



TECNOLÓGICO DE COSTA RICA

ESCUELA DE INGENIERÍA ELECTROMECAÁNICA

INGENIERÍA EN MANTENIMIENTO INDUSTRIAL



Because Testing Matters

Teradyne Costa Rica

**Informe de práctica profesional para optar por el título de
Ingeniería en Mantenimiento Industrial, grado Licenciatura**

**“Estudio sobre alternativas de diseño en un sistema de
enfriamiento de agua para abastecer edificio de Teradyne Costa
Rica”**

Asesor Industrial:

Ing. David Villalobos Villalobos

Estudiante:

Julio César Arce Calvo 200939628

I semestre de 2015



engineerscanada

**Escuela Acreditada por el
Canadian Engineering Accreditation Board (CEAB)**

Información del estudiante

Nombre: Julio César Arce Calvo

Cédula: 114760973 Carné ITCR: 200939628

Dirección de su residencia en época lectiva: Atenas, Alajuela, Costa Rica.

Teléfono: 86520339

Email: jcarce10@gmail.com

Información del Proyecto:

Nombre del Proyecto: 'Estudio sobre alternativas de diseño en un sistema de enfriamiento de agua para abastecer edificio de Teradyne Costa Rica'

Profesor Asesor: Juan José Rojas Hernández

Horario de trabajo del estudiante: Lunes a miércoles: 6:00 a.m–3:00 p.m, viernes: 8:00 a.m–5:00 p.m.

Dedicatoria

A mi madre, por demostrarme cada día su cariño y apoyo en los momentos más difíciles; a mi padre, por enseñarme que el trabajo honesto vale más que todo el dinero del mundo; a mi hermano, por permitir el desarrollo de este proyecto; a mi hermana, por demostrarme el deseo de superación.

Agradecimiento

Agradezco profundamente al ingeniero David Villalobos Villalobos por permitirme realizar el proyecto en esta enorme compañía y al técnico Edin Espinoza por implicarse en las necesidades que requería esta práctica y demostrar interés en su desarrollo.

Al ingeniero Ignacio de Valle por atender de manera muy profesional las consultas que surgieron en el desarrollo de la práctica y brindarme el apoyo necesario para implementar las mejores estrategias de diseño. Agradezco a mi profesor tutor Juan José Rojas Hernández, por aconsejarme sobre métodos que facilitaron la presentación del informe.

Índice General

1. OBJETIVOS.....	1
1.1 OBJETIVO GENERAL.....	1
1.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS	1
2. DEFINICIÓN DEL PROBLEMA	4
3. MISIÓN Y VISIÓN DE TERADYNE DE COSTA RICA	5
3.1 MISIÓN	5
3.2 VISIÓN	5
4. MARCO TEÓRICO	6
4.1 ACONDICIONAMIENTO DE AIRE.....	6
4.2 COMPOSICIÓN DE UN SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO.....	6
4.3 CLASIFICACIÓN SEGÚN TRAYECTORIA DE TUBERÍAS.....	10
4.3.1 <i>Circuito en serie</i>	10
4.3.2 <i>Cabecal de un tubo</i>	11
4.3.3 <i>Cabecal de dos tubos con retorno directo</i>	12
4.3.4 <i>Cabecal de dos tubos con retorno inverso</i>	13
4.3.5 <i>Cabecal de tres tubos</i>	14
4.4 CLASIFICACIÓN DE LOS SISTEMAS DE AIRE ACONDICIONADO	14
4.4.1 <i>Clasificación según tipo de fluido</i>	15
4.4.1.1 Sistema solo agua	15
4.4.2 <i>Clasificación según disposición del equipo</i>	16

4.4.2.1	Sistemas unitarios.....	16
4.4.2.2	Sistemas centrales o remotos.....	16
	Unidades manejadoras de aire	16
4.5	IMPORTANCIA DEL AHORRO DE ENERGÍA.....	20
4.6	DISPOSICIONES DE LOS <i>CHILLERS</i>	21
4.6.1	<i>Disposición en serie</i>	21
4.6.2	<i>Disposición en paralelo</i>	22
4.7	CLASIFICACIÓN DE SISTEMAS SEGÚN FLUJO.....	23
4.7.1	<i>Primario flujo constante</i>	23
4.7.2	<i>Primario flujo variable</i>	24
5.	DETERMINACIÓN DE CARGA TÉRMICA	29
5.1	CONDUCCIÓN A TRAVÉS DE PAREDES, TECHO Y VIDRIOS AL EXTERIOR	30
5.2	ILUMINACIÓN	33
6.	<i>IT ROOM</i>.....	35
6.1	PERSONAS.....	35
6.2	EQUIPOS.....	37
7.	<i>TEST FLOOR</i>	37
7.1	VERIFICACIÓN DE CARGA TÉRMICA	43
7.2	SITUACIÓN ACTUAL DEL <i>CHILLER</i>	46
7.3	DIMENSIONAMIENTO DEL TANQUE DE ALMACENAMIENTO DE AGUA HELADA	49
8.	NUEVA PROPUESTA.....	52

8.1	PRESENTACIÓN DE ESQUEMA DE SISTEMA PRIMARIO A CAUDAL VARIABLE	56
8.2	DETERMINACIÓN DE CAUDALES Y CAÍDA DE PRESIÓN EN FANCOILS	57
8.3	SELECCIÓN DE VÁLVULAS DE CONTROL	59
8.3.1	<i>Selección válvulas de 2 vías.....</i>	<i>59</i>
9.	FAN COIL	60
9.1	DETERMINACIÓN DE LA RUTA CRÍTICA	62
9.1.1	<i>Calculo de caída de presión.....</i>	<i>63</i>
9.1.2	<i>Verificación de válvulas de balanceo</i>	<i>66</i>
9.1.3	<i>Selección de separador de aire</i>	<i>68</i>
9.1.4	<i>Selección depósito de expansión.....</i>	<i>69</i>
9.1.5	<i>Selección del sensor diferencial de presión para control de bomba</i>	<i>72</i>
9.1.6	<i>Selección de bomba</i>	<i>73</i>
9.1.7	<i>Selección del variador de frecuencia.....</i>	<i>74</i>
9.1.8	<i>Selección de válvula de bypass.....</i>	<i>75</i>
9.1.9	<i>Selección del sensor diferencial de presión para el chiller</i>	<i>79</i>
9.1.10	<i>Selección válvulas de cierre para nuevo chiller</i>	<i>79</i>
9.1.11	<i>Selección de tubería para conexión de nuevo chiller.....</i>	<i>80</i>
10.	AHORRO ENERGÉTICO ESTIMADO	81
10.1	AHORRO EN ENERGÍA POR BOMBEO.....	86
10.2	AHORRO EN DEMANDA POR BOMBEO	86
10.3	AHORRO POR CAMBIO DE CHILLER	87

10.4	ANÁLISIS FINANCIERO	92
11.	CONCLUSIONES	96
12.	RECOMENDACIONES	97
13.	ANEXOS	98
14.	BIBLIOGRAFÍA.....	117

Índice de Figuras

FIGURA 1. TANQUE DE ALMACENAMIENTO DE AGUA HELADA [2, P. 1].....	9
FIGURA 2. ALMACENAMIENTO DE ENERGÍA TÉRMICA SEGÚN TIPO DE INDUSTRIA [3, P. 3]	9
FIGURA 3. SISTEMA DE TUBERÍA EN CIRCUITO EN SERIE [1, P. 112]	10
FIGURA 4. SISTEMA DE TUBERÍA CON CABEZAL DE UN TUBO [1, P. 114]	11
FIGURA 5. T DESVIADORA EMPLEADA EN SISTEMAS DE CABEZAL DE UN TUBO [1, P. 114].....	12
FIGURA 6. SISTEMA DE CABEZAL DE DOS TUBOS Y RETORNO DIRECTO [1, P. 115]	13
FIGURA 7. SISTEMA DE CABEZAL DE DOS TUBOS Y RETORNO INVERSO [1, P. 116]	13
FIGURA 8. SISTEMA DE CABEZAL CON TRES TUBOS [1, P. 117]	14
FIGURA 9. DISPOSICIÓN DEL EQUIPO EN SISTEMA CENTRAL UNIZONA [1, P. 332]	17
FIGURA 10. DISPOSICIÓN DEL EQUIPO EN SISTEMA CENTRAL MULTIZONA [1, P. 336]	18
FIGURA 11. UNIDAD MANEJADORA DE AIRE SERIE 40RU CARRIER [4].....	19
FIGURA 12. <i>CHILLERS</i> CONECTADOS EN SERIE [4, P. 5]	22
FIGURA 13. <i>CHILLERS</i> CONECTADOS EN PARALELO [4, P. 6]	23
FIGURA 14. SISTEMA PRIMARIO VARIABLE [6, P.26]	24
FIGURA 15. CONSUMO BOMBAS SISTEMA PRIMARIO VARIABLE VS PRIMARIO-SECUNDARIO [6, P.3]	27
FIGURA 16. DATOS CLIMATOLÓGICOS DEL CANTÓN DE BELÉN.....	30
FIGURA 17. DETALLE CONEXIÓN VÁLVULA 3 VÍAS	54
FIGURA 18. ESQUEMA DE PROPUESTA PARA SISTEMA A CAUDAL VARIABLE	57
FIGURA 19. DETALLE DE CONEXIÓN MANEJADORA CARRIER	59
FIGURA 20. CURVA CARACTERÍSTICA DE VÁLVULA DE BALANCEO BELL AND CB-1 ½ [19].....	66

FIGURA 21. CURVA CARACTERÍSTICA DE VÁLVULA DE BALANCEO BELL AND GOSSET CB-2 [19, p. 12].....	67
FIGURA 22. DETALLE DE RAMAL YZ.....	68
FIGURA 23. DETALLE RAMAL AA-BB.....	68
FIGURA 24. SEPARADOR DE AIRE CRS-6 F [21].....	69
FIGURA 25. VOLUMEN ESPECÍFICO DE AGUA SATURADA [21, p. 27]	71
FIGURA 26. DEPÓSITO DE EXPANSIÓN <i>BELL AND GOSSET</i> [22, p. 2].....	72
FIGURA 27. CURVA PARA VÁLVULA TRIPLE DUTY BELL AND GOSSET PARA BOMBA [24, p. 13]	76
FIGURA 28. CAÍDA DE PRESIÓN SEGÚN CAUDAL <i>CHILLER CARRIER 200 TR</i> [25, p. 52]	77
FIGURA 29. DIFERENCIAS DE TEMPERATURA PARA CARGA DE ENFRIAMIENTO (DTCE) PARA CÁLCULO DE CARGA DE PAREDES AL SOL, 1°F. [1]	98
FIGURA 30. DIFERENCIAS DE TEMPERATURA PARA CARGA DE ENFRIAMIENTO (DTCE) PARA CALCULAR CARGAS DEBIDAS A TECHOS PLANOS, 1 °F [1]	99
FIGURA 31. CORRECCIÓN DE LA DTCE POR LATITUD Y MES, PARA APLICAR A PAREDES Y TECHOS, LATITUDES NORTE, °F [1]	100
FIGURA 32. TASAS DE GANANCIA DE CALOR DEBIDA A LOS OCUPANTES DEL RECINTO ACONDICIONADO [1]	101
FIGURA 33. FACTORES DE CALOR SENSIBLE PARA CARGAS DE ENFRIAMIENTO DEBIDO A LAS PERSONAS [1]	101
FIGURA 34. CARACTERÍSTICAS GENERALES MANEJADORAS MULTIAQUA [30, p. 8]	102
FIGURA 35. CAÍDA DE PRESIÓN MANEJADORA MCCW-16 [30, p. 153]	102
FIGURA 36. CAÍDA DE PRESIÓN MANEJADORA MCCW-20 [30, p. 154]	103
FIGURA 37. CAPACIDAD MANEJADORA MULTIAQUA [30, p. 156]	104
FIGURA 38. CAPACIDAD MANEJADORA MULTIAQUA [30, p. 157]	105
FIGURA 39. CURVA CARACTERÍSTICA BOMBA ACTUAL <i>CHILLER CARRIER</i> [31, p. 1]	106
FIGURA 40. ESPECIFICACIONES BOMBA ACTUAL <i>CHILLER CARRIER</i> [31, p. 1].....	106
FIGURA 41. CARTA PSICROMÉTRICA [32, p. 1]	107

FIGURA 42. CAÍDA DE PRESIÓN SEPARADOR DE AIRE [33, P.3]	108
FIGURA 43. REQUERIMIENTOS DE CAUDAL SISTEMA ULTRAFLEX [34, P.28]	109
FIGURA 44. CARGA TÉRMICA JULIUS-J750 [35, P. 7]	109
FIGURA 45. CAPACIDAD NOMINAL DE CHILLER CARRIER [25, P. 45]	110
FIGURA 46. CAPACIDAD NOMINAL DE CHILLER CARRIER A TEMPERATURA REAL [25, P. 47]	111
FIGURA 47. FLUJO MANEJADORA CARRIER [35, 57]	112
FIGURA 48. CURVA CARACTERÍSTICA CON VELOCIDADES BOMBA WEINMAN [31, P.2]	113
FIGURA 49. COTIZACIÓN DE TUBERÍA [36 P. 1]	114
FIGURA 50. COTIZACIÓN SENSOR DIFERENCIAL DE PRESIÓN SIEMENS [37, P. 1]	115
FIGURA 51. COTIZACIÓN VARIADOR DE FRECUENCIA, PLC, ACCESORIOS COMPLEMENTARIOS [38, P. 1]	116
FIGURA 52. RUTA CRÍTICA SISTEMA HIDRÓNICO EN TERADYNE	116

Índice de Tablas

TABLA 1. CONDICIONES DE DISEÑO	33
TABLA 2. CARGA TÉRMICA PICO POR CONDUCCIÓN	33
TABLA 3. CARGA TÉRMICA POR ILUMINACIÓN.....	35
TABLA 4. CARGA TÉRMICA POR PERSONAS	36
TABLA 5. CARGA TÉRMICA EQUIPOS DE CÓMPUTO.....	37
TABLA 6. CARGA TÉRMICA SISTEMAS ELECTRÓNICOS	39
TABLA 7. RESUMEN CARGA TÉRMICA EN EDIFICIO B1 DE TERADYNE.....	41
TABLA 8. DETERMINACIÓN DEL CHILLER REQUERIDO EN LAS CONDICIONES ACTUALES	45

TABLA 9. CARACTERÍSTICAS DE UNIDADES TERMINALES	46
TABLA 10. POTENCIA CONSUMO COMPRESORES DEL <i>CHILLER CARRIER</i>	47
TABLA 11. CARGA DE REFRIGERACIÓN NECESARIA	47
TABLA 12. TARIFAS MEDIA TENSIÓN PARA EL MES DE ABRIL DE 2015	49
TABLA 13. CARACTERÍSTICAS DE LOS <i>CHILLERS</i>	54
TABLA 14. CAÍDA DE PRESIÓN Y CAUDAL PARA LAS MANEJADORAS.....	58
TABLA 15. CAÍDA DE PRESIÓN RAMAL MANEJADORA #6.....	60
TABLA 16. RUTA HACIA MANEJADORA FD	64
TABLA 17. RUTA HACIA MANEJADORA 6	65
TABLA 19. CARACTERÍSTICAS NOMINALES BOMBAS ACTUALES	74
TABLA 20. CARACTERÍSTICAS PARA SELECCIÓN DE VARIADOR DE FRECUENCIA.....	74
TABLA 21. CAÍDA DE PRESIÓN DE TUBERÍA Y ACCESORIOS CASA DE MÁQUINAS PARA <i>CHILLER CARRIER</i>	77
TABLA 22. COSTO DIARIO ENERGÍA BOMBEO CONSTANTE VS VARIABLE	83
TABLA 23. COSTO DIARIO ENERGÍA BOMBEO YORK.....	85
TABLA 24. RESULTADOS MENSUALES CONSUMO <i>CHILLER CARRIER</i>	87
TABLA 25. COSTO ENERGÍA <i>CHILLER CARRIER</i>	87
TABLA 26. COSTO DEMANDA <i>CHILLER CARRIER</i>	87
TABLA 27. RESULTADOS MENSUALES CONSUMO <i>CHILLER YORK</i>	88
TABLA 28. COSTO ENERGÍA <i>CHILLER YORK</i>	88
TABLA 29. COSTO DEMANDA <i>CHILLER YORK</i>	88
TABLA 30. AHORRO MENSUAL EN ENERGÍA POR CAMBIO DE <i>CHILLER</i>	91

TABLA 31. AHORRO MENSUAL EN DEMANDA POR CABIO DE <i>CHILLER</i>	91
TABLA 32. PRECIO EQUIPOS ELÉCTRICOS Y ACCESORIOS	92
TABLA 33. PRECIOS VÁLVULAS, TUBERÍAS Y ACCESORIOS.....	93
TABLA 34. COSTO TOTAL DEL PROYECTO	94
TABLA 35. FLUJO FINANCIERO DE PROYECTO DE INCORPORACIÓN DE <i>CHILLER</i>	94
TABLA 36. RESULTADOS FINANCIEROS DE IMPLEMENTACIÓN DEL PROYECTO.....	95

Índice de Gráficos

GRÁFICO 1. PERFIL DE CARGA TÉRMICA PARA UN DÍA LABORAL EN TERADYNE COSTA RICA	42
GRÁFICO 2. CURVA CARACTERÍSTICA DEL SISTEMA	83

1. Objetivos

1.1 Objetivo general

- Desarrollar un estudio técnico sobre alternativas de diseño en un sistema de enfriamiento de agua para abastecer el edificio B1 de Teradyne Costa Rica.

1.2 Objetivos específicos

- Diseñar un sistema que permita mejorar la eficiencia de operación de los *chillers*.
- Describir el comportamiento de la carga térmica en un día laboral.
- Seleccionar los equipos necesarios para la implementación del diseño propuesto.
- Realizar una evaluación financiera del proyecto.

Metodología del proyecto

A continuación se desarrolla la metodología propuesta para el desarrollo del proyecto:

1. Comprender el proceso actual: Se pretende comprender el proceso actual, de forma tal que permita la implementación del proyecto.
2. Definir indicadores: Se analizan las variables que afectan el diseño, como pueden ser caudales, carga térmica.
3. Análisis detallado de carga térmica: Se desea conocer el comportamiento de la carga térmica a lo largo del día.
4. Verificación de equipos y sistemas: Se verifica el dimensionamiento actual de los equipos (*chillers*, *bombas*) y sistemas (tuberías, accesorios).
5. Dimensionamiento del tanque de almacenamiento: Se determina el volumen requerido del tanque de almacenamiento de agua helada de acuerdo con la carga térmica y se considera la viabilidad de incorporarlo.
6. Incorporación de nuevas propuestas: Se estudian nuevas alternativas que permitan satisfacer la necesidad de reducción de consumo eléctrico y que mejoren el respaldo actual del sistema.
7. Diseño de planos de distribución mecánica: Se realizan planos de distribución del nuevo diseño con la nueva conexión de los *chillers*, detallando los accesorios elegidos.
8. Rentabilidad del diseño: Se comparan las posibilidades planteadas según el VAN y la TIR que ofrezcan y se elige la más rentable.

Alcances y limitaciones del proyecto

Este proyecto se desarrollará para ampliar las oportunidades de ahorro de energía que se desean en Teradyne, sin embargo al finalizar el periodo no se asegura que la propuesta de incorporar el depósito de agua helada sea rentable, ya que esto va a depender en gran medida del comportamiento de la carga térmica y del flujo volumétrico que entregan las bombas al llenar el tanque, porque esto va a determinar si se aprovecha o no la diferencia de precios en la tarifa eléctrica que existe entre los distintos periodos y para el caso de las bombas el periodo de consumo se puede extender demasiado si tienen una capacidad muy limitada, dado este caso se plantearía una alternativa que sí satisfaga las necesidades.

Con el proyecto se garantiza una selección de equipos que permitan la implementación de la propuesta por desarrollar, así como un análisis financiero mediante el cálculo del VAN y la TIR, para valorar la rentabilidad del proyecto.

2. Definición del problema

El proyecto surge de la necesidad de aprovechar los avances de la ingeniería a fin de disminuir el consumo de la electricidad y de mejorar el respaldo de los *chillers* utilizados para la climatización del edificio B12 de Teradyne Costa Rica y además enfriar los sistemas Ultraflex (*tester* de tarjetas electrónicas) que requieren tanto de enfriamiento por aire y agua.

En Teradyne se tienen 2 *chillers*, uno de 200 toneladas de refrigeración (TR) marca Carrier y el otro de 50 TR marca York, donde el Carrier se encarga de la climatización y de algunos sistemas Ultraflex mientras que el York solo se usa para sistemas Ultraflex, según estimaciones del departamento de *Facilities* estos tienen una capacidad bastante holgada, en comparación con los requisitos de enfriamiento que demanda el edificio y sus sistemas, pero se tiene el inconveniente que no se encuentran conectados y por lo tanto si existiera algún inconveniente en alguno de los circuitos del enfriador de mayor capacidad se podría tener un paro general en la producción, esto sumado a lo inconveniente que resulta la operación de 2 enfriadores muy por debajo de su capacidad nominal, cuando se podría solo utilizar el *chiller* de 200 TR para satisfacer la demanda actual.

Además de estos problemas, el departamento tiene la inquietud de conocer la viabilidad financiera y técnica que representaría la incorporación de un tanque de agua helada, que almacenaría agua por las noches para ser utilizada en horas de pico eléctrico, apagando los *chillers* y disminuyendo con esto la demanda eléctrica.

3. Misión y visión de Teradyne de Costa Rica

3.1 Misión

Proveer el servicio de soporte en producto electrónico colocado en el mercado a Teradyne y al mundo, particularmente en equipos de chequeo automáticos, telecomunicaciones, equipo médico, aviación y la industria electrónica (Teradyne de Costa Rica, 2012).

3.2 Visión

Un lugar asombroso para trabajar, con gente altamente talentosa, conquistando nuevos mercados, funcionando como estándar industrial para el servicio de producto electrónico colocado en el mercado, creando un crecimiento dramático y rentable para Teradyne (Teradyne de Costa Rica, 2012).

4. Marco Teórico

4.1 Acondicionamiento de aire

El acondicionamiento del aire es el proceso de tratamiento del mismo en un ambiente interior con el fin de establecer y mantener los estándares de temperatura, humedad, limpieza y movimiento [1].

Estas variables se pueden controlar de la siguiente manera:

- **Temperatura:** La temperatura del aire se controla calentándolo o enfriándolo, entendiendo el enfriamiento como la eliminación de calor.
- **Humedad:** Es el contenido de vapor de agua en el aire, por tanto se controla agregando o eliminado vapor de agua del aire.
- **Limpieza:** La limpieza o calidad del aire se controla ya sea mediante filtración, que es la eliminación de contaminantes mediante filtros, o ventilación, que es el proceso de introducir aire del exterior para diluir la concentración de contaminantes, es práctica común usar ambos procesos.
- **Movimiento:** Hace referencia al movimiento del aire, que es la velocidad y los lugares donde se distribuye, esto va a depender del equipo de distribución del A/C (aire acondicionado).

