y calidad del aire interior
- Filtrado
- Circulación

### **e.1.2.2. Clasificación por sistemas de aire acondicionado**

Se pueden clasificar de acuerdo a los fluidos de distribución del aire acondicionado en los locales en:

- Sistemas unitarios o autónomos
- Sistemas todo refrigerantes
- Sistemas todo aire
- Sistemas todo agua
- Sistemas aire agua

Los sistemas unitarios o todo refrigerante consisten en equipos de expansión directa mientras que los de todo agua o aire-agua utilizan equipos de expansión indirecta o agua enfriada y los todo-aire emplean equipos de expansión directa o indirecta. (Quadri, 2001)

### **e.1.2.3. Sistemas todo agua**

El sistema todo agua es aquel en que en el espacio acondicionado hay unidades terminales denominadas fan-coil individuales en los cuales circula agua fría o caliente por serpentines y con ventiladores se difunde el aire en el local. El agua se la distribuye

mediante bombas y cañerías desde una unidad enfriadora de agua o una caldera ubicada en forma remota, siendo un sistema muy utilizado en aplicaciones residenciales o departamentos, hoteles, hospitales, oficinas, clínicas, escuelas, etc.

La distribución con agua en lugar de aire para transportar el fluido termodinámico desde la planta de tratamiento a las zonas, produce una enorme disminución de espacios ocupados. La instalación de conductos se reduce al mínimo, dado que normalmente no se necesitan ni para la impulsión y retorno y el montaje, solo consiste en el tendido de cañerías y aperturas de pequeñas ventilaciones en fachada y desagües. (Quadri, 2001)

#### e.1.2.3.1. Características del sistema

El sistema de aire acondicionado todo agua está conformado por los siguientes componentes básicos:

- Unidades terminales o fan-coil individuales.
- Planta de tratamiento del agua compuesta por unidad enfriadora y caldera.
- Sistema de distribución, mediante cañerías y bombas.

#### e.1.2.3.2. Fan-Coil individual

Como su nombre lo indica, fan (ventilador) y coil (serpentín), el fan-coil no es más que un gabinete con un serpentín por el cual circula el agua fría o caliente proveniente de una unidad de enfriamiento o una caldera y ventiladores centrífugos que provocan la circulación del aire del local, constituyendo las unidades terminales en los mismos.

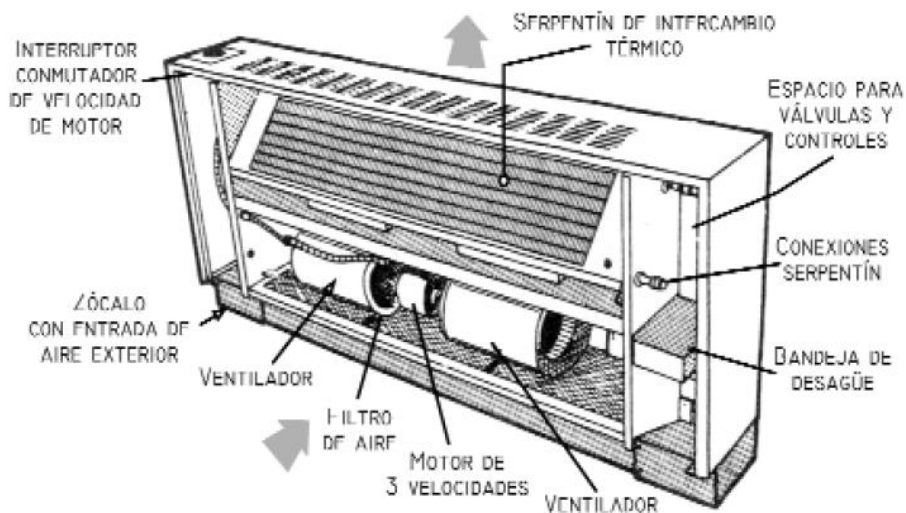


Fig. 05: Vista de un fan-coil individual.

Fuente: (Quadri, 2001)

Cada unidad terminal fan-coil (ver en la fig. 05) está constituida por un gabinete que contiene la toma de aire exterior y de retorno, filtro, serpentín y ventiladores centrífugos de doble entrada montados sobre un eje común a un motor eléctrico, que distribuye el aire al ambiente por medio de una reja frontal u horizontal. Cuenta con un pleno de mezcla en la parte inferior para regular las proporciones de aire de retorno del local y aire nuevo de ventilación y de esa manera, el aire circula y atraviesa sobre el serpentín o batería que puede ser de 2 a 4 hileras por la cual fluye el agua fría o caliente. (Quadri, 2001)

Los sistemas que emplean este tipo de equipos son de instalación muy simple y tienen la posibilidad de regulación manual o automática de temperatura en cada ambiente, ajustando la capacidad del ventilador, los que cuentan con tres velocidades y eventualmente el control del caudal de agua suministrado, adecuando de esa manera su capacidad a las cargas parciales.

En la mayoría de las aplicaciones residenciales no todas las habitaciones son utilizadas al mismo tiempo o con la misma intensidad de carga. Con la instalación de fan-coil en cada ambiente, se puede lograr el control individual de temperatura lo que permite obtener una instalación altamente eficiente, al enfriarse los locales que realmente se utilizan, puesto que cuando no se requiere refrigeración, deteniendo el ventilador, se reduce la transferencia de calor del aire al mínimo.

De esa forma, se acondiciona una casa o departamento con varias unidades terminales, pero con un solo enfriador de reducida capacidad. Estos equipos pueden eliminar humedad del local y permiten introducir el aire exterior a través de una pequeña abertura en la pared con una toma de aire con registro de ajuste manual. (Quadri, 2001)

Para el diseño en calefacción se utiliza generalmente el mismo caudal de agua que para el enfriamiento, y por lo tanto la unidad tendrá una capacidad mayor que la necesaria y para su regulación hay dos posibilidades:

- Trabajar con una temperatura de entrada de agua caliente menor.
- Operar la unidad a menor velocidad o directamente como convector parando el ventilador.

Puede dejarse prevista la futura refrigeración, efectuando una instalación de calefacción con dichos fan-coil, si se quiere disminuir la inversión original. De esa manera, puede instalarse la unidad de enfriamiento de agua posteriormente, sin prácticamente originar modificaciones al sistema.

La mayor ventaja es su flexibilidad de adaptación a los requerimientos de instalación modular del edificio, permitiendo el montaje en forma perimetral con provisión de aire exterior por toma en las paredes. Generalmente estos equipos se ubican bajo ventanas, esta distribución es recomendable en habitaciones pequeñas, pues permiten absorber directamente la carga directamente en el lugar que se generan.

Estas unidades se adaptan para instalarlas en zonas cuya profundidad no sea superior a los 5 metros. La distribución vertical del aire de una unidad perimetral respecto al local se extiende sobre la pared o ventana y circula a lo largo del techo a una distancia de cerca de 5 m antes de descender hacia el suelo en circulación de retorno.

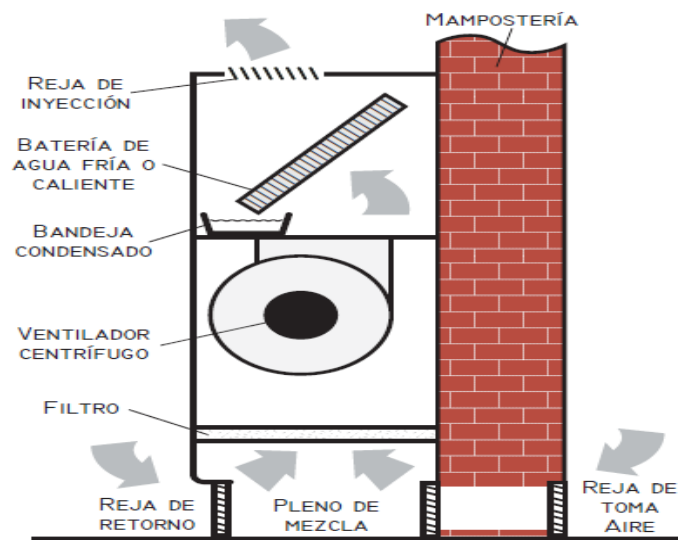


Fig. 06: Corte con detalle de montaje de fan-coil individual.

Fuente: (Quadri, 2001)

En edificios de oficinas se los coloca normalmente formando un anillo perimetral para compensar las cargas variables exteriores con tomas de aire exterior. Sin embargo, estas aberturas al exterior no son del todo recomendables en el caso de edificios altos en torre, por los efectos de entrada del aire a presión y de lluvia por el tiraje inverso generado por las corrientes ascendentes paralelas al exterior del edificio, que puede prevalecer sobre la presión generada por los ventiladores de los equipos. (Quadri, 2001)



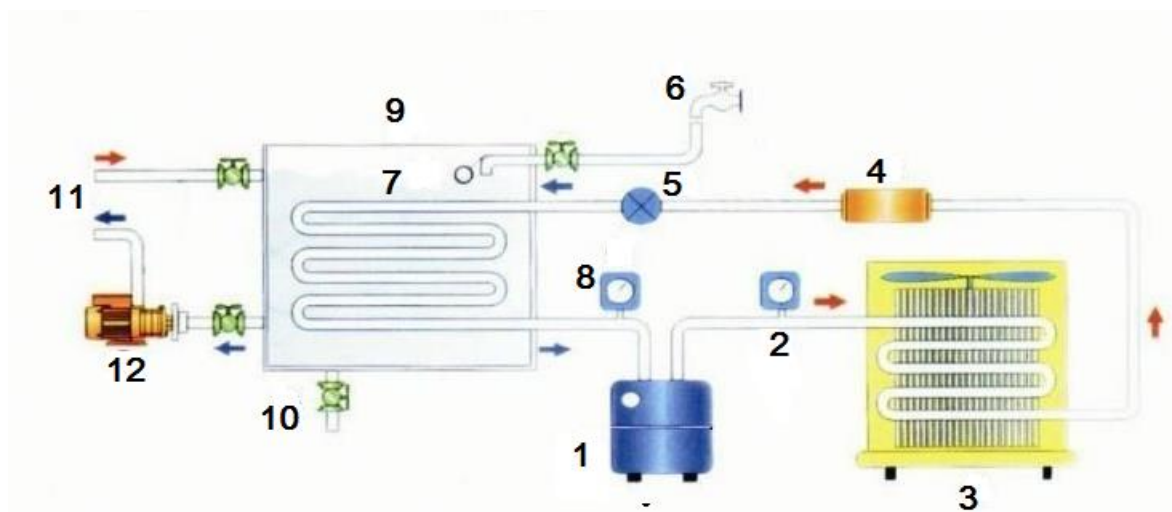
## e.2. CAPÍTULO II

### e.2.1. CHILLER

#### e.2.1.1 Sistema Chiller enfriado por agua

Un Chiller (o enfriador de agua) es un aparato industrial que produce agua fría para el enfriamiento de procesos industriales. La idea consiste en extraer el calor generado en un proceso por contacto con agua a una temperatura menor a la que el proceso finalmente debe quedar. Así, el proceso cede calor bajando su temperatura y el agua, durante el paso por el proceso, la eleva. El agua ahora "caliente" retorna al Chiller adonde nuevamente se reduce su temperatura para ser enviada nuevamente al proceso.

Un Chiller (ver en la fig. 07) es un sistema completo de refrigeración que incluye un compresor, un condensador, evaporador, válvula de expansión (evaporación), refrigerante y tuberías, además de la bomba de impulsión de agua, sistema electrónico de control del sistema, depósito de agua, gabinete, etc. (Copyright Todochiller, 2008)



1 compresor  
4 filtro secador  
7 Evaporador  
10 Drenaje

2 Manómetro de baja presión  
5 Válvula de expansión  
8 Manómetro de alta Presión  
11 agua refrigerada

3 Condensador  
6 Suministro de agua  
9 Tanque de agua  
12 Bomba

Fig. 07: Esquema de un sistema chiller.

Fuente: (Alibaba.com, 2013)

### **e.2.1.2. Estado del minichiller del AEIRNNR**

El equipo cuenta con dos subsistemas cerrados: En el primero se encuentran los componentes de refrigeración y expansión del aire acondicionado y el segundo sirve para enfriar el refrigerante mediante el condensador de doble tubo con flujo cruzado de agua. (Ver fig.08)

El primer subsistema tiene los elementos siguientes: Un compresor, condensador de doble tubo, evaporador de serpentín que enfría el agua de temperatura ambiente hasta los 7°C que son almacenados en el tanque del evaporador y mediante una bomba recirculadora de agua es llevada a un Fan-Coil que disipa el aire acondicionado en el espacio a climatizar, para luego retornar el agua nuevamente al tanque del evaporador y repetir el mismo ciclo. Todos los componentes mencionados anteriormente son controlados a través de un tablero de control que posee el equipo. (Lanche y Gálvez, 2013)



**Fig. 08: Sistema minichiller.**

**Fuente: (Lanche y Gálvez, 2013)**

En el segundo subsistema se encuentra el condensador de doble tubo, una bomba recirculadora que succiona el agua de un tanque, la pasa través del condensador de doble tubo y posteriormente es reenviada al tanque de recirculación de agua, que cumple la función de enfriarla a temperatura y presión atmosférica.

### e.2.1.2. Elementos principales del Chiller

Todos los "Chillers" en su construcción presentan los siguientes componentes básicos.

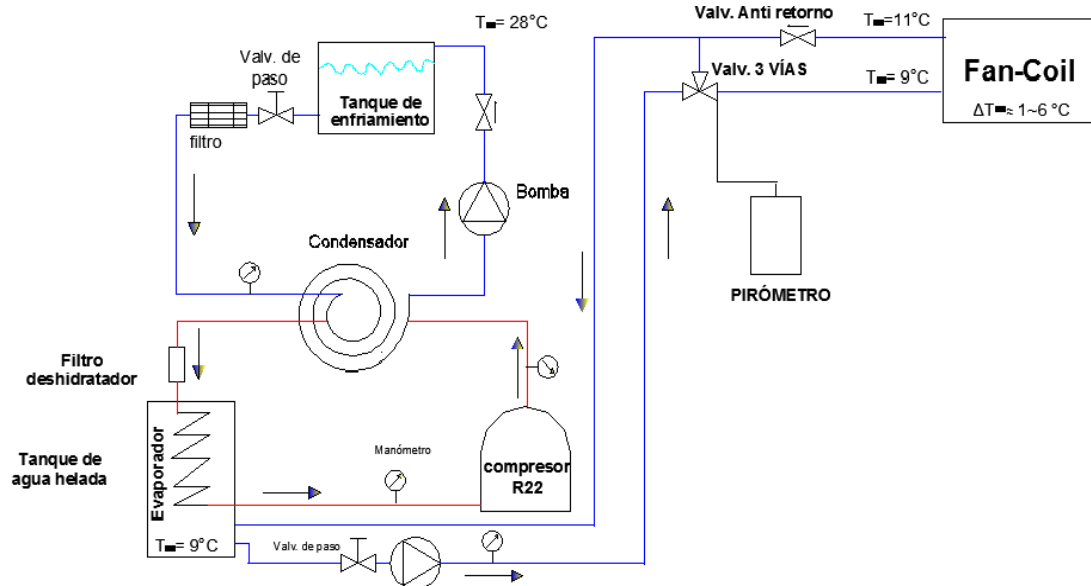


Fig. 09: Esquema del Banco de Refrigeración de agua helada del laboratorio de fluidos.

Fuente: ( Lanche y Gálvez, 2013)

#### e.2.1.2.1. El compresor

Es el corazón de la instalación. Su función, dentro del sistema de refrigeración, consiste en aspirar el fluido refrigerante a baja presión y temperatura, comprimirlo y descargarlo a una presión y temperatura tales que se pueda condensar.

Los tipos de compresores más empleados en la refrigeración son:

- Alternativos.
- De tornillo o helicoidales.
- Rotativos.
- Centrífugos.

Los tres primeros son de desplazamiento positivo, es decir, en ellos el fluido refrigerante se somete a una compresión mecánica por medio de un elemento compresor que realiza la reducción volumétrica.

Los compresores centrífugos son de desplazamiento cinético, ya que realizan la compresión mediante la fuerza centrífuga que se ejerce sobre el fluido refrigerante por la rotación de un rodete que gira a gran velocidad. (Franco, 2012)

#### **e.2.1.2.2. El evaporador**

Es el elemento de la instalación donde se produce el efecto refrigerante. Es un intercambiador de calor, en el cual el calor de la cámara o local pasa al interior del evaporador por efecto de la ebullición del fluido refrigerante en su interior.

El fluido refrigerante, ya expansionado, entra en el evaporador a la presión y temperatura necesarias para que efectúe el enfriamiento del medio que lo rodea.

Tiene que estar formado por un material que sea muy buen conductor del calor, para que se realice el mejor intercambio posible, y no tienen que estar instalados necesariamente dentro de los recintos o locales a refrigerar.

#### **e.2.1.2.3. Dispositivos de expansión**

Entre las funciones que realizan estos elementos, debemos destacar las siguientes: Regulan la cantidad de fluido refrigerante, que debe entrar en el evaporador. En unión del compresor, mantienen las presiones de alta y baja; podríamos decir, que son las “fronteras” entre el alta y la baja presión del circuito.

Producen la expansión del fluido. El fluido pasa del alta a la baja presión necesaria en el evaporador.

Pueden ser de varios tipos; los más empleados son los siguientes:

- a. Tubos capilares
- b. Válvulas de expansión termostáticas
- c. Válvulas reguladoras de nivel (flotador)
- d. Válvulas manuales

#### **e.2.1.1. Elementos adicionales**

La máquina enfriadora de agua necesita de elementos adicionales que le permitan funcionar:

- Redes de tubería y colectores. Distribuyen el agua enfriada hacia donde se necesita.
- Bombas de circulación. Generalmente dos en paralelo para asegurar que al menos una funciona, así como facilitar operaciones de mantenimiento de la otra.
- Vaso de expansión. Compensan la dilatación del líquido de la red de tuberías.
- Elementos de control, presostatos y sondas de temperatura.

- Depósito de inercia.
- Válvula de llenado y válvula de vaciado.
- Decantadores.
- Torre de enfriamiento o intercambiador exterior, en los que se disipa en el ambiente el calor extraído.
- Ablandador de agua, se trabaja con agua blanda para evitar la corrosión en las tuberías de condensación

Los “Chillers” se presentan en diferentes tamaños y formas, dependiendo del fabricante, con capacidades que van de una a varias Toneladas de Refrigeración (TR).

Se emplean diferentes tipos de compresores de refrigeración como pueden ser del tipo semihermético, hermético o de tornillo.

Los evaporadores suelen ser del tipo casco y tubo aunque pueden ser también de placas, todo dependerá de la aplicación.

Los condensadores de los “Chillers” suelen ser principalmente enfriados por aire aunque puede haber enfriados por agua. (Toral, 2011)

### **e.3 CAPÍTULO III**

#### **e.3.1 Condensador**

El condensador es el componente del sistema que extrae el calor del refrigerante y lo transfiere al aire o al agua. Esta pérdida de calor provoca que el refrigerante se condense. Su función es proporcionar una superficie de transferencia de calor, a través de la cual pasa el calor del gas refrigerante caliente al medio condensante. Mediante la línea de líquido fluye el refrigerante en estado líquido a alta presión a la válvula termostática de expansión. (American Chillers S.A.)

#### **e.3.2 Función:**

La función del condensador es transformar en su interior el gas refrigerante comprimido en el compresor en líquido refrigerante. En el interior del condensador el gas refrigerante pierde el calor que absorbió durante el proceso de su evaporación desde el espacio a enfriar, así como también hace entrega del calor absorbido durante su circulación a través de la línea de retorno al compresor y el calor absorbido durante el fenómeno de compresión en el interior del compresor.

Debido a esta entrega o pérdida de calor y a la elevada presión a que se lo somete, el gas se condensa y constituye una fuente de agente refrigerante en estado líquido en condiciones de ser entregado repetidamente en el interior de un equipo de refrigeración, produciendo en consecuencia el efecto de enfriamiento buscado.

El agente refrigerante en estado gaseoso y a temperaturas superiores a la del ambiente, llega al condensador desde la descarga del compresor. Al producirse el contacto del gas refrigerante con las paredes del condensador que se halla a una temperatura muy inferior a la del gas, comienza este a perder calor que pasa al ambiente provocándose la condensación del gas.

En realidad el fenómeno o proceso de condensación no se realiza en forma uniforme a todo lo largo del condensador ni finaliza exactamente a la salida de este.

Durante el proceso, tal como se verá en la Figura 10 existe vapor caliente a alta presión en una parte del condensador y líquido caliente a alta presión en la otra.

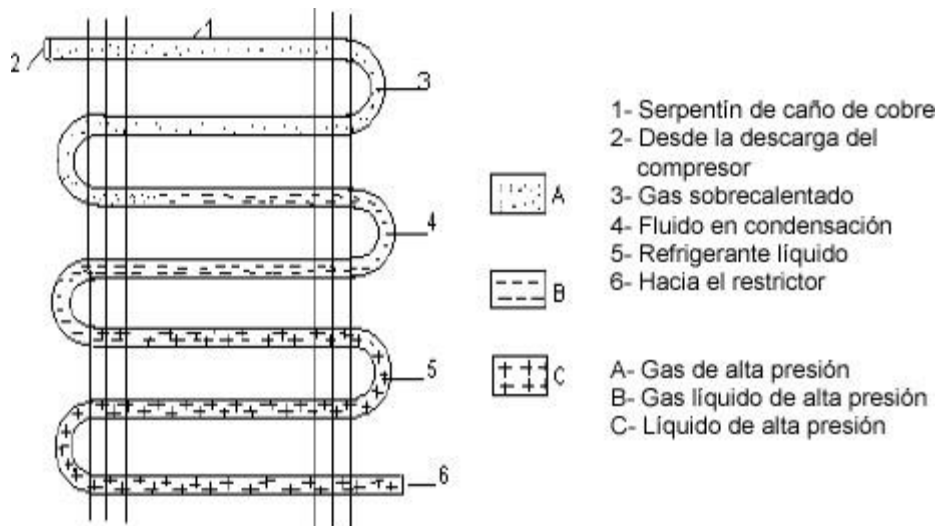


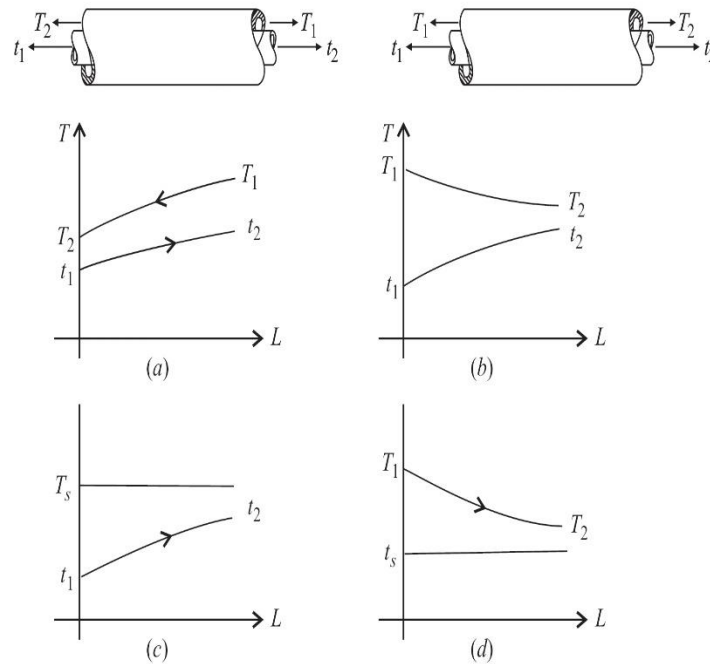
Fig. 10: Zonas de vapores dentro de un condensador

Fuente: (mailxmail.com, 1995)

Se puede distinguir tres zonas dentro de un condensador atendiendo a que los vapores de refrigerante son inicialmente enfriados hasta su temperatura de saturación, después condensados, y, por último de forma eventual, subenfriados por debajo de la temperatura de condensación. La zona de vapores recalentados o zona de enfriamiento elimina calor sensible de enfriamiento, en la de condensación se elimina calor latente de condensación, y en la última, calor sensible de subenfriamiento. Cada una de estas zonas estará afectada por un coeficiente de transmisión calor diferente, debido a las distintas propiedades físicas de los fluidos en contacto con las paredes refrigerantes; sin embargo, el menor coeficiente de transferencia de calor de vapores recalentados tiende a ser equilibrado por una mayor diferencia de temperatura entre los fluidos que realizan intercambio. ( Sánchez, 2001)

### e.3.3 Características que definen un condensador

- Producción del condensador: Es la cantidad neta de calor que del vapor pasa al agua de enfriamiento medida en kcal/h
- Presión absoluta del condensador: Es la presión existente en el condensador respecto a las condiciones ideales de vacío absoluto, medida en mmHg.
- Temperatura del vapor a la entrada: Es la temperatura de saturación relativa a la presión estática del vapor a la entrada del condensador, expresada en °C.



**Fig. 11: Diferencial de temperatura media logarítmica de un condensador**  
**Fuente: (O. A. Jaramillo, 2007)**

- Diferencia de temperatura media logarítmica: existen cuatro arreglos básicos para los cuales la diferencia de temperatura media logarítmica se puede determinar (a) Contraflujo; (b) flujo paralelo; (c) fuente con temperatura constante y receptor con incremento de temperatura; (d) temperatura constante en el receptor y fuente con temperatura en decremento. Donde  $T_1$  y  $T_2$  es la temperatura de entrada y salida del fluido caliente, mientras que  $t_1$  y  $t_2$  es la corresponde al fluido frío. Ver Fig.11
- Vacío o grado de vacío: Es la diferencia entre la presión atmosférica y la presión absoluta existente en el condensador.
- Coeficiente de transmisión del calor: Es la cantidad media ( $k_c$ ) de calor que pasa del vapor al agua de circulación y es expresada en  $(W/m^2 \cdot K)$ .
- Superficie del condensador: Es la superficie total medida por la parte exterior de los tubos y desde una placa tubular a la otra, expresada en  $m^2$  (en un condensador de superficie)



### e.3.4 Tipos de condensadores

Se pueden clasificar según que el agente condensante que se emplee sea agua o aire.

#### e.3.4.1. Por agua

Debemos destacar los siguientes:

##### e.3.4.1.1. De doble tubo

También conocidos como de contracorriente, consisten en dos tubos de distintos diámetros y concéntricos (Fig. 12). El fluido refrigerante se descarga en el espacio anular comprendido entre los tubos concéntricos y circula en dirección descendente hacia el recipiente acumulador. (Franco, 2012)

El agua circula en dirección ascendente hacia el compresor, contraria al refrigerante.

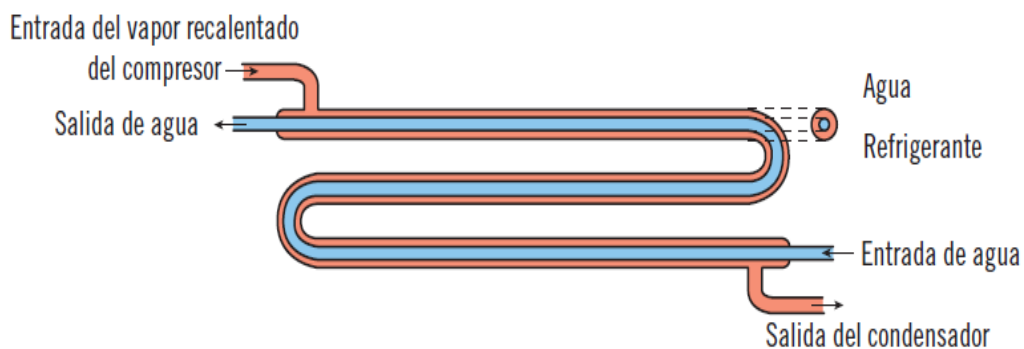


Fig. 12: Condensador enfriado por agua de doble tubo.

Fuente: (Gómez, 2012)

##### e.3.4.1.1. Multitubulares

Están formados por una envolvente metálica, de forma cilíndrica, cerrada por los laterales por medio de unas tapas atornilladas que se pueden desmontar para inspección y mantenimiento.

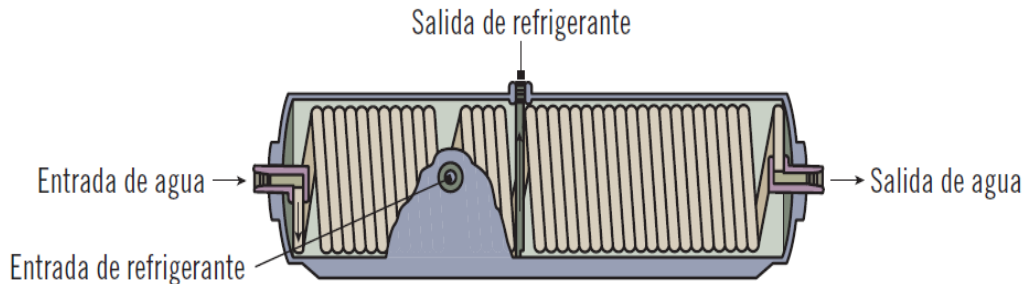
En el interior y a lo largo de la envolvente, va montado el paquete tubular.

Los materiales que se utilizan en estos condensadores, varían principalmente según el tipo de refrigerante empleado (por incompatibilidades) y el agente condensante, según sea agua dulce o agua de mar. Por ejemplo, la envolvente puede ser de acero y los tubos interiores de cobre cuando el agente condensante es agua de la red, o bien aleación cobre-níquel o latón aluminio, si es agua de mar.

Con amoníaco, que es incompatible con el cobre, se emplea el acero.

