

**ANÁLISIS ECONÓMICO PARA LA SELECCIÓN DEL MEDIO DE  
ENFRIAMIENTO EN SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN**

**ANGELA MARÍA ORTÍZ ORDUZ  
CAMILO ANDRÉS JAMAICA TRUJILLO**

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

**2010**

**ANÁLISIS ECONÓMICO PARA LA SELECCIÓN DEL MEDIO DE  
ENFRIAMIENTO EN SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN**

**ANGELA MARÍA ORTÍZ ORDUZ**

**CAMILO ANDRÉS JAMAICA TRUJILLO**

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

**Director**

**OMAR ARMANDO GÉLVEZ AROCHA**

**Ingeniero Mecánico**

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

**2010**

## **DEDICATORIA**

A mis padres por su amor y apoyo incondicional,  
por acompañarme en todo momento.

*Angela Ortiz*

## DEDICATORIA

A mis padres, a mi abuelo Andrés y a mis tíos Cesar,  
Jairo y Pilar por apoyarme en todo momento.

*Camilo Jamaica*

## **AGRADECIMIENTOS**

Al Ingeniero Omar armando Gelvez Arocha, Director de este proyecto de grado, por su aporte académico durante nuestra carrera universitaria, por guiarnos y apoyarnos durante la consecución de esta meta.

Al Ingeniero José Alejandro Amaya Palacio, por su colaboración incondicional y su gestión realizada para llevar a cabo este proyecto, por enseñarnos que para ser excelentes profesionales debemos ser excelentes personas.

A la Ingeniera Ana María Vargas y al personal técnico del Edificio CENTIC, por su colaboración durante la realización de este proyecto.

Al Ingeniero William Estepa, por su aporte incondicional tanto académico como material.

A María B. Sitzmann, Keith Sitzmann y Plymouth Energy LLC por su contribución en la etapa final de nuestro proyecto.

A nuestras familias por acompañarnos en todo momento, confiar en nosotros y motivarnos a ser mejores cada día.

A todos aquellos que de una u otra forma contribuyeron con nuestra formación personal y profesional.

*Angela Ortiz  
Camilo Jamaica*

## CONTENIDO

	<b>Pág.</b>
INTRODUCCIÓN	1
1 GENERALIDADES DE UN SISTEMA DE REFRIGERACIÓN POR COMPRESIÓN DE VAPOR	3
1.1 SISTEMA DE REFRIGERACIÓN Y AIRE ACONDICIONADO DEL EDIFICIO DEL CENTIC	4
1.1.1 Subsistema de refrigeración	6
1.1.2 Subsistema de distribución del agua de enfriamiento	19
1.1.3 Subsistema de enfriamiento del aire	22
1.1.4 Subsistema de recuperación de energía	27
2 SISTEMA DE CONTROL Y MONITOREO DEL EDIFICIO CENTIC	31
2.1 SUBSISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO	32
2.1.1 Dispositivos de campo	34
2.1.2 Funciones del sistema de control	36
2.2 ARBOL DE VISUALIZACIONES	41
2.2.1 Despliegue distribución de las cajas de volumen de aire variable	42
2.2.2 Despliegue unidades manejadoras de aire (ACW)	43
2.2.3 Despliegue integración del chiller	44
2.2.4 Despliegue control chiller's – bombas	45
2.2.5 Despliegue recuperadoras	46
2.2.6 Despliegues analizadores de energía – subestación	47
2.2.7 Despliegue tendencias	48
3 CALCULOS Y RESULTADOS	50
3.1 CASO 1: SISTEMA DE REFRIGERACIÓN CON CONDENSACIÓN POR AIRE	51
3.1.1 Determinación de los costos de energía	51
3.1.2 Determinación de los costos de mantenimiento	66

3.1.3	Determinación del costo inicial y de capital	68
3.2	CASO 2: SISTEMA DE REFRIGERACIÓN CON CONDENSACIÓN POR AGUA (CAMBIANDO SOLAMENTE LOS CONDENSADORES)	72
3.2.1	Cálculo de la capacidad de los componentes del sistema de refrigeración	77
3.2.2	Selección del condensador enfriado por agua	85
3.2.3	Selección de la torre de enfriamiento	89
3.2.4	Selección de la bomba de recirculación de agua	94
3.3	CASO 3: SISTEMA DE REFRIGERACIÓN CON CONDENSACIÓN POR AGUA (CAMBIANDO TOTALMENTE EL CHILLER)	99
3.3.1	Selección del chiller enfriado por agua	99
3.4	DETERMINACION DE LOS COSTOS PARA LOS CASOS DE CONDENSACION POR AGUA	101
3.4.1	Determinación de los costos de energía	101
3.4.2	Determinación de los costos de mantenimiento	110
3.4.3	Determinación del costo inicial y de capital	111
	CONCLUSIONES	118
	BIBLIOGRAFÍA	121
	ANEXOS	122

## LISTA DE FIGURAS

	<b>Pág.</b>
Figura 1. Sistema para acondicionamiento de aire del edificio CENTIC	5
Figura 2. Circuito básico de refrigeración	7
Figura 3. Subsistema de Refrigeración	8
Figura 4. Unidades enfriadoras de agua	9
Figura 5. Compresor Hermético Copeland	10
Figura 6. Funcionamiento de un compresor hermético scroll	11
Figura 7. Condensadores de las unidades enfriadoras	14
Figura 8. Válvula de expansión termostática	16
Figura 9. Ubicación de la válvula de expansión termostática	16
Figura 10. Evaporador de la unidad enfriadora	17
Figura 11. Válvulas de solenoide	19
Figura 12. Subsistema de distribución del agua de enfriamiento	20
Figura 13. Bombas de recirculación de agua	21
Figura 14. Subsistema de enfriamiento del aire	23
Figura 15. Unidades manejadoras de aire	24
Figura 16. Enfriamiento del aire	24
Figura 17. Cajas de volumen de aire variable (VAV)	25
Figura 18. Difusores de cielo raso	25
Figura 19. Disposición de las unidades manejadoras	26
Figura 20. Subsistema de recuperación de energía	28
Figura 21. Unidades recuperadoras de energía	29
Figura 22. Funcionamiento de un sistema de recuperación de energía	29
Figura 23. Red Bus subsistema de aire acondicionado	33
Figura 24. Dispositivos de campo	34
Figura 25. Control de la temperatura en la zona	37

Figura 26. Geometría cajas VAV	37
Figura 27. Control de la presión estática del ducto	40
Figura 28: Control de la temperatura del aire de suministro	41
Figura 29. Despliegue distribución de VMA	42
Figura 30. Despliegue unidades manejadoras de aire	43
Figura 31. Despliegue integración de Chiller	45
Figura 32. Despliegue control chiller's – bombas	46
Figura 33. Despliegue unidades recuperadoras de energía	47
Figura 34. Despliegue analizadores de energía - subestación	48
Figura 35. Despliegue tendencias	49
Figura 36. Diagrama eléctrico unifilar del edificio del CENTIC	54
Figura 37. Medición de potencia en los contactores	56
Figura 38. Breaker bombas de recirculación de agua	56
Figura 39. Sistema para acondicionamiento de aire del edificio CENTIC (Caso hipotético)	73
Figura 40. Adquisición de datos	74
Figura 41. Estados del sistema de refrigeración	82
Figura 42. Condensador enfriado por agua HSE	89
Figura 43. Esquema de funcionamiento torre de enfriamiento PT2	93
Figura 44. Trazado de la tubería para conexiones entre condensadores y torre de enfriamiento	95
Figura 45. Triangulo de potencias	102
Figura 46. Resumen de los costos anuales de cada uno de los escenarios estudiados	117
Figura 47. Analizador de redes Power Visa	141
Figura 48. Conexiones para el circuito (Vista superior del equipo)	142
Figura 49. Diagrama de conexiones	143
Figura 50. Scope mode	144
Figura 51. Meter mode	144
Figura 52. Pinza digital medidora de potencia de tres fases	145

Figura 53. Esquema de conexiones	146
Figura 54. Pinza UT-231	147
Figura 55. Módulos para la adquisición de datos	148
Figura 57. Puntos de medición para el monitoreo de temperaturas	149

## LISTA DE TABLAS

	<b>Pág.</b>
Tabla 1. Propiedades físicas R-22	4
Tabla 2. Características generales de las unidades enfriadores	9
Tabla 3. Datos generales de cada unidad de compresión	12
Tabla 4. Rendimiento del compresor	13
Tabla 5. Datos generales de las unidades condensadoras	15
Tabla 6. Datos generales del evaporador	18
Tabla 7. Datos generales de las bombas	21
Tabla 8. Datos generales de las unidades manejadoras de aire	27
Tabla 9. Datos generales de las unidades recuperadoras de energía	30
Tabla 10. Descripción de los dispositivos de campo	35
Tabla 11. Zonificación del Edificio CENTIC	38
Tabla 12. Dimensiones básicas cajas VAV	39
Tabla 13. Rangos de volumen de aire	39
Tabla 14. Tiempo real de funcionamiento de los componentes del sistema de refrigeración	55
Tabla 15. Datos eléctricos unidad enfriadora 1	57
Tabla 16. Datos eléctricos unidad enfriadora 2	58
Tabla 17. Datos eléctricos bombas de recirculación de agua	59
Tabla 18. Consumo de energía compresor 1 / unidad enfriadora 1	62
Tabla 19. Consumo de energía compresor 2 / unidad enfriadora 1	63
Tabla 20. Consumo de energía compresor 1 / unidad enfriadora 2	64
Tabla 21. Consumo de energía compresor 2 / unidad enfriadora 2	65
Tabla 22. Consumo de energía de los ventiladores	66
Tabla 23. Consumo mensual de energía del sistema de refrigeración	66
Tabla 24. Costo del mantenimiento preventivo. Sistema de refrigeración con condensación por aire.	68

Tabla 25. Costo inicial del sistema de refrigeración con condensación por aire	70
Tabla 26. Costo de equipos para depreciación sistema de refrigeración con condensación por aire.	71
Tabla 27. Resumen de los costos anuales del sistema de refrigeración con condensación por aire	72
Tabla 28. Datos de operación unidad enfriadora 1	75
Tabla 29. Datos de operación unidad enfriadora 2	76
Tabla 30. Valores promedios de los componentes del sistema de refrigeración.	77
Tabla 31. Resultados balanceo sistema de agua fría	79
Tabla 32. Resultados de las iteraciones para calcular la temperatura de condensación y la presión a la entrada del condensador	81
Tabla 33. Flujo másico de refrigerante	82
Tabla 34. Determinación de estados Chiller 1	84
Tabla 35. Determinación de estados Chiller 2	84
Tabla 36. Velocidad máxima para el flujo de tubería	96
Tabla 37. Diámetros y velocidades de la tubería	97
Tabla 38. Cálculo de la pérdida total del sistema	97
Tabla 39. Potencia de los compresores	102
Tabla 40. Cálculo de la potencia reactiva y potencia total activa para los chiller's enfriados por agua (Cambiando solo los condensadores).	104
Tabla 41. Consumo mensual de energía de los compresores (Cambiando solo los condensadores).	104
Tabla 42. Cálculo del caudal de agua para los condensadores enfriados por agua.	106
Tabla 43. Cálculo de la potencia reactiva y potencia total activa para las bombas de recirculación de agua caliente.	107
Tabla 44. Cálculo de la potencia reactiva y potencia total activa para las torres de enfriamiento.	108
Tabla 45. Rendimiento del chiller enfriado por agua YCWS0120SC.	108

Tabla 46. Cálculo de la potencia reactiva y total para los chiller's enfriados por agua (Cambiando totalmente el chiller).	109
Tabla 47. Consumo de energía de los compresores (Cambiando totalmente el chiller).	109
Tabla 48. Resumen de los costos mensuales de energía del sistema de refrigeración con condensación por agua (Cambiando los condensadores)	110
Tabla 49. Resumen de los costos mensuales de energía del sistema de refrigeración con condensación por agua (Cambiando el chiller)	110
Tabla 50. Costos de mantenimiento preventivo. Sistema de refrigeración con condensación por agua (Cambiando los condensadores)	111
Tabla 51. Costos de mantenimiento preventivo. Sistema de refrigeración con condensación por agua (Cambiando el chiller)	111
Tabla 52. Costo inicial para el caso de condensación por agua (Cambiando los condensadores)	112
Tabla 53. Costo inicial para el caso de condensación por agua (Cambiando totalmente el chiller)	113
Tabla 54. Costos de depreciación condensación por agua (Cambiando los condensadores)	114
Tabla 55. Costos de depreciación condensación por agua (Cambiando totalmente el chiller)	115
Tabla 56. Resumen de los costos anuales del sistema de refrigeración con condensación por agua (Cambiando los condensadores).	115
Tabla 57. Resumen de los costos anuales del sistema de refrigeración con condensación por agua (Cambiando totalmente el chiller)	116
Tabla 58. Comparación entre cada uno de los casos estudiados	116
Tabla 59. Resumen costo inicial de los escenarios estudiados	119
Tabla 60. Resumen costos de energía de los escenarios estudiados	119
Tabla 61. Resumen costos operativos de los escenarios estudiados	120

## LISTA DE ANEXOS

	<b>Pág.</b>
Anexo A. PROPIEDADES TERMODINÁMICAS DEL REFRIGERANTE R-22	123
Anexo B. CURVA DE DESEMPEÑO DE LAS BOMBAS DE RECIRCULACION DE AGUA	134
Anexo C. DATOS GENERALES DE LAS UNIDADES MANEJADORAS DE AIRE	136
Anexo D. METODOLOGIA Y MEDICIONES DE CAMPO	138
Anexo F. FORMATO MANTENIMIENTO PREVENTIVO	155
Anexo G. DIAGRAMA DE PÉRDIDA DE CARGA R-22.	157
Anexo H. SELECCIÓN DE CONDENSADOR ENFRIADO POR AGUA. DATOS DEL FABRICANTE.	159
Anexo I. SELECCIÓN DE LA TORRE DE ENFRIAMIENTO. DATOS DEL FABRICANTE	163
Anexo J. DIMENSIONES DE TUBERIAS DE ACERO PARA CEDULAS 40	171
Anexo K. PERDIDAS POR FRICCION PARA TUBOS DE ACERO CEDULA 40; SISTEMA ABIERTO.	173
Anexo L. SELECCIÓN DE LA BOMBA DE RECIRCULACION DE AGUA. DATOS DEL FABRICANTE.	175
Anexo M. SELECCIÓN DEL CHILLER ENFRIADO POR AGUA. DATOS DEL FABRICANTE.	179
Anexo N. RECOMENDACIONES DEL FABRICANTE PARA RUTINAS DE MANTENIMIENTO. TORRE DE ENFRIAMIENTO.	185
Anexo O. RECOMENDACIONES DEL FABRICANTE PARA RUTINAS DE MANTENIMIENTO. BOMBA DE RECIRCULACION DE AGUA CALIENTE.	194
Anexo P. RECOMENDACIONES DEL FABRICANTE PARA RUTINAS DE MANTENIMIENTO. CONDENSADORES ENFRIADOS POR AGUA	199

## RESUMEN

### TÍTULO:

**ANÁLISIS ECONÓMICO PARA LA SELECCIÓN DEL MEDIO DE ENFRIAMIENTO EN SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN.\***

### AUTORES:

**Angela María Ortiz Orduz.**

**Camilo Andrés Jamaica Trujillo.\*\***

### PALABRAS CLAVES:

Medios de enfriamiento, sistemas de refrigeración, costos operacionales, costo inicial.

### DESCRIPCIÓN:

El objetivo principal de este trabajo de grado fue realizar un análisis económico para seleccionar el medio de enfriamiento en sistemas de refrigeración. Para realizar este estudio se tomó como base el sistema de refrigeración y aire acondicionado del edificio del CENTIC de la Universidad Industrial de Santander (sistema de refrigeración con condensación por aire), donde se establecieron las condiciones de operación del sistema de refrigeración por medio del monitoreo de variables como presiones y temperaturas en cada uno de sus componentes (compresores, ventiladores, bombas de recirculación de agua fría). De igual forma se estableció la demanda de energía de cada uno de ellos. Una vez definido lo anterior se determinaron los costos de operación del sistema que incluyeron costos de energía, costos de mantenimiento, costos de capital y depreciación de equipos. Adicionalmente se determinó el costo inicial del sistema.

Obtenidos estos resultados se compararon con un sistema de refrigeración con condensación por agua hipotético en el cual se conservaron los mismos componentes del sistema a excepción de los condensadores, pues en este caso eran enfriados por agua. Se seleccionaron los equipos necesarios tales como condensadores enfriados por agua, torres de enfriamiento y bombas de recirculación de agua caliente, a los cuales se les determinó el consumo de energía con base en las condiciones de operación previamente monitoreadas, para así establecer los costos de operación (costos de energía, costos de mantenimiento, depreciación de equipos) que este tipo de enfriamiento implica.

Como resultado de este estudio se busco brindar pautas en la toma de decisiones para seleccionar el medio de enfriamiento teniendo en cuenta los costos operacionales de los sistemas de refrigeración más que el costo inicial del mismo, que es el que prima en la actualidad en la toma de decisiones económicas.

---

\* Trabajo de Grado

\*\* Facultad de Ingenierías Físico-Mecánicas, Escuela de Ingeniería Mecánica, Ing. Omar Gelvez.

## SUMMARY

**TITLE:**

**Economic Analysis to Select a Kind of Cooling in Cooling Systems \***

**AUTHORS:**

**Angela María Ortiz Orduz.**

**Camilo Andrés Jamaica Trujillo.\*\***

**KEY WORDS:**

Kinds of cooling, cooling systems, operational costs, initial cost.

**DESCRIPTION:**

The objective of this degree work is to make an economic analysis to select the kind of cooling in cooling systems. To make this, we took the cooling system and air conditioning (cooling system with air condensation) from CENTIC building at Universidad Industrial de Santander where the system operation conditions were established through the monitoring of variables like pressure and temperature in each of their components (compressors, fans, cold-water recirculation pump). In the same way, we established the energy demand of each of them. Once what is above is defined, we determined the system operation costs which include energy, maintenance, equipment capital and depreciation costs.

Once we got these results, we compared them with a cooling system with water-cooled condensation where the same system components, except condensers, were kept. So that, they got cold with water. We selected the necessary equipment such as water-cooled condensers, cooling towers and hot-water recirculation pumps. We determined their energy consumption based on the operation conditions previously monitored. So we could establish the operational costs (energy maintenance costs, equipment depreciation) that this kind of cooling implies.

As a result, we set out guidelines in the decision making to select the kind of cooling taking into account the operational costs of the cooling systems more than the initial cost itself, which is the one that takes priority nowadays in the economic decision making.

---

\* Degree Work.

\*\* Physical-Mechanical Engineering Faculty, Mechanical Engineering School, Eng. Omar Gelvez.

## INTRODUCCIÓN

El desarrollo de un país depende en un porcentaje significativo de la adecuada utilización de la energía debido a que los recursos para su producción se están agotando. Uno de los sectores que en las instalaciones comerciales e industriales consumen mayor cantidad tanto de recursos económicos como energéticos es la refrigeración y el aire acondicionado, pues tiene innumerables aplicaciones como la conservación y distribución de los alimentos, el almacenamiento de vacunas, etc. Por esto, los sistemas de refrigeración y aire acondicionado pasaron de ser un lujo a una necesidad, y las organizaciones se ven obligadas a ser competentes a la hora de invertir en este campo buscando la mejor alternativa que les brinde tanto eficiencia como economía.

Los equipos que permiten realizar el proceso de refrigeración requieren de medios para disipar el calor retirado al medio ambiente. Estos medios de enfriamiento en la práctica son aire y agua. El enfriamiento por aire se considera un método práctico debido a que el aire es un elemento disponible en cualquier lugar y en cualquier cantidad, además que no contamina el ambiente y no se requieren de sistemas auxiliares para su utilización, pero presenta desventajas desde el punto de vista del tamaño de los equipos, pues requieren grandes áreas de condensación y de igual forma grandes volúmenes de aire.

El enfriamiento por agua requiere de componentes adicionales tales como torres de enfriamiento y bombas de recirculación de agua caliente, aumentando su eficiencia debido a que el agua tiene mayor capacidad que el aire para remover calor, además de poder controlar su caudal y su temperatura. Asimismo, se debe tener en cuenta que este tipo de instalación demanda más espacio para la ubicación de los equipos y disponibilidad de fuentes cercanas de agua.

En la actualidad la selección del medio de enfriamiento en los sistemas de refrigeración se hace indiscriminadamente sin cuantificar los costos operacionales del mismo, es por eso que se realizó un análisis económico en el cual se contemplaron medios de enfriamiento tales como aire y agua para unas mismas condiciones de operación donde se evaluaron los costos que implica cada uno como son costo inicial y costos operativos (costos de energía, costos de mantenimiento, costos de capital y depreciación de equipos) presentando resultados que permitan a las organizaciones que deseen implementar un sistema de refrigeración realizar una correcta selección del medio de enfriamiento, teniendo en cuenta los recursos disponibles en el momento de la decisión.

## **1. GENERALIDADES DE UN SISTEMA DE REFRIGERACIÓN POR COMPRESIÓN DE VAPOR**

La refrigeración es el proceso por medio del cual se elimina calor de un recinto u objeto que se encuentra a alta temperatura manteniéndolo a una temperatura inferior con respecto de sus alrededores. Para esto, se emplea un circuito de refrigeración cerrado por donde circula un fluido cíclicamente, el cual sufre cambios de estado a medida que pasa por los diferentes componentes del proceso. Las sustancias más adecuadas para este fin deben tener excelentes propiedades termodinámicas tales como bajo punto de evaporación a presión atmosférica y moderada densidad en forma líquida entre otras.

En la actualidad es aún usado tanto para aplicaciones residenciales como comerciales el R-22 que hace parte de la gama de refrigerantes HCFC que se caracterizan por tener un comportamiento termodinámico bastante bueno aunado a un reducido potencial de destrucción de la capa de ozono y de acuerdo al protocolo de Montreal en donde se acordó para los países en vía de desarrollo reducir la producción y el consumo de HCFC's en un 1% para el año 2010, 35% antes del 2020, 67,5% en 2025, con su sustitución total en el año 2030<sup>1</sup>. A continuación se listan las propiedades físicas de R-22 en la tabla 1.

---

<sup>1</sup> Tomado del artículo técnico Danfoss: La cuenta atrás del R-22.

**Tabla 1. Propiedades físicas R-22**

<b>Propiedad</b>	<b>Unidad</b>	<b>Valor</b>
Peso molecular	<i>g/mol</i>	86.5
Punto de ebullición (1 atm)	°F	-41.5
Presión crítica	<i>Psia</i>	723.7
Temperatura crítica	°F	205.1
Densidad crítica	<i>Lb/Ft<sup>3</sup></i>	32.7
Densidad de liquido (70 °F)	<i>Lb/Ft<sup>3</sup></i>	75.27
Densidad de vapor	<i>Lb/Ft<sup>3</sup></i>	0.294
Calor específico liquido (70°F)	<i>BTU/Lb°F</i>	0.2967
Calor específico vapor (1 atm, 70° F)	<i>BTU/Lb°F</i>	0.1573

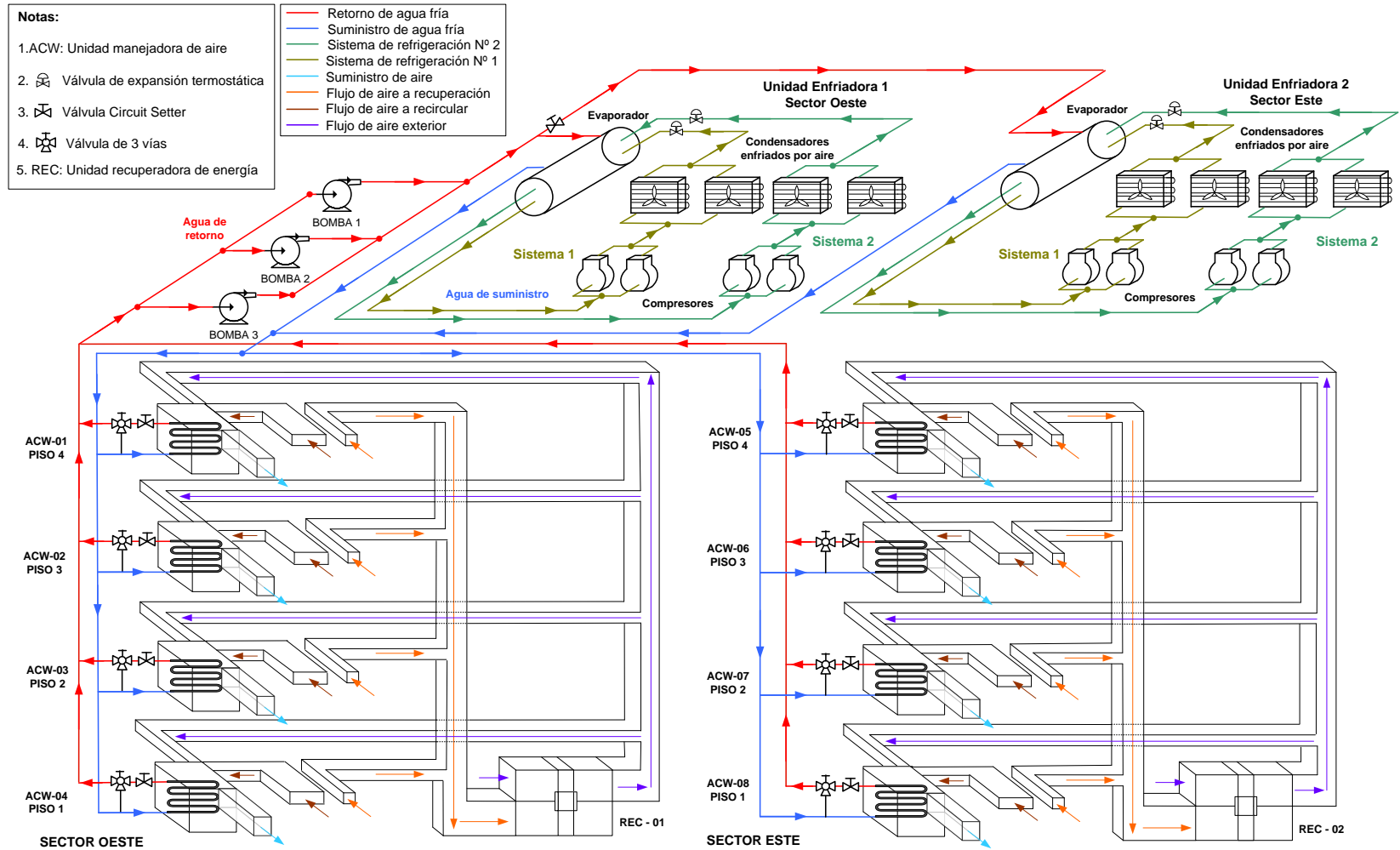
Fuente: Catalogo United Refrigeration INC.

## **1.2 SISTEMA DE REFRIGERACIÓN Y AIRE ACONDICIONADO DEL EDIFICIO DEL CENTIC**

El sistema de acondicionamiento de aire del edificio del CENTIC de la Universidad Industrial de Santander, es un sistema centralizado conformado por dos unidades enfriadoras de agua de condensación por aire, múltiples unidades manejadoras de volumen de aire variable, dos ventiladores recuperadores de energía y tres bombas para recirculación de agua, el cual se encarga de acondicionar el aire de cada una de las salas de los 4 pisos del edificio.

Para reducir el tamaño de los equipos y facilitar la distribución del aire de enfriamiento, el sistema de refrigeración y aire acondicionado está dividido en dos sistemas que atienden la zona Este y Oeste del edificio, además se trabaja con sistemas hidráulicos debido a que el agua tiene un calor específico y densidad considerablemente mayor a la del aire, por tanto la sección transversal de la tubería de agua es menor en el caso que se usara ductos para la distribución del aire. Para su adecuada comprensión, el sistema de aire acondicionado se divide en los siguientes subsistemas:

**Figura 1. Sistema para acondicionamiento de aire del edificio CENTIC**



Fuente: Autores.

- ✓ Subsistema de refrigeración
- ✓ Subsistema de distribución del agua de enfriamiento
- ✓ Subsistema de enfriamiento del aire
- ✓ Subsistema de recuperación de energía

En la figura 1 se puede observar la configuración de cada uno de los subsistemas que conforman el sistema de aire acondicionado.

### **1.2.1 Subsistema de refrigeración**

La refrigeración por compresión de vapor es la más utilizada para los sistemas de acondicionamiento de aire y está constituida por cuatro componentes básicos para llevar a cabo su función, los cuales se listan a continuación y se pueden observar en la figura 2a. La figura 2b muestra la evolución de los estados del refrigerante en un diagrama P-h al pasar por los diferentes componentes del sistema.

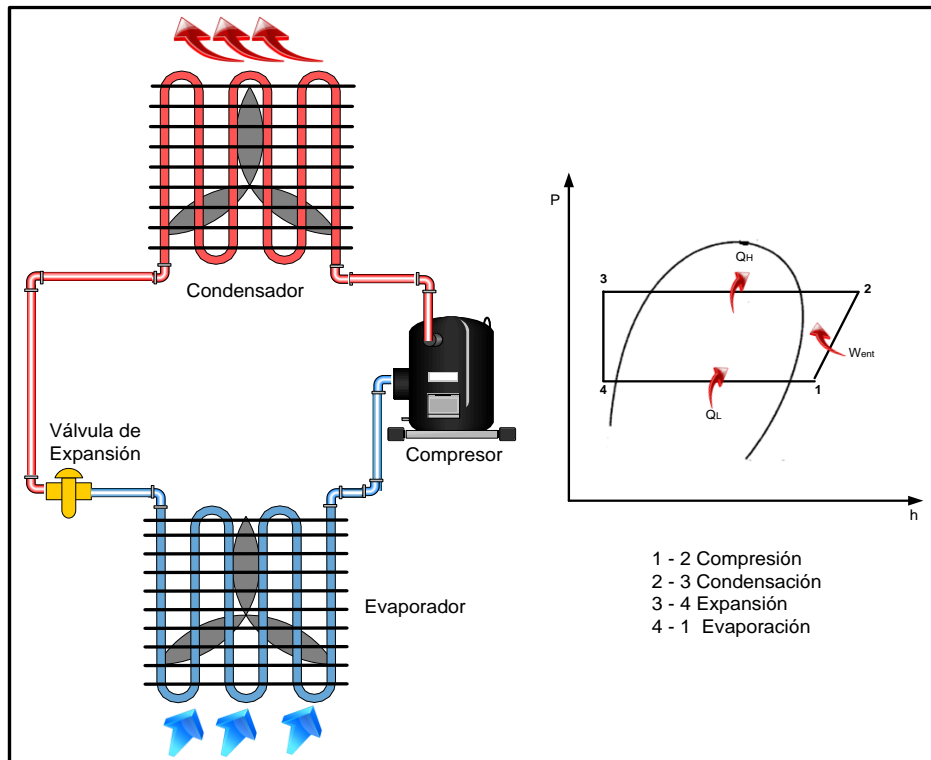
- ✓ Dispositivo de expansión
- ✓ Evaporador
- ✓ Unidad de compresión
- ✓ Condensador

El sistema de refrigeración instalado en el CENTIC está conformado por dos unidades enfriadoras de agua o chiller's similares marca YORK, modelo YCAL0094C17 de 90 Toneladas de Refrigeración cada una (Figura 4). Estas unidades enfriadoras están compuestas cada una por cuatro compresores, cuatro condensadores, dos válvulas de expansión y un evaporador. A su vez, estos componentes están distribuidos en dos circuitos independientes para el refrigerante, es decir, cada uno con dos unidades de compresión, dos unidades de condensación y evaporador en común para los dos sistemas.

Figura 2. Circuito básico de refrigeración

(a) Componentes de un sistema de refrigeración

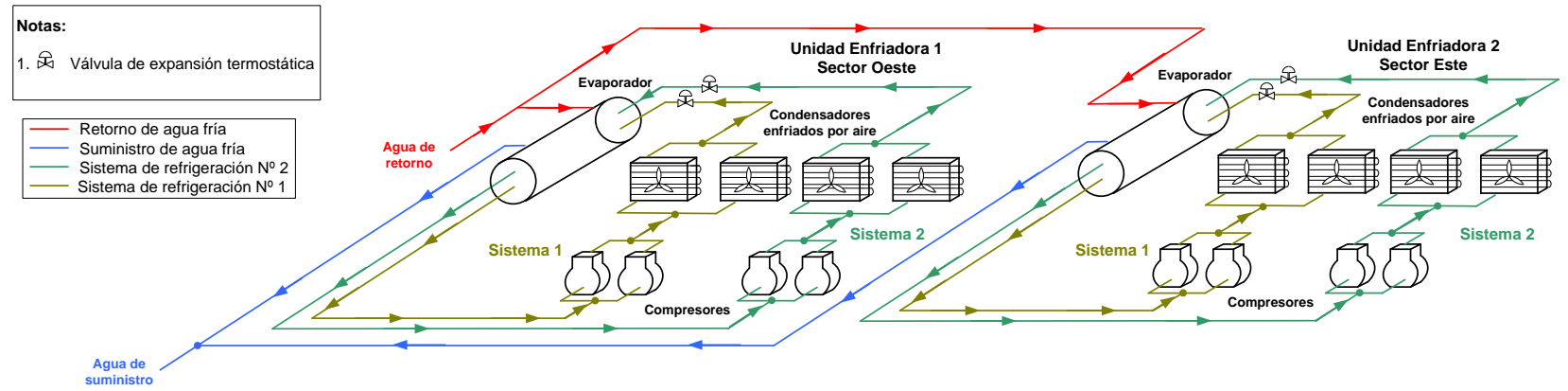
(b) Diagrama P-h



Fuente: Autores.

El objetivo de las unidades enfriadoras es permitir que el fluido de trabajo o refrigerante pase por diferentes procesos, uno de los cuales está a baja temperatura permitiendo que fluya calor desde el agua que luego de ser enfriada estará en condiciones de recibir calor del aire, el cual es distribuido a cada una de las zonas del edificio a acondicionar. En este proceso el agua aumenta su temperatura y retorna a las unidades enfriadoras para intercambiar nuevamente calor con el refrigerante. Las unidades enfriadoras se encuentran ubicadas en la terraza del edificio y en la tabla 2 se muestran las características generales de las mismas.

Figura 3. Subsistema de Refrigeración



Fuente: Autores.

**Figura 4. Unidades enfriadoras de agua**



Fuente: Autores.

**Tabla 2. Características generales de las unidades enfriadores**

Ítem	Unidad	Cantidad
Potencia nominal	<i>Kw</i>	316,2
Circuitos de refrigeración	-----	2
Carga de refrigerante circuito 1/circuito 2	<i>Kg</i>	43/43
Carga de aceite circuito 1/circuito 2	<i>L</i>	16/16
Compresores por unidad	-----	4
Condensadores por unidad	-----	4
Ventiladores por unidad	-----	6
Evaporadores por unidad	-----	1
Capacidad Nominal de enfriamiento	<i>Ton</i>	90
Temperatura salida del agua (mín. /máx.)	<i>°C</i>	4,4/12,8
Flujo de agua de enfriamiento (mín. /máx.)	<i>L/s<sup>3</sup></i>	8,7/33,1
Máxima presión permisible	<i>Bar</i>	31
Características eléctricas	<i>V / F /Hz</i>	208/3/60

Fuente: Catalogo Air-cooled scroll chillers YORK YCAL0014- YCAL0124.

A continuación se describen cada uno de los componentes del sistema de refrigeración que hacen parte de las unidades enfriadoras de agua.

### ➤ **Unidad de compresión**

El compresor es considerado dentro del sistema de refrigeración como el componente central del mismo, pues cumple funciones indispensables tales como hacer circular el refrigerante a través del sistema removiéndolo en estado de vapor del evaporador donde ha intercambiado calor con el medio a enfriar y aumentándole simultáneamente su presión y temperatura, dejándolo en condiciones para ceder calor al medio condensante en el condensador.

Cada unidad enfriadora está compuesta por cuatro compresores herméticos (Figura 5) marca Copeland modelo ZR300KC-TW5-251 tipo scroll que trabajan con refrigerante R-22 y cuyas propiedades termodinámicas se muestran en el anexo A, con una capacidad mínima para cada compresor de 296.000 BTU/h (86.67 KW) a una temperatura de evaporación de 45°F y una temperatura de condensación de 130°F; y una capacidad máxima de 345.000 BTU/h (101.02 KW) a una temperatura de evaporación de 45°F y una temperatura de condensación de 100°F.

**Figura 5. Compresor Hermético Copeland**



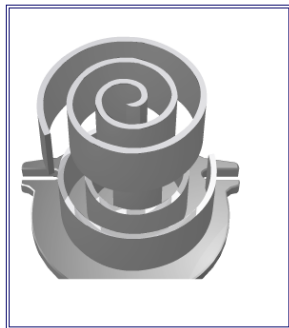
Fuente: Autores.

Un compresor scroll tiene dos espirales (Figura 6a); una móvil acoplada al eje del compresor y una fija acoplada rígidamente al cuerpo del mismo. Estas espirales hacen las veces de cámaras de compresión. Básicamente este compresor funciona por medio de un movimiento orbitante creando una serie de compartimientos de gas que se desplazan entre ambas espirales. Estos compartimientos se forman en la periferia de las espirales (Figura 6b) y van desplazándose hacia el centro, donde se produce la descarga (Figura 6c).

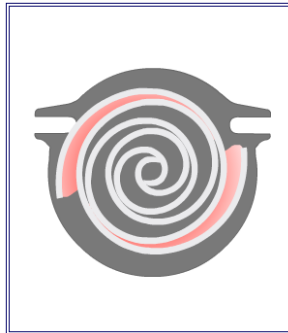
A medida que estos se desplazan, va disminuyendo su volumen y aumentando la temperatura y presión del gas que está dentro de ellos, generándose el efecto de compresión buscado<sup>2</sup>. En la tabla 3 se muestran las especificaciones de los compresores en funcionamiento y en la tabla 4 se muestra el rendimiento de cada compresor a diferentes condiciones de operación.

**Figura 6. Funcionamiento de un compresor hermético scroll**

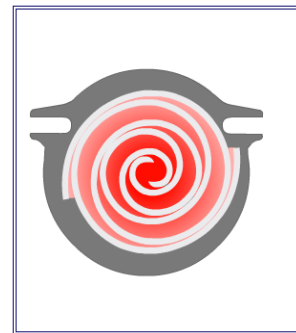
**(a) Espirales del compresor**



**(b) Cámaras de compresión**



**(c) Descarga del compresor**



Fuente: [www.emersonclimate.com](http://www.emersonclimate.com).

<sup>2</sup> Tomado de [www.emersonclimate.com](http://www.emersonclimate.com)

**Tabla 3. Datos generales de cada unidad de compresión**

Ítem	Unidad	Cantidad	
		Mín.	Máx.
<b>Rendimiento</b>			
Evaporación/Condensación	°F/°F	45/130	45/100
Capacidad	BTU /h	296000**	345000**
Potencia	Watts	25300	19100
EER	BTU /Wh	11.7	18.1
Corriente	A	73.4	57.8
Flujo de masa	Lb /h	4340	4450
Sobrecalentamiento	°F		20
Subenfriamiento	°F		15
<b>Mecánico</b>			
Desplazamiento	in <sup>3</sup> /h		23.47
Largo	in		17.6
Ancho	in		16.8
Alto	in		28.5
Carga inicial de aceite (mineral)	oz		213
<b>Eléctricos</b>			
Características eléctricas	V / F /Hz		200-230/3/60
LRA (Valor máximo de corriente al arrancar el compresor) – alto*	A		500
RLA (corriente nominal)	A		87.9
MCC (Corriente Continua Máxima)	A		123
Velocidad de rotación	RPM		3500
Corriente operativa máxima	A		107
*Baja y alta se refiere a los límites inferior y superior del rango de voltaje para el cual el motor está trabajando			
**Para obtener la capacidad total de las unidades de compresión instaladas multiplicar este valor por 4 que es la cantidad total de compresor.			

Fuente: Catálogo compresor scroll Copeland ZR300KC-TW5.

**Tabla 4. Rendimiento del compresor**

Condiciones operativas 20 °F Superheat 15 °F Subcooling 95 °F Ambient Air Over 60 Operación en Hz		AIR CONDITIONING												<b>ZR300KC-TW5</b> HCFC-22 COPELAND SCROLL® TW5 200/230-3-60						
		Condensing Temperature °F (Sat Dew Pt Pressure, psig)						Evaporating Temperature °F (Sat Dew Pt Pressure, psig)												
		150	-10	(16)	0	(24)	10	(33)	20	(43)	30	(55)	40	(68)	45	(76)	50	(84)	55	(93)
(381) <b>C</b> <b>P</b> <b>A</b> <b>M</b> <b>E</b> <b>%</b>	<b>C</b>												238000	263000	290000	319000				
	<b>P</b>												30900	31200	31400	31700				
	<b>A</b>												88	88.7	89.4	90.1				
	<b>M</b>												3890	4270	4670	5100				
	<b>E</b>												7.7	8.4	9.2	10.1				
<b>%</b>												66.7	68.3	69.7	70.7					
(337) <b>C</b> <b>P</b> <b>A</b> <b>M</b> <b>E</b> <b>%</b>	<b>C</b>									206000	253000	279000	308000	338000						
	<b>P</b>									27400	27900	28100	28300	28500						
	<b>A</b>									78.8	80.1	80.6	81.2	81.8						
	<b>M</b>									3240	3920	4300	4700	5150						
	<b>E</b>									7.5	9.1	10	10.9	11.9						
<b>%</b>									65.3	68.7	70	71	71.6							
(297) <b>C</b> <b>P</b> <b>A</b> <b>M</b> <b>E</b> <b>%</b>	<b>C</b>						176000	219000	268000	296000	326000	358000								
	<b>P</b>						24200	24700	25100	25300	25500	25800								
	<b>A</b>						70.7	72	73	73.5	74	74.7								
	<b>M</b>						2680	3270	3960	4340	4740	5150								
	<b>E</b>						7.3	8.9	10.7	11.7	12.8	13.9								
<b>%</b>						63.6	67.3	70.1	71	71.4	71.2									
(260) <b>C</b> <b>P</b> <b>A</b> <b>M</b> <b>E</b> <b>%</b>	<b>C</b>					150000	187000	232000	284000	313000	344000	377000								
	<b>P</b>					21400	21900	22300	22700	22900	23100	23500								
	<b>A</b>					63.6	65	65.9	66.7	67.3	67.9	68.7								
	<b>M</b>					2200	2710	3310	4000	4380	4780	5200								
	<b>E</b>					7	8.5	10.4	12.5	13.7	14.9	16.1								
<b>%</b>					61.5	65.4	68.6	70.5	70.7	70.3	69.2									
(226) <b>C</b> <b>P</b> <b>A</b> <b>M</b> <b>E</b> <b>%</b>	<b>C</b>		126000	159000	198000	245000	299000	329000	362000	396000										
	<b>P</b>		18800	19400	19800	20100	20500	20800	21100	21600										
	<b>A</b>		57.3	58.8	59.7	60.5	61.4	62	62.9	64										
	<b>M</b>		1790	2230	2750	3350	4030	4410	4820	5250										
	<b>E</b>		6.7	8.2	10	12.2	14.6	15.8	17.1	18.4										
<b>%</b>		59.4	63.3	66.8	69.1	69.6	68.8	67.3	65											
(196) <b>C</b> <b>P</b> <b>A</b> <b>M</b> <b>E</b> <b>%</b>	<b>C</b>	104000	133000	168000	209000	258000	314000	345000	379000	415000										
	<b>P</b>	16400	17100	17500	17800	18200	18700	19100	19500	20100										
	<b>A</b>	51.5	53.2	54.3	55	55.7	56.9	57.8	58.9	60.4										
	<b>M</b>	1450	1820	2260	2780	3380	4070	4450	4850	5300										
	<b>E</b>	6.4	7.8	9.6	11.7	14.2	16.8	18.1	19.4	20.7										
<b>%</b>	57.4	61.1	64.7	67.5	68.4	66.8	64.8	61.9	58.2											
(168) <b>C</b> <b>P</b> <b>A</b> <b>M</b> <b>E</b> <b>%</b>	<b>C</b>	110000	140000	176000	220000	270000	329000	361000	396000	433000										
	<b>P</b>	14900	15400	15700	16000	16500	17200	17700	18300	19000										
	<b>A</b>	48.1	49.3	50	50.7	51.6	53.3	54.5	56.1	58										
	<b>M</b>	1470	1850	2290	2810	3410	4100	4480	4880	5300										
	<b>E</b>	7.4	9.1	11.2	13.7	16.4	19.1	20.4	21.7	22.8										
<b>%</b>	59.1	62.7	65.6	67.1	66.1	61.8	58.3	53.9	48.7											
(144) <b>C</b> <b>P</b> <b>A</b> <b>M</b> <b>E</b> <b>%</b>	<b>C</b>	116000	147000	185000	230000	282000	343000	376000	412000	451000										
	<b>P</b>	13300	13700	14000	14400	15000	16000	16600	17400	18400										
	<b>A</b>	44.6	45.4	46	46.9	48.2	50.6	52.2	54.3	56.7										
	<b>M</b>	1490	1860	2310	2830	3430	4120	4500	4910	5350										
	<b>E</b>	8.7	10.8	13.2	15.9	18.8	21.5	22.6	23.7	24.5										
<b>%</b>	60.9	63.9	65.7	65.3	61.6	54.2	49.1	43.1	36.6											

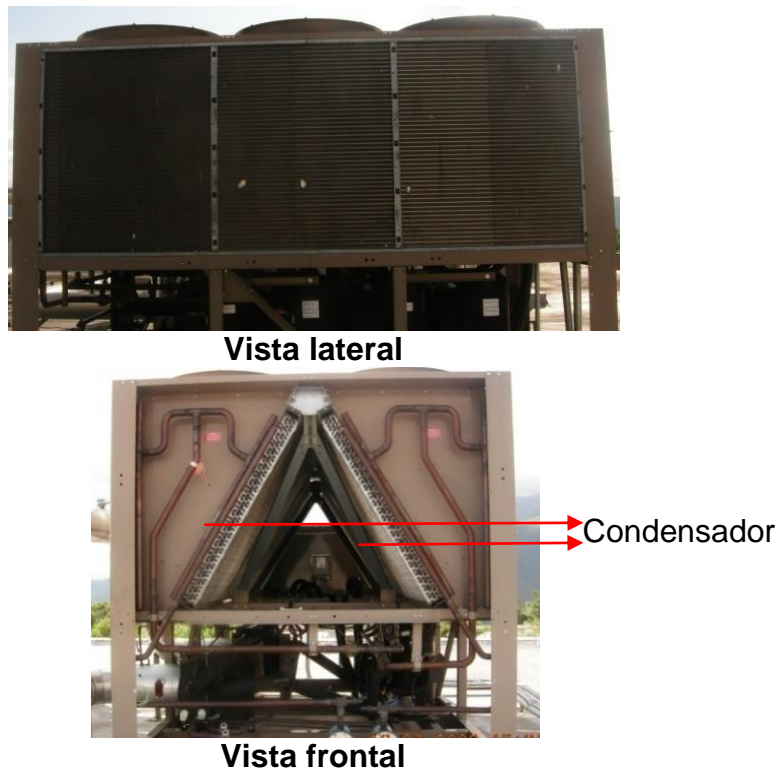
C:Capacity(Btu/hr), P:Power(Watts), A:Current(Amps), M:Mass Flow(lbs/hr), E:EER(Btu/Watt-hr), %:Isentropic Efficiency(%)

Fuente: [www.emersonclimates.com](http://www.emersonclimates.com).

## ➤ Condensador

El condensador recibe el refrigerante en estado de vapor sobrecalentado, y tiene como función transferir el calor ganado en el evaporador y el compresor a un medio de menor temperatura. El sistema de refrigeración en estudio tiene condensadores de serpentín con aletas de aluminio para aumentar el área de transferencia de calor y son enfriados por aire, en el cual el refrigerante circula a través del serpentín y por fuera, el aire fluye forzadamente por la acción de ventiladores. Las unidades enfriadoras de agua tienen dos condensadores y tres ventiladores por circuito de refrigeración para un total de cuatro condensadores y seis ventiladores. En la figura 7 se puede observar la disposición de los condensadores en la unidad y en la tabla 5 se muestran las características de los condensadores.

**Figura 7. Condensadores de las unidades enfriadoras**



Fuente: Autores.

**Tabla 5. Datos generales de las unidades condensadoras**

Ítem	Unidad	Cantidad
Área total del intercambiador	$m^2$	16
Número de filas	-----	3
Número de tubos por fila	-----	48
Distancia vertical entre tubos	$cm$	2.5
Distancia horizontal entre tubos	$cm$	2.2
Diámetro exterior de los tubos	$in$	3/8
Aletas por m	-----	512
Distancia entre aletas	$mm$	2
Potencia de los ventiladores	$KW$	1.8
Velocidad de los ventiladores	$RPM$	1140
Número de aspas del ventilador	-----	3
Flujo total de aire	$l/s$	37660

Fuente: Catalogo Air-cooled scroll chillers YORK YCAL0014- YCAL0124.

### ➤ Válvula de Expansión Termostática

Cada unidad enfriadora de agua tiene dos válvulas de expansión termostática, una para cada circuito de refrigerante (Figura 8) marca YORK modelo ETRE 80-55 en las cuales el refrigerante en estado líquido que sale del condensador entra a la válvula a alta presión y temperatura. Al atravesar la válvula se reduce su presión y por tanto su temperatura, de manera que entre los puertos de entrada y salida de la válvula se presenta una caída de presión que permite al refrigerante luego evaporarse a muy baja temperatura.

La válvula de expansión tiene funciones tales como la continua alimentación de refrigerante líquido al evaporador; controla el sobrecalentamiento del refrigerante (gas) en la salida del evaporador para evitar que refrigerante líquido llegue al compresor lo cual ocasionaría fallas en su funcionamiento.

El mecanismo de trabajo de esta válvula es por medio de un bulbo ubicado en la salida del evaporador (Figura 9) el cual registra la variación de la temperatura de

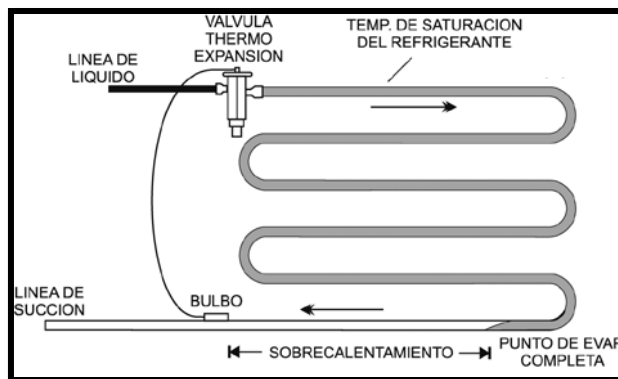
salida del gas modulando la abertura de la válvula y de ésta manera modifica la cantidad de refrigerante alimentada al evaporador, adaptándose así a las necesidades instantáneas de carga.

**Figura 8. Válvula de expansión termostática**



Fuente: Autores.

**Figura 9. Ubicación de la válvula de expansión termostática**



Fuente: Emerson Climate Technologies.

### ✓ Evaporador

Al evaporador llega el refrigerante en estado líquido procedente del condensador y que ha experimentado una pérdida considerable de presión al pasar por el dispositivo de expansión. Su función es realizar la transferencia de calor a baja

presión y temperatura entre el agua que previamente ha recibido calor del aire en cada una de las zonas del edificio y el refrigerante.

Cada unidad enfriadora de agua tiene un evaporador en común para los dos circuitos de refrigerante, es del tipo coraza – tubos donde el refrigerante circula por los tubos y el agua circula por la coraza. El evaporador esta aislado para evitar condensación de agua y por tanto pérdida de eficiencia del proceso. En la figura 10 se observa la disposición del evaporador y en la tabla 6 se muestran sus características.

**Figura 10. Evaporador de la unidad enfriadora**



**Vista lateral**



**Conexiones de la tubería al evaporador**

Fuente: Autores.

**Tabla 6. Datos generales del evaporador**

Ítem	Unidad	Cantidad
Diámetro x Longitud	<i>m</i>	356 x 2438
Volumen de agua	<i>L</i>	200.6
Máxima presión en la línea de agua	<i>bar</i>	10
Máxima presión en la línea de refrigerante	<i>bar</i>	24
Mínima rata de flujo de agua para el chiller	<i>l/s</i>	7.9
Máxima rata de flujo de agua para el chiller	-----	33.1
Conexiones de agua	<i>in</i>	8
Espesor del aislamiento	<i>in</i>	3/4
Conductividad térmica del aislamiento	<i>BTU/h – Ft<sup>2</sup> – °F</i>	0.26

Fuente: Catalogo Air-cooled scroll chillers YORK YCAL0014- YCAL0124.

➤ **Válvula solenoide**

La válvula solenoide es usada en sistemas de refrigeración para controlar automáticamente el flujo de refrigerante y esta compuesta por dos partes interdependientes: la válvula y la bobina solenoide. Cuando circula corriente eléctrica a través de la bobina esta actúa como un electroimán, formando un campo magnético capaz de atraer hacia sí un émbolo móvil de hierro, en este caso el vástago de la válvula, para que pueda abrir o cerrar. Esta válvula se encuentra ubicada en la línea de líquido a la entrada del evaporador (Figura 11) y cumplen la función de cortar automáticamente el paso del refrigerante en estado líquido al evaporador por medio de una señal eléctrica que abre o cierra totalmente la válvula. Adicionalmente esta válvula sirve como protección contra golpes de líquido.