4.2 Composición de un sistema de aire acondicionado

Para comprender el funcionamiento de un sistema de alimentación de agua helada empleado en A/C se deben conocer los equipos que lo componen. A continuación se realiza una conceptualización de los distintos componentes básicos:

1. Generador térmico

Es el encargado de extraer o aportar energía al fluido para que este luego sea transportado a la unidad terminal, la cantidad de energía que entra o sale de este sistema corresponde a la energía que llega a la unidad terminal, más las pérdidas en la red de distribución hidráulica.

Algunos ejemplos de generadores son: *chillers*, calderas, plantas de absorción.

2. Unidad terminal

Es el equipo hacia donde fluye la energía, para luego ser transmitida al recinto por climatizar. Algunos ejemplos de unidades son: *fancoils*, baterías de calor, baterías de frío.

3. Bombas

Una bomba es una máquina generadora que transforma la energía mecánica en hidráulica. La bomba es utilizada para aumentar la presión de un fluido, ya que al aumentar la energía del fluido se consigue aumentar su presión y velocidad.

4. Válvulas

Las válvulas son dispositivos mecánicos con los que se puede iniciar, detener o regular la circulación de líquidos o gases mediante una pieza movable que abre, cierra parcial o totalmente uno o más orificios, estas válvulas pueden ser reguladas de forma manual o automática.

5. Tuberías para el transporte del fluido

Son tuberías utilizadas para transportar el fluido desde la unidad generadora a la terminal.

6. Accesorios para el transporte del fluido

Los accesorios son todos los elementos puntuales que permiten la conexión entre

tuberías.

7. Depósito de expansión

Recipiente cerrado que se emplea para todo tipo de redes hidráulicas y que permite absorber la presión del agua causada por variaciones de temperatura.

Existen otros elementos que no son obligatorios para que un sistema de aire acondicionado funcione, pero su inclusión puede resultar favorable, como se verá a continuación.

Sistema de almacenamiento de energía térmica

También conocido como TES (*Thermal Energy Storage*), la idea de estos sistemas es acumular energía térmica en una hora determinada para ser usada en otro horario donde el costo de la electricidad sea más barato, con esto se logra crear un volante térmico. Estos sistemas pueden ser acumuladores de calor latente, como los bancos de hielo, o de calor sensible, como los depósitos de agua helada, estos últimos normalmente utilizan piscinas o tanques de agua muy grandes que aumentan los costos iniciales de la instalación, pero que mejoran la eficiencia del sistema y reducen los cobros de demanda y consumo eléctrico ya que se puede reubicar la carga térmica a conveniencia en un horario financieramente más favorable.

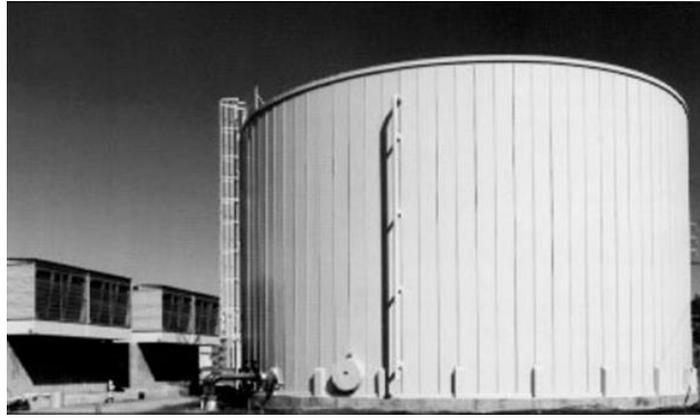


Figura 1. Tanque de almacenamiento de agua helada [2, p. 1]

A pesar de los beneficios que brinda el almacenamiento de agua helada, algunos autores de antemano recomiendan esta técnica en determinadas industrias, tal y como muestra la siguiente Figura.

% of Total	Building Type	Applicability
5.2	Hospital	●
23.6	Housing	◐
4.0	Industrial	○
4.7	Laboratory/R&D	●
22.2	Office	●
2.2	Other	○
0.6	Prison	○
4.6	School	●
16.2	Services	◐
16.7	Storage	○
~0	Utility	○

● Good to Excellent Potential
 ◐ Average to Good Potential
 ○ Poor to Average Potential

Figura 2. Almacenamiento de energía térmica según tipo de industria [3, p. 3]

4.3 Clasificación según trayectoria de tuberías

4.3.1 Circuito en serie

En este circuito el agua pasa por cada unidad terminal, hasta regresar al generador y la bomba, como se muestra en la Figura 3.

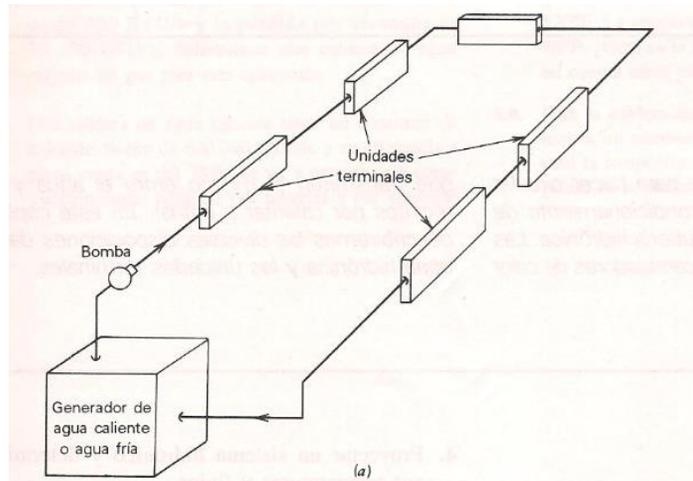


Figura 3. Sistema de tubería en circuito en serie [1, p. 112]

Esta configuración tiene grandes desventajas, entre las que se encuentran:

1. Los paros por mantenimiento preventivo o correctivo de una unidad terminal van a implicar una suspensión de todo el sistema.
2. No es posible el control de la capacidad de cada unidad variando el flujo o temperatura.
3. El número de unidades es limitado, porque el agua va a aumentar más la temperatura cada vez que pase por una unidad, por lo tanto al final será muy alta, esto para enfriamiento de recintos, y lo contrario ocurriría en aplicaciones de calefacción.

4.3.2 Cabezal de un tubo

En esta configuración igualmente se tiene una tubería principal en la que pasa el agua, pero cada unidad terminal tiene un ramal donde se colocan válvulas para controlar y dar mantenimiento sin perjudicar el funcionamiento del sistema en general, de igual manera existe el problema de que la temperatura del agua llega a la última unidad muy por encima de la ideal, para el caso de proyectos de enfriamiento. El agua busca fluir por el camino donde exista menos resistencia, por lo tanto se emplean tes desviadoras para evitar este problema, en la Figura 5 se muestra este accesorio, y en la Figura 4, el sistema de cabezal de un tubo.

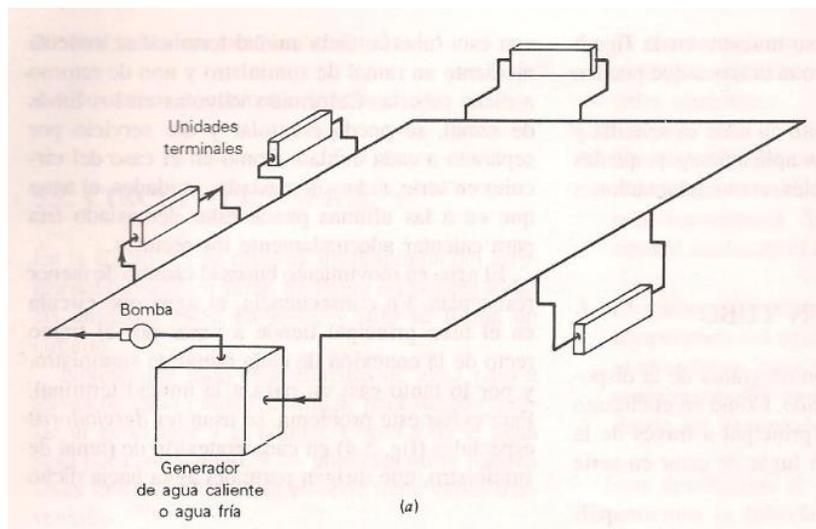


Figura 4. Sistema de tubería con cabezal de un tubo [1, p. 114]

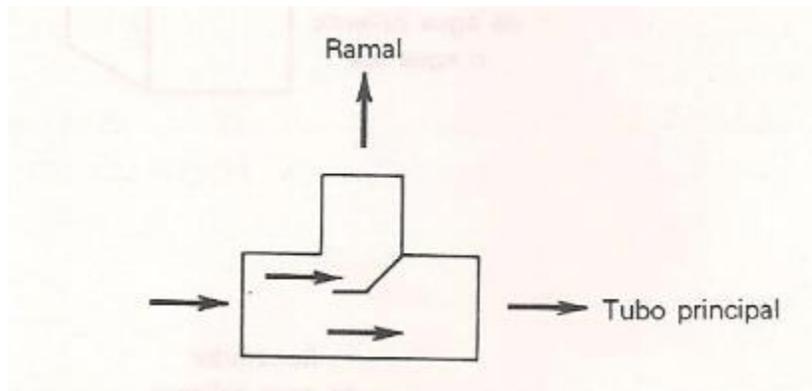


Figura 5. T desviadora empleada en sistemas de cabezal de un tubo [1, p. 114]

4.3.3 Cabezal de dos tubos con retorno directo

En este tipo de configuración se cuenta con 2 tubos, uno para suministro de agua fría y otro para retorno de agua, por lo tanto en cada unidad terminal se cuenta con la misma temperatura y se puede realizar mantenimiento a cada una de ellas sin necesidad de parar todo el sistema, a pesar de las ventajas que presenta frente al cabezal de un tubo, se tiene un problema la cantidad de agua que retorna en la primera unidad es mayor que en la última porque existe menos restricción, para resolver este problema es práctica común utilizar válvulas de balanceo en cada uno de los ramales, pero se debe considerar que el procedimiento de balanceo no suele ser sencillo ni barato. En la Figura 6 se muestra esta configuración.

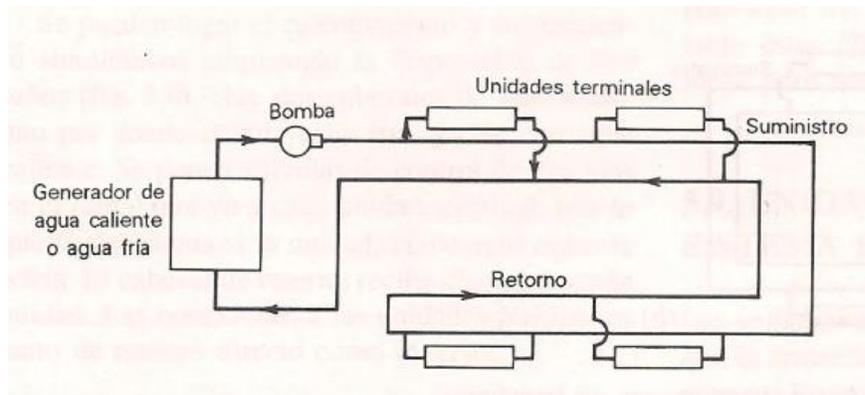


Figura 6. Sistema de cabezal de dos tubos y retorno directo [1, p. 115]

4.3.4 Cabezal de dos tubos con retorno inverso

Para solucionar el problema del balanceo en el retorno directo se utiliza el conocido retorno inverso, que propone que la longitud de tubería desde que sale del generador hasta que regresa pasando por una unidad sea aproximadamente igual para todas las unidades, como se muestra en la Figura 7.

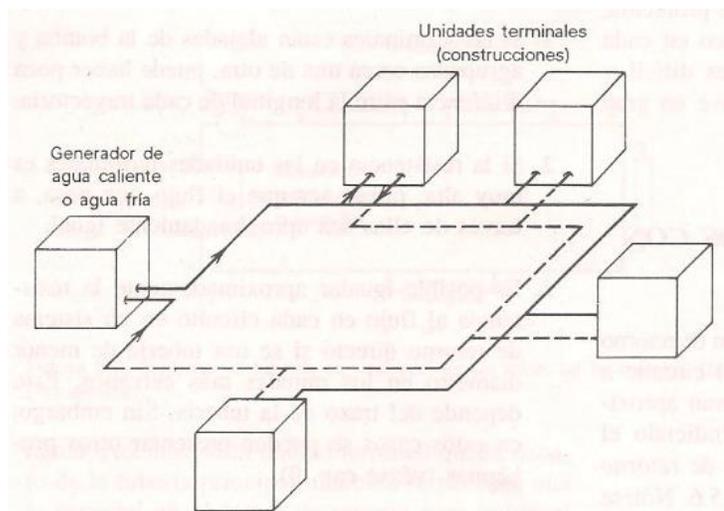


Figura 7. Sistema de cabezal de dos tubos y retorno inverso [1, p. 116]

4.3.5 Cabezal de tres tubos

Esta configuración es utilizada en aplicaciones que requieren agua caliente y fría, se cuenta con un generador de agua fría y otro de agua caliente, antes de cada unidad terminal se coloca una válvula de tres vías que permite seleccionar si se requiere calentar o enfriar determinado recinto. En la Figura 8 se muestra la configuración de tres tubos.

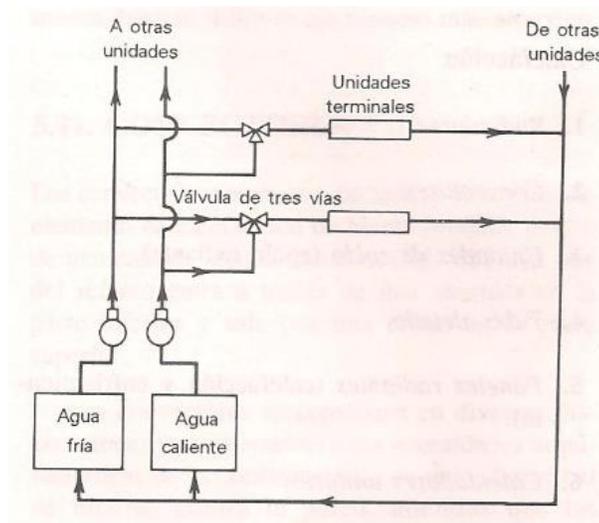


Figura 8. Sistema de cabezal con tres tubos [1, p. 117]

4.4 Clasificación de los sistemas de aire acondicionado

Según Pita [1], los sistemas se pueden clasificar de dos formas. Por medio del tipo de fluido de distribución de enfriamiento o calentamiento ya sea aire o agua. Las posibilidades son las siguientes:

- Sistemas de solo aire.
- Sistemas de solo agua (hidrónico).
- Sistemas combinados de agua y aire.

Otra manera es analizando si el sistema es empaquetado junto (sistema unitario) o separado (sistema central).

4.4.1 Clasificación según tipo de fluido

4.4.1.1 Sistema solo agua

En este tipo de sistema solo se distribuye el agua fría o caliente desde la planta central hasta cada recinto. Considerando el calor específico más alto del agua respecto al aire, se utilizan diámetros de tubería más pequeños, además del ahorro del equipo central de manejo de aire con el consiguiente ahorro del espacio, han provocado una mayor utilización el sistema hidrónico, sobre todo a nivel de edificios muy grandes o de diversos pisos. Algunas desventajas de este sistema son: la gran cantidad de unidades de ventilador y serpentín a las que se deben realizar mantenimiento.

A continuación se describen los tipos de unidades empleadas en proyectos de enfriamiento:

1. Unidades de ventilador y serpentín: Esta unidad terminal tiene un serpentín de tubo aletado, cuenta con filtros, ventiladores centrífugos y un gabinete. Suelen admitir aire del exterior para emplear como ventilación, y se pueden montar a nivel de techo de forma horizontal.
2. Unidades de inducción: Este tipo de unidad se alimenta de agua helada y caliente, además de aire primario, también se utiliza un serpentín de tubo aletado. El funcionamiento es el siguiente: el suministro de aire primario entra a una pequeña cámara y se impulsa a través de unas toberas, logrando disminuir la presión induciendo que el aire del recinto ingrese y pase por el serpentín para luego mezclarse con el primario y salir por la parte superior de la unidad para enfriar el recinto.

4.4.2 Clasificación según disposición del equipo

4.4.2.1 Sistemas unitarios

En esta clasificación lo que se considera es cómo está dispuesto el equipo. En el sistema unitario los componentes: filtros, serpentín, ventilador, controles, están seleccionados de fábrica. La ubicación de estos sistemas es generalmente cerca del recinto por acondicionar.

La clasificación de los sistemas unitarios es la siguiente: unidades de recinto, acondicionadores unitarios, unidades de techo.

4.4.2.2 Sistemas centrales o remotos

En este sistema cada uno de los componentes es seleccionado por el diseñador y posteriormente se instalan en el sistema. Este sistema puede estar alejado del recinto por acondicionar, y los componentes se ubican según conveniencia del diseño.

Tanto los sistemas unitarios como los centrales pueden ser de solo agua, aire o de agua-aire.

Seguidamente se detallará las unidades manejadoras de aire, ya que serán de gran importancia en el desarrollo del proyecto.

Unidades manejadoras de aire

Estas se componen de serpentines, ventiladores, filtros, compuertas. Existen dos disposiciones: unizona y multizona.

- **Unizona**

Son sistemas sencillos de solo aire, la unidad se encarga de acondicionar el aire y después lo distribuye por un ducto al recinto por acondicionar.

Algunos de los componentes que integran estas manejadoras son: ventilador de suministro de aire, serpentín de enfriamiento, serpentín de recalentamiento, ventilador de retorno de aire, serpentín de precalentamiento, filtros. Desde luego que algunos componentes como el ventilador de retorno de aire, el serpentín de precalentamiento y recalentamiento son opcionales y su uso va a depender de las condiciones de confort deseadas y de las características del proyecto.

En la Figura 9 se muestra la disposición del equipo.

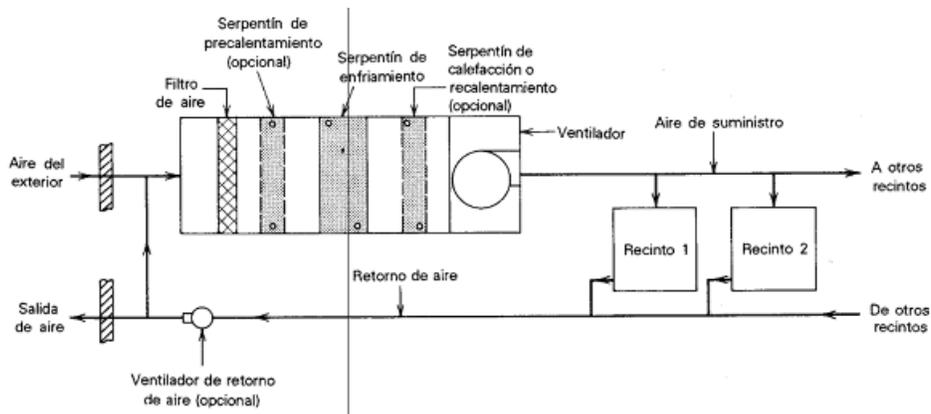


Figura 9. Disposición del equipo en sistema central unizona [1, p. 332]

El ventilador de suministro de aire es encargado de la distribución de aire a través de la ductería que acondiciona el recinto.

El serpentín de enfriamiento recibe agua helada de la unidad generadora para aprovechar la transferencia de calor producto de la diferencia de temperatura con lo que se enfría y deshumidifica el aire.

El serpentín de recalentamiento, calienta el aire que se encuentra a una temperatura menor a la deseada, logrando control de la humedad, la ductería admite aire del exterior y parte del recirculado, dependiendo de las condiciones de la contaminación del aire admitida.

El ventilador de retorno de aire toma aire de los recintos y lo distribuye a través de los ductos de retorno de aire, en ocasiones se puede utilizar el ventilador de suministro de aire para succionar este aire y así se ahorra en equipo.

El serpentín de precalentamiento es necesario en climas fríos, donde la temperatura exterior es inferior a la de congelación, se consigue calentar el aire y se evita la congelación de los serpentines, la colocación de este puede hacerse de manera que reciba aire del exterior o una mezcla.

- **Multizona**

Este sistema utiliza una manejadora de aire con serpentín de enfriamiento y otro de calentamiento, se utilizan compuertas para mezclar el aire en las proporciones requeridas en cada uno de los recintos. El control de la humedad es poco debido a que el aire mezclado es desviado del serpentín de deshumificación. En la Figura 9 se muestra la composición de este equipo.

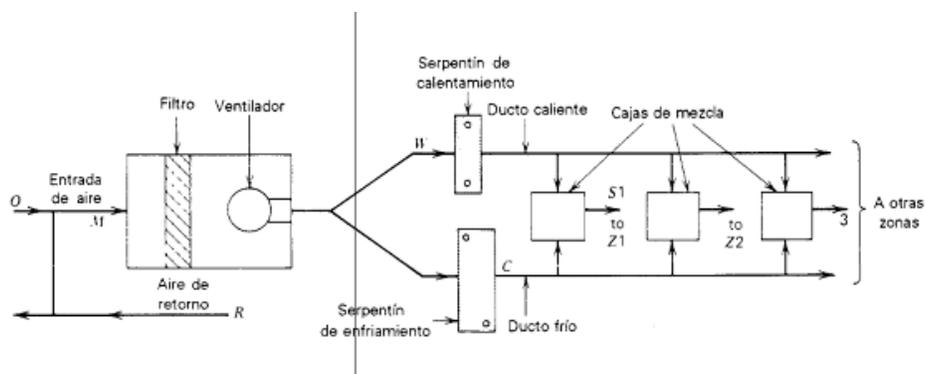


Figura 10. Disposición del equipo en sistema central multizona [1, p. 336]

Las manejadoras de aire se arman por secciones: ventilador, serpentines, caja de mezcla, filtros, pero en ocasiones los sistemas requieren de características especiales, por lo que el ingeniero se encarga de seleccionar los serpentines, filtros y ventiladores. Cuando el sistema es destinado al enfriamiento se debe colocar una bandeja y tuberías para evacuar el condensado.

La posición del ventilador de suministro de aire tiene dos alternativas, abajo o arriba del serpentín de enfriamiento. Si se coloca abajo se le conoce como succión y arriba, como soplador, funcionando como succión se obtiene el beneficio que el aire fluye más uniforme a través del serpentín que en el caso de soplador.

En la Figura 11 se puede apreciar una manejadora de aire acondicionado de la serie 40RU del fabricante Carrier.



Figura 11. Unidad manejadora de aire serie 40RU Carrier [4]

4.5 Importancia del ahorro de energía

La reducción del consumo de energía a nivel mundial se presenta como un esfuerzo que se justifica desde tres perspectivas: el elevado coste económico, las perspectivas de escasez energética y el elevado impacto medioambiental que el consumo energético origina en el planeta Tierra debido al efecto invernadero y que además está regulado por diversos protocolos internacionales y normativas nacionales.