Pero cualesquiera que sean los materiales empleados, debe conseguirse con ellos que el coeficiente de transmisión sea el mejor posible. Estos condensadores pueden ser verticales u horizontales.

La figura 13 representa uno de estos últimos.



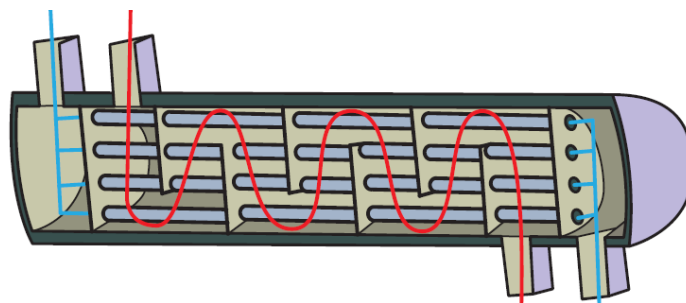
**Fig. 13: Condensador multitubular horizontal.**

Fuente: (Gómez, 2012)

El agua entra por la parte inferior a través de la conexión en una tapa lateral, que en su interior tiene un tabique, que impide que el agua entre por todos los tubos. Por ello, entra por los de la parte inferior, llena el espacio de la tapa lateral contraria y circula por los tubos superiores en sentido contrario hacia la salida.

El fluido refrigerante, procedente del compresor, entra por la parte superior y llena la envolvente. Debido a la transmisión de calor, el fluido refrigerante se condensa y sale por la parte inferior en estado de líquido hacia el recipiente acumulador. (Franco, 2012)

La figura 14 representa un condensador-recipiente.



**Fig. 14: Condensador-recipiente**

Fuente: (Gómez, 2012)

Por lo general, los condensadores llevan instalados en la parte superior de la envolvente dispositivos de seguridad y válvula de purga para los gases incondensables. Aunque la instalación tiene el presostato de alta presión, para evitar que se alcancen presiones elevadas durante el funcionamiento, en el caso de que el Presostato no actuara, por

ejemplo por avería o mala regulación, y la presión siguiera subiendo hasta alcanzar valores peligrosos, entonces actuaría la válvula de seguridad que descargaría el fluido al exterior. Las válvulas de seguridad deben ser del tamaño y capacidad adecuados para cada instalación. Por ejemplo, si en una instalación el presostato de alta presión está regulado para actuar cuando la presión alcance los  $17 \frac{kg}{cm^2}$ , la válvula de seguridad debería actuar a los  $20 \frac{kg}{cm^2}$ . (Franco, 2012).

#### **e.3.4.2. Por aire**

Su función es exactamente igual a los de agua:

- Enfrían el vapor recalentado robando el calor sensible
- Condensan el fluido al robar el calor latente
- Y también pueden producir el subenfriamiento, por ejemplo, si se sobredimensionan

En estos condensadores, el fluido refrigerante cede su calor al aire.

Los condensadores por aire pueden ser:

##### **e.3.4.2.1. De tubo liso**

Se emplean en instalaciones pequeñas, como en las neveras domésticas (ver Fig. 15). El material es de cobre y funcionan por circulación natural. Es decir, el aire que lo rodea, a medida que se va calentando, va ascendiendo y es “sustituido” por aire nuevo; o sea, una renovación por gravedad. Por este motivo, los fabricantes de las neveras domésticas recomiendan dejar un espacio determinado entre la parte posterior de la nevera y la pared. Ya que si no hay buena circulación de aire la temperatura de condensación es muy alta y en consecuencia también la presión de condensación.

De hecho, uno de los problemas más comunes de las neveras, es no respetar esa distancia y la falta de limpieza de la rejilla de aire, situada en la parte frontal inferior.

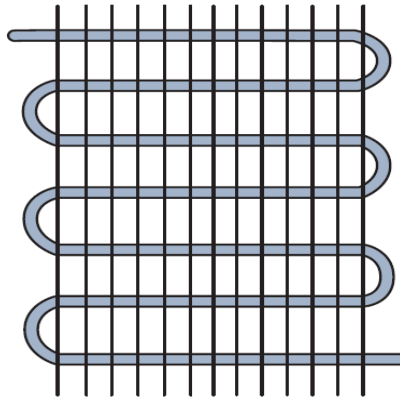


Fig. 15: Condensador por aire de convección natural

Fuente: (Gómez, 2012)

Si este tipo de condensadores se utilizara en instalaciones de mayor capacidad, haría falta un condensador de dimensiones muy grandes, con el inconveniente que supondría. Pero en instalaciones de capacidades mayores se emplean los del tipo de tubo con aletas.

#### **e.3.4.2.2. De tubo con aletas**

Estos condensadores están formados por un serpentín de cobre y aletas de aluminio separadas entre sí. La transmisión de calor se produce a través del tubo y las aletas, con lo cual la superficie de transmisión es mayor. Si, además, la circulación del aire es forzada mediante ventiladores, la capacidad del condensador aumenta.

Es de gran aplicación en instalaciones industriales porque un condensador de estas características tendría unas dimensiones mucho menores que otro de tipo liso a igualdad de capacidades. Dicho de otro modo, a igualdad de tamaño tendría mucha más capacidad de condensación. (Franco, 2012)

La entrada de aire se realiza por la parte posterior del condensador, y la salida por la parte del lado de los ventiladores, siendo ésta de menor sección. La chapa que rodea el ventilador “obliga” al aire a estar en contacto con todo el serpentín del condensador, lo que favorece la transmisión de calor entre el fluido refrigerante y el aire (Fig. 16).

Dado que el calor específico del aire es de  $0,24\text{kcal/kg}^\circ\text{C}$ , su poder de absorción del calor es muy inferior al del agua, cuyo calor específico es  $1\text{kcal/kg}^\circ\text{C}$ .

Se instalan en lugares que no tengan temperaturas muy altas, ya que la temperatura de entrada del aire influye en la temperatura de condensación y por tanto en el rendimiento.

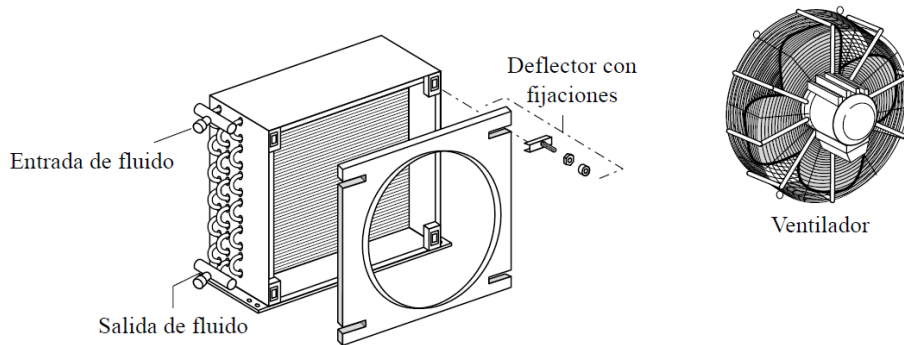


Fig. 16: Disposición de tubos y aletas en un condensador de aire forzado.

Fuente: (Franco, 2012)

### e.3.4.3. Mixtos

Emplean el aire y el agua, conjuntamente, para efectuar la condensación. Los más utilizados son los condensadores evaporativos.

#### e.3.4.3.1 Condensadores evaporativos

Dado que los sistemas de refrigeración que emplean agua para efectuar la condensación necesitan caudales importantes, esto puede representar un inconveniente tanto por el alto consumo, como porque están sometidos a las normativas locales respecto a la utilización del agua de red. O también, aunque las normativas lo autorizaran, puede ser que económicamente resulte rentable instalar condensadores evaporativos (Fig. 17) y torres de refrigeración.

Su funcionamiento se basa en la combinación de aire y de agua, a contracorriente, para efectuar la condensación. Se instalan en el exterior de la planta de refrigeración, aunque si hubiera que instalarlos en el interior, habría que prever las conducciones del aire.

Su rendimiento es función de la temperatura del bulbo húmedo del aire a la entrada y cuanto menor sea dicha temperatura mayor será el rendimiento. (Franco, 2012)

Para mejor comprensión de su funcionamiento, veamos la figura 17.

El compresor descarga el fluido en el condensador evaporativo y circula a través de un serpentín, el cual está en el interior de una envolvente, que suele ser de material galvanizado.

El ventilador (o ventiladores, que pueden ser axiales o centrífugos) hace circular el aire atmosférico en sentido ascendente que aspira a través de las rejillas y lo descarga de nuevo, a la atmósfera, con lo cual pasa a través del serpentín enfriándolo.

Asimismo, en la parte superior va instalada una línea de agua con toberas, que la pulverizan sobre el serpentín. El agua cae al fondo del condensador y es aspirada por una bomba, que la envía nuevamente a las toberas.

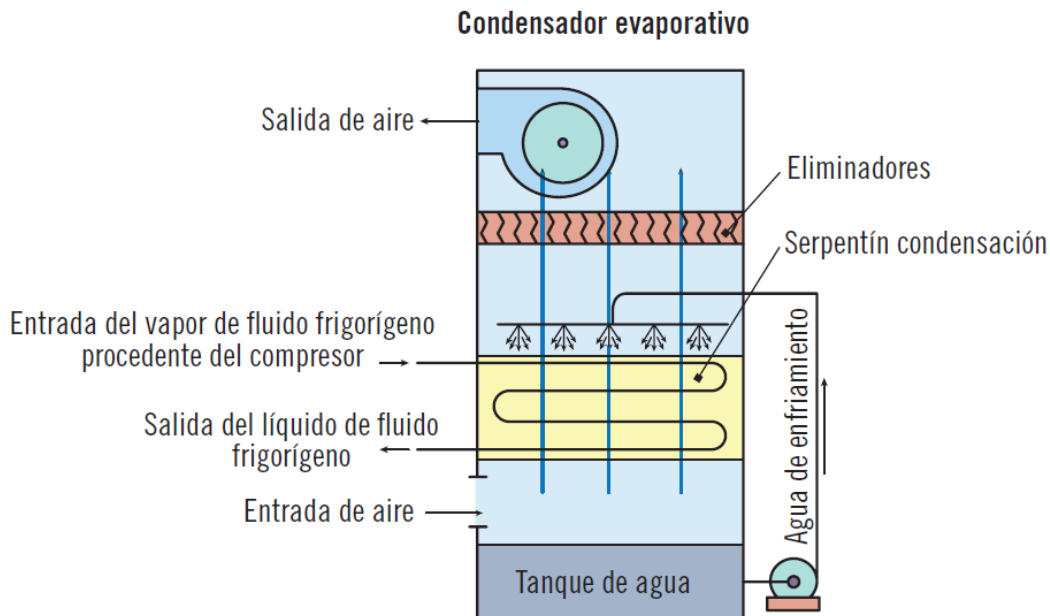


Fig. 17: Condensador Evaporativo.

Fuente: (Gómez, 2012)

Una parte del agua se pierde por evaporación a la atmósfera. Para evitar que sea importante esa pérdida, se colocan las placas separadoras, que impiden que el agua por la acción de los ventiladores sea descargada a la atmósfera, pues choca contra las placas y cae a la bandeja.

La reposición del agua perdida se puede conseguir, por ejemplo, instalando una válvula en la línea de alimentación (agua de red) controlada por un regulador de nivel (flotador).

El agua empleada debe ser analizada, por si fuera conveniente proceder a su tratamiento químico. Analizar su dureza, evitar formación de algas, hongos, etc.

También hay que tener en cuenta que si la temperatura exterior donde se instale es muy baja, hay que añadir solución de glicol o similar.

El tratamiento, si es necesario, no supone que haya que añadir el producto químico al depósito de agua, sino que debe añadirse al agua en circulación (aspiración de la bomba).

Uno de los factores de los que depende el buen rendimiento de estos condensadores es mantener la superficie exterior del serpentín libre de depósitos e incrustaciones, por lo que hay que contrarrestar el peligroso bicarbonato cálcico que todas las aguas llevan disueltas.

No obstante, dada la importancia del tratamiento, es conveniente seguir las instrucciones al respecto.

### **e.3.5 Torres de refrigeración**

Los mismos motivos que comentamos para los condensadores evaporativos son los que también justifican la instalación de las torres de refrigeración. Se emplean en las instalaciones de refrigeración y de acondicionamiento de aire. Se montan en el exterior del local. Este elemento no realiza la condensación del fluido refrigerante de manera directa, sino que su misión es enfriar el agua empleada para la condensación. (Franco, 2012)

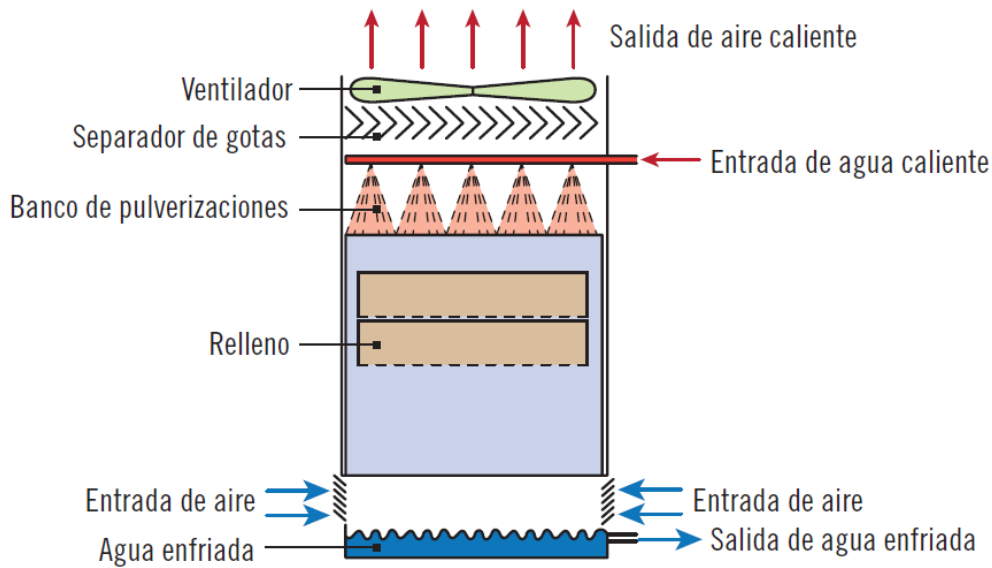


Fig. 18: Instalación con torre de refrigeración.

Fuente: (Gómez, 2012)

Tal como vemos en el esquema de la figura 18, el agua a la salida del condensador es enviada mediante una bomba a la parte superior de la torre, donde es pulverizada por las toberas y cae sobre el panel o relleno, que es un conjunto de láminas de PVC soldadas entre sí, de tal manera que aumenta la turbulencia de los flujos de aire y agua.

Dada la importancia que tiene el relleno en el rendimiento de la torre, debe ser inspeccionado y sustituido según la frecuencia que determine el fabricante.

El aire atmosférico es impulsado por el ventilador (o ventiladores) en sentido ascendente y descargado a la atmósfera. (Franco, 2012)

El agua se enfría porque cede su calor al aire; por ello, cuanto más baja sea la temperatura del bulbo húmedo, más efectiva será la torre, es decir más humedad arrastrará el aire.

El agua cae en la bandeja situada en la parte inferior y es aspirada por la bomba, que la envía nuevamente al condensador.

En la parte superior de la torre están las placas separadoras, cuya función es la misma que la explicada en los evaporativos.



Con la torre se consigue un ahorro de agua del 95% como mínimo. Dicho de otro modo, se pierde, como máximo, un 5% por evaporación.

La reposición del agua se consigue automáticamente, por ejemplo con la instalación de una válvula controlada por un regulador de nivel (flotador), que da paso al agua de red cuando sea necesario.

De manera orientativa, diremos que el salto térmico del agua en el condensador es del orden de 5 °C con temperatura de entrada del agua en la torre de 35 °C, y salida a 30 °C.

Respecto al tratamiento químico del agua, ya lo hemos comentado en el apartado de los condensadores evaporativos.

El control de la temperatura del agua del condensador se hace mediante la instalación de una válvula termostática, la cual, según la temperatura que detecte, manda el agua a la torre o la recircula nuevamente al condensador. Otro sistema consiste en variar la velocidad de los ventiladores (con lo cual se varía el caudal de aire) o bien actuando sobre el número de ventiladores que deben funcionar. Todo ello repercute en un ahorro energético.

Tal como vemos en el esquema, la condensación del fluido refrigerante se consigue por la cesión del calor de éste al agua que circula por el condensador. Como el agua es impulsada por la bomba, el cálculo de ésta y el trazado de las tuberías tienen una gran importancia.

## **f. MATERIALES Y MÉTODOS**

### **f.1 Materiales**

Instrumentos de medición para la medición de los diferentes parámetros del sistema de refrigeración son los siguientes:

- Termómetro
- Multímetro
- Manómetros

Instrumentos de diseño

- AutoCAD
- Mathcad
- Solkane

Herramientas utilizadas en la instalación del condensador de aire forzado.

- a) Equipo especializado
  - Equipo para soldar
  - Bomba de vacío
- b) Herramientas manuales
  - Juego de destornilladores:
  - Cortadores de tubos de cobre:
  - Doblador de tubos de cobre:
  - Abocardador
  - Expansor de tubería de cobre.
  - Varillas de soldadura de plata al 15%.
  - Fundente en pasta.

## f.2 Metodología de cálculo

### f.2.1 Parámetros a considerar en el cálculo de un condensador

Para el cálculo del condensador se sugiere la siguiente metodología:

- Se realizó una inspección visual del Banco de Refrigeración de agua helada, donde se obtuvo datos: temperaturas de evaporación y cargas térmicas del sistema.
- Se estudió un nuevo ciclo de refrigeración del banco de refrigeración, donde se obtuvo el calor cedido por el condensador.
- Se determinó el área de intercambio necesario que necesita el condensador, en base a la ecuación fundamental de transferencia de calor.

$$Q = U \cdot A \cdot \Delta T_{ml} \qquad \text{Ecuación 1}$$

- Se seleccionó de catálogos de fabricantes un condensador por aire forzado, en base a la capacidad del condensador y el área de intercambio de calor.
- Se analizó el coeficiente global en base a las dimensiones del condensador seleccionado y propiedades del refrigerante, se aplicó correlaciones para encontrar los coeficientes de convección interior y exterior. Estos valores nos ayudara a obtener el valor real del coeficiente global de transferencia de calor.
- Después de haber seleccionado y analizado el coeficiente global se procedió a instalar el condensador por aire forzado.
- Se realizó pruebas experimentales al condensador por aire forzado, donde se comprobó el funcionamiento y se obtuvo resultados como el diagrama real de ciclo de refrigeración, datos del sobrecalentamiento de la máquina y subenfriamiento.

### f.2.2. Diagrama de flujo

En el presente Diagrama de flujo permite visualizar el procedimiento que se realizó para llegar a implementar un sistema por aire forzado al banco de refrigeración.

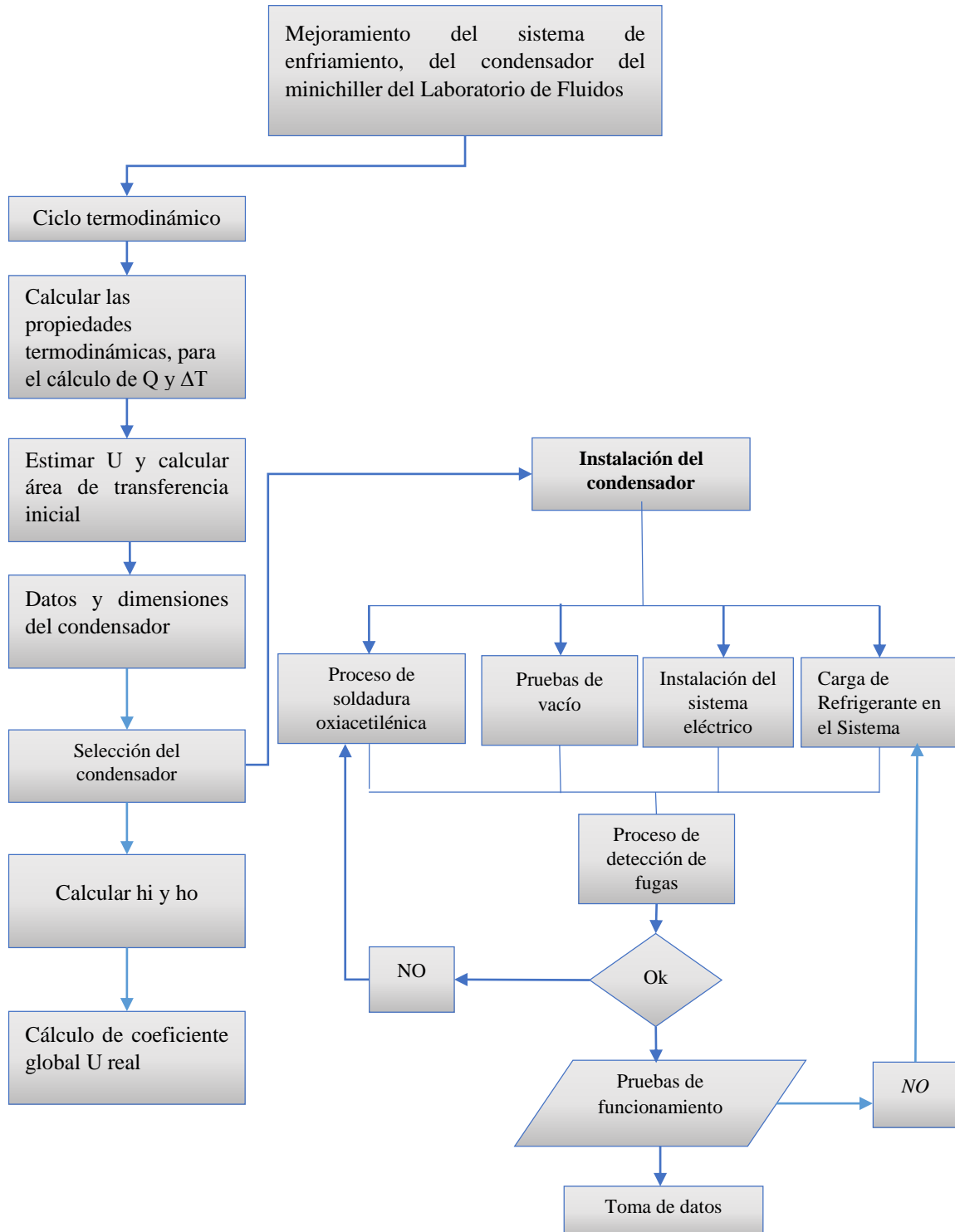


Fig. 19: Diagrama de flujo del procedimiento que se realizó para instalar el condensador por aire forzado.

Fuente: Autor

### f.2.3. Cálculo de la capacidad del condensador.

#### f.2.3.1. Temperatura de condensación

$$T_k = T_{\text{aire}} + \Delta T \quad \text{Ecuación 2}$$

$T_k$  : Temperatura de condensación

$T_{\text{aire}}$  : Temperatura del aire al entrar al condensador

$\Delta T$  : Salto térmico de condensación

**Tabla 01:** Temperatura de condensación o salto térmico

Condensador	$\Delta T_T$	$T_k$
Aire	10-20°C	$T_{\text{aire}} + 15$
Agua	10-17°C	$T_{\text{agua}} + (13 \text{ a } 15)$

Fuente: (Guía práctica "Selección de los elementos de una instalación frigorífica", 2009)

A la hora de determinar la temperatura de condensación  $T_k$  es preciso tener en cuenta el denominado **salto térmico en el condensador** ( $\Delta T$ ), que es la diferencia entre la temperatura de condensación ( $T_k$ ) y la que tiene el fluido refrigerador (agua o aire) a la entrada del condensador.

- ✓ En condensadores de aire, para que la transferencia de calor sea rápida y éste elemento tenga unas dimensiones adecuadas, la temperatura de condensación debe estar entre 10 – 20 °C más elevada que la temperatura del aire de entrada ( $T_{\text{aire}}$ ), aunque lo más frecuente es tomar  $\Delta T = 15^\circ\text{C}$ . (Carmona, 2009)
- Para condensadores de agua, el salto térmico total estará comprendido entre  $\Delta T = 10 - 17^\circ\text{C}$ . Aunque los valores más frecuentes están entre  $\Delta T = 13-15^\circ\text{C}$ .

### f.2.3.2. Diagrama presión entalpía

Se utilizó un software SOLKANE, que permite graficar el ciclo de refrigeración de forma más rápida y precisa, ingresando datos de temperaturas de evaporación y condensación del banco de refrigeración de agua helada, se tiene como resultado las entalpías en cada uno de los puntos del ciclo de refrigeración.

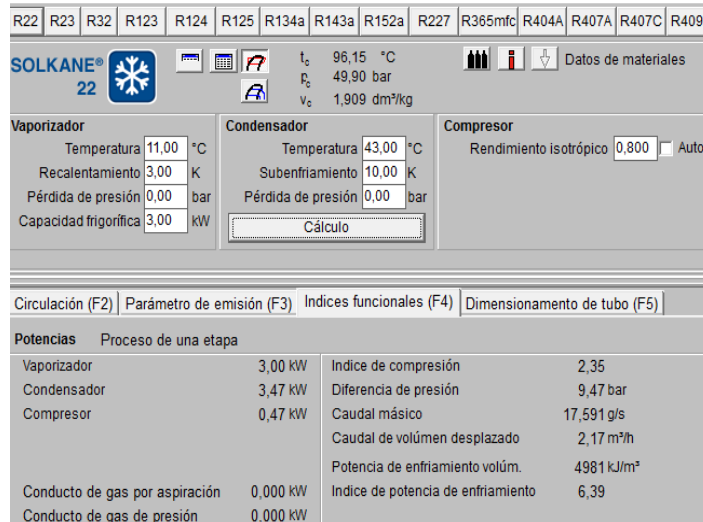


Fig. 20: Resultados calculado por SOLKANE

Fuente: SOLKANE

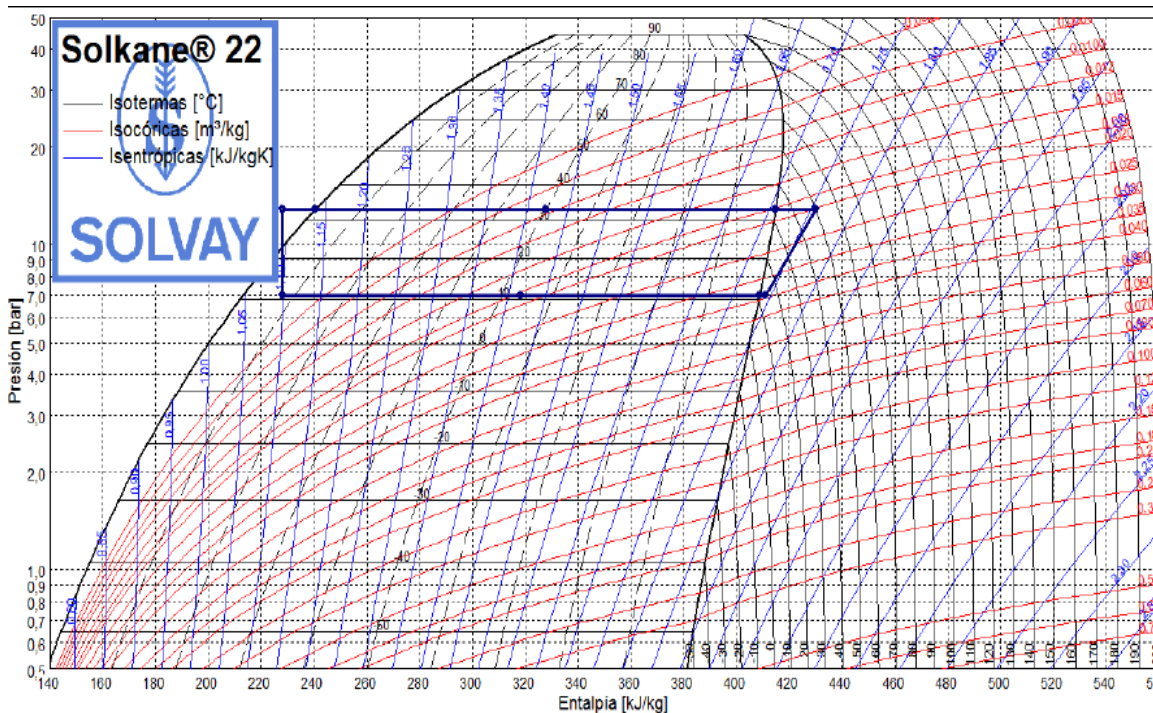


Fig. 21: Diagrama presión – entalpía del refrigerante 22

Fuente: SOLKANE

**Tabla 02: Entalpías en los diferentes puntos**

Circulación (F2)		Parámetro de emisión (F3)		Indices funcionales (F4)		Dimensionamiento de tubo (F5)	
Punto	p bar	t °C	v dm <sup>3</sup> /kg	h kJ/kg	s kJ/kgK	x	--
1	7,02	14,00	34,23	411,11	1,7434		
2s	16,49	59,39	15,68	432,47	1,7434		
2	16,49	65,25	16,23	437,81	1,7593		
3	16,49	65,25	16,23	437,80	1,7593		
3'	16,49	43,00	13,97	416,74	1,6949		
3*4m	16,49	43,00	7,43	335,16	1,4369		
4'	16,49	43,00	0,90	253,59	1,1788		
4	16,49	33,00	0,86	240,57	1,1380		
5	7,02	11,00	5,40	240,57	1,1433	0,140	
56*m	7,02	11,00	19,53	324,66	1,4392		
6"	7,02	11,00	33,65	408,75	1,7352		
6	7,02	14,00	34,23	411,11	1,7434		

Proceso de una etapa

Fuente: SOLKANE

Se obtuvieron los valores de entalpías  $h_1$ ,  $h_2$ ,  $h_3$ ,  $h_4$  que vienen dadas en kJ/kg (ver Tabla 02), con sus respectivas presiones en bar, podemos obtener los siguientes datos.