**Figura 11. Válvulas de solenoide**



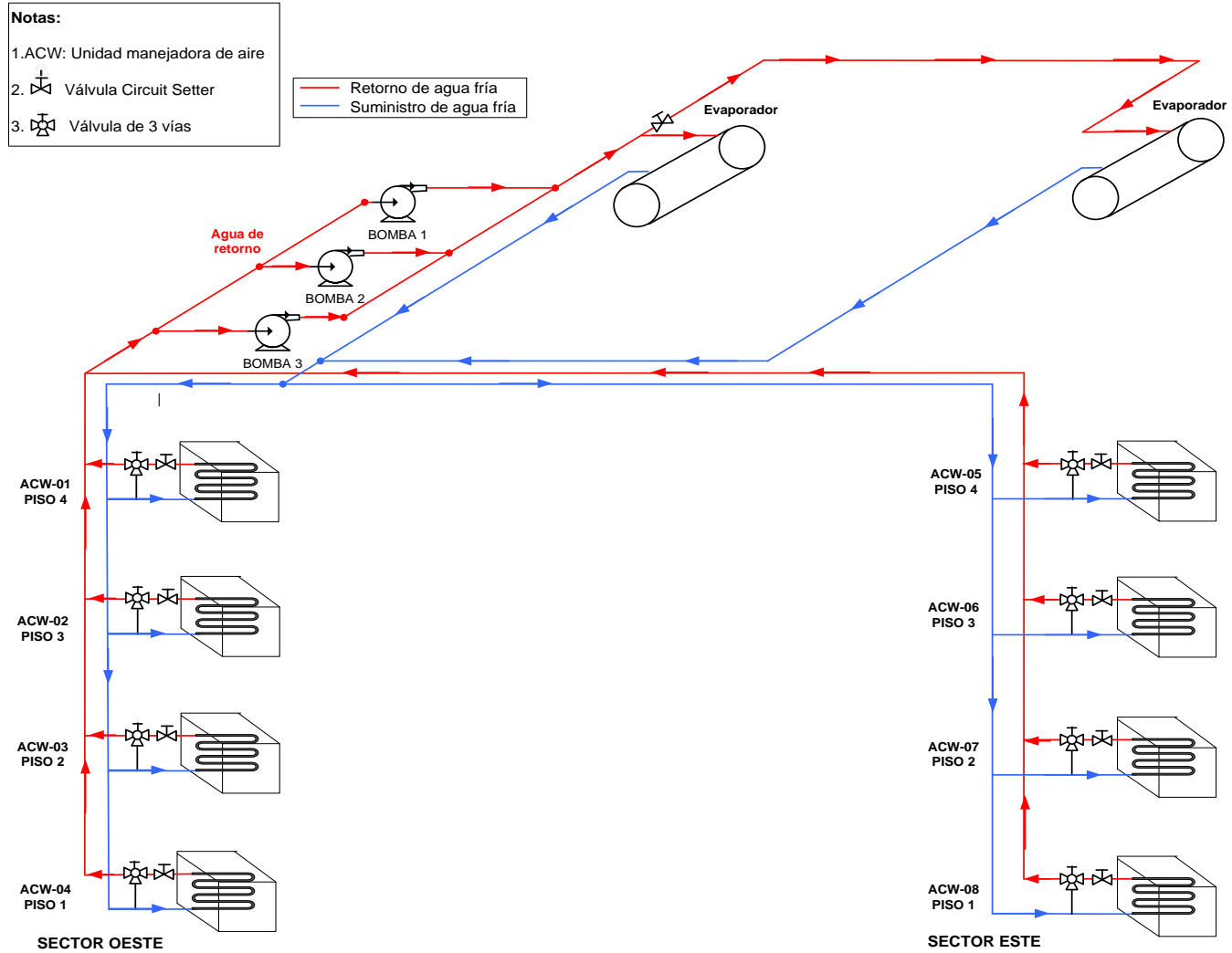
Fuente: Autores.

### **1.2.2 Subsistema de distribución del agua de enfriamiento**

El subsistema de distribución de agua está compuesto por tres bombas para la recirculación de agua, una red de tubería de suministro y una de retorno, además de válvulas para su adecuado funcionamiento. Una vez ocurre el enfriamiento del agua en la unidad, ésta es enviada a los serpentines de las manejadoras, cada una de ellas se conecta mediante una red de suministro y una red de retorno. La conexión de la tubería con las unidades manejadoras de aire tiene una válvula motorizada de tres vías, la cual varía el flujo de agua que circula a través del serpentín de la unidad; dependiendo de la carga térmica del espacio a acondicionar, esta válvula modula su abertura permitiendo un flujo de bypass alrededor del serpentín de enfriamiento.

La red de tuberías de agua fría adicionalmente tiene instaladas válvulas de equilibrio circuit setter que son válvulas de precisión utilizadas para la distribución de flujo en distintas secciones del sistema. Estas válvulas aseguran un balanceo fácil y confiable del sistema, sin importar las fluctuaciones en el diferencial de presión del mismo, además limitan el flujo máximo en el sistema y se puede utilizar en sistemas de flujo tanto variable como constante.

**Figura 12. Subsistema de distribución del agua de enfriamiento**



Fuente: Autores.

Estas válvulas son las encargadas de dividir el flujo de agua que se distribuye a las manejadoras de aire en cada zona del edificio y también dividen el flujo de retorno de agua a las unidades enfriadoras. La distribución del agua se realiza por medio de tres bombas centrífugas horizontales (dos principales y una de reserva) marca Bell & Gossett (Figura 13) modelo SERIES 1510-2 ½ BB de 7.5 Hp accionadas mediante acoples por motores. Estas bombas tienen horómetros los cuales hacen funcionar las bombas de manera alternada, éstas se encuentran ubicadas en la terraza del edificio. En la tabla 7 se listan las especificaciones de las bombas de recirculación de agua y el anexo B muestra la curva de desempeño de las mismas.

**Figura 13. Bombas de recirculación de agua**



Fuente: Autores.

**Tabla 7. Datos generales de las bombas**

Ítem	Unidad	Cantidad
Diámetro tubería de succión	in	3
Flujo de agua	<i>GPM</i>	250
Velocidad de rotación	<i>RPM</i>	1750
Potencia	<i>Hp</i>	7.5
Máxima presión wp	<i>Psi</i>	175
Cabeza dinámica	<i>Ft</i>	60
Características eléctricas	<i>V / F / Hz</i>	208/3/60

Fuente: Catalogo Bell & Gossette base mounted centrifugal pump series 1510.

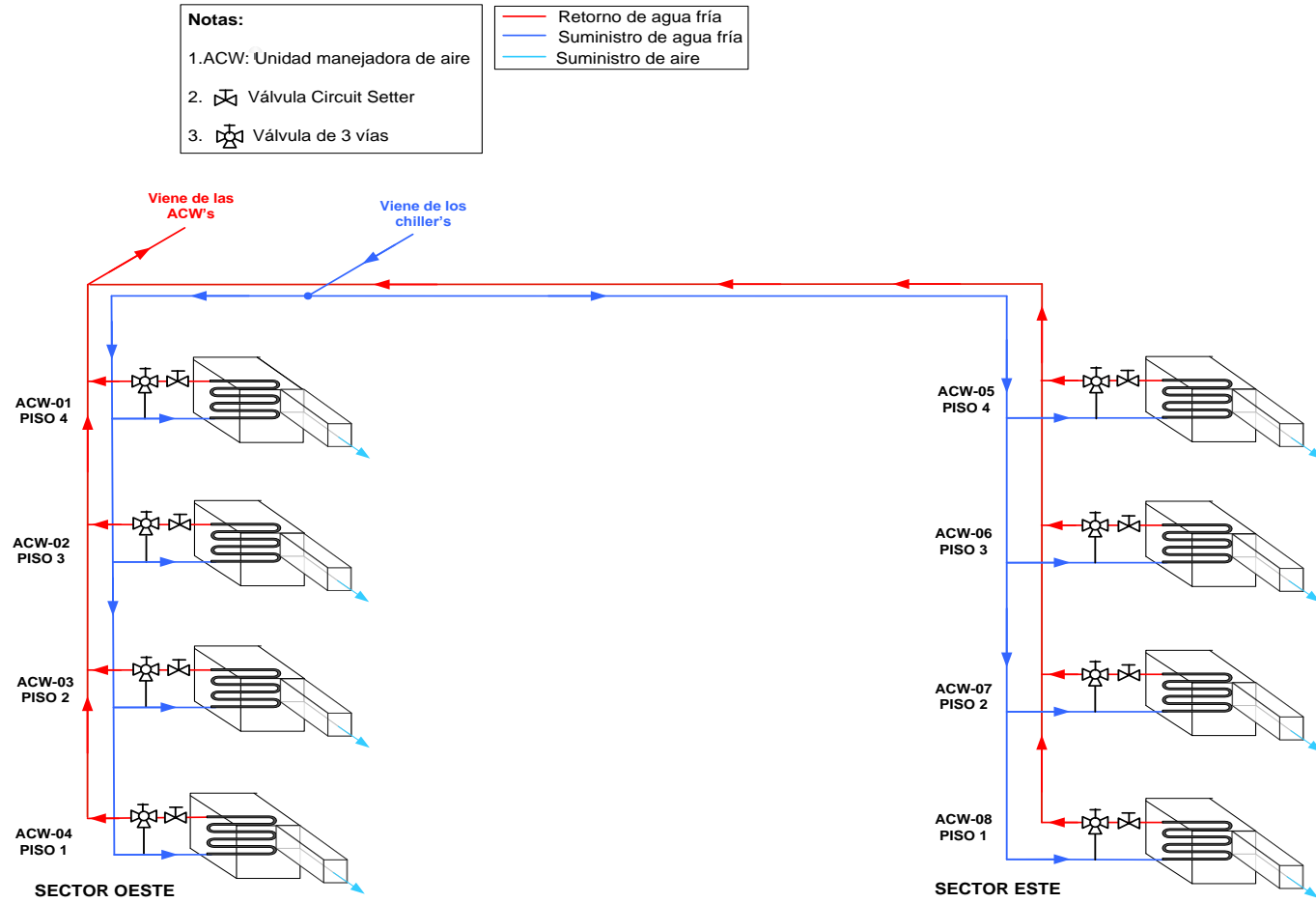
### **1.2.3 Subsistema de enfriamiento del aire**

El subsistema de enfriamiento del aire está conformado por ocho unidades manejadoras de volumen de aire variable (Figura 15) ubicadas por parejas en cada piso con el fin de atender la zona este y oeste del mismo. Normalmente una unidad manejadora está compuesta por rejillas, filtros, serpentín de enfriamiento y ventilador (Figura 16).

El aire exterior es admitido por medio de las rejillas con la ayuda de un ventilador centrífugo, el cual pasa a la cámara de mezcla en donde se acondiciona el aire exterior así como el de recirculación.

Esta mezcla se hace pasar a través de los filtros cuya función es eliminar partículas de polvo no solo para la protección de la salud y el confort humano, sino también para el cuidado de la maquina misma y del equipo de computación que se encuentra en las instalaciones del edificio.

Figura 14. Subsistema de enfriamiento del aire



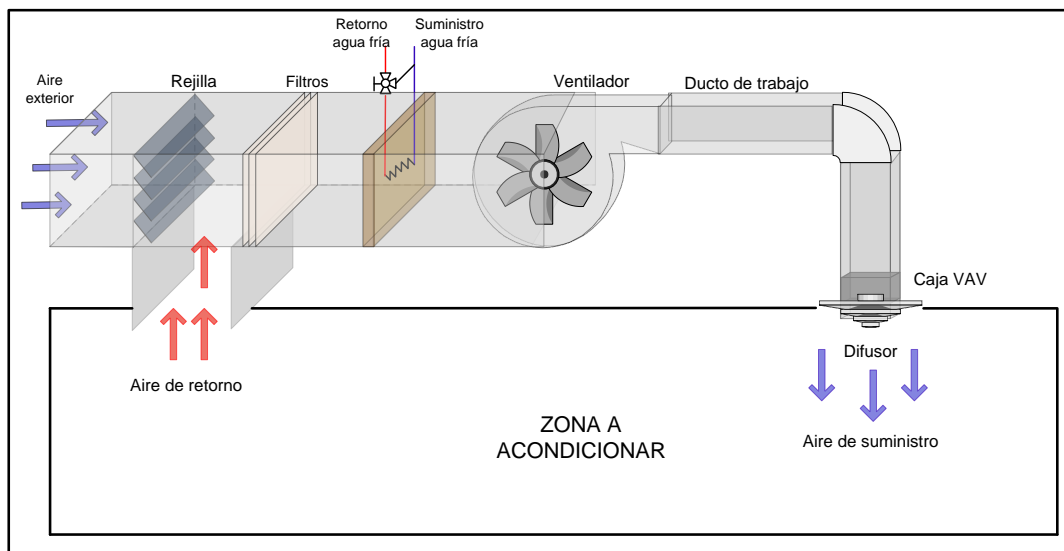
Fuente: Autores.

**Figura 15. Unidades manejadoras de aire**



Fuente: Autores.

**Figura 16. Enfriamiento del aire**



Fuente: Autores.

Una vez filtrado el aire, pasa por el tubo de cobre con aletas de aluminio que constituye el serpentín de enfriamiento por donde circula el agua que previamente se enfrió en los chiller's realizando de esta manera la transferencia de calor necesaria para disminuir la temperatura de aire lo suficiente hasta las condiciones

de ingreso al espacio a acondicionar. Luego el aire circula por el ducto de trabajo que esta constituido por ramales que se desprenden desde el cuarto donde se encuentra ubicada la manejadora hasta los diferentes espacios que se desean acondicionar.

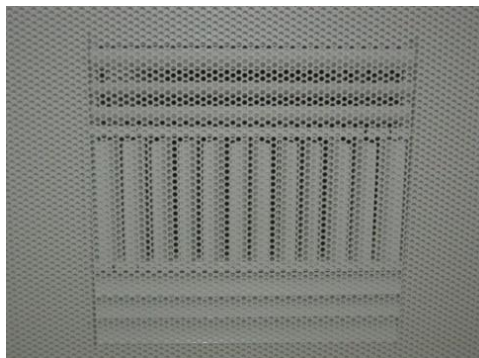
Finalmente el aire llega a la caja de volumen de aire variable (Figura 17) que controla la ventilación y temperatura del edificio, modulando la cantidad del flujo de aire que entra a cada espacio individual del mismo por medio de difusores ubicados en el cielo raso (Figura 18) que consisten en una serie de persianas concéntricas espaciadas que facilitan la dispersión uniforme del aire enfriado.

**Figura 17. Cajas de volumen de aire variable (VAV)**



Fuente: Product Bulletin VAV box Johnson Controls.

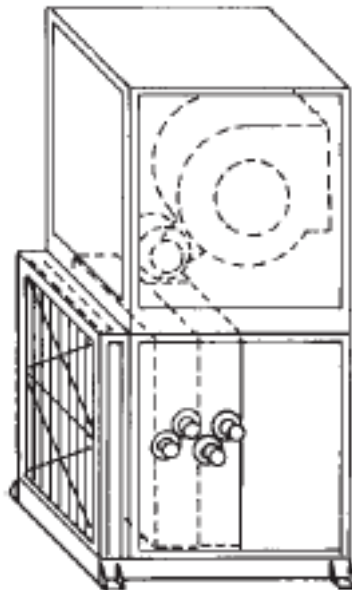
**Figura 18. Difusores de cielo raso**



Fuente: Autores.

Las unidades manejadoras son marca TRANE tipo interior y están montadas de manera vertical quedando así la descarga del ventilador en la parte superior de la misma. Esta configuración se puede observar en la figura 19 y en la tabla 8 se muestran las características de las mismas. En el anexo C se muestran los datos generales de las unidades manejadoras de aire.

**Figura 19. Disposición de las unidades manejadoras**



Fuente: Catálogo de Productos TRANE.

**Tabla 8. Datos generales de las unidades manejadoras de aire**

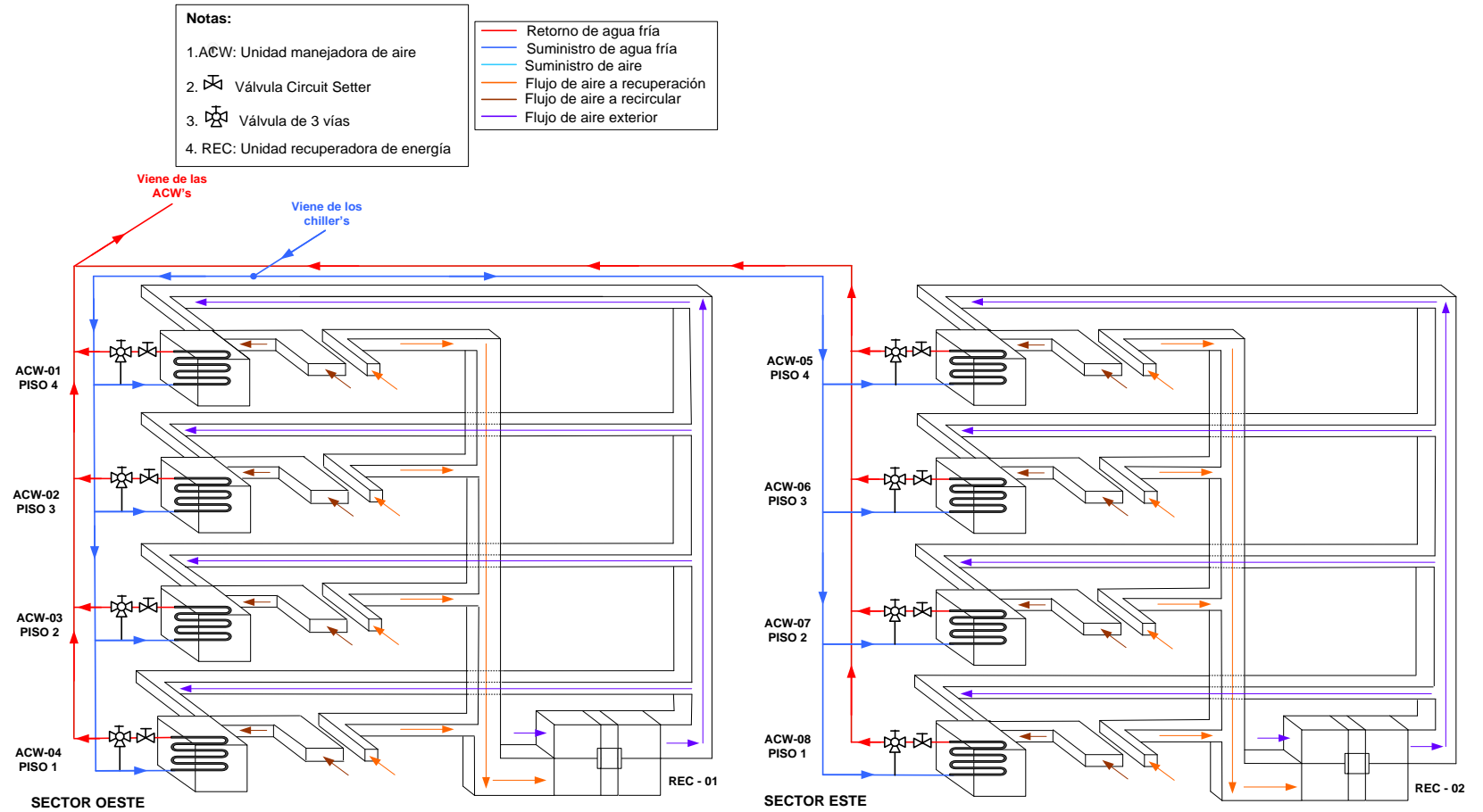
Modelo	Ítem	Unidad	Cantidad
LPCAD14D2E Ubicación: piso 4	Flujo de aire	<i>CFM</i>	6456
	Flujo de agua	<i>GPM</i>	54.84
	Potencia	<i>Hp</i>	5
LPCAD21D2E Ubicación: piso 3	Flujo de aire	<i>CFM</i>	10324
	Flujo de agua	<i>GPM</i>	83.84
	Potencia	<i>Hp</i>	10
LPCAD21D2E Ubicación: piso 2	Flujo de aire	<i>CFM</i>	8728
	Flujo de agua	<i>GPM</i>	70.11
	Potencia	<i>Hp</i>	10
LPCAD12D2E Ubicación: piso 1	Flujo de aire	<i>CFM</i>	6235
	Flujo de agua	<i>GPM</i>	53.24
	Potencia	<i>Hp</i>	5
LPCAD17D2E Ubicación: piso 4	Flujo de aire	<i>CFM</i>	8063
	Flujo de agua	<i>GPM</i>	61.47
	Potencia	<i>Hp</i>	7.5
LPCAD17D2E Ubicación: piso 3	Flujo de aire	<i>CFM</i>	9382
	Flujo de agua	<i>GPM</i>	75.07
	Potencia	<i>Hp</i>	10
LPCAD17D2E Ubicación: piso 2	Flujo de aire	<i>CFM</i>	8361
	Flujo de agua	<i>GPM</i>	68.12
	Potencia	<i>Hp</i>	7.5
LPCAD12D2E Ubicación: piso 1	Flujo de aire	<i>CFM</i>	7351
	Flujo de agua	<i>GPM</i>	54.1
	Potencia	<i>Hp</i>	5

Fuente: Autores.

#### 1.2.4 Subsistema de recuperación de energía

El subsistema de recuperación de energía tiene dos unidades recuperadoras de energía marca Greenheck modelo ERV-522H-15D-ES (Figura 21), las cuales toman aire de retorno de todos los pisos y lo hacen pasar por una rueda de entalpía la cual a su vez pre enfría el aire exterior que es inyectado a cada uno de los cuartos donde están las unidades acondicionadoras de aire para renovación. Estas unidades se encuentran ubicadas en la cubierta del edificio. En la tabla 9 se muestran las especificaciones de la unidades recuperadoras instaladas.

Figura 20. Subsistema de recuperación de energía



Fuente: Autores.

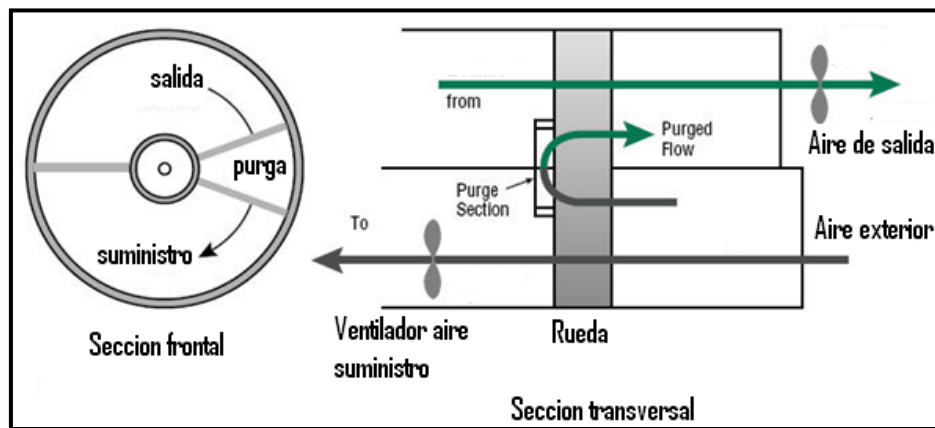
**Figura 21. Unidades recuperadoras de energía**



Fuente: Autores.

Un sistema de recuperación de energía es aquel que aprovecha o reutiliza el calor generado en un proceso, que de otra forma sería desechado. Este sistema está compuesto por una rueda entálpica de plástico o de metal que gira entre dos corrientes a diferentes temperaturas. Las ruedas de metal solo puede transferir energía sensible mientras que las plásticas cuando son impregnadas por un material desecante pueden absorber o liberar energía latente. Las corrientes de aire pasan a través de la rueda por una serie de canales calentando o enfriando el material y así transfiriendo energía a la corriente de aire. Estas ruedas entálpicas pueden recuperar hasta un 80% de la energía. En la figura 22 se observa el esquema del funcionamiento de este tipo de sistemas.

**Figura 22. Funcionamiento de un sistema de recuperación de energía**



Fuente: [www.foodtechinfo.com](http://www.foodtechinfo.com).

**Tabla 9. Datos generales de las unidades recuperadoras de energía**

<b>Modelo</b>	<b>Ítem</b>	<b>Unidad</b>	<b>Cantidad</b>
Recuperadora ERV-522H-15D-ES	Flujo de aire	<i>CFM</i>	7995
	Potencia	<i>Hp</i>	5
	Elevación	<i>Ft</i>	3300
	Velocidad	<i>RPM</i>	1725
	Características eléctricas	<i>V / F /Hz</i>	230/60/3
	Mínima corriente en el circuito	<i>A</i>	37
Recuperadora ERV-522H-15D-ES	Flujo de aire	<i>CFM</i>	6852
	Potencia	<i>Hp</i>	5
	Elevación	<i>Ft</i>	3300
	Velocidad	<i>RPM</i>	1725
	Características eléctricas	<i>V / F /Hz</i>	230/60/3
	Mínima corriente en el circuito	<i>A</i>	37

Fuente: Catalogo Greenheck Energy Recovery Ventilator.

## 2 SISTEMA DE CONTROL Y MONITOREO DEL EDIFICIO CENTIC<sup>3</sup>

El edificio del CENTIC está conformado por cuatro pisos en los cuales se ubican los servidores de la Universidad Industrial de Santander, las aulas de computadores, el auditorio de video conferencias, las oficinas y otras áreas de descanso, baños, hall etc.; a su vez tiene un sistema integrado de control llamado METASYS que contiene un ambiente gráfico el cual permite el conocimiento detallado de lo que está sucediendo en el edificio permitiendo a los operadores desempeñar una labor administrativa y de control que incorpora beneficios representados en ahorro de tiempo y energía. El sistema integrado para el edificio está conformado por los siguientes subsistemas:

- ✓ Subsistema de control de activos.
- ✓ Subsistema de control de accesos.
- ✓ Subsistema de seguridad.
- ✓ Subsistema de detección de incendios.
- ✓ Subsistema de circuito cerrado de televisión.
- ✓ Subsistema de control de iluminación.
- ✓ Subsistema de integración.
- ✓ Subsistema de control de aire acondicionado.

Los principales objetivos de estos sistemas son:

- ✓ Seguridad para la protección de personas y bienes.
- ✓ Reducción significativa en los costos de vigilancia humana, eliminando los factores de posible inoperancia y no confiabilidad.
- ✓ Rapidez y eficacia en la detección de incendios.

---

<sup>3</sup> Tomado de **SAEG ENGINEERING GROUP LTDA; JOHNSON CONTROLS**. Manual general del usuario.

- ✓ Centralización del manejo de los diferentes sistemas en un cuarto único.

A continuación se describe el subsistema de aire acondicionado el cual fue objeto de éste estudio.

## **2.1 SUBSISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO<sup>4</sup>**

La carga térmica en un edificio varía debido a los cambios en las condiciones tanto internas como externas haciendo necesario disponer de medios que puedan regular la capacidad del sistema de acondicionamiento de aire proporcionalmente a la demanda de carga térmica en determinado momento. De esto se ocupa el subsistema de control de aire acondicionado que cumple entre otras las siguientes funciones:

- ✓ Ajustar a los requerimientos de confort de las diferentes áreas del edificio.
- ✓ Controlar la temperatura en los diferentes espacios a acondicionar.
- ✓ Programar el encendido y apagado de los equipos que conforman el sistema de refrigeración y aire acondicionado.

El sistema de automatización aplicado, consiste de una subred de control digital directo para supervisión y monitoreo del sistema de aire acondicionado de volumen de aire variable, que opera de forma autónoma mediante controladoras de aplicación específica DX-9100 comunicadas con una controladora central NAE (Network Automation Engine) que es una red que se comunica utilizando tecnologías de la información e idiomas de Internet y que reporta a la computadora central (Figura 23). El sistema de control digital directo esta conformado por una estructura de tres niveles: dispositivos de campo, controladoras de tarea específica y consola de control. Todo el conjunto se comunica mediante un bus N2 que es el encargado de unir los dispositivos de campo, las controladoras de

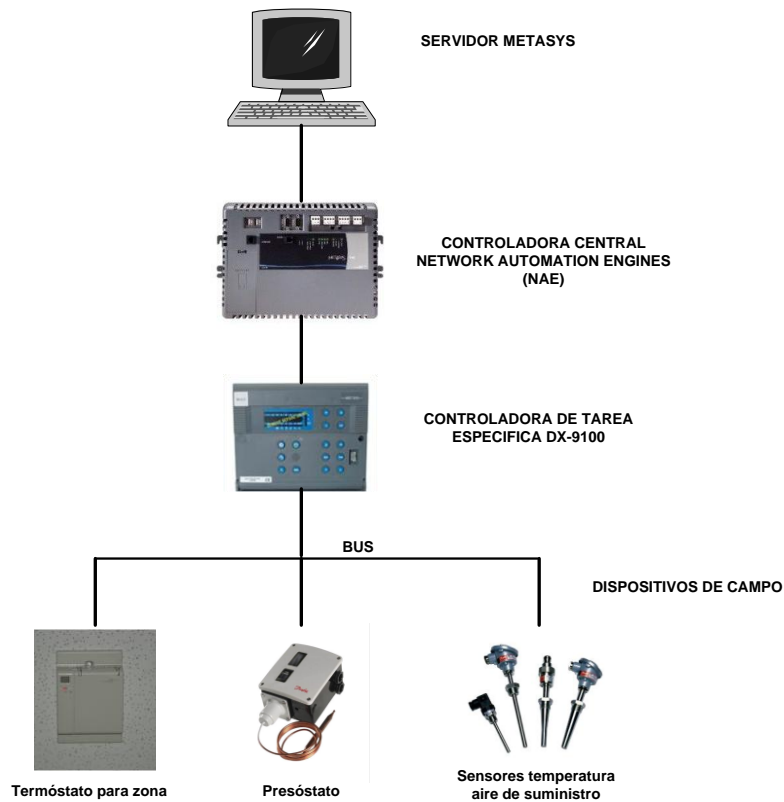
---

<sup>4</sup> **SAEG ENGINEERING GROUP LTDA; JOHNSON CONTROLS.** Manual general del usuario.

tarea específica y la controladora central. Este bus N2 se encarga de transmitir la información de los dispositivos de campo a las controladoras y de allí a la consola central o PC.

La red N2 está compuesta por once controladoras DX-9100, cuarenta y tres cajas de volumen variable (VAM), los dos enfriadores de agua, la subestación eléctrica y ocho variadores de velocidad encargados de la operación de las unidades manejadoras de aire conectados a uno de los puertos N2 del controlador de red NAE a través de un cable apantallado. El bus N2 tiene comunicación RS-485. Las controladoras DX-9100 realizan su programa de control correspondiente registrando la toma de lectura de variables y enviando los datos solicitados por el controlador de red NAE.

**Figura 23. Red Bus subsistema de aire acondicionado**



Fuente: Autores.

### 2.1.1 Dispositivos de campo

Los dispositivos de campo tienen dos funciones básicas; la primera, recibir la información del medio controlado o de los equipos a controlar permitiendo su supervisión y monitoreo. La segunda, ejecutar las acciones establecidas en la programación del controlador según los parámetros de operación, obteniendo así el control del sistema. En la figura 24 se puede observar algunos de los dispositivos de campo. En la tabla 10 se presenta una breve descripción de los dispositivos de campo que conforman el sistema de control.

**Figura 24. Dispositivos de campo**

**(a) Sensor encendido/apagado chiller**



**(b) Sensor retorno de agua**



**(c) Termóstato para zona**



Fuente: Autores.

**Tabla 10. Descripción de los dispositivos de campo**

Dispositivo de campo	Descripción
Sensores de temperatura	Son sensores para leer las temperaturas de las áreas o elementos como conductos, espacios acondicionados, exteriores, tuberías de suministro y retorno de agua fría, suministro de manejadoras y retorno de aire.
Sensores de humedad	Son sensores para leer la humedad del recinto, pues es una de las variables importantes a controlar tanto para el confort de las personas como para el cuidado del equipo de computación y comunicación.
Sensores diferenciales de presión estática	Son sensores para detectar variaciones en las condiciones de presión en elementos como ductos, filtros o recipientes.
Sensores diferenciales de presión – switch de flujo	Son sensores para detectar la presencia de flujo de aire positivo o negativo en ductos para aire.
Actuadores para dampers	Son elementos que tienen la función de ejecutar la acción de abrir o cerrar de manera proporcional o total las compuertas de regulación de aire en conductos, u operar las válvulas de tres vías modulantes en el sistema de agua fría.
Dampers	Los dampers o compuertas reguladoras de caudal de aire son accesorios montados dentro de los conductos, que son de hojas opuestas y tienen la función de regular la cantidad de aire requerido, de acuerdo con la señal enviada al actuador de dámara desde la consola central a la controladora a la cual esta conectada.
Cajas de volumen de aire variable	Son elementos que permiten regular las condiciones de temperatura de las salas, modulando proporcionalmente el paso de flujo de aire para mantener la temperatura confort, que es sensada por termostatos en la zona atendida.
Sensores de CO <sub>2</sub>	Son sensores que permiten medir la concentración de Dióxido de Carbono en el ambiente acondicionado.
Variadores de velocidad	Son dispositivos que permiten variar la frecuencia de motores, reduciendo por ende su velocidad, modificando como resultado los volúmenes de flujo de suministro de aire en unidades manejadoras.

Fuente: SAEG ENGINEERING GROUP LTDA; JOHNSON CONTROLS. Manual general del usuario.

## **2.1.2 Funciones del sistema de control**

Las funciones del sistema de control para el subsistema de aire acondicionado son:

- ✓ Control de la temperatura en la zona
- ✓ Control de la presión estática en el ducto
- ✓ Control de la temperatura del aire de suministro

### **2.1.2.1 Control de temperatura en la zona**

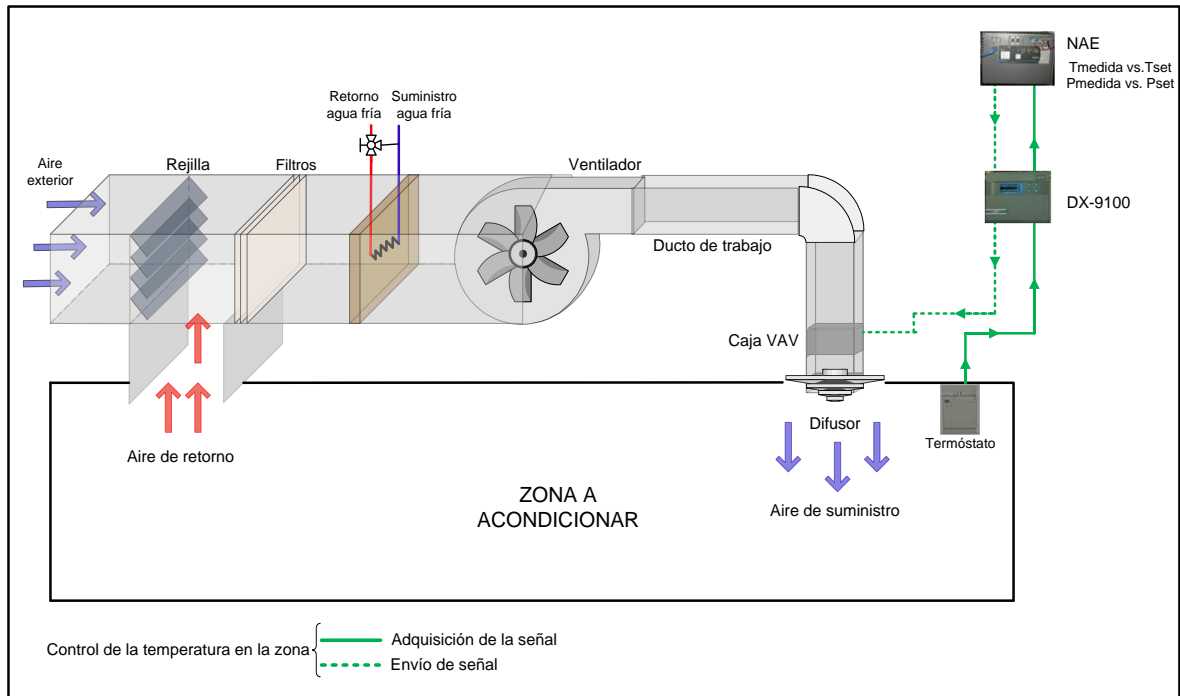
El edificio del CENTIC tiene 43 zonas a acondicionar divididas en cuatro pisos, las cuales se listan en la tabla 11. Una zona es una parte de un edificio cuyo sistema de aire acondicionado está controlada por un sensor. Este sensor es usualmente, pero no siempre un termóstato. A diferencia de un espacio, una zona esta separada por paredes y pisos. El control de la temperatura en cada una de estas zonas se realiza individualmente por medio de termóstatos y cajas de volumen de aire variable (VAV) ubicadas en ductos que van a cada una de las zonas.

La finalidad de un sistema VAV es mantener las condiciones de temperatura dentro de las condiciones de diseño establecidas por medio de la regulación del flujo de aire que es impulsado a cada zona. El sistema de volumen de aire variable esta diseñado con un damper controlador de volumen controlado por el termóstato de la zona a acondicionar. Este damper actúa como una restricción permitiendo que más o menos aire frio entre en la zona. Estos termóstatos detectan la señal y la envían al controlador de tarea específica (DX-9100), cuya señal va al centro de control, el cual da la instrucción de cierre o apertura de las cajas VAV instaladas dentro de los conductos o ramales que atienden cada zona.

En la figura 26 se muestra la geometría de las cajas de volumen de aire variable instaladas y sus respectivas dimensiones se muestran en la tabla 12. En la tabla

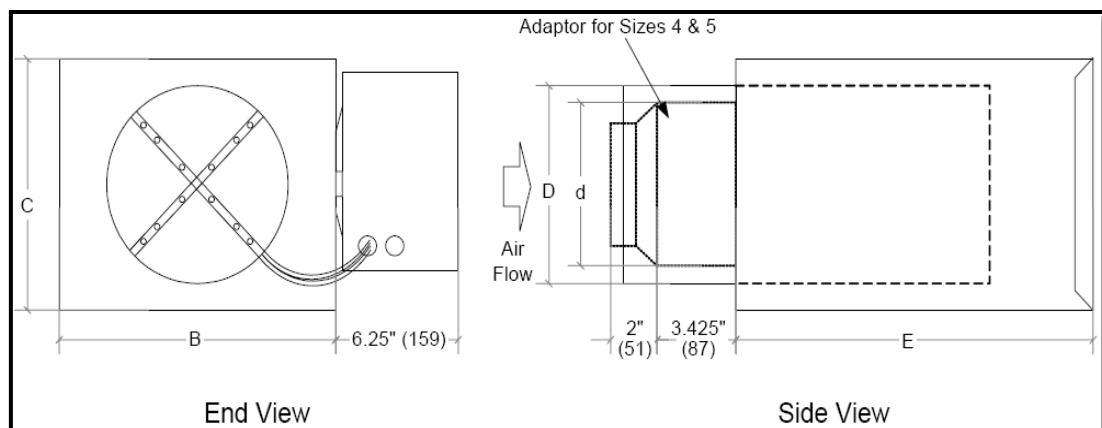
13 se muestran los rangos de volumen de aire que cada tamaño de caja puede manejar.

**Figura 25. Control de la temperatura en la zona**



Fuente: Autores.

**Figura 26. Geometría cajas VAV**



Fuente: Product Bulletin VAV box Johnson Controls.

**Tabla 11. Zonificación del Edificio CENTIC**

Piso	Unidad Manejadora	Nombre zona	Tamaño caja VAV	Flujo de aire [CFM]	Total flujo de aire [CFM]
1	ACW-08	Seguridad y Control	6	235	5.316
		Aula 1-04	12	1633	
		Aula 1-05	12	1503	
		Lobby	14	1945	
	ACW-04	Educación Especial	12	1519	6.234
		Aula 1-01	12	1565	
Aula 1-02		12	1509		
2	ACW-07	Aula 1-03	12	1644	8.450
		Cabinas de Repaso	8	686	
		Aula 2-06	12	1597	
		Aula 2-07	12	1695	
		Aula 2-08	12	1681	
	ACW-03	Aula 2-09	12	1828	8.931
		Lobby	10	963	
		Aula 2-01	12	1603	
		Aula 2-02	14	2202	
		Aula 2-03	12	1600	
3	ACW-06	Aula 2-04	12	1742	9.384
		Aula 2-05	12	1784	
		Cabinas de Repaso	8	686	
		Aula 3-07	12	1695	
		Aula 3-08	12	1681	
	ACW-02	Aula 3-09	12	1828	10.328
		Aula 3-10	12	1747	
		Aula 3-11	12	1747	
		Aula 3-01	12	1603	
		Aula 3-02	14	2002	
		Aula 3-03	12	1600	
4	ACW-05	Aula 3-04	12	1742	8.107
		Aula 3-05	12	1784	
		Aula 3-06	12	1597	
		Audiovisuales	6	360	
		Centro Supercomputo	14	2691	
		Aula 4-02	12	1660	
		Capacitación Supercomputación	12	1593	
	ACW-01	Sala Reuniones (III)	6	522	6.470
		Sala Reuniones (II)	6	516	
		Sala Reuniones (I)	6	422	
ACW-01	Gerencia	6	343	6.470	
	Oficinas Científicas	10	885		
	Capacitación Profesores	14	2057		
	Aula 4-01	12	1656		
		Sala Video Conferencias	12	1872	

Fuente: Autores.

**Tabla 12. Dimensiones básicas cajas VAV**

Tamaño VAV	Distancias en mm					Distancias en in				
	B	C	D	d	E	B	C	D	d	E
4	305	203	149	99	394	12	8	5.875	3.875	15.531
5	305	203	149	124	394	12	8	5.875	4.875	15.531
6	305	203	149	N/A	394	12	8	5.875	N/A	15.531
7	305	254	175	N/A	394	12	10	6.875	N/A	15.531
8	305	254	200	N/A	394	12	10	7.875	N/A	15.531
9	356	318	225	N/A	394	14	12.5	8.875	N/A	15.531
10	356	318	251	N/A	394	14	12.5	9.875	N/A	15.531
12	406	381	302	N/A	394	16	15	11.875	N/A	15.531
14	508	445	352	N/A	496	20	17.5	13.875	N/A	19.531
16	610	457	403	N/A	496	24	18	15.875	N/A	19.531

Fuente: Product Bulletin VAV box Johnson Controls.

**Tabla 13. Rangos de volumen de aire**

Tamaño VAV	l/s Mín-Máx	CFM Mín-Máx
4	12-106	26-225
5	20-165	42-350
6	29-212	62-450
7	40-307	85-650
8	52-378	110-800
9	66-496	140-1050
10	85-637	180-1350
12	127-991	270-2100
14	189-1510	400-3200
16	269-1888	570-4000

Fuente: Product Bulletin VAV box Johnson Controls

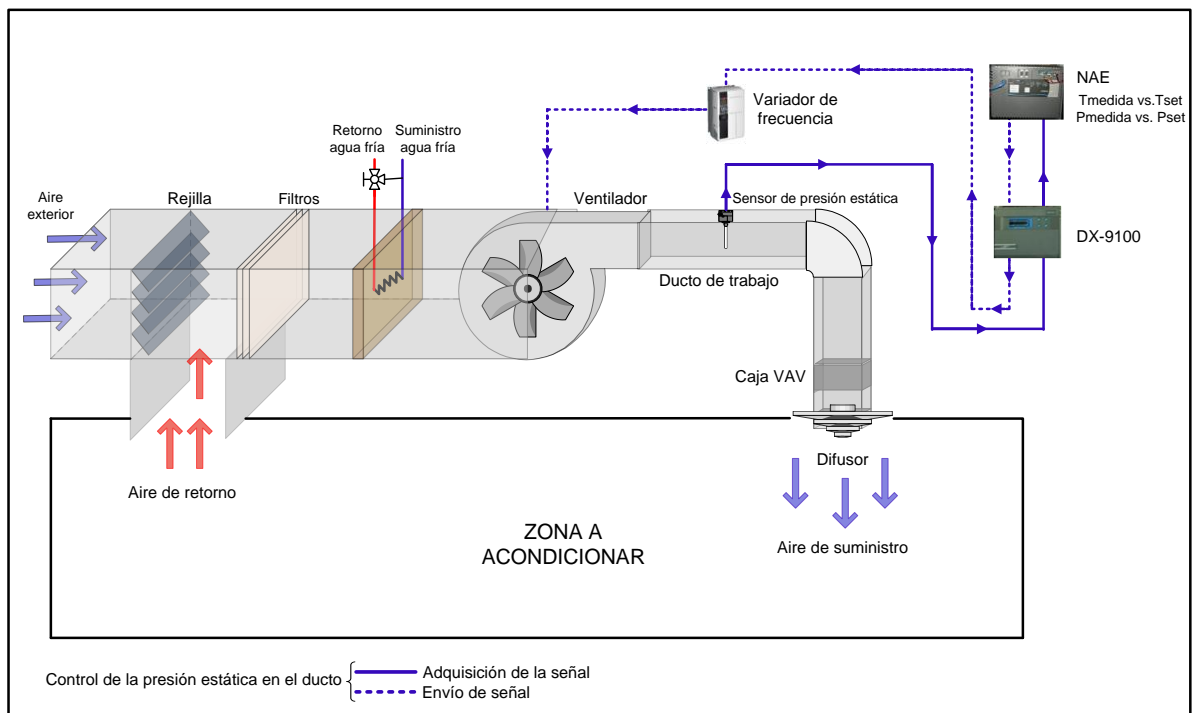
### 2.1.2.2 Control de la presión estática en el ducto

El control de presión estática es utilizado para proveer una presión positiva o negativa en un espacio con respecto a sus alrededores. Cuando la carga de enfriamiento decrece, los dampers de las cajas VAV son posicionados para reducir el aire de suministro. La restricción de flujo de aire impuesta por el cierre de los

dampers de las cajas VAV causa un incremento en la presión estática en el ducto, por tanto es necesario disminuir la velocidad del ventilador por medio de un variador de frecuencia para estabilizar nuevamente los requerimientos del sistema.

La presión estática en el ducto es controlada por sensores instalados en los ductos de suministro, los cuales envían sus señales a la controladora DX-9100 y de allí a la controladora central, donde se compara con el set point establecido para enviar la señal al variador de frecuencia para modular la velocidad del mismo.

**Figura 27. Control de la presión estática del ducto**



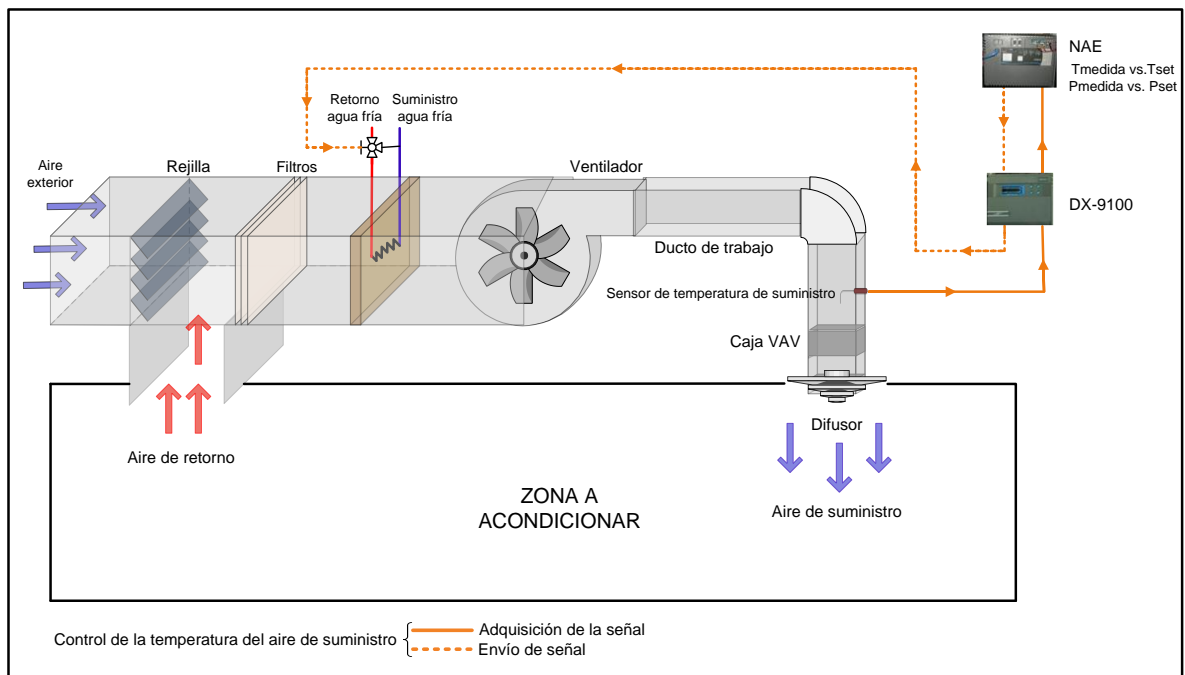
Fuente: Autores.

### 2.1.2.3 Control de la temperatura del aire de suministro

El control de la temperatura del aire del suministro se realiza por medio de sensores de temperatura ubicados en los conductos de suministro de aire. Los sensores detectan la señal de temperatura y la transmiten a la controladora de

tarea específica, la cual ordena acciones de apertura o cierre de las válvulas de tres vías motorizadas que son utilizadas para modificar el flujo de agua fría a través del serpentín variando de esta manera la capacidad del mismo. Si el valor de temperatura sensado es mayor al valor del set point, entonces las válvulas de tres vías deberán permitir el paso de un mayor flujo de agua fría. De igual forma si el valor sensado es menor que el valor del set point las válvulas deberán permitir el paso de un menor flujo de agua fría.

**Figura 28: Control de la temperatura del aire de suministro**



Fuente: Autores.

## 2.2 ARBOL DE VISUALIZACIONES

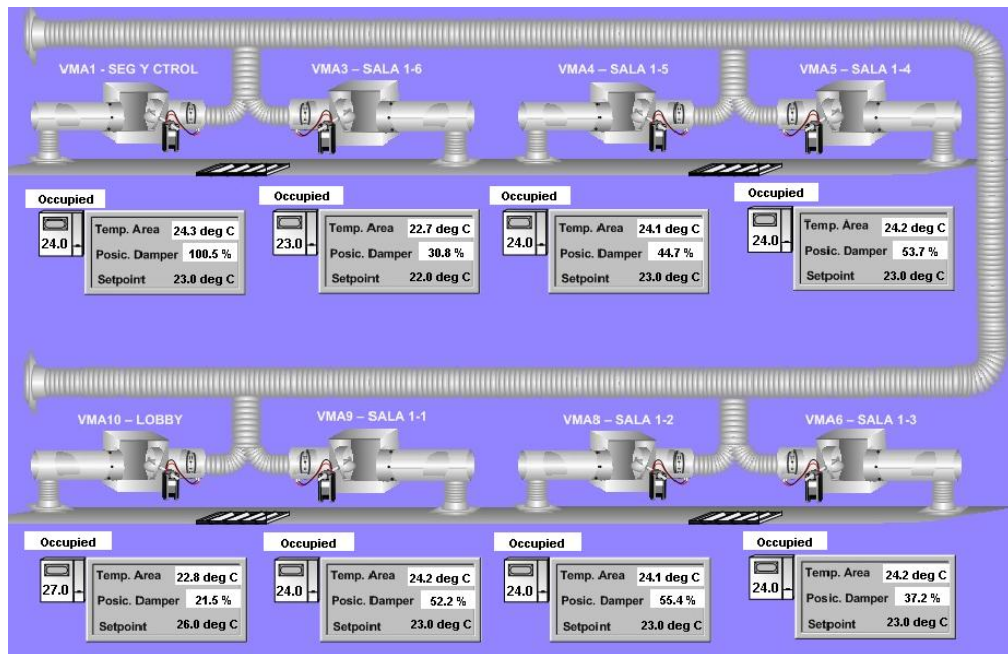
El árbol de visualización general permite acceder a la información que se está almacenando en cada uno de los controladores conectados en el sistema. Los parámetros que se observan son los necesarios para obtener una retroalimentación del funcionamiento de los controladores. A continuación se hace

una descripción de los despliegues necesarios para el monitoreo y control del sistema de refrigeración y aire acondicionado.

### 2.2.1 Despliegue distribución de las cajas de volumen de aire variable

El despliegue de las cajas de volumen de aire variable (VMA) presenta la temperatura del área con un set point general de 23°C, a la vez presenta el estado del termostato en donde muestra 3 estados Occupied (ocupado), Standby (en espera) y Unoccupied (desocupado). Además, se observa la posición de la caja de volumen variable de acuerdo a la temperatura requerida en la zona, está totalmente abierta (100%) cuando el área está caliente, es decir un valor de temperatura superior a la del set point; y un valor proporcional de acuerdo con la temperatura acorde con el set point fijado.