El desarrollo sostenible debe ofrecer alternativas a esta problemática. Una manera de fomentar una mayor eficiencia y ahorro de energía en los sistemas de climatización, es investigando los avances tecnológicos y con esto determinar cuáles pueden ser compatibles con el sistema que se está analizando.

Existen diversas alternativas para conseguir un ahorro energético en los edificios, por ejemplo las que se proponen en el estudio de IDEA (Instituto para la Diversificación y Ahorro de la Energía) [5]:

- Disminuir la demanda de energía en los edificios.
- Sustituir las fuentes de energía convencionales por energías renovables (solar térmico, fotovoltaico, biomasa, geotérmica).
- Utilizar sistemas y equipos térmicos más eficientes.
- La recuperación de la energía residual y el enfriamiento gratuito.

En el primer punto, referido a la disminución de la demanda, existen proyectos sobre almacenamiento de agua helada que han logrado ahorros del 30% en la demanda eléctrica, pero que no necesariamente representan una viabilidad financiera, como demuestra el autor [6] al comparar el costo de la implementación y consumo de energía versus disminución en la demanda, este demuestra que el aprovechamiento de este tipo de tecnología va a depender de una serie de factores como son: el tiempo de

bombeo invertido en llenar el tanque de agua helada, la relación del pico máximo de carga térmica y el de cobro eléctrico, ya que un desfase va a provocar que no se aprovechen totalmente las diferencias monetarias que existen entre los distintos periodos del día.

Se debe considerar que el uso de sistemas más eficientes va a repercutir directamente en la disminución de la demanda eléctrica, aunque aquí se presenta aparte, para ampliar el concepto.

En el tercer punto, sobre la utilización de sistemas más eficientes enfocado en aire acondicionado, se analizan las distintas variantes en la configuración de un sistema de enfriamiento de agua como pueden ser configuración de tuberías, tipo de condensación del *chiller*, tipo de compresores, refrigerante, válvulas para control de manejadoras, balanceo del sistema.

A continuación se analiza las alternativas de conexión de diversos *chillers*, donde existe la posibilidad serie y paralelo.

4.6 Disposiciones de los *chillers*

4.6.1 Disposición en serie

En la disposición en serie el primer *chiller* funcionará a una temperatura de aspiración mayor, por lo tanto requerirá menos potencia, y lo ideal sería que cada máquina trabaje con el mismo porcentaje de carga del sistema, por lo tanto se debe regular el margen de estrangulación del primer equipo para que ambos trabajen a la misma carga, sin importar si los requerimientos del proyecto son para carga parcial o total; una manera de ajustarlo, según Plasencia [7], es sabiendo que el margen de estrangulación necesario en la máquina de etapa alta es igual a la caída de temperatura del agua

enfriada en la máquina de etapa baja más el margen de estrangulación de esta máquina.

Pero esta configuración tiene el inconveniente de que la caída de presión resulta acumulativa y por lo tanto puede llegar a ser excesiva, sobre todo si se instalan más de 2 *chillers*.

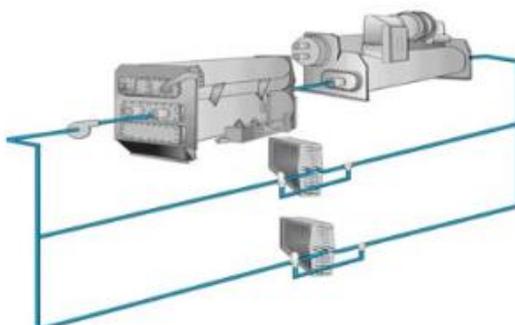


Figura 12. *Chillers* conectados en serie [4, p. 5]

4.6.2 Disposición en paralelo

En el caso que se utilice la disposición en paralelo, cada máquina debe controlar la temperatura a la salida para que esta se mantenga igual a la requerida por el proyecto, además se utilizará el mismo margen de estrangulación, por lo tanto, cuando se reduce la carga requerida en el edificio, se debe reducir de igual manera en ambos *chillers* para que la temperatura se mantenga idéntica en ambas máquinas.

El sistema en paralelo tiene diferentes variables, como la conexión de las bombas; por ejemplo se puede conectar una bomba a la entrada de cada enfriadora, como se muestra en la Figura 13, esta configuración beneficia en el sentido que brinda la posibilidad de parar uno de los *chillers* y su correspondiente bomba sin afectar el confort en el edificio, pero considerando que el dimensionamiento debe hacerse para que

maneje una carga considerable cuando una de las bombas está fuera de servicio.

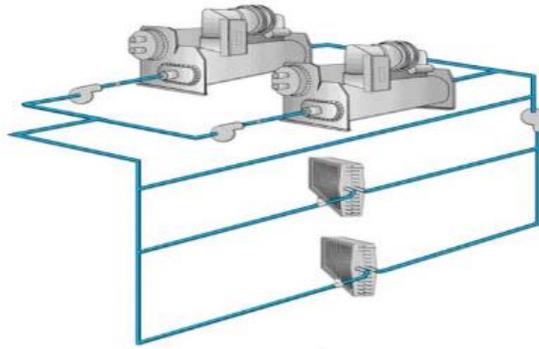


Figura 13. Chillers conectados en paralelo [4, p. 6]

Además del sistema serie y paralelo, existen diferentes configuraciones que dependen en gran medida de la colocación del sistema de bombeo y se clasifican en: primaria flujo constante, primaria flujo variable, primaria flujo constante con secundario flujo variable.

4.7 Clasificación de sistemas según flujo

A continuación se exponen las características más importantes de cada una de estas configuraciones.

4.7.1 Primario flujo constante

Este sistema consiste en que se realiza un bombeo constante de agua hacia las unidades terminales donde comúnmente se emplean válvulas de 2 vías para la regulación del flujo, esto presenta una gran desventaja ya que el bombeo no se realiza de acuerdo con los requerimientos de enfriamiento [8], el problema se agrava aún más cuando se emplean válvulas de 3 vías ya que se estaría realizando un desperdicio de energía al retornarse agua helada que no pasa por el serpentín de los evaporadores,

repercutiendo además en una disminución en la temperatura de entrada de los *chillers*. Esta configuración era antiguamente muy común en proyectos de climatización, pero con los avances de la tecnología y la aparición de sensores, distintos tipos de válvulas para control de flujo y balanceo del sistema y el uso variadores de frecuencia, se empezaron a diseñar nuevas configuraciones que permitieran un ahorro de la energía.

4.7.2 Primario flujo variable

Este sistema se caracteriza porque existe un único grupo de bombeo en el circuito primario que funciona a caudal variable, que está diseñado para vencer la carga de todo el sistema y hacer circular solo el agua requerida por las unidades terminales en cada momento del día. El grupo de bombas se instalan de manera agrupada de tal forma que puedan funcionar para cualquiera de las unidades enfriadoras. En la Figura 14 se muestra una configuración típica a flujo variable.

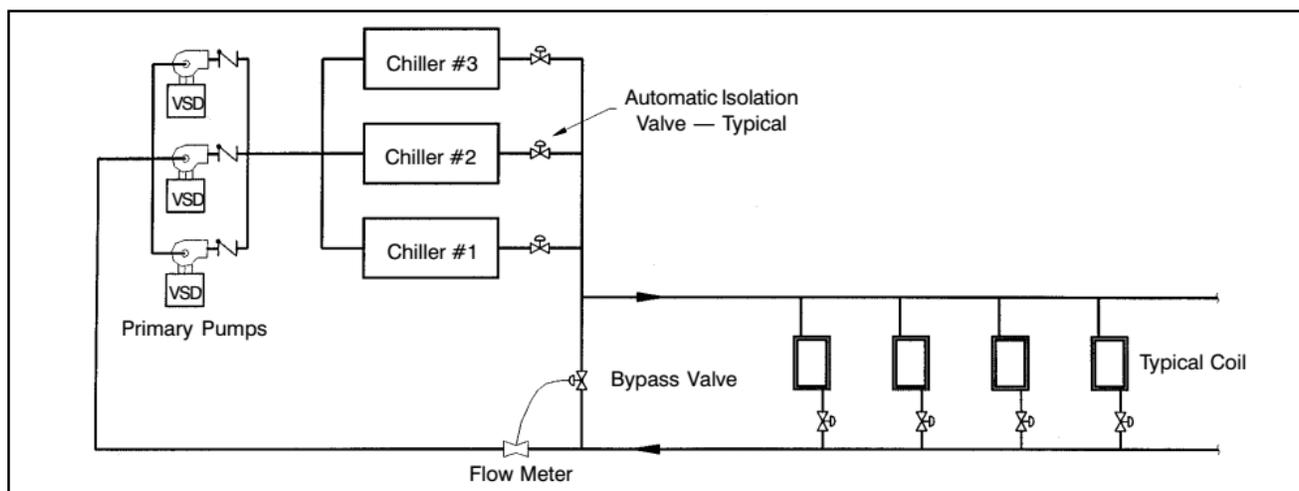


Figura 14. Sistema primario variable [6, p.26]

El control del variador de frecuencia y por lo tanto del flujo a través de todo el sistema se realiza mediante un sensor diferencial de presión, que se ubica en la unidad terminal

más crítica (hidráulicamente más alejada), este sensor responde a las variaciones que ocurren en la presión producto de la apertura y cierre de las válvulas reguladoras de caudal permitiendo determinar en qué momento es aceptable disminuir la velocidad de la bomba sin necesidad de perjudicar las especificaciones de enfriamiento de los recintos, con esto se evita el desperdicio de energía, desde luego que se deberían utilizar válvulas de 2 vías porque de lo contrario no existiría un control absoluto sobre el fluido.

En cuanto a la configuración de las bombas, se prefiere la conexión en paralelo y no la individual ya que esto permite tener menos bombas que enfriadoras, además de brindar la oportunidad de alcanzar máxima carga en un *chiller* antes de iniciar el siguiente, esto permite aumentar la eficiencia de manera notable en sistemas con enfriadoras de flujo constante [9].

Por otro lado, las válvulas de aislamiento automático abren o cierran dependiendo de si el *chiller* está operando.

Como medida de seguridad se debe ubicar un *bypass* que garantice en todo momento que al evaporador de las enfriadoras les llega el caudal mínimo, si esto no se cumple se presentarían problemas de congelamiento del serpentín [10]. La válvula del *bypass* será controlada por un caudalímetro, o también se podría utilizar un sensor diferencial de presión que mediante la medición de la caída de presión en el *chiller* y su correlación con el flujo, permita la apertura o cierre de la válvula. Esta válvula debe ubicarse lo más cerca de la succión de las bombas para minimizar la caída de presión a través del sistema.

Ventajas

- Menor costo inicial ya que elimina el bombeo secundario, los accesorios y cableado

correspondiente, aunque se debe considerar el variador de frecuencia asociado al sistema primario variable.

- Se requiere menos espacio, porque elimina el bombeo secundario.
- Se reducen los requerimientos del motor de la bomba y su tamaño, esto ocurre porque la bomba del primario en sistema primario-secundario requiere gran caudal y bajo aumento de presión en comparación con sistema primario variable, este factor provoca que la bomba sea de una menor eficiencia, a menos que sea de gran tamaño y a bajas revoluciones.
- Menor costo eléctrico por bombeo, ya que se usa menos energía porque se utiliza un variador de frecuencia para modificar la velocidad del motor de acuerdo con las necesidades.

En la Figura 15 se puede apreciar la reducción en el consumo de energía solo para el sistema de bombeo entre utilizar primario variable y primario-secundario.

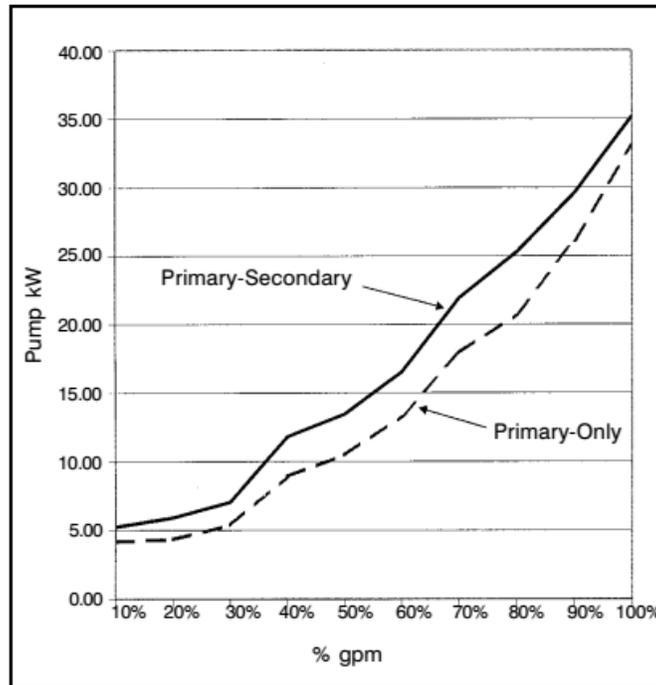


Figura 15. Consumo bombas sistema primario variable vs primario-secundario [6, p.3]

En los últimos tiempos con la aplicación de esta estrategia se han alcanzado grandes beneficios a nivel de eficiencia energética, generando ahorros de energía de 30% respecto al consumo de un sistema a flujo constante [8].

Desventajas

Existen 2 principales desventajas asociadas al sistema primario variable:

- Problemas con la válvula de *bypass*:

Esta válvula debe ser controlada por flujo y no por presión diferencial a través de esta, porque si no nunca va a abrir ya que esta presión es menor a la de carga parcial. Esto obliga a utilizar un flujómetro en el circuito primario o un sensor diferencial de presión que puede correlacionarse con el flujo, considerando que el flujómetro debe mantenerse en constante calibración.

Además al seleccionar la válvula de *bypass* se debe asegurar que sea lo

suficientemente grande para garantizar flujo mínimo en las enfriadoras y con una caída de presión tan baja como la de *setpoint* utilizada para controlar las bombas.

- Problemas al iniciar otro *chiller*.

Cuando se necesita iniciar otro *chiller*, se debe abrir la válvula de aislamiento automático e iniciarlo, el flujo a través de las manejadoras se cae abruptamente ya que el control de flujo viene dado por las válvulas de control de las manejadoras y el iniciar otra enfriadora no provoca un requerimiento en el aumento del caudal, por lo tanto el flujo a través de la enfriadora activa se cae repentinamente y puede provocar un disparo de esta.

Para evitar que esto ocurra se debe disminuir la cantidad de compresores activos y aumentar lentamente el flujo en la nueva enfriadora con la apertura de la válvula de aislamiento. Como se requiere un aumento progresivo en el caudal de la nueva enfriadora, se debe considerar en primer lugar el arreglo de bombas en paralelo, ya que de lo contrario y a pesar de que utilicen variador, una configuración independiente en el bombeo resultará en un aumento brusco del flujo.

En ocasiones este proceso de puesta en marcha de otro *chiller* resulta un problema por el aumento mínimo de temperatura que ocurre, aunque al ser mínimo afecta solo aplicaciones donde los requerimientos de temperatura sean muy estrictos, como puede ser empresas de elaboración de dispositivos médicos.

5. Determinación de carga térmica

La determinación de la carga térmica es relevante para el proyecto ya que con esto se pretende la construcción de un perfil que muestre el comportamiento a lo largo de un día laboral, a partir de este se pueden determinar las dimensiones necesarias del tanque de almacenamiento de agua helada y con esto valorar la viabilidad de la propuesta.

Para determinar la carga térmica del edificio se utiliza la metodología manual recomendada por ASHRAE[11], conocida como CLTD/CLF/SCL, que se explica en la edición de 1997, además se emplea como una guía de diseño la obra *Acondicionamiento de Aire*, de Edward Pita [1].

La metodología seguida para construir el perfil de carga térmica se basa en la consideración de las ganancias de calor que experimenta un recinto y se muestran a continuación:

1. Conducción a través de paredes, techo, vidrios, pisos.
2. Iluminación.
3. Personas.
4. Equipos.

Para analizar estas cargas se recomienda estudiar los recintos por aparte, pero antes se analiza la situación y sus particularidades, por lo tanto se procede a describir la disposición que se tiene. Teradyne cuenta con un edificio de 2 plantas, en la primera planta se tiene un recinto que ocupa un área de cerca del 80% del total y sin cielo raso ni grandes ventanales, además se tiene el total de los sistemas electrónicos utilizados para probar las tarjetas, cuenta con la mayoría de iluminación y personas. Contiguo se cuenta un área pequeña dedicada a oficinas, sobre estas oficinas se tiene un segundo piso con oficinas y salas empleadas para reuniones internas, además de un *mezzanine*.

El edificio en general se mantiene a una temperatura que oscila entre 21 y 23 °C, no se cuenta con grandes ventanales, solo en la sección de oficinas del primer piso y que comunica con la segunda planta, el resto utiliza un termopanel tanto en paredes como techo, ante esta situación el perfil de carga se vería afectado principalmente por el recinto de testeo, por lo tanto para simplificar los cálculos y sin la incertidumbre de perjudicar los datos finales se va a considerar un único recinto, que abarque toda el área del edificio. Por lo tanto se va a desestimar el cálculo de vidrios, infiltraciones de aire en las puertas, divisiones internas y cielo raso.

5.1 Conducción a través de paredes, techo y vidrios al exterior

Para conocer la temperatura externa se recurrió a datos reales medidos por el Instituto Meteorológico Nacional, desde el año 2004 hasta 2013 para el cantón de Belén, en la siguiente Figura se muestran los datos recopilados.

ESTACION : 84 199 BELEN, AUT.			Latitud: 09 ° 58 ' N Longitud: 84 ° 11 ' O Altitud. 926 m.s.n.m													
Elementos	Periodos		Ene.	Feb.	Mar.	Abr.	May.	Jun.	Jul.	Ago.	Set.	Oct.	Nov.	Dic.	Prom.	Total
LLUVIA	2004	2013	3.1	10.1	13.8	55.5	130.1	136.6	110.6	139.7	157.2	198.2	70.0	16.0	86.7	1040.9
TEM.MAX.	2004	2013	27.6	28.6	29.6	30.4	29.2	28.7	28.6	28.6	28.7	27.3	27.2	27.4	28.5	
TEM.MIN.	2004	2013	18.9	18.8	19.1	19.5	19.3	19.1	19.4	18.9	18.7	18.7	18.8	18.8	19.0	
TEM.MED.	2004	2013	23.3	23.7	24.4	25.0	24.3	23.9	24.0	23.8	23.7	23.0	23.0	23.1	23.8	
HUMEDAD	2004	2013	62.8	61.6	62.2	68.5	77.9	80.0	77.1	78.6	81.5	83.0	76.3	67.4	73.1	
VIENTO VEL.	2004	2013	28.6	26.6	24.9	16.7	11.0	10.2	12.8	10.8	9.3	8.7	15.8	22.7	16.5	
RADIACION	2004	2013	18.4	20.4	21.5	12.3	12.6	13.9	14.5	14.5	14.5	13.5	11.1	14.3	15.1	
VIENTO DIR. PREDOMINANTE			4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4		
Promedio días con lluvia >= 0.1 mm.			1	2	4	9	17	19	19	20	21	22	12	4	150	Total

Figura 16. Datos climatológicos del cantón de Belén

De la Figura se obtiene que la temperatura máxima es de 30,4 °C, y que la latitud es de aproximadamente 10° N y un contenido de humedad de 68,5 g/lb, además se desea que la temperatura interna sea de 21 °C.

Para analizar la ganancia externa se debe conocer el coeficiente global de transferencia de calor U de cada una de las estructuras (techo, paredes, suelo), para las paredes y techo se cuenta con termopanel de 40 mm con $U = 1.012 \frac{Btu}{hm^2 \circ F}$, dato obtenido del fabricante [12] y además de un muro de concreto de 13 cm en la base de las paredes con $U = 1,7 \frac{Btu}{hm^2 \circ F}$ [1], para el suelo se utiliza este mismo coeficiente ya que se tiene un suelo de concreto de 6 in de espesor.

A modo de ejemplificar el procedimiento utilizado se va detallar los cálculos necesarios para obtener la carga a las 3 p.m., pero sabiendo que se repitió para las 24 horas del día ya que así se obtendría el perfil de carga más aproximado a la realidad.

Se debe obtener el valor de DTCE de la Figura 29 para paredes y 30 para pisos y luego corregirlo para la latitud y condiciones de diseño reales, el DTCE corregido se obtiene con la siguiente ecuación:

$$DTCE_e = DTCE + LM + (78 - t_i) + (t_o - 85)$$

$DTCE_e =$ valor corregido de DTCE, °F

$DTCE =$ temperatura de figura 29 y 30, °F

$LM =$ corrección para latitud al mes de la figura 31, °F

$T_o =$ temperatura de diseño exterior promedio, °F

$T_i =$ temperatura del recinto, °F

$T_o =$ temperatura exterior promedio $-\frac{\text{rango temperatura}}{2}$, °F

$$DTCE_e = 24 + 1,25 + (78 - 69,8) + \left(\left(86,7 - \frac{16,92}{2} \right) - 85 \right) + 1,25 = 26,7$$

Obtenido el valor corregido se procede a calcular la ganancia de calor de la superficie expuesta al sol:

$$Q = U * A * DTCE_e * F_c$$

$$F_c = 1 - 0,02 * K$$

$$K = (U_w A_w + U_g * A_g) / L$$

$$F_c = 1 - 0,02 * \frac{1,012 * 408 + 1,7 * 51}{70 * 2 + 51} = 0,98$$

$$Q = 1,012 * 408 * 26,7 * 0,98 = 10852,6 \text{ Btu/h}$$

Q = ganancia neta del recinto por conducción a través del techo, paredes o vidrio, BTU/hr

U = coeficiente general de transferencia de calor para el techo, paredes o vidrios, BTU/hr * ft² * F

A = área del techo, paredes o vidrios, ft²

$DTCE_e$ = diferencia de temperatura para carga de enfriamiento, °F

F_c = factor para corregir cada ganancia de calor sensible del recinto

K = conductancia de la unidad de longitud, $\frac{BTU}{h * m * °F}$

L = longitud de la pared exterior, m

U_w, U_g = coeficientes de transferencia de calor, w = pared, g = vidrio, $\frac{BTU}{h} * m * °F$

A_w, A_g = área de la pared o del vidrio, m²

Se puede notar que se utilizó el factor F_c , este se emplea para corregir la transferencia de calor que ocurre en los alrededores de las paredes y se va a utilizar en la corrección de todos los tipos de ganancias de calor anteriormente expuestos.

Este procedimiento se aplica para todas las paredes y el techo de manera idéntica, para el piso se debe considerar una única diferencia que al calcular el $DTCE_e$ se debe simplemente obtener la diferencia entre la temperatura externa e interna.

En la Tabla 1 se tienen las condiciones de diseño necesarias para determinar la carga térmica a lo largo del día, la HR del 60% es un valor que puede variar en un 10% sin representar ningún problema en el funcionamiento de los sistemas y las temperaturas

se utilizarán en grados Fahrenheit porque se facilitan los cálculos.