### f.2.3.3. Coeficiente de funcionamiento del ciclo de frío de Carnot.

$$COP_{RC} = \frac{T_{evap}}{T_{cond} - T_{evap}} \quad \text{Ecuación 3}$$

Donde:

$T_{evap}$  : Temperatura de evaporación. (K)

$T_{cond}$  : Temperatura de condensación. (K)

### f.2.3.4. Trabajo del compresor

$$W_c = (h_2 - h_1) \quad \text{Ecuación 4}$$

Donde:

$h_1$ ,  $h_2$ ,  $h_3$ ,  $h_4$ : Entalpías en los diferentes puntos del sistema de refrigeración. (J/kg)

### f.2.3.5. Calor a disipar en el condensador

$$Q_c = h_2 - h_3 \quad \text{Ecuación 5}$$

### f.2.3.6. Calor absorbido en el evaporador

$$Q_e = h_1 - h_4 \quad \text{Ecuación 6}$$

### **f.2.3.7. Coeficiente de Operación**

$$\text{COP}_R = \frac{Q_e}{W_c}$$

**Ecuación 7**

Donde:

Q<sub>e</sub>: Calor absorbido en el evaporador.

W<sub>c</sub>: Trabajo del compresor.

### **f.2.3.8. Flujo másico del refrigerante**

$$\dot{m} = \frac{Q_{\text{total}}}{Q_e} \left( \frac{\text{kg}}{\text{s}} \right)$$

**Ecuación 8**

Donde:

Q<sub>total</sub>: Producción frigorífica a vencer por el equipo.

Q<sub>e</sub>: Calor absorbido en el evaporador.

### **f.2.3.9. Relación de compresión**

$$R_c = \frac{P_{\text{cond}}}{P_{\text{evp}}}$$

**Ecuación 9**

Donde:

P<sub>cond</sub>: Presión del condensador.

P<sub>evap</sub>: Presión del evaporador.

### **f.2.3.10. Potencia del compresor (W)**

$$P_c = W_c \times \dot{m}$$

**Ecuación 10**

Donde:

W<sub>c</sub>: Trabajo del compresor.

ṁ: Flujo másico.

### **f.2.3.11. Rendimiento volumétrico del compresor**

$$\eta_v = 1 - 0.05R_c$$

**Ecuación 11**

Donde:

R<sub>c</sub>: Relación de compresión.



#### **f.2.3.12. Eficiencia del ciclo.**

Refrigeración: la eficiencia del ciclo se determina mediante la comparación con el ciclo invertido de Carnot obteniendo la siguiente expresión:

$$\eta_R = \frac{COP_R}{COP_{RC}} \quad \text{Ecuación 12}$$

Donde:

$\eta_R$ : Eficiencia del ciclo de frío.

#### **f.2.3.13. Capacidad teórica del evaporador (W)**

$$Q_{evap} = Q_e \times \dot{m} \quad \text{Ecuación 13}$$

Dónde:

$Q_e$ : Calor absorbido en el evaporador.

#### **f.2.3.14. Capacidad teórica del condensador (W)**

$$Q_{cond} = Q_c \times \dot{m} \quad \text{Ecuación 14}$$

Donde:

$Q_c$  : Calor a disipar en el condensador.

$\dot{m}$ : Flujo másico del refrigerante.

#### **f.2.4 Cálculo de la variación de temperatura LMTD ( $\Delta T$ )**

La diferencia de temperatura media logarítmica (LMTD) es usada para determinar la fuerza que impulsa la transferencia de calor en sistemas de flujo, particularmente en intercambiadores de calor. En este caso,  $\Delta T_1$  y  $\Delta T_2$  representan la diferencia de temperaturas.

$$\Delta T_1 = T_{h,entr} - T_{c,sal} \quad \text{Ecuación 15}$$

$$\Delta T_2 = T_{h,sal} - T_{c,ent} \quad \text{Ecuación 16}$$

Donde los subíndices indican:

entr: entrada.

sal: salida.

h: fluido caliente (hot).

c: fluido frío (cold).

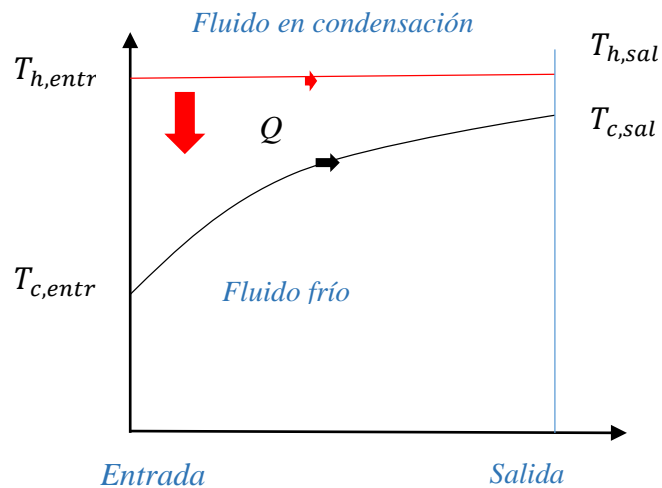


Fig. 22: Variaciones de las temperaturas de los fluidos, en un intercambiador de calor cuando uno de los fluidos se condensa.

Fuente: (Cengel, 2007)

La diferencia de temperatura debe ser calculada como una diferencia logarítmica de temperaturas que está dada por la ecuación:

$$\Delta T_{ml} = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln\left(\frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}\right)} \quad \text{Ecuación 17}$$

Donde  $\Delta T_1$  y  $\Delta T_2$  se calcula conforme las Ecuaciones (15) y (16), respectivamente. Para este caso se considera la temperatura del fluido caliente permanece aproximadamente constante mientras la temperatura del fluido frío aumenta.

## f.2.5. Relaciones empíricas para la transferencia de calor.

### f.2.5.1. Correlaciones para flujo cruzado sobre un banco de N cilindros

No siempre es posible obtener soluciones analíticas para encontrar el coeficiente de convección  $h$ , por lo que se recurre a métodos experimentales donde los resultados se expresan en forma de ecuaciones empíricas o gráficas. Para propósitos de diseño e ingeniería las correlaciones empíricas son casi siempre de utilidad práctica.

### f.2.5.2. Flujo de aire sobre unos bancos de tubos

Por lo general, es común encontrar flujo cruzado sobre bancos de tubos en equipos de transferencia de calor, como los condensadores y evaporadores en las plantas generadoras

de energía eléctrica, los refrigeradores y los acondicionadores de aire. En esos equipos, un fluido se mueve por dentro de los tubos, mientras que el otro se mueve sobre estos en una dirección perpendicular. (Incropera, 2011)

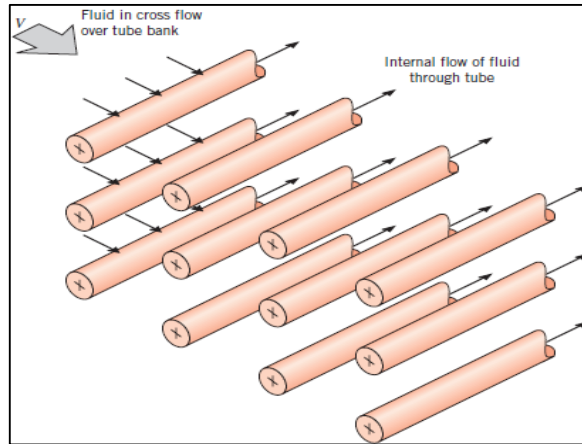


Fig. 23: Esquema de un banco de tubos en flujo cruzado.

Fuente: (Incropera, 2011)

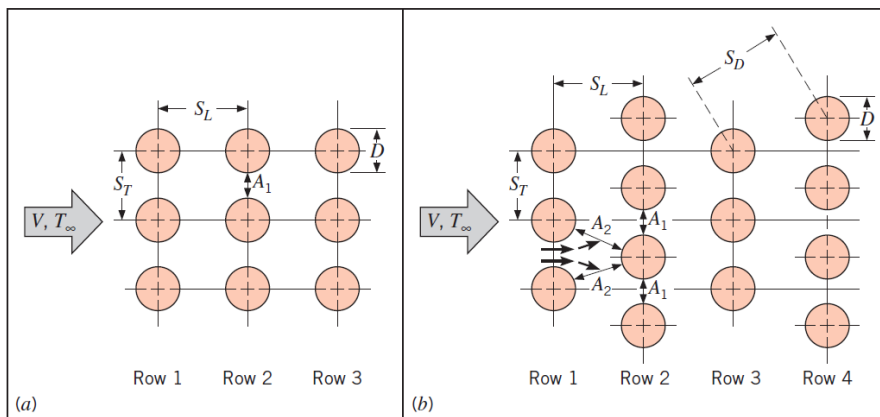


Fig. 24: Disposición de los tubos en configuración alineada (a) y escalonada (b) en un banco de tubos.

Fuente: (Incropera, 2011)

Los tubos en un banco suelen disponerse alineados o escalonados en la dirección del flujo, ver figura 23. El diámetro exterior del tubo  $D$  se toma como longitud característica.

La disposición de los tubos en el banco se caracteriza por el paso transversal  $S_T$  el paso longitudinal  $S_L$  y el paso diagonal  $S_D$  entre los centros del tubo ver figura 24. El paso diagonal se determina a partir de:

$$S_D = \sqrt{S_L^2 + (S_T/2)^2} \quad \text{Ecuación 18}$$

Conforme el fluido entra al banco, el área disminuye entre los tubos y como consecuencia la velocidad del fluido aumenta. En la disposición escalonada la velocidad tiende a

aumentar más, mientras que las características del flujo son por la velocidad máxima dentro del banco por lo tanto el número de Reynolds se define como:

$$\text{Re}_{D,\text{m}\acute{\text{a}}\text{x}} = \frac{\rho \cdot v_{\text{m}\acute{\text{a}}\text{x}} \cdot D}{\mu} = \frac{v_{\text{m}\acute{\text{a}}\text{x}} \cdot D}{\nu} \quad \text{Ecuación 19}$$

Y la velocidad máxima para los bancos de tubos alineados se determina mediante la expresión:

$$v_{\text{m}\acute{\text{a}}\text{x}} = \frac{S_{\text{T}}}{S_{\text{T}} - D} V \quad \text{Ecuación 20}$$

Para los bancos de tubos de disposición escalonada correspondiente a la relación si  $2(S_{\text{D}} - D) > (S_{\text{T}} - D)$  se determina mediante la expresión.

$$v_{\text{m}\acute{\text{a}}\text{x}} = \frac{S_{\text{T}}}{S_{\text{T}} - D} V \quad \text{Ecuación 21}$$

ó  $2(S_{\text{D}} - D) < (S_{\text{T}} - D)$  velocidad máxima queda:

$$v_{\text{m}\acute{\text{a}}\text{x}} = \frac{S_{\text{T}}}{2(S_{\text{T}} - D)} V \quad \text{Ecuación 22}$$

### f.2.5.3. Número de Nusselt en banco de tubos

Se han propuesto varias correlaciones, todas basadas en datos experimentales para el número de Nusselt promedio del flujo cruzado sobre bancos de tubos. Más recientemente, Zhukauskas<sup>2</sup> ha propuesto correlaciones, donde su forma general es:

$$\text{Nu}_{\text{D}} = \frac{h_0 \cdot D_e}{K_{\text{aire}}} = C \cdot \text{Re}_{D,\text{m}\acute{\text{a}}\text{x}}^m \cdot \text{Pr}^{0,36} \cdot \left(\frac{\text{Pr}}{\text{Pr}_s}\right)^{\frac{1}{4}} \quad \text{Ecuación 23}$$

Donde los valores de las constantes C, m y n dependen del valor del número de Reynolds. Existen correlaciones explícitamente para  $0,7 < \text{Pr} < 5000$  y  $1000 < \text{Re}_{D,\text{m}\acute{\text{a}}\text{x}} < 2 \cdot 10^6$ .

(Ver Anexo 03-a). Todas las propiedades excepto Pr, se deben evaluar a la temperatura media aritmética del fluido determinada a partir de:

---

<sup>2</sup> *Zhukauskas: Correlación para transferencia de calor de bancos de tubo en flujo cruzado por Algirdas Zukauskas (1987)*

$$T_m = \frac{T_i + T_e}{2} \quad \text{Ecuación 24}$$

Donde  $T_i$  y  $T_e$  son las temperaturas del fluido en la admisión y en la salida del banco de tubos respectivamente.

Las correlaciones planteadas por Zhukauskas son para bancos de 20 o más filas. También se pueden usar esas correlaciones para bancos de tubos con  $N_L < 20$  siempre que se modifiquen como:

$$Nu_D |_{N_L < 20} = C_2 Nu_D |_{N_L > 20} \quad \text{Ecuación 25}$$

Donde  $C_2$  es un factor de corrección cuyos valores están tabulados. (Ver Anexo 03-b).

Para  $Re > 1000$ , el factor de corrección es independiente del número de Reynolds.

Una vez que se conoce el número de Nusselt y por lo tanto el coeficiente de transferencia de calor promedio para el banco de tubos, se puede determinar la razón de transferencia de calor a partir de la ley de enfriamiento de Newton, mediante una diferencia de temperaturas apropiadas  $\Delta T$ . El método más eficiente para determinar las temperaturas apropiadas es la diferencia media logarítmica de temperaturas definidas como:

$$\Delta T_{in} = \frac{(T_s - T_e) - (T_s - T_i)}{\ln[(T_s - T_e)/(T_s - T_i)]} = \frac{\Delta T_e - \Delta T_i}{\ln(\Delta T_e / \Delta T_i)} \quad \text{Ecuación 26}$$

También se puede determinar la temperatura de salida del fluido a partir de:

$$T_e = T_s - (T_s - T_i) \exp\left(-\frac{A_s h}{m \dot{C}_p}\right) \quad \text{Ecuación 27}$$

Entonces la razón de transferencia de calor se puede determinar a partir de:

$$\dot{Q} = h A_s T_{in} = m \dot{C}_p (T_e - T_i) \quad \text{Ecuación 28}$$

### f.2.6. Eficiencia de las aletas.

A medida que el calor fluye desde la raíz de una aleta a su punta, la temperatura cae debido a la resistencia térmica del material de la aleta. La diferencia de temperatura entre la aleta y el fluido circundante es por consiguiente mayor en la raíz que en la punta, causando una variación en el flujo de calor. Por lo tanto, aumentos en la longitud de la aleta resultan en menores proporciones en la adición de transferencia de calor. Para

responder a este efecto, la eficacia de la aleta  $\eta_f$  se define como la relación que existe el calor que se transfiere de una sola aleta con condiciones determinadas, y la transferencia de calor máxima que existiría si esa aleta estuviera a la máxima temperatura:

$$\eta_f = \frac{\int h(T-T_\infty)dA}{\int h(T_r-T_\infty)dA} = \frac{q_f}{q_{m\acute{a}x}} \quad \text{Ecuación 29}$$

$\eta_f$ : Eficiencia de la aleta.

$q_f$ : Calor transferido por la aleta. (W)

$q_{m\acute{a}x}$ : Calor máximo que podría transferir la aleta. (W)

$T_\infty$ : Temperatura del medio circundante. (°C)

$T_r$ : Temperatura de la raíz. (°C)

La transferencia de calor de una superficie aletada (por ejemplo, un tubo) incluye ambas áreas, secundaria o aletada  $A_f$  y primaria o sin aletas  $A_p$  que es dado por:

$$q = (h_p A_p + \eta_f h_f A_f)(T_r - T_\infty) \quad \text{Ecuación 30}$$

Asumiendo que el coeficiente de transferencia de calor para las aletas  $h_f$  y la superficie de la base  $h_p$  son iguales, la eficacia de las aletas puede derivarse de la ecuación anterior:

$$\eta_0 = 1 - \frac{A_f}{A_t}(1 - \eta_f) \quad \text{Ecuación 31}$$

$$q = \eta_0 h A (T_r - T_\infty) \quad \text{Ecuación 32}$$

$$A = A_f + A_p \quad \text{Ecuación 33}$$

Donde:

$\eta_0$ : Eficiencia de las aletas.

A: Área total. (m<sup>2</sup>)

En el Anexo 04-a, indican las curvas y ecuaciones para la eficacia de aletas anulares. Para las aletas cuadradas de espesor constante, puede usarse la eficacia de una la aleta anular de espesor constante. Para mayor exactitud, particularmente con las aletas rectangulares de mayor proporción, se puede obtener dividiendo la aleta en sectores circulares.

Expresiones empíricas para el cálculo. Schmidt (1949), presenta aproximaciones bastante exactas, expresiones analíticas para la eficacia de las aletas circulares, rectangulares y arreglos hexagonales de aletas en tubos redondos. Los arreglos de aletas rectangulares son la forma usada para arreglos de tubos en línea en los intercambiadores de calor de tubería aletada, y los arreglos hexagonales se usa para los tubos escalonados.

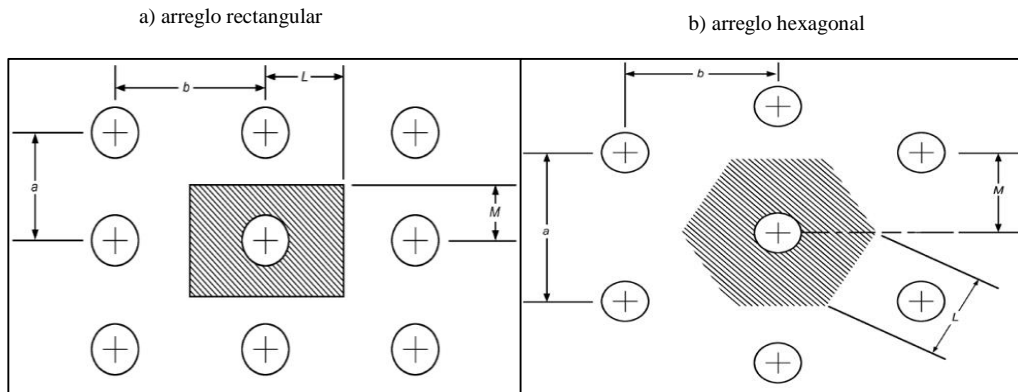


Fig. 25: Arreglo de tubo rectangular y hexagonal

Fuente: (ASHRAE, 2005)

La ecuación empírica de Schmidt es:

$$\eta_f = \frac{\tanh(mr_b Z)}{mr_b \Phi} \quad \text{Ecuación 34}$$

$$m = \sqrt{\frac{2h}{kt}} \quad \text{Ecuación 35}$$

$$Z = \left(\frac{r_e}{r_b} - 1\right) \left(1 + 0.35 \ln \frac{r_e}{r_b}\right) \quad \text{Ecuación 36}$$

Donde:

$r_b$ : Radio del tubo. (m)

$r_e$ : Radio de la aleta a su equivalente. (m)

$t$ : Espesor de la aleta. (m)

$\Phi$ : Coeficiente de reducción por resistencia térmica de la aleta.

$\Psi$  y  $\beta$ : Valores de relación  $M$  y  $L$  son definidos por la figura 25

- Para aletas rectangulares

$$\frac{r_e}{r_b} = 1.28 \Psi \sqrt{\beta - 0.2} \quad \text{Ecuación 37}$$

$$\psi = \frac{M}{r_b}, \quad \beta = \frac{L}{M} \geq 1 \quad \text{Ecuación 38}$$

Donde M y L son definidos por la figura 25 como  $\frac{a}{2}$  o  $\frac{b}{2}$  respectivamente.

- Para las aletas hexagonales.

$$\frac{r_e}{r_b} = 1.27\psi\sqrt{\beta - 0.3} \quad \text{Ecuación 39}$$

Donde  $\psi$  y  $\beta$  están definidas, M y L se definen por **figura 25 –a**, como  $M = a/2$  o b

$$L = 0.5 \frac{a}{b} \sqrt{\left(\frac{a}{2}\right)^2 + b^2} \quad \text{Ecuación 40}$$

**Resistencia de aleta**, Rich (1966), presentó para una amplia gama de geometrías para diseños de equipos compactos para definir pérdidas por resistencia térmica  $\phi$

$$\phi = \frac{R_{f\text{máx}} \cdot k \cdot y_b}{l^2} \quad \text{Ecuación 41}$$

$$R_f = \frac{1}{h_a} \left( \frac{1}{\eta_f} - 1 \right) \quad \text{Ecuación 42}$$

Donde (Ver Anexo 04)

$\phi$  : Resistencia térmica adimensional.

$\eta_f$  : Eficiencia de la aleta.

l o W : Longitud de aleta =  $r_e - r_b$  para aletas anulares. (m)

$y_b = y_o$  : Espesor de la base de la aleta. (m)

$r_b = r_o$  : Radio de la base de la aleta. (m)

Rich (1966), también desarrolló las expresiones para  $\phi_{\text{máx}}$ , el valor máximo de  $\phi$ . En el Anexo 04-a se obtiene  $\phi_{\text{máx}}$  para las aletas anulares de sección constante como una función de  $\phi_{\text{máx}} R = \frac{x_e}{x_b} = \frac{r_e}{r_b}$ .

En el Anexo 04-b. Se obtiene  $\phi_{\text{máx}}$ , para aletas rectangulares de una geometría dada determinada por el método de seccionamiento.

En el Anexo 05 se obtiene un factor de corrección  $\frac{\phi}{\phi_{\text{máx}}}$  para determinar a partir de  $\phi_{\text{máx}}$  para las aletas anulares y rectangulares. (ASHRAE, 2005)



### f.2.7. Coeficiente de convección corregido para el aire

Para el caso de una superficie que posea aletas se toma la temperatura de la superficie para toda el área de transferencia de calor, pero se debe hacer una corrección por la pérdida de temperatura a lo largo de la aleta.

$$h_{fa}^* = \frac{h_{Rf,0} h_{fa}}{h_{Rf,0} + h_{fa}} \quad \text{Ecuación 43}$$

$$h_{Rf,0} = \frac{1}{R_{f,0}} \quad \text{Ecuación 44}$$

$R_{f,0}$ : Factor de incrustación en la superficie externa del tubo.  $\left(\frac{m^2 \circ C}{W}\right)$

$h_{fa}^*$ : Coeficiente de convección corregido por el factor de ensuciamiento.  $\left(\frac{W}{m^2 \circ C}\right)$

### f.2.8. Coeficiente de convección en el interior de los tubos.

La condensación de los vapores de refrigerante se llevará a cabo en el interior de los tubos. A lo largo de ellos, el flujo irá variando desde una fase simple de vapor a la entrada, hasta una fase simple de líquido a la salida. En un punto intermedio, la transferencia de calor dependerá del modelo de flujo en dicho punto, que será un modelo de doble fase.

Con objeto de determinar el coeficiente medio de transferencia de calor para la condensación en tubos horizontales, se analizarán dos modelos de flujo: anular y estratificado, y se seleccionó el valor más alto de dicho coeficiente para el diseño del condensador. ( Sánchez, 2001)

#### f.2.8.1 Flujo anular

El modelo de flujo anular representa la condición límite para altas velocidades de vapor y bajas de condensado.

$$v_i = \frac{\dot{m}}{\rho_l A}$$

**Ecuación 45**

Número de Reynolds.

$$Re = \frac{v_i \cdot \rho_l \cdot D_i}{\mu_l} \quad \text{Ecuación 46}$$

Número de Prandtl.

$$Pr = \frac{c_{p_l} \cdot \mu_l \cdot D_i}{k_l} \quad \text{Ecuación 47}$$

El coeficiente de convección,  $h_i$  puede estimarse a partir de la ecuación de Boyko-Kruzhilin simplificada, teniendo en cuenta la hipótesis generalmente admitida para los condensadores, de que el vapor entra en forma saturada y estará totalmente condensado a la salida.

$$h_{i_a} = h'_i \cdot \frac{1 + \sqrt{\rho_l / \rho_v}}{2} \quad \text{Ecuación 48}$$

Donde  $h'_i$  es el coeficiente de convección para el flujo en fase simple del condensado total, es decir, el coeficiente que se obtiene si el condensado llenase el tubo y estuviera fluyendo sólo. En dichas condiciones se puede expresar:

$$h'_i = 0,021 \cdot \frac{k_l}{D_i} \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,43} \quad \text{Ecuación 49}$$

Donde:

$h'_i$ : Coeficiente de convección para el flujo en fase simple del condensado total.  $\left(\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}\right)$

$k_l$ : Conductividad térmica del líquido.  $\left(\frac{W}{m \cdot ^\circ C}\right)$

$D_i$ : Diámetro interior del tubo. (m)

Re: Número de Reynolds.

Pr: Número de Prandtl.

### f.2.8.2 Flujo estratificado

Este modelo de flujo representa la condición límite para bajas velocidades de vapor y de condensado. (Sánchez, 2001)

El coeficiente de convección se estima a partir de la ecuación de Nusselt para la condensación en tubos horizontales, aplicándole el factor 0,8 para corregir la reducción del coeficiente debida a la acumulación de líquido condensado en el fondo del tubo.

$$h_{i_e} = 0,8 \cdot 0,95 \cdot k_l \cdot \left[ \frac{\rho_l \cdot (\rho_l - \rho_v) \cdot g}{\mu_l \cdot \Gamma_h} \right]^{1/3} \quad \text{Ecuación 50}$$

Donde:

$h_i$ : Coeficiente de convección interior.  $\left(\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}\right)$

$k_l$ : Conductividad térmica del líquido.  $\left(\frac{W}{m \cdot ^\circ C}\right)$

$\rho_l$ : Densidad del líquido.  $\left(\frac{kg}{m^3}\right)$

$\rho_v$ : Densidad del vapor.  $\left(\frac{kg}{m^3}\right)$

$g$ : Aceleración gravitacional,  $9.81 \left(\frac{m}{s^2}\right)$

$\Gamma_h$ : Flujo de condensado por unidad de longitud.  $\left(\frac{kg}{m \cdot s}\right)$

$\mu_l$ : Viscosidad del líquido.  $\left(\frac{kg}{m \cdot s}\right)$

El Flujo de condensado se determina mediante la siguiente ecuación.

$$\Gamma_h = \frac{G_r}{L \cdot N_t}$$

**Ecuación 51**

$\Gamma_h$ : Flujo de condensado por unidad de longitud.  $\left(\frac{kg}{m \cdot s}\right)$

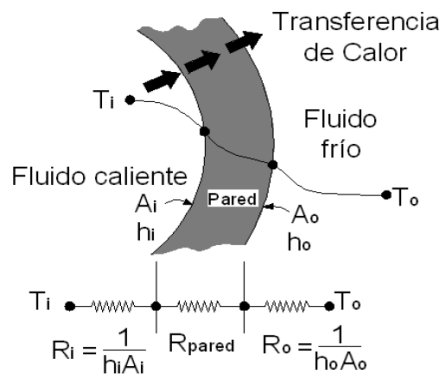
$G_r$ : Caudal real del fluido.  $\left(\frac{kg}{s}\right)$

$N_t$ : Número total de tubos.

$L$ : Longitud de tubos. (m)

### f.2.9. Coeficiente de transferencia de calor total.

El coeficiente global de transferencia de calor "U", expresa la facilidad con que se transfiere calor desde un fluido caliente a un frío.



**Fig. 26: Red de resistencias térmicas.**

**Fuente:** (Cengel, 2007)

Por lo general 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. (Cengel, 2007)

La resistencia térmica total es la suma de todas las resistencias que intervienen en el trayecto del flujo. (ver fig. 26)

$$R = R_{\text{total}} = R_i + R_{\text{pared}} + R_o = \frac{1}{h_i A_i} + \frac{\ln(D_o/D_i)}{2\pi kL} + \frac{1}{h_o A_o} \quad \text{Ecuación 52}$$

$A_i$  y  $A_o$ : Áreas superficiales de la pared de separación mojadas por los fluidos.

En el análisis de intercambiadores suele ser conveniente combinar todas las resistencias térmicas que se encuentran en la trayectoria del flujo de calor del fluido caliente hacia el fluido frío en una sola resistencia  $R$  y expresar la velocidad de transferencia de calor entre los dos fluidos.

$$\dot{Q} = \frac{\Delta T}{R} = UA\Delta T = U_i A_i \Delta T = U_o A_o \Delta T \quad \text{Ecuación 53}$$

En donde

$U$ : Coeficiente de transferencia de calor total.  $\left(\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}\right)$

Donde se puede deducir que:

$$\frac{1}{UA_s} = \frac{1}{U_i A_i} = \frac{1}{U_o A_o} = R = \frac{1}{h_i A_i} + R_{\text{pared}} + \frac{1}{h_o A_o} \quad \text{Ecuación 54}$$

Se puede observar que se tiene dos coeficientes de transferencia de calor totales,  $U_i$  y  $U_o$ , para un intercambiador de calor. La razón es que todo intercambiador de calor posee dos áreas superficiales para la transferencia de calor,  $A_i$  y  $A_o$ , las cuales por lo general no son iguales entre sí.

Notamos que  $U_i A_i = U_o A_o$ , pero  $U_i \neq U_o$  a menos que  $A_i = A_o$ , por lo tanto el coeficiente de transferencia de calor total  $U$  de un intercambiador de calor no tiene significado a menos que se especifique el área sobre la cual se basa. En especial, en el caso en que uno de los lados de la pared del tubo tiene aleta y la otra no, ya que el área superficial del lado con aletas es varias veces mayor que la que no tiene.