Figura 29. Despliegue distribución de VMA

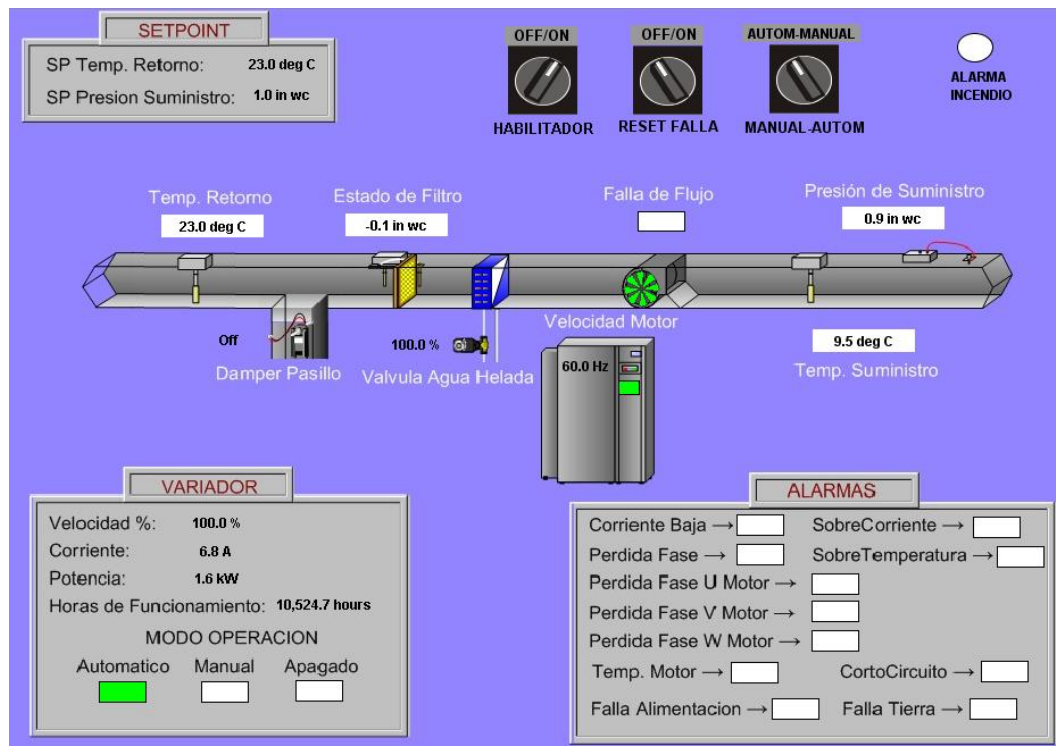


Fuente: Centro de control CENTIC.

## 2.2.2 Despliegue unidades manejadoras de aire (ACW)

Cada unidad manejadora de aire tiene un despliegue en el cual se pueden observar los siguientes datos: temperatura de suministro, temperatura de retorno, estado del filtro, presión de suministro, alarma de incendio, velocidad de rotación del ventilador de la unidad manejadora en porcentaje y en frecuencia del variador de velocidad, corriente consumida por la manejadora, potencia en KW de la manejadora, modos de operación, grupo de alarmas que puede presentar la manejadoras, porcentaje de apertura de la válvula de agua fría, setpoint de la temperatura de retorno fijo pero modificable de acuerdo a lo requerido, setpoint de la presión en suministro fijo pero también modificable de acuerdo a lo requerido, selector ON/OFF, selector manual/automático – modo de operación de la unidad manejadora de aire.

Figura 30. Despliegue unidades manejadoras de aire



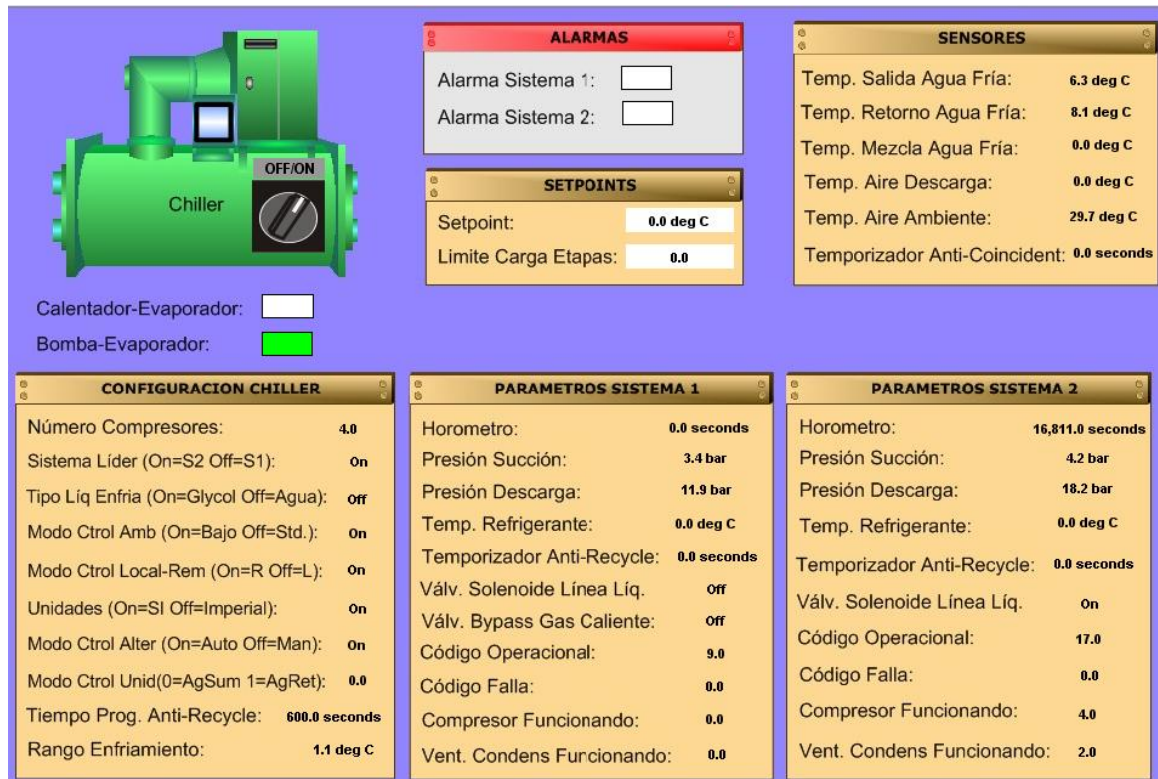
Fuente: Centro de control CENTIC.

### 2.2.3 Despliegue integración del chiller

Cada chiller tiene un despliegue donde se pueden apreciar diferentes ventanas que contienen información acerca de los mismos como son:

- ✓ Alarmas: muestra los avisos de fallo que pueda presentar la unidad enfriadora.
- ✓ Set points: indica los valores establecidos para la operación de cada unidad enfriadora.
- ✓ Sensores: muestra los sensores instalados en la unidad enfriadora tales como temperatura de salida de agua fría, temperatura de retorno de agua, temperatura de mezcla del agua fría, temperatura del aire de descarga en el condensador y temperatura ambiente.
- ✓ Configuración del chiller: muestra el sistema de la unidad enfriadora que está funcionando, la cantidad de compresores en el sistema, unidades de medida de los sensores ya sea Sistema Internacional o Sistema Ingles y los modos de control.
- ✓ Parámetros del sistema: muestra las condiciones de operación de cada uno de los sistemas de la unidad enfriadora tales como horómetros el cual indica el tiempo de funcionamiento del sistema, presión de succión, presión de descarga, temperatura del refrigerante, estado de la válvula solenoide, compresores y ventiladores funcionando.

Figura 31. Despliegue integración de Chiller

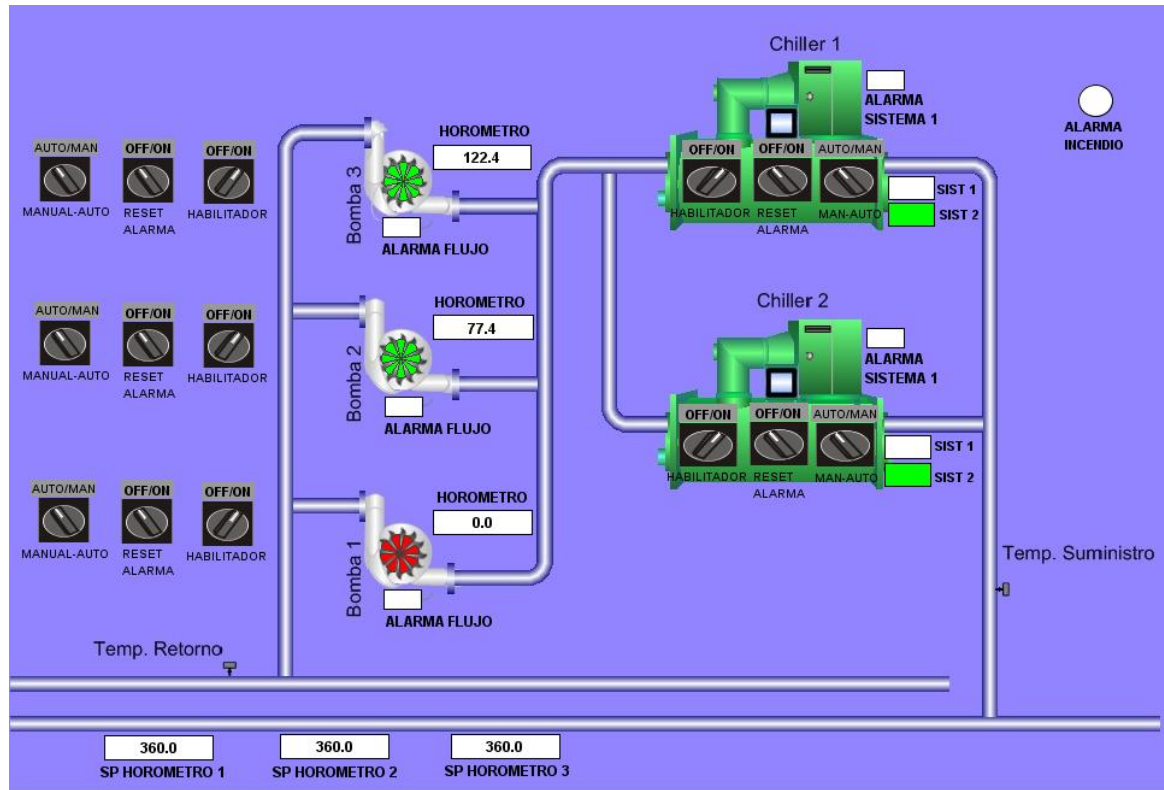


Fuente: Centro de control CENTIC.

## 2.2.4 Despliegue control chiller's – bombas

El despliegue de control del conjunto chiller's – bombas, muestra las bombas que se encuentran trabajando en el momento y que sistema del chiller se encuentra operando. Adicionalmente muestra las alarmas de flujo para las bombas y alarmas para el sistema de los chiller's. Las bombas tienen una secuencia para el desgaste mecánico parejo, por tanto inician las bombas 1 y 2, luego las bombas 2 y 3 para finalizar con las bombas 1 y 3. Para realizar esta rotación las bombas cuentan con horómetros con un set de 3.600 horas para la rotación de las mismas.

Figura 32. Despliegue control chiller's – bombas

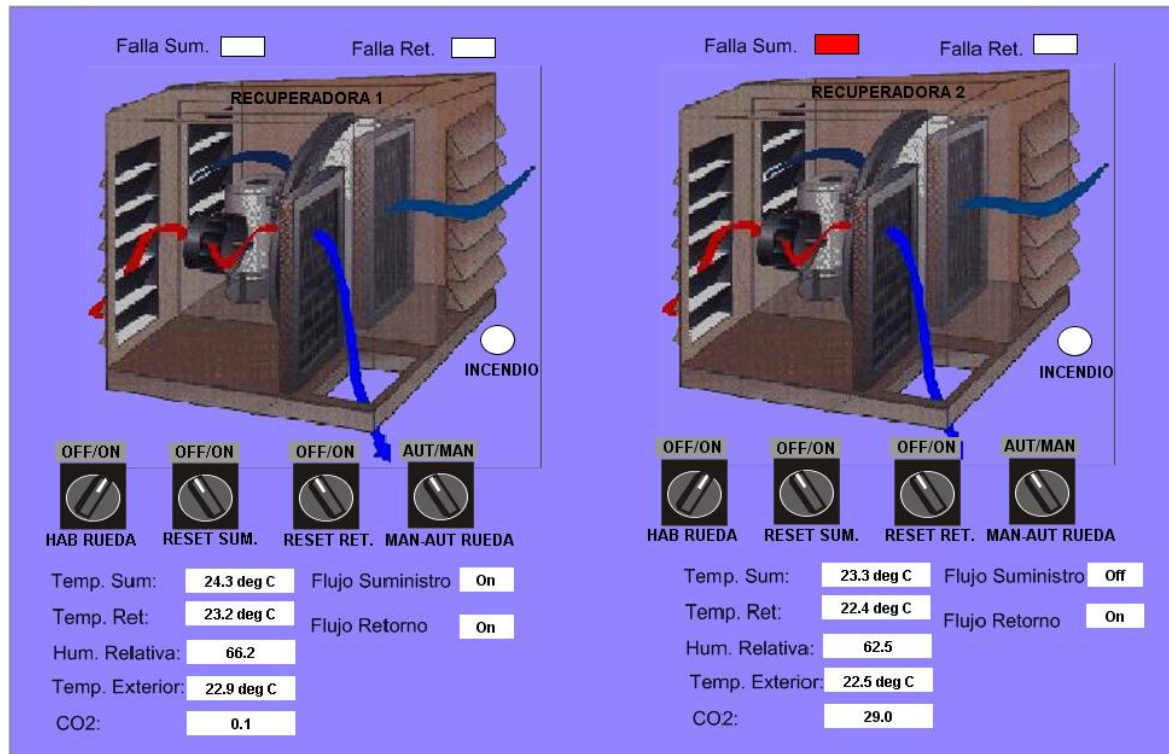


Fuente: Centro de control CENTIC.

### 2.2.5 Despliegue recuperadoras

En el despliegue de las recuperadoras de energía se visualiza el control de lecturas en la temperatura de suministro y retorno de las corrientes de aire que la rueda recibe de las manejadoras. Adicionalmente, las recuperadoras tienen sensores de humedad relativa y sensores de CO<sub>2</sub>. También tienen dos switch de flujo tanto para suministro como para retorno de aire, los cuales en el momento de falla por flujo se resetean del selector.

**Figura 33. Despliegue unidades recuperadoras de energía**

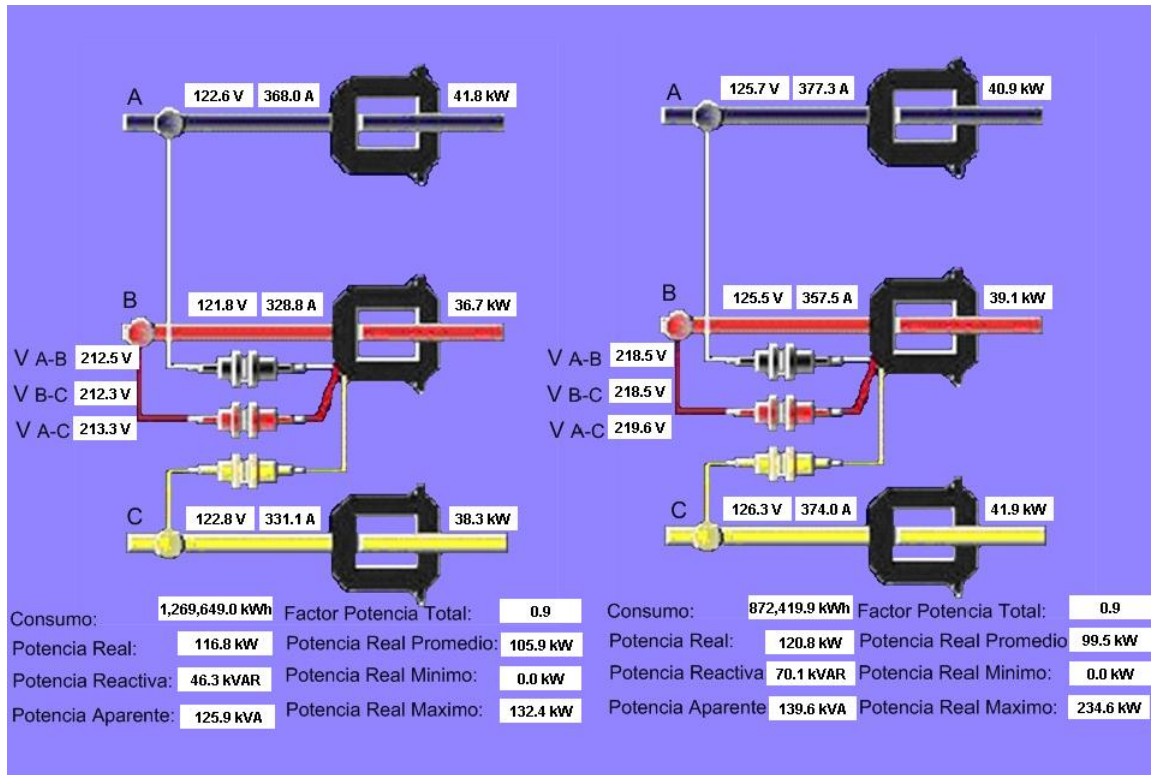


Fuente: Centro de control CENTIC.

### 2.2.6 Despliegues analizadores de energía – subestación

Este despliegue muestra los analizadores de energía que se encuentran en los barrajes de los tableros TG1 y TG2 los cuales corresponden al transformador para el aire acondicionado y el transformador para el resto del funcionamiento del edificio respectivamente. Su función principal es monitorear voltaje, corriente, potencia, consumo y factor de potencia total de cada fase.

**Figura 34. Despliegue analizadores de energía - subestación**

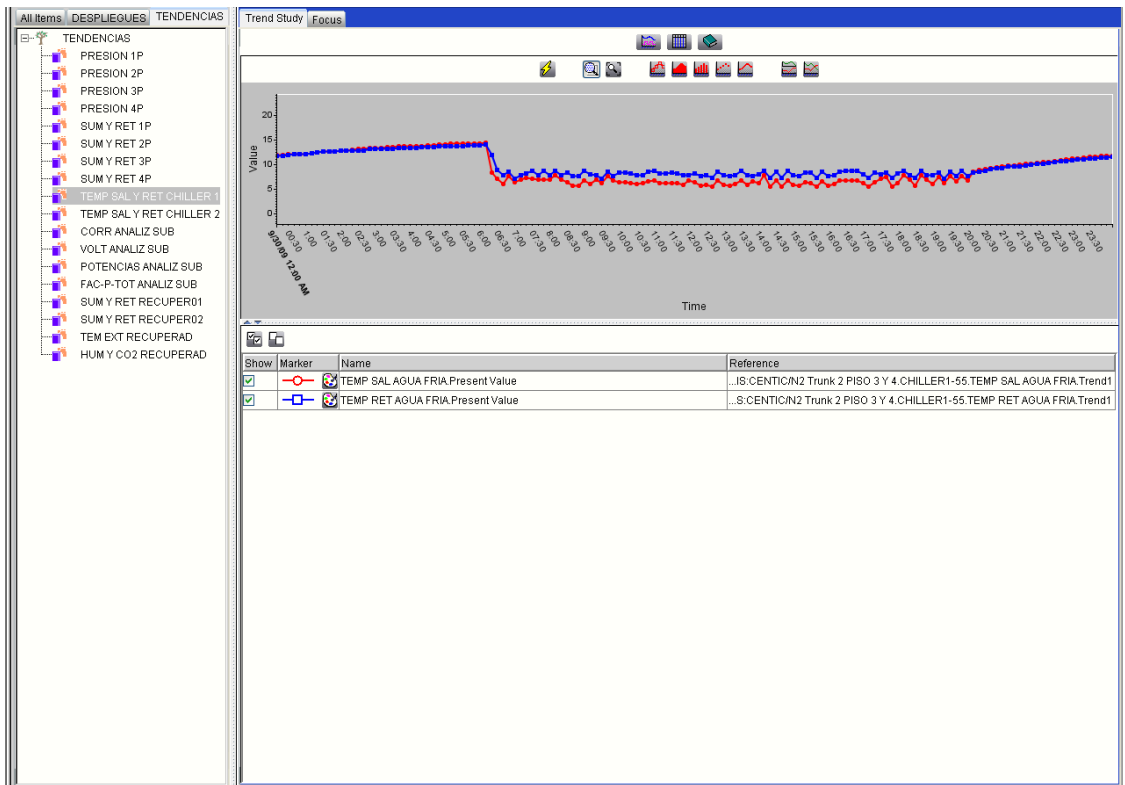


Fuente: Centro de control CENTIC.

### 2.2.7 Despliegue tendencias

En este despliegue se pueden visualizar los datos históricos además de permitir coleccionar o guardar registros de datos del NAE. La utilización de esta información permite realizar estudios de tendencias por medio de la visualización de diferentes variables como valores de temperaturas, presiones en ductos, consumos de potencia, entre otros, ya sea en forma grafica o tabulada.

Figura 35. Despliegue tendencias



Fuente: Centro de control CENTIC.

### 3 CALCULOS Y RESULTADOS

En este capítulo se presentan los cálculos relacionados con el análisis económico para la selección del medio de enfriamiento (aire o agua) en sistemas de refrigeración que se realizó bajo los siguientes escenarios:

- ✓ Se inicio el estudio tomando como base el sistema de refrigeración y aire acondicionado del edificio del CENTIC (sistema de refrigeración con condensación por aire).
- ✓ Cambiando los condensadores del sistema inicial por condensadores enfriados por agua y conservando los demás equipos del sistema de refrigeración.
- ✓ Cambiando totalmente el sistema de refrigeración inicial por un sistema con condensación por agua (chiller enfriado por agua).

Este análisis se fundamentó en la determinación de los costos operativos anuales tales como:

- ✓ Costos de energía de cada uno de los componentes del sistema.
- ✓ Costos de mantenimiento del sistema.
- ✓ Costos de capital.

Los resultados se presentan en tres casos como se muestra a continuación.

### **3.1 CASO 1: SISTEMA DE REFRIGERACIÓN CON CONDENSACIÓN POR AIRE**

El análisis económico relacionado con un sistema de refrigeración con condensación por aire se realizó mediante la evaluación de los siguientes factores de costo:

#### **3.1.1 Determinación de los costos de energía**

Los costos de energía están asociados a los costos diarios que demanda el funcionamiento del sistema de refrigeración. Para determinar los costos de energía del sistema, se tuvo en cuenta la demanda de energía eléctrica de cada uno de sus componentes. Por esto fue importante conocer y estudiar la red que supe de energía eléctrica a cada uno de los equipos para establecer los puntos de medición.

Para el abastecimiento de energía eléctrica, la Universidad Industrial de Santander cuenta con 16 subestaciones, una de las cuales está destinada exclusivamente al servicio del CENTIC.

En la figura 36 se observa de manera general el diagrama eléctrico unifilar del edificio; como se puede observar, la energía eléctrica llega de la red de la biblioteca central del campus a un nivel de 13.200 V para ser dividida en dos transformadores de energía cada uno de capacidad nominal de 500 KVA pero a niveles de tensión diferentes, donde se encuentran conectados todos los equipos que requieren energía eléctrica teniendo en cuenta la demanda requerida por cada uno, así como sus especificaciones de diseño.

### **3.1.1.1 Planeación de análisis**

La evaluación del consumo de energía del sistema de refrigeración instalado en el CENTIC se realizó mediante las siguientes etapas:

#### ✓ **Programación del funcionamiento**

El sistema de refrigeración y aire acondicionado tiene una programación para su funcionamiento mensual así:

- Lunes a Viernes: 6:00 a.m – 8:00 p.m
- Sábados: 8:00 a.m – 6:00 p.m

#### ✓ **Elección de los equipos considerados en el estudio**

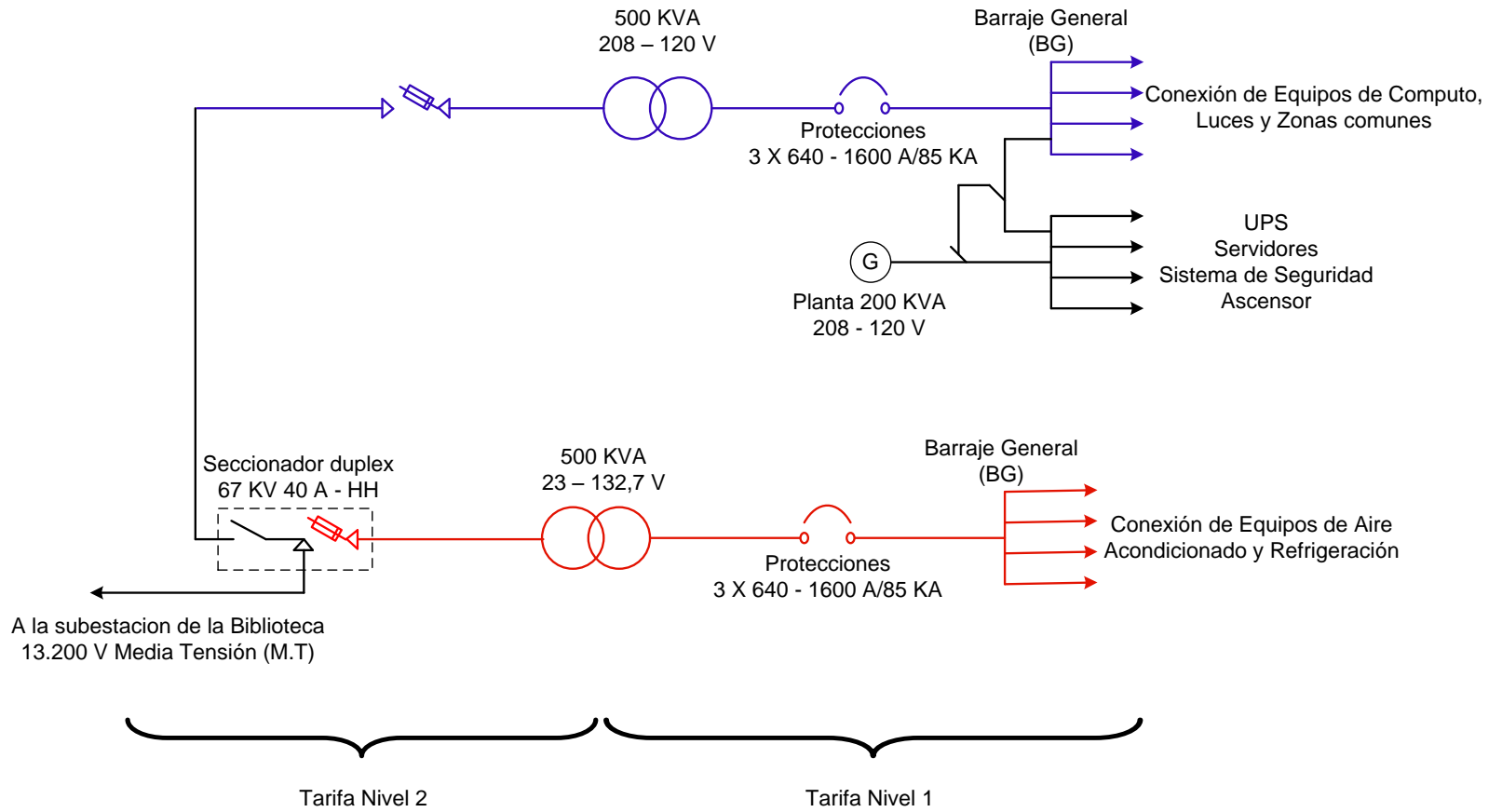
El sistema de aire acondicionado tiene equipos que consumen energía eléctrica tales como las unidades manejadoras de aire y las cajas de volumen de aire variable. En este estudio se consideraron los equipos que componen el sistema de refrigeración y que consumen energía eléctrica como son: compresores, ventiladores de los condensadores y las bombas de recirculación de agua, debido a que en el planteamiento de objetivos se considero mantener constantes todos los equipos a excepción de las unidades condensadoras objeto de este estudio.

#### ✓ **Características de operación**

Para la caracterización de la operación del sistema de refrigeración fue necesario realizar una previa observación para determinar el comportamiento del mismo, lo cual se realizó durante varios días concluyéndose que en cada unidad enfriadora solo funcionaba el sistema N°2, por tanto se midieron los consumos de energía de cada uno de los componentes de dicho sistema.

Adicionalmente se observó que del sistema N°2 solo funcionaban dos de los tres ventiladores del condensador del sistema. También se observó que los compresores funcionaban de manera intermitente, para lo cual se midió el tiempo de parada de cada compresor dando como resultado 3 minutos en promedio. Mediante la ecuación (3.1) se estableció el tiempo real de funcionamiento de cada uno de los componentes, los resultados se muestran en la tabla 14.

Figura 36. Diagrama eléctrico unifilar del edificio del CENTIC



Fuente: Autores.

$$t_{rd} = t_{pd} - \left( N^{\circ} \text{paradas} \times t_p \times \frac{1 \text{ hora}}{60 \text{ min}} \right) \quad (3.1)$$

$$t_{rm} = t_{rd} \times \begin{cases} 20 \rightarrow \text{Lun} - \text{Vier} \\ 4 \rightarrow \text{Sabados} \end{cases} \quad (3.2)$$

Donde:

$t_{rd}$ : Tiempo real de funcionamiento diario [h]

$t_{pd}$ : Tiempo programado diario [h]

$N^{\circ} \text{paradas}$ : Número de paradas del compresor

$t_p$ : Tiempo que dura apagado el compresor [min]

$t_{rm}$ : Tiempo real de funcionamiento mensual [h]

**Tabla 14. Tiempo real de funcionamiento de los componentes del sistema de refrigeración**

Chiller	Equipo	Tiempo programado diario		Nº paradas	Tiempo real diario (3.1)		Tiempo real mensual (3.2)	
		Lun-Vier	Sab		Lun-Vier	Sab	Lun-Vier	Sab
1	Comp.1	14	10	9	13,55	9,55	271	38,2
	Comp. 2	14	10	8	13,6	9,6	272	38,4
	Vent. 2	14	10	0	14	10	280	40
	Vent.3	14	10	0	14	10	280	40
2	Comp. 1	14	10	10	13,5	9,5	270	38
	Comp. 2	14	10	7	13,65	9,65	273	38,6
	Vent. 2	14	10	0	14	10	280	40
	Vent. 3	14	10	0	14	10	280	40
Bombas		14	10	0	14	10	280	40

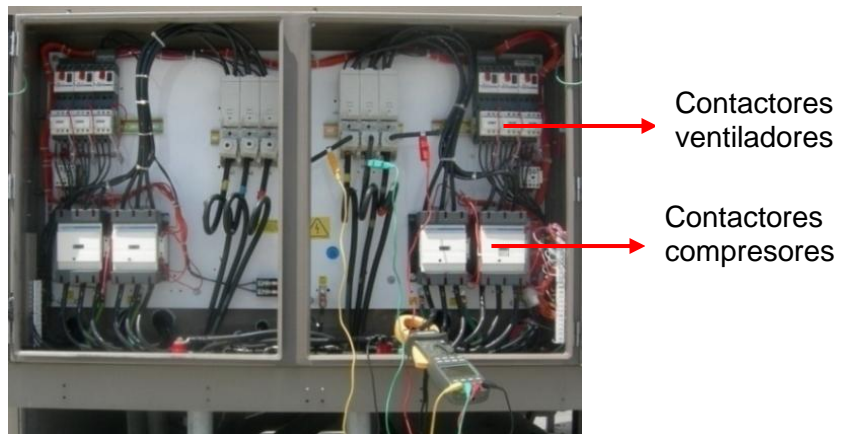
Fuente: Autores.

### ✓ **Proceso de medición**

Una vez seleccionados los equipos, se establecieron los puntos de medición de los parámetros eléctricos de los mismos. Estos se midieron con las pinzas digitales medidoras de potencia mencionadas en el anexo D. Estas pinzas fueron ubicadas en los contactores que tienen las líneas que alimentan a los

compresores y ventiladores como se observa en la figura 37. Estas mediciones se hicieron directamente en el panel de potencia de cada uno de las unidades enfriadoras de agua. En el caso de las bombas de recirculación de agua, las mediciones se realizaron en el breaker de las mismas (Figura 38). Los datos eléctricos de cada uno de los componentes fueron consignados en formatos como se muestran en el anexo E. En las tablas 15, 16 y 17 se listan los valores medidos para cada uno de los equipos del sistema de refrigeración.

**Figura 37. Medición de potencia en los contactores**



Fuente: Autores.

**Figura 38. Breaker bombas de recirculación de agua**



Fuente: Autores.

**Tabla 15. Datos eléctricos unidad enfriadora 1**

Tiempo	COMPRESOR 1				COMPRESOR 2				VENTILADOR 2				VENTILADOR 3			
	[KW]	Φ	[KVA]	[KVAR]	[KW]	Φ	[KVA]	[KVAR]	[KW]	Φ	[KVA]	[KVAR]	[KW]	Φ	[KVA]	[KVAR]
08:00	21,56	0,839	25,65	13,62	21,66	0,863	25,1	13,8								
08:10	21,46	0,853	24,44	13,44	21,51	0,854	24,44	13,4								
08:20	21,40	0,836	25,67	14	21,55	0,845	25,59	13,9								
08:30	21,42	0,843	24,73	13,64	21,60	0,840	25,09	13,6								
08:40	0	0	0	0	21,76	0,835	26,04	13,3								
08:50	22,07	0,843	25,24	13,04	21,62	0,850	25,09	13,1								
09:00	21,80	0,843	25,81	13,62	21,78	0,842	25,82	13,4								
09:10	21,72	0,844	24,97	13,04	0	0	0	0								
09:20	21,52	0,835	25,79	13,31	21,36	0,840	25,46	13,3								
09:30	21,85	0,824	26,12	14,2	21,79	0,835	26,09	14,0								
09:40	0	0	0	0	21,72	0,832	26,02	13,8								
09:50	21,99	0,854	25,76	13,13	22,23	0,861	25,8	13,6								
10:00	22,10	0,843	26,26	13,15	21,86	0,837	26,09	13,3								
10:10	22,53	0,834	26,64	13,84	0	0	0	0								
10:20	21,91	0,844	25,84	14,37	21,82	0,835	26,22	14,2								
10:30	0	0	0	0	22,67	0,853	27,5	14,4	1,19	0,515	2,33	2,01	1,19	0,532	2,29	1,96
10:40	22,38	0,839	26,27	13,72	22,06	0,842	26,11	13,7								
10:50	21,73	0,855	25,48	12,82	21,89	0,843	25,86	12,8								
11:00	21,72	0,839	25,83	14,24	0	0	0	0								
11:10	21,82	0,848	25,07	13,02	22,76	0,852	24,32	12,6								
11:20	22,11	0,850	23,69	12,47	22,11	0,850	23,69	12,5								
11:30	0	0	0	0	22,45	0,853	24,07	12,5								
11:40	22,31	0,860	27,45	13,76	22,67	0,852	24,91	12,8								
11:50	22,48	0,846	24,16	12,7	22,47	0,847	23,99	12,5								
12:00	22,63	0,843	24,14	12,83	22,63	0,843	24,14	12,8								
12:10	22,18	0,850	27,22	14,19	22,35	0,852	27,1	14,2								
12:20	21,53	0,839	25,49	13,88	22,49	0,843	26,59	14,0								
12:30	22,31	0,807	22,72	13,33	22,49	0,843	26,59	14,0								
12:40	22,70	0,844	25,44	13,35	22,12	0,841	23,89	12,6								
12:50	22,71	0,828	22,95	12,61	22,71	0,828	22,95	12,6								
01:00	22,22	0,861	25,94	13,24	22,28	0,857	25,9	13,1								

Fuente: Autores.

**Tabla 16. Datos eléctricos unidad enfriadora 2**

Tiempo	COMPRESOR 1				COMPRESOR 2				VENTILADOR 2				VENTILADOR 3			
	[KW]	Φ	[KVA]	[KVAR]	[KW]	Φ	[KVA]	[KVAR]	[KW]	Φ	[KVA]	[KVAR]	[KW]	Φ	[KVA]	[KVAR]
08:00	22,36	0,905	24,74	13,11	22,61	0,845	26,19	13,07								
08:10	22,57	0,911	24,74	13,88	22,35	0,856	25,87	12,95								
08:20	22,59	0,906	25,14	13,85	22,27	0,864	25,86	12,88								
08:30	22,60	0,909	24,93	14,09	22,89	0,865	26,37	12,92								
08:40	21,81	0,924	23,94	13,87	23,03	0,869	25,41	12,54								
08:50	22,86	0,936	24,48	14,15	23,17	0,862	24,83	12,35								
09:00	0	0	0	0	22,87	0,848	22,21	11,57								
09:10	23,32	0,861	23,76	13,25	22,84	0,855	24,29	12,55								
09:20	23,99	0,860	23,87	13,49	22,25	0,839	21,51	11,76								
09:30	22,62	0,862	23,75	13,62	0	0	0	0								
09:40	23,75	0,869	23,87	13,58	22,92	0,856	24,52	12,58								
09:50	23,52	0,857	23,74	13,3	22,96	0,859	25,4	12,71								
10:00	22,74	0,869	24,83	14,01	23,79	0,848	23,66	12,37								
10:10	0	0	0	0	22,06	0,845	25,39	12,87								
10:20	22,95	0,872	23,98	14,05	23,40	0,859	25,46	12,89								
10:30	23,29	0,867	23,61	13,72	0	0	0	0	1,17	0,518	2,26	1,94	1,2	0,509	2,34	1,97
10:40	22,71	0,867	24,74	14,19	22,04	0,831	21,59	11,89								
10:50	0	0	0	0	22,53	0,837	21,95	12,03								
11:00	22,44	0,872	23,49	11,4	23,66	0,856	25,15	12,78								
11:10	22,66	0,890	27,66	12,4	0	0	0	0								
11:20	23,89	0,872	23,98	11,57	23,09	0,855	23,59	12,38								
11:30	22,66	0,873	23,77	11,5	22,64	0,845	23,21	12,35								
11:40	23,01	0,890	27,81	12,63	23,27	0,841	22,69	12,27								
11:50	23,93	0,882	27,06	12,64	0	0	0	0								
12:00	22,07	0,872	25,48	12,32	23,37	0,844	22,94	12,23								
12:10	23,44	0,874	25,57	12,23	23,30	0,845	22,83	12,13								
12:20	23,69	0,871	27,21	13,32	22,48	0,844	23,05	12,27								
12:30	23,04	0,831	23,9	12,99	23,30	0,842	22,87	12,24								
12:40	23,45	0,880	26,72	12,62	22,13	0,841	22,74	12,22								
12:50	23,18	0,878	25,63	12,5	22,04	0,840	22,62	12,25								
01:00	23,60	0,859	22,77	11,6	22,90	0,840	22,55	12,14								

Fuente: Autores.

**Tabla 17. Datos eléctricos bombas de recirculación de agua**

Tiempo	[KW]	[KVAR]	cos $\Phi$	[KVA]
08:00				
08:10				
08:20				
08:30				
08:40				
08:50				
09:00				
09:10				
09:20				
09:30				
09:40				
09:50				
10:00				
10:10				
10:20				
10:30	12.12	4.25	0.935	12.96
10:40				
10:50				
11:00				
11:10				
11:20				
11:30				
11:40				
11:50				
12:00				
12:10				
12:20				
12:30				
12:40				
12:50				
01:00				

Fuente: Autores.

**NOTAS:**

[KW]: Potencia Activa  
 Cos  $\Phi$ : Factor de Potencia  
 [KVA]: Potencia Aparente  
 [KVAR]: Potencia Reactiva

✓ **Cálculo de energía**

Una vez registrado los datos eléctricos de los componentes, el siguiente paso fue el análisis de los mismos, seleccionándose para el cálculo de la energía el día con mayor demanda, correspondiente al día lunes.

Para establecer el valor del KW-h<sup>5</sup> es necesario conocer que su costo es específico para cada empresa teniendo en cuenta el nivel de tensión al que esté conectado. La Universidad Industrial de Santander es un usuario no regulado y puede negociar libremente con su suministrador de energía el valor de la comercialización. Para el año 2009, la Universidad Industrial de Santander pacto con la Comercializadora Energética Nacional de Colombia (CENCOL), un valor de \$284,41 para el KW-h que corresponde a una tarifa de nivel de tensión 2 (1≤ kV<sup>6</sup><30).

La legislación colombiana establece que en caso de que la potencia reactiva sea mayor al 50% de la potencia activa, el exceso de este 50% de la potencia reactiva se considerará como potencia activa y se facturará al precio de la misma.

$$Si \quad [KVAR] > \frac{[KW]}{2} \quad \rightarrow \quad \cos \varphi < 0.9 \quad (3.3)$$

Donde:

[KW]: Potencia Activa

[KVAR]: Potencia Reactiva

cos  $\varphi$  : Factor de Potencia (Adimensional)

Si se cumple la desigualdad anterior se procede a calcular la diferencia entre la potencia reactiva y la activa para estimar la cantidad de potencia reactiva a cancelar.

$$\Delta [KVAR] = [KVAR] - \frac{[KW]}{2} \quad (3.4)$$

Donde:

---

<sup>5</sup> Sigla para Kilovatio hora

<sup>6</sup> Sigla para Kilovoltio

$\Delta [KVAR]$ : Exceso de Potencia Reactiva

$$[KW]_{Total} = [KW] + \Delta [KVAR] \quad (3.5)$$

Donde:

$[KW]_{Total}$ : Potencia Total a Pagar en  $[KW]$

La energía que consume cada uno de los equipos en una hora se calculó por medio de la siguiente relación, teniendo en cuenta que las mediciones se realizaron durante 5 horas:

$$KW - h = \frac{\sum_{n=1}^i [KW]_{Total_i} \times \Delta t_i}{5} \quad (3.6)$$

Donde:

$KW - h$ : Energía consumida en una hora

$\Delta t$ : Intervalo de tiempo entre mediciones  $[h]$

Finalmente se estableció el consumo de energía mensual a cancelar así:

$$\text{Consumo de energía} = KW - h \times t_{rm} \times \$284,41 \quad (3.7)$$

Las siguientes tablas muestran los resultados.

Tabla 18. Consumo de energía compresor 1 / unidad enfriadora 1

Tiempo [h]	[KW]	[KVAR]	$\Delta$ [KVAR] (3.4)	[KW] TOTAL (3.5)	KW-h (3.6)
08:00	21,56	13,62	2,84	24,40	
08:10	21,46	13,44	2,71	24,17	
08:20	21,4	14	3,30	24,70	
08:30	21,42	13,64	2,93	24,35	
08:40	0	0	0	0	
08:50	22,07	13,04	2,01	24,08	
09:00	21,8	13,62	2,72	24,52	
09:10	21,72	13,04	2,18	23,90	
09:20	21,52	13,31	2,55	24,07	
09:30	21,85	14,2	3,28	25,13	
09:40	0	0	0	0	
09:50	21,99	13,13	2,14	24,13	
10:00	22,1	13,15	2,10	24,20	
10:10	22,53	13,84	2,58	25,11	
10:20	21,91	14,37	3,42	25,33	
10:30	0	0	0	0	21,99
10:40	22,38	13,72	2,53	24,91	
10:50	21,73	12,82	1,96	23,69	
11:00	21,72	14,24	3,38	25,10	
11:10	21,82	13,02	2,11	23,93	
11:20	22,11	12,47	1,42	23,53	
11:30	0	0	0	0	
11:40	22,31	13,76	2,61	24,92	
11:50	22,48	12,7	1,46	23,94	
12:00	22,63	12,83	1,52	24,15	
12:10	22,18	14,19	3,10	25,28	
12:20	21,53	13,88	3,12	24,65	
12:30	22,31	13,33	2,18	24,49	
12:40	22,7	13,35	2,00	24,70	
12:50	22,71	12,61	1,26	23,97	
01:00	22,22	13,24	2,13	24,35	

Fuente: Autores.

Tabla 19. Consumo de energía compresor 2 / unidad enfriadora 1

Tiempo [h]	[KW]	[KVAR]	$\Delta$ [KVAR] (3.4)	[KW] TOTAL (3.5)	KW-h (3.6)
08:00	21,66	13,8	2,97	24,63	
08:10	21,51	13,4	2,65	24,16	
08:20	21,55	13,9	3,13	24,68	
08:30	21,6	13,6	2,80	24,40	
08:40	21,76	13,3	2,42	24,18	
08:50	21,62	13,1	2,29	23,91	
09:00	21,78	13,4	2,51	24,29	
09:10	0	0	0	0	
09:20	21,36	13,3	2,62	23,98	
09:30	21,79	14	3,11	24,90	
09:40	21,72	13,8	2,94	24,66	
09:50	22,23	13,6	2,49	24,72	
10:00	21,86	13,3	2,37	24,23	
10:10	0	0	0	0	
10:20	21,82	14,2	3,29	25,11	
10:30	22,67	14,4	3,07	25,74	22,77
10:40	22,06	13,7	2,67	24,73	
10:50	21,89	12,8	1,86	23,75	
11:00	0	0	0	0	
11:10	22,76	12,6	1,22	23,98	
11:20	22,11	12,5	1,45	23,56	
11:30	22,45	12,5	1,28	23,73	
11:40	22,67	12,8	1,47	24,14	
11:50	22,47	12,5	1,27	23,74	
12:00	22,63	12,8	1,49	24,12	
12:10	22,35	14,2	3,03	25,38	
12:20	22,49	14	2,76	25,25	
12:30	22,49	14	2,76	25,25	
12:40	22,12	12,6	1,54	23,66	
12:50	22,71	12,6	1,25	23,96	
01:00	22,28	13,1	1,96	24,24	

Fuente: Autores.

Tabla 20. Consumo de energía compresor 1 / unidad enfriadora 2

Tiempo [h]	[KW]	[KVAR]	$\Delta$ [KVAR] (3.4)	[KW] TOTAL (3.5)	KW-h (3.6)
08:00	22,36	13,11	1,93	24,29	22,96
08:10	22,57	13,88	2,595	25,165	
08:20	22,59	13,85	2,555	25,145	
08:30	22,6	14,09	2,79	25,39	
08:40	21,81	13,87	2,965	24,775	
08:50	22,86	14,15	2,72	25,58	
09:00	0	0	0	0	
09:10	23,32	13,25	1,59	24,91	
09:20	23,99	13,49	1,495	25,485	
09:30	22,62	13,62	2,31	24,93	
09:40	23,75	13,58	1,705	25,455	
09:50	23,52	13,3	1,54	25,06	
10:00	22,74	14,01	2,64	25,38	
10:10	0	0	0	0	
10:20	22,95	14,05	2,575	25,525	
10:30	23,29	13,72	2,075	25,365	
10:40	22,71	14,19	2,835	25,545	
10:50	0	0	0	0	
11:00	22,44	11,4	0,18	22,62	
11:10	22,66	12,4	1,07	23,73	
11:20	23,89	11,57	0	23,89	
11:30	22,66	11,5	0,17	22,83	
11:40	23,01	12,63	1,125	24,135	
11:50	23,93	12,64	0,675	24,605	
12:00	22,07	12,32	1,285	23,355	
12:10	23,44	12,23	0,51	23,95	
12:20	23,69	13,32	1,475	25,165	
12:30	23,04	12,99	1,47	24,51	
12:40	23,45	12,62	0,895	24,345	
12:50	23,18	12,5	0,91	24,09	
01:00	23,6	11,6	0	23,6	

Fuente: Autores.

Tabla 21. Consumo de energía compresor 2 / unidad enfriadora 2

Tiempo	[KW]	[KVAR]	$\Delta$ [KVAR] (3.4)	[KW] TOTAL (3.5)	KW- h (3.6)
08:00	22,61	13,07	1,77	24,38	21,44
08:10	22,35	12,95	1,78	24,13	
08:20	22,27	12,88	1,75	24,02	
08:30	22,89	12,92	1,48	24,37	
08:40	23,03	12,54	1,03	24,06	
08:50	23,17	12,35	0,76	23,94	
09:00	22,87	11,57	0,14	23,01	
09:10	22,84	12,55	1,13	23,97	
09:20	22,25	11,76	0,64	22,89	
09:30	0	0	0	0	
09:40	22,92	12,58	1,12	24,04	
09:50	22,96	12,71	1,23	24,19	
10:00	23,79	12,37	0,48	24,27	
10:10	22,06	12,87	1,84	23,90	
10:20	23,4	12,89	1,19	24,59	
10:30	0	0	0	0	
10:40	22,04	11,89	0,87	22,91	
10:50	22,53	12,03	0,76	23,30	
11:00	23,66	12,78	0,95	24,61	
11:10	0	0	0	0	
11:20	23,09	12,38	0,84	23,93	
11:30	22,64	12,35	1,03	23,67	
11:40	23,27	12,27	0,64	23,91	
11:50	0	0	0	0	
12:00	23,37	12,23	0,55	23,92	
12:10	23,3	12,13	0,48	23,78	
12:20	22,48	12,27	1,03	23,51	
12:30	23,3	12,24	0,59	23,89	
12:40	22,13	12,22	1,16	23,29	
12:50	22,04	12,25	1,23	23,27	
01:00	22,9	12,14	0,69	23,59	

Fuente: Autores.

El consumo de los ventiladores fue constante como se puede observar en las tablas 15 y 16, por tanto los KW totales corresponden al consumo de energía en

una hora de estos equipos. En el caso de las bombas de recirculación de agua la desigualdad (3.3) no se cumple por tanto no hay penalización de potencia reactiva.

**Tabla 22. Consumo de energía de los ventiladores**

CHILLER	Equipo	[KW]	[KVAR]	$\Delta$ [KVAR] (3.4)	[KW] TOTAL (3.5)	KW-h (3.6)
1	Ventilador 2	1,19	2,01	1,42	2,61	2,61
	Ventilador 3	1,19	1,96	1,37	2,56	2,56
2	Ventilador 2	1,17	1,94	1,36	2,53	2,53
	Ventilador 3	1,2	1,97	1,37	2,57	2,57

Fuente: Autores.

**Tabla 23. Consumo mensual de energía del sistema de refrigeración**

CHILLER	Equipo	[KW-h]	Tiempo real mensual		Consumo mensual [\$] (3.7)
			Lun-Vier	Sab	
1	Compresor 1	21,99	271	38,2	1'933.791,19
	Compresor 2	22,77	272	38,2	2'008.860,07
	Ventilador 2	2,61	280	40	237.539,23
	Ventilador 3	2,56	280	40	232.988,67
2	Compresor 1	22,96	270	38	2'011.256,51
	Compresor 2	21,44	273	38,6	1'900.059,03
	Ventilador 2	2,53	280	40	230.258,34
	Ventilador 3	2,57	280	40	233.898,78
Bombas de recirculación de agua fría		12,12	280	40	1'103.055,74
<b>TOTAL</b>					<b>\$9'891.707,56</b>

Fuente: Autores.

### 3.1.2 Determinación de los costos de mantenimiento

La tarea fundamental del mantenimiento de activos de una empresa es preservar las funciones de los mismos dentro de su contexto operacional, además de ayudar a optimizar su desempeño. El mantenimiento no solo se trata de limpieza y engrase de una maquina, sino de su “puesta a punto” cada cierto tiempo. Este mantenimiento se puede realizar con un equipo de trabajo que pertenezca a la empresa o bien contratando a un tercero (outsourcing). Para valorar los costos

generados por las tareas de mantenimiento se debe tener en cuenta los siguientes aspectos:

- ✓ Tiempo requerido: para estudiar los equipos que serán incluidos en el programa de mantenimiento y reunir datos necesarios como manuales del fabricante y datos de placa, para ser organizada en manuales de mantenimiento, establecer las rutinas de mantenimiento y determinar la frecuencia de realización del mismo.
- ✓ Mano de obra: para poner en práctica el plan de mantenimiento preventivo se requiere de personal con experiencia, lo que demanda algún tipo de entrenamiento para el personal de esta área. Este ítem corresponde al mayor porcentaje en la determinación de los costos del mantenimiento preventivo.
- ✓ Repuestos, Materiales y Herramientas: es importante determinar las herramientas especiales y otros artículos de almacén que se requieren para realizar las actividades de mantenimiento. Adicionalmente se debe tener en cuenta los repuestos necesarios manteniendo un nivel de inversión baja relacionado a inventarios.

Para realizar este estudio se indagó sobre las actividades relacionadas con el mantenimiento de los equipos de refrigeración y aire acondicionado, y se encontró que mediante orden anual de servicios la División de Mantenimiento Tecnológico, contrató los servicios de una empresa para la realización de las tareas de mantenimiento de manera trimestral para un total de cuatro rutinas de al año. En el anexo F se observa el formato de intervenciones para los equipos de aire acondicionado.

**Tabla 24. Costo del mantenimiento preventivo. Sistema de refrigeración con condensación por aire.**

Descripción	Cantidad por año	Vr. Unitario [\$]	Vr. Total [\$]
Rutinas de mantenimiento Preventivo	4	1,477,500	\$5'910,000

Fuente: Autores.

Este valor corresponde al mantenimiento que se le realiza a todo el conjunto del sistema de refrigeración y aire acondicionado que comprende:

- ✓ 2 Unidades enfriadoras de agua
- ✓ 3 Bombas de recirculación de agua fría
- ✓ 2 Unidades recuperadoras de energía
- ✓ 8 Unidades manejadoras de aire

El valor de la rutina de mantenimiento preventivo para las unidades enfriadoras de agua y las bombas de recirculación de agua fría corresponde a un 40%, es decir \$591.000 equivale a un valor mensual y \$2'364.000 equivalen al valor anual del mantenimiento.

### **3.1.3 Determinación del costo inicial y de capital**

El costo de capital es la valoración del dinero que se ha invertido para obtener un producto, un trabajo o un servicio. El costo inicial se relaciona con el dinero que se invirtió para la adquisición, instalación y puesta en marcha de los equipos del sistema de refrigeración y aire acondicionado. En los costos de capital se contempla el costo inicial de la instalación lo que permite comparar varias alternativas visualizando la más económica además de tener en cuenta la factibilidad financiera de cada una. El costo inicial del sistema de refrigeración del CENTIC se determino por medio de cotizaciones realizadas a las empresas

proveedoras de los equipos actualmente instalados. La tabla 25 muestra los resultados.