Tabla 1. Condiciones de diseño

	BS (°F)	BH (°F)	HR %	Agua (g/lb)
Exterior	86,72	-	85	68,5
Interior	69,8	-	60	-

En la Tabla 2 se muestra un resumen de los cálculos para la ganancia de calor externa para paredes, piso y techo, para las 3 p.m. del mes de abril en el día más crítico, donde la carga total es de 340784,7 BTU/h que son 28,4 TR.

Tabla 2. Carga térmica pico por conducción

Conducción	Orientación	Color	U $\left(\frac{BTU}{h \cdot m^2 \cdot ^\circ F}\right)$	A (m ²)		DTCE (°F)		Fc	RSHG $\left(\frac{BTU}{h}\right)$
				Bruta	Neta	Tabla	Corregida		
Paredes	N	Blanco	1,012	459	408	24	26,71	0,98	10852,6
	N	Blanco	1,7		51	15	17,71	0,98	1511,0
	E	Blanco	1,012		630	30	30,46	0,98	19110,3
	E	Blanco	1,7		70	36	36,46	0,98	4269,5
	O	Blanco	1,012	630	560	56	56,46	0,98	31486,7
	O	Blanco	1,7		70	20	20,46	0,98	2395,9
Techo			1,012		2565,52	77	77,71	0,98	198541,0
Piso			1,7		2565,52		16,92	0,98	72617,6
Total									340784,7

5.2 Iluminación

En Teradyne se dispone de iluminación fluorescente para oficinas y planta, donde cada uno de los tubos consume 32 W, en las noches se apagan las luminarias de las oficinas y una cantidad de la planta. Se asumió que en el día permanecen encendidos los fluorescentes de oficinas y baños aunque realmente están automatizados, esto con el fin de presentar la condición más crítica.

$$Q = W * FB * FCE * 3,41$$

$Q = \text{ganancia neta de calor debida al alumbrado, BTU/h}$

$W = \text{capacidad de alumbrado, W}$

$FB = \text{factor de balastra, 1,25 unidades fluorescentes}$

$FCE = \text{factor de carga de enfriamiento por alumbrado}$

$FCE = 1, \text{el sistema trabaja más de 16 horas}$

A modo de ejemplo se demuestra el resultado para el área Test

$$Q = 32 * 570 * 1,25 * 1 * 3,41 = 77797 \text{ BTU/h}$$

A continuación se muestra el desglose por área, donde se aprecia una vez el gran impacto sobre la carga térmica del área test y que en la condición de mayor demanda se disipan 96359 BTU/h cerca de 8 TR.

Tabla 3. Carga térmica por iluminación

Área	Cantidad tubos fluorescentes	Horario			
		6 a.m.-6 p.m.		6 p.m.-6 a.m.	
		Consumo (W)	Q (Btu/h)	Consumo (W)	Q (Btu/h)
6. IT room	16	512	2184	0	0
Administración	24	768	3276	0	0
Test	570	18240	77797	15936	67969,86133
Mezzanine	24	768	3276	0	0
Baño abajo H	8	256	1092	0	0
Baño abajo M	8	256	1092	0	0
Baño arriba H	8	256	1092	0	0
Baño arriba M	8	256	1092	0	0
Sustaining	16	512	2184	0	0
Barva	8	256	1092	0	0
Arenal	8	256	1092	0	0
Irazú	8	256	1092	0	0
Total	706	22592	96359	15936	67970

6.1 Personas

Para las personas se debe considerar que existe tanto calor sensible como latente, ya que se presenta sudoración. A continuación se demuestra el método utilizado, de donde se toman valores de ganancia neta de calor sensible por persona, asumiendo trabajo ligero sentado.

$$Q_s = q_s * n * FCE$$

Q_s = ganancia neta de calor sensible, BTU/h

q_s = ganancia neta de calor sensible por persona, Figura 32

FCE = factor de carga de enfriamiento para personas, Figura 35

n = número de personas

$$Q_s = 45 * 255 * 0,67 = 7688 \text{ BTU/h}$$

$$Q_l = q_l * n$$

$Q_l =$ ganancia neta de calor latente

$q_l =$ ganancia neta de calor latente por persona, figura 32

$n =$ número de personas

$$Q_l = 325 * 45 = 14625 \text{ BTU/h}$$

En la Tabla 4 se muestran los resultados del calor disipado por persona a lo largo del día de acuerdo con su jornada de trabajo; en Teradyne se utilizan varios tipos de jornadas, por lo tanto a determinadas horas coinciden.

Tabla 4. Carga térmica por personas

Horario	# personas	Sensible (BTU/h)	Latente (BTU/h)	Total
6 a.m.-8 a.m.	45	7688	14625	22313,25
8 a.m.-2 p.m.	96	16401	31200	47601,6
2pm-3:15 p.m.	100	17085	32500	49585
3:15 p.m.-5 p.m.	66	11276	21450	32726,1
5 p.m.-6 p.m.	15	2563	4875	7437,75
6 p.m.-10 p.m.	4	683	1300	1983,4

6.2 Equipos

Los equipos de cómputo empleados se ubican en gran medida en el área de *test*, donde además se tiene una zona dedicada al procesamiento de información y se realizan *tests* las 24 horas empleando computadoras Optiplex, el resto de computadoras funcionan cuando los sistemas están haciendo pruebas, pero se asume que funcionan siempre, ya que gran parte de los sistemas nunca se apagan.

Tabla 5. Carga térmica equipos de cómputo

Área	Cantidad	Consumo (W)	Q (Btu/h)
Administración	11	1067	3641
Logística	11	1067	3641
7. <i>Test Floor</i>	79	7663	26147
Optiplex 990	72	13500	46064
Optiplex 980	40	7500	25591
Optiplex 9010	48	9000	30709
<i>Mezzanine</i>	4	388	1324
<i>Sustaining</i>	4	388	1324
Total			138441

La carga térmica para los equipos de cómputo se calculó con el valor recomendado por ASHRAE de 97 W. [11], mientras que las configuraciones de CPU que no aparecen en la norma se obtienen de catálogos de los fabricantes [13],[14],[15].

Para los sistemas empleados para *test*, se considera que se encuentran balanceados y con carga puramente resistiva, la eficiencia se considera al 95% sabiendo de la alta eficiencia de los dispositivos electrónicos.

Para determinar el periodo de trabajo y el porcentaje de carga de cada sistema, se

presentó la dificultad de que tanto los técnicos como los ingenieros a cargo de cada departamento no tienen un control absoluto del tiempo en que los equipos permanecen encendidos ni a cuánta carga, además de que la cantidad de tarjetas que se prueban no siguen ningún patrón, ya que se trabaja por la demanda que exista en ese momento por parte de los clientes.

Además de estos aspectos se consultó a los ingenieros a cargo de los equipos por los manuales de servicio, en los cuales se encuentra en algunos casos los requerimientos de A/C y de humedad relativa necesaria, para que el equipo opere dentro de los parámetros de diseño, desde luego los valores de carga de enfriamiento necesarios son a plena carga, por lo tanto se van a ajustar según el uso promedio con el que trabaja cada sistema.

Para los sistemas que no cuentan con datos sobre carga de refrigeración necesaria, se toma la decisión de medir la corriente de línea y con la eficiencia asumida y sabiendo que la mayoría se encuentran conectados en delta. A manera de ejemplo, se procede al cálculo para el sistema L321, como se muestra a continuación:

$$Q = \frac{V_{\phi} * I_L}{\sqrt{3}} * n * (1 - \eta) * 3,41$$

$Q =$ ganancia de calor, BTU/h

$\eta =$ eficiencia

$V_{\phi} =$ voltaje de fase, V

$I_L =$ corriente de línea, A

$$Q = \frac{208 * 24}{\sqrt{3}} * 1 * (1 - 0.095) * 3,41 = 491 \text{ BTU/h}$$

Tabla 6. Carga térmica sistemas electrónicos

Zona	Equipo	Fases	Voltaje (V)	Consumo c/u líneas (A)	Cantidad	η (%)	Aire	Agua
							Energía disipada (BTU/h)	Energía disipada (BTU/h)
Pilot Line	Ultraflex 36 slot				2		96000	96000
	Ultraflex 24 slot				6		174000	174000
Mil aero	L293	3	480	6	2	95	567	
	L210	3	208	16	3	95	983	
	L357	3	208	10	1	95	205	
	L353	3	208	10	1	95	205	
	L321	3	208	24	1	95	491	
	DTU	3	208	25	2	95	1024	
	L621	1	120	1	5	95	102	
	TTI 3400	1	120	1	1	95	23	
Mil aero repair	DTU M911	3	208	4	2	95	164	
	ATI system	3	208	6	1	95	123	
	Thermotron	3	208	30	2	95	1229	
	DI system	3	208	3	2	95	131	
	BTI system	3	208	2	1	95	49	
Comercial board test repair	Genrad ultrapin	3	208	1	1	95	14	
	Jet	3	208	4	2	95	180	
	Z18XX	3	208	4	1	95	82	
Eagle	ETS 364	3	208	15	4	95	1229	
	Gator Bench	1	120	20	4	95	945	
Sustaining	J750				1		7825	
	TB43				1		51250	
	Gator	1	120	20	1	95	236	
	Jotbu21 (flex)				1		51250	
	Julius-J750				1		53400	
QA-Lab	Flex M3 (mflex)				1		68000	
	Flex P9 (flex)				1		51250	
	SQA (flex)				1		51250	
	Ultraflex 36 slot				1		48000	48000
Total energía disipada							978206	BTU/h
							81,5	TR

La Tabla 6 muestra la carga térmica de todos los sistemas para test que se utilizan en Teradyne y se incluye además la energía disipada en el agua helada, pero sabiendo que actualmente estos no se encuentran conectados a la misma tubería de agua fría del *chiller* Carrier, por lo tanto la carga de 81,5 TR se le debe restar a estos sistemas y el resultado sería 55 TR, la diferencia daría como resultado 26,5, esto se debe restar a la carga térmica de la Tabla 7, se aclara esta situación para comparaciones posteriores. En la Tabla 7 se muestra un resumen de la carga térmica total por vencer a lo largo de un día común de trabajo, esto para satisfacer las condiciones de conformidad requeridas en el edificio B1 de Teradyne Costa Rica.

De los datos se analiza que los equipos de test representan el mayor impacto térmico, pero que la incapacidad de saber el comportamiento real de estos, impide una mayor precisión en el cálculo, sin embargo la conducción externa, personas e iluminación aportan información valiosa al comportamiento del perfil de carga térmica.

Tabla 7. Resumen carga térmica en edificio B1 de Teradyne

Iluminación	Personas	Conducción	Equipos	Total		Hora
				Q (Btu/h)	Q (TR)	
67970	0	91754	1164647	1324371	110,4	1
67970	0	80880	1164647	1313497	109,5	2
67970	0	75303	1164647	1307920	109,0	3
67970	0	73041	1164647	1305657	108,8	4
67970	0	65584	1164647	1298200	108,2	5
96359	22313	79004	1164647	1362323	113,5	6
96359	22313	116933	1164647	1400252	116,7	7
96359	22313	162818	1164647	1446137	120,5	8
96359	47602	208518	1164647	1517125	126,4	9
96359	47602	251383	1164647	1559990	130,0	10
96359	47602	283376	1164647	1591983	132,7	11
96359	47602	306857	1164647	1615464	134,6	12
96359	47602	326669	1164647	1635276	136,3	13
96359	49585	334301	1164647	1644891	137,1	14
96359	32726	340785	1164647	1634516	136,2	15
96359	32726	329164	1164647	1622895	135,2	16
96359	7438	304107	1164647	1572550	131,0	17
96359	1983	264862	1164647	1527851	127,3	18
67970	1983	211734	1164647	1446334	120,5	19
67970	1983	165062	1164647	1399662	116,6	20
67970	1983	140131	1164647	1374731	114,6	21
67970	1983	123948	1164647	1358548	113,2	22
67970	0	110878	1164647	1343494	112,0	23
67970	0	100920	1164647	1333536	111,1	24

El tener la carga térmica por horas permite el diseño de un perfil de carga, el cual se muestra en el Gráfico 1.

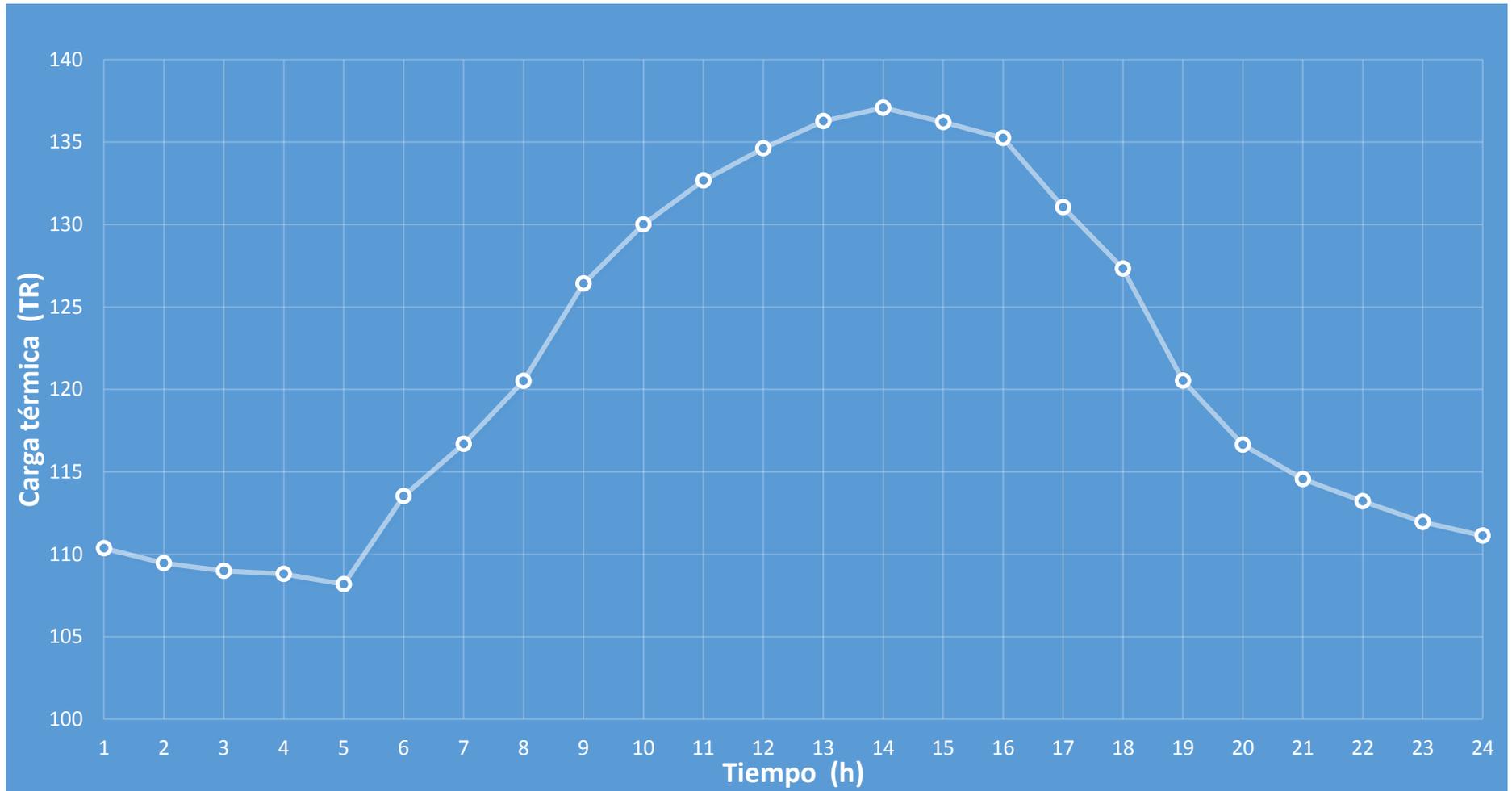


Gráfico 1. Perfil de carga térmica para un día laboral en Teradyne Costa Rica

7.1 Verificación de carga térmica

Para verificar los cálculos anteriores se realiza un estudio del funcionamiento actual de las unidades terminales; esto para determinar si la carga térmica obtenida por conducción, equipos, iluminación y personas coincide con la que estas unidades actualmente satisfacen.

Al tener un sistema en funcionamiento continuo donde no existe alternativa de un paro que permita la medición del caudal, ni un caudalímetro ultrasónico, se procede a calcularlo de manera teórica:

1. Se mide la humedad relativa y la temperatura del aire tanto a la entrada como a la salida de cada unidad.
2. Se mide la temperatura sobre la tubería de agua a la entrada y salida de cada unidad, desde luego que esta no es la temperatura real del agua pero para el cálculo, lo que interesa es la diferencia.
3. Se determina la carga por calor sensible y latente que maneja cada unidad, utilizando las siguientes ecuaciones:

$$Q_s = 1,1 * CFM * \Delta T$$

$$Q_l = 0,68 * CFM * (W'_2 - W'_1)$$

$\Delta T =$ diferencia de temperatura aire entrada y salida del evaporado, °F

$Q_s =$ ganancia de calor sensible, Btu/h

$Q_l =$ ganancia de calor latente, $\frac{Btu}{h}$

$W'_1, W'_2 =$ relación de humedad estado 1 y estado 2

Para la determinación del calor latente se debe utilizar la carta psicrométrica (Figura 41), y con los datos de temperatura y humedad relativa se obtiene el valor de W'_1 y W'_2 , para afinar estos datos se utilizó el *software* HDPsyChart de Carrier.

4. Se suma la carga sensible y latente para obtener la capacidad necesaria del *chiller*.
5. Se calcula el caudal necesario para satisfacer las necesidades de las manejadoras y de los sistemas Ultraflex, los cuales se consideran al 50% de carga, después se suman para obtener el total requerido por el *chiller*, y por las bombas del primario.

$$Q = \frac{q}{500 * \Delta T}$$

$q =$ caudal necesario, GPM

$Q =$ ganancia calor total, BTU/h

$\Delta T =$ diferencia entre la temperatura de entrada y salida de agua, °F

En la Tabla 8 se muestra el caudal que circula por cada unidad en un momento de funcionamiento continuo y además el *chiller* que se necesitaría para cubrir esa demanda. Esta tabla muestra, además, que el sistema de enfriamiento actual se encuentra en desequilibrio hidráulico porque a pesar de que las manejadoras 1 y hasta la 6 son la misma, muestran diferencias de caudal de más de un 15% del límite admitido por la mayoría de reglamentaciones para el ahorro.

Equipo	Agua				Aire											
	Te (°F)	Ts (°F)	ΔT (°F)	Flujo aire (CFM)	Te (°F)	HRe (%)	Ts (°F)	HRs (%)	ΔT (°F)	We	Ws	Qs (BTU/h)	QI (BTU/h)	Q (BTU/h)	q (GPM)	q (m ³ /s)
F1	50,0	60,0	10,0	12000	77,0	47	68,5	47	8,5	65,2	48,8	112200	133824	246024	49,20	3,10E-03
F2	51,0	59,0	10,0	12000	76,1	47	68,0	47	8,1	63,3	47,9	106920	125664	232584	46,52	2,93E-03
F3	53,0	62,0	9,0	12000	74,7	48	68,0	47	6,7	60,4	49,0	88440	93024	181464	40,33	2,54E-03
F4	52,9	62,0	9,1	12000	75,0	47	68,0	47	7,0	61,0	47,9	92400	106896	199296	43,80	2,76E-03
F5	53,0	59,0	6,0	12000	76,0	47	69,0	47	7,0	63,1	56,8	92400	51106	143506	47,84	3,02E-03
F6	54,0	61,0	7,0	12000	77,0	47	68,0	47	9,0	65,2	47,9	118800	141168	259968	74,28	4,69E-03
FA	51,0	59,0	8,0	940	76,1	47	68,0	47	8,1	63,1	47,9	8375	9716	18091	4,52	2,85E-04
FB	52,0	60,0	8,0	1400	76,0	47	72,0	47	4,0	76,1	66,9	6160	8758	14918	3,73	2,35E-04
FC	53,2	61,0	7,8	940	75,2	50	70,0	50	5,2	65,4	54,7	5377	6839	12216	3,15	1,99E-04
FD	54,0	62,0	8,0	940	75,2	50	69,5	50	5,7	65,4	53,8	5894	7415	13309	3,33	2,10E-04
FE	53,0	61,5	8,5	1400	76,0	50	73,0	50	3,0	67,2	60,6	4558	6283	10842	2,55	1,61E-04
FF	52,6	61,0	8,4	940	76,5	50	71,0	50	5,5	68,5	56,6	5687	7606	13293	3,17	2,00E-04
FG	54,0	60,3	6,3	1390	76,3	50	72	50	4,3	67,8	58,6	6575	8696	15271	4,85	3,06E-04
FH	53,5	60,1	6,6	1400	76,4	50	71,5	50	4,9	68,1	57,6	7546	9996	17542	5,32	3,35E-04
Chiller requerido														<u>141 TR</u>	<u>375,32</u>	<u>2,37E-02</u>

Tabla 8. Determinación del *chiller* requerido en las condiciones actuales

Para el cálculo del caudal y la capacidad de enfriamiento que se necesitaría para satisfacer actualmente las necesidades de climatización en Teradyne se consideraron las unidades terminales que se muestran en la Tabla 9, los equipos F1-F6 de la tabla 8 corresponden a manejadoras Carrier, mientras que las denominadas FA-FH son Multiaqua.

Tabla 9. Características de unidades terminales

	Fabricante	Cantidad	Modelo	Capacidad (TR)	Capacidad (Btu/h)	Entrada (in)	Salida (in)	Flujo Nominal (CFM)	Caída de presión (ft H ₂ O)
Equipo	Carrier	6	40RMS034-501YC	30	360000	2	2	12000	19,07
	Multiaqua	1	MCCW-16	4	48000	¾	¾	1390	4,7
		4	MCCW-12	3	36400	¾	¾	940	3
		3	MCCW-20	5	55500	1	1	1400	9,4

La caída de presión de las manejadoras Multiaqua se obtuvo extrapolando los datos del catálogo de las Figuras 35 y 36 con la corrección por temperatura y caudal aproximado, ya que el valor nominal de la Tabla 34 resultaba excesivo y no correspondía con la realidad.

7.2 Situación actual del *chiller*

El *chiller* Carrier en la condición de máxima demanda opera con 2 de los 3 compresores, como se muestra en la Tabla 10.

Tabla 10. Potencia consumo compresores del *chiller* Carrier

Circuito	Compresor	Potencia nominal (kW)	Operación típica
A	1	90	Sí
	2	56	No
B	3	75	Sí

Para determinar la capacidad a la que opera el *chiller* Carrier, se consulta a las opciones que muestra su panel de control, donde se muestra que opera al 68% en la hora de demanda máxima, lo que concuerda con los datos obtenidos de la carga térmica, y que se comparan a continuación:

Tabla 11. Carga de refrigeración necesaria

Chiller	Capacidad Nominal (TR)	Carga máxima según <i>chiller</i> (TR)	Carga máxima según perfil de carga (TR)	Carga refrigeración necesaria (TR)¹
Carrier	194	131	110,6	141

En la Tabla 11 se compara la capacidad nominal del *chiller* Carrier con el valor que reporta el mismo equipo, el dato máximo del perfil de carga (se debe recordar que al perfil de carga se le restan las 26,5 TR de los sistemas que enfría la unidad York) y la carga de refrigeración necesaria para que esta unidad enfriadora se encargue de satisfacer las necesidades totales de enfriamiento de Teradyne.