Cuando la pared del tubo es pequeña y su conductividad térmica es alta, la resistencia térmica del material es despreciable y las superficies interior y exterior son casi idénticas, el coeficiente de transferencia de calor se simplifica

$$\frac{1}{U} \approx \frac{1}{h_1} + \frac{1}{h_0} \quad \text{Ecuación 55}$$

Donde  $U \approx U_1 \approx U_0$ . Este coeficiente de calor está dominado por el coeficiente de convección más pequeño. Cuando uno de los coeficientes de convección es mucho más pequeño que el otro (por ejemplo,  $h_1 \ll h_0$ ), se tiene  $\frac{1}{h_1} \gg \frac{1}{h_0}$ , y por consiguiente  $U = h_1$ , por lo tanto el coeficiente de transferencia de calor más pequeño crea un cuello de botella sobre la trayectoria del flujo de calor e impide gravemente la transferencia de este último. Esta situación se presenta con frecuencia cuando uno de los fluidos es un gas y el otro es un líquido. En estos casos, es práctica común el uso de aletas del lado del gas para mejorar el producto  $UA_S$  y en consecuencia, la transferencia de calor de ese lado. (Cengel, 2007) Cuando el tubo tiene aletas en uno de sus lados para mejorar la transferencia de calor, el área superficial para la transferencia de calor total en ese lado queda:

$$A_S = A_{\text{total}} = A_{\text{aleta}} + A_{\text{sin aleta}} \quad \text{Ecuación 56}$$

Donde:

$A_{\text{aleta}}$ : Área superficial de las aletas.

$A_{\text{sin aleta}}$ : Área de la parte sin aletas de la superficie del tubo.

Para aletas bajas de alta conductividad térmica se puede usar esta área total en relación de la resistencia a la convección  $R = \frac{1}{hA_S}$  ya que, en este caso, las aletas serán con mucha aproximación isotérmicas. Caso contrario, debemos determinar el área superficial efectiva a partir de:

$$A_S = \eta_f A_{\text{aleta}} + A_{\text{sin aleta}} \quad \text{Ecuación 57}$$

Donde:

$\eta_f$ : Eficiencia de la aleta.

### f.2.9.1 Factor de Incrustación.

El rendimiento de los intercambiadores de calor suele deteriorarse con el paso del tiempo como resultado de la acumulación de depósitos sobre las superficies de transferencia de calor. El efecto neto de estas acumulaciones sobre la transferencia de calor se representa por un factor de incrustación  $R_f$  el cual es una medida de la resistencia térmica introducida por la incrustación. (Cengel, 2007)

### f.2.9.2. Determinación del Coeficiente Global de Transferencia de Calor.

El coeficiente Global de transferencia de calor, incluyendo los factores de incrustación, se calculó con la siguiente ecuación: (ASME, 2007)

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_o \eta_f} + \frac{R_{f,o}}{\eta_f} + R_W + R_{f,i} \left( \frac{A_o}{A_i} \right) + \frac{1}{h_i} \left( \frac{A_o}{A_i} \right) \quad \text{Ecuación 58}$$

U: Coeficiente Global de transferencia de calor.  $\left( \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C} \right)$

$R_{f,o}$ : Factor de incrustación en la superficie externa del tubo.  $\left( \frac{m^2 \cdot ^\circ C}{W} \right)$

$R_{f,i}$ : Factor de incrustación en la superficie interna del tubo.  $\left( \frac{m^2 \cdot ^\circ C}{W} \right)$

$R_W$ : Resistencia de pared respecto a la superficie externa del tubo.  $\left( \frac{m^2 \cdot ^\circ C}{W} \right)$

$h_o, h_i$ : Coeficientes de convección externo e interno.  $\left( \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C} \right)$

$\eta_f$ : Eficiencia de la aleta, en caso de haberla.

#### f.2.9.2.1 Resistencia de pared de tubo

- Tubo liso:

$$R_W = \frac{D}{2K} \ln \left( \frac{D}{D-2t} \right) \quad \text{Ecuación 59}$$

- Tubo aleteado:

$$R_W = \frac{t}{K} \left( \frac{D+2Nl(D+l)}{D-t} \right) \quad \text{Ecuación 60}$$

D: Diámetro externo del tubo o diámetro de la raíz de la aleta. (m)

l: Altura de la aleta. (m)

t: Espesor del tubo. (m)

N: Número de aletas por metro.

K: Conductividad térmica.  $\left( \frac{W}{m \cdot ^\circ C} \right)$

## **g. RESULTADOS**

### **g.1.1 Resultados del cálculo del condensador**

#### **Temperatura de condensación (Tk)**

Para encontrar la temperatura de condensación es necesario obtener el denominado salto térmico. Se obtiene el valor de  $\Delta T$  considerando el tipo de sistema.

- a) El sistema es de aire, se considera un salto térmico ( $\Delta T$ ) de 10-20°C mayor que la temperatura del aire que ingresa al condensador, para diseño se aplicó el valor de 15°C.
  
- b) El sistema es de agua, se considera un salto térmico ( $\Delta T$ ) de 10-17°C mayor que la temperatura del agua que ingresa al condensador, para diseño se aplica los valores de 13 a 15°C.

$$T_{\text{aire}} = 28^{\circ}\text{C}$$

$$\Delta T_c = 15^{\circ}\text{C}$$

De acuerdo a la ecuación 2 se determina la temperatura de condensación:

$$T_k = T_{\text{aire}} + \Delta T_c$$

$$T_k = 28^{\circ}\text{C} + 15^{\circ}\text{C} = 43^{\circ}\text{C}$$

## Trazado del ciclo termodinámico actual del banco de refrigeración de agua helada

Para el trazado del ciclo termodinámico se utilizó valores obtenidos de los diseñadores (Lanche y Gálvez, 2013). La temperatura del evaporador es de 11°C, la capacidad frigorífica es de 3.1 kW, el recalentamiento de 3°C, subenfriamiento de 10°C y la nueva temperatura del condensador es de 43°C.

Ingresando los valores anteriores en el software SOLKANE, se tiene como resultado las entalpías en cada uno de los puntos del ciclo de refrigeración.

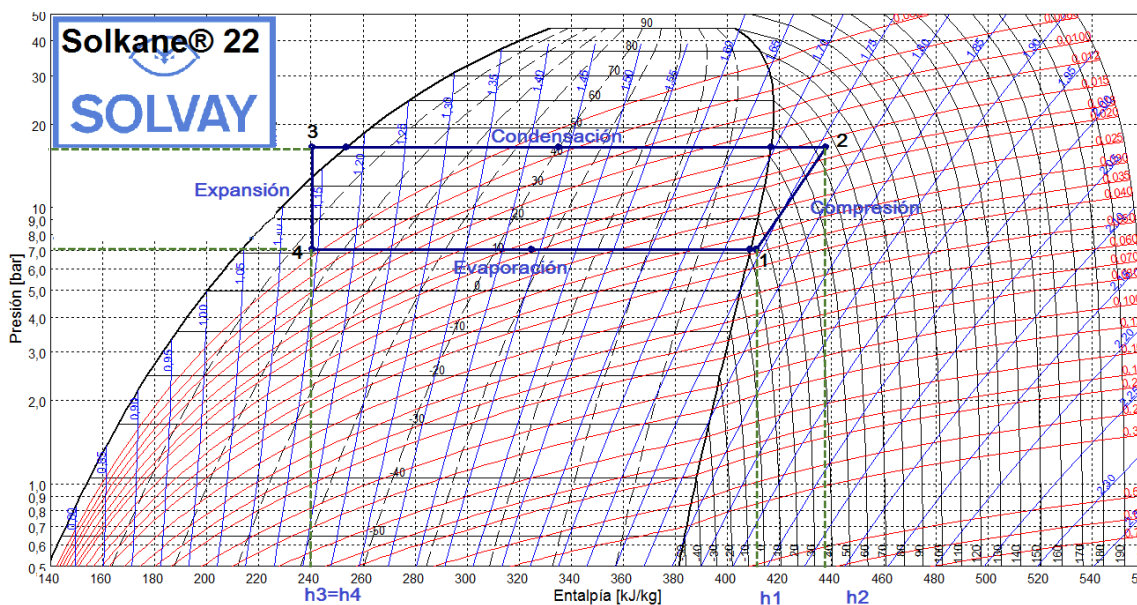


Fig. 27: Ciclo de refrigeración con el R22

Fuente: SOLKANE

Donde:  $h_1$ ,  $h_2$ ,  $h_3$ ,  $h_4$  son entalpías en los diferentes puntos del sistema de refrigeración en kJ/kg.

$$h_1 = 411110 \text{ J/kg}$$

$$h_2 = 437810 \text{ J/kg}$$

$$h_3 = 240570 \text{ J/kg}$$

$$h_4 = 240570 \text{ J/kg}$$



De la ecuación 3 se obtiene el coeficiente de funcionamiento del ciclo de frío de Carnot, se trabajó con temperaturas en Kelvin.

$$\text{COP}_{\text{RC}} = \frac{T_{\text{evap}}}{T_{\text{cond}} - T_{\text{evap}}}$$
$$\text{COP}_{\text{RC}} = \frac{284,15\text{K}}{316,15\text{K} - 284,15\text{K}} = 8,88$$

Mediante la ecuación 4 se determina el trabajo de compresión:

$$W_c = h_2 - h_1$$
$$W_c = 437810 - 411110$$
$$W_c = 26700 \text{ J/kg}$$

De la ecuación 5 se obtuvo el calor a disipar en el condensador:

$$Q_c = h_2 - h_3$$
$$Q_c = 437810 - 240570$$
$$Q_c = 197240 \text{ J/kg}$$

Con la ayuda de la ecuación 6 se obtuvo el calor absorbido en el evaporador:

$$Q_e = h_1 - h_4$$
$$Q_e = 411110 - 240570$$
$$Q_e = 170540 \text{ J/kg}$$

Mediante la ecuación 7 se calculó el coeficiente de operación:

$$\text{COP}_R = \frac{Q_e}{W_c}$$
$$\text{COP}_R = 6.38$$

Donde:

Qe: Calor absorbido en el evaporador.

Wc: Trabajo del compresor.

El valor de la carga térmica se la obtuvo de la tabla 03, estos valores fueron obtenidos de los diseñadores Lanche y Gálvez, 2013. Mediante la suma de todas las cargas térmicas del sistema se obtiene la cantidad de calor que debe ser retirada del sitio por refrigerar para reducir o mantener la temperatura deseada.

**Tabla 03.** Cargas térmicas del banco de refrigeración.

Q transmisión	Ganancia de calor de paredes	974.6 W
	Ganancia de calor por techo	184.7 W
	Ganancia de calor solar por cristales	808.1 W
Q infiltraciones	Carga térmica por infiltraciones	397.4 W
Q misceláneas	Carga térmica por iluminación	40 W
	Carga térmica por equipos	35 W
	Carga térmica por personas	659.8 W
Carga total a vencer por el equipo		$3.1 \times 10^3$ W

Fuente: ( Lanche y Gálvez, 2013)

$$Q_{total} = Q_{transmisión} + Q_{infiltraciones} + Q_{misceláneas} .$$

$$Q_{total} = 3.1 \times 10^3 \text{ W}$$

A través de la ecuación 8 se calculó el flujo másico del refrigerante:

$$\dot{m} = \frac{Q_{total}}{Q_e}$$

$$\dot{m} = 0.018 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

Donde:

$Q_{total}$ : Producción frigorífica a vencer por el equipo.

$Q_e$ : Calor absorbido en el evaporador.

Con la ecuación 9 se obtuvo la relación de compresión:

$$P_{cond} = 16.49 \text{ bar}$$

$$P_{evp} = 7.02 \text{ bar}$$

$$Rc = \frac{P_{cond}}{P_{evp}}$$

$$R_c = 2.349$$

Donde:

$P_{cond}$ : Presión del condensador.

$P_{evp}$ : Presión del evaporador.

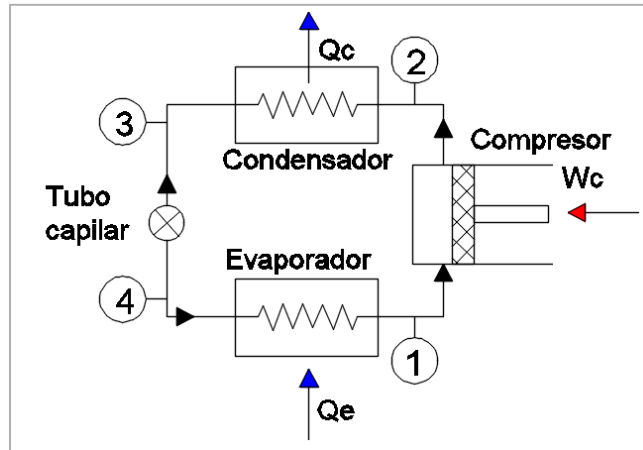


Fig. 28: Ciclo de Refrigeración por compresión.

Fuente: Autor

De la ecuación 10 se obtuvo la potencia del compresor (W):

$$P_c = W_c \times \dot{m}$$

$$P_c = 485.341 \text{ W}$$

Donde:

$W_c$ : Trabajo del compresor.

$\dot{m}$ : Flujo másico.

Mediante la ecuación 11 se determinó el rendimiento volumétrico del compresor:

$$\eta_v = 1 - 0.05 \cdot R_c$$

$$\eta_v = 0.88$$

Donde:

$R_c$ : Relación de compresión.

Con ayuda del ecuación 12 se obtuvo la eficiencia del ciclo:

$$\eta_R = \frac{COP_R}{COP_{RC}} = \frac{6,38}{8,88}$$

$$\eta_R = 0,72$$

Donde:

$\eta_R$ : Eficiencia del ciclo de frío.

Mediante la ecuación 13 se calculó la capacidad teórica del evaporador (W):

$$Q_{evap} = Q_e \times \dot{m}$$
$$Q_{evap} = 3.1 \times 10^3 \text{ W}$$

Donde:

$Q_e$ : Calor absorbido en el evaporador.

De la ecuación 14 se obtuvo la capacidad teórica del condensador (W):

$$Q_{cond} = Q_c \times \dot{m}$$
$$Q_{cond} = 3585 \text{ W}$$

Donde:

$Q_c$ : Calor a disipar en el condensador.

$\dot{m}$ : Flujo másico del refrigerante.

### Cálculo de la temperatura media logarítmica

Se toma en cuenta la temperatura de condensación y la temperatura ambiente.

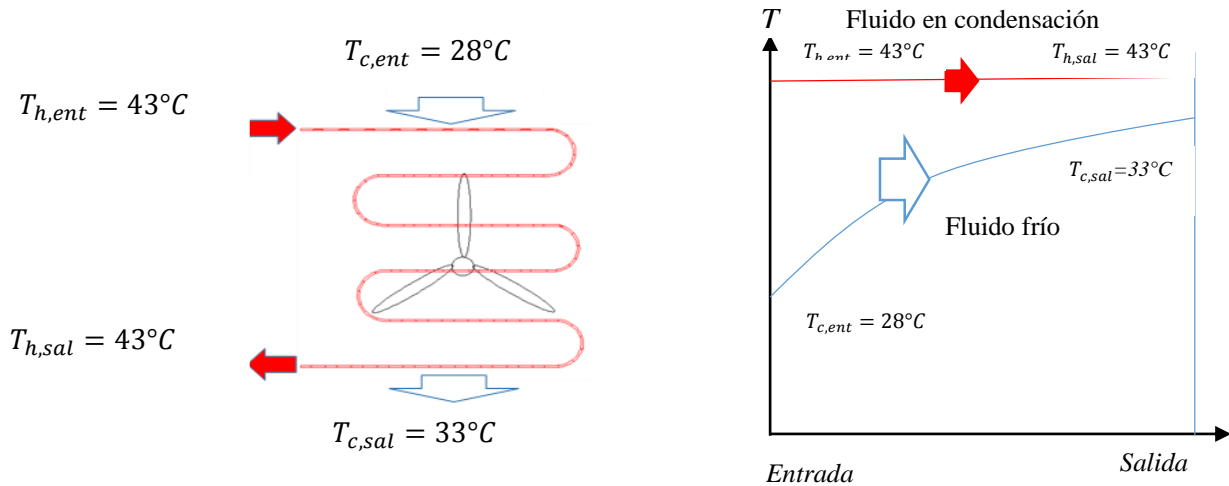


Fig. 29: Temperaturas de entrada y salida del condensador

Fuente: Autor

Se considera para un condensador la temperatura del fluido caliente permanece aproximadamente constante mientras la del fluido frío aumenta. En este caso,  $\Delta T1$  y  $\Delta T2$  representan la diferencia de temperatura entre los dos fluidos en ambos extremos (de entrada y salida) se considera las ecuaciones 15 y 16 para el cálculo de la temperatura media logarítmica.

$$\begin{aligned}\Delta T1 &= T_{h,entr} - T_{c,sal} \\ \Delta T1 &= 43^{\circ}\text{C} - 33^{\circ}\text{C} = 10^{\circ}\text{C}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\Delta T2 &= T_{h,sal} - T_{c,ent} \\ \Delta T2 &= 43^{\circ}\text{C} - 28^{\circ}\text{C} = 15^{\circ}\text{C}\end{aligned}$$

Sustituimos los valores en la ecuación 17 dando como resultado temperatura media logarítmica del condensador

$$\begin{aligned}\Delta T_{ml} &= \frac{\Delta T2 - \Delta T1}{\ln\left(\frac{\Delta T2}{\Delta T1}\right)} = \frac{15^{\circ}\text{C} - 10^{\circ}\text{C}}{\ln\left(\frac{15^{\circ}\text{C}}{10^{\circ}\text{C}}\right)} \\ \Delta T_{ml} &= 12.32^{\circ}\text{C}\end{aligned}$$

Cuando  $\Delta T1$  difiere de  $\Delta T2$  en no más de 40%, el error al usar la diferencia de temperatura media aritmética es menor que 1 %. Pero el error se incrementa hasta niveles indeseables cuando  $\Delta T1$  difiere de  $\Delta T2$  en cantidades mayores. Por lo tanto, al determinar la razón de la transferencia de calor en un intercambiador, siempre se debe usar la diferencia de temperatura media logarítmica.

### **Cálculo del Área de transferencia de calor calculada para tubo desnudo**

Para el cálculo, la superficie de intercambio de calor se toma como la superficie externa total de los tubos que está en contacto con el aire. Se utilizó la ecuación 1.

$$A_s = \frac{Q_{cond}}{U_{aprox} \times \Delta T_{ml}}$$

$U_{aprox}$ : Coeficiente global de transferencia de calor.

(Ver Anexo 06-a)

Una vez que conseguido el valor aproximado del coeficiente global de transferencia de calor, se puede calcular el área de intercambio con:

$$A_s = \frac{3585 \text{ W}}{455 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}} \cdot 12,32^\circ\text{C}}$$

$$A_s = \mathbf{0,639 \text{ m}^2}$$

Para obtener la longitud equivalente a utilizar en el intercambiador de calor, se analizó el área total de transferencia y el diámetro exterior del tubo de 5/16 " está dada por la siguiente ecuación:

$$A_s = L_E \times \pi \times D_e$$

$$L_E = \frac{A_s}{\pi \times D_E} = \frac{0,639 \text{ m}^2}{\pi \times 0,00794 \text{ m}}$$

$$L_E = \mathbf{25,62 \text{ m}}$$

Donde:

$D_e$ : Diámetro exterior del tubo.

$L_E$ : Longitud efectiva del tubo.

Para una longitud de 0,646m el número total de tubos  $N_t$  necesarios para cubrir la superficie será:

$$N_t = \frac{L_E}{L_t} = \frac{25,62 \text{ m}}{0,646 \text{ m}} = 39,66 \cong \mathbf{40 \text{ tubos}}$$

Este diseño de tubo liso es aplicable, principalmente en congeladores y refrigeradores domésticos. La cantidad de aire que circula por este condensador es muy pobre, por lo que requiere una superficie de condensación relativamente grande. Para el banco de refrigeración de agua helada este tipo de diseño no es viable su uso, debido a la gran cantidad de tubería de cobre a utilizar.

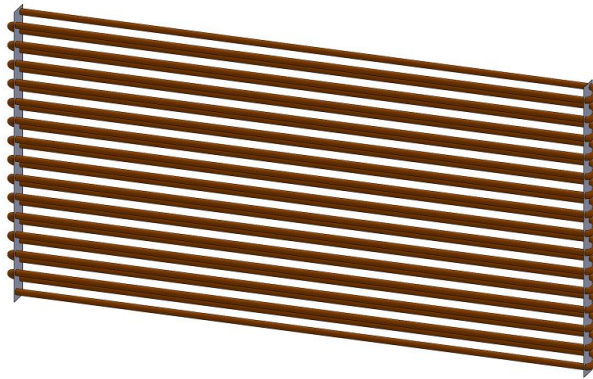


Fig. 30: Condensador de tubo liso

Fuente: Autor

### Calculo del Área de transferencia de calor para tubo con superficie extendida

Para el cálculo, la superficie de intercambio de calor se toma como la superficie externa total que está en contacto con el aire y que incluye la superficie de las aletas y la superficie de los tubos que no está ocupada por las aletas.

Mediante la ecuación 1 se obtuvo el área de intercambio necesario para intercambio con aletas.

$$A_{s1} = \frac{Q_{cond}}{U_{aprox} \times \Delta T_{ml}}$$

Donde:

$U_{aprox}$ : Coeficiente global de transferencia de calor con aletas.

(Ver Anexo 06-b)

$\Delta T_{ml}$ : Diferencia media de temperatura media.

$$A_{s1} = \frac{3585 \text{ W}}{50 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}} \cdot 12,32^\circ\text{C}}$$

$$\underline{A_{s1} = 5,82 \text{ m}^2}$$

## Selección del Condensador de aire forzado.

La selección del condensador se debe hacer mediante los catálogos de los fabricantes, considerando en la capacidad de condensación y el área de intercambio de calor.

Es importante recordar que la selección de condensadores de diferentes marcas se debe hacer teniendo en cuenta las indicaciones del fabricante. El proceso de selección puede ser diferente de un fabricante a otro y es preciso tener en cuenta las tablas, gráficos y ábacos de corrección que se incluyen en los catálogos. Para este sistema chiller se seleccionó un condensador de aire forzado marca: Amesumisa, modelo: CA-163.

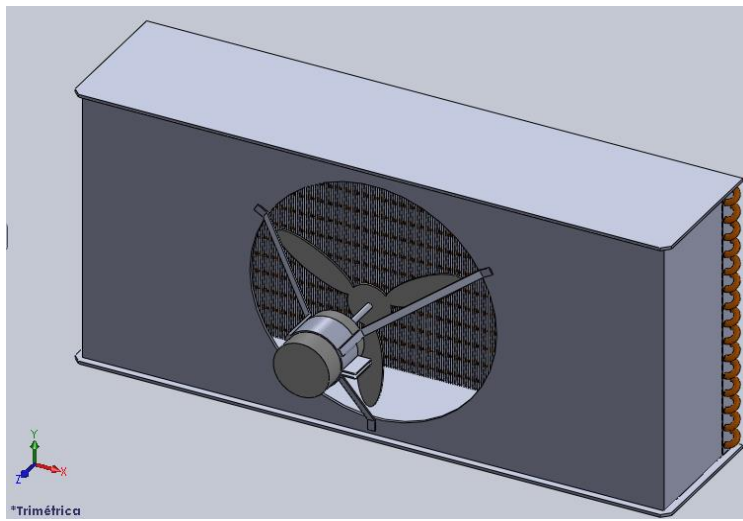


Fig. 31: Condensador con aletas Modelo CA-163

Fuente: Autor

El equipo seleccionado, CA-163, tiene las siguientes características. (Ver Anexo 08)

**Capacidad:** 3675 W, 15047 Btu/h

**Área de intercambio:**  $6,4 \text{ m}^2$

**Refrigerante empleado:** R22

**Tipo de serpentín de condensador:** Aire acondicionado, de 282 aletas/m, tubería de cobre y aletas de aluminio

**Ventilador:** axial, motor de transmisión directa. 110 V

**Potencia:** 190 W

**Velocidad:** 1500 rpm

**Volumen de Aire:**  $2860 \text{ m}^3/\text{h}$

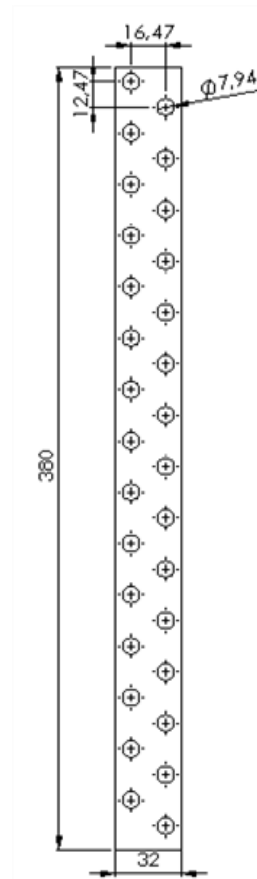


**g.1.2. Cálculo del coeficiente global de transferencia de calor real con el condensador seleccionado modelo CA-163.**

Después de haber seleccionado un modelo de condensador CA-163 de catálogos con el área de intercambio requerido y la capacidad de condensación requerida, se procede a calcular el coeficiente global de transferencia de calor real.

**Tabla 04.** Características del intercambiador de tubo de Cu.

Diámetro Nominal del tubo	5/16"
Diámetro exterior del tubo	7,94 mm
Espesor	0,889 mm
Diámetro interior del tubo	6,16 mm
Longitud del tubo	646 mm
Número de tubos	30
Distribución de los tubos	Escalonado
Números de tubos transversales	2
Espaciado transversal (ST)	24,94 mm
Espaciado longitudinal (SL)	16,47 mm
Espaciado diagonal (SD)	20,65 mm
Número de aletas /m	282
Altura de la aleta	380mm
Ancho de la aleta	32mm
Espesor de la aleta	0,15mm
Conductividad térmica de la aleta	400 W/m°C



**Fig. 32:** Dimensiones de la aleta del condensador

Fuente: Autor

## Cálculo del coeficiente de convección externa para un banco de tubos

Para el pertinente estudio se consideró las siguientes propiedades a una temperatura ambiente de 28°C, donde se las obtienen interpolando de la tabla del **Anexo 01**:

**Tabla 05:** Propiedades del aire a una temperatura 28°C.

Conductividad térmica	$K_{aire} = 26,3 \times 10^{-3} \frac{W}{m \cdot ^\circ C}$
Número de Prandtl	$Pr = 0.707$
Temperatura ambiente	$T_{amb} = 28^\circ C$
Viscosidad dinámica	$\mu = 198,51 \times 10^{-7} \frac{kg}{m \cdot s}$
Viscosidad cinemática	$\nu = 16,93 \times 10^{-6} \frac{m^2}{s}$
Densidad	$\rho = 1.1733 \frac{kg}{m^3}$
Aceleración gravitacional	$g = 9.81 \frac{m}{s^2}$
Velocidad del aire	$v_{aire} = 3,1 \frac{m}{s}$

Fuente: ( Incropera, 2011)

## Correlaciones para flujo cruzado sobre un banco de N cilindros

Para este tipo de condensador los tubos se encuentran en disposición escalonada por lo tanto se aplica la ecuación 21:

$$\begin{aligned} 2(S_D - D_e) &> (S_T - D_e) \\ 2(20,65\text{mm} - 7,94\text{mm}) &> (24,94\text{mm} - 7,94\text{mm}) \\ 25\text{mm} &> 17\text{mm} \end{aligned}$$

Con este arreglo se utilizó una velocidad del aire 3,1 m/s, valor obtenido por el instrumento anemómetro. Con este valor y la distancia de separación vertical ( $S_T$ ) y el diámetro exterior ( $D_e$ ) de los tubos, se utilizó la ecuación 20 para calcular la velocidad máxima que prevalecerá en el serpentín que es de 4,5 m/s.

$$v_{m\acute{a}x} = \frac{S_T}{S_T - D_e} v_{aire}$$

$$v_{m\acute{a}x} = \frac{0,02494 \text{ m}}{0,02494 \text{ m} - 0,00794 \text{ m}} \cdot 3,1 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$v_{m\acute{a}x} = 4,5 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Una vez que se conoció la velocidad máxima se procede a calcular el número de Reynolds máximo. Para calcular este valor se ocupa la expresión matemática de la ecuación 19. En donde  $\mu$  es la viscosidad dinámica expresada en kilogramos sobre metro por segundo  $\frac{\text{kg}}{\text{m}\cdot\text{s}}$ .

$$Re_{D,m\acute{a}x} = \frac{\rho \cdot v_{m\acute{a}x} \cdot D_e}{\mu}$$

$$Re_{D,m\acute{a}x} = \frac{1,1733 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \times 4,5 \frac{\text{m}}{\text{s}} \times 0,00794 \text{ m}}{198,51 \times 10^{-7} \frac{\text{kg}}{\text{m}\cdot\text{s}}}$$

$$Re_{D,m\acute{a}x} = 2134$$

El número de Reynolds es de 2134. Con este valor calculamos el número de Nusselt para obtener el coeficiente convectivo. Para ello se empleó la ecuación 23 propuesto Zhukauskas.

$$Nu_D = C \cdot Re_{D,m\acute{a}x}^m \cdot Pr^{0,36} \cdot \left(\frac{Pr}{Pr_s}\right)^{\frac{1}{4}}$$

En donde C y m son factores de corrección obtenidos a partir del número de reynolds, el número de hileras ( $N_L$ ) y el tipo de arreglo. El valor de C se obtiene a partir de la ecuación y para ello se necesitan los valores de  $S_T$  y  $S_L$ .