### 3.1.3.1 Depreciación de equipos

La depreciación es la pérdida de valor que sufre un activo fijo debido a causas como:

- ✓ Depreciación física: es el desgaste producido por el inminente paso del tiempo; además no es necesario que el activo sea usado para su depreciación, por ejemplo una edificación.
- ✓ Depreciación funcional: es el desgaste que se produce debido a la utilización del activo.

La base para calcular la depreciación es el costo de adquisición del equipo, además de tener en cuenta los impuestos ocasionados en su adquisición. También se debe tener en cuenta la vida útil del equipo, que hace referencia a la duración del mismo dentro de la empresa. Para establecer la vida útil de los activos fijos se debe tener en cuenta las especificaciones del fabricante, desgaste por su utilización y la obsolescencia por avances tecnológicos.

Existen varios métodos para determinar el valor de la depreciación de los activos fijos, para este caso se utilizará el método de la línea recta debido a su sencillez y práctica en el ámbito financiero. Este método establece que los activos fijos se usan con la igual frecuencia anualmente a durante su vida útil generando así un valor igual de depreciación por periodo; por tanto, su representación gráfica produce una línea recta. La formula utilizada para calcular el valor de la depreciación es:

$$\text{Depreciación anual} = \frac{\text{Costo del activo}}{\text{Vida útil asignada}} \quad (3.7)$$

**Tabla 25. Costo inicial del sistema de refrigeración con condensación por aire**

EQUIPO	ITEM	CAPACIDAD	RANGO <sup>7</sup>	COSTO [US\$] <sup>8</sup>	COSTO UNITARIO [US\$]	COSTO TOTAL [US\$] <sup>9</sup>
<b>Chiller enfriado por aire (x2)</b>	Adquisición	90 Ton	----	50.000	100'254.500	222'163.972
	Instalación Puesta en marcha		60 [US\$ / TON]	5.400	10'827.486	
<b>Bomba de recirculación de agua fría (x3)</b>	Adquisición	7.5 HP	----	1.849	3'707.411,41	22'400.865,48
	Instalación Puesta en marcha		200 – 300 [US\$ / HP]	1.875	3'759.543,75	
					<b>TOTAL</b>	<b>\$244'564.837,48</b>

Fuente: Autores.

<sup>7</sup> Fuente: Quick reference for efficient chiller system design TRANE. (Para el caso de rangos con intervalos se tomó el valor promedio del mismo)

<sup>8</sup> Valor del dólar: \$2.005,09 (17 de diciembre de 2009)

<sup>9</sup> Este valor no incluye IVA

En la tabla 29 se muestran los costos de capital de los equipos a los cuales se les aplicará la depreciación. Para los equipos del sistema de aire acondicionado la vida útil asignada es de 10 años.

**Tabla 26. Costo de equipos para depreciación sistema de refrigeración con condensación por aire.**

Descripción	Cantidad	Vr. Unitario [\$]	Vr. Total [\$]
Enfriador de condensación por aire	2	111'081.986	222'163.972
Bomba recirculación de agua	3	7'466.955,16	22'400.865,48
<b>TOTAL COSTO BÁSICO</b>			<b>\$244'564.837,48</b>
			<b>IVA 16%</b>
			<b>\$39'130.373,99</b>
<b>TOTAL</b>			<b>\$283'695.211,47</b>

Fuente: Autores.

Reemplazando en la ecuación 3.7:

$$Depreciación\ anual = \frac{\$283'695.211,47}{10} = \$28'369.521,14$$

Los costos de capital por medio de la siguiente relación:

$$Costo\ capital = Costo\ inicial \times i \times 12 \quad (3.8)$$

Donde:

*i*: Interés mensual bancario para libre inversión (1.8%)

La base de este cálculo es el costo inicial más el valor del IVA (16%), luego:

$$Costo\ capital = \$61'278.165,68$$

A continuación se resumen los costos de operación y el costo inicial calculado para el caso del sistema de condensación por aire.

**Tabla 27. Resumen de los costos anuales del sistema de refrigeración con condensación por aire**

	Ítem	Valor [\$]	Total
Costo inicial		283'695.211,47	283'695.211,47
Costos de operación	Consumo de energía	118'700.490,7	210'712.177,52
	Costos de mantenimiento	2'364.000	
	Costo de capital	61'278.165,68	
	Depreciación de equipos	28'369.521,14	

Fuente: Autores.

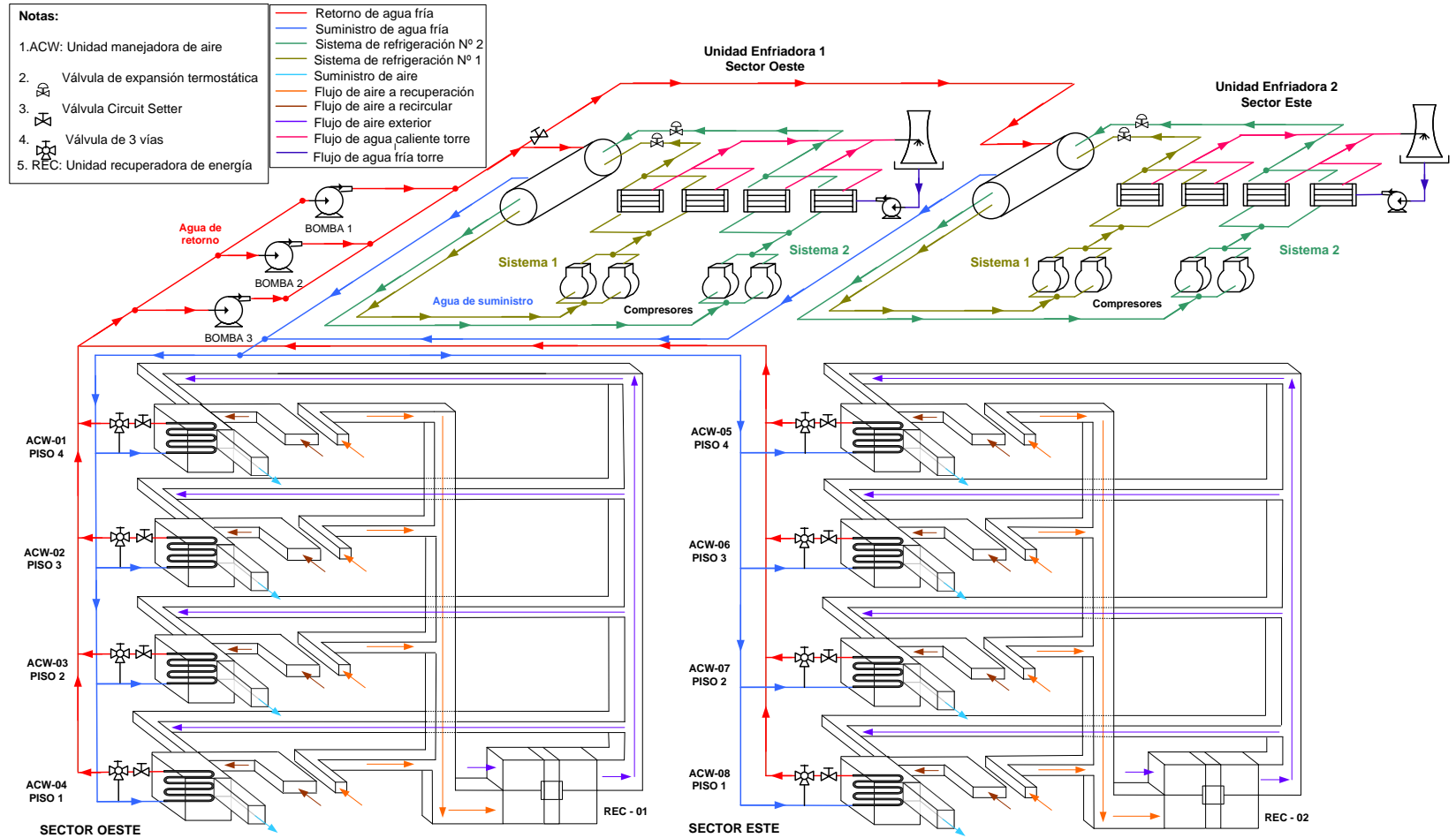
### **3.2 CASO 2: SISTEMA DE REFRIGERACIÓN CON CONDENSACIÓN POR AGUA (CAMBIANDO SOLAMENTE LOS CONDENSADORES)**

El análisis económico relacionado con un sistema de refrigeración con condensación por agua se planteó basado en un sistema hipotético en el cual se conservan los mismos equipos del sistema de refrigeración y aire acondicionado con la excepción del condensador, pues en este caso el condensador es enfriado por agua; además de los equipos auxiliares que su implementación demanda, tales como torres de enfriamientos y bombas de recirculación de agua. Por esto se planteó evaluar los mismos factores de costo para el caso de condensación por aire, tales como:

- ✓ Costos de energía de cada uno de los componentes del sistema.
- ✓ Costos de mantenimiento del sistema.
- ✓ Costos de capital.

Para evaluar estos costos del sistema de refrigeración se tuvo en cuenta las siguientes etapas:

**Figura 39. Sistema para acondicionamiento de aire del edificio CENTIC (Caso hipotético)**



Fuente: Autores.

### ✓ **Medición de los parámetros de operación**

Se inició con un estudio del comportamiento de sistema original de refrigeración para establecer las condiciones de operación de los diferentes componentes del sistema como: compresores, evaporador y condensadores, con el fin de calcular la cantidad de calor real que retira el condensador en un día normal de funcionamiento del edificio. Para esto se realizó un monitoreo de temperaturas y presiones en los componentes del sistema de refrigeración durante varios días para establecer el día de mayor carga térmica en el edificio. Estas mediciones se hicieron cada 10 minutos debido a que el sistema de control toma lectura de variables en el mismo lapso de tiempo, esto con la finalidad de monitorear las variables simultáneamente con el sistema de control (Tablas 28 y 29).

En el monitoreo de temperaturas se utilizó el sistema de adquisición de datos de National Instruments por medio del software Labview (Anexo D).

**Figura 40. Adquisición de datos**



Fuente: Autores.

**Tabla 28. Datos de operación unidad enfriadora 1**

Tiempo	Temp Amb [°C]	EVAPORADOR				COMPRESORES				Nº Comp. Func.	CONDENSADOR	
		Temp Agua [°C] T sal	Temp Agua [°C] T ent	Temp R22 [°C] T ent	Temp R22 [°C] T sal	P succ [Barg]	P des [Barg]	T succ [°C]	T des [°C]		Temp R22 [°C] T ent	Temp R22 [°C] T sal
08:00	25,9	6,34	8,69	2,28	6,22	4,35	16,00	15,35	62,17	2	51,01	31,12
08:10	26	6,38	8,71	2,34	6,29	4,36	16,50	15,45	61,98	2	51,38	30,31
08:20	26,6	6,35	8,68	2,11	6,10	4,32	16,40	15,76	62,64	2	51,18	32,37
08:30	27,1	6,33	8,63	2,27	6,21	4,35	16,40	15,10	62,26	2	51,27	31,33
08:40	27,4	6,25	8,64	2,22	6,18	4,34	16,30	14,26	61,42	1	50,08	30,18
08:50	27,9	6,42	8,61	2,40	6,34	4,37	16,40	15,63	63,67	2	52,36	32,07
09:00	27,1	6,40	8,68	2,34	6,31	4,36	16,60	15,59	63,17	2	52,06	30,32
09:10	27,3	6,29	8,50	2,16	6,15	4,33	16,30	14,01	60,65	1	50,28	31,09
09:20	27,1	6,35	8,67	2,28	6,26	4,35	16,60	16,31	63,82	2	53,02	33,21
09:30	27,2	6,42	8,65	2,39	6,35	4,37	16,50	16,61	64,38	2	52,34	33,23
09:40	27	6,39	8,59	2,34	6,31	4,36	16,40	14,56	62,98	1	51,19	32,75
09:50	27,4	6,51	8,70	2,51	6,46	4,39	16,40	15,28	63,63	2	52,17	33,78
10:00	27,3	6,49	8,69	2,50	6,42	4,39	16,80	15,91	63,95	2	52,13	33,25
10:10	27,6	6,43	8,62	2,46	6,38	4,38	16,30	14,09	62,67	1	51,54	32,13
10:20	27,5	6,51	8,71	2,51	6,46	4,39	16,80	15,78	63,82	2	53,39	33,32
10:30	27,5	6,37	8,58	2,23	6,20	4,34	16,60	14,21	62,07	1	52,35	31,22
10:40	27,8	6,44	8,68	2,41	6,35	4,37	17,00	16,40	63,38	2	53,61	34,19
10:50	28,1	6,46	8,69	2,40	6,37	4,37	17,00	16,53	63,85	2	51,43	34,06
11:00	28,5	6,33	8,61	2,33	6,28	4,36	16,40	15,65	61,45	1	50,11	33,20
11:10	30,1	6,44	8,74	2,45	6,37	4,38	16,90	15,32	62,54	2	54,37	35,54
11:20	30,2	6,42	8,67	2,46	6,35	4,38	16,80	15,76	65,78	2	54,32	35,46
11:30	30,4	6,37	8,59	2,39	6,32	4,37	14,40	14,24	60,65	1	52,26	33,34
11:40	30,4	6,51	8,72	2,49	6,45	4,39	16,50	15,37	61,36	2	54,28	34,89
11:50	30,6	6,45	8,71	2,41	6,39	4,37	16,70	15,55	61,43	2	54,29	34,06
12:00	30,8	6,49	8,75	2,35	6,42	4,36	18,10	15,30	62,42	2	53,15	34,44
12:10	31	6,57	8,87	2,46	6,53	4,38	18,30	15,81	69,89	2	53,48	34,10
12:20	31,2	6,53	8,82	2,52	6,49	4,39	18,60	15,11	65,04	2	53,32	34,29
12:30	31,5	6,47	8,85	2,35	6,42	4,36	16,50	15,26	62,89	2	53,05	34,27
12:40	31,6	6,46	8,81	2,42	6,42	4,37	16,20	15,68	63,49	2	54,17	34,53
12:50	31	6,49	8,86	2,51	6,43	4,39	17,40	15,09	65,89	2	54,14	35,21
13:00	31,1	6,48	8,83	2,46	6,41	4,38	18,20	15,96	64,05	2	54,09	35,40

Fuente: Autores.

**Tabla 29. Datos de operación unidad enfriadora 2**

Tiempo	EVAPORADOR					COMPRESOR				Nº Comp. Func.	CONDENSADOR	
	Temp Amb [°C]	Temp Agua [°C] T sal	Temp Agua [°C] T ent	Temp R22 [°C] T ent	Temp R22 [°C] T sal	P succ [Barg]	P des [Barg]	T succ [°C]	T des [°C]		Temp R22 [°C] T ent	Temp R22 [°C] T sal
08:00	24,2	6,27	8,65	2,22	6,15	4,34	15,4	14,34	66,65	2	56,5	31,48
08:10	24,4	6,22	8,69	2,11	6,11	4,31	15,30	14,46	66,59	2	56,47	31,73
08:20	24,9	6,29	8,64	2,28	6,19	4,35	15,60	14,53	67,21	2	56,38	31,63
08:30	25,7	6,35	8,69	2,34	6,24	4,36	16,20	14,45	67,73	2	56,65	31,60
08:40	25,9	6,47	8,68	2,46	6,38	4,38	16,00	14,51	67,21	2	57,96	31,76
08:50	25,8	6,33	8,65	2,28	6,24	4,35	16,80	15,55	67,73	2	57,56	31,60
09:00	25,9	6,20	8,59	1,99	6,05	4,30	15,40	14,88	66,57	1	56,24	30,10
09:10	25,8	6,24	8,66	2,16	6,10	4,33	16,90	15,13	67,23	2	58,84	32,85
09:20	25,8	6,27	8,62	2,11	6,06	4,32	16,90	15,31	66,59	2	58,53	33,97
09:30	25,8	6,22	8,58	1,99	6,05	4,29	15,10	14,14	65,42	1	56,16	30,07
09:40	25,5	6,26	8,63	2,09	6,12	4,32	16,80	15,35	66,42	2	58,74	33,94
09:50	25,5	6,25	8,68	2,20	6,15	4,34	16,10	15,41	66,86	2	59,84	33,63
10:00	25,9	6,20	8,56	2,1	6,04	4,31	15,80	14,26	65,88	1	58,17	31,37
10:10	26,1	6,31	8,64	2,29	6,22	4,35	16,30	15,57	66,36	2	58,68	32,25
10:20	26,2	6,36	8,67	2,21	6,18	4,34	16,20	15,46	66,38	2	58,62	33,22
10:30	26,4	6,31	8,55	2,00	6,10	4,3	15,80	14,68	65,13	1	56,29	31,56
10:40	26,4	6,37	8,67	2,15	6,12	4,33	16,40	16,78	66,98	2	58,89	32,56
10:50	26,4	6,32	8,55	1,93	6,09	4,28	15,10	15,76	65,50	1	56,37	30,72
11:00	26,9	6,36	8,63	2,10	6,11	4,31	16,30	16,92	66,65	2	58,31	33,34
11:10	27,2	6,30	8,51	2,04	6,06	4,30	15,80	15,51	65,30	1	56,06	32,59
11:20	27,5	6,36	8,60	2,12	6,10	4,32	16,50	15,68	66,98	2	58,19	33,98
11:30	28,1	6,33	8,69	2,29	6,20	4,35	16,20	15,67	66,71	2	58,13	33,67
11:40	28,6	6,42	8,73	2,2	6,18	4,34	16,50	15,59	66,33	2	58,35	32,89
11:50	28,5	6,41	8,62	2,10	6,06	4,32	15,20	14,81	65,33	1	55,79	30,23
12:00	29,1	6,45	8,72	2,17	6,10	4,33	15,50	15,57	66,98	2	56,66	32,53
12:10	29,4	6,49	8,81	2,1	6,07	4,31	15,90	15,52	66,74	2	57,82	33,79
12:20	29,8	6,51	8,82	2,29	6,22	4,35	15,20	15,60	67,96	2	57,53	32,34
12:30	30,2	6,55	8,88	2,13	6,10	4,32	16,50	15,57	67,43	2	57,75	33,76
12:40	30,6	6,54	8,83	2,29	6,19	4,35	15,90	15,59	67,12	2	57,48	33,36
12:50	30,5	6,50	8,86	2,3	6,17	4,34	16,10	15,52	67,94	2	57,99	33,40
13:00	30,1	6,54	8,89	2,15	6,13	4,32	16,70	15,58	67,22	2	57,33	33,72

Fuente: Autores.

✓ **Análisis de los datos recopilados**

Una vez recopilados los datos de operación del sistema de refrigeración, el paso a seguir fue el análisis e interpretación de los mismos. Como se mencionó anteriormente, los compresores funcionaban intermitentemente, por esto solo se tuvieron en cuenta los datos que correspondían a dos compresores funcionando simultáneamente.

Esto con el fin de promediar estos valores para obtener así la mayor cantidad calor retirado en el condensador. En la tabla 30 se muestran los valores promediados de operación del sistema cuando trabajan los dos compresores.

**Tabla 30. Valores promedios de los componentes del sistema de refrigeración.**

C H I L L E R	EVAPORADOR				C H I L L E R	EVAPORADOR			
	$T_{in H_2O}$	$T_{out H_2O}$	$T_{in R22}$	$T_{out R22}$		$T_{in H_2O}$	$T_{out H_2O}$	$T_{in R22}$	$T_{out R22}$
	8.70°C	6.42°C	2.38°C	6.34°C		8.68°C	6.35°C	2.17°C	6.14°C
1	COMPRESOR				2	COMPRESOR			
	$p_{succ}$	$p_{des}$	$T_{in R22}$	$T_{out R22}$		$p_{succ}$	$p_{des}$	$T_{in R22}$	$T_{out R22}$
	5.37 Bar	17.72 Bar	15.38°C	63.29°C		5.33 Bar	17.01 Bar	15.28°C	66.68°C
1	$T_{amb}$		CONDENSADOR		2	$T_{amb}$		CONDENSADOR	
	28.65 °C		$T_{in R22}$	$T_{out R22}$		27.07 °C		$T_{in R22}$	$T_{out R22}$
			52.51°C	33.18°C				57.56°C	32.38°C

Fuente: Autores.

### 3.2.1 Cálculo de la capacidad de los componentes del sistema de refrigeración

La capacidad de cada uno de los componentes del sistema de refrigeración se calculó mediante las siguientes ecuaciones:

$$\dot{Q}_{evap_{H_2O}} = \dot{m}_{H_2O} \times C_{p_{H_2O}} \times (T_1 - T_2) \quad (3.9)$$

$$\dot{Q}_{evap_{R22}} = \dot{m}_{R22} \times (h_2 - h_1) \quad (3.10)$$

$$\dot{Q}_{comp} = \dot{m}_{R22} \times (h_4 - h_3) \quad (3.11)$$

$$\dot{Q}_{cond} = \dot{m}_{R22} \times (h_5 - h_6) \quad (3.12)$$

Donde:

$\dot{Q}_{evap_{H_2O}}$ : Capacidad en el evaporador por el lado del agua [KW]

$\dot{m}_{H_2O}$ : Flujo másico de agua [Kg/s]

$C_{p_{H_2O}}$ : Calor específico del agua [4.203 KJ/Kg-K]

$T_1$ : Temperatura del agua a la entrada del evaporador [°C]

$T_2$ : Temperatura del agua a la salida del evaporador [°C]

$\dot{Q}_{evap_{R22}}$ : Capacidad en el evaporador por el lado del refrigerante [KW]

$\dot{m}_{R22}$ : Flujo másico de refrigerante R22 [Kg/s]

$h_2$ : Entalpía del refrigerante a la salida del evaporador [KJ/Kg]

$h_1$ : Entalpía del refrigerante a la entrada del evaporador [KJ/Kg]

$\dot{Q}_{comp}$ : Capacidad en el compresor [KW]

$h_3$ : Entalpía a la entrada del compresor [KJ/Kg]

$h_4$ : Entalpía a la salida del compresor [KJ/Kg]

$\dot{Q}_{cond}$ : Capacidad en el condensador [KW]

$h_5$ : Entalpía a la entrada del condensador [KJ/Kg]

$h_6$ : Entalpía a la salida del condensador [KJ/Kg]

Para calcular el flujo másico de agua se utilizó la ecuación:

$$\dot{m}_{H_2O} = \dot{V} \times \rho \times \frac{1 \text{ min}}{60 \text{ s}} \times \frac{1 \text{ m}^3}{264.172 \text{ gal}} \quad (3.13)$$

Donde:

$\dot{V}$ : Caudal de agua [GPM]

$\rho$ : Densidad del agua [1000 Kg/m<sup>3</sup>]

El caudal de agua se estableció con los datos del balanceo realizado al sistema de agua fría cuando se instaló. Este balanceo consiste en medir el caudal de agua de cada unidad manejadora de aire por medio de la válvula circuit setter ubicada en el retorno del serpentín de enfriamiento con el fin de comprar este flujo de agua con los parámetros de diseño. Debido a que el sistema de agua fría es un circuito cerrado, el flujo de agua se puede considerar constante. En la tabla 31 se muestran los resultados del balanceo realizado al sistema de agua fría, que fueron suministrados por el personal del edificio.

**Tabla 31. Resultados balanceo sistema de agua fría**

ZONA	UNIDAD MANEJADORA	CAUDAL DE DISEÑO [GPM]	CAUDAL MEDIDO [GPM]	TOTAL ZONA [GPM]
<b>OESTE</b>	ACW 01	54.84	54	261.7
	ACW 02	83.34	80	
	ACW 03	70.11	75	
	ACW 04	53.24	52.7	
<b>ESTE</b>	ACW 05	61.47	61	257.8
	ACW 06	75.07	79	
	ACW 07	68.12	68	
	ACW 08	54.1	49.8	

Fuente: Archivo CENTIC.

El flujo másico de refrigerante se calculó haciendo uso de la tabla de rendimiento del compresor (Tabla 4) la cual suministra datos como la capacidad en el evaporador, trabajo de compresión, flujo másico de refrigerante, corriente eléctrica, efecto refrigerante y eficiencia isentrópica. Para ingresar en la tabla del rendimiento del compresor, se ubica la temperatura de condensación en la columna de la izquierda y la temperatura de evaporación en la fila superior, luego

se busca el punto de intercepción de estas dos temperaturas donde se encuentran los datos anteriormente mencionados.

Para calcular la temperatura de condensación fue necesario establecer la presión a la entrada del condensador, determinando la caída de presión a lo largo de la tubería desde el compresor hasta el condensador con la ayuda del diagrama de pérdidas de carga correspondiente al refrigerante R22 (Anexo G). Para calcular la pérdida de carga se necesitaron los siguientes datos:

- Capacidad en el evaporador [KW]
- Temperatura de evaporación [°C]
- Temperatura de condensación [°C]
- Diámetro de la tubería de descarga [in]
- Longitud equivalente [m]

Como aún se desconoce la temperatura de condensación, se realizó una serie de iteraciones para calcularla suponiendo la presión de entrada al condensador igual a la de la salida del compresor. Una vez calculada la temperatura de condensación se iteró nuevamente hasta obtener un porcentaje de error mínimo.

Tabla 32. Resultados de las iteraciones para calcular la temperatura de condensación y la presión a la entrada del condensador

Chiller	Iteración Nº	Tramo calculado	$\dot{m}_{H_2O}$ [Kg/s] (3.11)	$\dot{Q}_{evap_{H_2O}}$ [KW] (3.7)	$T_{evap}$ [°C]	$P_{in\ cond}$ supuesta [Bar]	$T_{cond}$ a $P_{supuesta}$ [°C]	$D_{tuberia}$ [in]	$L_e$ [m]	$\Delta P$ [KPa/m]	$P_{in\ cond}$ calculada [Bar]	$T_{cond}$ calculada [°C]
1	1	Descarga	16.510	158.212	2.38	17.72	46.04	1 5/8	41.85	3.5	16.25	42.39
	2	Descarga	16.510	158.212	2.38	16.25	42.39	1 5/8	41.85	3.33	16.33	42.60
	3	Descarga	16.510	158.212	2.38	16.33	42.60	1 5/8	41.85	3.33	<b>16.33</b>	<b>42.60</b>
2	1	Descarga	16.265	155.865	2.24	16.93	44.11	1 5/8	41.85	3.666	15.396	40.16
	2	Descarga	16.265	155.865	2.24	15.396	40.16	1 5/8	41.85	3.5	15.466	40.35
	3	Descarga	16.265	155.865	2.24	15.466	40.35	1 5/8	41.85	3.583	<b>15.431</b>	<b>40.25</b>

Fuente: Autores.

$$P_{in\ cond\ calculada} = (P_{in\ cond\ supuesta}) - (\Delta P \times L_e) \quad (3.14)$$

Conocidas las temperaturas de condensación y evaporación, se calculó el flujo másico de refrigerante como se explico anteriormente.

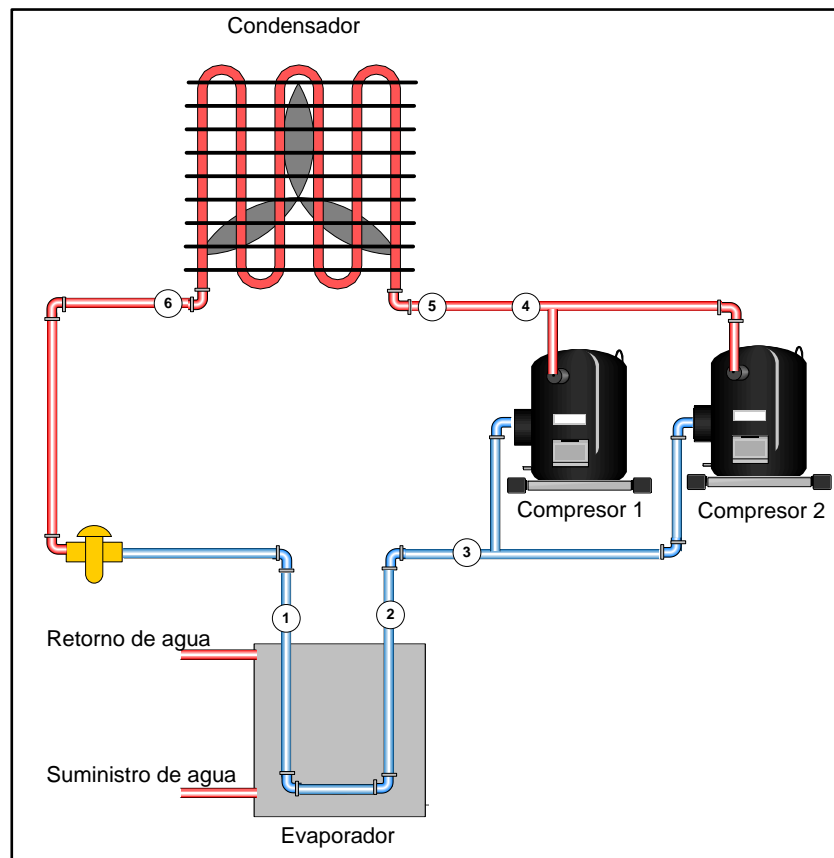
Tabla 33. Flujo másico de refrigerante

Chiller	$T_{evap}$ [°C]	$T_{cond}$ [°C]	$\dot{m}_{R22}$ [Kg/s] Un compresor	$\dot{m}_{R22}$ [Kg/s] Total
1	2.38	42.60	0.475	0.950
2	2.17	40.46	0.474	0.948

Fuente: Autores.

Con estos datos se determinaron los estados en cada uno de los componentes del sistema, para luego calcular las capacidades en cada uno de los mismos.

Figura 41. Estados del sistema de refrigeración



Fuente: Autores.

Para determinar el estado del evaporador se necesitó calcular la presión a la entrada del mismo. Con la ayuda del diagrama de pérdida de carga para refrigerante R22 se calculó la caída de presión desde la salida del evaporador hasta la entrada del compresor. Para calcular la pérdida de carga se necesitaron los siguientes datos:

Para el chiller 1:

- Capacidad en el evaporador = 159.543 KW
- Temperatura de evaporación = 2.38°C
- Temperatura de condensación = 42.60°C
- Diámetro de la tubería de succión =  $2 \frac{5}{8} in$
- Longitud equivalente = 38.29 m
- $\Delta P = 0.346 \text{ KPa}/m \times 38.29 \text{ m} = 13.248 \text{ KPa} = 0.132 \text{ Bar}$
- Presión a la salida del evaporador = 5.37 + 0.132 = 5.50 Bar

Para el chiller 2:

- Capacidad en el evaporador = 160.022 KW
- Temperatura de evaporación = 2.17°C
- Temperatura de condensación = 40.46°C
- Diámetro de la tubería de succión =  $2 \frac{5}{8} in$
- Longitud equivalente = 38.29 m
- $\Delta P = 0.366 \text{ KPa}/m \times 38.29 \text{ m} = 14.014 \text{ KPa} = 0.140 \text{ Bar}$
- Presión a la salida del evaporador = 5.33 + 0.140 = 5.47 Bar

**Tabla 34. Determinación de estados Chiller 1**

<b>C H I L L E R  1</b>	Estado 1: Entrada Evaporador			Estado 2: Salida Evaporador		
	$T_1$ [°C]	$P_1$ [Bar]	$h_1$ [KJ/Kg-K]	$T_2$ [°C]	$P_2$ [Bar]	$h_2$ [KJ/Kg-K]
	2.38	5.50	240.67	6.34	5.50	408.61
	$\dot{Q}_{evap_{R22}} = \dot{m}_{R22} \times (h_2 - h_1) = 159.543 \text{ KW} = 544381.173 \frac{BTU}{h} = 45.365 \text{ Ton}$					
	Estado 3: Entrada Compresores			Estado 4: Salida Compresores		
	$T_3$ [°C]	$P_3$ [Bar]	$h_3$ [KJ/Kg-K]	$T_4$ [°C]	$P_4$ [Bar]	$h_4$ [KJ/Kg-K]
	15.38	5.37	415.56	63.29	17.72	434.05
	$\dot{Q}_{comp} = \dot{m}_{R22} \times (h_4 - h_3) = 17.565 \text{ KW} = 59934.032 \frac{BTU}{h} = 4.994 \text{ Ton}$					
	Estado 5: Entrada Condensadores			Estado 6: Salida Condensadores		
	$T_5$ [°C]	$P_5$ [Bar]	$h_5$ [KJ/Kg-K]	$T_6$ [°C]	$P_6$ [Bar]	$h_6$ [KJ/Kg-K]
52.51	16.33	426.34	33.18	16.33	240.67	
$\dot{Q}_{cond} = \dot{m}_{R22} \times (h_5 - h_6) = 176.387 \text{ KW} = 601855.060 \frac{BTU}{h} = 50.145 \text{ Ton}$						

Fuente: Autores.

**Tabla 35. Determinación de estados Chiller 2**

<b>C H I L L E R  2</b>	Estado 1: Entrada Evaporador			Estado 2: Salida Evaporador		
	$T_1$ [°C]	$P_1$ [Bar]	$h_1$ [KJ/Kg-K]	$T_2$ [°C]	$P_2$ [Bar]	$h_2$ [KJ/Kg-K]
	2.17	5.47	239.72	6.14	5.47	408.52
	$\dot{Q}_{evap_{R22}} = \dot{m}_{R22} \times (h_2 - h_1) = 160.022 \text{ KW} = 546015.582 \frac{BTU}{h} = 45.501 \text{ Ton}$					
	Estado 3: Entrada Compresores			Estado 4: Salida Compresores		
	$T_3$ [°C]	$P_3$ [Bar]	$h_3$ [KJ/Kg-K]	$T_4$ [°C]	$P_4$ [Bar]	$h_4$ [KJ/Kg-K]
	15.28	5.33	415.56	66.68	17.01	438.26
	$\dot{Q}_{comp} = \dot{m}_{R22} \times (h_4 - h_3) = 21.519 \text{ KW} = 73425.587 \frac{BTU}{h} = 6.118 \text{ Ton}$					
	Estado 5: Entrada Condensadores			Estado 6: Salida Condensadores		
	$T_5$ [°C]	$P_5$ [Bar]	$h_5$ [KJ/Kg-K]	$T_6$ [°C]	$P_6$ [Bar]	$h_6$ [KJ/Kg-K]
57.56	15.51	432.39	32.34	15.51	239.72	
$\dot{Q}_{cond} = \dot{m}_{R22} \times (h_5 - h_6) = 182.651 \text{ KW} = 623228.632 \frac{BTU}{h} = 51.936 \text{ Ton}$						

Fuente: Autores.

### 3.2.2 Selección del condensador enfriado por agua

Un condensador es correctamente seleccionado cuando su capacidad para transferir calor desde el sistema es igual a la carga de enfriamiento más el trabajo producido por la compresión del gas. Esta suma se conoce con el nombre de calor de rechazo. Cada unidad enfriadora tiene dos circuitos de refrigeración independientes, por tanto dos condensadores enfriados por agua serían requeridos. Para seleccionar el condensador se debe tener en cuenta los siguientes factores:

- a. Rata de flujo de agua: es la velocidad a la cual el flujo de agua circula por el condensador.
- b. Caída de presión: es la pérdida de presión debido a la fricción. En los condensadores, la caída de presión es la diferencia de presión entre la entrada y la salida del agua.
- c. Factor de ensuciamiento: La mayoría del agua contiene suciedad que puede cubrir el tubo por el cual circula el refrigerante, actuando como aislante y disminuyendo la transferencia de calor entre el refrigerante y el agua.
- d. Tipo de fluido: Es importante conocer el tipo de fluido para determinar la compatibilidad con el material del condensador, ya que la combinación de varios puede tener resultados adversos como la corrosión.
- e. Diferencial de temperatura (ITD): La diferencia de temperatura inicial (ITD) es la diferencia entre la temperatura de entrada del agua y la temperatura de condensación. Cuanto mayor sea el ITD, mayor será la rata de transferencia de calor.

Según la norma ARI Standard 550-590 de 2003 las condiciones de diseño son:

- Temperatura de entrada del agua en el evaporador: 54°F
- Temperatura de salida del agua en el evaporador: 44°F
- Temperatura de evaporación: 35°F
- Temperatura de entrada del agua al condensador: 85°F
- Temperatura de salida del agua en el condensador: 95°F
- Temperatura de condensación: 105°F
- Factor de ensuciamiento: 0.00025 h-ft<sup>2</sup>-°F/BTU

Con los datos anteriores de temperatura de evaporación y de condensación, se puede determinar la capacidad en el evaporador y el trabajo de un compresor instalado en cada unidad enfriadora para sus condiciones nominales con base en la tabla del rendimiento del compresor (Tabla 4).

Los datos para entrar a la tabla del rendimiento del compresor son:

- $T_{eva} = 35^{\circ}\text{F}$
- $T_{cond} = 105^{\circ}\text{F}$

Con estas temperaturas se obtiene la capacidad y el trabajo de compresión de un solo compresor instalada en cada unidad enfriadora:

- $CAP = 277877.679 \text{ BTU}/h$
- $P = 19334.166 \text{ Watts}$

Con estos datos se puede calcular el calor total de rechazo en el condensador con base en la siguiente relación:

$$\dot{Q}_{RC_T} = \sum_{i=1}^n CAP_i + (P_i \times 3412.13) \quad (3.15)$$

Donde:

$\dot{Q}_{RC_T}$ : Calor de rechazo total en el condensador por la totalidad de compresores instalados en la unidad enfriadora [BTU/h]

$n$ : Numero de compresores instalados en cada unidad enfriadora (4 compresores)

$CAP_i$ : Capacidad en el evaporador por compresor [BTU/h]

$P_i$ : Trabajo de compresión por compresor [KW]

Los cuatro compresores se calculan a las mismas condiciones nominales por tanto la capacidad y el trabajo de compresión calculados anteriormente son los mismos valores para los cuatro compresores. Reemplazando estos valores en la ecuación 3.15 se tiene:

$$\dot{Q}_{RC_T} = 1'375.391,2 \text{ BTU} / \text{h} = 114.62 \text{ Ton}$$

Se seleccionará un condensador por compresor instalado en cada unidad enfriadora, debido a que los condensadores tienen un porcentaje de inundación de refrigerante. Para este caso de estudio, como se mencionó anteriormente los compresores funcionaban intermitentemente, para lo cual cuando trabajan dos compresores el condensador estaría en el rango de inundación adecuado, pero al salir de funcionamiento un compresor este porcentaje disminuiría, por tanto la eficiencia del condensador disminuiría.

Para un compresor instalado se tiene:

$$\dot{Q}_{RC_1} = 343847.80 \text{ BTU} / \text{h} = 28.65 \text{ Ton}$$

Ahora se puede calcular el flujo de agua requerido en el condensador para retirar este calor, con base en la siguiente relación:

$$\dot{Q}_{RC1} = 500 \times \dot{V}_{RC} \times \Delta T \quad (3.16)$$

Donde:

$\dot{V}_{RC}$ : Flujo de agua requerido en el condensador [GPM]

$\Delta T$ : Diferencia de temperatura a través del condensador [°F]

Despejando el flujo de agua de la ecuación 3.16 se tiene:

$$\dot{V}_{RC} = 68.77 \text{ GPM}$$

Una vez determinada la capacidad en el condensador y el flujo de agua requerido en el mismo, se puede seleccionar el condensador. Con base en los datos suministrados por el fabricante Standar Refrigeration Company, se selecciona cuatro condensadores, uno para cada compresor instalado en la unidad, cada uno con las siguientes especificaciones:

- Referencia: HSE-20A (Horizontal Super Efficient)
- $ITD$ : 20°F
- $\dot{V}_c = 80 \text{ GPM}$
- $CAP = 356733 \text{ BTU} / \text{h} = 29.72 \text{ Ton}$
- $\Delta P = 5.81 \text{ PSI}$
- Longitud del intercambiador = 51  $\frac{1}{8}$  in
- Diámetro del intercambiador = 8  $\frac{5}{8}$  in
- Diámetro del puerto de entrada del refrigerante = 1  $\frac{5}{8}$  in

- Diámetro del puerto de salida del refrigerante =  $1 \frac{1}{8} \text{ in}$
- Diámetro del puerto de entrada del agua =  $2 \text{ in}$
- Diámetro del puerto de salida del agua =  $2 \text{ in}$

En el anexo H se muestra la tabla de rendimiento de los condensadores anteriormente seleccionados y otros datos de interés.

**Figura 42. Condensador enfriado por agua HSE**



Fuente: Catálogo de productos comerciales de refrigeración 2009. Standard Refrigeration Company.

### **3.2.3 Selección de la torre de enfriamiento**

La instalación de una torre de enfriamiento se hace necesaria debido a que el condensador requiere de un suministro constante de agua fría para enfriar el refrigerante. Se considera que no es viable la utilización de agua de ríos o lagos no solo por la falta de fuentes cercanas de agua, sino además por el impacto ambiental que su utilización ocasiona. Para seleccionar una torre de enfriamiento para un condensador enfriado por agua se deben considerar los siguientes factores:

- a. Calor total de rechazo: es el calor que la torre debe eliminar del agua que proviene del condensador.

- b. Rata de flujo de agua: es el flujo de agua que circula por la torre proveniente del condensador.
- c. Temperatura de entrada del agua a la torre proveniente del condensador.
- d. Temperatura del agua a la salida de la torre de enfriamiento.
- e. Temperatura de bulbo húmedo del aire exterior donde se ubicará la torre de enfriamiento.
- f. Rango: es la diferencia entre la temperatura de entrada del agua a la torre y la temperatura de salida del agua de la torre.
- g. Aproximación: es la diferencia entre la temperatura a la cual sale el agua de la torre y la temperatura de bulbo húmedo del aire que entra a la torre.
- h. “Blowdown”: es el agua descargada por el drenaje de la torre de manera periódica para evitar la formación de sólidos disueltos.
- i. “Make-up”: cantidad de agua que se adiciona para compensar la pérdida de agua que sufre la torre por fenómenos de evaporación, arrastre y “Blowdown”.

Según Handbook of Air Conditioning and Refrigeration segunda edición, Una torre de enfriamiento para aplicaciones de aire acondicionado, se selecciona bajo las siguientes condiciones nominales:

- Temperatura de entrada del agua a la torre: 95°F
- Temperatura de salida del agua de la torre: 85°F
- Temperatura de bulbo húmedo del aire ambiente: 78°F

- Rango: 10°F
- Aproximación: 7°F
- Rata de flujo de agua: 3GPM/Ton por tonelada en el condensador.

Según el Handbook de productos y aplicaciones volumen III del fabricante Baltimore Aircoil Company, para seleccionar la torre de enfriamiento se debe calcular el calor de rechazo por la torre como sigue:

$$\dot{Q}_{RT} = \dot{V}_T \times 500 \times R \quad (3.17)$$

Donde:

$\dot{Q}_{RT}$ : Calor de rechazo por la torre de enfriamiento [BTU/h]

$\dot{V}_T$ : Volumen total de agua requerido por la torre [GPM]

$R$ : Rango [°F]

Según Handbook of Air Conditioning and Refrigeration segunda edición, el “Blowdown” es usualmente de 0.8 - 1% del total del flujo de agua en circulación. La pérdida por arrastre varia de 0.1 - 0.2%. La pérdida por evaporación es 1% y el “Make-up” es aproximadamente 2% del flujo total del agua en circulación. Por tanto, se puede calcular el “Make-up” que considera todos los factores mencionados anteriormente como sigue:

$$\text{Make - up} = 0.02 \times 8 \times \dot{V}_c \quad (3.18)$$

Luego:

$$\text{Make - up} = 12.8 \text{ GPM}$$

Ahora se calcula el calor rechazado por la torre de enfriamiento teniendo en cuenta que el flujo de agua total es:

$$\dot{V}_T = (4 \times \dot{V}_C) \quad (3.19)$$

Luego:

$$\dot{V}_T = 320 \text{ GPM}$$

Luego el calor de rechazo por la torre según la ecuación (3.17):

$$\dot{Q}_{RT} = 1'600.000 \text{ BTU} / \text{h}$$

Para convertir el calor de rechazo por la torre a toneladas, se usa la siguiente relación:

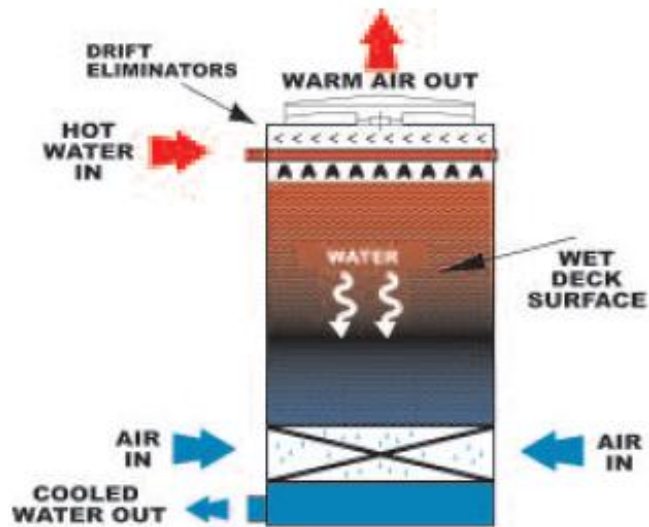
$$\dot{Q}_{RT}[\text{Ton}] = \frac{\text{BTU} / \text{h}}{15000} \quad (3.20)$$

Luego:

$$\dot{Q}_{RT} = 106.67 \text{ Ton}$$

Con base en el Handbook de productos y aplicaciones volumen III del fabricante Baltimore Aircoil Company se seleccionó una torre de enfriamiento modelo PT2 para cada unidad enfriadora, debido a que tiene aplicaciones para sistemas de aire acondicionado y es ideal para instalaciones donde el espacio es reducido o limitado. Adicionalmente el calor total rechazado y el flujo total de agua para la torre se encuentran dentro del rango de operación de este modelo PT2.

Figura 43. Esquema de funcionamiento torre de enfriamiento PT2



Fuente: Handbook de productos y aplicaciones volumen III. Baltimore Aircoil Company

Datos de las torres seleccionadas:

- Referencia: PT2-0412A-1H
- Flujo de aire por celda: 30750 CFM
- Número de celdas: 1
- Capacidad Nominal: 117 Ton
- Potencia del motor: 5 HP
- Numero de motores: 2
- Configuración: contra flujo
- Sistema de distribución de agua: spray presurizado
- Sistema de ventilador: ventilador axial de tiro inducido.
- Rango de capacidad (una celda): 99 - 502 Ton nominales
- Flujo de agua: 297 - 1506 GPM a 95°F/85°F/78°F WB
- Máxima temperatura de entrada del agua: 140°F para relleno standard y 150°F para material de relleno alternativo.

En el anexo I se muestran otros datos del fabricante relacionados con la torre de enfriamiento anteriormente seleccionada.

### **3.2.4 Selección de la bomba de recirculación de agua**

Para seleccionar la bomba de recirculación de agua fue necesario tener en cuenta las siguientes etapas:

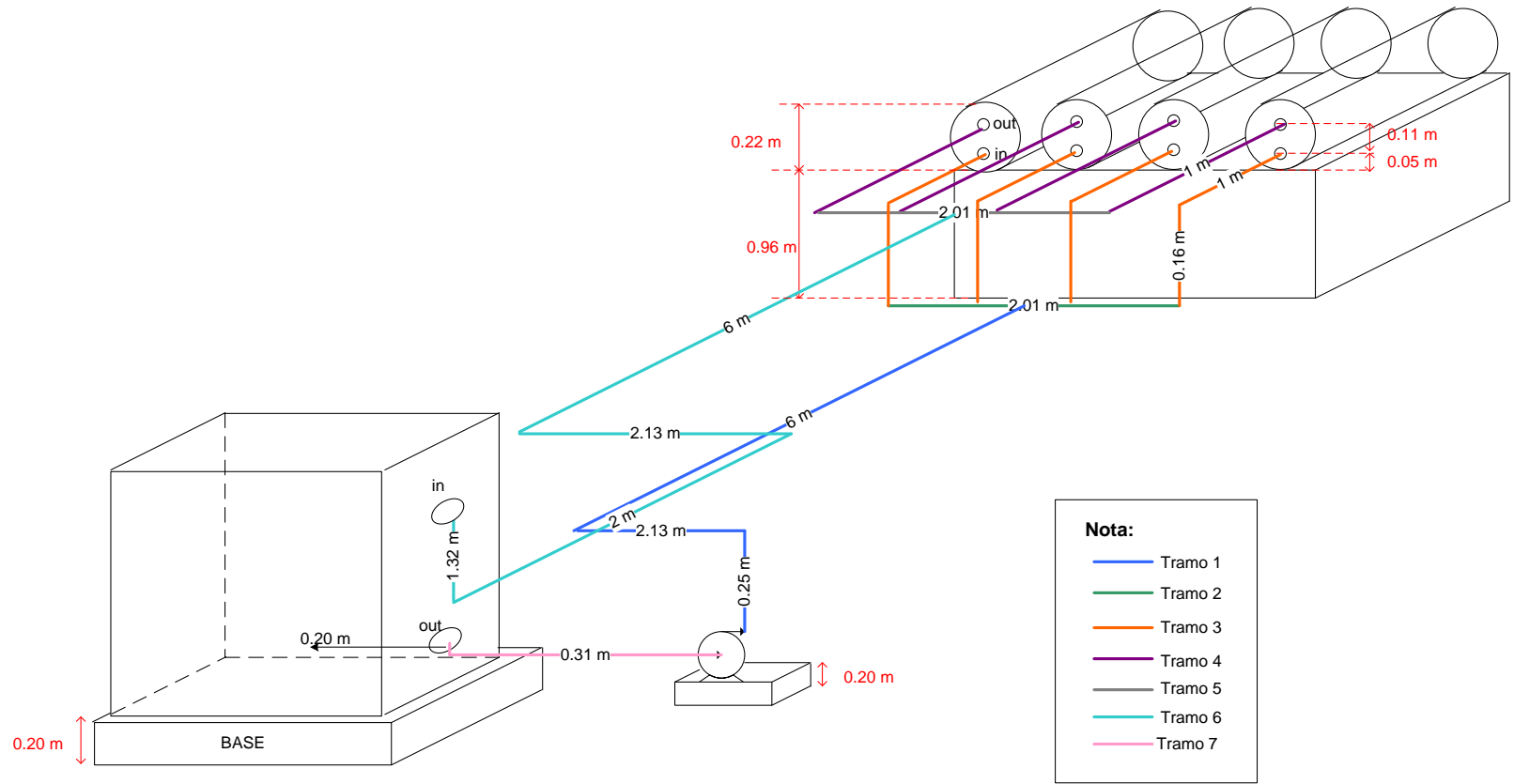
#### **3.2.4.1 Trazado de la tubería de agua**

En el trazado de la tubería fue necesario ubicar la torre de enfriamiento y los condensadores en el sitio donde trabajarían, es decir en la terraza del edificio. Para establecer las distancias entre estos equipos se tuvo en cuenta los planos de la terraza y la ubicación de otros equipos instalados previamente en la misma. Adicionalmente se tuvo en cuenta los espacios requeridos para la circulación del personal encargado tanto para la supervisión de equipos como para el mantenimiento. Una vez considerados los factores mencionados anteriormente se planteó el esquema del trazado de la tubería como se observa en la figura 44.

#### **3.2.4.2 Determinación del tamaño de la tubería**

El tamaño de la tubería se determinó seleccionando un diámetro nominal para las tuberías de acero cedula 40, verificando luego que cumpliera los límites de velocidad establecidos por el Handbook de productos y aplicaciones volumen III del fabricante Baltimore Aircoil Company, las cuales se muestran en la tabla 36.

Figura 44. Trazado de la tubería para conexiones entre condensadores y torre de enfriamiento



Fuente: Autores.

**Tabla 36. Velocidad máxima para el flujo de tubería**

Diámetro conexión [in]	Flujo máximo de agua [GPM]	Velocidad máxima del agua [Ft/s]
3	225	10.2
4	400	10.2
6	900	10.2
8	1600	10.2
10	2300	9,4
12	3200	9,1
14	3700	7,8
16	4650	6,7

Fuente: Handbook de productos y aplicaciones volumen III. Baltimore Aircoil Company.

Del anexo J se seleccionó el diámetro nominal e interior de la tubería y se determinó la velocidad correspondiente de cada tramo, verificando que no sobrepasara los valores de la tabla 36, utilizando las siguientes relaciones:

$$\dot{V} = V \times A \quad (3.21)$$

$$A = \frac{\pi}{4} D_{int}^2 \quad (3.22)$$

Donde:

$\dot{V}$ : Caudal de agua [in<sup>3</sup>/s]

$V$ ; Velocidad en el tramo de tubería [in/s]

$A$ : Área de la sección transversal de la tubería [in<sup>2</sup>]

$D_{int}$ : Diámetro interior de la tubería [in]

**Tabla 37. Diámetros y velocidades de la tubería**

Tramo	Caudal [in <sup>3</sup> /s]	Diámetro nominal [in]	Diámetro interior [in]	Área transversal [in <sup>2</sup> ]	Velocidad [Ft/s]
1	1.232	4	4.026	12.73	8.065
2	616	4	4.026	12.73	4.03
3	308	2	2.067	3.36	7.63
4	308	2	2.067	3.36	7.63
5	616	4	4.026	12.73	4.03
6	1.232	4	4.026	12.73	8.065
7	1.232	4	4.026	12.73	8.065

Fuente: Autores.