En la Tabla 11 se comprueba el cálculo de carga térmica tanto del perfil de carga térmica como el valor obtenido de la determinación de caudales en las manejadoras, y el valor

¹ Incluye sistemas enfriados por *chiller* York.

que muestra el panel de control del *chiller* Carrier, estos valores deben ser similares, ya que se está analizando la misma carga, se sabe que el método CLTD/CLF/SCL tiene un error de menos del 20% por encima y 10% abajo del valor obtenido [16].

7.3 Dimensionamiento del tanque de almacenamiento de agua helada

Ya comprobado que el perfil de carga térmica se aproxima a la realidad, se procede a dimensionar el tanque de agua helada que se necesitaría para abastecer el edificio en horas definidas como pico eléctrico.

En Teradyne se cobra la factura de media tensión de la CNFL (Compañía Nacional de Fuerza y Luz), que utiliza los siguientes criterios de cobro:

- Periodo punta: Es el comprendido entre las 10:01-12:30, y 17:31-20:00.
- Periodo valle: Es el comprendido entre las 6:01-10:00 y 12:31-17:30.
- Periodo nocturno: Es el comprendido entre las 20:01-6:00.

En cada uno de los periodos se facturará la máxima medición de potencia registrada durante el mes en un periodo de 15 minutos.

Tabla 12. Tarifas media tensión para el mes de abril de 2015

Cargo por Potencia (colones)		
Período Punta	Por cada kW	9451
Período Valle	Por cada kW	6725
Período Nocturno	Por cada kW	4269
Cargo por energía (colones)		
Período Punta	Por cada kWh	54
Período Valle	Por cada kWh	27
Período nocturno	Por cada kWh	19

Del criterio anterior actualmente interesa el número de horas en periodo pico que es de 5 horas, por lo que el depósito de agua helada debe abastecer durante este periodo y preferiblemente sin necesidad de otro *chiller*, para así reducir notablemente el cobro por potencia.

Para determinar el volumen se estudió la metodología empleada por el Dr. Mohamed Sebzali, de donde se extrae la siguiente ecuación [17, p.117]:

$$V = \frac{3600SC}{\delta Cp(T_i - T_o)\rho}$$

$SC = \text{área bajo la curva del perfil de carga térmica, } kW_t h$

$\rho = \text{factor de mérito}$

$V = \text{volumen de almacenamiento, } m^3$

$\delta = \text{densidad del agua, } kg/m^3$

$Cp = \text{calor específico del agua, } kJ/kgK$

$T_i = \text{temperatura a la entrada del tanque, } ^\circ C$

$T_o = \text{temperatura a la salida del tanque, } ^\circ C$

Utilizando las siguientes constantes:

$$\delta = 999,96 \left[\frac{kg}{m^3} \right]$$

$$Cp = 4,198 [kJ/kgK]$$

$\rho = 0,9$, valor considerando difusores bien diseñados

Para determinar el área bajo la curva se utiliza el método de sumas de Riemann, esta metodología consiste en sumar rectángulos en el área bajo la curva que se desea analizar, en este caso el perfil de carga de carga térmica, como interesa utilizar el tanque para hora pico, se debe analizar de 10:00-12:30 y de 17:30-20:00, por lo tanto el resultado es el siguiente:

$$SC = \frac{\sum \left(\frac{1559990 + 2 * 1591983 + 2 * 1615464 + 1635276 + 1572550 + 2 * 1527851 + 1446334}{2} \right) * 1}{3412,142}$$

$$SC = 2715,4 \text{ kW}_t\text{h}$$

Se considera una temperatura de salida a 6 °C y entrada a 12 °C, para evitar el síndrome de delta T, y no enfriar demasiado el recinto.

$$V = \frac{3600 * 2715,4}{4,198 * 999,96 * (12 - 6) * 0,9} = 431,24 \text{ m}^3$$

Al obtener este volumen se descarta la alternativa de almacenar agua helada porque se necesitaría un depósito demasiado grande que haría incurrir en una inversión elevada y dificultad para obtener permisos de instalación, esto por estar ubicado en una zona franca. Además se debe considerar el periodo en el que se tiene que llenar el tanque que es el mismo que tarda en descargar, este proceso implicaría aumentos en el consumo, que actualmente no se tienen.

Un indicador importante de que no es una alternativa tan factible es el comportamiento del perfil de carga térmica, que es bastante constante en hora pico y valle, en otras palabras no existe un alza tan considerable en horas pico, por lo tanto el ahorro no se vería reflejado y el periodo de recuperación sería demasiado extenso para que el proyecto tenga un sentido financiero.

Para probar esta hipótesis se estudió la tesis del Lic. Mario Espín Pérez [6, p. 256], donde incluso un comportamiento más favorable del perfil de carga térmica en comparación al de Teradyne y utilizando la misma estrategia de carga y descarga para el tanque, resulta en un proyecto inviable dado el aumento en el consumo, provocado por el periodo de carga del tanque a pesar de la disminución en la demanda.

8. Nueva propuesta

Al entender la inviabilidad de incorporar un tanque de agua helada, se estudian diversas alternativas que representen un ahorro de energía y que además disminuyan la posibilidad de un impacto negativo sobre la continuidad del negocio.

A continuación se describen algunas estrategias para ahorro de energía en *chillers* que funcionan a cargas parciales, como es el caso en análisis.

1. Operación secuencial de *chillers* de diferentes capacidades.
2. Utilización de flujo de agua helada variable.
3. Operación en serie o paralelo.
4. Ajuste de la temperatura de agua de condensación.
5. Ajuste de temperatura de agua helada.

Para decidir qué alternativas son las más viables, se estudia la configuración actual de las tuberías y la manera en que se controla el flujo que ingresa en las manejadoras.

- Conexión actual de las unidades manejadoras:

Manejadoras Multiaqua: Se dispone de 8 manejadoras funcionando con válvulas de 2 vías, que abren y cierran según la necesidad de enfriamiento.

Manejadoras Carrier: Se dispone de 6 manejadoras funcionando con válvulas de tres vías, que controlan el flujo de acuerdo con las necesidades de refrigeración del recinto, donde el flujo que no se utiliza retorna por una de las vías de regreso al *chiller*.

Algunas de las desventajas de utilizar 3 vías son las siguientes [7]:

- Se bombea la misma agua a cualquier hora del día, por lo tanto existe desperdicio, al enfriarse agua helada que no pasa por las manejadoras.
- Las unidades enfriadoras deberán enfriar toda el agua aunque la demanda no lo

exija.

- Ocurre un desgaste de bombas, tuberías, accesorios y equipos por el uso excesivo e innecesario.
- Aumentan los costos de mantenimiento, por el excesivo desgaste en general.

Para comprobar si realmente existe ese retorno de flujo considerado como un desperdicio de energía, se analiza el panel de control del *chiller* Carrier, donde se indica una capacidad actual de 100 TR para un delta T de 4,986 °F. Por lo tanto la cantidad de agua que enfría el *chiller* es la siguiente.

$$q = \frac{100 * 12000}{4,986 * 500} = 481,35 \text{ GPM}$$

Según la Tabla 8 el caudal que actualmente pasa por el serpentín de las manejadoras es de 332,57 GPM, recordando que a los 375 GPM se le deben restar los equipos Ultraflex, que operando al 50% consumen 4,75 GPM cada uno y se asume que en ese momento existen 9 funcionando.

Con estos datos se comprueba que existen 148,78 GPM que se enfrían y no se están aprovechando, además de que contribuye a ocasionar el síndrome de bajo delta T, que explica el ingeniero Julio Londoño en diversos estudios [18].

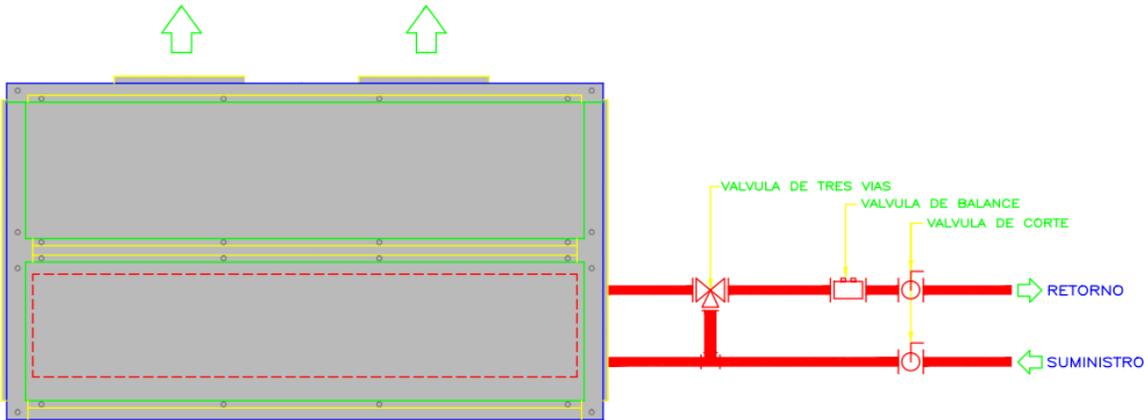


Figura 17. Detalle conexión válvula 3 vías

Por estas razones se decide el cambio a 2 vías, pero para que la operación de estas válvulas se complemente de la mejor manera se debe tener un control de flujo en todo el sistema, por lo tanto el bombeo constante que actualmente se utiliza, tiene que modificarse.

En el marco teórico se pudo constatar las enormes ventajas que representa el sistema primario variable sobre el primario constante-secundario variable, pero se advirtió que existen 2 problemas: El inicio de otro *chiller* y el control de la válvula de *bypass*.

Para el control de la válvula de *bypass* se debe considerar un detalle particular para el caso en análisis, que es la diferencia de flujo mínimo y diámetro de entrada y salida de los *chillers*; los detalles se muestran en la Tabla 13.

Tabla 13. Características de los *chillers*

<i>Chiller</i>	Capacidad (TR)	Flujo mínimo (GPM)	Flujo nominal (GPM)	Flujo máximo (GPM)	Diámetro entrada (in)	Diámetro salida (in)	Años de uso
Carrier	200	230	461	-	6	6	12
York	50	60	-	325	6	6	8

En lo que respecta al arranque de las enfriadoras, cuando solo está operando el *chiller* Carrier, se necesita mínimo 230 GPM para evitar que el sensor de flujo que incorpora el equipo lo saque de servicio, pero como margen de seguridad se decide asegurar 5% más de caudal, por lo tanto a partir de 241,5 GPM se abre la válvula del *bypass*.

Se consultó al ingeniero Max Paniagua, encargado de ventas en Clima Ideal, representante de Carrier en Costa Rica, sobre la vida útil de un *chiller* de esta marca y se estima en 15 años, aunque dependerá del mantenimiento que se le realice.

En la empresa existe un interés sobre la posibilidad de un respaldo real del *chiller* Carrier ya que si existiera un fallo en alguno de los circuitos que inhabilite algún compresor se podría comprometer la continuidad del negocio y además, dado el tiempo de uso, no representa una seguridad real, como lo sería un *chiller* nuevo, que implica mayores avances tecnológicos como variadores de frecuencia en los compresores y mejora del EER a diversas cargas.

Por estas razones se decide estudiar los ahorros que pueden representar el cambio a un sistema de caudal variable con válvulas de 2 vías para todas las manejadoras, y cambiando el *chiller* York por uno nuevo, con la capacidad suficiente para abastecer la totalidad de los requisitos de enfriamiento.

Se utilizarán 2 bombas de idénticas características, que emplearán un variador de frecuencia, controlado por un sensor diferencial de presión ubicado en la manejadora más crítica. En cuanto a los *chillers*, la operación será la siguiente, el nuevo se encargará de toda la carga de enfriamiento, mientras que el Carrier se utilizara periódicamente para no perjudicar su funcionamiento y además asegurar que se encuentre funcional cuando se presente una emergencia con la enfriadora principal.

La metodología para desarrollar esta propuesta es la siguiente:

- Presentación de esquema de sistema primario a caudal variable.
- Determinación caudales y caída de presión en *fancoils*.
- Selección de las válvulas de control de las manejadoras.
- Determinación de la ruta crítica.
- Selección de bomba y variador de frecuencia.
- Selección de sensores.
- Selección de válvula de control del *bypass*.
- Diseño de la configuración de tubería.
- Análisis financiero

8.1 Presentación de esquema de sistema primario a caudal variable

En la Figura 16 se muestra el esquema en el cual se basará el diseño que se propone. Se se aclara que no aparecen todas las unidades manejadoras porque lo que se desea es hacer referencia en la importancia de ubicar el sensor diferencial de presión en aquella unidad que sea la más crítica del sistema. Por otra parte tampoco se muestran todos los sistemas Ultraflex, porque lo que se desea es representar cómo se encuentran dispuestos, y que tienen 2 válvulas mariposa para aislar todo el ramal y no los equipos de manera individual, y que se incluirá una válvula de balanceo para estos equipos. El sensor diferencial para el control de la válvula del *bypass* se ubicará entre el conjunto de *chillers*.

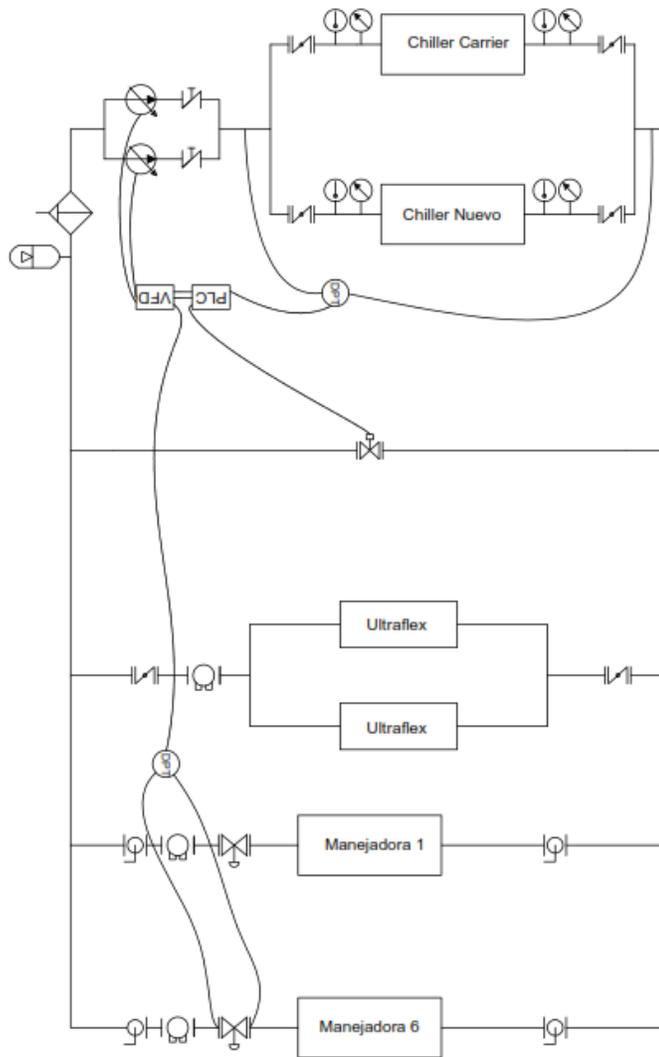


Figura 18. Esquema de propuesta para sistema a caudal variable

8.2 Determinación de caudales y caída de presión en fancoils

Con los datos de la tabla 8 se pudo comprobar que actualmente existe un desequilibrio hidráulico provocado por un nulo control de las válvulas de balanceo, que provoca diferencias de caudal entre manejadoras, que en teoría deberían de tener el mismo caudal ya que están configurados al mismo *setpoint* y son equipos idénticos, por lo tanto el valor debería ser el mismo o al menos no variar más del 15%.

Dada esta circunstancia se decide elegir un caudal promedio entre los valores

obtenidos, y diseñar a partir de este, para que así se cumpla con los requerimientos actuales y no exista sobredimensionamiento que dificulte el control del fluido. Para elegir un caudal de diseño en las manejadoras se calcula un promedio:

$$\frac{49,2 + 58,15 + 40,33 + 43,8 + 47,84 + 74,285}{6} = 52,27 \text{ GPM}$$

El caudal de diseño se decide en 53 GPM y la caída de presión se estima en 57 kPa según datos de una manejadora Intensity de 25 TR, ya que en el caso analizado a pesar de ser unidades de 30 TR, no se utilizarán a la capacidad nominal en ningún caso, esto por los requisitos actuales de enfriamiento, se aclara que se utilizaron datos de la marca Intensity, ya que no se pudo obtener la caída de presión para las manejadoras Carrier, a pesar de contactar con el fabricante.

Ahora se realiza el mismo procedimiento para las unidades Multiaqua, donde la caída de presión se obtuvo de la Figura 34 extraída del manual del equipo. A continuación se muestra una tabla resumen con el caudal, la caída de presión y las capacidades nominales y a las que operan las manejadoras, donde las manejadoras F1-F6 son Carrier y FA-FH Multiaqua.

Tabla 14. Caída de presión y caudal para las manejadoras

Manejadora	Modelo	Caída de presión (ft agua)	Caudal diseño GPM)	Caudal teórico (GPM)	Caudal calculado (GPM)	Capacidad nominal (BTU/h)	Capacidad calculada (BTU/h)
F1	40RMS034-501YC	19	53	-	49,2	360000	246024
F2		19	53	-	58,2	360000	232584
F3		19	53	-	40,3	360000	181464
F4		19	53	-	43,8	360000	199296
F5		19	53	-	47,8	360000	143506

F6		19	53	-	74,3	360000	259968
FA	MCCW-12	3	4,52	7,2	4,52	36400	18091
FB	MCCW-20	9,4	3,73	12	3,73	55500	14918
FC	MCCW-12	3	3,15	7,2	3,15	36400	12216
FD	MCCW-12	3	3,33	7,2	3,33	36400	13309
FE	MCCW-20	9,4	2,55	12	2,55	55500	10842
FF	MCCW-12	3	3,17	7,2	3,17	36400	13293
FG	MCCW-16	4,7	4,85	9,6	4,85	45100	15271
FH	MCCW-20	9,4	5,32	12	5,32	55500	17542

8.3 Selección de válvulas de control

8.3.1 Selección válvulas de 2 vías

Para la selección de las válvulas de control de 2 vías de las manejadoras Carrier, se procede a sumar la caída de presión de los tramos de tubería y las válvulas de corte que aíslan la manejadora 6.

A continuación se muestra la conexión a las manejadoras con las válvulas necesarias.

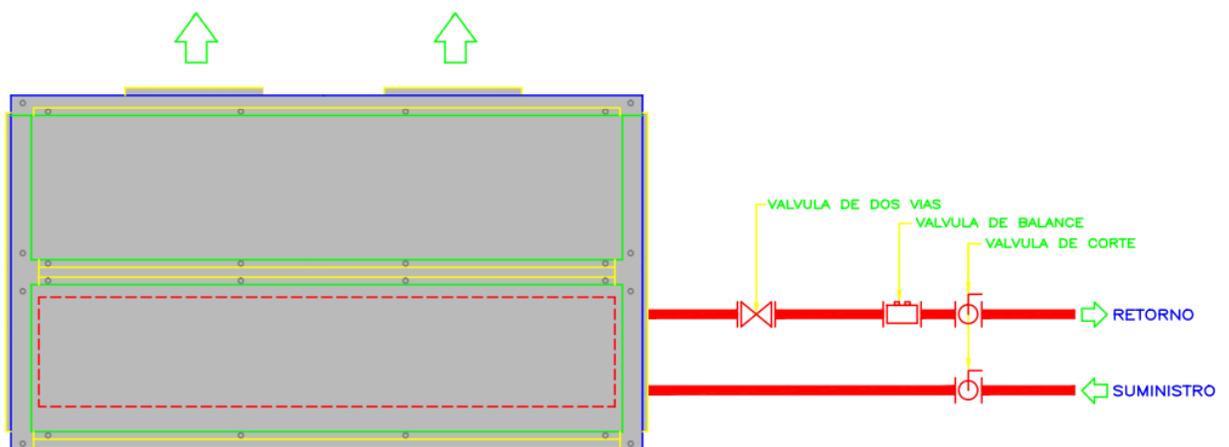


Figura 19. Detalle de conexión manejadora Carrier

Para determinar la válvula de control necesaria se debe dimensionar para una caída de presión mínima, que es a la cual se va a lograr el caudal de diseño.

Además se debe determinar la autoridad de la válvula, porque esta indica el grado de distorsión al que se somete por ejemplo al cerrarse en gran medida, aumenta la presión y esto ocasiona que pase más caudal que el que realmente se requiere para ese grado de apertura si la presión diferencial mínima hubiera permanecido inalterada.

$$\beta = \frac{\Delta P_{min}}{\Delta P_{max}}$$

Donde se recomienda diseñar para valores de $\beta > 0,5$, porque casi no se percibe la problemática expuesta.

A continuación se muestra una tabla con las caídas de presión según la longitud de tubería, válvulas y accesorios del ramal correspondiente a la manejadora 6.

Tabla 15. Caída de presión ramal manejadora #6

Tipo de tramo	Caída de presión (ft)
Recto 2m $\phi = 2''$	4,12
Válvulas de cierre	0,4
9. <i>Fan coil</i>	19,07
Válvula de balanceo	1
Total	24,59

Por lo tanto, la autoridad de la válvula es la siguiente:

$$\beta = \frac{V1}{24,59 + V1}$$

V1: válvula de control

Ahora se despeja $V1$ para $\beta = 0,5$; obteniéndose $V1 = 24,59 \text{ ft} = 0,73 \text{ bar}$ y se utilizan estos valores para determinar el K_v necesario para seleccionar la válvula.