Para una configuración escalonada  $\frac{S_T}{S_L} < 2$  ;

$$C = 0,35 \cdot \left(\frac{S_T}{S_L}\right)^{\frac{1}{5}} = 0,35 \cdot \left(\frac{24,94\text{mm}}{16,47\text{mm}}\right)^{\frac{1}{5}} = 0,38 \quad \text{(Ver Anexo 03-a)}$$

$$m = 0,6 \quad \text{(Ver Anexo 03-a)}$$

$Pr$  y  $Pr_s$  son los números de Prandtl utilizando la temperatura película y  $Pr_s$  es el número de Prandtl para la temperatura de superficie del tubo de 43°C.

$$T_{sup} = 43^\circ\text{C} + 273,15 = 316,15\text{K}$$

Con la temperatura superficial de 43°C, se encuentra el número de Prandtl en a la tabla del Anexo 01.

$$Pr_s = 0,704 \quad \text{(Ver Anexo 01)}$$

Se sustituyó los datos anteriores en la ecuación 22.

$$Nu_D = 0,38 \cdot (2134)^{0,6} \cdot (0,707)^{0,36} \cdot \left(\frac{0,707}{0,704}\right)^{\frac{1}{4}} = 33,38$$

Si el número de filas  $N_L < 20$  se aplica un factor de corrección, para este caso, el número de filas  $N_L = 2$ .

$$Nu_D |_{N_L < 20} = C_2 \times Nu_D$$

$$C_2 = 0,76 \quad \text{(Ver Anexo 03-b)}$$

$$Nu_D |_{N_L < 20} = 0,76 \times 33,38 = 25,37$$

El valor de número de Nusselt es de 25,37. Con este valor, la conductividad térmica del aire  $K_{aire}$  a temperatura ambiente es de  $26,3 \times 10^{-3} \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot ^\circ\text{C}}$  y el diámetro exterior del tubo de 0,00794 m sustituimos en la ecuación 23 y obtenemos un coeficiente de convección  $h_0$  de  $84,05 \frac{\text{W}}{\text{m}^2}$ .

$$h_0 = \frac{Nu_D \cdot K_{aire}}{D_e}$$

$$h_0 = \frac{25,37 \times 26,3 \times 10^{-3} \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot ^\circ\text{C}}}{0,00794\text{m}}$$

$$h_0 = 84,05 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}}$$

## Cálculo de la eficiencia de la aleta

Para el cálculo de la eficiencia de la aleta se hace uso del método de seccionamiento para aletas hexagonales, para la determinación de las alturas L y M se utiliza la figura 33.

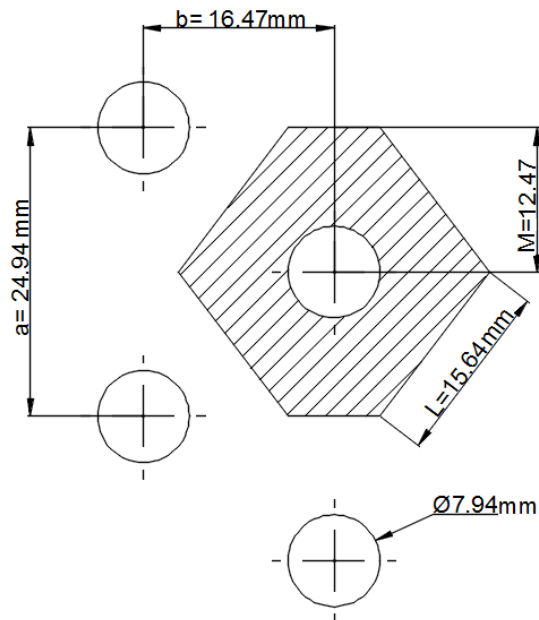


Fig. 33: Arreglo hexagonal de la aleta del condensador

Fuente: Autor

$$M = \frac{S_T}{2} = \frac{24,94}{2} = 12,47 \text{ mm}$$

Mediante la ecuación 40 obtuvo el factor L.

$$L = 0,5 \cdot \frac{a}{b} \cdot \sqrt{\left(\frac{a}{2}\right)^2 + b^2}$$

Donde:

$a = 24,94 \text{ mm}$ , Espaciado transversal (ST)

$b = 16,47 \text{ mm}$ , Espaciado longitudinal (SL)

Reemplazando los datos en la ecuación 40 obtenemos lo siguiente:

$$L = 0,5 \cdot \frac{24,94}{16,47} \cdot \sqrt{\left(\frac{24,94}{2}\right)^2 + 16,47^2}$$

$$L = 15,64 \text{ mm}$$



$$R_{f \text{ máx}} = 1,15 \cdot \frac{(0,01247 \text{ m})^2}{(0,00015 \text{ m}) \cdot \left(237 \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot ^\circ\text{C}}\right)}$$

$$R_{f \text{ máx}} = 0,00503 \frac{\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}}{\text{W}}$$

Considerando que  $R_f = R_{f \text{ máx}}$ , se calcula una primera aproximación de la eficiencia de la aleta con la ecuación 42.

$$R_f = \frac{1}{h_a} \left( \frac{1}{\eta_f} - 1 \right)$$

Despejando  $\eta_f$  de la ecuación 42.

$$\eta_f^* = \frac{1}{1 + h_o \cdot R_f}$$

$$\eta_f^* = \frac{1}{1 + \left(84,05 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}}\right) \cdot \left(0,00503 \frac{\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}}{\text{W}}\right)}$$

$$\eta_f^* = 0.703$$

En función de la eficiencia anteriormente calculada y los valores,  $\frac{W}{r_o}$ ,  $\frac{L}{W}$  para aletas rectangulares obtenemos el factor de corrección  $\frac{\phi}{\phi_{\text{máx}}}$  que se encuentra en el Anexo 05.

$$\frac{W}{r_o} = 3,141 \quad \frac{L}{W} = 1,25$$

$$\frac{\phi}{\phi_{\text{máx}}} = 0,91 \quad \Rightarrow$$

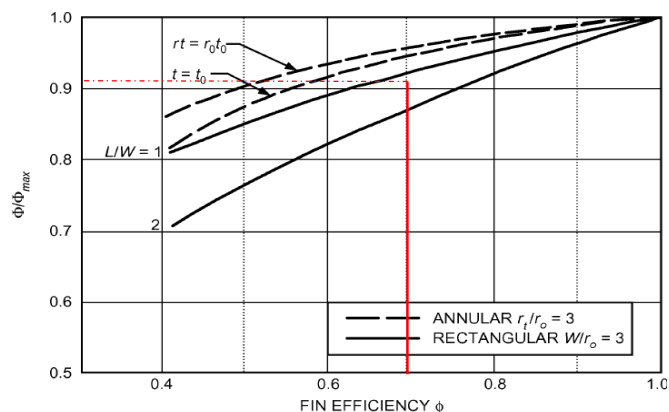


Fig. 35: Factores de corrección de resistencia para aletas anulares y rectangulares.

Fuente: ASHRAE, 2005

Mediante la relación entre  $\phi$  y  $\phi_{m\acute{a}x}$

$$\frac{R_f}{R_{fm\acute{a}x}} = \frac{\phi}{\phi_{m\acute{a}x}}$$

Despejando  $R_f$ , se calcula:

$$R_f = \frac{\phi}{\phi_{m\acute{a}x}} \cdot R_{fm\acute{a}x}$$

$$R_f = (0.91) \cdot \left(0.00503 \frac{m^2 \cdot ^\circ C}{W}\right)$$

$$R_f = 0.004578 \frac{m^2 \cdot ^\circ C}{W}$$

Usando la ecuaci3n 42 se determina la eficiencia real de una sola aleta.

$$\eta_f = \frac{1}{1 + h_0 \cdot R_f}$$

$$\eta_f = \frac{1}{1 + \left(84,05 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}\right) \cdot \left(0.004578 \frac{m^2 \cdot ^\circ C}{W}\right)} = 0.72$$

Se pretende encontrar la eficiencia global de superficie a partir de la ecuaci3n 31.

$$\eta_0 = 1 - \frac{A_f}{A_t} (1 - \eta_f)$$

Donde  $A_f$  se considera 3rea de superficie primaria.

$$A_f = (A_{cara\ de\ aleta} + A_{por\ espesor\ de\ aleta} - A_{Agujeros\ de\ aleta}) \cdot \#de\ aletas$$

$$A_f = \left(2(0.380 \cdot 0.032) + 2(0.380 + 0.032) \cdot 0.00015 - 2 \cdot \frac{\pi \cdot 0.00794^2}{4} \cdot 30\right) \cdot 312$$

$$A_f = 6,68\ m^2 \quad \acute{A}rea\ de\ las\ aletas$$

Aplicando la ecuaci3n 33 se determina el 3rea total de transferencia.

$$A_t = A_{libre\ de\ aleta} + A_f$$

$$A_{libre\ de\ aleta} = A_{exterior\ de\ aleta} - A_{bajo\ de\ aleta}$$

$$A_t = (30 \cdot \pi \cdot 0.00794 \cdot 0.646 - 30 \cdot \pi \cdot 0.00794 \cdot 0.00015 \cdot 312) + 6,68$$

$$A_t = 7,129m^2$$



Utilizando la ecuación 31 se encuentra la eficiencia global de la superficie.

$$\eta_o = 1 - \frac{6,68 \text{ m}^2}{7,12 \text{ m}^2} (1 - 0.72) = 0.74$$

Determinación del coeficiente de convección ( $h_{fo}$ ), para un banco de tubos con aletas.

$$h_{fo} = h_o \left( \frac{A_t}{A_o} \right) \eta_f$$

$$A_o = \pi \cdot De \cdot Lt \cdot Nt$$

$$A_o = 0.00794 \text{ m} \cdot \pi \cdot 0.646 \text{ m} \cdot 30 = 0.483 \text{ m}^2$$

$$h_{fo} = 84,05 \frac{W}{\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}} \left( \frac{7,129 \text{ m}^2}{0.483 \text{ m}^2} \right) 0.72 = 895 \frac{W}{\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}}$$

Con la ecuación 43 se obtiene el coeficiente de convección corregido:

$$\frac{1}{h_{fo}^*} = \frac{1}{h_{Rf,o}} + \frac{1}{h_{fo}}$$

Despejando  $h_{fo}^*$  se obtiene:

$$h_{fo}^* = \frac{h_{Rf,o} h_{fo}}{h_{Rf,o} + h_{fo}}$$

De la ecuación 44

$$h_{Rf,o} = \frac{1}{R_{f,o}}$$

$$R_{f,o} = 0.0004 \frac{\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}}{W} \quad (\text{Factor de Incrustación}) \quad (\text{Ver Anexo 07})$$

$$h_{Rf,o} = \frac{1}{0.0004 \frac{\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}}{W}} = 2500 \frac{W}{\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}}$$

$$h_{fo}^* = \frac{\left( 2500 \frac{W}{\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}} \right) \cdot \left( 895 \frac{W}{\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}} \right)}{2500 \frac{W}{\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}} + 895 \frac{W}{\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}}} = 659 \frac{W}{\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}}$$

## Cálculo del coeficiente de convección interior

Para una temperatura de condensación  $T = 43^{\circ}\text{C}$  se considera las siguientes propiedades físicas del Refrigerante R22. (Ver Anexo 02)

**Tabla 06.** Propiedades del Refrigerante R22 una temperatura de  $43^{\circ}\text{C}$

Densidad del líquido	$\rho_l = 1115 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$
Densidad del vapor	$\rho_v = 71,57 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$
Viscosidad del líquido	$\mu_l = 0,1322 \cdot 10^{-3} \frac{\text{kg}}{\text{m} \cdot \text{s}}$
Viscosidad del vapor	$\mu_v = 14,3487 \times 10^{-6} \frac{\text{kg}}{\text{m} \cdot \text{s}}$
Calor específico del líquido	$cp_l = 1,3649 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$
Conductividad térmica del líquido	$k_l = 77,94 \times 10^{-3} \frac{\text{W}}{\text{m}^{\circ}\text{C}}$
Aceleración gravitacional	$g = 9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$

Fuente: SOLKANE

### Flujo anular

El modelo de flujo anular representa la condición límite para altas velocidades de vapor y bajas de condensado.

Aplicando la ecuación 45 se obtuvo la velocidad lineal de paso por los tubos

$$v_i = \frac{\dot{m}}{\rho_l A}$$

$$v_i = \frac{0.018 \frac{\text{kg}}{\text{s}}}{1115 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \times \pi \times \frac{(0,00616 \text{ m})^2}{4}}$$

$$v_i = 0,547 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Se obtuvo el número de Reynolds mediante la ecuación 46.

$$Re = \frac{v_i \rho_l D_i}{\mu_l}$$

$$Re_l = \frac{0,547 \frac{m}{s} \times 1115 \frac{kg}{m^3} \times 0,00616 m}{0,1322 \times 10^{-3} \frac{kg}{m \cdot s}}$$

$$Re_l = 28420$$

Con la ayuda de la ecuación 47 se deduce el número de Prandtl.

$$Pr = \frac{Cp_l \mu_l Di}{k_l}$$

$$Pr = \frac{1364,9 \frac{J}{kg \cdot K} \times 0,1322 \times 10^{-3} \frac{kg}{m \cdot s} \times 0,00616 m}{77,94 \times 10^{-3} \frac{W}{m \cdot ^\circ C}}$$

$$Pr = 2.315$$

De la ecuación 48 se obtiene el coeficiente de convección a partir de método de Boyko-Kruzhilin.

$$h_{ia} = 0,021 \frac{k_l}{D_i} \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,43} \cdot \frac{1 + \sqrt{\rho_l / \rho_v}}{2}$$

$$h_{ia} = 0,021 \frac{77,94 \times 10^{-3} \frac{W}{m \cdot ^\circ C}}{0,00616 m} \cdot (28420)^{0,8} \cdot (2.315)^{0,43} \cdot \frac{1 + \sqrt{\frac{1115}{71,57}}}{2}$$

$$h_{ia} = 3447 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$$

### Flujo estratificado

Con la ayuda de la ecuación 51, se obtuvo el flujo de condensado por unidad de longitud.

$$\Gamma_h = \frac{G_r}{L \cdot N_t}$$

$$\Gamma_h = \frac{0,018 \frac{kg}{s}}{0,646 m \times 30}$$

$$\Gamma_h = 9,28 \cdot 10^{-4} \frac{kg}{m \cdot s}$$

Mediante la ecuación 49 se calculó el número de Nusselt.

$$h_{i_e} = 0,8 \cdot 0,95 \cdot k_1 \cdot \left[ \frac{\rho_l \cdot (\rho_l - \rho_v) \cdot g}{\mu_l \cdot \Gamma_h} \right]^{1/3}$$

$$h_{i_e} = 0,8 \cdot 0,95 \cdot \left( 77,94 \cdot 10^{-3} \frac{W}{m \cdot ^\circ C} \right) \cdot \left[ \frac{1115 \frac{kg}{m^3} \cdot \left( 1115 \frac{kg}{m^3} - 71,57 \frac{kg}{m^3} \right) \cdot 9,81 \frac{m}{s^2}}{\left( 0,1322 \cdot 10^{-3} \frac{kg}{m \cdot s} \right) \cdot \left( 9,28 \cdot 10^{-4} \frac{kg}{m \cdot s} \right)} \right]^{1/3}$$

$$h_{i_e} = 2674 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$$

Para la determinación del coeficiente global de transferencia de calor se toma el valor más alto de coeficiente de convección interior, en este caso le corresponde al modelo de flujo anular.

- $h_{i_a} = 3447 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$  Flujo anular
- $h_{i_e} = 2674 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$  Flujo estratificado

### Cálculo del Coeficiente Global de Transferencia de Calor

De la ecuación 58 se obtuvo el coeficiente global de transferencia de calor para el intercambiador puede escribirse como (basado en el área de transferencia del exterior del tubo)

$$\frac{1}{U_e} = \frac{1}{h_o \eta_f} + \frac{R_{f,o}}{\eta_f} + R_w + R_{f,i} \left( \frac{A_o}{A_i} \right) + \frac{1}{h_{i_a}} \left( \frac{A_o}{A_i} \right)$$

Del Anexo 07 obtenemos los factores de incrustación.

- Aire  $R_{f,o} = 0.0004 \frac{m^2}{W^\circ C}$
- Refrigerantes  $R_{f,i} = 0.0004 \frac{m^2}{W^\circ C}$

Con la ayuda de la ecuación 60 obtenemos el valor de la resistencia del espesor del tubo.

$$R_w = \frac{t}{k_{Cu}} \left( \frac{D + 2Nl(D + l)}{D - t} \right)$$

$$R_w = \frac{0.00089 \text{ m}}{400 \frac{W}{m \cdot ^\circ C}} \left( \frac{0.00794 \text{ m} + 2 \cdot 483 \cdot 0.01247 \cdot (0.00794 \text{ m} + 0.01247 \text{ m})}{0.00794 \text{ m} - 0.00089 \text{ m}} \right)$$

$$R_w = 8,01 \times 10^{-5} \frac{\text{m}^2}{\text{W} \cdot ^\circ\text{C}}$$

$$A_i = \pi \cdot Di \cdot Lt \cdot Nt$$

$$A_i = \pi \times (0,00616 \text{ m}) \cdot (0,646 \text{ m}) \cdot (30) = 0,375 \text{ m}^2$$

Aplicando la ecuación 58 se obtiene el coeficiente global de transferencia de calor.

$$\frac{1}{U_e} = \frac{1}{(652 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{C}}) \cdot 0,72} + \frac{0,0004 \frac{\text{m}^2}{\text{W}^\circ\text{C}}}{0,72} + 1,973 \times 10^{-5} \frac{\text{m}^2}{\text{W}^\circ\text{C}} + \left(0,0004 \frac{\text{m}^2}{\text{W}^\circ\text{C}}\right) \left(\frac{7,1219 \text{ m}^2}{0,375 \text{ m}^2}\right) + \left(\frac{1}{3447 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{C}}}\right) \left(\frac{7,1219 \text{ m}^2}{0,375 \text{ m}^2}\right)$$

$$U_e = 63,08 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{C}}$$

### g.1.3 Comparación de coeficiente global de transferencia de calor con el condensador seleccionado.

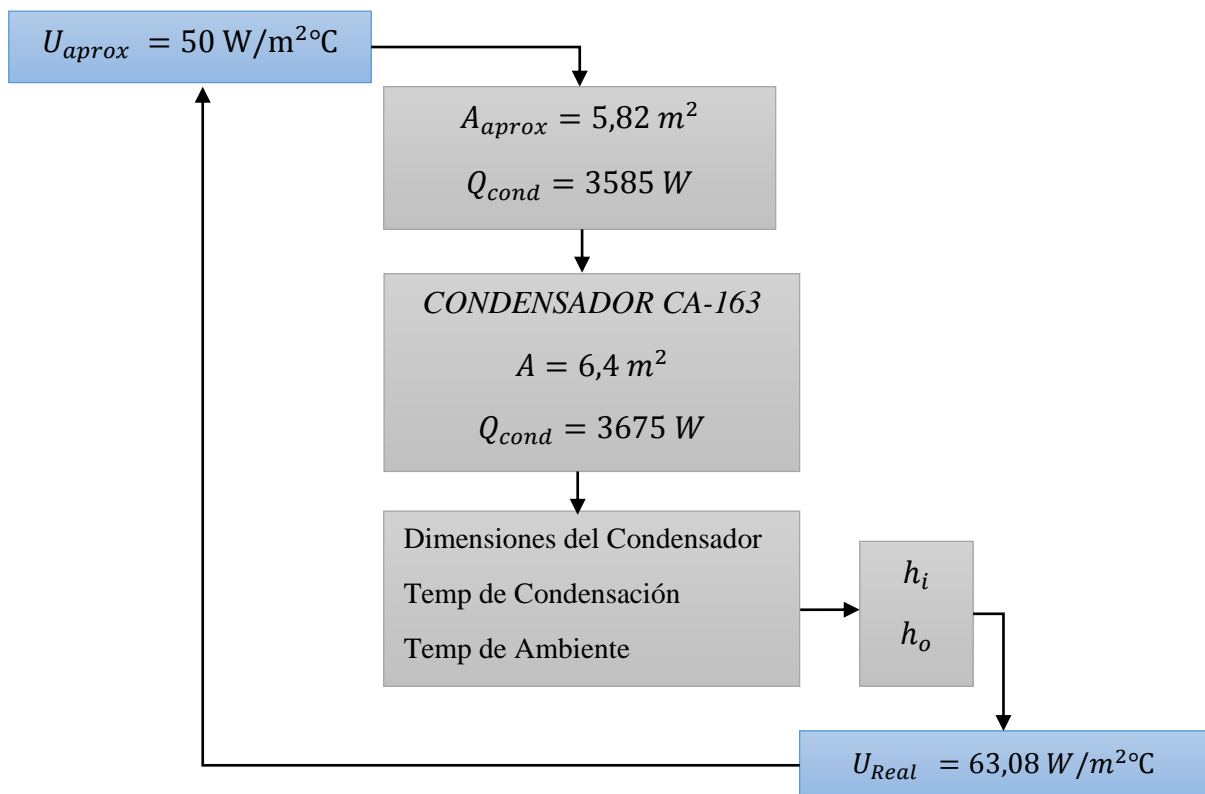


Fig. 36: Esquema de metodología para calcular el coeficiente global de transferencia de calor en un condensador.

Fuente: Autor

### **g.1.4 Instalación del condensador por aire forzado**

El condensador o serpentín debe permanecer herméticamente cerrado hasta el momento de su instalación en el sistema para evitar humedad.

El condensador se instaló de tal manera que el aire pueda circular libremente y no sea recirculado para un adecuado flujo de aire y con el acceso a todos los lados de la unidad. Este se colocó a una distancia mínima de la pared u obstrucción, se prefiere que esta distancia sea incrementada cuando sea posible. Se procuró que posea espacio suficiente para trabajos de mantenimiento. (Bohn, 2008)



Fig. 37: Foto del condensador por aire forzado a instalarse

Fuente: Autor

#### **g.1.4.1. Instalación del sistema eléctrico**

En un sistema de refrigeración chiller las instalaciones eléctricas constan de dos circuitos que gobiernan el sistema de refrigeración.

- **Circuito de control o de mando**

En el siguiente plano, se representan todos los elementos tales como, temporizadores, relés contactores que forman parte del sistema de control. **(Ver Anexo 15)**

- **Circuito de potencia**

En el circuito de potencia es la parte que más consumo de corriente eléctrica necesita, esta parte es la que se encarga de excitar los relés, contactores para activar un dispositivo de salida, ya sea la bomba y el compresor del chiller, ventilador del condensador. **(Ver Anexo 14)**

#### **g.1.4.2. Proceso de Soldadura de oxiacetilénica**

El proceso de soldadura oxiacetilénica consiste en una llama dirigida por un soplete, obtenida por medio de la combustión de los gases oxígeno-acetileno. El intenso calor de la llama funde la superficie del metal base para formar una poza fundida.

Al soldar cualquier metal se debe escoger el metal de aporte adecuado, que normalmente posee elementos desoxidantes para producir soldaduras de buena calidad. En algunos casos se requiere el uso de fundente para soldar ciertos tipos de metales

Se emplean temperaturas por encima de los 400°C. Los metales de aportación para bronce soldadura adecuados para unir tuberías de cobre son aleaciones que contienen entre un 15% y un 60% de plata (BAg) o aleaciones de cobre que contienen fósforo (BCup). Los metales de aportación para bronce soldadura se denominan a veces sueldas de plata.



**Fig. 38: Foto de Soldadura oxiacetilénica**

**Fuente: Autor**

Después de cortar la tubería al tamaño adecuado y desbarbarla, se realizó los siguientes pasos para obtener uniones bien soldadas. (Whitman, 2003)

- Se limpió las partes correspondientes de las dos piezas que haya que unir.
- Se aplicó un fundente a la conexión macho.
- Se ensambló la tubería y el empalme
- Se calentó la unión y se le aplicó la suelda
- Se limpió la unión una vez soldada.

#### **g.1.4.2. Pruebas de fugas.**

Existen 2 métodos para verificar la existencia de puntos de fuga en una instalación: un detector electrónico, o bien el más común una solución de agua y jabón.

En este método existe la necesidad de presencia de refrigerante dentro del sistema para que el detector electrónico emita una señal.

En el método más común es necesario mantener presurizado el sistema de refrigeración con nitrógeno o bien sea refrigerante, y posteriormente aplicar la solución jabonosa en las conexiones de tubería, dobleces o bien donde se sospeche que existe fuga. En donde exista la formación de burbujas se habrá detectado una fuga. ( Danfoss Group)



**Fig. 39: Fotos de verificación de puntos de fuga**  
**Fuente: Autor**

Los sistemas de refrigeración deben ser herméticos ya que si existe alguna fuga habrá pérdida de la carga de refrigerante y como consecuencia habrá humedad.

En el banco de refrigeración instalado se realizó la prueba de fugas con refrigerante R22 elevando la presión y en seguida se aplicó la solución de agua y jabón. Se realizó este procedimiento debido a la facilidad de disponer refrigerante.



### **g.1.4.3. Pruebas de vacío.**

La extracción de humedad mediante un vacío es el proceso consistente en utilizar la bomba de vacío para extraer la humedad de un sistema de refrigeración. Existen dos tipos de humedad en el sistema: vapor y líquido. Cuando la humedad está en estado de vapor, resulta fácil de extraer. Cuando está en el estado líquido, el extraerla es mucho más difícil. El método de vacío profundo implica reducir la presión del sistema hasta un nivel entre 0,9 y 4,83 Psia. Cuando el vacío alcanza nivel deseado, se cierra la válvula de bomba de vacío y se deja de reposar al sistema por cierto tiempo, para ver si la presión se incrementa.



**Fig. 40: Foto de realización del vacío al sistema**

**Fuente: Autor**

Si la presión se incrementa y luego se detiene en un cierto punto, quiere decir que hay algún material, como el agua, que está hirviendo dentro del sistema. Si esto sucede, continúe evacuando el sistema, si la presión continúa incrementándose, quiere decir que hay fuga, y que la presión atmosférica se está introduciendo al sistema. En este caso, debe aplicarse presión al sistema y comprobar de nuevo la existencia de fugas. ( Whitman, 2003)

#### **g.1.4.4.Carga de Refrigerante en el Sistema.**

Después de haber evacuado el sistema adecuadamente, se cierra la válvula del manifold y las conexiones a la bomba de vacío, y el vacuómetro. Luego se conectó el cilindro del refrigerante R-22.

Se purgó la manguera de servicio del manifold que conecta al circuito. Luego se abrió la válvula de servicio que da acceso al cilindro del refrigerante y después se abrió el registro de alta presión del manifold que conecta al lado de alta del compresor.



**Fig. 41: Carga del refrigerante en el sistema.**

**Fuente: Autor**

Con el sistema parado se cargó con refrigerante en forma líquida por el lado de alta del compresor. Se esperó por lo menos 10 minutos antes de conectar el equipo, se cerró el registro de alta presión del manifold, se abrió el registro de baja presión que conecta con la succión y con el sistema en funcionamiento se completó la carga con refrigerante en forma gaseosa. Se verifico a través del visor de líquido que la carga del refrigerante esté completa, revisando que el refrigerante no produzca burbujas al pasar por el visor de líquido. ( Danfoss Group)

La tabla del Anexo 12 es una referencia para la presión de condensación esperada para una determinada temperatura del aire en la entrada del compresor.

### g.1.5. Pruebas de funcionamiento del Sistema.

Una vez instalado el condensador por aire, se procede a realizar las pruebas de funcionamiento del banco de refrigeración de agua helada. (Ver Anexos 17 y 18)

Las pruebas a realizar consisten en verificar la disminución de la temperatura del cuarto a climatizar con respecto al tiempo, obtener datos de temperaturas y presiones del banco cuando esté funcionando, para luego graficar el ciclo termodinámico de operación del sistema.

Para realizar las pruebas de funcionamiento del banco de refrigeración, se utilizó manómetros, sondas y termómetros, para captar los valores de la temperatura en los puntos oportunos.

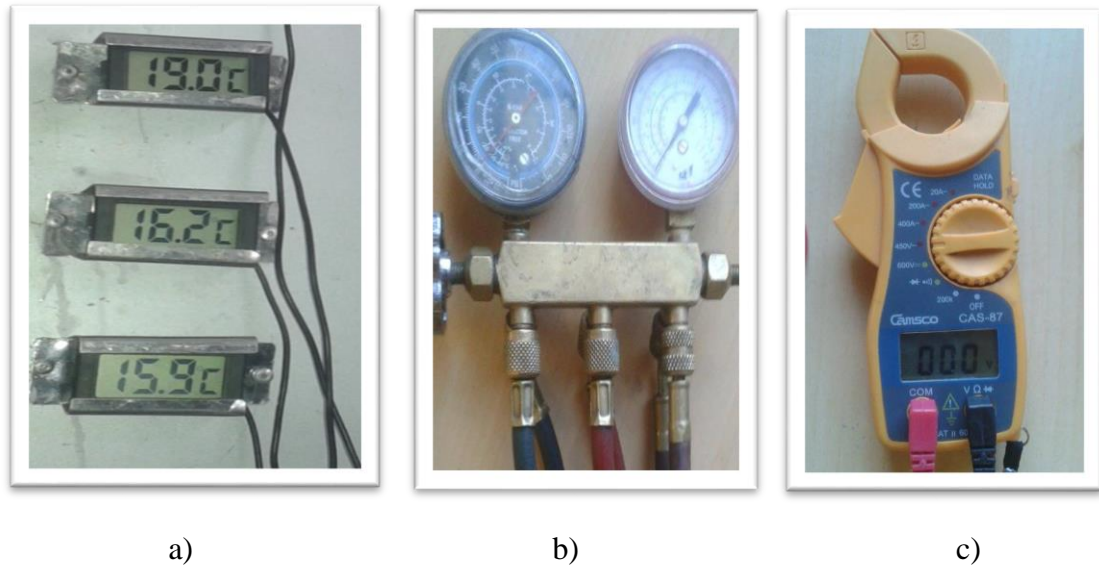


Fig. 42: Equipo utilizados para realizar las pruebas de funcionamiento.

a) Termómetros digitales. b) Manómetros. c) Multímetro.