### 3.2.4.3 Determinación de las pérdidas por fricción

Una vez determinados los diámetros de la tubería, se calculó la pérdida por fricción por medio de la grafica que se muestra en el anexo K. Para calcular esta pérdida los datos necesarios son: el caudal y diámetro nominal de la tubería. En la tabla 38 se muestran las perdidas calculadas en cada uno de los tramos.

**Tabla 38. Cálculo de la pérdida total del sistema**

Tramo	Caudal [GPM]	Diámetro [in]	Longitud equivalente [Ft]	Pérdida por fricción [Ft/100 Ft agua]	Perdida equivalente [Ft]
1	320	4	71.49	9	6.43
2	160	4	8,79	2,5	0,22
3	80	2	14,8	23	3,40
4	80	2	8,78	23	2.02
5	160	4	30.79	2.5	0.77
6	320	4	70.56	9	6.35
7	320	4	11.51	9	1.04
Condensadores	80	2	-	-	0.54
Presión estática	320	-	-	-	6.36
<b>PERDIDA TOTAL DEL SISTEMA</b>					<b>27.13</b>

Fuente: Autores.

Finalmente se puede seleccionar la bomba para la recirculación de agua teniendo en cuenta que satisfaga el flujo total del sistema al igual que la pérdida en el mismo. Adicionalmente se debe tener en cuenta que su punto de operación se debe encontrar cerca al punto de su máxima eficiencia. Algunos autores como Edward G. Pita recomienda para sistemas hidráulicos una bomba que trabaje a 1750 RPM en lugar de una que trabaje a 3500 RPM, debido a que la alta velocidad puede ocasionar mayores niveles de ruido. Los datos para la selección son:

Flujo de agua: 320 GPM

Pérdida total del sistema: 27.13 Ft

Datos de las bombas:

- Marca: Bell & Gossett
- Referencia: Series 1510 3AC
- Velocidad de rotación: 1750 RPM
- Flujo de agua: 320 GPM
- Tamaño de rodete: 6.5 in
- Potencia del motor: 5 Hp
- Eficiencia: 78%
- Diámetro de succión: 4 in

En el anexo L se muestran otros datos suministrados por el fabricante.

### 3.3 CASO 3: SISTEMA DE REFRIGERACIÓN CON CONDENSACIÓN POR AGUA (CAMBIANDO TOTALMENTE EL CHILLER)

#### 3.3.1 Selección del chiller enfriado por agua

Para seleccionar el chiller enfriado por agua se tuvo en cuenta la norma ARI Standard 550-590 del 2003 donde las condiciones de diseño son:

- Temperatura de entrada del agua en el evaporador: 54°F
- Temperatura de salida del agua en el evaporador: 44°F
- Temperatura de evaporación: 35°F
- Temperatura de entrada del agua al condensador: 85°F
- Temperatura de salida del agua en el condensador: 95°F
- Temperatura de condensación: 105°F
- Factor de ensuciamiento en el condensador: 0.00025 h-ft<sup>2</sup>-°F/BTU
- Factor de ensuciamiento en el evaporador: 0.0001 h-ft<sup>2</sup>-°F/BTU

Adicionalmente se conoce el flujo de agua que debe enfriar cada chiller:

- Flujo de agua chiller 1: 261.7 GPM
- Flujo de agua chiller 2: 257.8 GPM

Con base en el catalogo del fabricante YORK el procedimiento de selección es el siguiente:

- Determinación de la capacidad requerida:

$$CAP_i = \frac{\dot{V}_i \times R}{24} \quad (3.23)$$

Donde:

$CAP_i$ : Capacidad de enfriamiento en cada chiller [Ton]

$\dot{V}_i$ : Flujo de agua a enfriar en cada chiller [GPM]

$R$ : Rango [10°F]

Luego:

$$CAP_1 = 109.04 \text{ Ton}$$

$$CAP_2 = 107.42 \text{ Ton}$$

Con estas capacidades se puede seleccionar la unidad enfriadora de agua que cumpla con las mismas. Del catalogo del fabricante se selecciona la siguiente unidad;

Modelo: YCWS0120SC

Capacidad: 110.3 Ton

Potencia del compresor: 86.2 KW

Calor de rechazo en el condensador: 1617 MBTU/H

- Determinación de los requerimientos del agua de enfriamiento en el condensador:

$$CAP_{cond} = \frac{\dot{Q}_R \times 1000}{15000} \quad (3.24)$$

Donde:

$CAP_{cond}$ : Capacidad en el condensador de la unidad enfriadora [Ton]

$\dot{Q}_R$ : Calor de rechazo en el condensador [MBTU/H]

Luego:

$$CAP_{cond} = 107.8 \text{ Ton}$$

El flujo requerido de agua en el condensador esta dado por:

$$\dot{V}_{cond} = \frac{CAP_{cond} \times 30}{R} \quad (3.25)$$

Donde:

$\dot{V}_{cond}$ : Flujo de agua en el condensador [GPM]

Luego:

$$\dot{V}_{cond} = 323.4 \text{ GPM}$$

Datos del chiller con condensación por agua:

- Marca: York
- Referencia: YCWS0120SC
- Capacidad nominal: 110 Ton
- Circuitos de refrigerante independientes: 2
- Tipo de refrigerante: R-22
- Tipo de compresor: Semi – hermético tornillo
- Número de compresores: 2

En el anexo M se muestran más datos del fabricante.

### **3.4 DETERMINACION DE LOS COSTOS PARA LOS CASOS DE CONDENSACION POR AGUA**

#### **3.4.1 Determinación de los costos de energía**

##### **3.4.1.1 Consumo de energía de los compresores**

La determinación del consumo de energía de los compresores se hizo mediante el uso de la tabla de rendimiento de los mismos (Tabla 4), donde los datos tabulados están en función de la temperatura de condensación y de evaporación como se mencionó anteriormente. La temperatura de evaporación fue medida, y la temperatura de condensación se determinó por medio de la norma ARI Standard 550-590 de 2003. La tabla 39 muestra la potencia para un compresor instalado en el chiller.

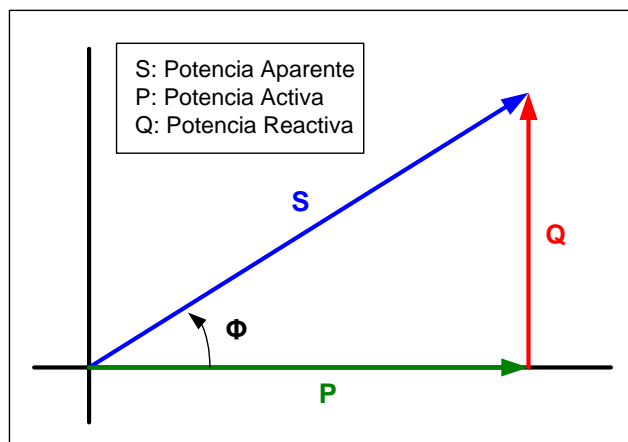
**Tabla 39. Potencia de los compresores**

Chiller	$T_{evap}$ [°C]	$T_{cond}$ [°C]	Pot [KW]
1	2.38	40.56	19.39
2	2.17	40.56	19.38

Fuente: Autores.

Debido que para el análisis anterior se considero la potencia reactiva, para calcularla se tomó un factor de potencia de 0.85, que es considerado aceptable para motores eléctricos. Teniendo en cuenta el triangulo de potencias, se obtuvieron las siguientes relaciones para calcular la potencia reactiva:

**Figura 45. Triangulo de potencias**



Fuente: Autores.

$$S = V \times I \quad (3.26)$$

$$P = V \times I \times \cos \varphi \quad (3.27)$$

$$Q = V \times I \times \sin \varphi \quad (3.28)$$

Donde:

$S$ : Potencia Aparente [KVA]

$P$ : Potencia Activa [KW]

$Q$ : Potencia Reactiva [KVAR]

$V$ : Tensión en las líneas [V]

$I$ : Corriente en las líneas [A]

$\cos \varphi$ : Factor de Potencia

Pero:

$$\cos \varphi = 0.85 \rightarrow \varphi = 31.79^\circ$$

Como dato conocido se tiene la potencia activa, por tanto de la ecuación (3.27) se puede despejar la potencia aparente para luego reemplazar en la ecuación (3.28) y calcular la potencia reactiva. Simplificando:

$$Q = S \times \sin 31.79 \quad (3.29)$$

Una vez calculada la potencia reactiva, se puede calcular la potencia total a pagar por medio de las relaciones (3.3), (3.4) y (3.5). Adicionalmente el consumo de energía se calculó asumiendo el mismo tiempo de funcionamiento de los equipos para el caso de condensación por aire por medio de las relaciones (3.1) y (3.2). Finalmente el costo del consumo mensual de energía se determinó por medio de la relación (3.6). Los resultados se muestran en la tabla 40 y 41.

**Tabla 40. Cálculo de la potencia reactiva y potencia total activa para los chiller's enfriados por agua (Cambiando solo los condensadores).**

Chiller	Equipo	[KW]	[KVA] (3.27)	[KVAR] (3.29)	$\Delta$ [KVAR] (3.4)	[KW] <sub>Totales</sub> (3.5)
1	Comp. 1	19.39	22.81	12.02	2.33	21.72
	Comp. 2	19.39	22.81	12.02	2.33	21.72
2	Comp. 1	19.38	22.8	12.01	2.32	21.7
	Comp. 2	19.38	22.8	12.01	2.32	21.7

Fuente: Autores.

**Tabla 41. Consumo mensual de energía de los compresores (Cambiando solo los condensadores).**

Chiller	Equipo	[KW] <sub>Totales</sub> (3.5)	Tiempo real Mensual [h]		Consumo mensual [\$] (3.6)
			Lun-Vier	Sab	
1	Comp. 1	21.72	271	38,2	1'910.047,50
	Comp. 2	21.72	272	38,2	1'916.224,89
2	Comp. 1	21.7	270	38,0	1'900.882,68
	Comp. 2	21.7	273	38,6	1'923.100,79
<b>TOTAL</b>					<b>\$7'650.255,86</b>

Fuente: Autores.

### 3.4.1.2 Consumo de energía de las bombas de recirculación de agua caliente

El consumo de energía de la bomba de recirculación de agua de la torre de enfriamiento, se calculó estableciendo previamente el desempeño de los condensadores y para ello fue necesario establecer el flujo másico de agua para que estos fueran capaces de retirar el calor calculado anteriormente (Tablas 33 y 34). Teniendo en cuenta que en cada unidad enfriadora funcionaba uno de los dos sistemas instalados con dos compresores, por tanto para esta condición se tienen dos condensadores retirando este calor.

El flujo másico de agua se calculo por medio de la siguiente relación:

$$\dot{Q}_{cond_{H_2O}} = \dot{m}_{H_2O} \times C_{p_{H_2O}} \times (T_1 - T_2) \quad (3.30)$$

Donde:

$\dot{Q}_{evap_{H_2O}}$ : Capacidad en el condensador por el lado del agua [KW]

$\dot{m}_{H_2O}$ : Flujo másico de agua [Kg/s]

$C_{p_{H_2O}}$ : Calor específico del agua [4.203 KJ/Kg-K]

$T_1$ : Temperatura del agua a la entrada del condensador [°C]

$T_2$ : Temperatura del agua a la salida del condensador [°C]

La diferencia de temperaturas del agua en el condensador se estableció en 10°F (5.5°C) siguiendo la norma ARI Standard 550-590 de 2003.

El caudal de agua se calculó usando la siguiente relación:

$$\dot{m}_{H_2O} = \dot{V}_c \times \rho \times \frac{1 \text{ min}}{60 \text{ s}} \times \frac{1 \text{ m}^3}{264.172 \text{ gal}} \quad (3.31)$$

Donde:

$\dot{V}_c$ : Caudal de agua para los dos condensadores [GPM]

$\rho$ : Densidad del agua [1000 Kg/m<sup>3</sup>]

Finalmente el caudal por cada condensador se calculó mediante la siguiente relación:

$$\dot{V} = \frac{\dot{V}_c}{2} \quad (3.32)$$

Los resultados se muestran en la tabla 42.

**Tabla 42. Cálculo del caudal de agua para los condensadores enfriados por agua.**

Chiller	$\dot{Q}_{cond_{H_2O}}$ [KW]	$\dot{m}_{H_2O}$ [Kg/s] (3.22)	$\dot{V}_c$ [GPM] (3.23)	$\dot{V}$ [GPM] (3.24)
1	176.387	7.630	120.94	60.47
2	182.651	7.901	126.66	63.33

Fuente: Autores.

Con los caudales anteriormente calculados se trazó la nueva curva del sistema para establecer el punto de operación de la bomba, dando como resultado una potencia de 2.2 HP (1.64 KW) (Anexo L). Para calcular el consumo de energía de las bombas de recirculación de agua se determinó el tiempo de funcionamiento de las bombas mediante la siguiente relación:

$$t_m = t_d \times \begin{cases} 20 \rightarrow \text{Lun} - \text{Vier} \\ 4 \rightarrow \text{Sabados} \end{cases} \quad (3.33)$$

Donde:

$t_m$ : Tiempo de funcionamiento mensual [h]

$t_d$ : Tiempo de funcionamiento diario [h]

Recordando que el sistema de refrigeración y aire acondicionado está programado para un funcionamiento así:

- Lunes a Viernes: 6:00 a.m – 8:00 p.m
- Sábados: 8:00 a.m – 6:00 p.m

Entonces:

$$t_m = 280 \text{ horas} \quad (\text{Lun} - \text{Vier})$$

$$t_m = 40 \text{ horas} \quad (\text{Sab})$$

De igual forma se calculó la potencia reactiva por medio de las relaciones (3.27) y (3.29). Finalmente el costo del consumo mensual de energía se determinó por medio de la relación (3.6).

**Tabla 43. Cálculo de la potencia reactiva y potencia total activa para las bombas de recirculación de agua caliente.**

Equipo	[KW]	[KVA] (3.27)	[KVAR] (3.29)	$\Delta$ [KVAR] (3.4)	[KW] <sub>Totales</sub> (3.5)
Bomba 1	1.64	1.93	1.02	0.2	1.84
Bomba 2	1.64	1.93	1.02	0.2	1.84

$$\text{Consumo de energía} = \$334.921,22$$

### 3.4.1.3 Consumo de energía de la torre de enfriamiento

Los elementos a considerar para determinar el consumo de energía en la torre de enfriamiento son los dos ventiladores que hacen circular el aire dentro de la misma. Teniendo en cuenta las especificaciones técnicas de las torres se tomaron los siguientes datos:

- Potencia del motor: 5 HP = 3.73 KW
- Número de motores: 2

El tiempo de funcionamiento por medio de la relación (3.33), entonces:

$$t_m = 280 \text{ horas} \quad (\text{Lun} - \text{Vier})$$

$$t_m = 40 \text{ horas} \quad (\text{Sab})$$

De igual forma se calculó la potencia reactiva por medio de las relaciones (3.27) y (3.29). Finalmente el costo del consumo mensual de energía se determinó por medio de la relación (3.6).

Tabla 44. Cálculo de la potencia reactiva y potencia total activa para las torres de enfriamiento.

Torre de Enfriamiento	Equipo	[KW]	[KVA] (3.27)	[KVAR] (3.29)	$\Delta$ [KVAR] (3.4)	[KW] <sub>Totales</sub> (3.5)
1	Ventilador 1	3.73	4.39	2.31	0.45	4.18
	Ventilador 2	3.73	4.39	2.31	0.45	4.18
2	Ventilador 1	3.73	4.39	2.31	0.45	4.18
	Ventilador 2	3.73	4.39	2.31	0.45	4.18

$$\text{Consumo de energía} = \$1'521.707,26$$

#### 3.4.1.4 Consumo de energía del chiller enfriado por agua

El consumo de energía del chiller enfriado por agua se calculó por medio de la tabla de rendimiento del mismo que se muestra en la tabla 45.

Tabla 45. Rendimiento del chiller enfriado por agua YCWS0120SC.

Carga [%]	Capacidad [Ton]	Potencia compresor [KW]	EER
1.0	110.3	86.2	15.4
0.8	82.7	61.4	16.2
0.5	55.1	31.3	21.2
0.3	27.6	23.4	14.1

Fuente: Catalogo YCWS Water Cooled Liquid Chiller York.

Recordando las capacidades a la cual se encuentran trabajando cada uno de los chiller's se tiene:

- ✓ Chiller 1: 45.365 Ton
- ✓ Chiller 2: 45.501 Ton

Luego el porcentaje de carga al cual se encuentra trabajando el equipo y la potencia requerida por cada uno es:

Chiller 1:

- ✓ Porcentaje de carga: 41.17%
- ✓ Potencia: 25.77 KW

Chiller 2:

- ✓ Porcentaje de carga: 41.29%
- ✓ Potencia: 25.85 KW

El consumo de energía se calculó asumiendo el mismo tiempo de funcionamiento de los equipos para el caso de condensación por aire por medio de las relaciones (3.1) y (3.2). De igual forma se calculó la potencia reactiva por medio de las relaciones (3.27) y (3.29). Finalmente el costo del consumo mensual de energía se determinó por medio de la relación (3.6). Los resultados se muestran en la tabla 46.

**Tabla 46. Cálculo de la potencia reactiva y total para los chiller's enfriados por agua (Cambiando totalmente el chiller).**

Chiller	[KW]	[KVA] (3.27)	[KVAR] (3.29)	$\Delta$ [KVAR] (3.4)	[KW] <sub>Totales</sub> (3.5)
1	25.77	30.32	15.73	2.84	28.61
2	25.85	30.41	16.02	3.10	28.95

Fuente: Autores.

**Tabla 47. Consumo de energía de los compresores (Cambiando totalmente el chiller).**

Chiller	[KW] <sub>Totales</sub> (3.5)	Tiempo real Mensual [h]		Consumo mensual [\$] (3.6)
		Lun-Vier	Sab	
1	28.61	271	38,2	2'515.951,12
2	28.95	270	38,0	2'535.940,21
<b>TOTAL</b>				<b>\$5'051.891,33</b>

Fuente: Autores.

**Tabla 48. Resumen de los costos mensuales de energía del sistema de refrigeración con condensación por agua (Cambiando los condensadores)**

<b>EQUIPO</b>	<b>COSTO [\$]</b>
Chiller enfriado por agua 1	3'826.272,39
Chiller enfriado por agua 2	3'823.983,47
Bombas de distribución de agua fría (x2)	1'103.055,74
Bombas de recirculación de agua caliente (x2)	334.921,22
Torre de enfriamiento (x2)	1'521.707,26
<b>TOTAL</b>	<b>\$10'609.940,08</b>

Fuente: Autores.

**Tabla 49. Resumen de los costos mensuales de energía del sistema de refrigeración con condensación por agua (Cambiando el chiller)**

<b>EQUIPO</b>	<b>COSTO [\$]</b>
Chiller enfriado por agua 1	2'515.951,12
Chiller enfriado por agua 2	2'535.940,21
Bombas de distribución de agua fría (x2)	1'103.055,74
Bombas de recirculación de agua caliente (x2)	334.921,22
Torre de enfriamiento (x2)	1'521.707,26
<b>TOTAL</b>	<b>\$8'011.575,55</b>

Fuente: Autores.

### **3.4.2 Determinación de los costos de mantenimiento**

Los costos de mantenimiento se determinaron con base en las rutinas de cada uno de los equipos y con ayuda de empresas que tienen como objeto la prestación de servicios de mantenimiento a equipos de refrigeración y aire acondicionado. En el anexo N, O y P se muestran las rutinas de mantenimiento de la torre de enfriamiento, la bomba de recirculación de agua caliente y los condensadores enfriados por agua respectivamente. En las tablas 47 y 48 se muestran los costos de mantenimiento para cada uno de los sistemas.

**Tabla 50. Costos de mantenimiento preventivo. Sistema de refrigeración con condensación por agua (Cambiando los condensadores)**

Descripción	Cantidad por año	Vr. Unitario	Vr. Total
Rutinas de mantenimiento Preventivo	4	1'737.600	\$6'950.400

Fuente: Autores.

**Tabla 51. Costos de mantenimiento preventivo. Sistema de refrigeración con condensación por agua (Cambiando el chiller)**

Descripción	Cantidad por año	Vr. Unitario	Vr. Total
Rutinas de mantenimiento Preventivo	4	1'550.100	\$6'200.400

Fuente: Autores.

### **3.4.3 Determinación del costo inicial y de capital**

Los costos de capital para el caso de condensación por agua se establecieron de la misma forma que para el caso inicial de estudio por medio de los rangos de capacidades de cada uno de los equipos. Las tablas 49 y 50 muestran los resultados.

Tabla 52. Costo inicial para el caso de condensación por agua (Cambiando los condensadores)

EQUIPO	ITEM	CAPACIDAD	RANGO <sup>10</sup>	COSTO [US\$] <sup>11</sup>	COSTO UNITARIO [\$]	COSTO TOTAL [\$] <sup>12</sup>
<b>Chiller enfriado por agua (Conservando los compresores y el evaporador) (x2)</b>	Adquisición		---	39.700 <sup>13</sup>	79'602.073	180'859.118
	Instalación	90	60	5.400	10'827.486	
	Puesta en marcha		[US\$/TON]			
<b>Bomba de recirculación de agua fría (x3)</b>	Adquisición		----	1.849	3'707.411,41	22'400.865,48
	Instalación	7.5 HP	200 – 300	1.875	3'759.543,75	
	Puesta en marcha		[US\$/HP]			
<b>Torre de Enfriamiento (x2)</b>	Adquisición	320 GPM	---	11.600	23'259.044	85'491.929,7
	Tubería	$\Phi=4''$ – 23.85 m	168.166,67 [\$/m]	4'010.775,08*	4'010.775,08	
		$\Phi=2''$ – 8.64 m	53.333,33 [\$/m]	460.799,97*	460.799,97	
	Instalación	117 Ton	60	7.020	14'075.731,8	
	Válvula de compuerta	$\Phi=4''$	---	649.687*	649.687	
		$\Phi=2''$	---	289.927*	289.927	
<b>Bomba de recirculación de agua caliente (x2)</b>	Adquisición		---	1.528	3'063.777,52	11'140.280,04
	Instalación	5 HP	200 – 300	1.250	2'506.362,5	
	Puesta en marcha		[US\$/HP]			
<b>Intercambiador de calor enfriado por agua (x8)</b>	Adquisición		---	2.331	4'673.864,79	90'325.294,32
	Instalación	30 Ton	80 – 140	3.300	6'616.797	
	Puesta en marcha		[US\$/TON]			
					<b>TOTAL</b>	<b>\$390'217.487,54</b>

Fuente: Autores.

\*Estos valores están dados en Pesos Colombianos

<sup>10</sup> Fuente: Quick reference for efficient chiller system design TRANE. (Para el caso de rangos con intervalos se tomó el valor promedio del mismo)

<sup>11</sup> Valor del dólar: \$2.005,09 (17 de diciembre de 2009)

<sup>12</sup> Este valor no incluye IVA

<sup>13</sup> Este valor hace referencia al costo de los compresores, el evaporador y demás elementos auxiliares del chiller y se obtuvo de restar el valor de los 4 condensadores por aire al costo total del chiller enfriado por aire: 50.000-(2.575x4). Valor de cada condensador: US\$2.575

Tabla 53. Costo inicial para el caso de condensación por agua (Cambiando totalmente el chiller)

EQUIPO	ITEM	CAPACIDAD	RANGO <sup>14</sup>	COSTO [US\$] <sup>15</sup>	COSTO UNITARIO [\$]	COSTO TOTAL [US\$] <sup>16</sup>
<b>Chiller enfriado por agua (x2)</b>	Adquisición		---	65.000	130'330.850	287'128.888
	Instalación, Puesta en marcha	110 Ton	60 [US\$/TON]	6.600	13'233.594	
<b>Bomba de recirculación de agua fría (x3)</b>	Adquisición		----	1.849	3'707.411,41	22'400.865,48
	Instalación Puesta en marcha	7.5 HP	200 – 300 [US\$/HP]	1.875	3'759.543,75	
<b>Torre de Enfriamiento (x2)</b>	Adquisición	320 GPM	---	11.600	23'259.044	85'491.929,7
	Tubería	$\Phi=4'' - 23.85$ m	168.166,67 [\$/m]	4'010.775,08*	4'010.775,08	
		$\Phi=2'' - 8.64$ m	53.333,33 [\$/m]	460.799,97*	460.799,97	
	Instalación Puesta en marcha	117 Ton	60 [US\$/TON]	7.020	14'075.731,8	
	Válvula de compuerta	$\Phi=4''$	---	649.687*	649.687	
$\Phi=2''$		---	289.927*	289.927		
<b>Bomba de recirculación de agua caliente (x2)</b>	Adquisición		---	1.528	3'063.777,52	11'140.280,04
	Instalación Puesta en marcha	5 HP	200 – 300 [US\$/HP]	1.250	2'506.362,5	
<b>TOTAL</b>						<b>\$406'161.963,22</b>

Fuente: Autores.

<sup>14</sup> Fuente: Quick reference for efficient chiller system design TRANE. (Para el caso de rangos con intervalos se tomó el valor promedio del mismo)

<sup>15</sup> Valor del dólar: \$2.005,09 (17 de diciembre de 2009)

<sup>16</sup> Este valor no incluye IVA

### 3.4.3.1 Depreciación de equipos

La depreciación de los equipos se realizó de la misma forma que para el caso inicial por medio de la ecuación (3.7). Las tablas 51 y 52 muestran el costo base para realizar la depreciación de los equipos.

**Tabla 54. Costos de depreciación condensación por agua (Cambiando los condensadores)**

Descripción	Cantidad	Vr. Unitario [\$]	Vr. Total [\$]
Enfriador de condensación por agua	2	90'429.559	180'859.118
Bomba de recirculación de agua fría	3	7'466.955,16	22'400.865,48
Torre de enfriamiento	2	42'745.964,85	85'491.929,7
Bomba recirculación de agua caliente	2	5'570.140,02	11'140.280,04
Intercambiador de calor enfriado por agua	8	11'290.661,79	90'325.294,32
<b>TOTAL COSTO BÁSICO</b>			<b>\$390'217.487,54</b>
			<b>IVA 16%</b>
			<b>\$62'434.798</b>
<b>TOTAL</b>			<b>\$452'652.285,54</b>

Fuente: Autores.

$$Depreciación\ anual = \frac{\$452'652.285,54}{10} = \$45'265.228,55$$

Los costos de capital por medio de la relación (3.8):

$$Costo\ capital = \$97'772.893,68$$

**Tabla 55. Costos de depreciación condensación por agua (Cambiando totalmente el chiller)**

Descripción	Cantidad	Vr. Unitario [\$]	Vr. Total [\$]
Enfriador de condensación por agua	2	153'489.639,5	287'128.888
Bomba de recirculación de agua fría	3	7'466.955,16	22'400.865,48
Torre de enfriamiento	2	42'745.964,85	85'491.929,7
Bomba recirculación de agua caliente	2	5'570.140,02	11'140.280,04
<b>TOTAL COSTO BÁSICO</b>			<b>\$406'161.963,22</b>
IVA 16%			<b>\$64'985.914,12</b>
<b>TOTAL</b>			<b>\$471'147.877,34</b>

Fuente: Autores.

$$Depreciación\ anual = \frac{\$471'147.877,34}{10} = \$47'114.787,73$$

Los costos de capital por medio de la relación (3.8):

$$Costo\ capital = \$101'767.941,51$$

**Tabla 56. Resumen de los costos anuales del sistema de refrigeración con condensación por agua (Cambiando los condensadores).**

Ítem	Valor [\$]	Total [\$]
Costo inicial	452'652.285,54	452'652.285,54
Costos de operación	Consumo de energía	127'319.281
	Costos de mantenimiento	6'950.400
	Costo de capital	97'772.893,68
	Depreciación de equipos	45'652.285,54
		277'694.860,2

Fuente: Autores.

**Tabla 57. Resumen de los costos anuales del sistema de refrigeración con condensación por agua (Cambiando totalmente el chiller)**

Ítem	Valor [\$]	Total [\$]
Costo inicial	471'147.877,34	471'147.877,34
Costos de operación	Consumo de energía	96'138.906,6
	Costos de mantenimiento	6'200.400
	Costo de capital	101'767.941,51
	Depreciación de equipos	47'114.787,73
		251'222.035,8

Fuente: Autores.

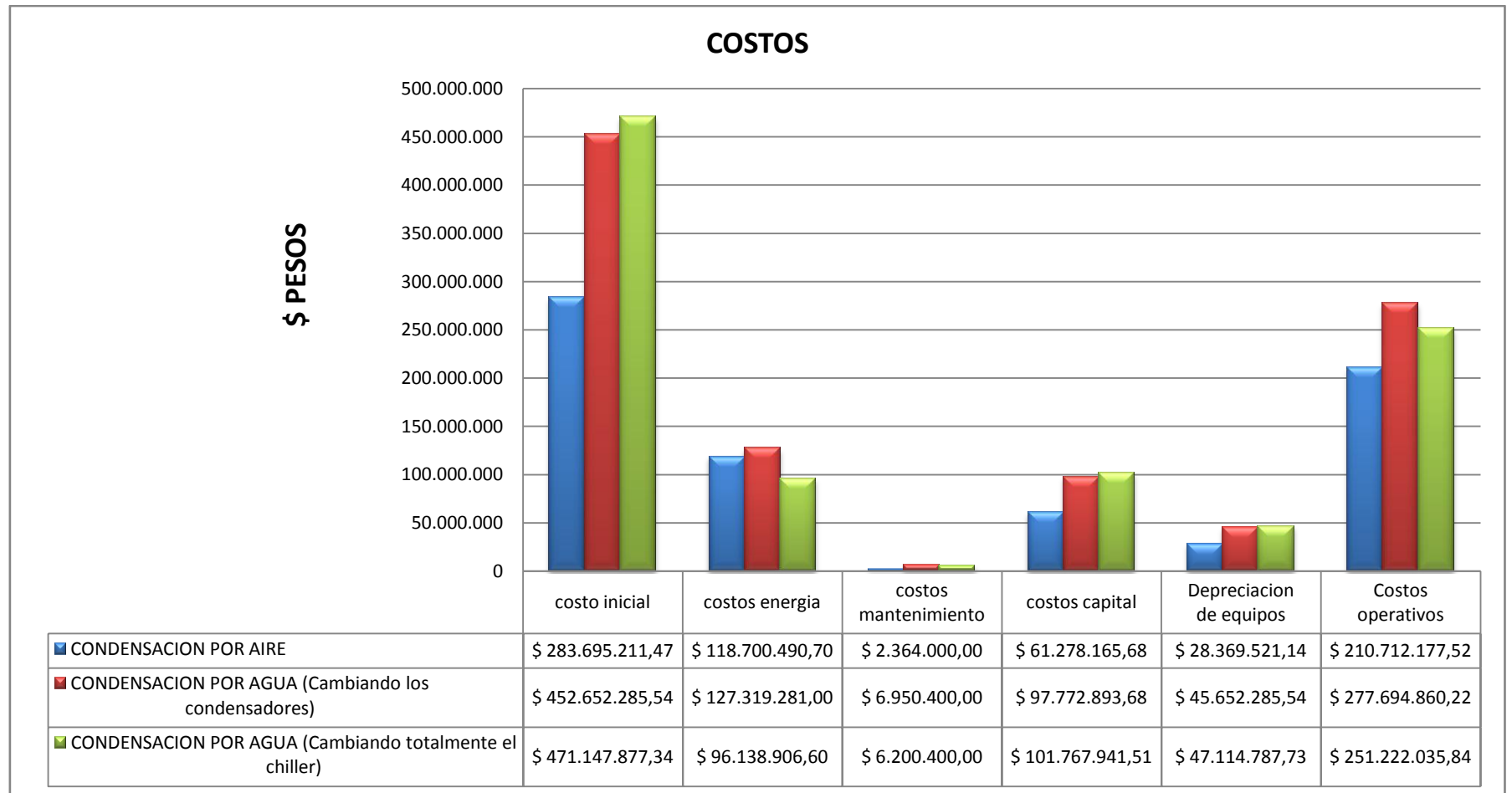
Para estimar la alternativa más viable se compara el costo inicial y el costo de operación de cada una de ellas que comprende la suma de los costos de energía, los costos de mantenimiento, costos de capital y la depreciación de los equipos. Los resultados se muestran en la tabla 55.

**Tabla 58. Comparación entre cada uno de los casos estudiados**

Ítem	Costo inicial [\$]	Costo de operación [\$]
Condensación por aire	283'695.211,47	210'712.177,52
Condensación por agua (Cambiando los condensadores)	452'652.285,54	277'694.860,2
Condensación por agua (Cambiando el chiller)	471'147.877,34	251'222.035,8

Fuente: Autores.

Figura 46. Resumen de los costos anuales de cada uno de los escenarios estudiados



Fuente: Autores.

## CONCLUSIONES

- ✓ Se realizó un análisis económico para la selección del medio de enfriamiento (aire o agua) en sistemas de refrigeración tomando como base el sistema de refrigeración y aire acondicionado del edificio del CENTIC (sistema de refrigeración con condensación por aire) de la Universidad Industrial de Santander comparando este sistema con otros dos escenarios modificados así:
  - Cambiando los condensadores del sistema inicial por condensadores enfriados por agua y conservando los demás equipos del sistema de refrigeración.
  - Cambiando totalmente el sistema de refrigeración inicial por un sistema con condensación por agua (chiller enfriado por agua).
  
- ✓ Con base en los resultados obtenidos para los tres casos estudiados (Condensación por aire, condensación por agua cambiando los condensadores y condensación por agua cambiando totalmente el chiller) se puede concluir:
  - Respecto al costo inicial, el sistema de refrigeración con condensación por aire presenta el menor costo entre las alternativas estudiadas como se puede observar en la tabla 59, debido a que los sistemas con condensación por agua requiere de equipos adicionales tales como torres de enfriamiento y bombas de recirculación de agua, lo que implica mayor cantidad de dinero a invertir.

**Tabla 59. Resumen costo inicial de los escenarios estudiados**

Caso	Costo Inicial [€]
Condensación por aire	283'695.211,47
Condensación por agua (Cambiando solamente los condensadores)	452'652.285,54
Condensación por agua (Cambiando totalmente el chiller)	471'147.877,34

Fuente: Autores.

- Respecto a los costos de energía, el sistema de refrigeración con condensación por agua cambiando el chiller presenta el menor costo debido a que en estos sistemas se presentan menores temperaturas de condensación lo cual da lugar a una disminución en el trabajo que debe realizar el compresor y por tanto una disminución en la potencia requerida en el mismo.

**Tabla 60. Resumen costos de energía de los escenarios estudiados**

Caso	Costo energía [€]
Condensación por aire	118'700.490,7
Condensación por agua (Cambiando solamente los condensadores)	127'319.281
Condensación por agua (Cambiando totalmente el chiller)	96'138.906,6

Fuente: Autores.

- Respecto a los costos operativos (costos de energía, costos de mantenimiento, costos de capital y depreciación de equipos), el sistema de condensación por aire presenta el menor valor respecto a los sistemas de condensación por agua, como se puede observar en la tabla.

**Tabla 61. Resumen costos operativos de los escenarios estudiados**

Caso	Costos operativos [€]
Condensación por aire	210'712.177,52
Condensación por agua (Cambiando solamente los condensadores)	277'694.860,2
Condensación por agua (Cambiando totalmente el chiller)	251'222.035,8

Fuente: Autores.

- ✓ La selección de la alternativa mas adecuada dependerá de la visión ecológica o económica del usuario, es decir:
  - Si el factor predominante en la selección del medio de enfriamiento es el consumo de energía eléctrica, debido a que los sistemas de aire acondicionado generalmente son considerados como el mayor consumidor de energía eléctrica en un edificio; las empresas que tienen en mente el factor ecológico y que están en pro de la conservación del medio ambiente, seleccionarían un sistema de enfriamiento con condensación por agua cambiando el chiller, al ser éste el sistema que presenta el mayor ahorro en el consumo de energía, sin importar el costo inicial del mismo.
  - Si el factor predominante en la selección del medio de enfriamiento es el ahorro en dinero, se puede concluir que un sistema de refrigeración con condensación por aire es más económico con respecto a un sistema de refrigeración con condensación por agua, pues presentan los costos más bajos en cuanto al costo inicial y los costos operativos (costos de energía, costos de mantenimiento, costos de capital y depreciación de equipos), siendo esta la opción más viable económicamente a la hora de realizar la selección del medio de enfriamiento.

## BIBLIOGRAFÍA

**ASHRAE.** Handbook of Fundamentals. Atlanta: GA, 2005.

**ASHRAE.** Handbook HVAC Applications. Atlanta: GA, 2007.

**CARRIER, Air Conditioning Company.** Manual de aire acondicionado. Barcelona: Marcombo, 1980.

**DOSSAT Roy J.** Principios de Refrigeración. Compañía Editorial Continental SA. de C.V. México, 1998.

**KREIDER, Jan F.** Handbook of Heating, Ventilation, and Air Conditioning. New York, 2001.

**MARADEY, Juan Francisco.** Termodinámica Aplicada, Bucaramanga: Ediciones UIS, 2002.

**PITA G. Edward.** Acondicionamiento de Aire, Principios Sistemas. Compañía Editorial Continental S.A. de C.V. México, 1994.

**QUADRI, Néstor.** Sistemas de Aire Acondicionado, Primera Edición. Buenos Aires: Alsina, 2001.

**WANG, Shank K.** Handbook of Air Conditioning and Refrigeration. Segunda Edición. New York, 2001.

## **ANEXOS**

**Anexo A. PROPIEDADES TERMODINÁMICAS DEL REFRIGERANTE R-22**

**1. Propiedades termodinámicas del refrigerante R-22 saturado (Unidades SI).**

T [°C]	P abs. [MPa]	Volumen específico [m <sup>3</sup> /Kg]			Entalpia [KJ/Kg]			Entropía [KJ/Kg-K]		
		vf	vfg	vg	hf	hfg	hg	sf	sfg	sg
-70	0,0205	0,000670	0,940268	0,940938	-30,607	249,425	218,818	-0,1401	1,2277	1,0876
-65	0,028	0,000676	0,704796	0,705472	-25,658	246,925	221,267	-0,1161	1,1862	1,0701
-60	0,0375	0,000682	0,536470	0,537152	-20,652	244,354	223,702	-0,0924	1,1463	1,054
-55	0,0495	0,000689	0,414138	0,414827	-15,585	241,703	226,117	-0,0689	1,1079	1,039
-50	0,0644	0,000695	0,323862	0,324557	-10,456	238,965	228,509	-0,0457	1,0708	1,0251
-45	0,0827	0,000702	0,256288	0,256990	-5,262	236,132	230,87	-0,0227	1,0349	1,0122
-40	0,1049	0,000709	0,205036	0,205745	0	233,198	233,197	0	1,0002	1,0002
-35	0,1317	0,000717	0,165683	0,166400	5,328	230,156	235,484	0,0225	0,9664	0,9889
-30	0,1635	0,000725	0,135120	0,135844	10,725	227,001	237,726	0,0449	0,9335	0,9784
-25	0,201	0,000733	0,111126	0,111859	16,191	223,727	239,918	0,067	0,9015	0,9685
-20	0,2448	0,000741	0,092102	0,092843	21,728	220,327	242,055	0,089	0,8703	0,9593
-15	0,2957	0,000750	0,076876	0,077625	27,334	216,798	244,132	0,1107	0,8398	0,9505
-10	0,3543	0,000759	0,064581	0,065340	33,012	213,132	246,144	0,1324	0,8099	0,9422
-5	0,4213	0,000768	0,054571	0,055339	38,762	209,323	248,085	0,1538	0,7806	0,9344
0	0,4976	0,000778	0,046357	0,047135	44,586	205,364	249,949	0,1751	0,7518	0,9269
5	0,5838	0,000789	0,039567	0,040356	50,485	201,246	251,731	0,1963	0,7235	0,9197
10	0,6807	0,000800	0,033914	0,034714	56,463	196,96	253,423	0,2173	0,6956	0,9129
15	0,7891	0,000812	0,029176	0,029987	62,523	192,495	255,018	0,2382	0,668	0,9062
20	0,9099	0,000824	0,025179	0,026003	68,670	187,836	256,506	0,259	0,6407	0,8997

**(Continuación). Propiedades termodinámicas del refrigerante R-22 saturado (Unidades SI).**

T [°C]	P abs. [MPa]	Volumen específico [m³/Kg]			Entalpia [KJ/Kg]			Entropía [KJ/Kg-K]		
		vf	vfg	vg	hf	hfg	hg	sf	sfg	sg
<b>25</b>	1,0439	0,000838	0,021787	0,022624	74,910	182,968	257,877	0,2797	0,6137	0,8934
<b>30</b>	1,1919	0,000852	0,018890	0,019742	81,250	177,869	259,119	0,3004	0,5867	0,8871
<b>35</b>	1,3548	0,000867	0,016401	0,017269	87,700	172,516	260,216	0,321	0,5598	0,8809
<b>40</b>	1,5335	0,000884	0,014251	0,015135	94,272	166,877	261,149	0,3417	0,5329	0,8746
<b>45</b>	1,729	0,000902	0,012382	0,013284	100,982	160,914	261,896	0,3624	0,5058	0,8682
<b>50</b>	1,9423	0,000922	0,010747	0,011669	107,851	154,576	262,428	0,3832	0,4783	0,8615
<b>55</b>	2,1744	0,000944	0,009308	0,010252	114,905	147,8	262,705	0,4042	0,4504	0,8546
<b>60</b>	2,4266	0,000969	0,008032	0,009001	122,180	140,497	262,678	0,4255	0,4217	0,8472
<b>65</b>	2,6999	0,000997	0,00689	0,007887	129,729	132,547	262,276	0,4472	0,392	0,8391
<b>70</b>	2,9959	0,001030	0,005859	0,006889	137,625	123,772	261,397	0,4695	0,3607	0,8302
<b>75</b>	3,3161	0,001069	0,004914	0,005983	145,986	113,902	259,888	0,4927	0,3272	0,8198
<b>80</b>	3,6623	0,001180	0,004031	0,005149	155,011	102,475	257,486	0,5173	0,2902	0,8075
<b>85</b>	4,0368	0,001183	0,003175	0,004358	165,092	88,598	253,69	0,5445	0,2474	0,7918
<b>90</b>	4,4425	0,001282	0,002282	0,003564	177,204	70,037	247,241	0,5767	0,1929	0,7695
<b>95</b>	4,8835	0,001521	0,00103	0,002551	196,359	34,925	231,284	0,6273	0,0949	0,7222
<b>96,006</b>	4,9773	0,001906	0	0,001906	212,546	0	212,546	0,6708	0	0,6708

2. Propiedades termodinámicas refrigerante R-22 sobrecalentado (Unidades SI).

Temp. [°C]	v [m <sup>3</sup> /Kg]	h [KJ/Kg]	s [KJ/Kg-K]	v [m <sup>3</sup> /Kg]	h [KJ/Kg]	s [KJ/Kg-K]	v [m <sup>3</sup> /Kg]	h [KJ/Kg]	s [KJ/Kg-K]
	0.05 MPa			0.10 MPa			0.15 MPa		
-40	0,440633	234,724	1,07616	0,216331	233,337	1,00523	----	----	----
-30	0,460641	240,602	1,10084	0,226754	239,359	1,03052	0,148723	238,078	0,98773
-20	0,480543	246,586	1,12495	0,237064	245,466	1,05513	0,155851	244,319	1,01288
-10	0,500357	252,676	1,14855	0,247279	251,665	1,07914	0,162879	250,631	1,03733
0	0,520095	258,874	1,17166	0,257415	257,956	1,10261	0,169823	257,022	1,06116
10	0,539771	265,18	1,19433	0,267485	264,345	1,12558	0,176699	263,496	1,08444
20	0,559393	271,594	1,21659	0,2775	270,831	1,14809	0,183516	270,057	1,10721
30	0,57897	278,115	1,23846	0,287467	277,416	1,17017	0,190284	276,709	1,12952
40	0,598507	284,743	1,25998	0,297394	284,101	1,19187	0,197011	283,452	1,1514
50	0,618011	291,478	1,28114	0,307287	290,887	1,2132	0,203702	290,289	1,17289
60	0,637485	289,319	1,30199	0,317149	297,772	1,23418	0,210362	297,22	1,19402
70	0,656935	305,265	1,32253	0,326986	304,757	1,25484	0,216997	304,246	1,21479
80	0,676362	312,314	1,34278	0,336801	311,842	1,27519	0,223608	311,368	1,23525
90	0,695771	319,465	1,36275	0,346569	319,026	1,29524	0,2302	318,584	1,2554

(Continuación). Propiedades termodinámicas refrigerante R-22 sobrecalentado (Unidades SI).

Temp. [°C]	v [m <sup>3</sup> /Kg]	h [KJ/Kg]	s [KJ/Kg-K]	v [m <sup>3</sup> /Kg]	h [KJ/Kg]	s [KJ/Kg-K]	v [m <sup>3</sup> /Kg]	h [KJ/Kg]	s [KJ/Kg-K]
	<b>0.20 MPa</b>			<b>0.25 MPa</b>			<b>0.30 MPa</b>		
<b>20</b>	0,136509	269,273	1,07763	0,108292	268,476	1,05421	0,089469	267,667	1,03468
<b>30</b>	0,141681	275,992	1,10016	0,112508	275,267	1,07699	0,093051	274,531	1,05771
<b>40</b>	0,146809	282,796	1,12224	0,116681	282,132	1,09927	0,096588	281,46	1,08019
<b>50</b>	0,151902	289,686	1,1439	0,120815	289,076	1,12109	0,100085	288,46	1,1022
<b>60</b>	0,156963	296,664	1,16516	0,124918	296,102	1,1425	0,10355	295,535	1,12376
<b>70</b>	0,161997	303,731	1,18607	0,128993	303,212	1,16353	0,106986	302,689	1,14491
<b>80</b>	0,167008	310,89	1,20663	0,133044	310,409	1,1842	0,110399	309,924	1,16569
<b>90</b>	0,171999	318,139	1,22687	0,137075	317,692	1,20454	0,11379	317,241	1,18612
<b>100</b>	0,176972	325,48	1,24681	0,141089	325,063	1,22456	0,117164	324,643	1,20623
<b>110</b>	0,181931	332,912	1,26646	0,145086	332,522	1,24428	0,120522	332,129	1,22603

(Continuación). Propiedades termodinámicas refrigerante R-22 sobrecalentado (Unidades SI).

Temp. [°C]	v [m <sup>3</sup> /Kg]	h [KJ/Kg]	s [KJ/Kg-K]	v [m <sup>3</sup> /Kg]	h [KJ/Kg]	s [KJ/Kg-K]	v [m <sup>3</sup> /Kg]	h [KJ/Kg]	s [KJ/Kg-K]
	0.40 MPa			0.50 MPa			0.60 MPa		
<b>0</b>	0,060131	252,051	0,95359	----	----	----	----	----	----
<b>10</b>	0,06306	259,023	0,97866	0,049355	257,108	0,95223	0,04018	255,109	0,92945
<b>20</b>	0,065915	266,01	1,00291	0,051751	264,295	0,97717	0,04228	262,517	0,95517
<b>30</b>	0,06871	273,029	1,02646	0,054081	271,483	1,00128	0,044307	269,888	0,97989
<b>40</b>	0,071455	280,092	1,04938	0,056358	278,69	1,02467	0,046276	277,25	1,00378
<b>50</b>	0,07416	287,209	1,07175	0,05859	285,93	1,04743	0,048198	284,622	1,02695
<b>60</b>	0,07683	294,386	1,09362	0,060786	293,215	1,06963	0,050081	292,02	1,0495
<b>70</b>	0,07947	301,63	1,11504	0,062951	300,552	1,09133	0,051931	299,456	1,07149
<b>80</b>	0,082085	308,944	1,13605	0,06509	307,949	1,11257	0,053754	306,938	1,09298
<b>90</b>	0,084679	316,332	1,15668	0,067206	315,41	1,1334	0,055553	314,475	1,11403
<b>100</b>	0,087254	323,796	1,17695	0,069303	322,939	1,15386	0,057332	322,071	1,13466
<b>110</b>	0,089813	331,339	1,1969	0,071384	330,539	1,17395	0,059094	329,731	1,15492
<b>120</b>	0,092358	338,961	1,21654	0,07345	338,213	1,19373	0,060842	337,458	1,17482
<b>130</b>	0,09489	346,664	1,23588	0,075503	345,963	1,21319	0,062576	345,255	1,19441

**(Continuación). Propiedades termodinámicas refrigerante R-22 sobrecalentado (Unidades SI).**

Temp. [°C]	v [m <sup>3</sup> /Kg]	h [KJ/Kg]	s [KJ/Kg-K]	v [m <sup>3</sup> /Kg]	h [KJ/Kg]	s [KJ/Kg-K]	v [m <sup>3</sup> /Kg]	h [KJ/Kg]	s [KJ/Kg-K]
	<b>0.70 MPa</b>			<b>0.80 MPa</b>			<b>0.90 MPa</b>		
<b>20</b>	0,035487	260,667	0,93565	0,030366	258,737	0,91787	0,026355	256,713	0,90132
<b>30</b>	0,037305	268,24	0,96105	0,032034	266,533	0,94402	0,027915	264,76	0,92831
<b>40</b>	0,039059	275,769	0,98549	0,033632	274,243	0,96905	0,029397	272,67	0,95398
<b>50</b>	0,040763	283,282	1,0091	0,035175	281,907	0,99314	0,030819	280,497	0,97859
<b>60</b>	0,42424	290,8	1,03201	0,036674	289,553	1,01644	0,032193	288,278	1,0023
<b>70</b>	0,044052	298,339	1,05431	0,038136	297,202	1,03906	0,033528	296,042	1,02526
<b>80</b>	0,04565	305,912	1,07606	0,039568	304,868	1,06108	0,034832	303,807	1,04757
<b>90</b>	0,047224	313,527	1,09732	0,040974	312,565	1,08257	0,036108	311,59	1,0693
<b>100</b>	0,048778	321,192	1,11815	0,042359	320,303	1,10359	0,037363	319,401	1,09052
<b>110</b>	0,050313	328,914	1,13856	0,043725	328,087	1,12417	0,038598	327,251	1,11128
<b>120</b>	0,051834	336,696	1,15861	0,045076	335,925	1,14437	0,039817	335,147	1,13162
<b>130</b>	0,053341	344,541	1,17832	0,046413	343,821	1,1642	0,041022	343,094	1,15158
<b>140</b>	0,054836	352,454	1,1977	0,047738	351,778	1,18369	0,042215	351,097	1,17119
<b>150</b>	0,056321	360,435	1,21679	0,049052	359,799	1,20288	0,043398	359,159	1,19047

(Continuación). Propiedades termodinámicas refrigerante R-22 sobrecalentado (Unidades SI).

Temp. [°C]	v [m <sup>3</sup> /Kg]	h [KJ/Kg]	s [KJ/Kg-K]	v [m <sup>3</sup> /Kg]	h [KJ/Kg]	s [KJ/Kg-K]	v [m <sup>3</sup> /Kg]	h [KJ/Kg]	s [KJ/Kg-K]
	1.00 MPa			1.20 MPa			1.40 MPa		
<b>30</b>	0,0246	262,912	0,91358	----	----	----	----	----	----
<b>40</b>	0,025995	271,042	0,93996	0,020851	267,602	0,91411	0,01712	263,861	0,8901
<b>50</b>	0,027323	279,046	0,96512	0,022051	0,022051	0,94055	0,018247	272,766	0,91809
<b>60</b>	0,028601	286,973	0,98928	0,023191	0,023191	0,9657	0,019299	271,401	0,94441
<b>70</b>	0,029836	294,859	1,0126	0,024282	0,024282	0,98981	0,020295	289,858	0,96942
<b>80</b>	0,031038	302,727	1,0352	0,025336	0,025336	1,01305	0,021248	298,202	0,99339
<b>90</b>	0,032213	310,599	1,05718	0,026359	0,026359	1,03556	0,022167	306,473	1,01649
<b>100</b>	0,033364	318,488	1,07861	0,027357	0,027357	1,05744	0,023058	314,703	1,03884
<b>110</b>	0,034495	326,405	1,09955	0,028334	0,028334	1,07875	0,023926	322,916	1,06056
<b>120</b>	0,035609	334,36	1,12004	0,029292	0,029292	1,09957	0,024775	331,128	1,08172
<b>130</b>	0,036709	342,36	1,14014	0,030236	0,030236	1,11994	0,025608	339,354	1,10238
<b>140</b>	0,037797	350,41	1,15986	0,031166	0,031166	1,1399	0,026426	347,603	1,12259
<b>150</b>	0,038873	358,514	1,17924	0,032084	0,032084	1,15949	0,027233	355,885	1,1424
<b>160</b>	0,03994	366,677	1,19831	0,032993	0,32993	1,17873	0,028029	364,206	1,16183

(Continuación). Propiedades termodinámicas refrigerante R-22 sobrecalentado (Unidades SI).