El caudal de diseño es de $q=53 \text{ GPM}=12 \text{ m}^3/\text{h}$, y según la siguiente ecuación:

$$K_{vs} = \frac{q}{\sqrt{\Delta_p}}$$

$$q = \text{caudal diseño manejadora, } \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$$

$\Delta_p = \text{caída de presión válvula de control, bar}$

$K_{vs} = \text{coeficiente de caudal en válvula totalmente abierta}$

$$K_{vs} = \frac{12}{\sqrt{0,73}} = 14$$

No se encuentra una válvula con este Kvs, por lo tanto se selecciona el más cercano que es 16, con un diámetro de 32 mm, marca Johnson Controls, modelo VG1205DP con el actuador M9108-GGA-5. La caída de presión con esta válvula se debe recalcular.

$$\Delta P = \left(\frac{12}{16}\right)^2 * 101325 = 57 \text{ kPa}$$

Al reducirse el diámetro existe una caída de presión adicional, que se corrige con la siguiente ecuación:

$$F_p = 1 - 0,14 * \left(1 - \frac{d}{D}\right) * \left(\frac{116 * K_{vs,teorico}}{d^2} - 1\right)$$

$$F_p = 1 - 0,14 * \left(1 - \frac{32}{50}\right) * \left(\frac{14,34 * 116}{32^2} - 1\right) = 0,968$$

$$\Delta P_{\text{min,real}} = \left(\frac{12}{0,968 * 16}\right)^2 * 101325 = 60,8 \text{ kPa}$$

$$\beta = \frac{60,8}{70,4 + 60,8} = 0,463$$

Y por lo tanto la presión diferencial máxima a la que se someterá la válvula cuando se encuentre cerrada será:

$$\Delta P_{m\acute{a}x,real} = 131,32 \text{ kPa}$$

9.1 Determinación de la ruta crítica

Para la determinación de la ruta crítica se inspecciona la tubería y se analizan los tramos que aparentan tener una mayor caída de presión y posteriormente se realiza un estudio para tuberías, accesorios, equipos, válvulas y unidades terminales como se verá a continuación. Se debe saber que se tiene un sistema cerrado, por lo tanto no se considera la caída por diferencia de altura, tal y como lo indica el ilustre ingeniero Edward Pita [1, p. 220].

Al revisar la tubería se asume que la ruta crítica podría ser la que va desde la bomba hasta la unidad terminal ubicada en el comedor ya que tiene y además la mayor longitud de tubería lo que repercute en la caída de presión que debe vencer la bomba, para satisfacer las necesidades de caudal mínimo que requiere cada unidad terminal. La otra probable ruta crítica es la que va hasta la manejadora 6, pues se tiene una considerable longitud de tubería y una caída de presión bastante alta de la unidad de aire acondicionado.

Para determinar las longitudes de tubería y la ubicación de los equipos se realizó un diagrama isométrico ya que esta representación permite visualizar de una mejor manera la ubicación de las partes más relevantes y poder visualizar la ruta crítica. La ruta crítica se muestra en la figura 52, donde la misma se resalta con letras y una línea de espesor mayor, se elimina todo tipo de válvulas y accesorios que impedirían una mejor visualización.

9.1.1 Cálculo de caída de presión

Para el cálculo de la caída de presión en tuberías se decide utilizar el método de Hazen-Williams, ya que representa una gran facilidad de cálculo, además de que es aplicable únicamente para agua y a temperaturas de 5°C-25°C, lo cual es válido en este caso. A continuación se muestra la fórmula:

$$h_f = 0,002083 * L * \left(\frac{100}{C}\right)^{1,85} * (GPM^{1,85} / d^{4,8655})$$

h_f : pérdida de carga (ft)

GPM: galones por minuto (US)

C: Coeficiente de fricción, C = 150

L: Longitud de tubería (ft)

d: Diámetro interno (in)

Para la alimentación del ramal de las 2 manejadoras del comedor (FC y FD) se utiliza una válvula de corte y otra de balance, donde se considera una válvula de corte V1 con Cv=64 para 2".

Tabla 16. Ruta hacia manejadora FD

Sección	Caudal (GPM)	Caudal (ft ³ /s)	Diámetro interno (in)	Diámetro (in)	Cv (GPM/psi)	Longitud (m)	Longitud (ft)	Velocidad (ft/s)	C	Caída de presión (ft agua)
FD	3,33		1,20	1						4,7
V1	3,33		1,20	2	64					0,01
k,j	3,33	0,01	1,20	1		4,5	14,7	0,9	150	0,05
f,k	6,5	0,01	2,17	2		5,5	18,1	0,6	150	0,01
e,f	67,7	0,15	4,13	4		8,0	26,2	1,6	150	0,06
d,e	120,7	0,27	4,13	4		8,0	26,2	2,9	150	0,18
c,d	189,6	0,42	6,08	6		8,0	26,2	2,1	150	0,06
b,c	242,6	0,54	6,08	6		7,0	23,0	2,7	150	0,09
a,b	391,4	0,87	6,08	6		15,2	50,0	3,9	150	0,38
13,12	3,33	0,01	1,20	1		4,5	14,7	0,9	150	0,06
8,13	6,5	0,01	2,17	2		5,5	18,1	0,6	150	0,01
7,8	67,7	0,15	4,13	4		8,0	26,2	1,6	150	0,06
6,7	120,7	0,27	4,13	4		8,0	26,2	2,9	150	0,18
5,6	189,6	0,42	6,08	6		8,0	26,2	2,1	150	0,06
4,5	242,6	0,54	6,08	6		7,0	23,0	2,7	150	0,09
4,3	391,4	0,87	6,08	6		13,2	43,4	4,3	150	0,47
Chiller Carrier										13,5
Separador de aire										0,3
Válvula de balanceo										1
Válvulas corte chiller										1,52
Válvula de control										4,5
Válvula triple duty										1,5
									Caída de presión	28,8

Tabla 17. Ruta hacia manejadora 6

Sección	Caudal (GPM)	Caudal (ft ³ /s)	Diámetro interno (in)	Diámetro (in)	Longitud (m)	Longitud (ft)	Velocidad (ft/s)	Caída de presión (ft agua)
F6	53,00	0,12	2,17	2				19,07
F6,G	53,00	0,12	2,17	2	4,5	1,0	4,6	0,04
g,f	61,3	0,14	2,17	2	5,5	4,0	5,3	0,18
e,f	67,7	0,15	4,13	4	8,0	26,2	1,6	0,06
d,e	120,7	0,27	4,13	4	8,0	26,2	2,9	0,18
c,d	189,6	0,42	6,08	6	8,0	26,2	2,1	0,06
b,c	242,6	0,54	6,08	6	7,0	23,0	2,7	0,09
a,b	391,4	0,87	6,08	6	15,2	50,0	3,9	0,38
F6,G	63,2	0,14	2,17	2	4,5	1,0	5,5	0,05
8,9	199,7	0,44	2,17	2	5,5	4,0	17,3	1,64
7,8	67,7	0,15	4,13	4	8,0	26,2	1,6	0,06
6,7	120,7	0,27	4,13	4	8,0	26,2	2,9	0,18
5,6	189,6	0,42	6,08	6	8,0	26,2	2,1	0,06
4,5	242,6	0,54	6,08	6	7,0	23,0	2,7	0,09
3,4	391,4	0,87	6,08	6	15,2	50,0	3,9	0,38
Chiller Carrier								13,5
Separador de aire								0,3
Válvula de control								20
Válvula de balanceo								1
Válvulas corte <i>chiller</i>								1,52
Válvula triple duty								1,5
							Caída de presión	60

9.1.2 Verificación de válvulas de balanceo

Para verificar las válvulas de balanceo que actualmente se utilizan en las manejadoras 1-6, se revisa el caudal de diseño de las manejadoras que es de 53 GPM y el Cv correspondiente de la válvula para saber si corresponde con el necesario.

La válvula utilizada en las manejadoras es el modelo CB-1 ½, la Figura 20 que se muestra corresponde a la curva de la válvula, donde se puede notar que no permite un balanceo ya que está muy por debajo de las especificaciones requeridas. Para los requerimientos actuales se recomienda sustituir estas válvulas por el modelo CB-2.

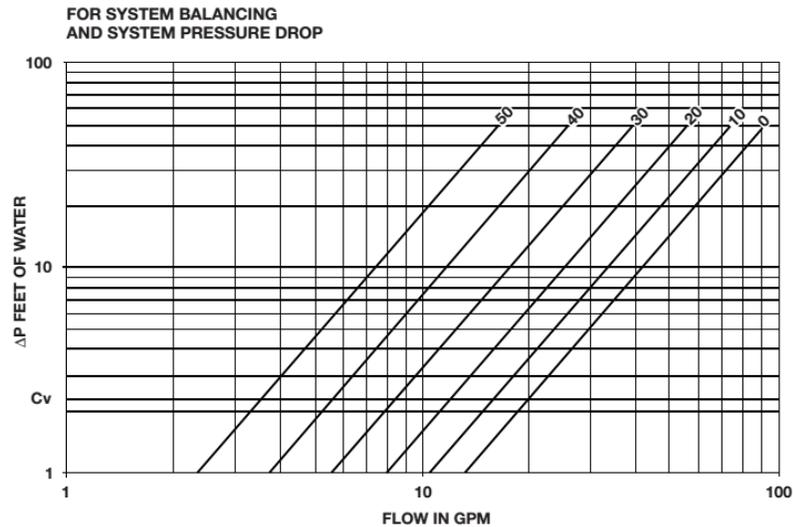


Figura 20. Curva característica de válvula de balanceo Bell and CB-1 ½ [19]

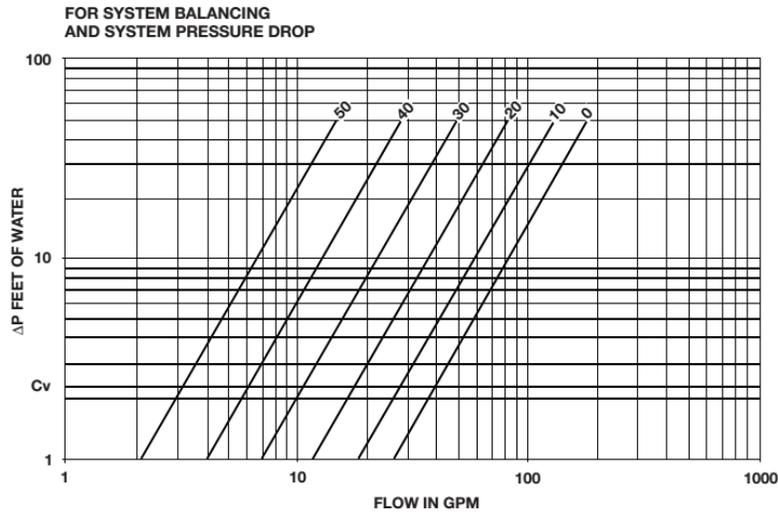


Figura 21. Curva característica de válvula de balanceo Bell and Gosset CB-2 [19, p. 12]

Aparte de estas válvulas se propone la incorporación de 2 válvulas de balanceo, una en el retorno del ramal YZ, en el cual se tiene un caudal de diseño de 20 gpm y un diámetro de tubería de 3 in, por lo que se recomienda utilizar el modelo CB-1 ½, en la Figura 22 se muestra el detalle del ramal con la ubicación de la válvula (V3).

El otro ramal (AA-BB) es el que actualmente suministra el *chiller* York y que de igual manera se colocará a la salida de los sistemas donde el caudal nominal es de 28,5 gpm, por lo tanto se elige la válvula CB-2 detallada como V4, como se muestra en la Figura 23.

En ambas Figuras se exageran las dimensiones de las válvulas a modo de detallar de una mejor manera su ubicación.

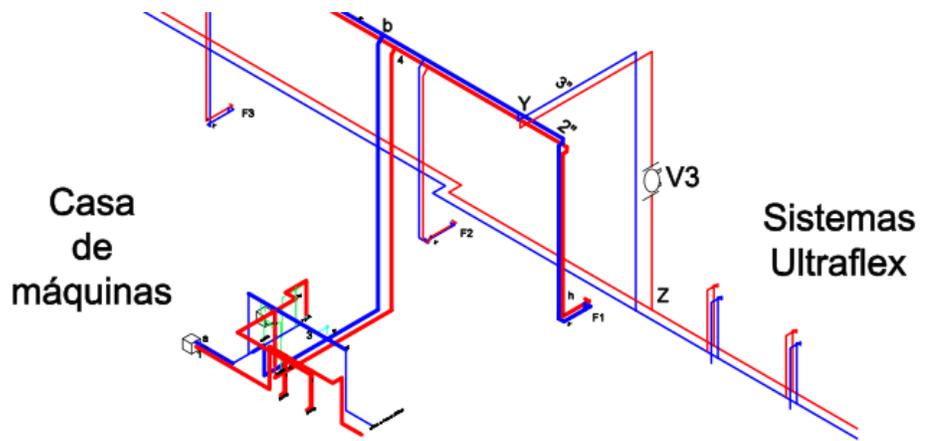


Figura 22. Detalle de ramal YZ

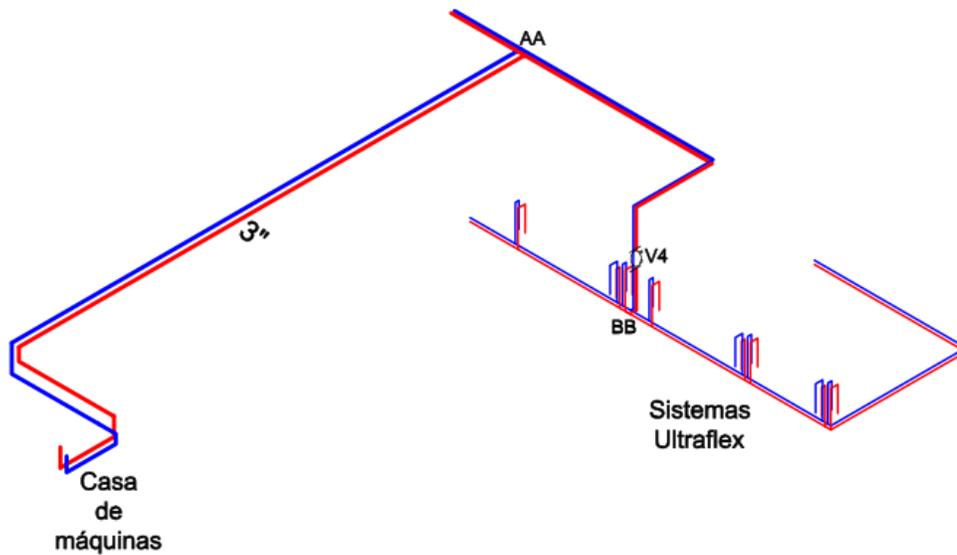


Figura 23. Detalle ramal AA-BB

9.1.3 Selección de separador de aire

Se realizará la selección del separador de aire necesario para el nuevo *chiller*, considerando que ahora al utilizar flujo variable se deben considerar algunas

recomendaciones realizadas por el fabricante Armstrong:

1. Al utilizar un separador de aire estilo vortex/tangencial, se requiere de un mínimo de velocidad para crear un vórtice que permita a las burbujas migrar hacia la parte superior del depósito, por lo tanto no es recomendable para un sistema que funcione a caudal variable.
2. Para sistema a caudal variable se recomienda utilizar el separador estilo *coalescing* ya que no se afecta en periodos de baja velocidad del fluido.

Por estas razones se decide seleccionar un nuevo separador de aire modelo CRS-6F *Bell and Gosset* este es del tipo *coalescing*, con un flujo recomendado de 380 GPM y con una caída de presión de 0,3 ft.



Figura 24. Separador de aire CRS-6 F [21]

9.1.4 Selección depósito de expansión

Para el diseño del depósito de expansión la ASHRAE Journal realiza algunas recomendaciones [21]:

- Asumir una presión mínima P_{min} de 4 psig para sistemas de enfriamiento.
- Localizar el punto más elevado (LPP) en el sistema hasta la succión de la bomba y calcular ΔP_s .
- Asumir la caída de presión desde el tanque al LPP $\Delta P_f = 0$, porque el tanque se encuentra aguas abajo de este punto.
- Determinar la presión de precarga. $P_i = P_{min} + \Delta P_{s,LPP \rightarrow tanque} + \Delta P_{f,tanque \rightarrow LPP}$.
- Determinar la presión máxima, asumir valor de 125 psig o más alto.
- Calcular caída de presión desde la descarga de la bomba CPP a la válvula de alivio PRV , localizada en la succión, este valor es el equivalente a la *pump head* de la bomba. $\Delta P_{f, CPP \rightarrow PRV}$.
- Asumir la $\Delta P_{s, CPP \rightarrow PRV} = 0$, ya que están a la misma elevación.
- Calcular la presión en la válvula de alivio de la bomba.

$$P_{rv} = P_{ma} - \Delta P_{f, CPP \rightarrow PRV} + \Delta P_{s, CPP \rightarrow PRV}$$
- Determinar $\Delta P_{s, PRV \rightarrow tanque}$ y $\Delta P_{f, PRV \rightarrow tanque}$, se asumen 0 porque la bomba y el tanque están a la misma altura, por lo tanto $P_{rv} = P_{máx}$.

Se diseña para un volumen total en el sistema de 400 galones y con la presión de la bomba de 60 ft=26 psi y un LPP=9 metros.

$$P_i = 4 + 12,8 + 0 = 16,8 \text{ psi}$$

$$P_{rv} = 125 + 0 - 26 = 99 \text{ psi}$$

Ahora se debe calcular el volumen aceptable y el total para el depósito de expansión, utilizando las siguientes ecuaciones:

$$V_a > V_e$$

$$\geq V_s \left[\frac{v_h}{v_c} - 1 \right]; \text{ se asumen temperaturas de } 4 \text{ }^\circ\text{C y } 20 \text{ }^\circ\text{C.}$$

°F	40	60	80	100	120	140	160	180	200	220	240	260	280	300
ft ³ /lb _m	0.01602	0.01604	0.01608	0.01613	0.01620	0.01629	0.01639	0.01651	0.01663	0.01677	0.01692	0.01709	0.01726	0.01745
°C	4	16	27	38	49	60	71	82	93	104	116	127	138	149
cm ³ /g	1.000	1.001	1.004	1.007	1.011	1.017	1.023	1.031	1.038	1.047	1.056	1.067	1.078	1.089

Figura 25. Volumen específico de agua saturada [21, p. 27]

$$\geq 1275 * \left[\frac{0,01605}{0,01602} - 1 \right]$$

$$\geq 2,39 \text{ galones}$$

$$V_t \geq \frac{V_e}{1 - (P_a + P_i)/(P_a + P_{max})}$$

V_s = volumen del sistema

V_t = volumen del tanque

V_a = volumen aceptable del tanque

V_e = incremento en el volumen del agua cuando se expande

desde la temperatura mínima a la máxima

v_h, v_c = volumen específico del agua a la temperatura máxima y mínima

$$\geq \frac{2,39}{1 - \frac{(14,7 + 16,8)}{14,7 + 99}}$$

$\geq 3,3$ galones

Por lo tanto, se debe seleccionar un depósito de más de 3 galones y precargado a una presión de 16,8 psi.

Se debe notar que el volumen del sistema se asumió de 1275 galones y este se estimó utilizando el *software* ESP-PLUS de *Bell and Gosset*, para un *chiller* de 150 TR.

El depósito seleccionado es el modelo PT-12 con un volumen del tanque 4,4 galones y un volumen de aceptación de 3,2 galones, una presión de precarga de 38 psig, y con una presión máxima de operación de 150 psig.



Figura 26. Depósito de expansión *Bell and Gosset* [22, p. 2]

9.1.5 Selección del sensor diferencial de presión para control de bomba

Para el control de la velocidad de la bomba se necesita de un sensor diferencial de presión para medir el diferencial de presión entre la entrada y salida de la válvula de control que se ubicará en la manejadora #6, aquí interesa conocer la presión mínima y

máxima que se tendrá, para de esa manera lograr un control de velocidad que permita un aprovechamiento energético. A continuación se muestran las presiones extremas que se tendrán en la válvula de control, recordando que ya se calcularon para la selección de las válvulas.

$$\Delta P_{m\acute{a}x,real} = 131,3 \text{ kPa} = 19 \text{ psi}$$

$$\Delta P_{m\acute{i}n,real} = 60,8 \text{ kPa} = 8,8 \text{ psi}$$

Estas presiones se dan cuando la válvula se encuentra cerrada o abierta al 100%, ahora, se debe seleccionar un sensor con un rango de medición de hasta 19 psi. El sensor elegido es de la marca Siemens, modelo SITRAN P250, con un rango de medición desde 0-23,2 psi.

9.1.6 Selección de bomba

Para la selección de la bomba se debe conocer 3 datos: Caudal, Pérdida de presión del circuito y el $NPSH_d$. Actualmente se tiene el caudal de diseño de las manejadoras y de los sistemas Ultraflex, solo queda sumarlos como se muestra a continuación:

$$Q_{reqB} = 6 * 53 + 4,5 + 3,7 + 3,2 + 3,3 + 2,6 + 3,2 + 4,9 + 5,3 + 9 * 4,75 = 391 \text{ GPM}$$

$$NPSH_d = \frac{P_s}{\rho g} + \frac{v^2}{2g} + \frac{P_v}{\rho g} = 9 + \frac{(1,61)^2}{2 * 9,8} + 0,12 = 9,25 \text{ mca} = 30 \text{ ft}$$

La presión de vapor se obtuvo a 10 °C, y como es un sistema cerrado la presión atmosférica es igual a cero.

La bomba actualmente instalada tiene las características que se muestran en las Figuras 39 y 40, los datos más relevantes de las bombas que actualmente operan para

el *chiller* Carrier se muestran en la tabla 19.

Como se puede notar en la Figura 39., para 391 GPM y 60 ft el $NPSH_R = 4,5 \text{ ft}$ y por lo tanto $NPSH_D > NPSH_R$, la bomba se encuentra sobredimensionada para las necesidades de caudal.

Tabla 18. Características nominales bombas actuales

<i>Chiller</i>	# bombas	Diámetro succión (in)	Diámetro descarga (in)	Presión límite (psi)	Velocidad (rpm)	Eficiencia %	NPSHr (ft)	Flujo (GPM)	Head (ft)
Carrier	2	5	4	175	1800	84	7,13	685	59,3

9.1.7 Selección del variador de frecuencia

Para la selección del variador de frecuencia se debe considerar alguna información del proceso, y el motor que se pretende controlar, en ese sentido el fabricante WEG realiza algunas recomendaciones [24], propone que se respondan algunas preguntas que a continuación se tabulan.

Tabla 19. Características para selección de variador de frecuencia

Característica	
Tipo de torque	Cuadrático
Rango variación máxima frecuencia	20 Hz
Rango variación de velocidad	550 rpm
Condiciones de red eléctrica	208 V/60 Hz

El rango de velocidad ya se definió entre 1575 rpm y 1200 rpm, pero sabiendo que el nominal es a 1750 rpm. Para estas condiciones se tiene:

$$N = \frac{60 * f}{P}$$

$N = \text{velocidad del motor (rpm)}$

$f = \text{frecuencia de alimentación (hz)}$

$P = \text{pares de polos}$

$$1575 = \frac{60 * f_{max}}{2}$$

$$1200 = \frac{60 * f_{min}}{2}$$

$$f_{max} = 52,5 \text{ Hz}$$

$$f_{min} = 40 \text{ Hz}$$

Estas serán las frecuencias de operación de la bomba centrífuga, se advierte que no es una práctica recomendada disminuir a menos de 1200 rpm la velocidad del motor porque es probable que requiera ventilación forzada.

Se elige el Schneider modelo ATV61HD11M3X, apto para una potencia nominal de 15 hp a 208 V trifásico.

9.1.8 Selección de válvula de *bypass*

Para la selección de la válvula y su sistema de control asociado, se determinan las condiciones bajo las cuales va a operar el sistema, tanto en caudales como en la presión asociada.