Fuente: Autor

#### g.1.5.1 Trazado del ciclo real del banco de refrigeración de agua helada

Una vez funcionando el equipo, se procede en trazar el ciclo frigorífico sobre el diagrama presión – entalpía del gas refrigerante R-22. El objetivo del trazado es obtener los datos de entalpía, temperatura y presión de cada uno de los puntos característicos del diagrama. El trazado se puede hacer de forma manual sobre un diagrama en papel o como en este caso se utilizó un software Solkane que permiten hacerlo de forma más rápida y precisa.

Para dibujar el ciclo de operación del sistema de refrigeración en el diagrama presión entalpía, del refrigerante R-22 se tomaron datos de temperatura y presión de acuerdo a la fig. 43.

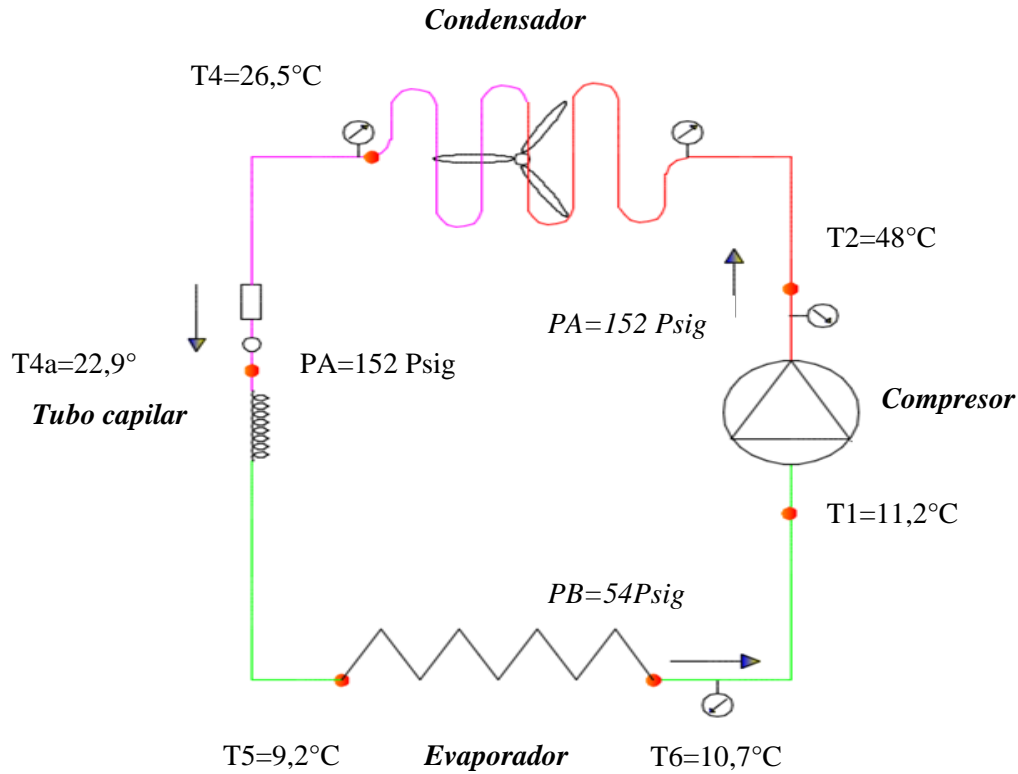


Fig. 43: Esquema del sistema de refrigeración del chiller.

Fuente: Autor

**Tabla 07.** Datos medidos en el sistema de refrigeración. (Ver Anexos 17 y 18)

Punto de estado	Ubicación	Denominación	Temperatura °C	Presión Man. (psig)
6	Salida del evaporador	T6	10,7	
1	Entrada del compresor	T1	11,2	54
2	Salida del compresor	T2	48	-
4	Salida del condensador	T4	26,5	152
4a	Entrada del capilar	T4a	22,9	
5	Entrada al evaporador	T5	9,2	54

Fuente: Autor

Los valores de temperatura tomados con los instrumentos van a presentar una pequeña variación en comparación con los valores determinados en el diagrama de Mollier del refrigerante R-22, debido al margen de error de la instrumentación utilizada, transferencia de calor en la tubería y a exposición de parte de esta al ambiente.

Presión de evaporación,  $P_{evap} = 54 \text{ psig}$ .

Temperatura de evaporación,  $T_{evap} = 10,07^\circ\text{C}$

Presión de condensación,  $P_{cond} = 152 \text{ psig}$

Temperatura de condensación,  $T_{cond} = 28,36^\circ\text{C}$

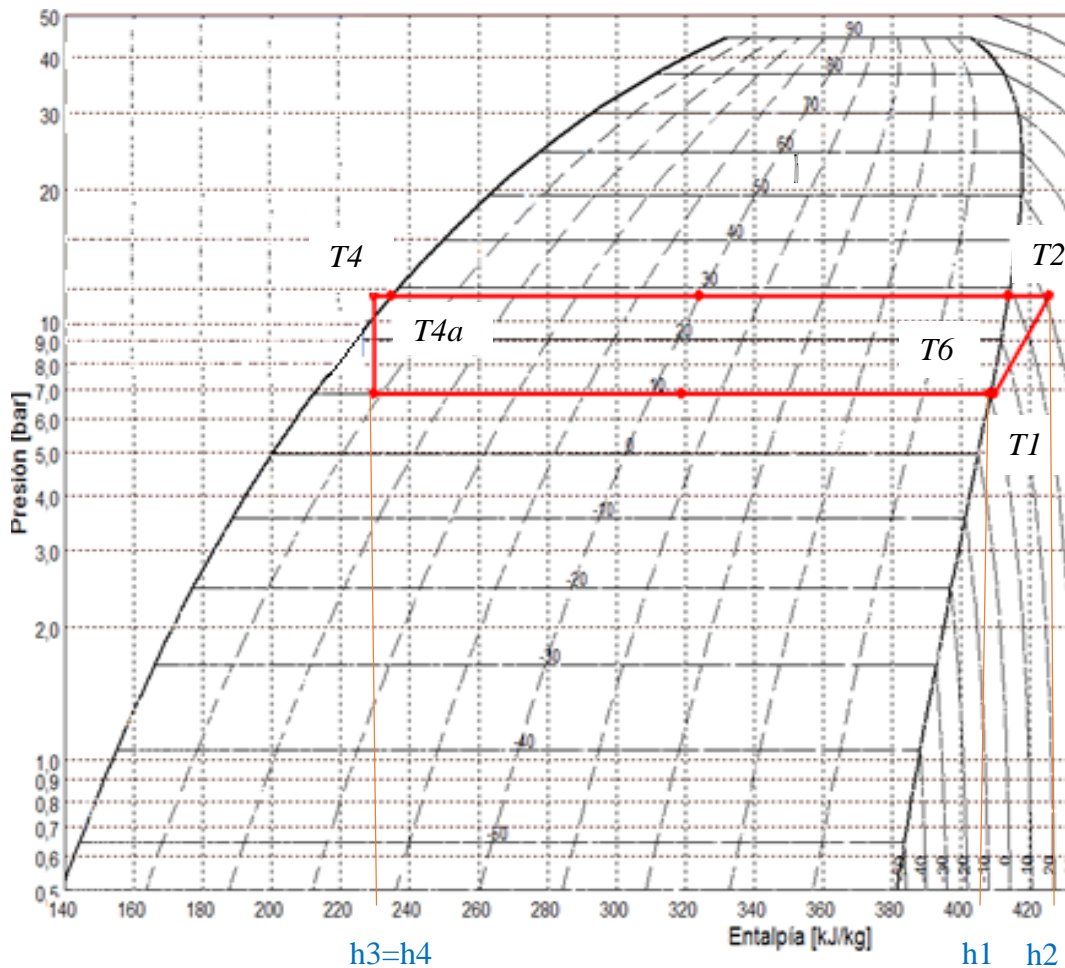


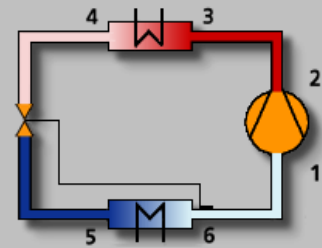
Fig.44: Trazado del sistema de refrigeración del chiller.

Fuente: SOLKANE

**Tabla 08.** Entalpía en los diferentes puntos del ciclo real.

Punto	p bar	t °C	v dm <sup>3</sup> /kg	h kJ/kg	s kJ/kgK	x --
1	6,82	11,83	34,94	409,82	1,7413	
2s	11,42	38,23	21,94	422,42	1,7413	
2	11,42	41,92	22,41	425,56	1,7513	
3	11,42	41,92	22,41	425,56	1,7513	
3'	11,42	28,36	20,61	413,80	1,7131	
3*4m	11,42	28,36	10,73	324,24	1,4161	
4'	11,42	28,36	0,85	234,68	1,1191	
4	11,42	24,40	0,84	229,71	1,1028	
5	6,82	10,07	3,84	229,71	1,1053	0,090
56°m	6,82	10,07	19,21	319,07	1,4209	
6°	6,82	10,07	34,59	408,44	1,7364	
6	6,82	11,83	34,94	409,82	1,7413	

Proceso de una etapa



Fuente: SOLKANE

Donde:  $h_1, h_2, h_3, h_4$  son entalpías en los diferentes puntos del sistema de refrigeración en kJ/kg.

$$h_1 = 409,82 \text{ kJ/kg}$$

$$h_2 = 425,56 \text{ kJ/kg}$$

$$h_3 = 229,71 \text{ kJ/kg}$$

$$h_4 = 229,71 \text{ kJ/kg}$$

De la ecuación 3 se obtuvo el coeficiente de funcionamiento del ciclo de frío de Carnot, se debe trabajar con temperaturas en Kelvin.

$$COP_{RC} = \frac{T_{evap}}{T_{cond} - T_{evap}}$$

$$COP_{RC} = \frac{283,22}{301,51 - (283,22)} = 15.48$$

Mediante la ecuación 4 se determinó el trabajo de compresión:

$$W_c = h_2 - h_1$$

$$W_c = 425560 - 409820$$

$$W_c = 15740 \text{ J/kg}$$

De la ecuación 5 se obtuvo el calor a disipar en el condensador:

$$Q_c = h_2 - h_3$$

$$Q_c = 425560 - 229710$$

$$Q_c = 195850 \text{ J/kg}$$

Con la ayuda de la ecuación 6 se obtuvo calor absorbido en el evaporador:

$$\begin{aligned}Q_e &= h_1 - h_4 \\Q_e &= 409820 - 229710 \\Q_e &= 180110 \text{ J/kg}\end{aligned}$$

Mediante la ecuación 7 se calculó el coeficiente de funcionamiento:

$$\begin{aligned}COP_R &= Q_e / W_C > 1 \\COP_R &= \frac{195850 \text{ J/kg}}{15740 \text{ J/kg}} > 1 \\COP_R &= 12,44\end{aligned}$$

A través de la ecuación 8 se tiene el flujo másico del refrigerante:

$$\begin{aligned}\dot{m} &= \frac{Q_{total}}{Q_e} = \frac{3.1 \times 10^3}{180110} \\ \dot{m} &= 0.0172 \frac{\text{kg}}{\text{s}}\end{aligned}$$

Con la ecuación 9 se determinó la relación de compresión:

$$\begin{aligned}Rc &= \frac{P_{cond}}{P_{evap}} = \frac{152 \text{ Psig}}{54 \text{ Psig}} \\ Rc &= 2.81\end{aligned}$$

De la ecuación 10 se obtuvo la potencia del compresor (W):

$$\begin{aligned}P_c &= W_c \times \dot{m} \\ P_c &= 270,72 \text{ W}\end{aligned}$$

Mediante la ecuación 11 se determinó el rendimiento volumétrico del compresor:

$$\eta_v = 1 - 0.05Rc = 0.85$$

Con ayuda del ecuación 12 se obtuvo la eficiencia del ciclo:

$$\eta_R = \frac{COP_R}{COP_{RC}} = \frac{15.48}{12,44} = 1,24$$

Mediante la ecuación 13 se tiene la capacidad teórica del evaporador (W):

$$Q_{evap} = Q_e \times \dot{m}$$

$$Q_{evap} = 3097W$$

De la ecuación 14 se obtuvo la capacidad teórica del condensador (W):

$$Q_{cond} = Q_c \times \dot{m}$$

$$Q_{cond} = 3368 W$$

**Tabla 09:** Resultados Comparativos entre el condensador de aire y condensador enriado por agua.

Parámetros utilizados	Condensador con agua (teórico)	Condensador con aire forzado (teórico)	Condensador con aire (real)
Temperatura de condensación	33°C	43°C	28,3°C
Temperatura de evaporación	11°C	11°C	10,8°C
Recalentamiento	3°C	3°C	1,59°C
Subenfriamiento	10°C	10°C	5,96°C
Coefficiente de funcionamiento del ciclo de frío de Carnot.	4,27	8,88	15,48
Trabajo del compresor	19,59 kJ/kg	26,7 kJ/kg	15,74 kJ/kg
Calor a dispar en el condensador	201,49 kJ/kg	197,24 kJ/kg	195,85 kJ/kg
Calor absorbido en el evaporador	181,9 k J/kg	170,54 kJ/kg	180,11 kJ/kg
Coefficiente de funcionamiento	9,285	6,38	12,44
Flujo másico del refrigerante	0,017 kg/s	0,018 kg/s	0,0172 kg/s
Relación de compresión	1,835	2.349	2,99
Rendimiento volumétrico del compresor	0,908	0,88	0,85
Potencia del compresor	333,821 W	485.341 W	207,72 W
Capacidad teórica del evaporador	3100 W	3100 W	3097 W
Capacidad teórica del condensador	3425.33 W	3585 W	3368 W

Fuente: Autor



### g.1.5.2. Subenfriamiento del fluido refrigerante línea líquido (SR)

El subenfriamiento en el condensador puede ser determinado mediante la diferencia de temperatura entre la temperatura de líquido condensador y la temperatura a la salida del condensador.

La temperatura del líquido a la salida del condensador debe ser medida por un termómetro para una mejor precisión y por otro lado, la temperatura de condensado debe ser obtenida mediante un manómetro y con este valor de presión y con la ayuda de la tabla P-T presión temperatura del refrigerante R-22 de los refrigerantes obtener su temperatura correspondiente.

Un buen subenfriamiento es de 4 a 8 °C. (Manual de Bohn, 2008)

$$SR = T_{cond} - T_{4a}$$

$P_{cond}$ : Presión de descarga (Psig)

$T_{cond}$ : Temperatura convertida en la tabla  $P \times T$  (Ver Anexo 02)

$T_{4a}$ : Temperatura medida en la línea de líquido, antes de la entrada del tubo capilar.

$P_{cond} = 152 \text{ Psig}$ ;

$T_{cond} = 28,36^\circ\text{C}$

$$SR = (28,36^\circ\text{C} - 24,4^\circ\text{C}) = 3,96^\circ\text{C}$$

**Tabla 10.** Datos de Subenfriamiento del fluido Refrigerante línea líquido.

Pruebas	tiempo (min)	$P_{cond}$ (Psig)	$T_{cond}$ (°C)	$T_{4a}$ (°C)	Subenfriamiento del fluido Refrigerante (SR)
1	5	152	28,36	24,4	3,96
	13	148	28	23,9	4,1
	22	150	28,16	22,2	5,96
2	4	150	28,16	23,7	4,46
	13	150	28,16	23,2	4,96
	25	150	28,16	24	4,16

Fuente: Autor

### g.1.5.3.Sobrecalentamiento.

El sobrecalentamiento da una indicación de si la cantidad de refrigerante que fluye hacia dentro del evaporador es apropiada para la carga. Un sobrecalentamiento alto provoca una deficiente refrigeración y un consumo excesivo de energía. Se debe a que el sistema no tiene suficiente refrigerante. Un sobrecalentamiento bajo, ocasionado por un exceso de refrigerante en el sistema, podría provocar que el refrigerante vaya al líquido del compresor causando daños.

El valor del sobrecalentamiento está comprendido normalmente entre 3 y 12 °C. En cada instalación se ajustará a las condiciones de trabajo real.

Existen dos métodos para encontrar el sobrecalentamiento en el equipo: evaporador y en compresor.

#### g.1.5.3.1 Sobrecalentamiento del fluido en el evaporador (SAEV)

Un buen Sobrecalentamiento es de 1 a 5,5°C. (Manual de Bohn, 2008)

$$SAEV = T6 - T_{evap}$$

$P_{evap}$ : Presión de evaporación (Psig)

$T_{evap}$ : Temperatura convertida en la tabla  $P \times T$

(Ver Anexo 02)

$T6$ : Temperatura medida en la línea de succión

$P_{evap} = 54 \text{ Psig}$ ;

$T_{evap} = 10,07 \text{ }^\circ\text{C}$

$$SAEV = [10,7 \text{ }^\circ\text{C} - (10,07 \text{ }^\circ\text{C})] = 0,63^\circ\text{C}$$

**Tabla 11.** Sobrecalentamiento del fluido en el evaporador

Pruebas	tiempo (min)	$P_{evap}$ (Psig)	$T_{evap}$ (°C)	$T6$ (°C)	Sobrecalentamiento del fluido en el evaporador (SAEV)
1	5	54	10,07	10,7	0,63
	13	54	10,01	11,6	1,59
	22	55	10,32	11,7	1,38
2	4	55	10,32	11,2	0,88
	13	54	10,13	11,5	1,37
	25	55	10,32	11,5	1,18

Fuente: Autor

**g.1.5.3.2. Sobrecalentamiento del fluido en la admisión del compresor (SACP)**

Un buen Sobrecalentamiento del fluido en la admisión del compresor 1 a 5 °C.  
(Manual de Bohn, 2008)

$$SACP = T1 - T_{evap}$$

*P<sub>evap</sub>*: Presión de evaporación (Psig)

*T<sub>evap</sub>*: Temperatura convertida en la tabla  $P \times T$  **(Ver Anexo 02)**

*T1*: Temperatura medida en la línea de succión antes de la entrada del compresor

$$P_{evap} = 54 \text{ Psig};$$

$$T_{evap} = 10,07^{\circ}\text{C}$$

$$SACP = [11,2^{\circ}\text{C} - (10,07^{\circ}\text{C})] = 1,13^{\circ}\text{C}$$

**Tabla 12.** Sobrecalentamiento del fluido en la admisión del compresor

Pruebas	tiempo (min)	P <sub>evap</sub> (Psig)	T <sub>evap</sub> (°C)	T1 (°C)	Sobrecalentamiento en la admisión del compresor (SACP)
1	5	54	10,07	11,2	1,13
	13	54	10,01	11,6	1,59
	22	55	10,32	11,7	1,38
2	4	55	10,32	12	1,68
	13	54	10,13	12,7	2,57
	25	55	10,32	11,5	1,18

Fuente: Autor

#### g.1.5.4 Gráfica de datos del funcionamiento del sistema chiller

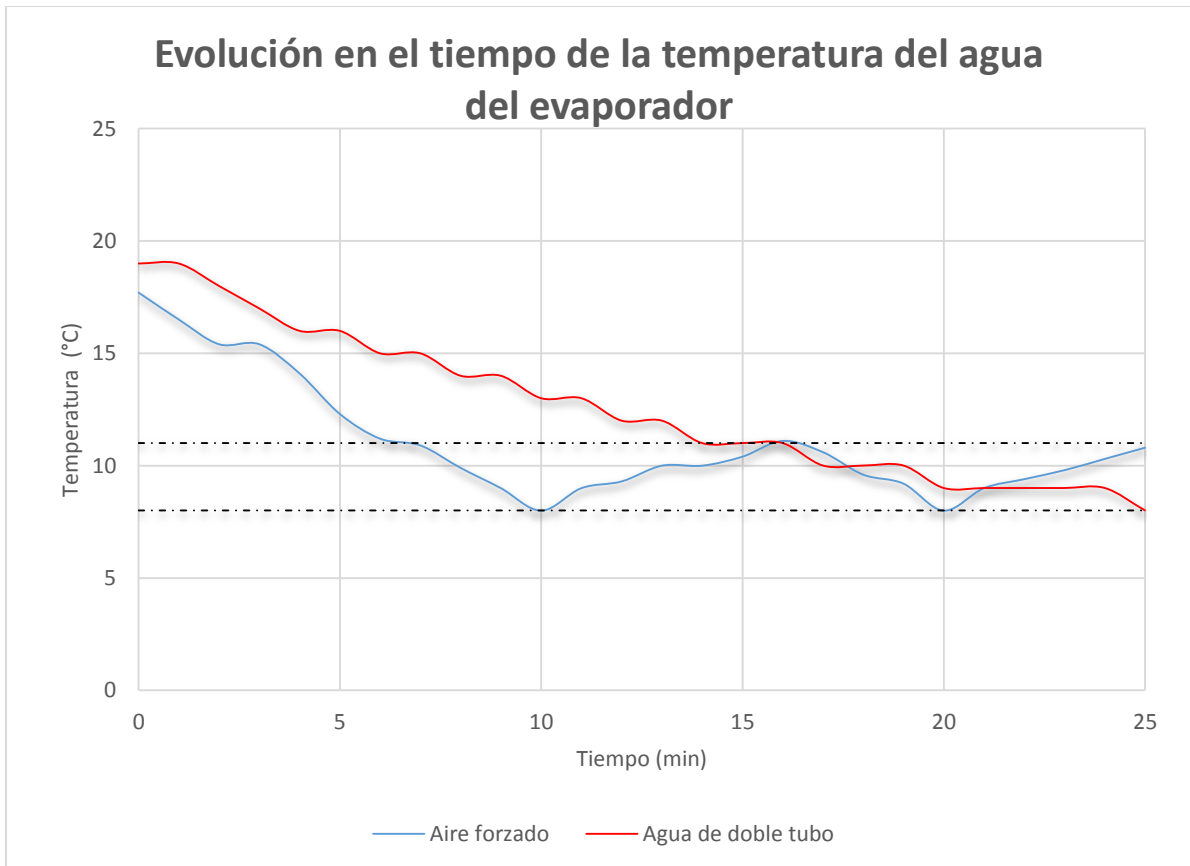
Se procedió a obtener algunos datos del funcionamiento del sistema de refrigeración por medio de agua helada, para lo cual se obtuvo datos sobre el tiempo que tarda el equipo en enfriar el tanque de agua lugar donde está ubicado el evaporador, según el diseño propuesto de la máquina, esta calibrada para que alcance una temperatura de 9°C en el evaporador.

En la tabla 13 se muestran los datos de la evolución de la temperatura con respecto al tiempo del evaporador y del cuarto a climatizar lugar donde se encuentra instalado el fan-coil.

**Tabla 13:** Datos de enfriamiento del agua en el evaporador.

min.	Temperaturas del evaporador (°C)		Temperatura del cuarto (°C)	Estado del compresor y ventilador
	tanque	retorno		
0	17,7	16,6	18	encendido
1	15,5	15,9	16	encendido
2	15,9	15,7	15	encendido
3	15,4	15,3	15	encendido
4	14,1	14,3	14	encendido
5	12,3	12,8	14	encendido
6	11,2	11,9	14	encendido
7	10,9	9,7	13	encendido
8	9,9	8,6	13	encendido
9	9	9,8	13	encendido
10	8,4	8,8	12	apagada

Fuente: Autor



**Fig. 45: Gráfica de evolución de la temperatura en el evaporador**

**Fuente: Autor**

La grafica de color rojo corresponde a la evolución de la temperatura del evaporador cuando se encontraba instalado el condensador de doble tubo enfriado por agua. Según los datos, se interpretan que con una temperatura del tanque de 19°C tarda 25 minutos hasta llegar la temperatura requerida que es de 9°C. (Lanche y Gálvez, 2013)

Como se puede observar en la gráfica de color azul, es la evolución de temperatura del evaporador funcionando con el condensador de aire forzado, desde el encendido del chiller, el sistema de refrigeración tarda 10 minutos aproximadamente en refrigerar el agua a 9°C, después de aquel tiempo, la temperatura de retorno aún sigue bajando hasta que el cuarto a acondicionar se encuentre a la temperatura deseada, y al tener ninguna carga retornara nuevamente al tanque del evaporador a 9°C, lo que producirá que el sistema de refrigeración se apague inmediatamente.

El banco de refrigeración está programado para que una vez que ascienda la temperatura del tanque a 11 °C, nuevamente empezara a funcionar el equipo y empezara a repetir el ciclo hasta llegar a 9°C.

**g.1.6. Valoración técnico-económica**

<b>INSTALACIÓN DEL CONDENSADOR POR AIRE FORZADO</b>			
Descripción del material	Unidades	Precio unitario USD	Subtotal USD
Serpentín de 1hp	1	200	200
Motor General Electric (60W )	1	60	60
Aspa	1	22	22
Suelda de plata Harrison 15%	2	10	20
Tubería de cobre 1/4''	8	0,75	6
Tubería de cobre 3/8 ''	8	1,25	10
Refrigerante R22	1	125	125
Termómetro digital rectangular	4	11	44
Cable Concéntrico #12	3	1,50	4,5
Trasporte y Alimentación	1	120	120
Presentación del Informe final	1	80	80
<b>Total</b>			<b>691,5 USD</b>

## H. DISCUSIÓN

En este trabajo, se muestra una propuesta de mejoramiento del sistema de enfriamiento, del condensador del minichiller donde se opta por remplazar el condensador de doble tubo enfriado por agua por un condensador de aire forzado que cumpla con los requerimientos de sistema.

Mediante el estudio del ciclo del banco se obtuvo que el calor transferido por el condensador es de 3.585 kW, para una temperatura de condensación 43°C, con una temperatura ambiente de 28°C.

El área de transferencia de calor requerida para un condensador de tubo desnudo es de  $0,639m^2$ , con un coeficiente global de transferencia de calor de  $455W/m^2°C$ , la longitud de tubería en este caso sería  $25,62m$  para un diámetro 5/16".

Para un condensador de tubo con superficie extendida, el área de transferencia de calor requerida es de  $5,82m^2$ , para un coeficiente global de transferencia de calor de  $50W/m^2°C$ .

En el presente trabajo, se seleccionó un condensador de aire forzado marca: Amesumisa, modelo: CA-163, con una capacidad de 3675 W con una área de intercambio:  $6,4m^2$ . Con el condensador seleccionado se realizó un análisis del coeficiente global aplicando correlaciones para encontrar coeficientes de convección interior y exterior con estos valores obtenemos un coeficiente global de  $63,08W/m^2°C$ .

El resultado de este trabajo es la instalación de un condensador por aire forzado donde se realizó varios procesos como el proceso de soldadura, comprobación de fugas, pruebas de vacío, carga de refrigerante al sistema y la más importante la prueba de funcionamiento del sistema.

Tras hacer una revisión de la operación y funcionamiento del actual sistema instalado se nota una mejora con el mantenimiento del equipo de condensación y su fácil acceso. El antiguo sistema enfriado por agua pierde su efectividad del equipo cuando no se contaba con agua limpia, logrando un incremento de trabajo en el compresor.

Con la instalación del nuevo equipo se elimina la limpieza periódica del tanque recirculatorio, lugar donde la suciedad provoca el crecimiento de bacterias patógenas, hongos, que se transmiten fácilmente mediante los conductos, elemento que pueda dañar la bomba, condensador y válvulas.

Mediante pruebas de funcionamiento que se realizaron al banco de refrigeración, se determinó un recalentamiento de  $1,38^{\circ}\text{C}$  y un subenfriamiento de  $5,96^{\circ}\text{C}$ , valores que indican un correcto funcionamiento de acuerdo a catálogo de fabricantes. Si el recalentamiento excede los límites, el evaporador no será capaz de absorber la máxima carga de calor. Un alto recalentamiento significa un evaporador sin el suficiente refrigerante para absorber calor. Un bajo recalentamiento significa un exceso de refrigerante en el evaporador. Si el subenfriamiento excede los límites; el dispositivo de expansión no recibirá la correcta calidad de líquido. La clave para mantener la eficiencia energética del sistema de condensación por aire forzado es manteniendo el correcto recalentamiento y subenfriamiento.

Con el fin de analizar cómo se comporta el sistema de refrigeración real, es necesario colocar sensores en puntos específicos. Todo esto con la intención de obtener valores reales de temperatura, y luego comparar con los parámetros de diseño para lograr una operación óptima de este tipo de equipos. Los resultados del análisis del ciclo de refrigeración real por compresión son presentados en la tabla 09, se puede asegurar que el comportamiento de los sistemas de refrigeración instalado puede acercarse a los datos calculados donde el margen de error es mínimo en lo que corresponde la capacidad del condensador

En la figura 45, se graficó la evolución temperatura con respecto al tiempo del evaporador, de los dos sistemas de condensación del enfriado por agua o del enfriado por aire forzado. Resultado de esta comparación se obtiene una velocidad de enfriamiento mejor que el anterior, el nuevo sistema se caracteriza por producir un enfriamiento rápido del evaporador con respecto al sistema anterior.