Temp. [°C]	v [m <sup>3</sup> /Kg]	h [KJ/Kg]	s [KJ/Kg-K]	v [m <sup>3</sup> /Kg]	h [KJ/Kg]	s [KJ/Kg-K]	v [m <sup>3</sup> /Kg]	h [KJ/Kg]	s [KJ/Kg-K]
	1.60 MPa			1.80 MPa			2.00 MPa		
<b>50</b>	0,015351	269,262	0,89689	0,013052	265,423	0,87625	----	----	----
<b>60</b>	0,016351	278,358	0,92461	0,014028	275,097	0,90573	0,012135	271,563	0,88729
<b>70</b>	0,017284	287,171	0,95068	0,014921	284,331	0,93304	0,013008	281,31	0,91612
<b>80</b>	0,018167	295,797	0,97546	0,015755	293,282	0,013811	0,013811	290,64	0,94292
<b>90</b>	0,019011	304,301	0,9992	0,016546	302,046	0,014563	0,014563	299,697	0,96821
<b>100</b>	0,019825	312,725	1,02209	0,017303	310,683	0,015277	0,015277	308,571	0,99232
<b>110</b>	0,020614	321,103	1,04424	0,018032	319,239	1,02932	0,01596	317,322	1,01546
<b>120</b>	0,021382	329,457	1,06576	0,018738	327,745	1,05123	0,016619	325,991	1,0378
<b>130</b>	0,022133	337,805	1,08673	0,019427	336,224	1,07253	0,017258	334,61	1,05944
<b>140</b>	0,022869	346,162	1,10721	0,020099	344,695	1,09329	0,017881	343,201	1,08049
<b>150</b>	0,0235592	354,54	1,12724	0,020759	353,172	1,11356	0,01849	351,783	1,10102
<b>160</b>	0,024305	362,945	1,14688	0,021407	361,666	1,1334	0,019087	360,369	1,12107
<b>170</b>	0,025008	371,386	1,16614	0,022045	370,186	1,15284	0,019673	368,97	1,1407
<b>180</b>	0,025703	379,869	1,18507	0,022675	378,738	1,17193	0,020251	377,595	1,15995

(Continuación). Propiedades termodinámicas refrigerante R-22 sobrecalentado (Unidades SI).

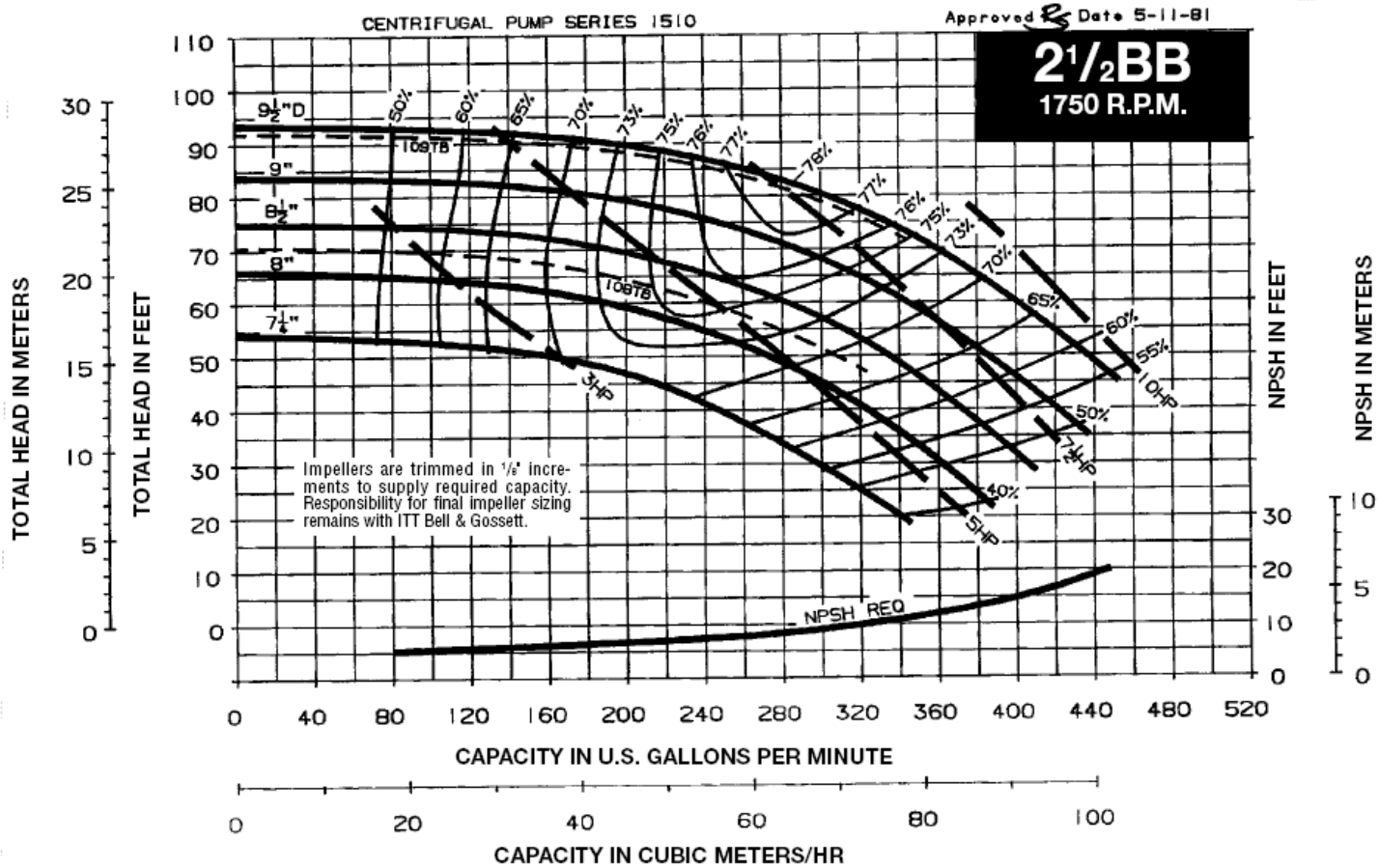
Temp. [°C]	v [m <sup>3</sup> /Kg]	h [KJ/Kg]	s [KJ/Kg-K]	v [m <sup>3</sup> /Kg]	h [KJ/Kg]	s [KJ/Kg-K]	v [m <sup>3</sup> /Kg]	h [KJ/Kg]	s [KJ/Kg-K]
	2.50 MPa			3.00 MPa			3.50 MPa		
<b>70</b>	0,009459	272,677	0,87476	----	----	----	----	----	----
<b>80</b>	0,010243	283,332	0,90537	0,007747	274,53	0,8678	0,005765	262,739	0,82489
<b>90</b>	0,010948	293,338	0,93332	0,008465	286,042	0,89995	0,006597	277,268	0,86548
<b>100</b>	0,011598	302,935	0,95939	0,009098	296,663	0,92881	0,007257	289,504	0,89872
<b>110</b>	0,012208	312,261	0,98405	0,009674	306,744	0,95547	0,007829	300,64	0,92818
<b>120</b>	0,012788	321,4	1,0076	0,010211	316,47	0,98053	0,008346	311,129	0,9552
<b>130</b>	0,013343	330,412	1,03023	0,010717	325,955	1,00435	0,008825	321,196	0,98049
<b>140</b>	0,01388	339,336	1,0521	0,0112	335,27	1,02718	0,009276	330,976	1,00445
<b>150</b>	0,0144	348,205	1,07331	0,011665	344,467	1,04918	0,009704	340,554	1,02736
<b>160</b>	0,014907	357,04	1,09395	0,012114	353,584	1,07047	0,010114	349,989	1,0494
<b>170</b>	0,015402	365,86	1,11408	0,01255	362,647	1,09116	0,01051	359,324	1,07071
<b>180</b>	0,015887	374,679	1,13376	0,012976	371,679	1,11131	0,010894	368,59	1,09138
<b>190</b>	0,016364	383,508	1,15303	0,013392	380,695	1,13099	0,011268	377,81	1,11151
<b>200</b>	0,016834	392,354	1,17192	0,013801	389,708	1,15024	0,011634	387,004	1,13115

(Continuación). Propiedades termodinámicas refrigerante R-22 sobrecalentado (Unidades SI).

Temp. [°C]	v [m <sup>3</sup> /Kg]	h [KJ/Kg]	s [KJ/Kg-K]	v [m <sup>3</sup> /Kg]	h [KJ/Kg]	s [KJ/Kg-K]	v [m <sup>3</sup> /Kg]	h [KJ/Kg]	s [KJ/Kg-K]
	4.00 MPa			5.00 MPa			6.00 MPa		
<b>90</b>	0,005037	265,629	0,82544	----	----	----	----	----	----
<b>100</b>	0,005804	280,997	0,86721	0,003334	253,042	0,78005	----	----	----
<b>110</b>	0,006405	293,748	0,90094	0,004255	275,919	0,84064	0,002432	243,278	0,74674
<b>120</b>	0,006924	305,273	0,93064	0,004851	291,362	0,88045	0,003333	272,385	0,82185
<b>130</b>	0,007391	316,08	0,95778	0,005335	304,469	0,91337	0,003899	290,253	0,86675
<b>140</b>	0,007822	326,422	0,98312	0,005757	316,379	0,98312	0,005757	304,757	0,9023
<b>150</b>	0,008226	336,446	1,0071	0,006139	327,563	1,0071	0,006139	317,633	0,9331
<b>160</b>	0,00861	346,246	1,02999	0,006493	338,266	1,02999	0,006493	329,553	0,96094
<b>170</b>	0,008978	355,885	1,05199	0,006826	348,633	1,05199	0,006826	340,849	0,98673
<b>180</b>	0,009332	365,409	1,07324	0,007142	358,76	1,07324	0,007142	351,715	1,01098
<b>190</b>	0,009675	374,853	1,09386	0,007444	368,713	1,09386	0,007444	362,271	1,03402
<b>200</b>	0,010009	384,24	1,11391	0,007735	378,537	1,11391	0,007735	372,602	1,05609
<b>210</b>	0,010335	393,593	1,13347	0,008018	388,268	1,13347	0,008018	382,764	1,07734
<b>220</b>	0,010654	402,925	1,15259	0,008292	397,932	1,15259	0,008292	392,801	1,0979

**Anexo B. CURVA DE DESEMPEÑO DE LAS BOMBAS DE  
RECIRCULACION DE AGUA**

# 1750 RPM PUMP CURVES



**Anexo C. DATOS GENERALES DE LAS UNIDADES  
MANEJADORAS DE AIRE**

Unit Size	3	6	8	10	12	14	17	21	25	30
<b>Unit Nominal Airflow (cfm)</b>	<b>1500</b>	<b>3000</b>	<b>4000</b>	<b>5000</b>	<b>6000</b>	<b>7000</b>	<b>8500</b>	<b>10500</b>	<b>12500</b>	<b>15000</b>
<b>Hydronic &amp; DX coil</b>										
Coil area (ft <sup>2</sup> )	2.8	5.6	7.5	9.7	12.4	14.3	16.9	20.6	24.2	28.8
width (in.)	17.5	22.5	27.5	27.5	35.0	35.0	45.0	45.0	51.2	51.2
length (in.)	23.0	36.0	39.0	51.0	51.0	59.0	54.0	66.0	68.0	81.0
velocity (ft/min)	536.7	533.3	537.1	513.3	484.0	488.1	503.7	509.1	516.5	520.3
dry weight (lb) <sup>(a)</sup>										
1-row	23.5	35.0	41.8	51.5	66.2	72.1	82.8	93.2	109.7	122.5
2-row	29.5	46.3	56.8	70.8	91.0	100.5	116.6	134.2	168.5	190.2
4-row	46.6	75.8	94.7	120.5	152.8	170.7	207.3	240.7	276.3	317.0
6-row	58.6	98.5	124.7	159.3	202.4	227.8	274.9	322.8	372.7	431.2
8-row	73.6	125.4	159.5	204.7	259.4	292.9	351.3	414.5	479.5	556.8
Wet weight (lbs) <sup>(a)</sup>										
1-row	29.2	43.6	52.5	64.0	85.8	93.2	108.2	121.5	141.9	158.2
2-row	37.7	59.0	73.0	90.5	119.9	132.4	161.1	184.4	226.6	255.4
4-row	59.8	97.6	123.1	155.7	201.6	225.4	279.1	323.9	373.1	427.8
6-row	76.9	129.4	165.2	210.0	271.2	305.3	374.0	438.9	508.2	587.7
8-row	96.9	165.5	212.2	271.0	348.2	393.3	477.6	563.5	653.7	759.0
<b>Waterflow limits</b>										
1-row										
Minimum gpm <sup>(b)</sup>	6.1	7.9	9.6	9.6	12.2	12.2	15.7	15.7	17.5	17.5
Maximum gpm <sup>(c)</sup>	32.6	42.0	51.3	51.3	65.3	65.3	83.9	83.9	93.3	93.6
2, 4, 6, & 8-row										
Minimum gpm <sup>(b)</sup>	6.1	14.9	18.4	18.4	23.6	23.6	30.6	30.6	35.0	35.0
Maximum gpm <sup>(c)</sup>	32.6	79.3	51.3	51.3	65.3	125.9	163.2	163.2	186.6	186.6
<b>Volume (gallons)</b>										
1-row	0.7	1.0	1.3	1.5	2.3	2.5	3.1	3.4	3.9	4.3
2-row	1.0	1.5	2.0	2.4	3.5	3.8	5.3	6.0	7.0	7.8
4-row	1.6	2.6	3.4	4.2	5.9	6.6	8.6	10.0	11.6	13.3
6-row	2.2	3.7	4.9	6.1	8.3	9.3	11.9	13.9	16.3	18.8
8-row	2.8	4.8	6.3	7.9	10.6	12.0	15.2	17.9	20.9	24.3
<b>Steam coil</b>										
Area (ft <sup>2</sup> )	1.9	4.5	6.5	8.5	11.7	13.5	6.8	8.4	11.0	13.2
Width (in.) <sup>(d)</sup>	12.0	18.0	24.0	24.0	33.0	33.0	18.0	18.0	24.0	24.0
Length (in.) <sup>(e)</sup>	23.0	36.0	39.0	51.0	51.0	59.0	54.0	67.0	66.0	79.0
Area (ft <sup>2</sup> ) <sup>(f)</sup>	-	-	-	-	-	-	9.0	11.2	11.0	13.2
Width (in.) <sup>(d), (f)</sup>	-	-	-	-	-	-	24.0	24.0	24.0	24.0
Length (in.) <sup>(e), (f)</sup>	-	-	-	-	-	-	54.0	67.0	66.0	79.0
Weight (lb)	31.7	54.8	74.8	86.0	114.1	123.3	157.6	179.9	200.0	224.2
<b>Fan / motor data</b>										
Fan wheel size (in.) <sup>(g)</sup>	9x7	12x9	12x12	15x15	18x15	18x18	20x15	20x20	20x18	22x20
Maximum rpm	2000	1500	1700	1400	1200	1200	1100	1000	1300	1150
Motor hp	1/2 - 2	1/2 - 3	3/4 - 5	1 - 5	1 - 7 1/2	1 - 7 1/2	1 - 10	2 - 15	3 - 20	3 - 20
Minimum design cfm <sup>(h)</sup>	1050	2100	2800	3500	4200	4900	5950	7350	8750	10500
Maximum design cfm <sup>(i)</sup>	1800	3600	4800	6000	7200	8400	10200	12600	15000	18000
<b>2- and 4-in. Flat filter data</b>										
Quantity - size (in.)	1 - 20x25	2 - 20x25	2 - 20x25	1 - 16x25	2 - 16x20	2 - 16x20	2 - 16x20	2 - 16x20	2 - 16x25	6 - 16x25
				2 - 20x25	1 - 16x25	1 - 16x25	2 - 16x25	2 - 16x25	6 - 20x25	4 - 20x25
					2 - 20x20	2 - 20x20	2 - 20x20	2 - 20x20		
					1 - 20x25	1 - 20x25	2 - 20x25	2 - 20x25		
Area (ft <sup>2</sup> )	3.5	6.9	6.9	9.7	16.3	16.3	22.5	22.5	26.4	30.6
Nominal air velocity (ft/min)	432.0	432.0	576.0	514.3	369.2	430.8	377.8	466.7	473.5	490.2
<b>2-in. Angle filter section data</b>										
Quantity - size (in.)	2 - 16x25	4 - 20x20	4 - 20x20	4 - 20x20	9 - 20x20	9 - 20x20	6 - 16x25	6 - 16x25	4 - 16x20	12 - 16x20
				2 - 16x20			6 - 20x25	6 - 20x25	12 - 20x20	8 - 20x20
Area (ft <sup>2</sup> )	5.6	11.1	11.1	15.6	25.0	25.0	37.5	37.5	42.2	48.9
Velocity (ft/min)	270.0	270.0	360.0	321.3	240.0	280.0	226.7	280.0	296.2	306.7
<b>Mixing section</b>										
Nominal air velocity, (ft/min)	966.4	1066.3	1123.4	1120.4	1184.1	1161.7	1171.1	1120.1	1218.5	1247.1

(a) Coil weight based on 12 fpi coil.

(b) Unit sizes 17-30 have two stacked steam coils.

(c) To prevent erosion/noise problems.

(d) Coil width = length in the direction of a coil header, typically vertical.

(e) Coil length = length of coil in direction of the coil tubes, typically horizontal and perpendicular to airflow.

(f) The minimum waterflow is to assure self venting of the coil. There is no minimum water flow limit for coils that do not require self venting.

## **Anexo D. METODOLOGIA Y MEDICIONES DE CAMPO**

## METODOLOGIA Y MEDICIONES DE CAMPO

El objetivo principal de este trabajo de grado es realizar un análisis económico para la selección del medio de enfriamiento; por tanto, es necesario cuantificar los gastos en que incurren las opciones a estudiar (condensación por agua y condensación por aire). Este estudio se fundamentará en la determinación de los costos operativos anuales (costos de energía, costos de mantenimiento y costos de capital) para cada una de las opciones de enfriamiento a estudiar. Por medio de esta cuantificación se podrá realizar una comparación entre las opciones y de esta manera determinar cual seria la mejor opción no solo teniendo en cuenta el criterio del costo inicial sino teniendo en cuenta todas las demás variables mencionadas.

Para realizar este estudio la tarea primordial fue la recopilación de la información general relacionada con el sistema de refrigeración como son datos y especificaciones técnicas obtenidas a través de los catálogos, curvas de operación, datos de placa y manuales de funcionamiento de los equipos, información mencionada en el capítulo 1.

Una vez identificado el sistema el siguiente paso fue determinar las variables a medir, las cuales se listan a continuación:

- ✓ Corrientes, voltajes y potencias de los compresores, ventiladores de los condensadores y las bombas de agua fría.
- ✓ Temperatura del aire ambiente.
- ✓ Temperaturas de salida y retorno del agua del chiller.
- ✓ Temperaturas de refrigerante en los diferentes equipos del sistema de refrigeración como son: condensador, evaporador y compresores.

- ✓ Presiones de succión y descarga de los compresores del sistema.

## **INSTRUMENTACION UTILIZADA PARA LA TOMA DE DATOS**

Una vez estudiadas las variables a medir es importante establecer la instrumentación y los recursos con los que se cuenta para realizar las mediciones en campo. Estudiado el sistema de control y monitoreo con el que cuenta el edificio, se reconocieron varias falencias como:

- ✓ Diversos sensores de campo no se encontraban en funcionamiento tales como: sensor de la temperatura de refrigerante, sensor de temperatura del aire de descarga en el condensador y el sensor que determina el número de compresores y ventiladores funcionando.
- ✓ Los analizadores de energía conectados a la subestación monitorean voltajes, corrientes, potencias activa, reactiva y aparente, factor de potencia del transformador del conjunto total del sistema de aire acondicionado y no de manera individual para cada componente del sistema.

Por estas razones fue necesario establecer herramientas para suplir estas falencias debido a que en el planteamiento de objetivos de este trabajo se determinó necesario medir las temperaturas de refrigerante en los diferentes componentes del sistema de refrigeración; y de igual forma, medir el consumo de potencia de manera individual de los mismos. A continuación se hace una descripción de los instrumentos utilizados de forma complementaria con el sistema de control METASYS para la toma de datos de campo.

➤ **Analizador de redes Power Visa**

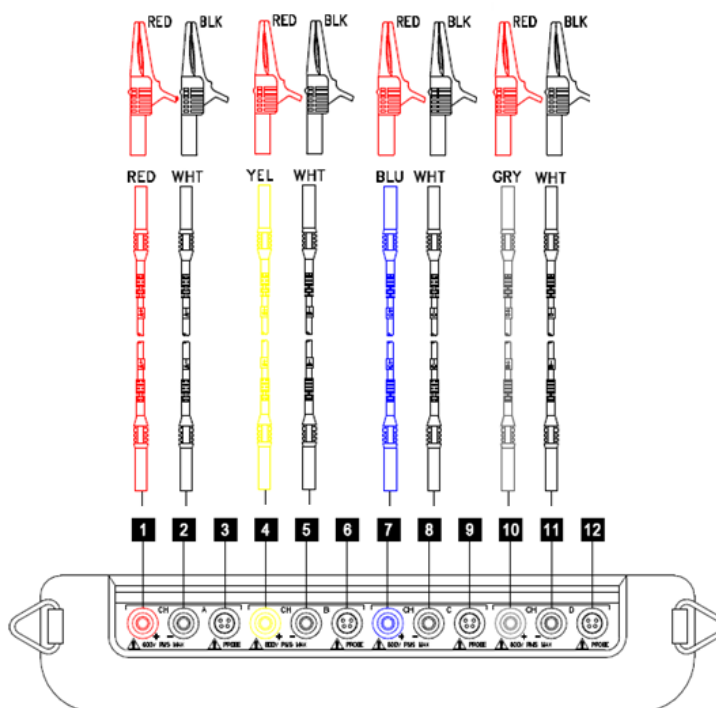
El analizador de redes Power Visa es un instrumento portátil de control de energía, el cual permite registrar y visualizar parámetros eléctricos como corrientes, tensiones, y potencias en las tres fases al mismo tiempo (Figura 29). Tiene cuatro canales para realizar la conexión al circuito como se puede ver en la figura 30 y los cuales se listan en la tabla 10. Adicionalmente se muestra en la figura 31 el diagrama de conexiones para el analizador de redes.

**Figura 47. Analizador de redes Power Visa**



**Fuente: Power Visa user's guide**

Figura 48. Conexiones para el circuito (Vista superior del equipo)



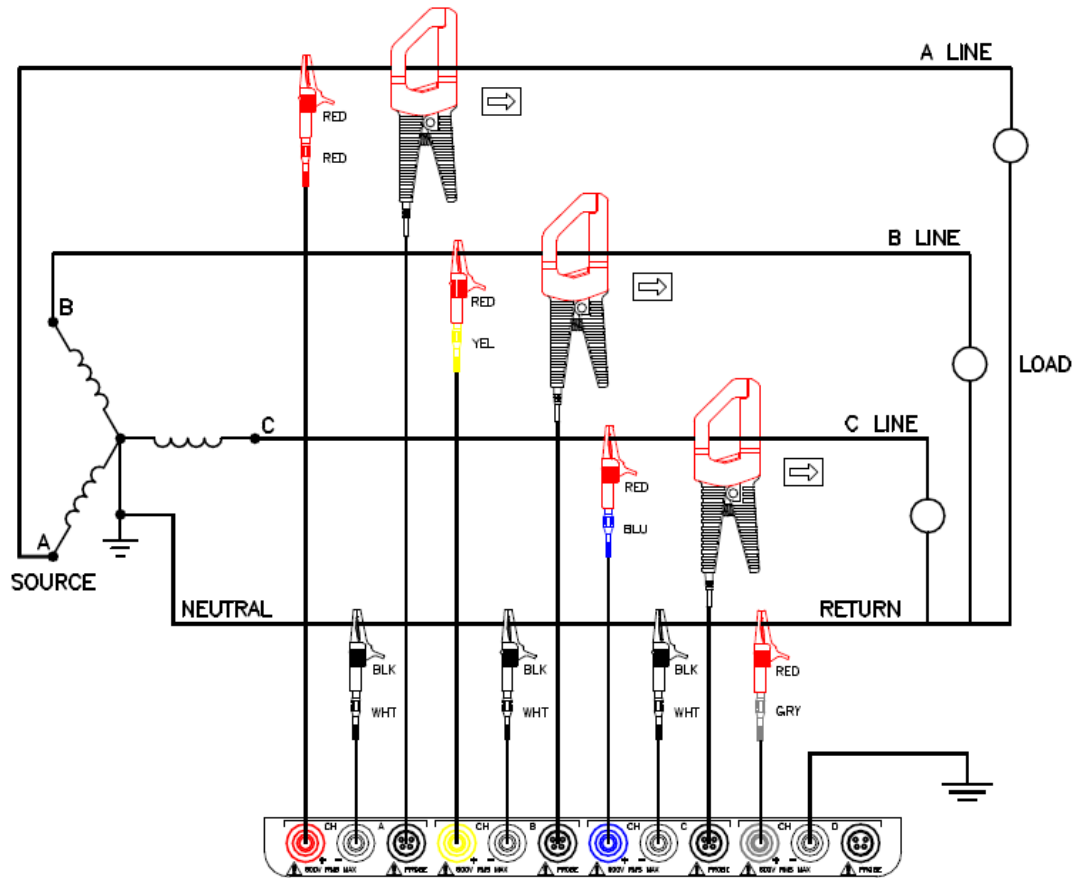
Fuente: Power Visa user's guide

Tabla 62. Descripción de los puertos de conexión

Nº	Canal	Función
1	A	+ Diferencia de tensión de conector
2	A	- Conector de entrada de voltaje diferencial
3	A	Sonda, Conector de entrada actual
4	B	+ Diferencia de tensión de entrada de conector
5	B	- Conector de entrada de voltaje diferencial
6	B	Sonda, Conector de entrada actual
7	C	+ Diferencia de tensión de entrada de conector
8	C	- Conector de entrada de voltaje diferencial
9	C	Sonda, Conector de entrada actual
10	D	+ Diferencia de tensión de entrada de conector
11	D	- Conector de entrada de voltaje diferencial
12	D	Sonda, Conector de entrada actual

Fuente: Power Visa user's guide

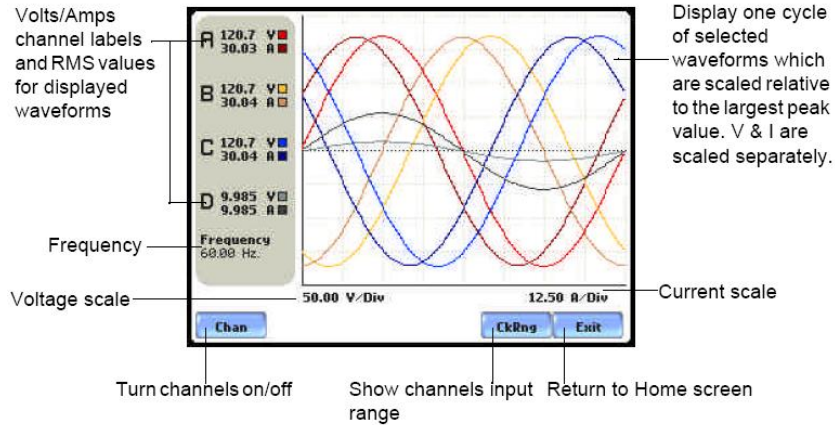
Figura 49. Diagrama de conexiones



Fuente: Power Visa user's guide

El equipo cuenta con diferentes características para la medición de los parámetros eléctricos entre las cuales se encuentra el “Scope mode” (Figura 32) el cual se asimila a un osciloscopio, que muestra en tiempo real las formas de onda de la tensión y la corriente de hasta ocho canales de forma simultánea, con una frecuencia de actualización de segundo. Otro modo de medición es el “Meter mode” el cual funciona como un voltímetro y un amperímetro donde se visualizan los valores reales eficaces de tensión y corriente, al mismo tiempo que registra datos eficaces y simultáneos de potencia activa, reactiva, demanda de energía, energía y armónicos del circuito eléctrico (Figura 33).

**Figura 50. Scope mode**



**Fuente: Power Visa user's guide**

**Figura 51. Meter mode**

Standard		Distortion	
Basic	Volts	Amps	
Comp Basic	A 120.3	30.07	
Power	B 120.3	30.07	
Demand	C 120.3	30.07	
Energy	D 4.985	4.999	
Harmonics	A-B	209.3 *	
	B-C	209.3 *	
Flicker	C-A	206.3 *	
* Derived values			
Exit			

**Fuente: Power Visa user's guide**

El analizador tiene un puerto de comunicación RS-232 el cual permite descargar archivos y datos registrados en una computadora y cuenta con archivos de extensión de Excel, facilitando así tabular y graficar los datos adquiridos. Este equipo es de propiedad de la división de planta física de la Universidad Industrial de Santander y se uso para medir los parámetros eléctricos de las bombas de recirculación de agua.

➤ **Pinza digital medidora de potencia de tres fases Erasmus**

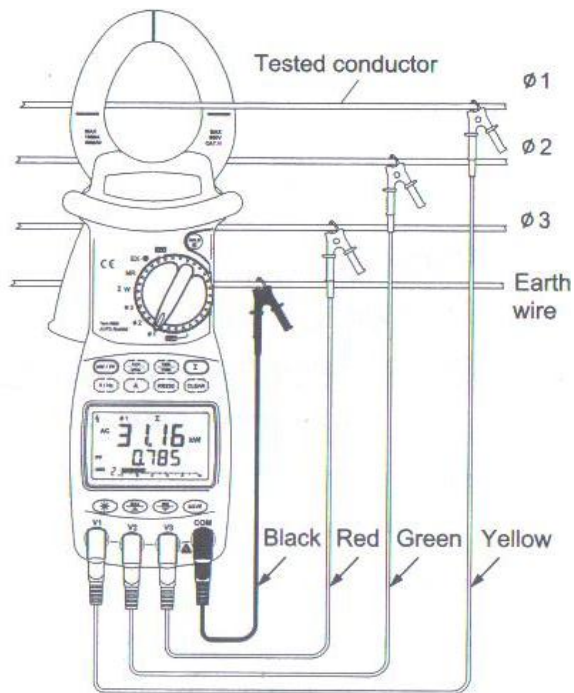
La pinza digital medidora de potencia de tres fases Erasmus (Figura 34) permite al igual que el analizador de redes registrar parámetros eléctricos y cuenta con tres canales para medición de los mismos mediante los cuales se pueden obtener variables como son: voltaje, corriente, potencia activa, factor de potencia, potencia aparente, potencia reactiva y frecuencia.

Esta pinza mide corrientes en un rango de 40 hasta 1000 amperios, potencia activa desde 40 hasta 600 KW, voltajes desde 100 hasta 600 voltios y una frecuencia desde 20 hasta 1000 Hertz. Esta pinza se utilizó para monitorear las variables eléctricas de las unidades enfriadoras de agua, específicamente los compresores y los ventiladores. En la figura 35 se muestra el circuito para conectar la pinza.

**Figura 52. Pinza digital medidora de potencia de tres fases**



**Figura 53. Esquema de conexiones**



**Fuente: Manual del usuario Erasmus**

➤ **Pinza digital medidora de potencia UT-231**

La pinza digital medidora de potencia UT-231 (Figura 36) permite al igual que los equipos anteriormente mencionados, registrar parámetros eléctricos y cuenta con un canal para medición de los mismos mediante los cuales se pueden obtener variables como son: voltaje, corriente, potencia activa, factor de potencia, potencia aparente, potencia reactiva y frecuencia. Esta pinza mide corrientes en un rango de 40 hasta 1000 amperios, potencia activa desde 0.01 hasta 600 KW, voltajes desde 15 hasta 600 voltios y una frecuencia desde 20 hasta 500 Hertz. Esta pinza es de propiedad de la División de Mantenimiento Tecnológico y se utilizó para monitorear las variables eléctricas de las unidades enfriadoras de agua, específicamente los compresores y los ventiladores.

**Figura 54. Pinza UT-231**



➤ **Field Points**

Para el monitoreo de las temperaturas en los diferentes componentes del sistema de refrigeración se utilizó Labview que es un software de programación de ambiente gráfico y es utilizado ampliamente en la industria al igual que en la academia para realizar mediciones, pruebas y control en sistemas. Como sistema de adquisición de datos, se utilizó el hardware de National Instruments que son módulos que tienen en cuenta los requerimientos de la aplicación (Figura 37).

El proceso para la adquisición de datos (Figura 38) se realizó mediante termocuplas instaladas en los diferentes puntos de medición, estas a su vez fueron conectadas al módulo FP-TC-120 el cual registra las temperaturas de los componentes del sistema de refrigeración, luego la señal es transmitida al módulo FP-100 que además de ser el alimentador del módulo anterior, envía la señal al PC mediante una comunicación RS-232 para ser almacenada.

Figura 55. Módulos para la adquisición de datos

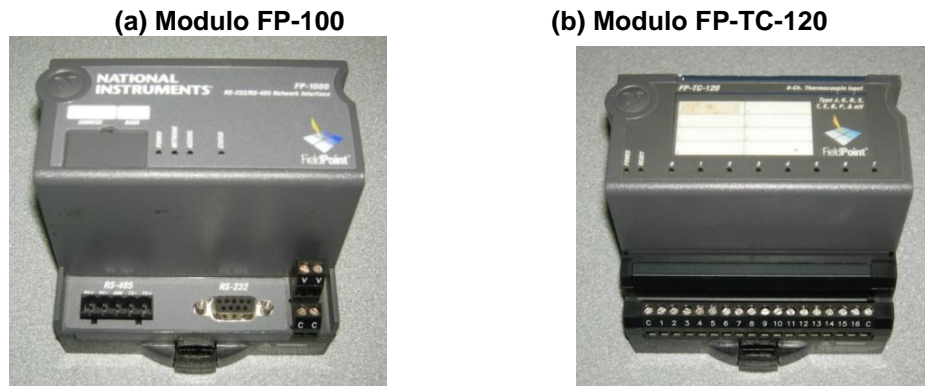
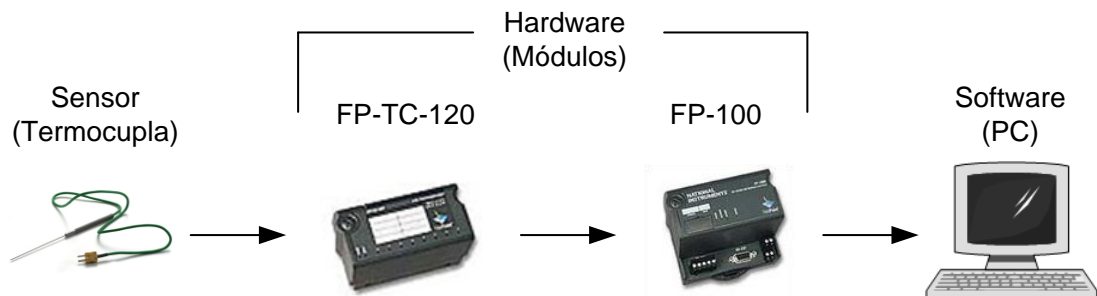


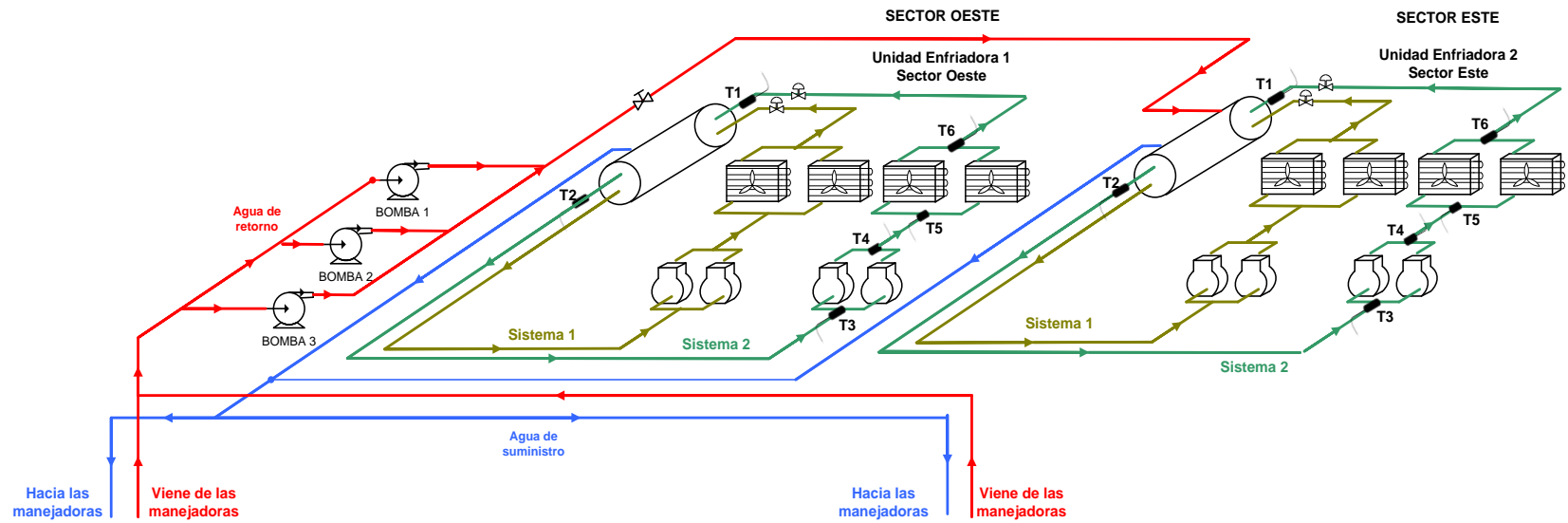
Figura 56. Proceso de adquisición de datos



Los puntos de medición de temperatura del refrigerante en los distintos componentes del sistema de refrigeración con las termocuplas se listan a continuación y se pueden observar en la figura 40:

- ✓  $T_1$ : Temperatura de entrada en el evaporador
- ✓  $T_2$ : Temperatura de salida en el evaporador
- ✓  $T_3$ : Temperatura de succión en los compresores
- ✓  $T_4$ : Temperatura de descarga en los compresores
- ✓  $T_5$ : Temperatura de entrada en los condensadores
- ✓  $T_6$ : Temperatura de salida en los condensadores
- ✓  $T_7$ : Temperatura de retorno del agua
- ✓  $T_8$ : Temperatura de suministro del agua

Figura 57. Puntos de medición para el monitoreo de temperaturas



➤ **Control integrado de las unidades enfriadoras: centro de control York Millennium**

Adicional al sistema de control y monitoreo METASYS, las unidades enfriadoras cuentan con un sistema integrado de control. Este sistema provee un control completo para el chiller, donde se puede monitorear variables como: sistema de refrigeración funcionando, número de compresores funcionando, temperatura de salida del líquido (agua) del chiller, temperatura de entrada del líquido del chiller, presión del refrigerante en el sistema funcionando y temperatura ambiente. Este sistema de control integrado fue utilizado para las lecturas de la presión del sistema, temperaturas del agua en el chiller y la temperatura ambiente.

**Figura 58. Caja de control integrado del chiller**



**Anexo E. FORMATO PARA TOMA DE MEDICIONES EN  
CAMPO (VARIABLES ELECTRICAS)**

Tiempo	DATOS ELECTRICOS DE LOS COMPRESORES																		
	Comp.	LINEA 1						LINEA 2						LINEA 3					
		[Kw]	Cos $\Phi$	[KVA]	[KVAR]	[V]	[A]	[Kw]	Cos $\Phi$	[KVA]	[KVAR]	[V]	[A]	[Kw]	Cos $\Phi$	[KVA]	[KVAR]	[V]	[A]
	1																		
	2																		
	1																		
	2																		
	1																		
	2																		
	1																		
	2																		
	1																		
	2																		
	1																		
	2																		
	1																		
	2																		
	1																		
	2																		

**NOTAS:**

- [Kw]: Potencia Activa
- Cos  $\Phi$ : Factor de Potencia
- [KVA]: Potencia Aparente
- [KVAR]: Potencia Reactiva
- [V]; Voltaje
- [A]; Corriente

DATOS ELECTRICOS DE LOS VENTILADORES																		
Vent	LINEA 1						LINEA 2						LINEA 3					
	[Kw]	Cos $\Phi$	[KVA]	[KVAR]	[V]	[A]	[Kw]	Cos $\Phi$	[KVA]	[KVAR]	[V]	[A]	[Kw]	Cos $\Phi$	[KVA]	[KVAR]	[V]	[A]
1																		
2																		
3																		

**NOTAS:**

**[Kw]:** Potencia Activa  
**Cos  $\Phi$ :** Factor de Potencia  
**[KVA]:** Potencia Aparente  
**[KVAR]:** Potencia Reactiva  
**[V];** Voltaje  
**[A];** Corriente

DATOS ELECTRICOS DE LAS BOMBAS DE RECIRCULACION DE AGUA FRIA																		
Vent	LINEA 1						LINEA 2						LINEA 3					
	[Kw]	Cos $\Phi$	[KVA]	[KVAR]	[V]	[A]	[Kw]	Cos $\Phi$	[KVA]	[KVAR]	[V]	[A]	[Kw]	Cos $\Phi$	[KVA]	[KVAR]	[V]	[A]
1																		
2																		
3																		

**NOTAS:**

**[Kw]:** Potencia Activa

**Cos  $\Phi$ :** Factor de Potencia

**[KVA]:** Potencia Aparente

**[KVAR]:** Potencia Reactiva

**[V];** Voltaje

**[A];** Corriente

**Anexo F. FORMATO MANTENIMIENTO PREVENTIVO**

**MANTENIMIENTO PREVENTIVO**

Juan Bautista García  
 Diagonal 10 N° 20ª – 31  
 Mirador de Arenales Girón  
 Tel: 6593165 Cel. 3156256558 - 3158337736

**UNIDAD CONDENSADORA**

Revisión caja, terminales eléctricos

Condensador	L1	L2	L3
Motor 1			
Motor 2			
Motor 3			

1. Ruidos extraños
2. Limpieza de serpentines
3. Revisión fuga refrigerante aceite
4. Inspección engrase rodamientos
5. Revisión arrancadores y conexiones
6. Revisión operación componente eléctrico
7. Revisión aspa ventilador
8. Verificar estado de pintura
9. Revisión motor – bomba
10. Ajuste de tornillería
11. Filtro secador
12. Revisión de resistencias
13. Revisión de borneras
14. Limpieza general equipo – sitio

Compresores	1	2	unidad
L1			Amp
L2			Amp
L3			Amp
Voltaje			Volt
P. succión			Psi
P. descarga			Psi
Capacidad			BTU

Nivel de aceite compresores

**UNIDAD MANEJADORA**

1. Limpieza del drenaje de agua
2. Detecte ruidos extraños
3. Limpieza filtros de aire
4. Lavado serpentines
5. Inspección engrase rodamientos
6. Inspección ajuste correas

Equipo	L1	L2	L3	Unidad
Motor bomba				Amp
Motor blower				Amp

7. Inspeccion conexiones eléctricas
8. Limpieza controles tableros eléctricos
9. Chequeo ajuste rele térmico
10. Verifique tornillería – anclaje general
11. Limpieza serpentín con billador inerte
12. Verifique estado pintura
13. Limpieza rejillas
14. Número de correas
15. Limpieza general equipo – sitio

**TEMPERATURAS**

Temperatura de retorno  
 Temperatura de rejilla  
 Temperatura entrada condensador  
 Temperatura salida condensador  
 Temperatura regulación termostato 1  
 Temperatura regulación termostato 2

**OBSERVACIONES**

---



---



---



---



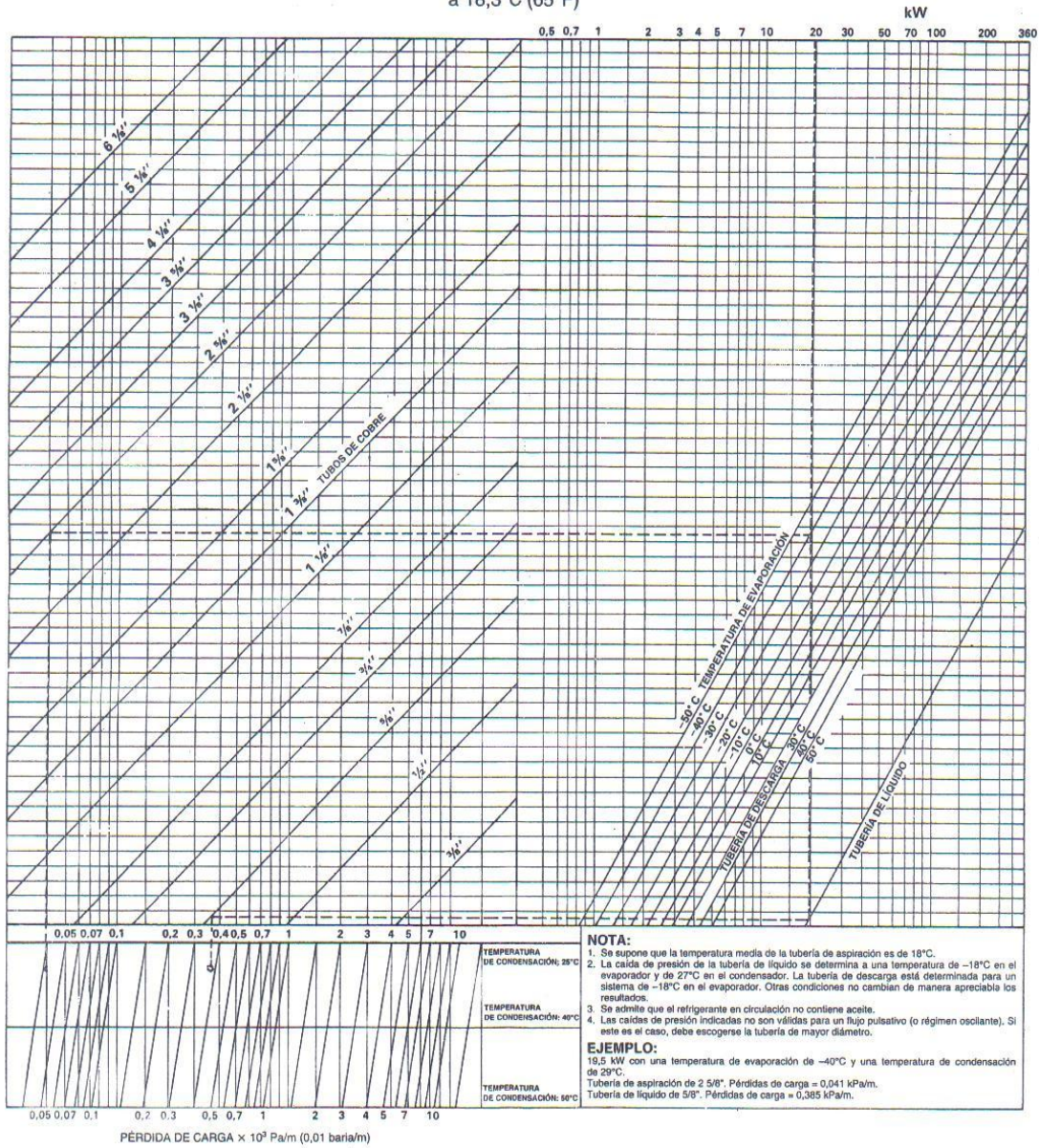
---

**Anexo G. DIAGRAMA DE PÉRDIDA DE CARGA R-22.**

DIAGRAMA DE PÉRDIDAS DE CARGA

R 22

a 18,3°C (65°F)



Este diagrama está reproducido con la autorización de la División de Productos «Freon» de Du Pont Nemours International S.A. «Freon» es una marca registrada por Du Pont.