Se debe conocer el Cv, necesario para la selección de la válvula, sabiendo que esta válvula debe permitir un flujo de al menos 241,5 GPM, que es correspondiente al caudal mínimo del *chiller* Carrier, con un factor de seguridad del 5%. Con este valor se debe conocer la caída de presión asociada al *chiller*, válvula de corte, triple *duty*, bomba, separador de aire, tubería y accesorios.

La caída de presión en el separador de aire es de 0,2 ft, según Figura 42.

En la Figura 27 se muestra la curva de caída de presión para la válvula triple *duty*, que corresponde a 1,5 ft.

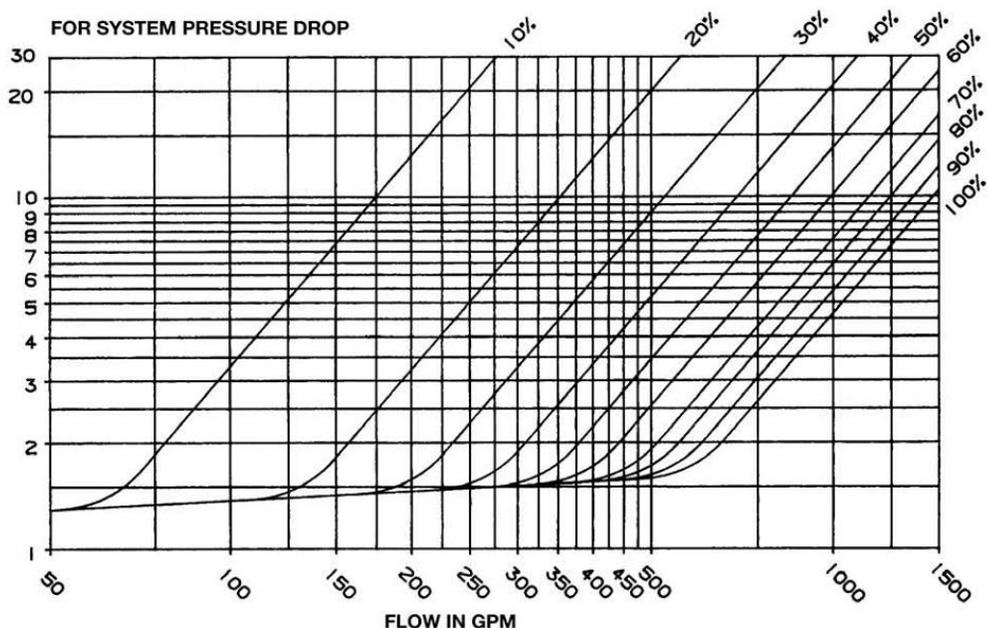


Figura 27. Curva para válvula triple duty Bell and Gosset para bomba [24, p. 13]

Para el *chiller* la caída de presión corresponde a 5 ft según la Figura 28.

Para las válvulas de cierre del *chiller* se utiliza el catálogo del fabricante de una válvula mariposa marca GWC modelo RS15DF-3-U621--S de 6 in, de donde se obtiene un $C_v = 2175$, por lo tanto la caída de presión es la siguiente:

$$\Delta P_{VM} = \sqrt{\frac{241,5}{2175}} = 0,33 \text{ psi} = 0,76 \text{ ft}$$

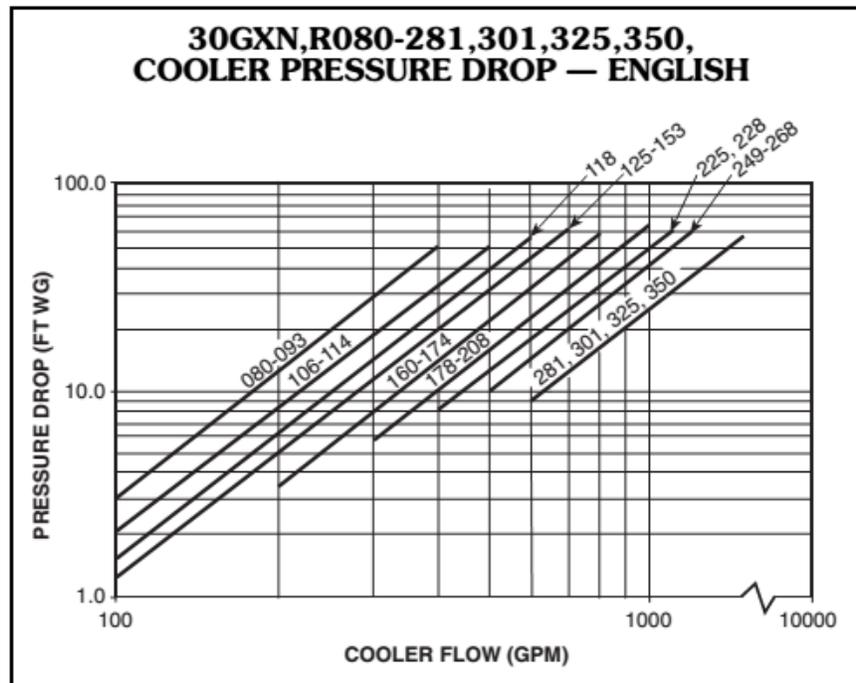


Figura 28. Caída de presión según caudal *chiller* Carrier 200 TR [25, p. 52]

La caída de presión en tubería y accesorios se realiza con ayuda del isométrico obtenido del análisis de casa de máquinas, a continuación se muestra la tabla con el desglose de las pérdidas de carga, sabiendo que la tubería en casa de máquinas se encuentra en hierro negro para la conexión de *chiller*, utilizando Hazen-Williams y con un coeficiente $C=120$.

Tabla 20. Caída de presión de tubería y accesorios casa de máquinas para *chiller* Carrier

Accesorio	Longitud (m)	Caída de presión (ft)
Tubería recta	10	
Codo 90°	48,6	
Tee	7,6	
Total	66,6	1,26

$$\Delta P_{Total} = \Delta P_{VM} + \Delta P_{CH} + \Delta P_{TD} + \Delta P_{SP} + \Delta P_{TA} + \Delta P_{VC}$$

$$\Delta P_{Total} = 0,76 * 2 + 5 + 1,5 + 0,3 + 1,26 + \Delta P_{VC}$$

$$\Delta P_{Total} = 9,58 + \Delta P_{VC}$$

$$\beta = \frac{\Delta P_{VC}}{9,58 + \Delta P_{VC}}$$

ΔP_{VM} = Caída de presión en válvulas mariposa

ΔP_{CH} = Caída de presión en el chiller

ΔP_{TD} = Caída de presión válvula triple duty de bomba

ΔP_{SP} = Caída de presión separador de aire

ΔP_{TA} = Caída de presión tubería y accesorios

ΔP_{VC} = Caída de presión válvula de control

Definiendo una autoridad de 0,5, la caída de presión en la válvula de control debe ser la siguiente:

$$\Delta P_{VC} = 9,58 \text{ ft} = 4,15 \text{ psi}$$

$$C_v = \frac{241,56}{\sqrt{4,15}} = 118,6$$

No se tiene una válvula con este valor de Cv, por lo tanto se elige el más cercano que es de 207 a un diámetro de 3 in, con esta la caída de presión es:

$$\Delta P_{VC} = \left(\frac{241}{207}\right)^2 = 1,35 \text{ psi}$$

La válvula seleccionada es Belimo modelo B6300VB-207 de diámetro nominal 3 in y con un Cv=207, por lo tanto satisface la necesidad de caudal requerida, aunque permitirá más flujo que el de diseño no representa ningún riesgo ya que esta tolera una

presión diferencial suficiente que no le va a impedir cerrarse. Para unir esta válvula a la tubería se necesitarían 2 bridas con cuello para soldar Ansi 150 de 3 in.

El actuador de esta válvula es el Belimo modelo AFBUP-X1. La modulación de esta válvula se deberá realizar de manera progresiva, para no incurrir en un golpe de ariete y solo debe abrir cuando se alcance el caudal mínimo del *chiller* de mayor capacidad, en este caso el Carrier, por lo tanto cuando la caída de presión sea de 5 ft.

9.1.9 Selección del sensor diferencial de presión para el *chiller*

Este sensor se encargará de la medición de la presión diferencial a través de los *chiller*, como la idea es que cuando un *chiller* está funcionando, el otro se encuentre apagado, solo se requiere un sensor que mida la presión y este deberá ser capaz de medir hasta 5 ft, se elige el sensor Siemens modelo SITRAN P250. Se deberán habilitar dos tomas de presión, una a la salida del sistema de bombeo y otra dispuesta inmediatamente después de la salida del conjunto de *chillers*.

9.1.10 Selección válvulas de cierre para nuevo *chiller*

Para el nuevo *chiller* se deberán colocar 2 válvulas de cierre tipo mariposa para la entrada y salida de la enfriadora, con una disposición de tubería de 6 in, estas funcionarán para labores de mantenimiento que se necesite en el *chiller*, por lo tanto se selecciona una válvula GWC modelo RS15DF-3-U621--S de 6 in y además se necesitan 4 bridas con cuello para soldar ANSI 150 de 6 in. La válvula seleccionada considera las condiciones de temperatura y tipo de fluido, por lo tanto la selección de los materiales se enfoca en las aplicaciones que recomienda ASTM, por ejemplo, para el disco de la válvula se elige ASTM B148 por su capacidad de resistencia a la corrosión.

9.1.11 Selección de tubería para conexión de nuevo *chiller*

Para la conexión del nuevo *chiller* se plantea que este se seleccione para un diámetro de 6 in, por lo tanto toda casa de máquinas será diseñada al mismo diámetro, esto porque ambos *chiller* deberán ser capaces de distribuir todo el fluido a través del sistema. Este cambio implicaría que la tubería de PVC que se encuentra conectada al *chiller* York deberá ser eliminada en la sección de casa de máquinas, y reemplazada por hierro negro a 6" que tendrá una reductora tipo campana y un niple de hierro para unirse a la tubería de PVC de 3" a la salida inmediata de casa de máquinas, la que se actualmente suministra el agua hacia los sistemas Ultraflex.

10. Ahorro energético estimado

Actualmente la bomba que alimenta al *chiller* Carrier consume 12 hp según mediciones de corriente y voltaje. Con los nuevos caudales de diseño e incorporando el variador de frecuencia, se pretende que el consumo de corriente por bombeo se reduzca en cerca del 60-75% según la teoría [27], a continuación se realizará una comprobación.

Para comprender la potencia consumida por cantidad de agua bombeada se utilizarán las leyes de afinidad y la ecuación que relaciona la energía con el caudal, para conocer la cantidad de agua que pasa por la tubería principal de cada *chiller*.

$$Q = \frac{500 * \Delta T * q}{12000}$$

Q : pérdida de calor del agua, TR

ΔT : cambio de temperatura del agua, °F

q : caudal en chiller, GPM

$$P_2 = \frac{P_1}{\left(\frac{Q_1}{Q_2}\right)^3}$$

P_1, P_2 = potencia consumida por la bomba, HP

Q_1, Q_2 = caudal consumido por la bomba, GPM

Primero se realizará el cálculo para la bomba del *chiller* Carrier, donde se requiere conocer el caudal estimado, se realiza una análisis según la temperatura y la capacidad en una determinada hora del día, como muestra el panel de control del sistema:

$$91,18 = \frac{500 * 4,986 * q}{12000}$$

$$q = 438,9GPM$$

$$P_2 = \frac{12,1}{\left(\frac{438,9}{375}\right)^3} = 7,55 hp$$

Al utilizar un variador de frecuencia para el control de la velocidad de la bomba, se necesita conocer el tiempo de operación que se tendrá a diferentes caudales, cargas y potencias; para determinar el periodo de operación más típico. Para esto se define una relación entre la carga térmica y el caudal necesario, que se determinó con los datos obtenidos en la Tabla 8.

$$R = \frac{375}{141} = 2,66$$

Al tener esta relación se hace además necesario conocer la curva de operación del sistema Q vs H, se sigue el método recomendado [28], donde se determina la carga estática; que es igual a cero porque es un sistema cerrado y con el punto de operación que ocurre a 375 GPM y 60 ft; se plantea la siguiente ecuación cuadrática.

$$y = ax^2 + bx + c$$

Donde b=0 y c=0; evaluando para y=60 y x=375.

$$y = 4,267x10^{-4} * x^2$$

Se genera la curva a partir de los valores del perfil de carga térmica para distintas horas y se calcula el caudal asociado con la relación R, luego se estima su carga H de acuerdo con el Gráfico 2.

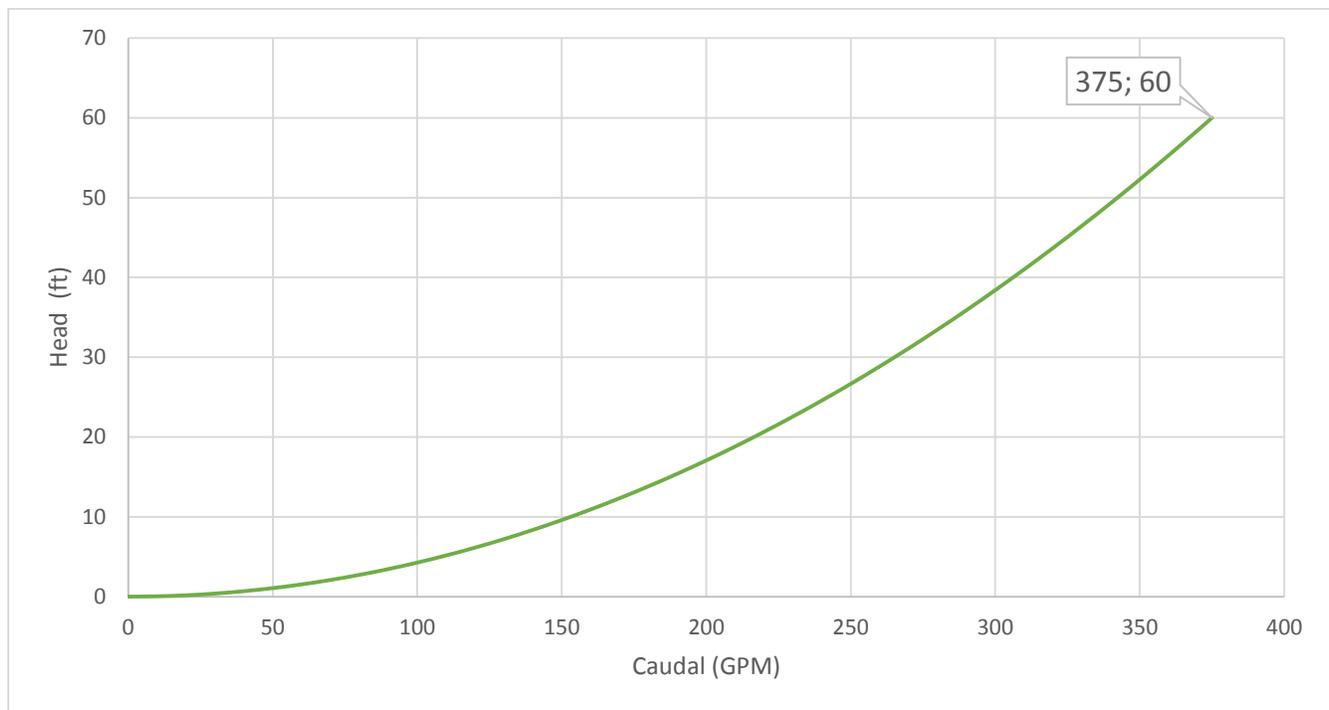


Gráfico 2. Curva característica del sistema

Tabla 21. Costo diario energía bombeo constante vs variable

Hora	H req (ft)	GPM	TR	Potencia (hp)	Demanda (kW)	Consumo (kWh)	Costo energía (colones)	Costo energía actual (colones)
1	37	294	110	5,41	16,2	4,04	77	172
2	36	291	109	5,32	15,9	3,97	75	172
3	36	290	109	5,28	15,8	3,94	75	172
4	36	289	109	5,26	15,7	3,93	75	172
5	35	288	108	5,20	15,5	3,88	74	172
6	39	302	114	5,73	17,1	4,27	115	244
7	41	310	117	6,05	18,1	4,51	122	244
8	44	321	121	6,45	19,3	4,82	130	244
9	48	336	126	7,10	21,2	5,30	143	244
10	51	346	130	7,51	22,4	5,60	303	487
11	53	353	133	7,82	23,3	5,84	315	487
12	55	358	135	8,05	24,0	6,01	324	487
13	56	362	136	8,25	24,6	6,16	166	244

14	57	365	137	8,35	24,9	6,23	168	244
15	56	362	136	8,25	24,6	6,15	166	244
16	55	360	135	8,13	24,3	6,06	164	244
17	52	349	131	7,63	22,8	5,69	154	244
18	49	339	127	7,20	21,5	5,37	290	487
19	44	321	121	6,46	19,3	4,82	260	487
20	41	310	117	6,05	18,0	4,51	86	172
21	40	305	115	5,83	17,4	4,35	83	172
22	39	301	113	5,70	17,0	4,25	81	172
23	38	298	112	5,57	16,6	4,16	79	172
24	37	296	111	5,49	16,4	4,09	78	172
						Total mensual	¢108.062	¢190.371

Para lograr las características en la bomba que se muestran en la Tabla 22 se debe modificar la curva de la bomba, esto se logra con el variador de frecuencia y también variar la curva del sistema, que es posible gracias a las válvulas de 2 vías que se ubican en las manejadoras, que abren y cierran según las necesidades de carga de refrigeración en los recintos y por tanto varían el caudal bombeado, según la Figura 48, la bomba se debería regular entre 1575 rpm y 1200 rpm.

Ahora se determina el consumo por bombeo en el *chiller* York, porque esto representaría un ahorro importante ya que en la propuesta solo se necesitaría utilizar la bomba del Carrier. Para determinar la potencia se realizó una medición en las líneas que alimentan el motor, obteniéndose los siguientes resultados:

$$P_{ent} = \sqrt{3} * 12 * 208 * 0,77 = 3328,86 W = 3,329 kW$$

Se tienen 2 bombas idénticas conectadas las 24 horas del día, por lo tanto:

Tabla 22. Costo diario energía bombeo York

Hora	Costo energía (colones)
1	127
2	127
3	127
4	127
5	127
6	180
7	180
8	180
9	180
10	360
11	360
12	360
13	180
14	180
15	180
16	180
17	180
18	360
19	360
20	127
21	127
22	127
23	127
24	127
Total mensual	¢140.417

10.1 Ahorro en energía por bombeo

El ahorro mensual de cobro por energía consumida se calcula considerando los datos obtenidos anteriormente y sabiendo que ahora solo se utilizarán las bombas del *chiller* Carrier con un variador de frecuencia.

$$\text{Ahorro dinero mensual} = 190371 - 108.062 + 140417 = \text{¢} 222.726$$

10.2 Ahorro en demanda por bombeo

Actualmente la bomba consume 12,1 hp las 24 horas los 365 días al año y con el variador de frecuencia se pretende una variación como la mostrada en la Tabla 21. Para obtener el ahorro en potencia se debe considerar la diferencia de los kWh y dividirlo entre 0,25 para obtener el valor en un periodo de 15 minutos, desde luego considerando el valor más alto en un día, asumiendo que este será el más significativo del mes.

$$\text{Costo demanda con variador} = 24 * 9451 + 24,9 * 6725 + 18 * 4269 = \text{¢}471.118$$

$$\text{Costo demanda actual} = (36,1 + 27) * 9451 + (36,1 + 27) * 6725 + (36,1 + 27) * 4269$$

$$\text{Costo demanda actual} = \text{¢}1.282.686$$

$$\text{Ahorro en demanda} = \text{costo demanda actual} - \text{costo demanda con variador}$$

$$\text{Ahorro en demanda} = 1.282.686 - 471.118 = \text{¢}810.926$$

$$\text{Ahorro total por bombeo} = 810.926 + 222.726 = \text{¢}1.033.652$$

$$\text{Ahorro}(\%) = \frac{1.282.686 + 140.417 + 190.371 - 471.118 - 108.062}{1.282.686 + 140.417 + 190.371} * 100\% = 64\%$$

Este ahorro se ve fuertemente beneficiado porque ahora en lugar de utilizar 3 bombas solo se necesitará 1, y se comprueba el intervalo de ahorro de 60-75% que la teoría indicaba en el cambio de un sistema de caudal constante a variable.

10.3 Ahorro por cambio de *chiller*

Para conocer el consumo tanto del *chiller* Carrier como del York se solicitó un estudio de calidad de energía a la Compañía Nacional de Fuerza y Luz (CNFL), obteniéndose los siguientes resultados mensuales:

Tabla 23. Resultados mensuales consumo *chiller* Carrier

		Periodo		
	Unidades	Pico	Valle	Nocturno
Energía	KWh	11.256	20.870	12.742
Demanda	KW	142,50	128,79	89,39

Con estos datos se calcula el costo de energía y demanda mensuales.

Tabla 24. Costo energía *chiller* Carrier

		Periodo		
	Unidades	Pico	Valle	Nocturno
Energía	KWh	11256	20870	12742
Costo	Colones	607824	563490	242098
Total		¢ 1.413.412		

Tabla 25. Costo demanda *chiller* Carrier

		Periodo		
	Unidades	Pico	Valle	Nocturno
Demanda	KW	142,50	128,79	89,39
Costo	Colones	1346767,5	866112,75	381605,91
Total		¢ 2.594.486		

Para el *chiller* York se realiza el mismo procedimiento.

Tabla 26. Resultados mensuales consumo *chiller* York

		Periodo		
	Unidades	Pico	Valle	Nocturno
Energía	KWh	536	990	890
Demanda	KW	9,95	10,03	6,46

Tabla 27. Costo energía *chiller* York

		Periodo		
	Unidades	Pico	Valle	Nocturno
Energía	KWh	536	990	890
Costo	Colones	28917,5	26736,4	16909,6
Total		¢ 72.563		

Tabla 28. Costo demanda *chiller* York

		Periodo		
	Unidades	Pico	Valle	Nocturno
Demanda	KW	9,95	10,03	6,46
Costo	Colones	94056,35	67418,1	27594,82
Total		¢ 189.069		

La facturación mensual considerando cobro por demanda y energía para ambos *chiller* es la siguiente:

$$Facturación\ mensual\ actual = 1413412 + 2594486,2 + 72563,5 + 189069$$

$$Facturación\ mensual\ actual = \text{¢ } 4.269.530$$

Para seleccionar un nuevo *chiller* que cumpla con los requerimientos de carga y caudal y además ofrezca la mayor ventaja económica se debe utilizar el concepto de EER, COP y el IPLV propuesto por la ASHRAE [29], este último permite conocer la eficiencia de un *chiller*, pero siempre y cuando se base en los valores de GPM/TR y temperaturas indicadas en los catálogos del fabricante, cuando se utilicen otros valores se utiliza el concepto de NPLV, que se calcula con la misma fórmula pero con la corrección

correspondiente.