## I. CONCLUSIONES

- Se ha cumplido con el objetivo planteado, es decir, se implementó un sistema enfriado por aire para el condensador del banco de refrigeración por agua helada, permitiendo una mejora a la hora de realizar el respectivo mantenimiento, y además brinda condiciones para poder realizar prácticas de laboratorio.
- Se calculó la capacidad del condensador por aire forzado, analizando el ciclo de refrigeración del sistema, el resultado fue de 3585 W, el área de intercambio necesario para un condensador de tubo aleteado es  $5,82m^2$ .
- La selección del condensador por aire forzado, se lo realizó de acuerdo a la capacidad del condensador y el área de intercambio de calor calculada. Para remplazar el condensador de doble tubo se utilizó un condensador de aire forzado modelo: CA-163, con una capacidad de 3675 W
- Se analizó la evolución de la temperatura con respecto al tiempo del condensador, evaporador y de la cámara a climatizar, demostrando que la velocidad de enfriamiento se mejora con la instalación del condensador por aire forzado.
- Se realizaron pruebas de funcionamiento del sistema chiller, demostrando un óptimo estado de funcionamiento del Banco de refrigeración de agua helada, se concluye que tiene un recalentamiento que es de  $1,38^{\circ}C$  y el subenfriamiento de  $5,96^{\circ}C$ , estos valores que se encuentran dentro del límite de un buen funcionamiento.
- El banco de refrigeración de agua helada funciona en todo momento bajo los parámetros propuestos de los diseñadores, logrando alcanzar los valores requeridos de  $9^{\circ}C$  en el evaporador, a su vez, se encuentra en un óptimo estado de operatividad tanto en la sección del tanque de agua helada del evaporador como en la sección del cuarto a climatizar.

- Al implementar el condensador por aire forzado y luego de realizar las pruebas de funcionamiento de todo el sistema instalado, podemos concluir que, cada una de las partes que conforman el banco de pruebas tanto el chiller como el sistema fan-coil se encuentran en un óptimo estado de operatividad y por lo tanto brindan un perfecto funcionamiento satisfaciendo así el estudio realizado.

## J. RECOMENDACIONES

- Se recomienda para futuros trabajos el uso de un software especializado para el análisis de ciclos de refrigeración, como “SOLKANE” que facilitara la obtención de variables de comportamiento de un refrigerante dentro de un ciclo termodinámico así como el comportamiento de un sistema de refrigeración.
- Se debe tener cuidado en la manipulación del condensador por aire forzado al momento de realizar la respectiva limpieza de las aletas del serpentín, ya que son de espesores muy pequeños de (0.15 mm).
- Se recomienda realizar el mantenimiento al banco de refrigeración de agua helada, en especial el serpentín del condensador, la suciedad bloquea el flujo de aire en las rejillas de ventilación, provocando que el sistema no funcione correctamente.
- Si existiera un daño en el banco de pruebas se debe analizar cuidadosamente y referirse a los esquemas y diagramas de funcionamiento y solo permitir que personal con conocimientos manipule o haga el mantenimiento y las reparaciones requeridas.
- Siempre se desea que haya una mejora continua del Laboratorio de Fluidos; por lo tanto se recomienda a futuros estudiantes que tengan interés en el banco de Refrigeración, la complementación se lo realizaría diseñando un sistema Scada de monitoreo de temperaturas para el banco.
- Se recomienda realizar un estudio para remplazar el refrigerante R-22, basado a que se discontinuó la producción de este refrigerante, es necesario hacer una transición al uso de refrigerantes más seguros que evitan la reducción del ozono estratosférico de la tierra.

## **k. BIBLIOGRAFÍA**

### **LIBROS:**

**ASHRAE. 2005.** Refrigerating and Air Conditioning Engineers. USA : ASHRAE Handbook Fundamentals., 2005.

**ASME. 2007.** Standars of the Tubular Echanger Manufactures Association . New York : TEMA, 2007.

**Frank P Incropera, David P.Dewitt. 2011.** Fundamentos de transferencia de calor 7 EDICIÓN. s.l. : John Wiley & Sons, 2011. 978-0470-50197-9.

**Gómez, Salvador Romero. 2012.** Mantenimiento preventivo de instalaciones frigoríficas. Andalucía - España : INNOVA 2012, 2012. 978-84-15648-38-3.

**Guía práctica "Selección de los elementos de una instalación frigorífica".** Carmona, José Fernando de Oliva. 2009. 2009.

**Hernández, Goribar. 2005.** Fundamentos de aire acondicionado y refrigeración. Mexico DF : Limusa, 2005.

**Joseph W. Palen.** Heat Transfer Research, Inc. Texas : College Station .

**Juan Manuel, Franco Lijó. 2012.** Manual de Refrigeración. Barcelona : Reverté.S.A.,, 2012. 978-84-291-8011.

**López, Ricardo Giménez. 2004.** Frío Industrial :Mantenimiento y servicios a la producción. s.l. : Marcombo, 2004. 8426713580.

**Quadri, Nestor. 2001.** Sistemas de Aire Acondicionado 1er ed. Buenos Aires : Alsina, 2001.

**Teresa Sánchez, Pineda de las Infantas. 2001.** INGENIERÍA DEL FRÍO: TEORÍA Y PRACTICA. España: A. MADRID VICENTE, EDICIONES, 2001. 84-89922-33-0.

**Vadillo, Diana M<sup>a</sup> Ruíz. 2012.** Mantenimiento preventivo de instalaciones de climatización y ventilación y extracción. Andalucía - España: INNOVA 2012, 2012. 978-84-8364-943-5.

**Valenzuela, Ramiro R. 2002.** Apuntes de refrigeración 2da. ed. Riobamba: s.n., 2002.

**Willian Whitman, Whilian Johnson. 2003.** Tecnología de la Refrigeración i Aire Acondicionado I. Madrid-España: Thomson Editores Spain, 2003. 84-283-2657-6

**Cengel, Yunus A. 2007.** Tránsito de Calor y masa 3ra ed. Mexico : McGraw-Hill, 2007. 978-970-10-6173-x.



**mailxmail.com. 1995.** [www.mailxmail.com/curso-refrigeracion](http://www.mailxmail.com/curso-refrigeracion).  
[www.mailxmail.com/curso-refrigeracion](http://www.mailxmail.com/curso-refrigeracion). [En línea] Grupo Intercom, 1995. [Citado el:  
8 de Noviembre de 2014.] [http://www.mailxmail.com/curso-refrigeracion-domestica-  
manual-tecnico/condensador-funcion-refrigeracion-2](http://www.mailxmail.com/curso-refrigeracion-domestica-manual-tecnico/condensador-funcion-refrigeracion-2). 1699-4914.

**O. A. Jaramillo. 2007.** INTERCAMBIADORES DE CALOR. [En línea] 20 de  
Noviembre de 2007. [Citado el: 5 de Noviembre de 2014.]  
<http://www.cie.unam.mx/~ojs/pub/HeatExchanger/Intercambiadores.pdf>.

# ANEXOS

## L. ANEXOS

### ANEXOS 01. Propiedades termofísicas del aire a presión atmosférica.

#### AIRE

Temperatur °K	Densidad $\rho$ (Kg/m <sup>3</sup> )	Calor especifico $c_p$ kJ/Kg°C	Visc. dinám. $\eta \cdot 10^5$ (Kg/m.seg)	Visc. cinem. $\nu \cdot 10^6$ (m <sup>2</sup> /seg)	Conductiv. térmica "k" W/m°C	Dif. térmica $\alpha \cdot 10^4$ (m <sup>2</sup> /seg)	Nº de Prandtl Pr
100	3,6010	1,027	0,692	1,92	0,0092	0,0250	0,770
150	2,3675	1,010	1,028	4,34	0,0137	0,0575	0,753
200	1,7684	1,006	1,329	7,49	0,0181	0,1017	0,739
250	1,4128	1,005	1,488	10,53	0,0223	0,1316	0,722
300	1,1774	1,006	1,983	16,84	0,0262	0,2216	0,708
350	0,9980	1,009	2,075	20,76	0,0300	0,2983	0,697
400	0,8826	1,014	2,286	25,90	0,0336	0,3760	0,689
450	0,7833	1,021	2,484	31,71	0,0371	0,4222	0,683
500	0,7048	1,030	2,671	37,90	0,0404	0,5564	0,680
550	0,6423	1,039	2,848	44,34	0,0436	0,6532	0,680
600	0,5879	1,055	3,018	51,34	0,0466	0,7512	0,680
650	0,5430	1,063	3,177	58,51	0,0495	0,8578	0,682
700	0,5030	1,075	3,332	66,25	0,0523	0,9672	0,684
750	0,4709	1,086	3,481	73,91	0,0551	1,0774	0,686
800	0,4405	1,098	3,625	82,29	0,0578	1,1981	0,689
850	0,4149	1,109	3,765	90,75	0,0603	1,3097	0,692
900	0,3925	1,121	3,899	99,30	0,0628	1,4271	0,696
950	0,3716	1,132	4,023	108,20	0,0653	1,5510	0,699
1000	0,3524	1,142	4,152	117,80	0,0675	1,6779	0,702
1100	0,3204	1,160	4,440	138,60	0,0732	1,9690	0,704
1200	0,2947	1,179	4,690	159,10	0,0782	2,2510	0,707
1300	0,2707	1,197	4,930	182,10	0,0837	2,5830	0,705
1400	0,2515	1,214	5,170	205,50	0,0891	2,9200	0,705
1500	0,2355	1,230	5,400	229,10	0,0946	3,2620	0,705
1600	0,2211	1,248	5,630	254,50	0,1000	3,6090	0,705
1700	0,2082	1,267	5,850	280,50	0,1050	3,9770	0,705
1800	0,1970	1,287	6,070	308,10	0,1110	4,3790	0,704
1900	0,1858	1,309	6,290	338,50	0,1170	4,8110	0,704
2000	0,1762	1,338	6,500	369,00	0,1240	5,2600	0,702
2100	0,1682	1,372	6,720	399,60	0,1310	5,7150	0,700
2200	0,1602	1,419	6,930	432,60	0,1390	6,1200	0,707
2300	0,1538	1,482	7,140	464,00	0,1490	6,5400	0,710
2400	0,1458	1,574	7,350	504,00	0,1610	7,0200	0,718
2500	0,1394	1,688	7,570	543,50	0,1750	7,4410	0,730

Fuente: Frank. P. Incropera. Fundamentos de transferencia de calor. Pág. 83



**ANEXOS 02.** Propiedades termofísicas del Refrigerante R22.

Zona de vapor húmedo												
t	p	$\rho'$	$\rho''$	h'	h''	r	$\eta'$	$\eta''$	v'	v''	$\lambda'$	$\lambda''$
°C	bar	kg/dm <sup>3</sup>	kg/m <sup>3</sup>	kJ/kg	kJ/kg	kJ/kg	mPa·s	μPa·s	mm <sup>2</sup> /s	mm <sup>2</sup> /s	mW/mK	mW/mK
-13,00	3,19	1,324	13,85	184,83	399,89	215,05	0,2416	10,9722	0,182	0,792	102,36	8,70
-10,00	3,55	1,315	15,34	188,29	401,09	212,80	0,2340	11,1091	0,178	0,724	101,05	8,89
-7,00	3,94	1,305	16,96	191,77	402,26	210,50	0,2266	11,2490	0,174	0,663	99,74	9,08
-4,00	4,36	1,295	18,71	195,28	403,42	208,14	0,2194	11,3921	0,169	0,609	98,43	9,26
-1,00	4,82	1,285	20,60	198,81	404,54	205,73	0,2124	11,5386	0,165	0,560	97,12	9,44
2,00	5,31	1,275	22,63	202,38	405,64	203,26	0,2056	11,6889	0,161	0,517	95,82	9,62
5,00	5,84	1,264	24,82	205,96	406,71	200,75	0,1991	11,8433	0,157	0,477	94,51	9,81
8,00	6,41	1,254	27,18	209,57	407,74	198,17	0,1927	12,0020	0,154	0,442	93,20	9,99
11,00	7,02	1,243	29,72	213,20	408,75	195,54	0,1865	12,1654	0,150	0,409	91,89	10,17
14,00	7,67	1,232	32,44	216,86	409,72	192,86	0,1805	12,3339	0,146	0,380	90,58	10,35
17,00	8,36	1,221	35,36	220,54	410,65	190,11	0,1747	12,5080	0,143	0,354	89,27	10,53
20,00	9,10	1,210	38,50	224,24	411,54	187,30	0,1691	12,6881	0,140	0,330	87,97	10,71
23,00	9,89	1,199	41,87	227,96	412,39	184,43	0,1636	12,8749	0,137	0,307	86,66	10,89
26,00	10,72	1,187	45,48	231,71	413,20	181,48	0,1584	13,0691	0,133	0,287	85,35	11,07
29,00	11,61	1,175	49,36	235,49	413,95	178,46	0,1534	13,2712	0,131	0,269	84,04	11,24
32,00	12,55	1,163	53,52	239,30	414,66	175,36	0,1485	13,4822	0,128	0,252	82,73	11,42
35,00	13,55	1,150	57,98	243,14	415,31	172,17	0,1438	13,7030	0,125	0,236	81,42	11,60
38,00	14,60	1,137	62,77	247,02	415,90	168,88	0,1393	13,9347	0,122	0,222	80,12	11,78
41,00	15,71	1,124	67,92	250,94	416,42	165,48	0,1350	14,1786	0,120	0,209	78,81	11,96
44,00	16,89	1,111	73,47	254,92	416,88	161,96	0,1308	14,4361	0,118	0,196	77,50	12,14
47,00	18,12	1,097	79,44	258,95	417,25	158,30	0,1268	14,7090	0,116	0,185	76,19	12,32

Fuente: Refrigerant Software Solkane

**ANEXOS 03.** Coeficientes de la correlación de Zhukauskas

a) Coeficientes de la correlación de Zhukauskas para el flujo cruzado sobre un banco de tubos

Configuración	$Re_{D,máx}$	$C$	$m$
Alineado	$10 - 10^2$	0,80	0,40
Escalonado	$10 - 10^2$	0,90	0,40
Alineado	$10^2 - 10^3$	Se aproxima como un cilindro único	
Escalonado	$10^2 - 10^3$	Se aproxima como un cilindro único	
Alineado ( $S_T / S_L > 0,7$ )	$10^3 - 2 \cdot 10^5$	0,27	0,63
Escalonado ( $S_T / S_L < 2$ )	$10^3 - 2 \cdot 10^5$	$0,35(S_T / S_L)^{1/5}$	0,60
Escalonado ( $S_T / S_L > 2$ )	$10^3 - 2 \cdot 10^5$	0,40	0,60
Alineado	$2 \cdot 10^5 - 2 \cdot 10^6$	0,021	0,84
Escalonado	$2 \cdot 10^5 - 2 \cdot 10^6$	0,022	0,84

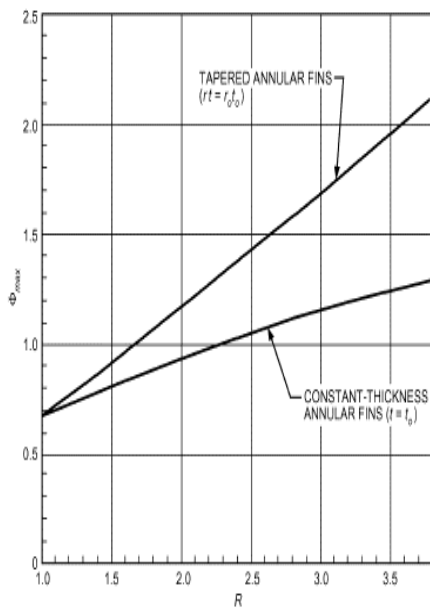
Para  $S_T / S_L < 0,7$ , la transferencia de calor es ineficiente y los tubos alineados no se deben usar.

b) Coeficiente de corrección  $C_2$  de la correlación de Zhukauskas para el flujo cruzado sobre un banco de tubos para  $N_L < 20$  y  $N_L < Re_D > 10^3$

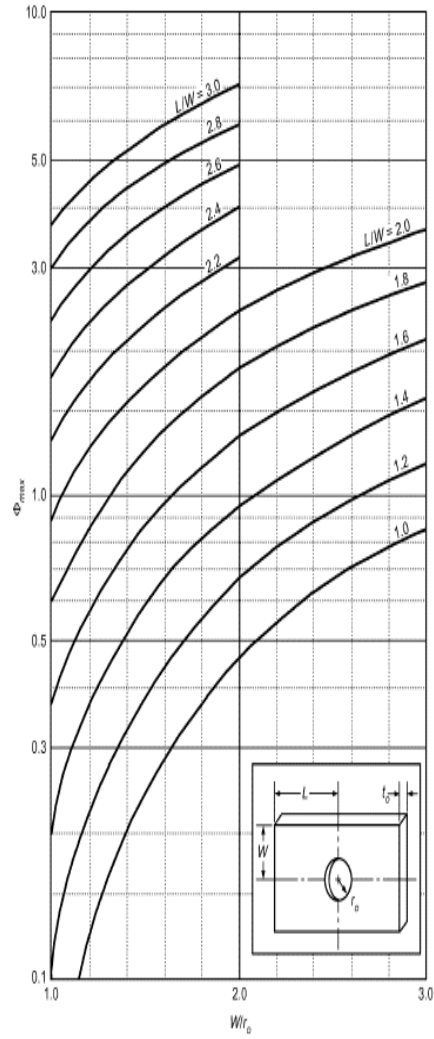
$N_L$	1	2	3	4	5	7	10	13	16
<b>Alineado</b>	0,70	0,80	0,86	0,90	0,92	0,95	0,97	0,98	0,99
<b>Escalonado</b>	0,64	0,76	0,84	0,89	0,92	0,95	0,97	0,98	0,99

Fuente: Frank. P.Incropera. Fundamentos de transferencia de calor.

## ANEXOS 04. Resistencia máxima de la aleta



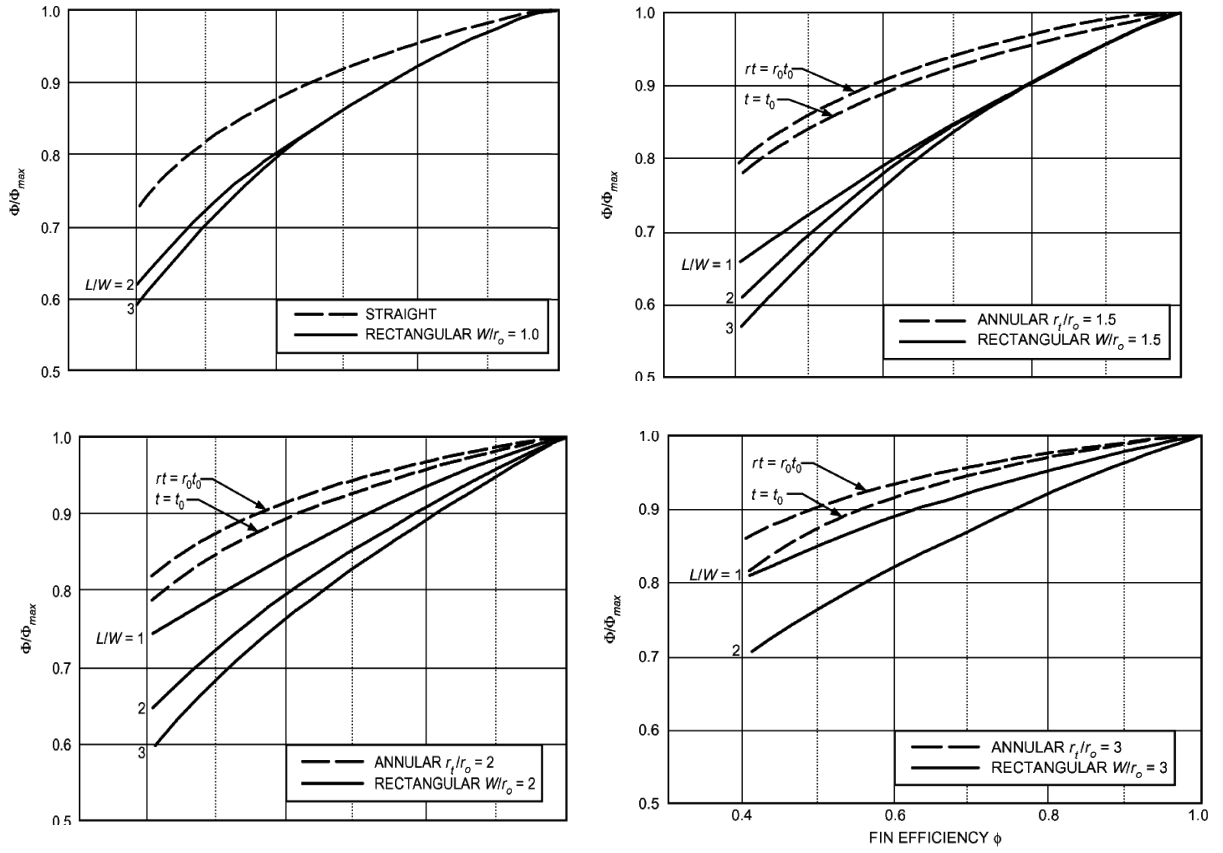
a) Resistencia máxima para aletas anulares



b) Resistencia máxima para aletas rectangulares determinadas por el método de seccionamiento.

Fuente: ASHRAE, Refrigerating and Air Conditioning Engineers, 2005

**ANEXOS 05.** Factores de corrección de resistencia para aletas anulares y rectangulares.



Fuente: ASHRAE, Refrigerating and Air Conditioning Engineers, 2005

**ANEXOS 06.** Valores de coeficientes de transferencia de calor

a) Valores representativos de los coeficientes totales de transferencia de calor en los intercambiadores de calor.

Service	$U_o$	
	Btu/hr · ft <sup>2</sup> · °F	W/m <sup>2</sup> · K
<i>Sensible Cooling</i>		
Process water	105–120	600–680
Light hydrocarbons	75–95	425–540
Fuel oil	20–30	114–170
Flue gas, 10 psig	10	57
<i>Condensation</i>		
Steam, 0–20 psig	130–140	740–795
Ammonia	100–200	570–680
Light hydrocarbons	80–95	455–540
Refrigerant 12	60–80	340–455
Mixed hydrocarbons, steam, and noncondensables	60–70	340–397

Fuente: (Joseph W. Palen, Heat Transfer Research, Inc.)

b) Valores representativos del coeficiente global de transferencia de calor.

Combinación de fluidos	$U \left( \frac{W}{m^2 \cdot K} \right)$
Agua con agua	850-1700
Agua con aceite	110-350
Condensador de vapor (agua en tubos)	1000-6000
Condensador de amoníaco (agua en tubos)	800-1400
Condensador de alcohol (agua en tubos)	250-700
Intercambiador de calor de tubos con aletas (agua en tubos, aire en flujo cruzado)	25-50

Fuente: Frank. Incropera. Fundamentos de transferencia de calor.

**ANEXOS 07.** Factores de incrustación representativos

FLUIDO	$R_f, m^2 \cdot ^\circ C/W$
Agua destilada, agua de mar, agua de río, agua de alimentación para calderas:	
Por debajo de 50 °C	0.0001
arriba de 50 °C	0.0002
Vapor de agua (libre de aceites)	0.0001
Refrigerantes (líquido)	0.0002
Refrigerantes (vapor)	0.0004
Vapores de alcohol	0.0001
Aire	0.0004

Fuente: (Cengel, Tránsito de Calor y masa )

ANEXOS 08. Tabla de serpentines condensadores

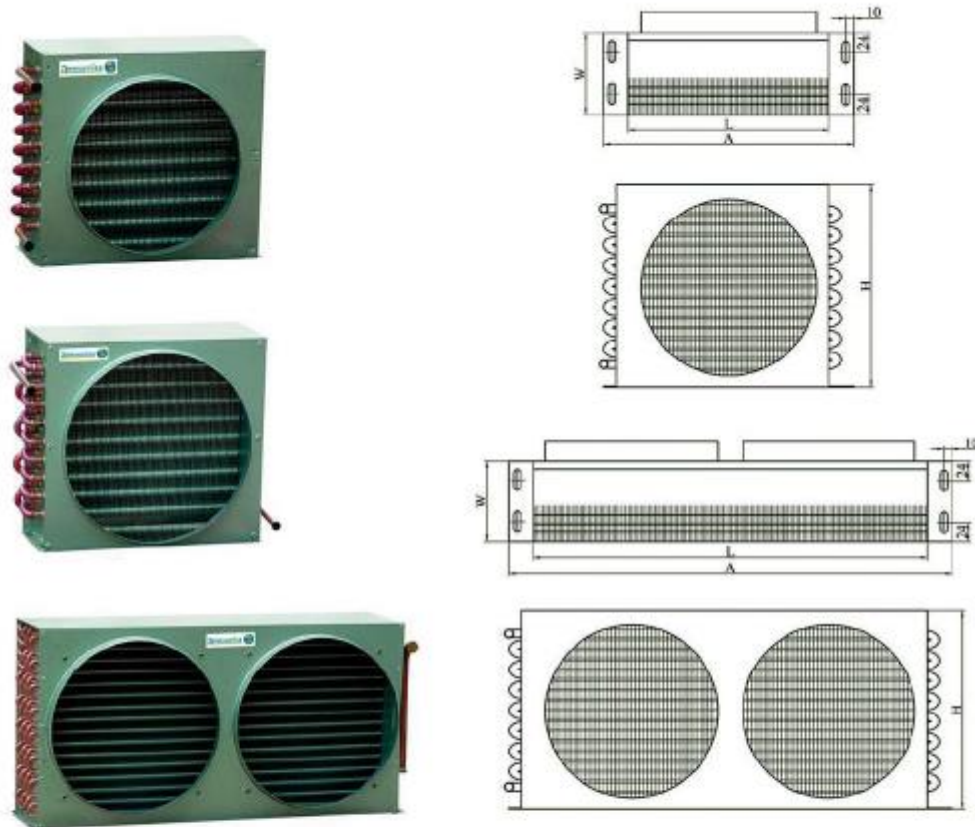
Modelo	Tubos N°	Capacidad			Espacio entre aletas (mm)	Superficie (m <sup>2</sup> )	Ventilador	
		DTI=15K					N° x dia	Volumen de aire (m <sup>3</sup> /h)
		(Btu/h)	(Kcal/h)	(W)				
CA-82	8 x 2	3214	675	785	3,5	1,2	1 x 200	640
CA-83	8 x 3	3922	847	958	3,5	1,8	1 x 200	620
CA-84	8 x 3	4709	990	1150	3,5	2,4	1 x 200	600
CA-92	9 x 2	4422	930	1080	3,5	1,6	1 x 250	930
CA-93	9 x 3	5568	1170	1360	3,5	2,3	1 x 250	905
CA-94	9 x 4	6531	1370	1595	3,5	3,1	1 x 250	880
CA-103	10 x 3	5814	1220	1420	3,5	2,6	1 x 250	905
CA-104	10 x 4	6817	1430	1665	3,5	3,4	1 x 250	880
CA-114	11 x 4	7370	1550	1800	3,5	4,1	1 x 250	880
CA-124A	12 x 4	7636	1605	1865	3,5	4,5	1 x 250	880
CA-124B	12 x 4	10768	2260	2630	3,5	5,2	1 x 300	1400
CA-143	14 x 3	9724	2045	2370	3,5	4,6	1 x 300	1430
CA-144	14 x 4	11423	2400	2790	3,5	6,1	1 x 300	1400
CA-145	14 x 5	12529	2630	3060	3,5	7,6	1 x 300	1430
CA-163	16 x 3	15047	3160	3675	3,5	6,4	1 x 350	2350
CA-164A	16 x 4	17504	3675	4275	3,5	8,6	1 x 350	2260
CA-164B	16 x 4	23277	4890	5685	3,5	9	1 x 400	3500
CA-165	16 x 5	25713	5400	6280	3,5	11,2	1 x 400	3300
CA-185	18 x 5	28088	5900	6860	3,5	14	1 x 400	3300
CA-104D	10 x 4	13409	2815	3275	3,5	6,7	2 x 250	1700
CA-114D	11 x 4	14515	3050	3545	3,5	8,2	2 x 250	1700
CA-124D	12 x 4	21148	4445	5165	3,5	10,4	2 x 300	2700
CA-100S	14 x 3	26327	5450	6430	2,5	12,8	2 x 300	2750
CA-150K	14 x 4	30626	6430	7480	2,5	17	2 x 300	2700
CA-200L	16 x 3	39961	8390	9760	2,5	16,7	2 x 350	4700
CA-200S	18 x 3	41845	8790	10220	2,5	18,8	2 x 350	4700
CA-300S	18 x 4	48723	10230	11900	2,5	25	2 x 350	4520
CA-400E	20 x 4	56994	11970	13920	2,5	38	2 x 350	4520
CA-400S	20 x 4	74354	15620	18160	2,5	38	2 x 400	7000
CA-500T	22 x 5	85327	17920	20840	2,5	52	2 x 400	6600
CA-500S	22 x 5	122832	25800	30000	2,5	52	2 x 500	12000
CA-600T	22 x 5	149405	31380	36490	2,5	57	2 x 500	15500
CA-285	28 x 5	164144	34480	40090	2,5	73	2 x 500	15500
CA-286	28 x 6	238171	50030	58170	2,5	110	2 x 630	20500

Fuente: (Copyright© AMESUMISA , 2014)



## ANEXOS 09. Características de condensadores

### SERIE CA - SERPENTINES CONDENSADORES - SERPENTINES EVAPORADORES



- ▶ Condensadores ventilados para compresores herméticos y semiherméticos. Para aplicaciones en muebles frigoríficos, maquinarias enfriadoras de líquidos, unidades condensadoras y cámaras frigoríficas.
- ▶ Los condensadores serie CB están fabricados con aletas de aluminio de perfil especial y tubo de cobre de 9.52 mm de diámetro de alta calidad.
- ▶ Carcasa de acero galvanizado pintado en color negro al polvo electrostático o sin pintar (a requisito del cliente), con alta resistencia contra la corrosión y resistente a los impactos. No produce residuos tóxicos.
- ▶ Opcional: Ventiladores con motor axial externo adaptados a la carcasa.