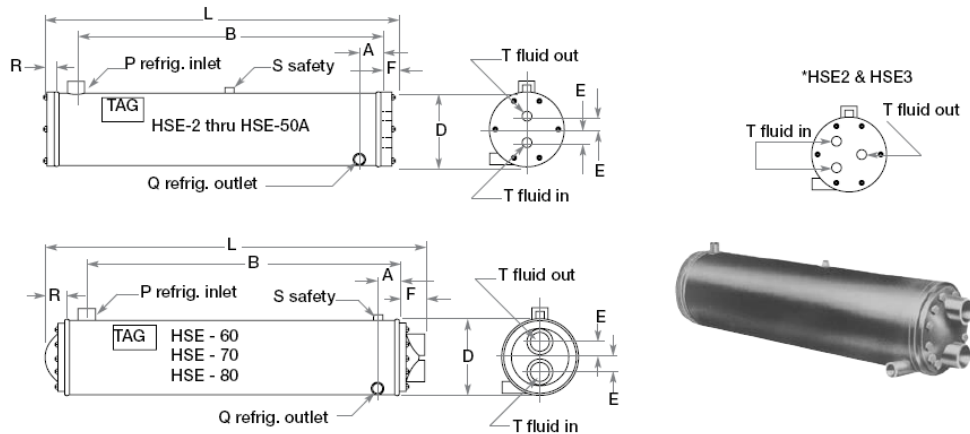
**Anexo H. SELECCIÓN DE CONDENSADOR ENFRIADO POR  
AGUA. DATOS DEL FABRICANTE.**

**Shell-and-Tube Super Efficient Condensers**  
Cleanable, for general applications

**Design Features and Ratings**

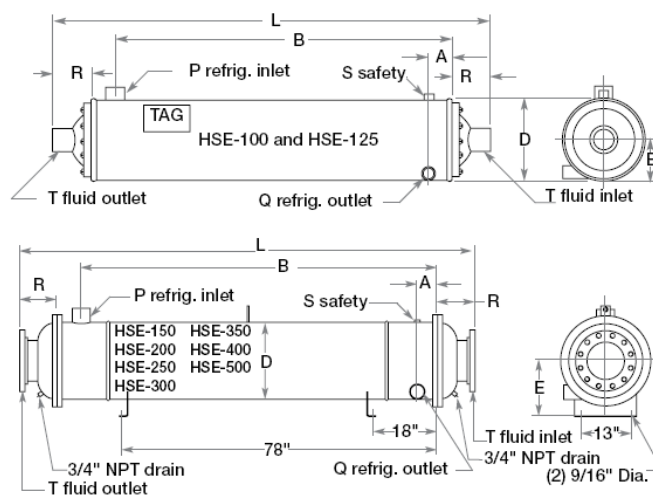
Models	Nominal HP		Dimensions							Connections (inches)			
	Clean	Fouled	D	L	A	B	E	F	R	P (ids)	Q (ids)	S (fpt)	T (fpt)
HSE-2*	3.3	2.1	5	27 1/8	2	22	1 5/8	1 3/4	1 3/8	5/8	1/2	3/8	3/4*
HSE-3*	4.3	3.7	6	27 1/8	2	22	1 7/8	1 3/4	1 3/8	7/8	5/8	3/8	3/8*
HSE-5	6.3	5.1	6 5/8	27 7/8	2 1/2	21 1/2	2	2 1/8	1 3/4	1 1/8	5/8	1/2	1
HSE-7	8.8	7.4	6 5/8	33 3/8	2 1/2	27 1/2	2	2 1/8	1 3/4	1 3/8	7/8	1/2	1 1/4
HSE-10	11.4	9.8	6 5/8	33 3/8	2 1/2	27 1/2	2	2 1/8	1 3/4	1 3/8	7/8	1/2	1 1/4
HSE-15	17.6	14.8	8 5/8	33 3/8	3	27	2 1/8	1 3/4	1 3/8	1 5/8	1 1/8	1/2	2
HSE-20A	33.0	20.2	8 5/8	51 1/8	3	45	2 1/8	1 3/4	1 3/8	1 5/8	1 1/8	1/2	2
HSE-25A	34.5	2.1	8 5/8	51 1/8	3	45	2 1/8	1 3/4	1 3/8	2 1/8	1 3/8	1/2	2
HSE-30A	41.7	29.0	10 3/4	53 3/8	3	45	2 1/8	2 1/8	1 3/4	2 1/8	1 3/8	1/2	2 1/2
HSE-40A	48.1	40.2	10 3/4	64 3/8	3	57	2 1/8	2 1/8	1 3/4	2 1/8	1 3/8	1/2	3
HSE-50A	63.2	52.4	10 3/4	64 3/8	3	57	2 1/8	2 1/8	1 3/4	2 5/8	1 5/8	1/2	3
HSE-60	82.5	60.3	12 3/4	66 3/4	3 1/2	56 1/2	2 3/4	4 1/4	2 3/8	2 5/8	1 5/8	1/2	4
HSE-70	95.1	70.3	12 3/4	66 3/4	3 1/2	56 1/2	2 3/4	4 1/4	2 3/8	3 1/8	2 1/8	1/2	4
HSE-80	110.1	82.2	12 3/4	66 3/4	3 1/2	56 1/2	2 3/4	4 1/4	2 3/8	3 1/8	2 1/8	1/2	4
HSE-100	151.7	99.0	12 3/4	109 5/8	3 1/2	92 1/2	5 1/16	—	6 5/8	3 1/8	2 1/8	3/4	5
HSE-125	162.8	124.2	12 3/4	109 5/8	3 1/2	92 1/2	5 1/16	—	6 5/8	3 5/8	2 1/8	3/4	5
HSE-150	231.7	162.6	14	113 3/4	5 3/8	90 5/8	10 7/8	—	8 7/8	3 5/8	2 5/8	3/4	6 flange
HSE-200	280.7	203.7	16	114	5 3/8	90 5/8	11 7/8	—	9	4 1/8	3 1/8	3/4	8 flange
HSE-250	393.1	265.1	18	116	5 3/8	90 5/8	12 7/8	—	10	4 1/8	3 1/8	3/4	8 flange
HSE-300	463.4	325.3	20	116	5 3/4	90 1/4	13 7/8	—	10	4 1/8	3 5/8	3/4	10 flange
HSE-350	529.6	344.0	20	116	5 3/4	90 1/4	13 7/8	—	10	5 1/8	3 5/8	3/4	10 flange
HSE-400	594.7	418.2	24	123	5 5/8	90 1/8	15 7/8	—	13 1/2	5 1/8	4 1/8	3/4	12 flange
HSE-500	805.4	510.7	24	123	5 7/8	90 1/8	15 7/8	—	13 1/2	6 1/8	4 1/8	3/4	12 flange

\*HSE-2 and HSE-3 have 1/2" center fitting.  
 Clean ratings: As tested per ARI Standard 450-99 † Tubing has high performance extended surface  
 Fouled ratings: Include an additive fouling coefficient of 0.00025 as calculated per ARI Standard 450-99  
 HSE-3 has 1/2" center fitting



Models	Pumpdown Capacity (lbs. R22)	Waterflow (gpm)		Water Pressure Drop (psi)	Shipping Weight (lbs)	Working Pressure (psi)	
		Min.	Max.			Shell Side	Tube Side
HSE-2	12	1.3	13	2.0	36	400	150
HSE-3	16	1.3	13	6.7	48	400	150
HSE-5	20	2.7	27	3.1	66	400	150
HSE-7	24	2.4	23	6.8	96	400	150
HSE-10	23	3.4	34	6.6	89	400	150
HSE-15	40	4.7	47	8.3	123	400	150
HSE-20A	63	10.7	107	3.2	184	400	150
HSE-25A	61	12.1	121	4.6	193	400	150
HSE-30A	102	15	154	4.0	291	400	150
HSE-40A	127	15	154	6.5	348	400	150
HSE-50A	118	19	188	7.0	355	400	150
HSE-60	176	22	221	4.6	461	400	150
HSE-70	167	25	255	4.4	480	400	150
HSE-80	157	29	295	4.6	518	400	150
HSE-100	268	51	509	1.8	751	400	150
HSE-125	239	64	643	1.6	812	400	150
HSE-150	271	86	858	1.3	1300	400	150
HSE-200	356	114	1139	1.3	1600	400	150
HSE-250	449	143	1434	1.35	2000	400	150
HSE-300	601	170	1702	1.25	2600	350	150
HSE-350	550	194	1944	1.36	2800	350	150
HSE-400	914	228	2279	1.34	3300	350	150
HSE-500	791	286	2855	1.34	3700	350	150

- Horizontal, cleanable shell and tube design
- New high tech enhanced copper tube geometry
- Smaller footprint equals less space requirement
- Removable, epoxy coated, water plates to facilitate cleaning
- Epoxy coated tube sheets to prevent pitting caused by galvanic action
- Custom models available through 800 horsepower
- 23 HSE models, 2 thru 500 horsepower



**Btu/hr capacities  
R-22 & water**

**HSE-20A**

gpm	pressure drop (psi)	Condensing Temperature minus Entering Water Temperature					
		15° ITD	20° ITD	25° ITD	30° ITD	35° ITD	40° ITD
10.72	0.12	63687	84845	105958	127020	148020	169023
20.00	0.41	106294	141511	176595	211524	246269	281023
30.00	0.89	144379	192095	239557	286722	333540	380374
40.00	1.54	176555	234780	292617	350004	406863	463749
50.00	2.36	204241	271470	338175	404272	469656	535079
60.00	3.34	228395	303453	377849	451482	524219	597005
70.00	4.49	249704	331647	412795	493026	572184	651405
80.00	5.81	268677	356733	443866	529934	614759	699659
90.00	7.28	285703	379231	471713	562989	652859	742816
100.00	8.91	301085	399546	496843	592800	687195	781688
107.24	10.19	311335	413077	513573	612636	710030	807530

**HSE-25A**

gpm	pressure drop (psi)	Condensing Temperature minus Entering Water Temperature					
		15° ITD	20° ITD	25° ITD	30° ITD	35° ITD	40° ITD
12.06	0.12	71648	95450	119203	142897	166522	190150
20.00	0.33	108926	145037	181025	216871	252547	288231
40.00	1.23	183240	243724	303840	363528	422713	481923
60.00	2.67	239227	317928	395988	473304	549750	626243
80.00	4.63	283409	376399	468478	559507	649307	739179
100.00	7.11	319385	423952	527356	629422	729926	830526
120.65	10.19	350252	464712	577770	689216	798784	908472

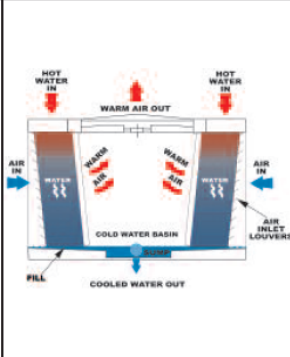
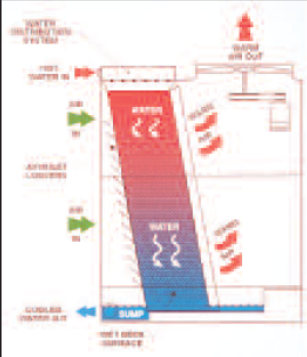
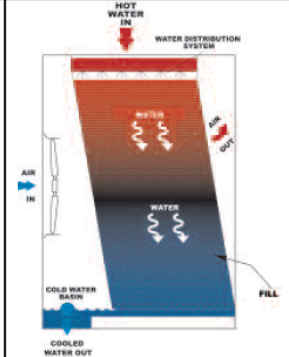
**HSE-30A**

gpm	pressure drop (psi)	Condensing Temperature minus Entering Water Temperature					
		15° ITD	20° ITD	25° ITD	30° ITD	35° ITD	40° ITD
15.42	0.12	91550	121964	152315	182591	212779	242970
20.00	0.20	113989	151822	189552	227162	264632	302107
40.00	0.77	196454	261414	326047	390302	454111	517940
60.00	1.67	261138	347227	432725	517537	601543	685590
80.00	2.89	313775	416962	519283	620603	720749	820960
100.00	4.44	357692	475079	591332	706276	819689	933190
120.00	6.30	395030	524442	652465	778887	903439	1028103
154.16	10.19	447544	593799	738262	880665	1020668	1160825

**Anexo I. SELECCIÓN DE LA TORRE DE ENFRIAMIENTO.  
DATOS DEL FABRICANTE**

# Open Circuit Cooling Towers

## Product Lines

	Series 3000	Series 1500	FXT
Principle of Operation			
Configuration	Crossflow	Crossflow	Crossflow
Water distribution	Gravity	Gravity	Gravity
Fan system	Axial fan, induced draft	Axial fan, induced draft	Axial fan, forced draft
Capacity range (Single cell)	220 - 1,350 Nominal Tons 660 - 4,050 GPM at 95°F/85°F/78°F	128 - 428 Nominal Tons 384 - 1,284 GPM at 95°F/85°F/78°F	6 - 268 Nominal Tons 18 - 804 GPM at 95°F/85°F/78°F
Maximum entering water temperature	130°F (54.4°C) Standard Fill; 140°F (60.0°C) with alternative fill material	120°F (48.9°C) Standard Fill; 135°F (57.2°C) with alternative fill material	125°F (51.7°C) Standard Fill; 140°F (60.0°F) with alternative fill material
Typical applications	Medium to large HVAC & industrial applications Replacement of field erected towers w/basinless units	Medium HVAC & industrial applications Counterflow unit replacements Crossflow unit replacements Tight enclosures & installations requiring a single air inlet	Small HVAC & industrial applications



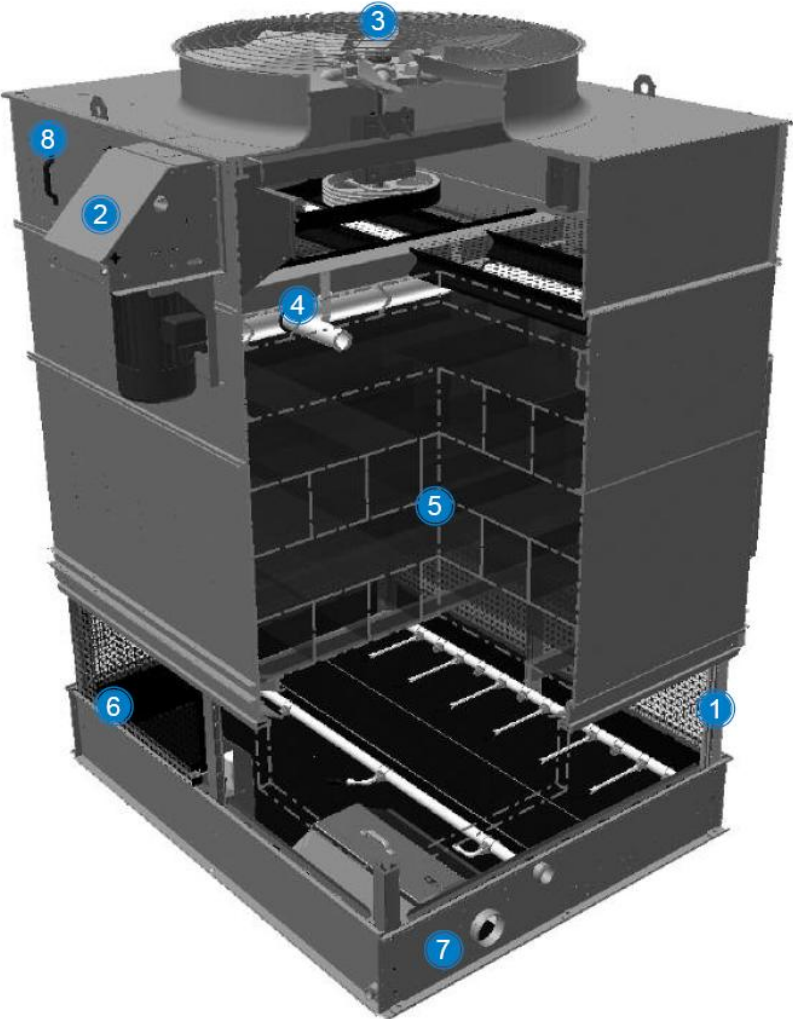
**Baltimore Aircoil Company**

PT2	Series V	
	VTL	VT0/VT1
Counterflow	Counterflow	Counterflow
Pressurized	Pressurized	Pressurized
Axial fan, induced draft	Centrifugal fan, forced draft	Centrifugal fan, forced draft
99 - 502 Nominal Tons 297 - 1506 GPM at 95°F/85°F/78°F	16 - 272 Nominal Tons 48 - 816 GPM at 95°F/85°F/78°F	12 - 1,335 Nominal Tons 36 - 4,005 GPM at 95°F/85°F/75°F
140°F (60°C) Standard Fill; 150°F (65.6°C) with alternative fill material	130°F (54.4°C) Standard Fill; 170°F (76.7°C) with alternative fill material	130°F (54.4°C) Standard Fill 170°F (76.7°C) with alternative fill material
Small to medium HVAC and industrial applications  Ideal for Installations with limited footprint  Counterflow unit Replacements	Small HVAC & industrial applications  Installations with extremely low height requirements  Indoor installations  High temperature industrial applications  Tight enclosures & installations requiring a single air inlet	Small to medium HVAC & industrial applications  Indoor applications  High temperature industrial applications  Tight enclosures & installations requiring a single air inlet

...because temperature matters™



# Construction Details



### 1 Heavy-Duty Construction

- G-235 (Z700 Metric) hot-dip galvanized steel panels
- Designed to meet requirements of 2006 International Building Code (IBC)
- Base structure withstands higher seismic loading than any other induced draft counterflow tower on the market

### 2 BALTIDRIVE® Power Train (except direct drive model PT2-0412)

- Premium quality, solid backed, multi-groove belt
- Corrosion resistant cast aluminum sheaves
- Heavy-duty bearings (L<sub>10</sub> 80,000 hour rating)
- Premium efficient/VFD duty motors are standard
- 5-year motor and drive warranty
- Extended lubrication lines



### 3 Low HP Axial Fan

- High efficiency
- Quiet operation
- Corrosion resistant

### 4 Water Distribution System

- Exclusive BranchLok™ Removal System for tool free branch removal
- External header cleanout port
- Schedule 40 PVC spray header and branches
- Large orifice, non-clog nozzles
- Nozzles grommetted for easy removal



### 5 140°F Standard Fill

- Highest rated standard fill for all induced draft counterflow products on the market
- Polyvinyl chloride (PVC)
- Impervious to rot, decay and biological attack
- Flame spread rating of 5 per ASTM E84

### 6 Sectional Air Inlet Louver System

- Corrosion resistant
- Maintenance free
- UV-resistant finish
- Easy to remove sections

### 7 Cold Water Basin

- Sloped for easy cleaning
- Suction strainer with removable anti-vortex hood
- Adjustable water make-up assembly

### 8 Access

- Inward sliding door
- Permanently attached to the unit

...because temperature matters™



## Performance Data

Model Number	Airflow Per Cell (CFM)	1 Cell		2 Cell		3 Cell		4 Cell	
		Nominal Tonnage <sup>2</sup>	Motor - Quantity and HP	Nominal Tonnage <sup>2</sup>	Motor - Quantity and HP	Nominal Tonnage <sup>2</sup>	Motor - Quantity and HP	Nominal Tonnage <sup>2</sup>	Motor - Quantity and HP
PT2-0412A-1H*	30,750	117	(2) 5	-	-	-	-	-	-
PT2-0412A-2J*	33,520	149	(2) 7.5	-	-	-	-	-	-
PT2-0709A-1K*	43,910	157	(1) 10	316	(2) 10	481	(3) 10	-	-
PT2-0709A-2L*	46,500	199	(1) 15	400	(2) 15	606	(3) 15	-	-
PT2-0709A-3L*	43,520	210	(1) 15	423	(2) 20	640	(3) 20	-	-
PT2-0809A-1K*	47,000	168	(1) 10	338	(2) 10	514	(3) 10	-	-
PT2-0809A-2L*	50,340	215	(1) 15	433	(2) 15	656	(3) 15	-	-
PT2-0809A-3M*	51,820	250	(1) 20	503	(2) 20	761	(3) 20	-	-
PT2-0812A-1M*	74,360	265	(1) 20	536	(2) 20	816	(3) 20	-	-
PT2-0812A-2N*	73,720	315	(1) 25	635	(2) 25	963	(3) 25	-	-
PT2-0812A-3O*	72,490	350	(1) 30	704	(2) 30	1,066	(3) 30	-	-
PT2-1009A-1L*	62,510	223	(1) 15	446	(2) 15	679	(3) 15	901	(4) 15
PT2-1009A-2M*	62,860	268	(1) 20	537	(2) 20	814	(3) 20	1,082	(4) 20
PT2-1009A-3N*	76,360	301	(1) 25	602	(2) 25	911	(3) 25	1,211	(4) 25
PT2-1012A-1M*	81,730	292	(1) 20	586	(2) 20	890	(3) 20	1,173	(4) 20
PT2-1012A-2O*	86,260	368	(1) 30	740	(2) 30	1,120	(3) 30	1,481	(4) 30
PT2-1012A-3O*	80,690	389	(1) 30	781	(2) 30	1,182	(3) 30	1,564	(4) 30
PT2-1212A-1N*	101,160	361	(1) 25	721	(2) 25	1,092	(3) 25	1,441	(4) 25
PT2-1212A-2O*	101,190	432	(1) 30	863	(2) 30	1,305	(3) 30	1,726	(4) 30
PT2-1212A-3P*	104,080	502	(1) 40	1,004	(2) 40	1,515	(3) 40	2,007	(4) 40

### Notes

- \* Indicates number of cells
- Nominal tons of cooling represents 3 GPM of water from 95°F to 85°F at a 78°F entering wet-bulb temperature.

### Notes (For page D75):

- \*Data corresponds to all available motors for this model
- Operating weight is based on the water level in the cold water basin at overflow height. If a lower operating weight is needed to meet design requirements, your local BAC Representative can provide additional assistance.

...because temperature matters™

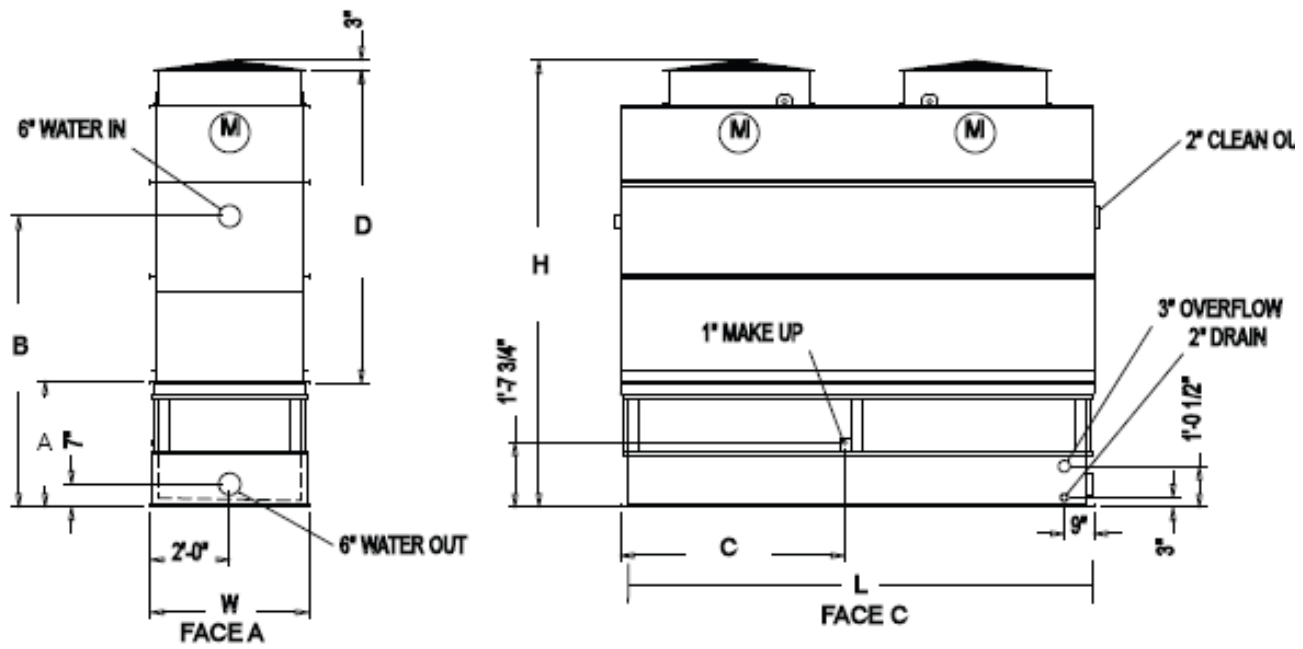


## Dimensional Data

Model Number <sup>1</sup>	Nominal Weights (lbs)			Dimensions									
	Operating <sup>2</sup>	Shipping	Heaviest Section	L	W	H	A	B	C	D	E	F	G
PT2-0412A-1*1	5,260	2,850	2,080	11' 11-3/4"	4' 0"	10' 3-7/8"	3' 2-3/8"	6' 4-3/8"	5' 8-1/8"	6' 11-1/4"			
PT2-0412A-2*1	5,500	3,090	2,320	11' 11-3/4"	4' 0"	11' 3-7/8"	3' 2-3/8"	7' 4-3/8"	5' 8-1/8"	7' 11-1/4"			
PT2-0709A-1*1	6,030	3,270	2,340	8' 11-3/4"	7' 3-1/4"	10' 7-7/8"	3' 8-7/8"	6' 9-1/4"	4' 2-1/8"	6' 8-1/4"			
PT2-0709A-2*1	6,320	3,560	2,630	8' 11-3/4"	7' 3-1/4"	11' 7-7/8"	3' 8-7/8"	7' 9-1/4"	4' 2-1/8"	7' 8-1/4"			
PT2-0709A-3*1	6,610	3,850	2,920	8' 11-3/4"	7' 3-1/4"	12' 7-7/8"	3' 8-7/8"	8' 9-1/4"	4' 2-1/8"	8' 8-1/4"			
PT2-0709A-1*2	12,180	6,670	2,340	18' 0-1/2"	7'-3 1/4"	11' 7-7/8"	4' 8-7/8"	7' 9-1/4"	4' 9-5/8"	6' 8-1/4"	4' 5-7/8"	9' 0-3/4"	
PT2-0709A-2*2	12,760	7,250	2,630	18' 0-1/2"	7'-3 1/4"	12' 7-7/8"	4' 8-7/8"	8' 9-1/4"	4' 9-5/8"	7' 8-1/4"	4' 5-7/8"	9' 0-3/4"	
PT2-0709A-3*2	13,350	7,840	2,920	18' 0-1/2"	7'-3 1/4"	13' 7-7/8"	4' 8-7/8"	9' 9-1/4"	4' 9-5/8"	8' 8-1/4"	4' 5-7/8"	9' 0-3/4"	
PT2-0709A-1*3	18,450	10,180	2,340	27' 1-1/4"	7'-3 1/4"	12' 7-7/8"	5' 8-7/8"	8' 9-1/4"	4' 9-5/8"	6' 8-1/4"	4' 5-7/8"	9' 0-3/4"	13' 3-5/8"
PT2-0709A-2*3	19,330	11,060	2,630	27' 1-1/4"	7'-3 1/4"	13' 7-7/8"	5' 8-7/8"	9' 9-1/4"	4' 9-5/8"	7' 8-1/4"	4' 5-7/8"	9' 0-3/4"	13' 3-5/8"
PT2-0709A-3*3	20,580	12,310	2,920	27' 1-1/4"	7'-3 1/4"	14' 7-7/8"	5' 8-7/8"	10' 9-1/4"	4' 9-5/8"	8' 8-1/4"	4' 5-7/8"	9' 0-3/4"	13' 3-5/8"
PT2-0809A-1*1	6,700	3,520	2,570	8' 11-3/4"	8' 5-3/4"	10' 9-3/8"	3' 8-7/8"	6' 10-3/4"	4' 2-1/8"	6' 9-3/4"			
PT2-0809A-2*1	7,000	3,820	2,860	8' 11-3/4"	8' 5-3/4"	11' 9-3/8"	3' 8-7/8"	7' 10-3/4"	4' 2-1/8"	7' 9-3/4"			
PT2-0809A-3*1	7,300	4,120	3,150	8' 11-3/4"	8' 5-3/4"	12' 9-3/8"	3' 8-7/8"	8' 10-3/4"	4' 2-1/8"	8' 9-3/4"			
PT2-0809A-1*2	13,550	7,180	2,570	18' 0-1/2"	8' 5-3/4"	11' 9-3/8"	4' 8-7/8"	7' 10-3/4"	4' 9-5/8"	6' 9-3/4"	4' 5-7/8"	9' 0-3/4"	
PT2-0809A-2*2	14,140	7,780	2,860	18' 0-1/2"	8' 5-3/4"	12' 9-3/8"	4' 8-7/8"	8' 10-3/4"	4' 9-5/8"	7' 9-3/4"	4' 5-7/8"	9' 0-3/4"	
PT2-0809A-3*2	14,740	8,380	3,160	18' 0-1/2"	8' 5-3/4"	13' 9-3/8"	4' 8-7/8"	9' 10-3/4"	4' 9-5/8"	8' 9-3/4"	4' 5-7/8"	9' 0-3/4"	
PT2-0809A-1*3	20,530	10,980	2,570	27' 1-1/4"	8' 5-3/4"	12' 9-3/8"	5' 8-7/8"	8' 9-1/4"	4' 9-5/8"	6' 9-3/4"	4' 5-7/8"	9' 0-3/4"	11' 6-5/8"
PT2-0809A-2*3	21,420	11,890	2,860	27' 1-1/4"	8' 5-3/4"	13' 9-3/8"	5' 8-7/8"	8' 9-1/4"	4' 9-5/8"	7' 9-3/4"	4' 5-7/8"	9' 0-3/4"	11' 6-5/8"
PT2-0809A-3*3	22,710	13,150	3,160	27' 1-1/4"	8' 5-3/4"	14' 9-3/8"	5' 8-7/8"	10' 10-3/4"	4' 9-5/8"	8' 9-3/4"	4' 5-7/8"	9' 0-3/4"	11' 6-5/8"
PT2-0812A-1*1	8,410	4,170	2,900	11' 11-3/4"	8' 5-3/4"	11' 7-3/8"	4' 1-3/8"	7' 3-1/4"	5' 8-1/8"	6' 11-3/4"			
PT2-0812A-2*1	8,740	4,490	3,190	11' 11-3/4"	8' 5-3/4"	12' 7-3/8"	4' 1-3/8"	8' 3-1/4"	5' 8-1/8"	7' 11-3/4"			
PT2-0812A-3*1	9,060	4,810	3,480	11' 11-3/4"	8' 5-3/4"	13' 7-3/8"	4' 1-3/8"	9' 3-1/4"	5' 8-1/8"	8' 11-3/4"			
PT2-0812A-1*2	17,010	8,520	2,900	24' 0-1/2"	8' 5-3/4"	12' 7-3/8"	5' 1-3/8"	8' 3-1/4"	6' 3-5/8"	6' 11-3/4"	5' 11-7/8"	12' 0-3/4"	
PT2-0812A-2*2	17,650	9,160	3,190	24' 0-1/2"	8' 5-3/4"	13' 7-3/8"	5' 1-3/8"	9' 3-1/4"	6' 3-5/8"	7' 11-3/4"	5' 11-7/8"	12' 0-3/4"	
PT2-0812A-3*2	18,300	9,810	3,480	24' 0-1/2"	8' 5-3/4"	14' 7-3/8"	5' 1-3/8"	10' 3-1/4"	6' 3-5/8"	8' 11-3/4"	5' 11-7/8"	12' 0-3/4"	
PT2-0812A-1*3	25,782	13,043	2,900	36' 1-1/4"	8' 5-3/4"	13' 7-3/8"	6' 1-3/8"	9' 3-1/4"	6' 3-5/8"	6' 11-3/4"	5' 11-7/8"	12' 0-3/4"	16' 0-5/8"
PT2-0812A-2*3	26,743	14,005	3,190	36' 1-1/4"	8' 5-3/4"	14' 7-3/8"	6' 1-3/8"	10' 3-1/4"	6' 3-5/8"	7' 11-3/4"	5' 11-7/8"	12' 0-3/4"	16' 0-5/8"
PT2-0812A-3*3	28,084	15,346	3,480	36' 1-1/4"	8' 5-3/4"	15' 7-3/8"	6' 1-3/8"	11' 3-1/4"	6' 3-5/8"	8' 11-3/4"	5' 11-7/8"	12' 0-3/4"	16' 0-5/8"
PT2-1009A-1*1	7,790	4,100	3,110	8' 11-3/4"	9' 10"	12' 11-5/8"	4' 1-3/8"	7' 2-1/4"	4' 2-1/8"	8' 4"			
PT2-1009A-2*1	8,100	4,410	3,400	8' 11-3/4"	9' 10"	13' 11-5/8"	4' 1-3/8"	8' 2-1/4"	4' 2-1/8"	9' 4"			
PT2-1009A-3*1	8,410	4,720	3,700	8' 11-3/4"	9' 10"	14' 11-5/8"	4' 1-3/8"	9' 2-1/4"	4' 2-1/8"	10' 4"			
PT2-1009A-1*2	15,730	8,350	3,110	18' 0-1/2"	9' 10"	13' 11-5/8"	5' 1-3/8"	8' 2-1/4"	4' 9-5/8"	8' 4"	4' 5-7/8"	9' 0-3/4"	
PT2-1009A-2*2	16,350	8,970	3,400	18' 0-1/2"	9' 10"	14' 11-5/8"	5' 1-3/8"	9' 2-1/4"	4' 9-5/8"	9' 4"	4' 5-7/8"	9' 0-3/4"	
PT2-1009A-3*2	16,980	9,600	3,700	18' 0-1/2"	9' 10"	15' 11-5/8"	5' 1-3/8"	10' 2-1/4"	4' 9-5/8"	10' 4"	4' 5-7/8"	9' 0-3/4"	
PT2-1009A-1*3	23,836	12,764	3,110	27' 1-1/4"	9' 10"	14' 11-5/8"	6' 1-3/8"	9' 2-1/4"	4' 9-5/8"	8' 4"	4' 5-7/8"	9' 0-3/4"	11' 6-5/8"
PT2-1009A-2*3	24,763	13,691	3,400	27' 1-1/4"	9' 10"	15' 11-5/8"	6' 1-3/8"	10' 2-1/4"	4' 9-5/8"	9' 4"	4' 5-7/8"	9' 0-3/4"	11' 6-5/8"
PT2-1009A-3*3	26,070	14,998	3,700	27' 1-1/4"	9' 10"	16' 11-5/8"	6' 1-3/8"	11' 2-1/4"	4' 9-5/8"	10' 4"	4' 5-7/8"	9' 0-3/4"	11' 6-5/8"
PT2-1009A-1*4	31,976	17,213	3,110	18' 0-1/2"	19' 9"	16' 10-3/8"	7' 1-3/8"	10' 2-1/4"	4' 9-5/8"	8' 11"			
PT2-1009A-2*4	33,344	18,581	3,400	18' 0-1/2"	19' 9"	17' 10-3/8"	7' 1-3/8"	11' 2-1/4"	4' 9-5/8"	9' 11"			
PT2-1009A-3*4	35,087	20,324	3,700	18' 0-1/2"	19' 9"	18' 10-3/8"	7' 1-3/8"	12' 2-1/4"	4' 9-5/8"	10' 11"			
PT2-1012A-1*1	10,120	5,330	4,050	11' 11-3/4"	9' 10"	13' 2-5/8"	4' 4-3/8"	7' 5-1/4"	5' 8-1/8"	8' 4"			
PT2-1012A-2*1	10,530	5,730	4,430	11' 11-3/4"	9' 10"	14' 2-5/8"	4' 4-3/8"	8' 5-1/4"	5' 8-1/8"	9' 4"			
PT2-1012A-3*1	10,930	6,130	4,810	11' 11-3/4"	9' 10"	15' 2-5/8"	4' 4-3/8"	9' 5-1/4"	5' 8-1/8"	10' 4"			
PT2-1012A-1*2	20,450	10,860	4,050	24' 0-1/2"	9' 10"	14' 2-5/8"	5' 4-3/8"	8' 5-1/4"	6' 3-5/8"	8' 4"	5' 11-7/8"	12' 0-3/4"	
PT2-1012A-2*2	21,260	11,660	4,430	24' 0-1/2"	9' 10"	15' 2-5/8"	5' 4-3/8"	9' 5-1/4"	6' 3-5/8"	9' 4"	5' 11-7/8"	12' 0-3/4"	
PT2-1012A-3*2	22,060	12,470	4,810	24' 0-1/2"	9' 10"	16' 2-5/8"	5' 4-3/8"	10' 5-1/4"	6' 3-5/8"	10' 4"	5' 11-7/8"	12' 0-3/4"	
PT2-1012A-1*3	30,987	16,593	4,050	36' 1-1/4"	9' 10"	15' 2-5/8"	6' 4-3/8"	9' 5-1/4"	6' 3-5/8"	8' 4"	5' 11-7/8"	12' 0-3/4"	16' 0-5/8"
PT2-1012A-2*3	32,192	17,799	4,430	36' 1-1/4"	9' 10"	16' 2-5/8"	6' 4-3/8"	10' 5-1/4"	6' 3-5/8"	9' 4"	5' 11-7/8"	12' 0-3/4"	16' 0-5/8"
PT2-1012A-3*3	33,891	19,498	4,810	36' 1-1/4"	9' 10"	17' 2-5/8"	6' 4-3/8"	11' 5-1/4"	6' 3-5/8"	10' 4"	5' 11-7/8"	12' 0-3/4"	16' 0-5/8"
PT2-1012A-1*4	41,568	22,377	4,050	24' 0-1/2"	19' 9"	17' 10-3/8"	7' 4-3/8"	10' 5-1/4"	6' 3-5/8"	8' 11"			
PT2-1012A-2*4	43,347	24,156	4,430	24' 0-1/2"	19' 9"	18' 10-3/8"	7' 4-3/8"	11' 5-1/4"	6' 3-5/8"	9' 11"			
PT2-1012A-3*4	45,613	26,421	4,810	24' 0-1/2"	19' 9"	19' 10-3/8"	7' 4-3/8"	12' 5-1/4"	6' 3-5/8"	10' 11"			
PT2-1212A-1*1	11,210	5,970	4,170	11' 11-3/4"	11' 10"	13' 10-3/8"	4' 10-3/8"	7' 11-1/4"	5' 8-1/8"	8' 4"			
PT2-1212A-2*1	11,760	6,520	4,720	11' 11-3/4"	11' 10"	14' 10-3/8"	4' 10-3/8"	8' 11-1/4"	5' 8-1/8"	9' 4"			
PT2-1212A-3*1	12,310	7,070	5,270	11' 11-3/4"	11' 10"	15' 10-3/8"	4' 10-3/8"	9' 11-1/4"	5' 8-1/8"	10' 4"			
PT2-1212A-1*2	22,550	12,070	4,170	24' 0-1/2"	11' 10"	14' 10-3/8"	5' 10-3/8"	8' 11-1/4"	6' 3-5/8"	8' 4"	5' 11-7/8"	12' 0-3/4"	
PT2-1212A-2*2	23,670	13,180	4,720	24' 0-1/2"	11' 10"	15' 10-3/8"	5' 10-3/8"	9' 11-1/4"	6' 3-5/8"	9' 4"	5' 11-7/8"	12' 0-3/4"	
PT2-1212A-3*2	24,770	14,280	5,270	24' 0-1/2"	11' 10"	16' 10-3/8"	5' 10-3/8"	10' 11-1/4"	6' 3-5/8"	10' 4"	5' 11-7/8"	12' 0-3/4"	
PT2-1212A-1*3	34,044	18,320	4,170	36' 1-1/4"	11' 10"	15' 10-3/8"	6' 10-3/8"	9' 11-1/4"	6' 3-5/8"	8' 4"	5' 11-7/8"	12' 0-3/4"	16' 0-5/8"
PT2-1212A-2*3	35,704	19,980	4,720	36' 1-1/4"	11' 10"	16' 10-3/8"	6' 10-3/8"	10' 11-1/4"	6' 3-5/8"	9' 4"	5' 11-7/8"	12' 0-3/4"	16' 0-5/8"
PT2-1212A-3*3	37,364	21,640	5,270	36' 1-1/4"	11' 10"	17' 10-3/8"	6' 10-3/8"	11' 11-1/4"	6' 3-5/8"	10' 4"	5' 11-7/8"	12' 0-3/4"	16' 0-5/8"
PT2-1212A-1*4	45,541	24,574	4,170	24' 0-1/2"	23' 9"	17' 10-3/8"	7' 10-3/8"	10' 11-1/4"	6' 3-5/8"	9' 0-3/4"			
PT2-1212A-2*4	47,754	26,787	4,720	24' 0-1/2"	23' 9"	18' 10-3/8"	7' 10-3/8"	11' 11-1/4"	6' 3-5/8"	10' 0-3/4"			
PT2-1212A-3*4	49,967	29,000	5,270	24' 0-1/2"	23' 9"	19' 10-3/8"	7' 10-3/8"	12' 11-1/4"	6' 3-5/8"	11' 0-3/4"			



**Baltimore Aircoil Company**

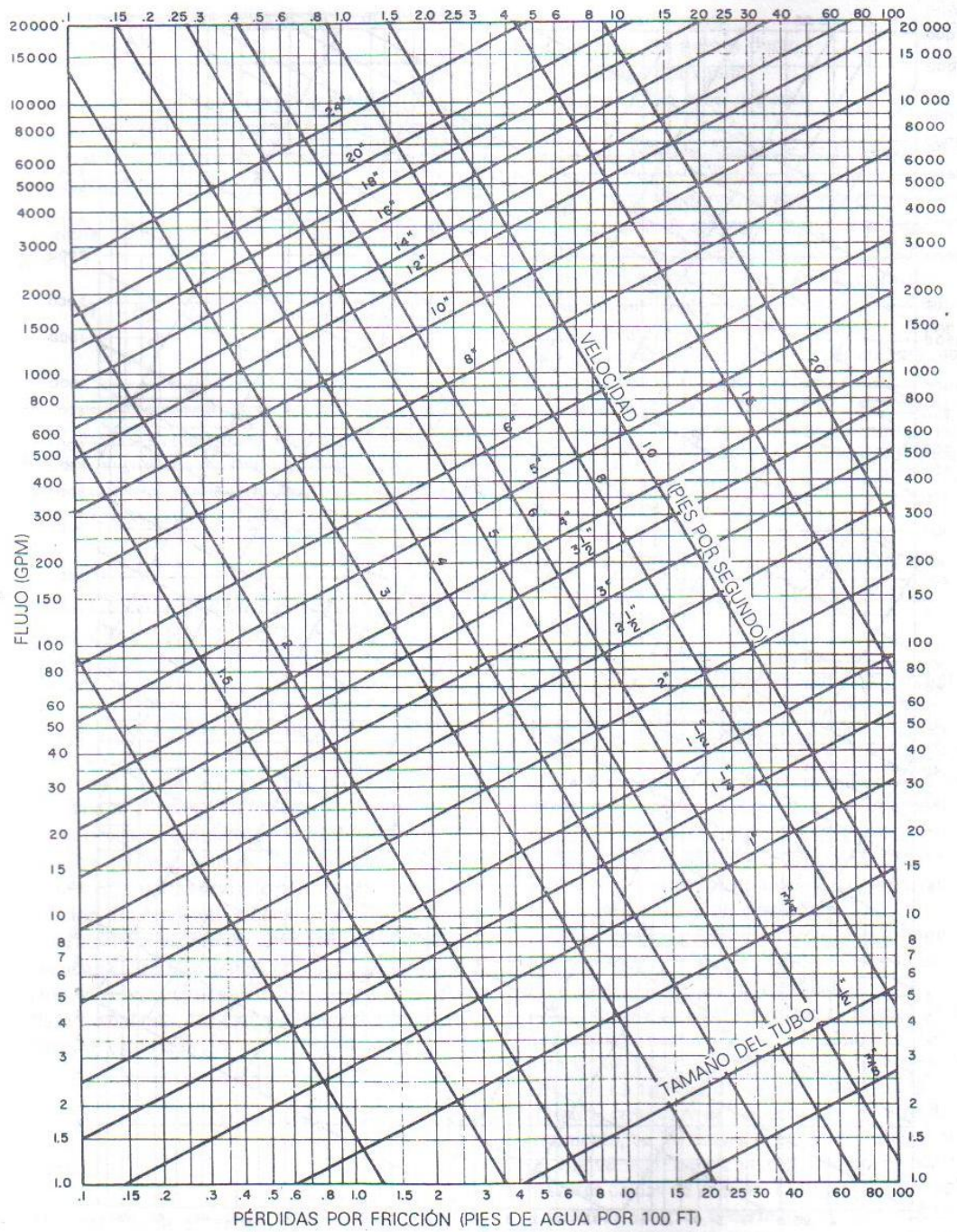


**Models PT2-0412A**

**Anexo J. DIMENSIONES DE TUBERIAS DE ACERO PARA  
CEDULAS 40**

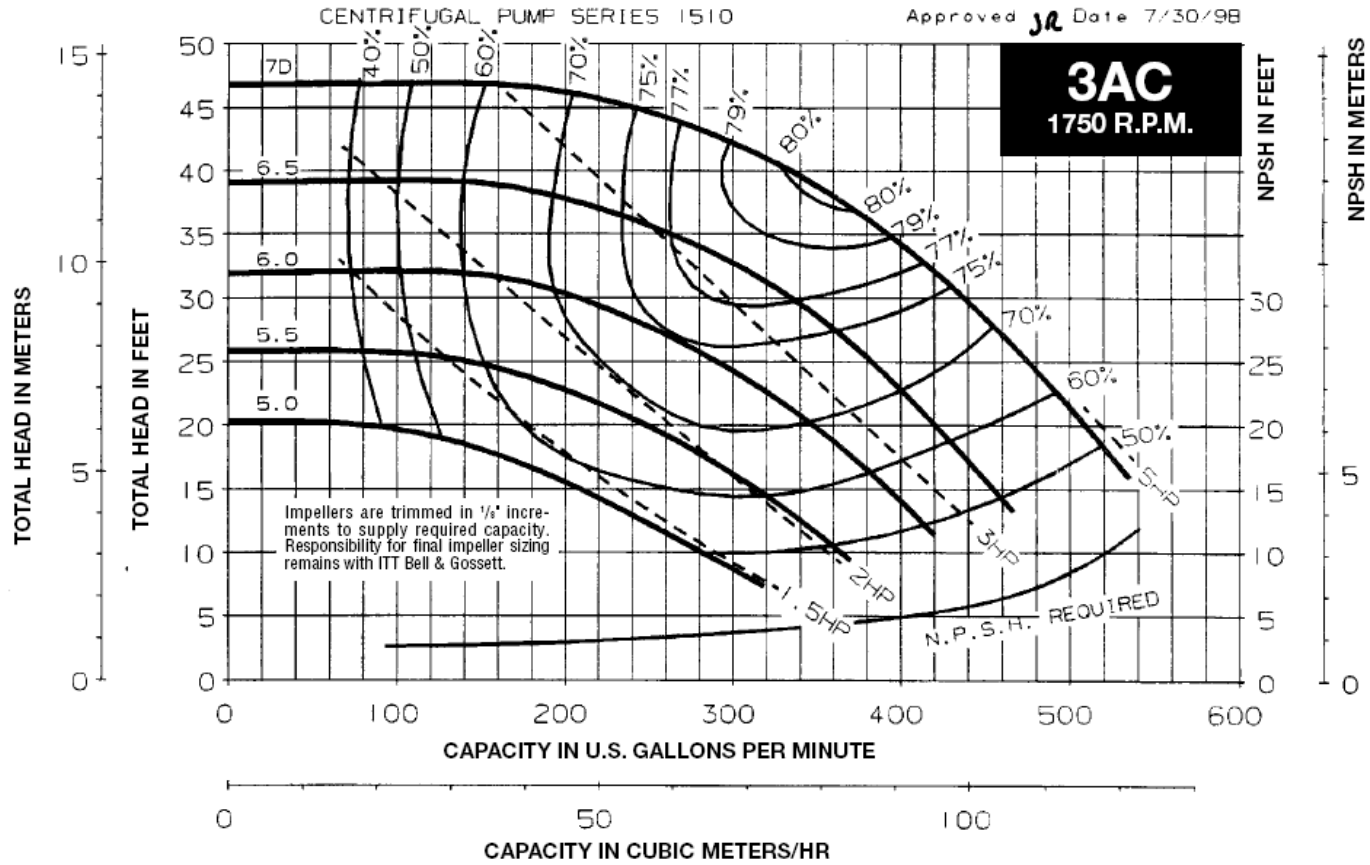
Nominal size and pipe OD <i>D</i> , in.	Schedule number or weight*	Wall thickness <i>t</i> , in.	Inside diameter <i>d</i> , in.	Surface area		Cross-sectional		Weight of		Working pressure <sup>†</sup> ASTM A538B to 400°F		
				Outside, ft <sup>2</sup> /ft	Inside, ft <sup>2</sup> /ft	Metal area, in. <sup>2</sup>	Flow area, in. <sup>2</sup>	Pipe, lb/ft	Water, lb/ft	Mfr. process	Joint type	psig
$\frac{1}{4}$ <i>D</i> = 0.540	40 ST	0.088	0.364	0.141	0.095	0.125	0.104	0.424	0.045	CW	Thrd	188
	80 XS	0.119	0.302	0.141	0.079	0.157	0.072	0.535	0.031	CW	Thrd	871
$\frac{3}{8}$ <i>D</i> = 0.675	40 ST	0.091	0.493	0.177	0.129	0.167	0.191	0.567	0.083	CW	Thrd	203
	80 XS	0.126	0.423	0.177	0.111	0.217	0.141	0.738	0.061	CW	Thrd	820
$\frac{1}{2}$ <i>D</i> = 0.840	40 ST	0.109	0.622	0.220	0.163	0.250	0.304	0.850	0.131	CW	Thrd	214
	80 XS	0.147	0.546	0.220	0.143	0.320	0.234	1.087	0.101	CW	Thrd	753
$\frac{3}{4}$ <i>D</i> = 1.050	40 ST	0.113	0.824	0.275	0.216	0.333	0.533	1.13	0.231	CW	Thrd	217
	80 XS	0.154	0.742	0.275	0.194	0.433	0.432	1.47	0.187	CW	Thrd	681
1 <i>D</i> = 1.315	40 ST	0.133	1.049	0.344	0.275	0.494	0.864	1.68	0.374	CW	Thrd	226
	80 XS	0.179	0.957	0.344	0.251	0.639	0.719	2.17	0.311	CW	Thrd	642
$1\frac{1}{4}$ <i>D</i> = 1.660	40 ST	0.140	1.380	0.435	0.361	0.669	1.50	2.27	0.647	CW	Thrd	229
	80 XS	0.191	1.278	0.435	0.335	0.881	1.28	2.99	0.555	CW	Thrd	594
$1\frac{1}{2}$ <i>D</i> = 1.900	40 ST	0.145	1.610	0.497	0.421	0.799	2.04	2.72	0.881	CW	Thrd	231
	80 XS	0.200	1.500	0.497	0.393	1.068	1.77	3.63	0.765	CW	Thrd	576
2 <i>D</i> = 2.375	40 ST	0.154	2.067	0.622	0.541	1.07	3.36	3.65	1.45	CW	Thrd	230
	80 XS	0.218	1.939	0.622	0.508	1.48	2.95	5.02	1.28	CW	Thrd	551
$2\frac{1}{2}$ <i>D</i> = 2.875	40 ST	0.203	2.469	0.753	0.646	1.70	4.79	5.79	2.07	CW	Weld	533
	80 XS	0.276	2.323	0.753	0.608	2.25	4.24	7.66	1.83	CW	Weld	835
3 <i>D</i> = 3.500	40 ST	0.216	3.068	0.916	0.803	2.23	7.39	7.57	3.20	CW	Weld	482
	80 XS	0.300	2.900	0.916	0.759	3.02	6.60	10.25	2.86	CW	Weld	767
4 <i>D</i> = 4.500	40 ST	0.237	4.026	1.178	1.054	3.17	12.73	10.78	5.51	CW	Weld	430
	80 XS	0.337	3.826	1.178	1.002	4.41	11.50	14.97	4.98	CW	Weld	695
6 <i>D</i> = 6.625	40 ST	0.280	6.065	1.734	1.588	5.58	28.89	18.96	12.50	ERW	Weld	696
	80 XS	0.432	5.761	1.734	1.508	8.40	26.07	28.55	11.28	ERW	Weld	1209

**Anexo K. PERDIDAS POR FRICCION PARA TUBOS DE  
ACERO CEDULA 40; SISTEMA ABIERTO.**

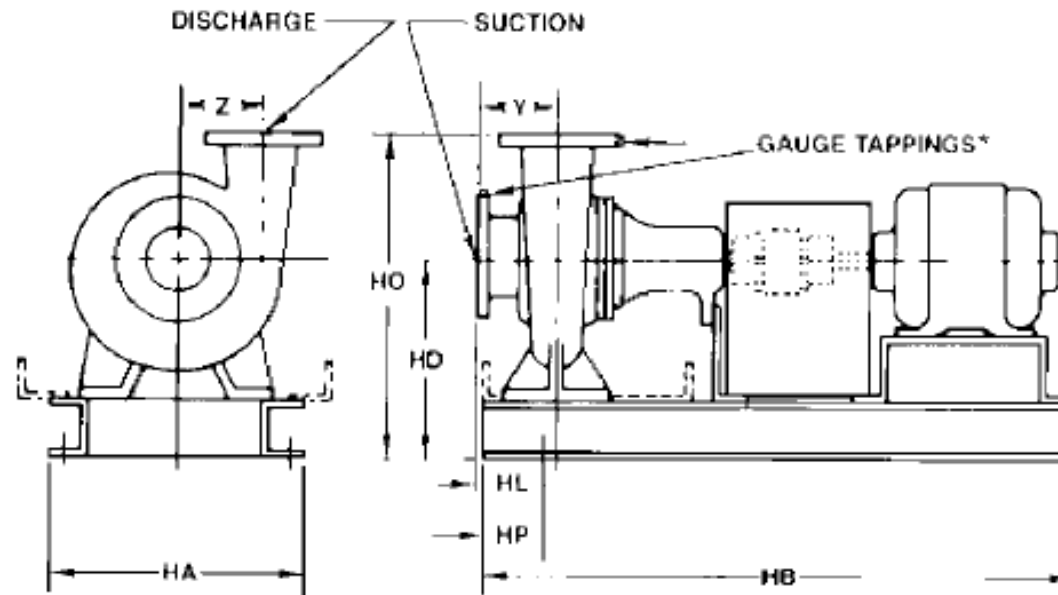


**Anexo L. SELECCIÓN DE LA BOMBA DE RECIRCULACION DE AGUA.  
DATOS DEL FABRICANTE.**

# 1750 RPM PUMP CURVES



## Dimensions



\*Gauge Tapping Sizes:  $\frac{1}{8}$ " for NPT,  $\frac{1}{4}$ " for Flanged Sizes

DIMENSIONS - INCHES (MM)			STANDARD MECHANICAL SEAL PUMP MODEL 1510, 1510-F								STUFFING BOX CONSTRUCTION PUMP MODEL 1510-PF, 1510-S												
PUMP SIZE DISCHARGE	SUCTION SIZE	MOTOR FRAME SIZE	HA	HB	HD	HL	HO	HP	Y	Z	HA	HB	HD	HL	HO	HP	Y	Z					
1 1/2 AC (NPT)	1 1/2 (NPT)	56	12 (305)	28 3/4 (730)	9 1/4 (248)	3 1/2 (79)	14 1/4 (375)	3 (76)	3 3/4 (83)	4 1/2 (114)	14 3/4 (371)	34 3/8 (879)	9 1/4 (248)	1 1/4 (44)	14 1/4 (375)	3 (76)	3 1/4 (83)	4 1/2 (114)					
		143T-145T	31(787)	10 1/4 (273)								2 1/2 (75)	20(508)	5 (127)	16 (406)	46 1/2(1181)			12 (305)	2 3/4 (75)	20 (508)	5 (127)	
		182T-184T	34 3/8(879)	10 1/4 (273)								2 1/2 (75)	20(508)	5 (127)	16 (406)	46 1/2(1181)			12 (305)	2 3/4 (75)	20 (508)	5 (127)	
		213T-215T	31(787)	10 1/4 (273)								2 1/2 (75)	20(508)	5 (127)	16 (406)	46 1/2(1181)			12 (305)	2 3/4 (75)	20 (508)	5 (127)	
1 1/2 BC (NPT)	1 1/2 (NPT)	143T-145T	14 3/4 (371)	28 3/4 (730)	9 1/4 (248)	3 1/2 (79)	15 1/4 (400)	3 (76)	3 3/4 (83)	4 1/2 (114)	14 3/4 (371)	34 3/8 (879)	9 1/4 (248)	1 1/4 (44)	14 1/4 (375)	3 (76)	3 1/4 (83)	4 1/2 (114)					
		182T-184T	31(787)	10 1/4 (273)								2 1/2 (75)	20(508)	5 (127)	16 (406)	46 1/2(1181)			12 (305)	2 3/4 (75)	20 (508)	5 (127)	
		213T-215T	34 3/8(879)	10 1/4 (273)								2 1/2 (75)	20(508)	5 (127)	16 (406)	46 1/2(1181)			12 (305)	2 3/4 (75)	20 (508)	5 (127)	
		254T-256T	31(787)	10 1/4 (273)								2 1/2 (75)	20(508)	5 (127)	16 (406)	46 1/2(1181)			12 (305)	2 3/4 (75)	20 (508)	5 (127)	
1 1/2 AC (NPT)	2 (NPT)	56	12 (305)	28 3/4 (730)	9 1/4 (248)	3 1/2 (79)	15 1/4 (400)	3 (76)	3 3/4 (83)	4 1/2 (114)	14 3/4 (371)	34 3/8 (879)	9 1/4 (248)	1 1/4 (44)	15 1/4 (400)	3 (76)	3 1/4 (83)	4 1/2 (114)					
		143T-145T	31(787)	10 1/4 (273)								2 1/2 (75)	20(508)	5 (127)	16 (406)	46 1/2(1181)			12 (305)	2 3/4 (75)	20 (508)	5 (127)	
		182T-184T	34 3/8(879)	10 1/4 (273)								2 1/2 (75)	20(508)	5 (127)	16 (406)	46 1/2(1181)			12 (305)	2 3/4 (75)	20 (508)	5 (127)	
		213T-1750	31(787)	10 1/4 (273)								2 1/2 (75)	20(508)	5 (127)	16 (406)	46 1/2(1181)			12 (305)	2 3/4 (75)	20 (508)	5 (127)	
1 1/2 BC (NPT)	2 (NPT)	143T-145T	14 3/4 (371)	28 3/4 (730)	9 1/4 (248)	3 1/2 (79)	17 1/4 (438)	3 (76)	3 3/4 (83)	4 1/2 (114)	14 3/4 (371)	34 3/8 (879)	9 1/4 (248)	1 1/4 (44)	15 1/4 (400)	3 (76)	3 1/4 (83)	4 1/2 (114)					
		182T-184T	31(787)	10 1/4 (273)								2 1/2 (75)	20(508)	5 (127)	16 (406)	46 1/2(1181)			12 (305)	2 3/4 (75)	20 (508)	5 (127)	
		213T-1750	34 3/8(879)	10 1/4 (273)								2 1/2 (75)	20(508)	5 (127)	16 (406)	46 1/2(1181)			12 (305)	2 3/4 (75)	20 (508)	5 (127)	
		213T-215T-3500	31(787)	10 1/4 (273)								2 1/2 (75)	20(508)	5 (127)	16 (406)	46 1/2(1181)			12 (305)	2 3/4 (75)	20 (508)	5 (127)	
2 AC	2 1/2	56	12 (305)	28 3/4 (730)	9 1/4 (248)	3 1/2 (79)	16 1/4 (413)	3 (76)	3 3/4 (83)	4 1/2 (114)	14 3/4 (371)	34 3/8 (879)	9 1/4 (248)	2 1/4 (56)	16 1/4 (413)	3 (76)	3 1/2 (89)	4 1/2 (114)					
		143T-145T	31(787)	10 1/4 (273)								2 1/2 (75)	20(508)	5 (127)	16 (406)	46 1/2(1181)			12 (305)	2 3/4 (75)	20 (508)	5 (127)	
		182T-184T	34 3/8(879)	10 1/4 (273)								2 1/2 (75)	20(508)	5 (127)	16 (406)	46 1/2(1181)			12 (305)	2 3/4 (75)	20 (508)	5 (127)	
		213T-215T	31(787)	10 1/4 (273)								2 1/2 (75)	20(508)	5 (127)	16 (406)	46 1/2(1181)			12 (305)	2 3/4 (75)	20 (508)	5 (127)	
2 BC	2 1/2	143T-145T	14 3/4 (371)	28 3/4 (730)	9 1/4 (248)	3 1/2 (79)	17 1/4 (451)	3 (76)	3 3/4 (83)	4 1/2 (114)	14 3/4 (371)	34 3/8 (879)	9 1/4 (248)	2 1/4 (56)	17 1/4 (451)	3 (76)	3 1/2 (89)	4 1/2 (114)					
		182T-184T	31(787)	10 1/4 (273)								2 1/2 (75)	20(508)	5 (127)	16 (406)	46 1/2(1181)			12 (305)	2 3/4 (75)	20 (508)	5 (127)	
		213T-215T-1750	34 3/8(879)	10 1/4 (273)								2 1/2 (75)	20(508)	5 (127)	16 (406)	46 1/2(1181)			12 (305)	2 3/4 (75)	20 (508)	5 (127)	
		254T-3500	31(787)	10 1/4 (273)								2 1/2 (75)	20(508)	5 (127)	16 (406)	46 1/2(1181)			12 (305)	2 3/4 (75)	20 (508)	5 (127)	
2 E†	3	182T	16 (406)	42 1/4 (1073)	14 (356)	6 1/2 (165)	22 (559)	5 (127)	5 1/2 (140)	6 1/2 (165)	16 (406)	42 1/4 (1073)	14 (356)	6 1/2 (165)	22 (559)	5 (127)	5 1/2 (140)	6 1/4 (165)					
		184T																					
		213T																					
		215T																					
		254T																					
		286TS																					
		324TS																					
		326TS																					
		364TS																					
		365TS																					
2 G†	3	213T-215T	16 (406)	46 1/2 (1181)	14 (356)	3 1/2 (98)	23 (584)	5 (127)	4 1/2 (108)	4 1/2 (114)	16 (406)	46 1/2(1181)	14 (356)	3 1/2 (98)	23 (584)	5 (127)	4 1/2 (108)	4 1/2 (114)					
		254T-256T	16 (406)	46 1/2 (1181)	14 (356)	3 1/2 (98)	23 (584)	5 (127)	4 1/2 (108)	4 1/2 (114)	16 (406)	46 1/2(1181)	14 (356)	3 1/2 (98)	23 (584)	5 (127)	4 1/2 (108)	4 1/2 (114)					
		284T	16 (406)	46 1/2 (1181)	14 (356)	3 1/2 (98)	23 (584)	5 (127)	4 1/2 (108)	4 1/2 (114)	16 (406)	46 1/2(1181)	14 (356)	3 1/2 (98)	23 (584)	5 (127)	4 1/2 (108)	4 1/2 (114)					
		284T	16 (406)	46 1/2 (1181)	14 (356)	3 1/2 (98)	23 (584)	5 (127)	4 1/2 (108)	4 1/2 (114)	16 (406)	46 1/2(1181)	14 (356)	3 1/2 (98)	23 (584)	5 (127)	4 1/2 (108)	4 1/2 (114)					
2 1/2 AB	3	56	12 (305)	28 3/4 (730)	9 1/4 (248)	4 1/2 (111)	15 1/4 (400)	3 (76)	4 1/2 (108)	4 1/2 (114)	14 3/4 (371)	34 3/8 (879)	9 1/4 (248)	3 (76)	15 1/4 (400)	3 (76)	4 1/2 (108)	4 1/2 (114)					
		143T-145T	31(787)	10 1/4 (273)								2 1/2 (75)	20(508)	5 (127)	16 (406)	46 1/2(1181)			12 (305)	2 3/4 (75)	20 (508)	5 (127)	
		182T-184T	34 3/8(879)	10 1/4 (273)								2 1/2 (75)	20(508)	5 (127)	16 (406)	46 1/2(1181)			12 (305)	2 3/4 (75)	20 (508)	5 (127)	
		213T-215T	31(787)	10 1/4 (273)								2 1/2 (75)	20(508)	5 (127)	16 (406)	46 1/2(1181)			12 (305)	2 3/4 (75)	20 (508)	5 (127)	
2 1/2 BB	3	254T-256T	16 (406)	46 1/2 (1181)	13(330)	3 1/2 (98)	19 1/4 (476)	5 (127)	4 1/2 (108)	6 (152)	16 (406)	46 1/2(1181)	13(330)	3 1/2 (98)	19 1/4 (476)	5 (127)	4 1/2 (108)	6 (152)					
		213T-215T	16 (406)	46 1/2 (1181)	13(330)	3 1/2 (98)	19 1/4 (476)	5 (127)	4 1/2 (108)	6 (152)	16 (406)	46 1/2(1181)	13(330)	3 1/2 (98)	19 1/4 (476)	5 (127)	4 1/2 (108)	6 (152)					
		284TS-286TS	16 (406)	46 1/2 (1181)	13(330)	3 1/2 (98)	19 1/4 (476)	5 (127)	4 1/2 (108)	6 (152)	16 (406)	46 1/2(1181)	13(330)	3 1/2 (98)	19 1/4 (476)	5 (127)	4 1/2 (108)	6 (152)					
		346TS	16 (406)	46 1/2 (1181)	13(330)	3 1/2 (98)	19 1/4 (476)	5 (127)	4 1/2 (108)	6 (152)	16 (406)	46 1/2(1181)	13(330)	3 1/2 (98)	19 1/4 (476)	5 (127)	4 1/2 (108)	6 (152)					
3 AC	4	143T-145T	12(305)	28 3/4(730)	9 1/4(248)	4 1/2(110)	15 1/4(400)	3(76)	4 1/2(105)	5(127)	14 3/4(371)	34 3/8(879)	9 1/4(248)	2 1/4(56)	15 1/4(400)	3(76)	4 1/2(105)	5(127)					
		182T-184T	14 3/4(371)	31(787)								10 1/4(273)	2 1/2(75)	20(508)	5(127)	16(406)			46 1/2(1181)	12(305)	2 3/4(75)	20(508)	5(127)
		215T	14 3/4(371)	31(787)								10 1/4(273)	2 1/2(75)	20(508)	5(127)	16(406)			46 1/2(1181)	12(305)	2 3/4(75)	20(508)	5(127)
		254T-256T	16(406)	46 1/2(1181)								13(330)	3 1/2(98)	19(483)	5(127)	4 1/2(105)			5(127)	16(406)	46 1/2(1181)	13(330)	3 1/2(98)
284TS-286TS	16(406)	46 1/2(1181)	13(330)	3 1/2(98)	19(483)	5(127)	4 1/2(105)	5(127)	16(406)	46 1/2(1181)	13(330)	3 1/2(98)	19(483)	5(127)	4 1/2(105)	5(127)							

These dimensions are not to be used for installation purposes unless certified.  
†250 psi (17 bar) available

Maximum Working Pressure 175 psi (12 bar)

**Anexo M. SELECCIÓN DEL CHILLER ENFRIADO POR AGUA.  
DATOS DEL FABRICANTE.**

## Ratings (R-22 English)

LCWT (°F)	LEAVING CONDENSER WATER TEMPERATURE (°F)											
	85.0				95.0				105.0			
		TONS	KW	MBH	EER	TONS	KW	MBH	EER	TONS	KW	MBH

### YCWS0100SC

IPLV = 18.8

40.0	89.4	63.3	1288.0	17.0	84.1	71.5	1253.0	14.1	78.7	80.7	1219.0	11.7
42.0	93.1	63.4	1333.0	17.6	87.7	71.8	1297.0	14.7	82.1	80.9	1260.0	12.2
44.0	96.9	63.5	1379.0	18.3	91.3	72.0	1341.0	15.2	85.6	81.1	1304.0	12.7
45.0	98.8	63.6	1402.0	18.7	93.2	72.2	1364.0	15.5	87.4	81.2	1325.0	12.9
46.0	100.7	63.6	1426.0	19.0	95.0	72.3	1387.0	15.8	89.2	81.4	1348.0	13.2
48.0	104.7	63.5	1473.0	19.8	98.9	72.5	1434.0	16.4	92.9	81.7	1393.0	13.7
50.0	108.8	63.4	1522.0	20.6	102.8	72.7	1482.0	17.0	96.7	81.9	1439.0	14.2

### YCWS0120SC

IPLV = 18.2

40.0	108.0	75.6	1553.0	17.1	101.7	85.6	1512.0	14.3	95.3	96.6	1473.0	11.8
42.0	112.3	75.8	1607.0	17.8	105.9	85.9	1564.0	14.8	99.3	96.9	1522.0	12.3
44.0	116.8	76.0	1661.0	18.5	110.3	86.2	1617.0	15.4	103.5	97.2	1573.0	12.8
45.0	119.1	76.0	1689.0	18.8	112.5	86.3	1644.0	15.6	105.6	97.3	1599.0	13.0
46.0	121.5	76.0	1717.0	19.2	114.7	86.5	1671.0	15.9	107.8	97.5	1626.0	13.3
48.0	126.2	76.0	1774.0	19.9	119.3	86.7	1727.0	16.5	112.2	97.8	1680.0	13.8
50.0	131.1	75.9	1832.0	20.7	124.0	86.9	1784.0	17.1	116.7	98.1	1735.0	14.3

### YCWS0140SC

IPLV = 19.3

40.0	127.8	88.1	1834.0	17.4	120.4	99.8	1786.0	14.5	112.9	112.9	1740.0	12.0
42.0	132.9	88.3	1896.0	18.1	125.4	100.2	1847.0	15.0	117.7	113.1	1798.0	12.5
44.0	138.2	88.5	1960.0	18.7	130.5	100.5	1909.0	15.6	122.6	113.4	1858.0	13.0
45.0	140.9	88.5	1993.0	19.1	133.1	100.7	1940.0	15.9	125.1	113.6	1889.0	13.2
46.0	143.6	88.6	2025.0	19.5	135.7	100.8	1973.0	16.2	127.7	113.7	1920.0	13.5
48.0	149.2	88.6	2093.0	20.2	141.1	101.1	2038.0	16.7	132.8	114.1	1983.0	14.0
50.0	154.9	88.6	2161.0	21.0	146.6	101.3	2105.0	17.4	138.1	114.4	2047.0	14.5

### YCWS0180SC

IPLV = 20.9

40.0	156.6	97.9	2213.0	19.2	147.7	111.5	2153.0	15.9	138.5	126.2	2093.0	13.2
42.0	163.2	98.0	2292.0	20.0	153.9	111.8	2229.0	16.5	144.5	126.5	2166.0	13.7
44.0	169.6	97.9	2369.0	20.8	160.3	112.0	2306.0	17.2	150.6	126.8	2240.0	14.3
45.0	172.9	97.9	2409.0	21.2	163.6	112.1	2345.0	17.5	153.7	126.9	2278.0	14.5
46.0	176.5	97.8	2452.0	21.7	166.5	112.2	2380.0	17.8	156.9	127.1	2317.0	14.8
48.0	183.5	97.5	2535.0	22.6	173.6	112.4	2466.0	18.5	163.4	127.4	2395.0	15.4
50.0	190.9	97.2	2622.0	23.6	180.5	112.5	2549.0	19.3	170.0	127.7	2476.0	16.0

#### NOTES:

1. Tons = Unit Cooling Capacity Output
2. kW = Compressor Input Power
3. MBH = Condenser heat rejection
4. EER = Chiller Energy Efficiency Ratio (Capacity [Tons x 12] ÷ kW)
5. LCWT = Leaving Chilled Water Temperature
6. Ratings based on 2.4 GPM cooler water per ton
7. Ratings certified in accordance with ARI Standard 550/590-98.

# Part Load Ratings

English

YCWS0100SC			
Load	Tons	kW	EER
1.0	91.3	72.0	15.2
0.8	68.5	51.5	16.0
0.5	45.7	24.5	22.3
0.3	22.8	17.4	15.8
<b>IPLV: 18.8</b>			

YCWS0200SC			
Load	Tons	kW	EER
1.0	183.2	126.0	17.5
0.8	137.4	89.5	18.4
0.5	91.6	42.1	26.1
0.3	45.8	30.4	18.1
<b>IPLV: 21.8</b>			

YCWS0120SC			
Load	Tons	kW	EER
1.0	110.3	86.2	15.4
0.8	82.7	61.4	16.2
0.5	55.1	31.3	21.2
0.3	27.6	23.4	14.1
<b>IPLV: 18.2</b>			

YCWS0220SC			
Load	Tons	kW	EER
1.0	199.6	138.8	17.3
0.8	149.7	98.6	18.2
0.5	99.8	48.9	24.5
0.3	49.9	36.1	16.6
<b>IPLV: 20.8</b>			

YCWS0140SC			
Load	Tons	kW	EER
1.0	130.5	100.5	15.6
0.8	97.9	71.4	16.5
0.5	65.3	34.3	22.8
0.3	32.6	24.5	16.0
<b>IPLV: 19.3</b>			

YCWS0240SC			
Load	Tons	kW	EER
1.0	215.4	151.8	17.0
0.8	161.5	107.8	18.0
0.5	107.7	51.1	25.3
0.3	53.8	37.0	17.5
<b>IPLV: 21.2</b>			

YCWS0180SC			
Load	Tons	kW	EER
1.0	160.3	112.0	17.2
0.8	120.2	79.4	18.2
0.5	80.2	39.2	24.6
0.3	40.1	28.7	16.8
<b>IPLV: 20.9</b>			

Rated in accordance with ARI Standard 550/590

# Physical Data

## English

MODEL YCWS	0100SC	0120SC	0140SC	0180SC	0200SC	0220SC	0240SC
<b>General Unit Data</b>							
Nominal Unit Capacity (Tons)	91	110	131	160	183	200	216
Number of Independent Refrigerant Circuits	2	2	2	2	2	2	2
Refrigerant Charge, R22, Ckt 1/Ckt. 2 (lbs.)	100/100	100/120	120/120	210/220	220/220	220/240	240/240
Oil Charge, Ckt. 1/Ckt. 2, (gal.)	2/2	2/3	3/3	3/3	3/3	3/3	3/3
Shipping Weight (lbs.)	7323	7632	7972	11722	11840	11897	12006
Operating Weight (lbs.)	8160	8469	8809	13256	13374	13393	13502
<b>Compressors, Semi-Hermetic Twin Screw</b>							
Quantity per Chiller	2	2	2	2	2	2	2
Nominal Size, Ckt. 1/Ckt. 2	F/F	F/C	C/C	C/A	A/A	A/B	B/B
<b>Condenser - Code</b>							
	S	S	S	U	U	U	U
Water Volume (gal.)	26	26	26	61	61	61	61
Maximum Water Side Pressure (psig)	150	150	150	150	150	150	150
Maximum Refrigerant Side Pressure (psig)	330	330	330	330	330	330	330
Dia. X Length, inches	16 x 108	16 x 108	16 x 108	18 x 156	18 x 156	18 x 156	18 x 156
Water Nozzle Connection Size, (inches)	5	5	5	6	6	6	6
<b>Evaporator, Direct Expansion - Code</b>							
	O	O	O	P	P	Q	Q
Water Volume (gals.)	64	64	64	94	94	107	107
Maximum Water Side Pressure (psig)	150	150	150	150	150	150	150
Maximum Refrigerant Side Pressure (psig)	300	300	300	300	300	300	300
Dia. X Length, inches	19-1/2x 108	19-1/2x 108	19-1/2 x 108	21-1/4 x 156	21-1/4x 156	21-1/4x 156	21-1/4 x 156
Water Nozzle Connection Size, (inches)	8	8	8	8	8	8	8

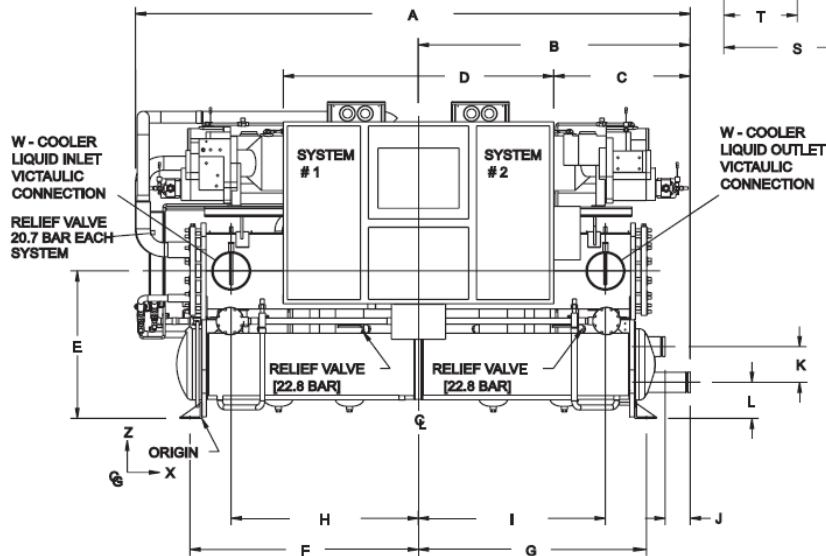
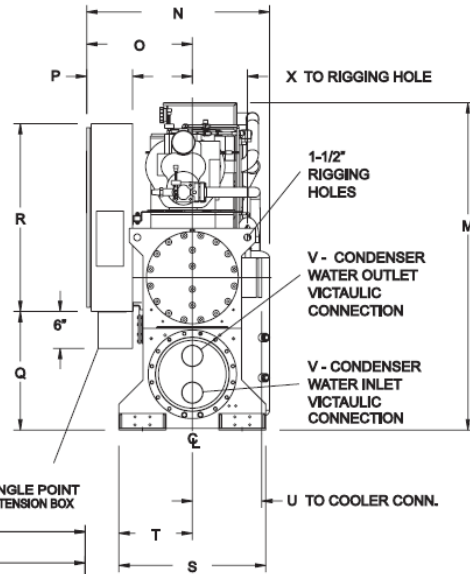
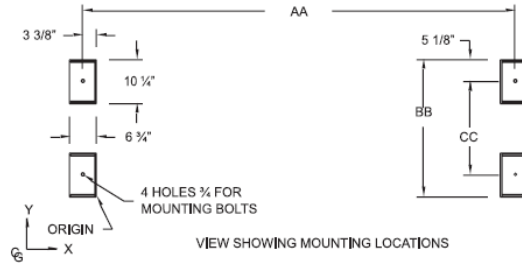
## SI

MODEL YCWS	0100SC	0120SC	0140SC	0180SC	0200SC	0220SC	0240SC
<b>General Unit Data</b>							
Nominal Unit Capacity (kW)	321	388	461	564	644	702	758
Number of Independent Refrigerant Circuits	2	2	2	2	2	2	2
Refrigerant Charge, R22, Ckt 1/Ckt. 2 (kgs.)	46/46	46/55	55/55	95/100	100/100	100/109	109/109
Oil Charge, Ckt. 1/Ckt. 2, (l)	7.6 / 7.6	7.6 / 11.4	11.4 / 11.4	11.4 / 11.4	11.4 / 11.4	11.4 / 11.4	11.4 / 11.4
Shipping Weight (kg.)	3322	3464	3616	5317	5370	5396	5446
Operating Weight (kg.)	3701	3841	3996	6013	6066	6075	6124
<b>Compressors, Semi-Hermetic Twin Screw</b>							
Quantity per Chiller	2	2	2	2	2	2	2
Nominal Size, Ckt. 1/Ckt. 2	F/F	F/C	C/C	C/A	A/A	A/B	B/B
<b>Condenser - Code</b>							
	S	S	S	U	U	U	U
Water Volume (l)	98	98	98	230	230	230	230
Maximum Water Side Pressure (barg)	10.0	10.0	10.0	10.0	10.0	10.0	10.0
Maximum Refrigerant Side Pressure (barg)	22.8	22.8	22.8	22.8	22.8	22.8	22.8
Dia. X Length, mm	406 x 2743	406 x 2743	406 x 2743	457 x 3963	457 x 3963	457 x 3963	457 x 3963
Water Nozzle Connection Size, (inches)	5	5	5	6	6	6	6
<b>Evaporator, Direct Expansion - Code</b>							
	O	O	O	P	P	Q	Q
Water Volume (l/s)	242	242	242	357	357	406	406
Maximum Water Side Pressure (barg)	10.0	10.0	10.0	10.0	10.0	10.0	10.0
Maximum Refrigerant Side Pressure (barg)	22.7	22.7	22.7	22.7	22.7	22.7	22.7
Dia. X Length, mm	495 x 2743	495 x 2743	495 x 2743	540 x 3963	540 x 3963	540 x 3963	540 x 3963
Water Nozzle Connection Size, (inches)	8	8	8	8	8	8	8

# Dimensions (English)

Mounting Dimensions			
Model	AA	BB	CC
YCWS0100SC	115-5/8	34	23-3/4
YCWS0120SC	115-5/8	34	23-3/4
YCWS0140SC	115-5/8	34	23-3/4
YCWS0180SC	162-7/8	36	25-3/4
YCWS0200SC	162-7/8	36	25-3/4
YCWS0220SC	162-7/8	36	25-3/4
YCWS0240SC	162-7/8	36	25-3/4

Center of gravity (inches)			
Model	X	Y	Z
YCWS0100SC	57	21	34
YCWS0120SC	58	22	34
YCWS0140SC	57	22	34
YCWS0180SC	80	24	36
YCWS0200SC	80	24	36
YCWS0220SC	80	24	37
YCWS0240SC	80	24	37

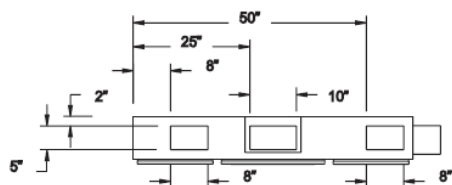


### DIMENSIONS

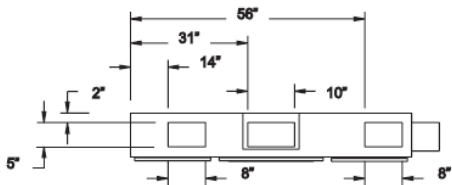
REF	YCWS0100	YCWS0120	YCWS0140	YCWS0180	YCWS0200	YCWS0220	YCWS0240
A	138-7/8"	138-7/8"	138-7/8"	185-9/16"	185-9/16"	185-9/16"	185-9/16"
B	67-1/2"	67-1/2"	67-1/2"	91-3/16"	91-3/16"	91-3/16"	91-3/16"
C	37-1/2"	37-1/2"	37-1/2"	61-1/4"	61-1/4"	61-1/4"	61-1/4"
D	60"	60"	60"	60"	60"	60"	60"
E	36-5/8"	36-5/8"	36-5/8"	39-31/32"	39-31/32"	39-31/32"	39-31/32"
F	57-7/16"	57-7/16"	57-7/16"	81-7/16"	81-7/16"	81-7/16"	81-7/16"
G	57-7/16"	57-7/16"	57-7/16"	81-7/16"	81-7/16"	81-7/16"	81-7/16"
H	46-1/32"	46-1/32"	46-1/32"	67-13/16"	67-13/16"	67-13/16"	67-13/16"
I	46-1/32"	46-1/32"	46-1/32"	67-13/16"	67-13/16"	67-13/16"	67-13/16"
J	6-1/8"	6-1/8"	6-1/8"	5-1/8"	5-1/8"	5-1/8"	5-1/8"
K	8-1/4"	8-1/4"	8-1/4"	9"	9"	9"	9"
L	8-1/4"	8-1/4"	8-1/4"	9-7/8"	9-7/8"	9-7/8"	9-7/8"
M	72-17/32"	72-17/32"	72-17/32"	79-9/32"	79-9/32"	79-9/32"	79-9/32"
N	41-5/16"	41-5/16"	41-5/16"	41-27/32"	41-27/32"	41-27/32"	41-27/32"
O	23-11/16"	23-11/16"	23-11/16"	23-27/32"	23-27/32"	23-27/32"	23-27/32"
P	10"	10"	10"	10"	10"	10"	10"
Q	29-1/4"	29-1/4"	29-1/4"	32-15/16"	32-15/16"	32-15/16"	32-15/16"
R	40-7/8"	40-7/8"	40-7/8"	40-7/8"	40-7/8"	40-7/8"	40-7/8"
S	34"	34"	34"	36"	36"	36"	36"
T	17"	17"	17"	18"	18"	18"	18"
U	16-1/8"	16-1/8"	16-1/8"	16-5/8"	16-5/8"	16-5/8"	16-5/8"
V	5-1/2"	5-1/2"	5-1/2"	6-39/64"	6-39/64"	6-39/64"	6-39/64"
W	8-5/8"	8-5/8"	8-5/8"	8-5/8"	8-5/8"	8-5/8"	8-5/8"
X	13-1/4"	13-1/4"	13-1/4"	13-1/4"	13-1/4"	13-1/4"	13-1/4"

### REVISED DIMENSIONS FOR 200/230V CHILLERS

REF	YCWS0100	YCWS0120	YCWS0140	YCWS0180	YCWS0200	YCWS0220	YCWS0240
C	32-1/4"	32-1/4"	32-1/4"	56"	56"	56"	56"
D	70-1/2"	70-1/2"	70-1/2"	70-1/2"	70-1/2"	70-1/2"	70-1/2"
Q	20-7/8"	20-7/8"	20-7/8"	25-15/16"	25-15/16"	25-15/16"	25-15/16"



VIEW SHOWING CUSTOMER POWER ENTRY  
LOCATIONS ON UNDERSIDE OF PANEL



VIEW SHOWING DIMENSIONS FOR 200/230V PANEL

#### NOTES:

- CLEARANCES - Recommended YORK clearances to service the unit are as follows:  

Rear to Wall:	1' 8"
Front to Wall:	2' 8"
Top:	8"

 Tube cleaning and removal: 8' (either end)
- Shipping skids (not shown) will increase the height of the unit by 6", but **MUST** be removed upon installation.
- Spring and neoprene isolators will increase the overall height of the unit by approximately 3".

**Anexo N. RECOMENDACIONES DEL FABRICANTE PARA  
RUTINAS DE MANTENIMIENTO. TORRE DE ENFRIAMIENTO.**

Table 1: Recommended Maintenance Services for PT2 Cooling Towers<sup>(1)</sup>

Type Service	Start-Up	Monthly	Quarterly	Annually	Shutdown
<b>Inspect and clean as necessary:</b>					
Inspect general condition of the tower <sup>(2)</sup> and check unit for unusual noise or vibration	X	X			
Inspect cold water basin	X		X		
Inspect spray nozzles	X		X		
Drain basin and piping			X		X
Inspect air inlet louvers	X	X			
Check and adjust water level in basin	X	X			
Check operation of make-up valve	X	X			
Check and adjust bleed rate	X	X			
Inspect tower finish				X	
<b>Mechanical equipment system:</b>					
Check belt condition	X	X			
Adjust belt tension <sup>(3)</sup>	X		X		
Lubricate fan shaft bearings	X		X		X
Lubricate motor base adjusting screw	X		X		X
Check drive alignment				X	
Check motor voltage and current	X		X		X
Clean fan motor exterior	X		X		
Check fan Motor for proper rotation	X				
Check fan for rotation without obstruction	X		X		

**WARNING: Do not perform any service on or near the fans, motors, drives, or inside the unit without first ensuring that the fans and the pumps are disconnected and locked out.**

**NOTES:**

- Recommended service intervals are for typical installations. Different environmental conditions may dictate more frequent servicing.
- When operating in ambient temperatures below freezing, the cooling tower should be inspected more frequently. Refer to “Cold Weather Operation” on Page N102 for more details.
- Tension on new belts must be readjusted after the first 24 hours of operation and quarterly, thereafter.

## Operation and Maintenance

### Initial and Seasonal Start-up

#### General

- If the unit is mounted on vibration isolators or isolation rails, refer to the vibration isolation manufacturer’s guidelines before loading/unloading weight from the unit.
- Verify fan and system pump motors are disconnected and locked out.
- Conduct overall external inspection of the equipment. Check for leaks, corrosion, and any structural damage.
- Conduct overall internal inspection of the equipment. Check for anything unusual such as structural or mechanical component damage.
- Inspect piping and connections.

#### Cleaning

- Drain the cold water basin with the strainer in place.
- Flush the water distribution system by removing the cleanout cap. Inspect and clean all spray nozzles.
- Clean all of the mechanical components, such as the fan and motor.
- Flush the cold water basin to remove any accumulated dirt and debris.
- Remove, clean, and replace the basin strainer.



**Baltimore Aircoil Company**

## Inspection

**WARNING: Do not perform any service on or near the fans, motors, drives, or inside the unit without first ensuring that the fans and the pumps are disconnected and locked out.**

- Thoroughly inspect the fan(s) for any mechanical or physical damage.
- At seasonal start-up or after prolonged shutdown, check the motor insulation with an insulation tester prior to the motor start-up.
- [Except PT2-0412] Prior to the seasonal start-up, check and adjust the belt tension. At the initial start-up, the belt tension may not require adjustment as the drive will be properly tensioned at the factory prior to shipment.
- Start the fan motor(s) and check for the proper fan rotation. The fan should rotate in the direction of the arrow indicated on the fan cowl.
- Run the fan in manual mode for several minutes to check for any unusual noise or vibrations.
- For a 2-speed motor, check to ensure the starter includes 15 second time delay when switching from high speed to low speed.
- Check that the float operated make-up valve is operating freely.

## Start-up

**WARNING: Check to ensure the controls for the fan motor are set to allow a maximum of 6 on-off cycles per hour.**

- [Except PT2-0412] Prior to seasonal start-up, lubricate the motor base adjusting screw(s) (see Figure 3a and 3b on Page N44) and fan shaft bearings. At initial start-up, no bearing lubrication is required since the bearings are factory lubricated prior to the shipment.
- Fill the cold water basin with fresh water up to the overflow level via the make-up valve.
  - Water Treatment for New Installations: Initiate the biocide water treatment program at this time. Refer to "Biological Control" on Page N106 for more details.
  - Water Treatment for Seasonal Start-up or after a Shutdown period in excess of 3 days: Resume the biocide treatment program or administer a shock treatment of appropriate biocides prior to operating the cooling tower fans. This will eliminate accumulated biological contaminants. Refer to "Biological Control" on Page N106 for more details.
- Set the make-up valve float so the water shuts off at the overflow level.
- Start the system pump.
- Adjust the system flow rate to the design rate. Open the supply valve slowly until the design flow is reached, based on the pressure in the distribution system. See "Water Distribution System and Heat Transfer Section" on Page N46 for more details.
- For multicell arrangements, balance flow between the cells to obtain even water distribution.
- Open the valve in the tower bleed line, and adjust the bleed by closing or opening the valve.
- Once the cooling tower is operating, check the current and the voltage of all three phases (legs) of the fan motor with a heat load on the tower under warm ambient conditions. The current must not exceed the nameplate ratings.
- Check the operation of the optional vibration cutout switch.

**After 24 hours of operation under thermal load, perform the following services:**

- Check the tower for any unusual noise or vibrations.
- Check the operating water level in the cold water basin.
- Adjust the balancing valves if necessary.
- Adjust make-up valve if necessary.
- Check the belt tension and readjust if necessary.

## Extended Shutdown

**WARNING: Do not perform any service on or near the fans, motors, drives, or inside the unit without first ensuring that the fans and the pumps are disconnected and locked out.**

...because temperature matters™



Perform the following services whenever the cooling tower is shutdown for more than 3 days:

- If the unit is mounted on vibration isolators or isolation rails, refer to the manufacturer's guidelines before loading/unloading weight from the unit.
- Drain the cold water basin and all the piping that will be exposed to freezing temperatures. Heat trace and insulate all exposed piping.
- Clean all the debris, such as leaves and dirt, from the interior and exterior of the unit.
- With the basin strainer in place, flush the water distribution system by removing the cleanout cap.
- Leave the cold water basin drain open so rain and melting snow will drain from the tower.
- Clean the basin strainer and re-install.
- Cover the fan discharge openings to keep out dirt and debris.
- [Except PT2-0412] Lubricate the fan shaft bearings, motor base, and motor base adjusting screw.
- Close the shut off valve in the make-up water line (supplied by others) and drain all exposed make-up water piping. Heat trace and insulate all exposed piping.
- Inspect the protective finish on the unit. Clean and refinish as required. Refer to "Corrosion Protection" on Page N104 for more details.
- Secure the fan motor starting device in the "OFF" position to ensure personal safety in the case of future inspection or service.

## Detailed Component Maintenance Procedures

### Cold Water Basin

As water circulating through the cooling tower is cooled, it collects in the cold water basin and passes through the suction strainer into the system. The cold water basin is constructed from one of the following materials of construction and the following maintenance applies to all basin materials of construction.

- Galvanized steel
- TriArmor® Corrosion Protection System
- Welded Type 304 stainless steel

### Water Levels

Table 2: Cold Water Basin Water Levels

Model Number	At Overflow Level (in.)	At Operating Level (in.)
PT2 Models	10-3/8"	6-3/8"

- The make-up valve controls the operating level, which is maintained at the levels shown in Table 2.
- The operating water level in the cold water basin will vary with system thermal load (evaporation rate), the bleed rate employed, and the make-up water supply pressure.
- Check the operating water level monthly and readjust the float when necessary to maintain the recommended operating level.

### Inspection and Maintenance

**WARNING: Openings and/or submerged obstructions may exist in the bottom of the cold water basin. Use caution when walking inside this equipment.**

- Inspect the cold water basin regularly. Remove any trash or debris accumulated in the basin or on the strainer.
- Quarterly, or more often if necessary, drain, clean and flush the entire cold water basin with fresh water. This will remove the silt and sediment, which normally collects in the basin during operation. If not removed periodically, sediment can become corrosive and cause deterioration of the protective finish of metallic basins.
- When flushing the basin, leave the strainer in place to prevent the sediment from re-entering the tower system.
- Remove the strainer after the basin has been flushed.
- Clean and replace the strainer before refilling the basin with fresh water.
- Adjust the float to maintain the design operating level. See Table 2: "Cold Water Basin Water Levels."



## Fan

The PT2 Cooling Tower uses an axial fan. Thoroughly inspect the fan for damaged or deteriorated fan blades and replace the fan as required.

### Inspection and Maintenance

- If the unit is already in operation, while the fan is running, check for any unusual noise or vibration.
- With the fan off and the motor locked out and tagged, check the general condition of the fan:
- Inspect for any loose or missing bolts in the fan shaft bushing, the fan hub, and the fan shaft bearing(s).
- Check the fan blades for looseness, first by twisting the blade by hand; and then, by moving the blade tip up and down. There should be no play or slippage.
- Inspect each blade for excessive scale build-up that could cause vibration.
- Check each blade, in the area of the shank, for any signs of cracking. If cracking is found, the fan motor should be locked out immediately. Contact your local BAC Representative for assistance.
  - **Tip Clearance:** Check the clearance between the tip of the blade and the fan cowl. The clearance should be between 1/2" and 1".
  - **Drain Holes:** On hollow blades, the drain hole in the blade tip should be unobstructed. (Hint: Use a piece of wire to probe the hole.)
  - **Blade Pitch:** Check to ensure that the blades are all at the same pitch. If uncertain, measure the pitch with an inclinometer. All blades should be within  $\pm 1/2^\circ$ .
  - **Rotation:** Turn the fan by hand to ensure that it moves freely with no rough spots, binding or other malfunctions that could cause vibration or fan motor overload. While rotating the fan, check the blade tracking. All blades should track within a 1" band at any single point around the cowl.
  - **Direction of Rotation:** On initial start-up, or if the fan motor has been rewired, bump the fan motor and note the direction of rotation. It should rotate in the direction indicated by the arrow on the fan cowl.
  - **Operation:** On initial start-up, run the fan in the manual position for several minutes and check for any unusual noises or vibration.

## Fan Drive System (Except PT2-0412)

### BALTDRIIVE® Power Train

The BALTDRIIVE® Power Train (all models except PT2-0412 which uses Direct Drive Dual Motor system) consists of a solid-backed, multi-groove, neoprene/polyester belt rated for cooling tower service, and corrosion-resistant sheaves. These components provide high reliability with low maintenance requirements.

#### Inspection and Maintenance:

- BALTDRIIVE® Power Train requires a periodic check of the belt condition and, when necessary, tension adjustment. The recommended service intervals are as follows:
  - **Initial Start-Up:**
    - [PT2-1009, 1012 and 1212] No servicing is required prior to initial tower start-up since the drive has been tensioned and aligned at the factory.
    - [PT2-0709, 0809 and 0812] The motor base assembly has been pre-aligned at the factory. Mount the motor base assembly to the unit and verify alignment. Install the belt and follow the belt tensioning directions below.
  - **Seasonal Start-Up:** Readjust the tension on the belt.
  - **Operation:** After the first 24 hours of operation, readjust the belt tension on a new unit start-up or installation of a new belt. Thereafter, check the belt condition monthly, and adjust tension as necessary. Readjust tension at least once every 3 months.
- Belt tension check:
  - Place a straight edge along the belt from sheave to sheave as shown in Figure 2a, or use a tape measure as shown in Figure 2b to measure belt deflection.
  - Apply a moderate force by hand (approximately 40 lbs/18.1 kg) evenly across the width of the belt in the center of the span between the sheaves.
  - There is adequate belt tension if the belt deflects between 1/4" and 3/8" as shown in Figures 2a and 2b.

...because temperature matters™



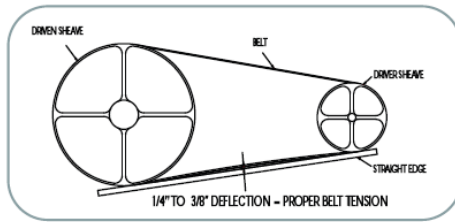


Figure 2a

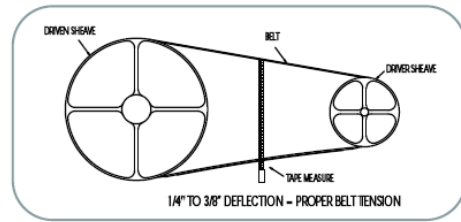


Figure 2b

**Belt Tension**

- Belt tension adjustment (if required):
  - Remove the locking wrench (wrench attached to casing near motor/door) by loosening the plastic thumbscrew.
  - Using the supplied locking wrench, turn the motor base adjusting bolt (Figures 3a and 3b) clockwise to tension the belt, or counterclockwise to relieve belt tension. During adjustment of belt tension, the drives should be rotated several times by hand to evenly distribute the tension throughout the belt.
  - When the belt is properly tensioned, align the adjustment bolt to facilitate replacement of the locking wrench. Replace the locking wrench and tighten the plastic thumbscrew to secure.



Figure 3a - External Motor



Figure 3b - Internal Motor

Motor  
Adjusting  
Bolts

**NOTE:** There should be no “chirp” or “squeal” when the fan motor is started.

**Alignment:**

- Check the drive alignment annually to ensure maximum belt life.
- Drive alignment check and adjustment:
  - Place a straight edge across the driver and the driven sheaves as shown in Figure 4.
  - The straight edge should contact all four points as shown in Figure 4 indicating that the drives are properly aligned.
  - There should be no more than 1/16” deviation from four points of contact.
  - In case of realignment loosen the motor sheave and align it with the fan sheave. Allow 1/4” for draw-up as the bushing screw is retightened.

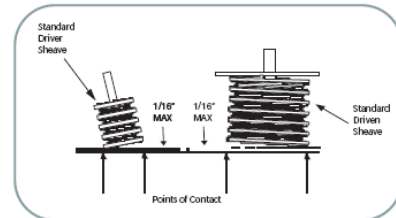


Figure 4 - Standard Drive Alignment

**Direct Drive System (PT2-0412 Only)**

Periodically check rotation of fan and motor assembly. No adjustments are necessary.



**Baltimore Aircoil Company**



- Lubricate the bearings as follows:
  - **Initial Start-up:** Normally, no lubrication is required since the bearings have been lubricated at the factory prior to shipment. However, if the cooling tower has been stored at the job site or more than 1 year, both bearings should be lubricated with new grease before initial operation. **When lubricating, purge the old grease from the bearing by gradually adding grease until a bead of new grease appears at the seal on the underside of the bearing.**
  - **Seasonal Start-up:** Purge both bearings with new grease prior to start-up.
  - **Operation:** Purge bearings every 2,000 hours of operation or once every 3 months, whichever occurs first.
  - **Extended Shutdown:** Purge bearings with new grease prior to any prolonged storage or downtime.

## Water Distribution System and Heat Transfer Section

The hot water is distributed through a corrosion resistant polyvinyl chloride (PVC) spray distribution system. The fill and drift eliminators are also made of PVC, which requires no protection against rot, decay, rust, or biological attack.

**Inspect and clean the spray nozzles and heat transfer section each month.** The inspection procedure is as follows:

- Shut off the fan, lock out and tag out the fan motor, but leave the system pump running.
- Remove the drift eliminators to allow a clear view of the spray distribution system and nozzle patterns.
- Check to see if the nozzles are all spraying consistently and producing the spray pattern shown in Figure 6.
- Quarterly or more often as required, turn off the pump and remove the cleanout cap. Flush any dirt or debris from the water distribution system to prevent clogged nozzles. If necessary, remove the nozzle and the grommet for cleaning. To remove, grasp the nozzle and pull while twisting. Replace any damaged nozzles.
- Inspect the fill surface for bent edges or scale build-up.

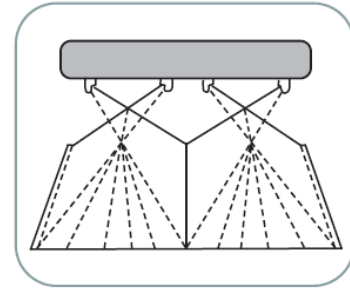


Figure 6 - Nozzle Spray Pattern

**Caution: Don't use steam or high pressure water to clean PVC eliminators or materials other than steel.**

Heat trace and insulate all exposed water piping including pump piping below the overflow level, external header cleanout (PT2 only) and make-up water lines with electrical heater tape.

## Water Level Control

There are two types of water level controls used on BAC cooling towers:

- Mechanical make-up valve assembly
- Optional electric water level control package

### Mechanical Make-up Valve Assembly

A float-operated mechanical water make-up assembly is furnished as standard equipment on the cooling tower. The standard make-up assembly consists of a corrosion resistant make-up valve connected to a float arm assembly actuated by a polystyrene-filled plastic float. The float is mounted on an all-thread rod held in place by wing nuts. The cold water basin operating water level can be adjusted by repositioning the float and all-thread rod using the wing nuts provided.

**Note:** If the unit has been ordered with the optional electric water level control package or is intended for remote sump application, a mechanical water make-up valve will not be provided.



**Baltimore Aircoil Company**

#### Inspection and Maintenance:

- Inspect the make-up valve assembly monthly and adjust if necessary.
- Inspect the valve annually for leakage. Replace the valve seat if necessary.
- Maintain the make-up water supply pressure between 15 psig and 50 psig for proper operation. BAC recommends a surge protector (provided by others) for pressures over 50 psig.
- Set the initial basin water level by adjusting the wing nuts, so that the make-up valve is completely closed when the water level in the cold water basin is at the overflow connection.
- With the design thermal load and the average water pressure (15 to 50 psig) at the valve, the above setting will produce operating water levels as stated in Table 2 on Page N42.
- If the thermal load is less than the design load at the time of unit start-up, the procedure may produce operating levels greater than those shown in Table 2. If operating levels are higher than specified, readjust the float in order to attain the recommended operating level.
- Closely monitor the water level in the cold water basin and adjust the level if necessary during the first 24 hours of operation.
- Operating at the recommended water level will ensure that the unit basin contains sufficient water volume to prevent air entrainment in the circulating pump during system start-up and provides sufficient excess basin capacity to accept the total system pull-down volume.

#### Optional Electric Water Level Control Package

As an option, an electric water level control package is available in lieu of the mechanical make-up assembly. The package consists of a probe-type liquid level control assembly and a slow-closing solenoid valve. Stainless steel electrodes, factory-set at predetermined lengths, extend from an electrode holder into the cold water basin.

#### Inspection and Maintenance:

- Clean the stainless steel electrodes periodically to prevent accumulations of scale, corrosion, sludge or biological growth, which could interfere with the electrical circuit.
- The water level is maintained at the recommended operating level regardless of the system thermal load. Therefore, it is not recommended that the operating level be adjusted.
- During the start-up of units equipped with the electric water level control package, by-pass the control unit in order to fill the unit to the overflow connection.

*...because temperature matters™*



**Anexo O. RECOMENDACIONES DEL FABRICANTE PARA RUTINAS DE  
MANTENIMIENTO. BOMBA DE RECIRCULACION DE AGUA CALIENTE.**

## **RECOMENDACIONES PARA MANTENIMIENTO DE BOMBAS CENTRIFUGAS BELL & GOSSETT**

Las condiciones de operación varían tanto que no es posible recomendar un plan de mantenimiento preventivo para todas las bombas centrífugas. No obstante, se debe planificar y seguir cualquier clase de inspección normal. Se recomienda mantener un registro permanente de las inspecciones y mantenimiento periódicos efectuados en la bomba. Este reconocimiento de procedimientos de mantenimiento mantendrá la bomba en buenas condiciones de trabajo y evitará averías costosas.

Una de las mejores reglas que se puede seguir en el mantenimiento adecuado de una bomba centrífuga es mantener un registro de horas de operación reales. A continuación, después de que haya transcurrido un período predeterminado de operación, la bomba debe inspeccionarse completamente. La duración de este período de operación variará con las distintas aplicaciones, y sólo puede determinarse por experiencia. No obstante, los equipos nuevos deben examinarse después de un período de operación relativamente corto. El siguiente período de inspección puede alargarse por algún tiempo. Este sistema puede seguirse hasta que se alcance un período de operación máximo que debe considerar el plan de operación entre inspecciones.

### **LUBRICACIÓN**

#### **✓ Cojinetes de las bombas**

Las cajas de los cojinetes se llenan de grasa en la fábrica y normalmente no requieren atención antes de arrancar, siempre que la bomba se haya almacenado en un lugar limpio y seco antes de su primera operación. Los cojinetes deben observarse durante aproximadamente una hora después de haber arrancado la

bomba para ver si funcionan correctamente. No es necesario añadir grasa de forma periódica. Si se quitan los soportes de los cojinetes por razones de mantenimiento, limpie completamente la caja de los cojinetes y asegúrese de que esté protegida contra el polvo y otros contaminantes. Vuelva a montar la bomba usando nuevos cojinetes y sellos de labio. Use las graseras proporcionadas en el lado de debajo de los soportes de los cojinetes para llenar las cavidades de los cojinetes.

Use una pistola de engrase para llenar las cavidades de grasa Exxon Polyrex EM®1 hasta que salga por la parte de abajo de los sellos de labio. La grasa Exxon Polyrex EM® es la única grasa recomendada. No use ninguna otra grasa. Normalmente, la temperatura de operación máxima deseable para los cojinetes de bolas no debe ser mayor que 250°F. Si la temperatura del bastidor del cojinete aumenta por encima del límite, la bomba debe pararse para determinar la causa. Compruebe la temperatura usando un dispositivo de medición exacto para estar seguro.

#### ✓ **Acoplamientos**

Los acoplamientos de polímeros y elementos elastómeros están libres de mantenimiento y no requieren lubricación. Si se usan otros tipos de acoplamientos, siga las instrucciones del mantenimiento del fabricante de acoplamientos.

#### ✓ **Sellos mecánicos**

Los sellos mecánicos por lo general no requieren mantenimiento. Para proteger los sellos, no haga funcionar la bomba en seco. Reemplace los sellos si hay fugas presentes.

#### ✓ **Empaquetadura (sin asbesto)**

Bell & Gossett no recomienda usar material de empaquetadura de asbesto. En las bombas con empaquetadura, ésta se instala antes del envío. Antes de poner en marcha la bomba, compruebe el estado de la empaquetadura. Si la bomba se instala en un plazo de sesenta (60) días después del envío, la empaquetadura estará en buenas condiciones con un suministro suficiente de lubricación. Si se guarda la bomba durante un período más largo, tal vez sea necesario volver a instalar la empaquetadura del prensaestopas. No obstante, en todos los casos, inspeccione la empaquetadura antes de arrancar la bomba.

Una empaquetadura blanda bien lubricada reduce la resistencia del prensaestopas e impide un desgaste excesivo del manguito del eje. Las empaquetaduras estándar se pueden comprar a través de su representante local de Bell & Gossett. Cuando se instale por primera vez una bomba con empaquetadura se recomienda tener la empaquetadura ligeramente suelta sin provocar una fuga de aire. A medida que funcione la bomba, apriete gradualmente por igual los pernos del casquillo del prensaestopas. El casquillo no debe apretarse hasta el punto que la empaquetadura se comprima demasiado y no se produzcan fugas. Esto hará que se quemé la empaquetadura, se raye el manguito del eje y se impida que circule líquido por el prensaestopas enfriando la empaquetadura.

El prensaestopas está mal empaquetado o ajustado si la fricción impide el giro del elemento giratorio con la mano. Un prensaestopas bien operado debe funcionar a una temperatura templada con un pequeño goteo de líquido de sellado. Una vez que la bomba haya estado funcionando durante cierto tiempo, y la empaquetadura se haya usado completamente, el goteo del prensaestopas debe ser por lo menos de 40 a 60 gotas por minuto. Esto indicará una lubricación y un enfriamiento apropiados de la empaquetadura y del manguito del eje.

**Nota:** La excentricidad del eje o del manguito a través de la empaquetadura podría producir fugas excesivas. La corrección de este defecto es muy importante.

La empaquetadura debe comprobarse frecuentemente y reemplazarse según indica el servicio; es imposible hacer predicciones exactas. Se debe usar una herramienta para empaquetaduras para eliminar la empaquetadura vieja del prensaestopas. No reutilice nunca una empaquetadura desgastada ni añada simplemente anillos nuevos. Asegúrese de que el prensaestopas esté completamente limpio antes de instalarla nueva empaquetadura. Compruebe también el estado del manguito para ver si existe un posible desgaste.

Efectúe los reemplazos donde sea necesario. La nueva empaquetadura (sin asbesto) debe colocarse con cuidado en el prensaestopas. Si se usan anillos moldeados, los anillos deben abrirse lateralmente y las juntas deben empujarse primero dentro del prensaestopas. Los anillos se instalan de uno en uno, cada anillo asentado firmemente y las juntas escalonadas a aproximadamente a un giro de 90° de la junta precedente.

Si se usa una empaquetadura enrollada, corte un anillo del tamaño exacto con una junta a tope o en inglete. Una junta a tope exactamente cortada es superior a una junta en inglete mal ajustada. Ajuste el anillo sobre el manguito para asegurar una longitud apropiada. Después quite y corte los demás anillos según la primera muestra. Cuando se colocan los anillos alrededor del manguito, se formará una junta apretada. Coloque el primer anillo en la parte inferior del prensaestopas. Después instale cada anillo sucesivo, escalonando las juntas según se describe arriba, asegurándose de que cada anillo esté bien asentado. Asegúrese de que el anillo de cierre hidráulico esté bien colocado en el prensaestopas debajo de la entrada del agua de sellado. La función del cierre hidráulico es establecer un sello de líquido alrededor del eje, impedir las fugas de aire por el prensaestopas y lubricar la empaquetadura. Si no está debidamente colocado, no resulta útil.

**Anexo P. RECOMENDACIONES DEL FABRICANTE PARA  
RUTINAS DE MANTENIMIENTO. CONDENSADORES ENFRIADOS  
POR AGUA.**

## **RECOMENDACIONES DE MANTENIMIENTO PARA CONDESADORES ENFRIADOS POR AGUA.**

El ensuciamiento del condensador es evidente cuando la diferencia de temperatura entre la temperatura de condensación del refrigerante y la temperatura que abandona el agua es mayor que la predicha. Si la inspección anual de los tubos del condensador indica que los tubos están sucios, dos métodos de limpieza mecánicos y químicos pueden ser usados para eliminar la suciedad.

Las acumulaciones se pueden presentar en los tubos disminuyendo la transferencia de calor. Esto eleva la cabeza de presión y costos de operación. Con buena agua, los condensadores pueden operar por años sin limpieza pero agua de baja calidad puede construir depósitos para causar bajo rendimiento en poco tiempo. La importancia de tener agua de calidad no se debe sobreestimar.

Los depósitos suaves son crecimientos biológicos en forma de lodo y algas, resultado del uso de agua de ríos o agua de torre pobremente controlada. La limpieza para eliminar estos depósitos se realiza con agua a presión.

Adicionalmente se presentan minerales que se han depositado por dentro de los tubos resultado de agua con alta alcalinidad esto se limpia con un cepillo flexible.

Dentro de la limpieza mecánica se tienen los siguientes ítems:

- ✓ Use la limpieza mecánica para remover lodo y material suelto de los tubos
- ✓ Inspeccione visualmente la existencia de incrustaciones en tubos

- ✓ Realice chequeos de tubería, válvulas de balanceo instaladas y manómetros instalados a ambos lados a ambos lados del condensador

Para la limpieza química realizar lo siguiente:

- ✓ Poner a circular a través de este desincrustante calcáreo disuelto en agua durante 30 minutos una vez realizado eso se procede a circular agua pura durante una hora para luego remplazar nuevamente el agua y circularla a través del condensador durante otra hora.