Fuente: (Copyright© AMESUMISA , 2014)



## ANEXOS 10. Características motores ventiladores y aspas ventiladores

DUNLI ELECTRIC

### MOTORES VENTILADORES AXIALES-CONDENSADORES



Modelo	Diámetro (mm)	Voltaje	Frecuencia (Hz)	Potencia (W)	Intensidad (A)	Velocidad (rpm)	Ruido (dB/A)	Volúmen de Aire (m <sup>3</sup> /h)
C-YZF-250	Ø 250	220/1	60	55	0.30	1620	54	1000
C-YZF-300	Ø 300	220/1	60	115	0.51	1600	55	1750
C-YZF-350	Ø 350	220/1	60	190	0.83	1500	60	2860
C-YZF-400	Ø 400	220/1	60	270	1.22	1580	62	3800
C-YZF-450	Ø 450	380/3	60	250	0.64	1380	62	4500
C-YZF-500	Ø 500	380/3	60	500	0.90	1500	70	6800
C-YZF-550	Ø 550	380/3	60	725	1.40	1540	74	8800
C-YZF-600	Ø 600	380/3	60	1000	2.00	1550	75	11000
C-YZF-630	Ø 630	380/3	60	1010	1.80	1540	75	11000
C-YZF-710	Ø 710	380/3	60	1250	2.26	1010	70	17000
C-YZF-800	Ø 800	380/3	60	1550	3.00	800	77	20000

DUNLI ELECTRIC

Fuente: (Copyright© AMESUMISA , 2014)

## ANEXOS 11. Características del sensor QUALITY



. Termómetro digital rectangular.

<b>Marca:</b>	<b>QE QUALITY</b>
<b>Modelo:</b>	QTR-47D
<b>Dimensiones:</b>	46x26.6mm
<b>Sonda:</b>	1 m.
<b>Rango de Temperatura:</b>	-50°C a 70°C

Fuente: (QE QUALITY, 2014)

**ANEXOS 12.** Referencia para Carga de Refrigerante.

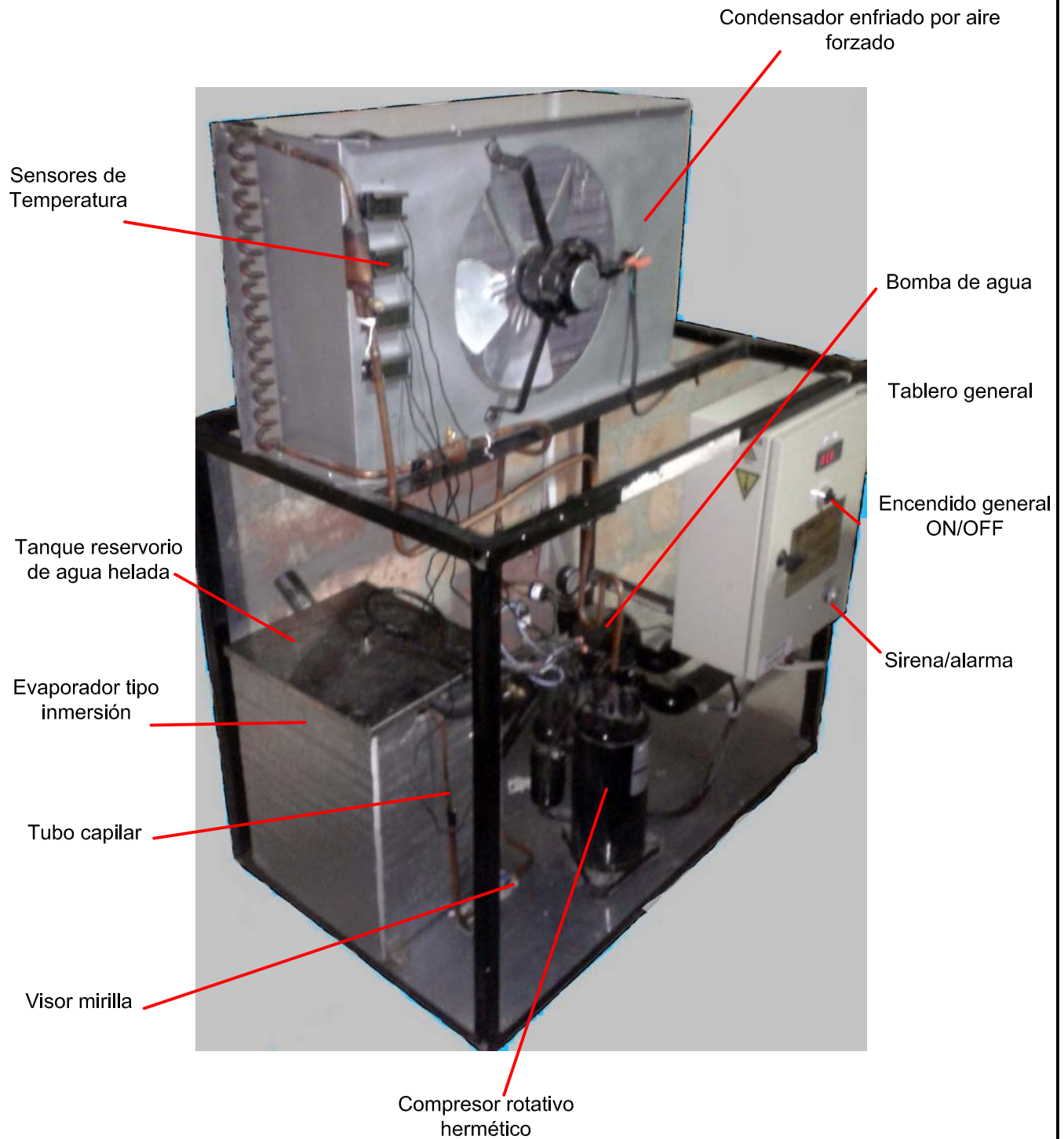
**Presión de Descarga (psig)**

TA(°C)	R22	R404A	R134A	HP 81
5°C	106-122	130-148	60-72	129-146
10°C	126-142	150-170	74-85	148-168
15°C	145-163	177-195	88-100	175-193
20°C	170-190	200-220	105-118	198-218
24°C	190-205	220-250	118-132	218-248
28°C	205-230	250-275	132-150	249-273
32°C	230-255	275-305	150-168	273-303
36°C	255-280	305-335	168-185	303-332
38°C	280-300	335-355	185-203	332-352

TA=temperatura ambiente

Fuente: Bohn, Manual de instalaciones de Equipos.

**ANEXO 13: Esquema de los componentes del sistema Chiller**



**TÍTULO DE TESIS:** Mejoramiento del sistema de enfriamiento, del condensador del minichiller del Laboratorio de Fluidos del AEIRNNR

**TÍTULO DEL GRÁFICO:** Partes del sistema chiller

**FECHA:** Noviembre 2014

**AUTOR:** Henry Geovanny Coronel Armijos

**DIBUJO # :** 1/4

**ANEXO 14: Esquema de fuerza del sistema chiller**

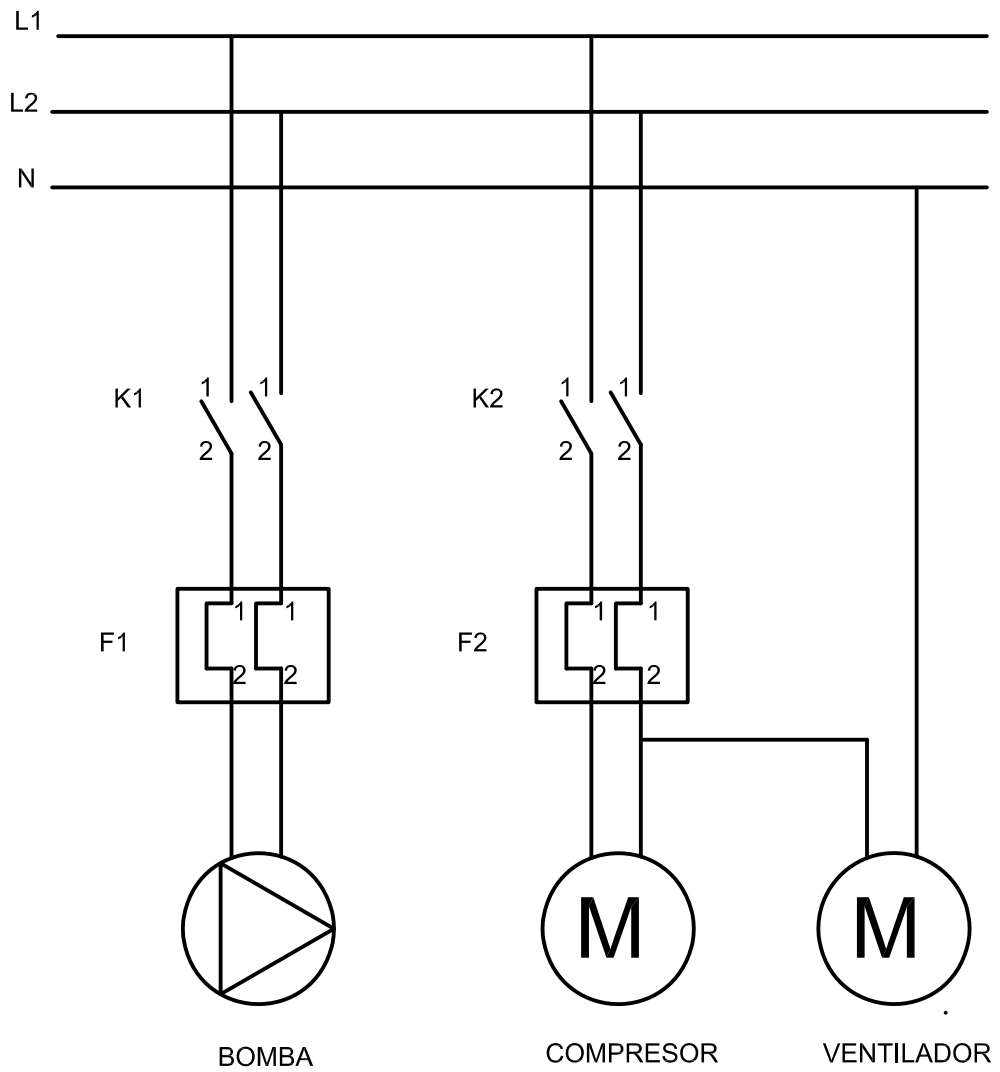
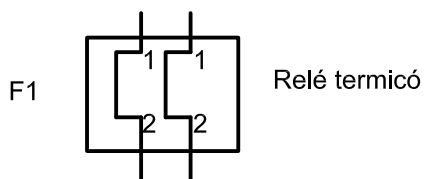
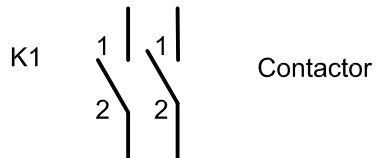


DIAGRAMA DE FUERZA

**SIMBOLOGÍA**



**TÍTULO DE TESIS:** Mejoramiento del sistema de enfriamiento, del condensador del minichiller del Laboratorio de Fluidos del AEIRNNR

**TÍTULO DEL GRÁFICO:** Conexión eléctrica del sistema chiller (Diagrama de fuerza).

**FECHA:** Noviembre 2014

**AUTOR:** Henry Geovanny Coronel Armijos

**DIBUJO # :** 2/4

**ANEXO 15: Esquema de mando del sistema Chiller**

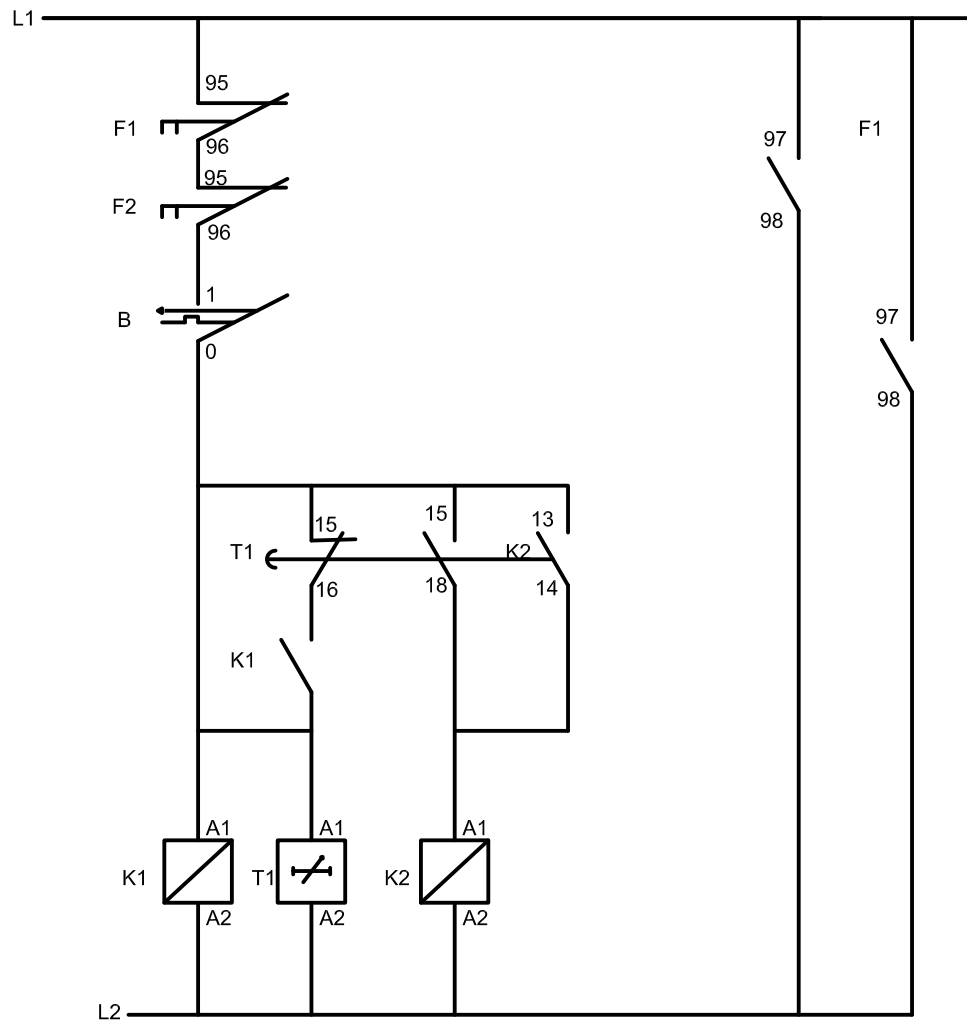
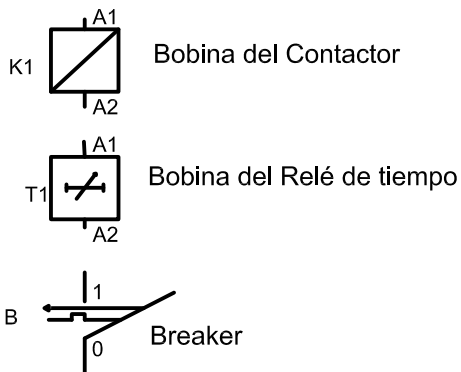


DIAGRAMA DE MANDO

**SIMBOLOGÍA**



**TÍTULO DE TESIS:** Mejoramiento del sistema de enfriamiento, del condensador del minichiller del Laboratorio de Fluidos del AEIRNNR

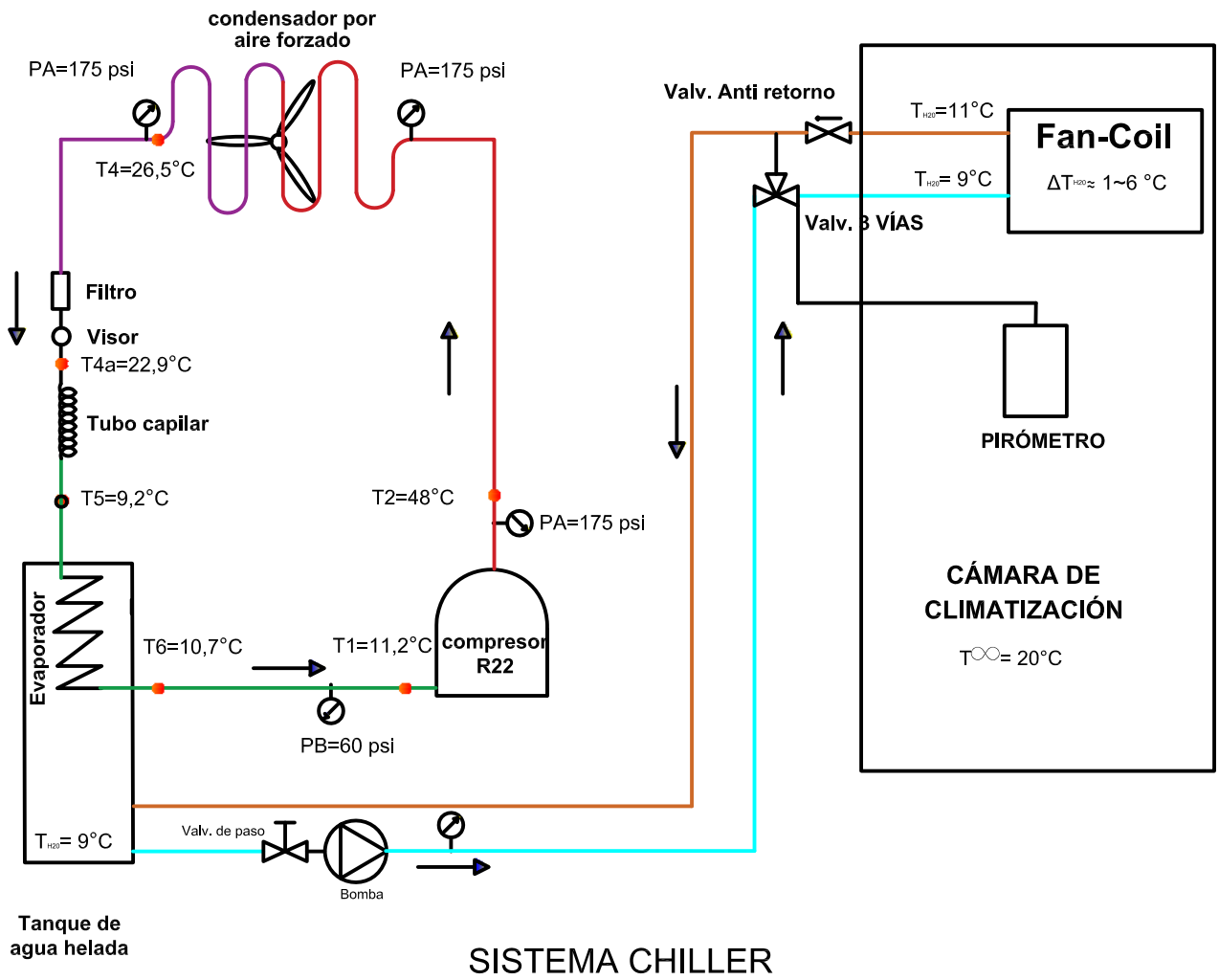
**TÍTULO DEL GRÁFICO:** Conexión eléctrica del sistema chiller (Diagrama de Mando).

**FECHA:** Noviembre 2014

**AUTOR:** Henry Geovanny Coronel Armijos

**DIBUJO # :** 3/4

**ANEXO 16: Esquema del banco de refrigeración por medio de agua helada**



SIMBOLOGÍA	
	Dirección líquido
	Líquido frío (Tambiente)
	Líquido caliente
	Agua helada
	R22 Presión Alta (gas caliente)
	R22 Subenfriado (gas fresco)
	R22 Presión Baja (gas frío)

<b>TÍTULO DE TESIS:</b>	Mejoramiento del sistema de enfriamiento, del condensador del minichiller del Laboratorio de Fluidos del AEIRNNR	
<b>TÍTULO DEL GRÁFICO:</b>	Diagrama de la instalación frigorífica del sistema chiller.	
<b>FECHA:</b>	Noviembre 2014	<b>AUTOR:</b> Henry Geovanny Coronel Armijos
<b>DIBUJO # :</b>	4/4	

**ANEXO 17.** Tabla de datos de temperatura del banco de refrigeración prueba #1

**Fecha de toma de datos:** martes 7 de marzo del 2014

**Hora:** 17h30min

**Temperatura del aire dentro del laboratorio:**  $T_a=18^{\circ}\text{C}$

**Temperatura del tanque del evaporador:**  $T_{\text{evap}} = 13^{\circ}\text{C}$

min	Presión (psig)		Salida del Evaporador T1a	Entrada del compresor T1	Salida del compresor T2	Salida del condensador T3a	Entrada del tubo capilar T3	Entrada al evaporador T4	Temp. del Cuarto	Compresor y Ventilador On/off
	PA.	PB.								
0	85	85	12,6	25,4	28,7	16,6	17,4	13,3	18	on
1	145	47	11,2	13,4	36,6	24,2	22,1	11,2	17	on
2	149	50	11,2	12,3	39,2	25,1	23,2	10,6	16	on
3	150	51	11,1	12,1	41,8	26	24,1	10	15	on
4	152	52	11	11,7	44,8	26,5	24,4	9,6	14	on
5	152	54	10,7	11,2	48	26,5	24,6	9,2	13	on
6	85	85	10,5	11	49,3	26,1	22,9	8,9	13	off
7	85	85	10,5	11	49,3	26,1	22,9	8,9	13	off
8	85	85	11,3	15,2	38	13,9	15,9	9,8	13	off
9	85	85	11,6	16,6	36,6	13,8	16	10,2	13	off
10	90	90	11,9	17,8	34,6	13,9	16,2	10,8	13	off
11	140	54	11,3	12,6	44,5	22,5	21,3	11	13	off
12	148	54	11,7	12,8	47,3	25,6	23,3	10,6	13	on
13	148	54	11,6	12,4	49,7	26	23,9	10,2	14	on
14	150	54	11,3	12	51	26,3	24,3	9,7	13	on
15	152	55	10,9	11,3	52,2	26,5	24,8	9	13	on
16	90	90	10,9	12,2	47,3	19,6	20,2	9	13	off
17	90	90	11,2	13,6	42	15,2	16,2	9	13	off
18	90	90	11,4	15,2	39,5	13,5	15,5	9,7	13	off
19	90	90	11,7	17,1	37,5	13,5	15,8	10,2	13	off
20	90	90	12,2	18,8	35,9	13,8	16	10,8	13	off
21	149	54	11,5	12,9	45,1	22,9	28,8	11	13	on
22	150	55	11,7	12,9	49,1	24,4	22,2	10,8	13	on
23	150	55	11,7	12,8	50,2	26	23,3	10,4	13	on
24	150	55	11,5	12,1	51,3	26,2	23,9	9,8	13	on
25	150	55	11,5	11,5	53,1	26,5	24	9,3	13	on
26	90	90	11,1	12,3	48,2	19,7	19,9	8,9	13	off
27	90	90	11	14,4	43,9	15,9	14,2	9,4	13	off
28	90	90	11,5	16	41	15,5	13,5	9,8	13	off



**ANEXO 18:** Tabla de datos de temperatura del banco de refrigeración prueba #2

**Fecha de toma de datos:** miércoles 8 de abril del 2014

**Hora:** 17h40min

**Temperatura del aire dentro del laboratorio:**  $T_a=18^\circ\text{C}$

**Temperatura del tanque del evaporador:**  $T_{\text{evap}} = 11^\circ\text{C}$

Mi n.	Presión (psig)		Salida del Evaporador T1a	Entrada del compresor T1	Salida del compre sor T2	Salida del condensad or T3a	Entrada del tubo capilar T3	Entrada al evaporador T4	Temp. del Cuarto	Compres or y Ventila dor On/off
	PA	PB								
0	90	90	13	21,5	34,6	13,5	16	11,4	18	on
1	145	43	13	21,5	35,2	16,4	16,3	11,5	17	on
2	149	50	11,7	12,4	48,2	25,1	22,5	10,6	16	on
3	150	54	11,5	12,3	48,5	25,2	23,1	10,2	15	on
4	150	55	11,2	12	51	26	23,7	9,8	14	on
5			10,7	11,1	52,4	26,1	23,7	9	14	on
6	90	90	10,9	12,5	46,8	19,5	19	9,2	13	off
7	90	90	11,2	15,2	41,5	19,3	15,1	9,7	13	off
8	90	90	11,4	16,7	37	13,2	15	10,1	13	off
9	90	90	11,7	17,6	34,3	13,3	15,1	10,5	13	off
10	90	90	12	18,5	33,5	13,5	15,2	10,7	13	off
11	150	54	11,9	13,1	43,6	28,4	18	11	13	on
12	150	54	11,5	12,7	49,3	25	22,2	10,6	13	on
13	150	54	11,5	12,7	50,5	25,6	23,2	10,1	13	on
14	150	54	11,2	11,7	51,5	26,1	23,8	9,5	13	on
15	90	90	10,7	11,1	53,1	26,3	23,2	9	13	off
16	90	90	11	13,4	42,9	14,1	16,5	9,3	13	off
17	90	90	11,2	15,7	40,8	13,2	15,5	9,7	12	off
18	90	90	11,5	16,9	37,5	13,2	15,5	10,2	12	off
19	90	90	11,7	17,5	36,6	13,3	15,5	10,4	12	off
20	90	90	12,1	18,9	35,2	13,7	15,8	10,9	13	off
21	150	54	11,8	14	48,8	19,7	17,8	11	13	on
22	149	54	11,5	12,8	48,9	22,9	21,8	10,9	13	on
23	150	55	11,4	12,8	49,1	24,4	22,2	10,8	13	on
24	150	55	11,4	12,8	50,2	26	23,3	10,4	13	on
25	150	55	11,5	12,1	51,3	26,2	23,9	9,8	13	on
26	150	55	11,5	11,5	53,1	26,5	24	9,3	13	on
27	90	90	11,1	12,3	48,2	19,7	19,9	8,9	13	off
28	90	90	11	14,4	43,9	15,9	14,2	9,4	13	off

**ANEXO 19.** Fotos del ensamblado e instalación del condensador por Aire Forzado



Foto 01: Vista de los elementos que conforman un condensador por aire forzado.



Foto 02: Instalando el aspa al motor ventilador.



Foto 03: Ensamblando el motor ventilador a la carcasa del condensador.



Foto 04: Unión del serpentín a la carcasa del condensador.





Foto 05: Soldando soporte con la suelda eléctrica en la estructura del banco.



Foto 06: Asegurando el condensador a la estructura del banco.



Foto 07: Soldando la tubería de cobre con la suelda oxiacetilénico.

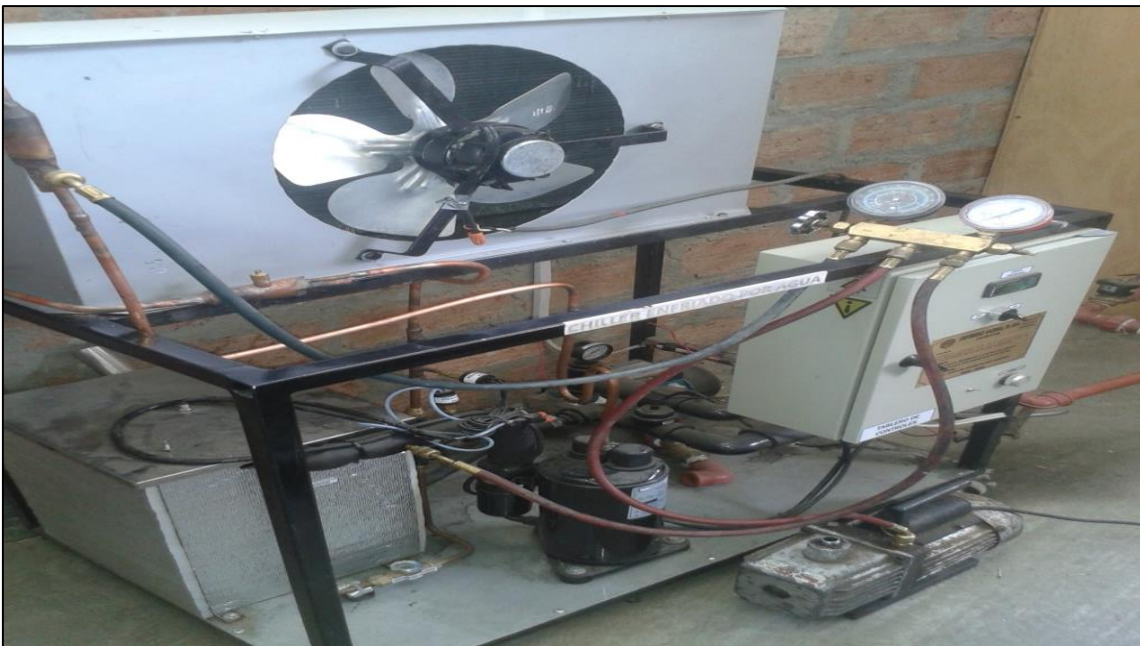


Foto 08: realizando el vacío al sistema con la respectiva bomba de vacío.





Foto 09: Cargando el refrigerante R22 al sistema de refrigeración.



Foto 10: Comprobando si hay fugas en el sistema con agua espumosa.



Foto 11: Instalación de los sensores de temperatura



Foto 12: Banco de refrigeración de agua helada