El EER es la potencia frigorífica entre la potencia eléctrica consumida, pero es común que este valor se dé en condiciones de plena carga, pero si el equipo funciona a cargas parciales no es una referencia adecuada, más aún cuando los sistemas son más eficientes a cargas intermedias, como es el caso de los *chillers*.

$$IPLV (NPLV) = 0,01A + 0,42B + 0,45C + 0,12D$$

$A = COP \text{ o } EER @ 100\% \text{ carga}$

$B = COP \text{ o } EER @ 75\% \text{ carga}$

$C = COP \text{ o } EER @ 50\% \text{ carga}$

$D = COP \text{ o } EER @ 25\% \text{ carga}$

En la empresa existe el deseo de optar por la tecnología de *chiller* condensado por aire, ya que no tienen interés en recurrir al aumento de mantenimiento que implicaría una enfriadora condensada por agua, a pesar de los beneficios energéticos que representa. Considerando esta petición se recurre a contactar con los principales fabricantes de *chiller*: Carrier, York y Trane, y se comparan distintos modelos basándose en el EER, COP y IPLV, diámetro de tubería más acorde con la instalación, concluyendo que energéticamente la mejor opción es recurrir a las enfriadoras denominadas de alta eficiencia.

El modelo elegido es el Trane de la serie RTAC, modelo RTAC185AUXANAFNN1TY1TDCND5TN10000CXN; los códigos se detallan en el manual [30], conocido como extra eficiente, con una capacidad nominal de 185 TR y a plena carga permite 191,4 TR un rango de caudal entre 241 y 883 GPM utilizando la configuración de intercambiador de 2 pasos, 2 compresores de tornillo, con un caudal

mínimo de 240 GPM y un máximo de 883 GPM, con conexión para tubería a 6 in, alimentación de 200 V con un intervalo del 10 %,.. S recomienda la configuración con salidas digitales de relé que permitirían conectar el sensor diferencial de presión para evitar la congelación del evaporador, además cuenta con el refrigerante HFC-134a, el cual tiene un OPD=0, y apto para temperaturas medias. Este modelo tiene un EER=10,8 y un valor de IPLV=14,8, este valor incluye compresores, ventiladores y el consumo del sistema de control.

Ahora se calcula el consumo bajo las condiciones del nuevo *chiller*, para lograrlo se debe calcular kW/TR de la siguiente manera:

$$P = \frac{12}{EER}$$

$$P = \frac{12}{14,8} = 0,81 \frac{kW}{TR}$$

Con este valor P, ya se tiene la potencia eléctrica entre tonelada de refrigeración y de nuevo se hace uso de los datos suministrados en el perfil de carga térmica para saber cuánta energía se consume a determinada hora del día.

Se procede a comparar las eficiencias del *chiller* Carrier de 200 TR con un IPLV=12,7 y el Trane con IPLV=14,8. El beneficio se cuantifica utilizando las TR por hora, que se dedujeron del perfil de carga térmica y el costo por concepto de consumo y demanda, con la siguiente fórmula:

$$\left(\frac{kW}{TR_A} - \frac{kW}{TR_B} \right) * \frac{cX}{kWh} * \#horas * capacidad enfriamiento(TR)$$

$$\frac{kW}{TR_A} = \text{relación del chiller Trane}$$

$$\frac{kW}{TR_A} = \text{relación del chiller Carrier}$$

$$\frac{cX}{kWh} = \text{cobro por kWh; consultar Tabla 14}$$

Tabla 29. Ahorro mensual en energía por cambio de chiller

		Periodo		
	Unidades	Pico	Valle	Nocturno
Energía	KWh	2580,2	4669,7	4464,6
Ahorro	Colones	139330,7	126081,8	84826,8
Total		¢350.239,24		

Tabla 30. Ahorro mensual en demanda por cambio de chiller

		Periodo		
	Unidades	Pico	Valle	Nocturno
Demanda	KW	68,8	69,2	59,5
Ahorro	Colones	650278,7	465240,1	254123,1
Total		¢1.369.641,88		

Ahorro Total = ahorro dinero cambio chiller + ahorro dinero con variador

$$\text{Ahorro Total} = 1.033.652 + 350.239,24 + 1.369.641,88$$

$$\text{Ahorro Total} = \text{¢}2.753.533,12$$

10.4 Análisis financiero

En el estudio financiero se pretende calcular el periodo de recuperación de la inversión, el valor actual neto (VAN) y la tasa interna de retorno (TIR), para de esta manera determinar si el proyecto resulta en una opción rentable, puesto que ya se estudió el potencial que presenta para la reducción de la demanda y energía actuales.

Este análisis se realiza en un periodo de 5 años y excluye la posibilidad de un valor de salvamento al finalizar este plazo, ya que a la empresa no le interesa analizar esta situación, se considera una Tasa de Rendimiento Mínima Aceptable (TREMA) del 25%, y considerando los aumentos del 12% anual para la electricidad en Costa Rica presentados en el análisis de Toni Helmut [31].

A continuación se presentan los precios en el mercado costarricense de los accesorios, tuberías, equipos y mano de obra que implicarían la realización del proyecto.

Tabla 31. Precio equipos eléctricos y accesorios

Equipo/Accesorio	Cantidad	Precio unidad	Total
Mitsubishi Variador D700	1	591948	591948
MITSUBISHI PLC FX 14DC in / 10 transistor out	1	257868	257868
MITSUBISHIFX3G tarjeta comunicación RS485	1	36018	36018
MITSUBISHI cable conexión para interfase	1	19314	19314
MITSUBISHI modulo entrada análoga 12 bit 4CH	1	222372	222372
Siemens sensor diferencial Sitran P250	2	226026	452052
TURCK conector hembra eurofast 90° (codo) 4 pines	4	10440	41760
TURCK cable foil shield 4x22AWG, PVC	150	28189	422820

105C/300V, gris			
MITSUBISHI CONTACTOR AC 32AMP 230VOLT COIL	2	30798	61596
RELECO C10 rele bobina 24VDC, 1 polos SPDT, LED	1	5220	5220
RELECO base para C10 relé 5 pines	1	5220	5220
MITSUBISHI MCCB - 3 POLES - 100 AMPS – ECONOMY	1	32364	32364
Fuente de poder 90 - 265 VCA IN 24VDC OUT , 5A	1	86130	86130
REDLION HMI Kadet 4.3 inch TFT	1	236988	236988
		Total	¢2.471.670

Tabla 32. Precios válvulas, tuberías y accesorios

Equipo/Accesorio	Cantidad	Precio unidad	Total
Válvula de mariposa Lug class 150 6" GWC	2	119764	239528
Codo 90° hierro negro 6"	20	14086	281731
Tee hierro negro 6"	1	16596	16596,3
Tubos de hierro negro 6"	5	173875	869376
Brida hierro negro soldable 6" class 150	4	13955	55822
Brida hierro negro soldable 3" class 150	2	13955	27911
Reductor campana soldable 6x3"	3	7624	22872,3
Niple de hierro una rosca 3x3"	1	12134	12134
Válvula Johson Controls VG1205DP 2 vías 1- 1/4"	6	150000	900000
Actuador Johson Controls M9108-GGA-5	6	135898	815388
Válvula y actuador Belimo B6300VB-207 /AFBUP-X1	1	1333850	1333850
Cople reducción PVC 2 1-1/4"	12		0
Adaptador macho PVC 1-1/4"	12		0
		Total	¢4.575.210

Tabla 33. Costo total del proyecto

Equipo	Costo
<i>Chiller</i>	62.640.000
Mano de obra	2.000.000
Equipos y accesorios control de bomba	2.471.670
Válvulas, tuberías y accesorios	4.575.210
Total	¢71.686.880

En la Tabla 35 se muestra el flujo financiero del proyecto, donde se inicia con un flujo neto de efectivo negativo de 76 millones, producto de los equipos, mano de obra, el estudio del proyecto y la posterior supervisión que debe tener para asegurar su puesta en marcha de la manera que se recomienda. Los beneficios que se estiman por año inician con el ahorro calculado de 2.7 millones mensuales, que aumentarán en una proporción del 12% anual y el valor actualizado corresponde al valor de ese ahorro, pero en valor actual.

Tabla 34. Flujo financiero de proyecto de incorporación de *chiller*

	Año 0	Año 1	Año 2	Año 3	Año 4	Año 5
Inversión Total	-74086880					
<i>Fijas</i>						
Equipo y mano de obra	-71686880					
<i>Intangibles</i>						
Estudio del proyecto	-1800000					
Supervisión del proyecto	-600000					
Beneficios		33042397	37007485	41448383	46422189	51992852
Flujo Neto de efectivo	-74086880	33042397	37007485	41448383	46422189	51992852
Valor Actualizado		26433918	23684791	21221572	19014529	17037018
FNAA		-47652962	-23968172	-2746600	16267929	33304947

Tabla 35. Resultados financieros de implementación del proyecto

Variable	Resultado
TREMA	25%
VAN	33.304.947
TIR	44%
PRIFD	3-4 años

En la Tabla 36 se muestran los resultados financieros de implementar el proyecto, donde se comprueba la viabilidad financiera, con un $VAN > 0$ y una $TIR > TREMA$, para un periodo de recuperación en torno a los 3-4 años.

11. Conclusiones

- Esta investigación demostró la poca viabilidad técnica de la propuesta ofrecida por Teradyne y se propuso una mejor alternativa.
- El proyecto realizado permitió una descripción del comportamiento de la carga térmica, que permitió analizar la alternativa inicial y la posterior selección del *chiller*.
- Se diseñó un sistema que mejora la eficiencia del sistema de bombeo y de operación del *chiller* Carrier.
- Se seleccionaron los equipos necesarios para la implementación del diseño propuesto.
- El diseño propuesto demuestra ganancias por encima de la rentabilidad exigida.
- Con la implementación del diseño propuesto se mejora la capacidad de respuesta ante averías serias de alguno de los *chillers*.
- Se cuantificó el ahorro energético y financiero de implementar el nuevo diseño, obteniéndose resultados favorables acordes con la teoría.

12. Recomendaciones

Se aconseja realizar un estudio del impacto energético que representaría el balanceo completo del sistema de tuberías sobre el sistema propuesto.

Se aconseja una capacitación del personal a cargo de mantenimiento sobre el control que se debe considerar en los sensores diferenciales de presión y la válvula de *bypass*, ya que incurrir en errores puede provocar un daño grave al *chiller*.

Se recomienda realizar un plan de mantenimiento preventivo para casa de máquinas, ya que se detectó un daño grave en los serpentines del *chiller* Carrier que disminuye la transferencia de calor, repercutiendo en la eficiencia, también se detectó el abandono a la intemperie de una bomba centrífuga que debería encontrarse funcionando o resguardada.

Es aconsejable la implementación inmediata de una codificación que permita visualizar en los tableros eléctricos y en planos la ubicación de cada ramal, para una respuesta más inmediata en la detección de fallas.

Es recomendable realizar un sistema para la clasificación y codificación de las existencias de repuestos actuales.

Realizar una reevaluación sobre el método de aplicación de las 5s, ya que el personal no se encuentra involucrado ni demuestra compromiso.

Se recomienda realizar un estudio sobre la calidad del aire, ya que la renovación de este es muy escasa, según se pudo verificar al encontrar cerrados la mayoría de los *dampers* de las manejadoras.

13. Anexos

North Latitude Wall Facing	Solar Time, h																								Hr of				
	0100	0200	0300	0400	0500	0600	0700	0800	0900	1000	1100	1200	1300	1400	1500	1600	1700	1800	1900	2000	2100	2200	2300	2400	GLTD	CLTD	CLTD	CLTD	
Group A Walls																													
N	14	14	14	13	13	13	12	12	11	11	10	10	10	10	10	10	11	11	12	12	13	13	14	14	2	10	14	4	
NE	19	19	19	18	17	17	16	15	15	15	15	15	16	16	17	18	18	18	19	19	20	20	20	20	22	15	20	5	
E	24	24	23	23	22	21	20	19	19	18	19	19	20	21	22	23	24	24	25	25	25	25	25	25	22	18	25	7	
SE	24	23	23	22	21	20	20	19	18	18	18	18	19	20	21	22	23	24	24	24	24	24	24	24	22	18	24	6	
S	20	20	19	19	18	18	17	16	16	15	14	14	14	14	14	15	16	17	18	19	19	20	20	20	23	14	20	6	
SW	25	25	25	24	24	23	22	21	20	19	19	18	17	17	17	17	18	19	20	22	23	24	25	25	24	17	25	8	
W	27	27	26	26	25	24	24	23	22	21	20	19	19	18	18	18	18	19	20	22	23	25	26	26	1	18	27	9	
NW	21	21	21	20	20	19	19	18	17	16	16	15	15	14	14	14	15	15	16	17	18	19	20	21	1	14	21	7	
Group B Walls																													
N	15	14	14	13	12	11	11	10	9	9	9	8	8	9	9	10	11	12	13	14	14	15	15	15	24	8	15	7	
NE	19	18	17	16	15	14	13	12	12	13	14	15	16	17	18	19	19	20	20	21	21	21	20	20	21	12	21	9	
E	23	22	21	20	18	17	16	15	15	15	17	19	21	22	24	25	26	26	27	27	27	26	26	25	24	20	15	27	12
SE	23	22	21	20	18	17	16	15	14	14	15	16	18	20	21	23	24	25	26	26	26	26	26	24	21	14	26	12	
S	21	20	19	18	17	15	14	13	12	11	11	11	11	12	14	15	17	19	20	21	22	22	22	21	23	11	22	11	
SW	27	26	25	24	22	21	19	18	16	15	14	14	13	13	14	15	17	20	22	25	27	28	28	28	24	13	28	15	
W	29	28	27	26	24	23	21	19	18	17	16	15	14	14	14	15	17	19	22	25	27	29	29	30	24	14	30	16	
NW	23	22	21	20	19	18	17	15	14	13	12	12	12	13	12	13	15	17	19	21	22	23	23	24	11	23	9		
Group C Walls																													
N	15	14	13	12	11	10	9	8	8	7	7	8	8	9	10	12	13	14	15	16	17	17	17	16	22	7	17	10	
NE	19	17	16	14	13	11	10	10	11	13	15	17	19	20	21	22	23	23	23	23	23	22	21	20	20	10	23	13	
E	22	21	19	17	15	14	12	12	14	16	19	22	25	27	29	29	30	30	29	28	27	26	24	18	12	30	18		
SE	22	21	19	17	15	14	12	12	12	13	16	19	22	24	26	28	29	29	29	29	28	27	26	24	19	12	29	17	
S	21	19	18	16	15	13	12	10	9	9	9	10	11	14	17	20	22	24	25	26	25	25	24	22	20	9	26	17	
SW	29	27	25	22	20	18	16	15	13	12	11	11	11	13	15	18	22	26	29	32	33	33	32	31	22	11	33	22	
W	31	29	27	25	22	20	18	16	14	13	12	12	12	13	14	16	20	24	29	32	35	35	35	33	22	12	35	23	
NW	25	23	21	20	18	16	14	13	11	10	10	10	10	11	12	13	15	18	22	25	27	27	26	22	10	27	17		
Group D Walls																													
N	15	13	12	10	9	7	6	6	6	6	6	7	8	10	12	13	15	17	18	19	19	19	18	16	21	6	19	13	
NE	17	15	13	11	10	8	7	8	10	14	17	20	22	23	23	24	24	25	25	24	23	22	20	18	19	7	25	18	
E	19	17	15	13	11	9	8	9	12	17	22	27	30	32	33	33	32	32	31	30	28	26	24	22	16	8	33	25	
SE	20	17	15	13	11	10	8	8	10	13	17	22	26	29	31	32	32	32	31	30	28	26	24	22	17	8	32	24	
S	19	17	15	13	11	9	8	7	6	6	7	9	12	16	20	24	27	29	29	29	29	27	26	24	22	19	6	29	23
SW	28	25	22	19	16	14	12	10	9	8	8	8	10	12	16	21	27	32	36	38	38	37	34	31	21	8	38	30	
W	31	27	24	21	18	15	13	11	10	9	9	10	11	14	18	24	30	36	40	41	40	38	34	21	9	41	32	23	
NW	25	22	19	17	14	12	10	9	8	7	7	8	9	10	12	14	18	22	27	31	32	32	30	27	22	7	32	25	
Group E Walls																													
N	12	10	8	7	5	4	3	4	5	6	7	9	11	13	15	17	19	20	21	23	20	18	16	14	20	3	22	19	
NE	13	11	9	7	6	4	5	9	15	20	24	25	25	26	26	26	26	26	25	24	22	19	17	15	16	4	26	22	
E	14	12	10	8	6	5	6	11	18	26	33	36	38	37	36	34	33	32	30	28	25	22	20	17	13	5	38	33	
SE	15	12	10	8	7	5	8	12	19	25	31	35	37	37	36	34	33	31	28	26	23	20	17	15	5	37	32		
S	15	12	10	8	7	5	4	3	4	5	9	13	19	24	29	32	34	33	31	29	26	23	20	17	3	34	31		
SW	22	18	15	12	10	8	6	5	5	6	7	9	12	18	24	32	38	43	45	44	40	35	30	26	19	5	45	40	
W	25	21	17	14	11	9	7	6	6	6	7	9	11	14	20	27	36	43	49	49	45	40	34	29	20	6	49	43	
NW	20	17	14	11	9	7	6	5	5	5	6	8	10	13	16	20	26	32	37	38	36	32	28	24	20	5	38	33	
Group F Walls																													
N	8	6	5	3	2	1	2	4	6	7	9	11	14	17	19	21	22	23	24	23	20	16	13	11	19	1	23	23	
NE	9	7	5	3	2	1	5	14	23	28	30	29	28	27	27	27	27	26	24	22	19	16	13	11	1	1	30	29	
E	10	7	6	4	3	2	6	17	28	38	44	45	43	39	36	34	32	30	27	24	21	17	15	12	12	2	45	43	
SE	10	7	6	4	3	2	4	10	19	28	36	41	43	42	39	36	34	31	28	25	21	18	15	12	13	2	43	41	
S	10	8	6	4	3	2	1	3	7	13	20	27	34	38	39	38	35	31	26	22	18	15	12	16	1	39	38		
SW	15	11	9	6	5	3	2	2	4	5	8	11	17	26	35	44	50	53	52	45	37	28	23	18	2	53	48		
W	17	13	10	7	5	4	3	3	4	6	8	11	14	20	28	39	49	57	60	54	43	34	27	21	19	3	60	57	
NW	14	10	8	6	4	3	2	2	3	5	8	10	13	15	21	27	35	42	46	43	35	28	22	18	19	2	46	44	
Group G Walls																													
N	3	2	1	0	-1	2	7	8	9	12	15	18	21	23	24	24	25	26	22	15	11	9	7	5	18	-1	26	27	
NE	3	2	1	0	-1	9	27	36	39	35	30	26	26	27	27	26	25	22	18	14	11	9	7	5	9	-1	39	40	
E	4	2	1	0	-1	13	31	47	54	55	50	40	33	31	30	29	27	24	19	15	12	10	8	6	10	-1	55	56	
SE	4	2	1	0	-1	5	18	32	42	49	51	48	42	36	32	30	27	24	19	15	12	10	8	6	11	-1	51	52	
S	4	2	1	0	-1	0	1	5	12	22	31	39	45	46	43	37	31	25	20	15	12	10	8	5	14	-1	46	47	
SW	5	4	3	1	0	0	2	5	8	12	16	26	38	50	59	63	61	52	37	24	17	13	10	8	16	0	63	65	
W	6	5	3	2	1	1	2	5	8	11	15	19	27	41	56	67	72	67	48	29	20	15	11	8	17	1	72	71	
NW	5	3	2	1	0	0	2	5	8	11	15	18	21	27	37	47	55	55	41	25	17	13	10	7	18	0	55	55	

Figura 29. Diferencias de temperatura para carga de enfriamiento (DTCE) para cálculo de carga de paredes al sol, 1°F. [1]

Roof No	Description of Construction	Weight, lb/ft ²	U-value, BTU/h·ft ² ·°F	Solar Time																								Hour of Maximum CLTD	Minimum CLTD	Maximum CLTD	Difference CLTD
				1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24				
Without Suspended Ceiling																															
1	Steel sheet with 1-in. (or 2-in.) insulation	7 (8)	0.213 (0.124)	1	-2	-3	-3	-5	-3	6	19	34	49	61	71	78	79	77	70	59	45	30	18	12	8	5	3	14	-5	79	84
2	1-in. wood with 1-in. insulation	8	0.170	6	3	0	-1	-3	-3	-2	4	14	27	39	52	62	70	74	74	70	62	51	38	28	20	14	9	16	-3	74	77
3	4-in. lightweight concrete	18	0.213	9	5	2	0	-2	-3	-3	1	9	20	32	44	55	64	70	73	71	66	57	45	34	25	18	13	16	-3	73	76
4	2-in. heavyweight concrete with 1-in. (or 2-in.) insulation	29 (0.122)	0.206	12	8	5	3	0	-1	-1	3	11	20	30	41	51	59	65	66	66	62	54	45	36	29	22	17	16	-1	67	68
5	1-in. wood with 2-in. insulation	9	0.109	3	0	-3	-4	-5	-7	-6	-3	5	16	27	39	49	57	63	64	62	57	48	37	26	18	11	7	16	-7	64	71
6	6-in. lightweight concrete	24	0.158	22	17	13	9	6	3	1	1	3	7	15	23	33	43	51	58	62	64	62	57	50	42	35	28	18	1	64	63
7	2.5-in. wood with 1-in. ins.	13	0.130	29	24	20	16	13	10	7	6	6	9	13	20	27	34	42	48	53	55	56	54	49	44	39	34	19	6	56	50
8	8-in. lightweight concrete	31	0.126	35	30	26	22	18	14	11	9	7	7	9	13	19	25	33	39	46	50	53	54	53	49	45	40	20	7	54	47
9	4-in. heavyweight concrete with 1-in. (or 2-in.) insulation	52 (52)	0.200 (0.120)	25	22	18	15	12	9	8	8	10	14	20	26	33	40	46	50	53	53	52	48	43	38	34	30	18	8	53	45
10	2.5-in. wood with 2-in. ins.	13	0.093	30	26	23	19	16	13	10	9	8	9	13	17	23	29	36	41	46	49	51	50	47	43	39	35	19	8	51	43
11	Roof terrace system	75	0.106	34	31	28	25	22	19	16	14	13	13	15	18	22	26	31	36	40	44	45	46	45	43	40	37	20	13	46	33
12	6-in. heavyweight concrete with 1-in. (or 2-in.) insulation	75 (75)	0.192 (0.117)	31	28	25	22	20	17	15	14	14	16	18	22	26	31	36	40	43	45	45	44	42	40	37	34	19	14	45	31
13	4-in. wood with 1-in. (or 2-in.) insulation	17 (18)	0.106 (0.078)	38	36	33	30	28	25	22	20	18	17	16	17	18	21	24	28	32	36	39	41	43	43	42	40	22	16	43	27

Figura 30. Diferencias de temperatura para carga de enfriamiento (DTCE) para calcular cargas debidas a techos planos, 1 °F [1]

Lat.	Month	N	NNE NNW	NE NW	ENE WNW	E W	ESE WSW	SE SW	SSE SSW	S	HOR
0	Dec	-3	-5	-5	-5	-2	0	3	6	9	-1
	Jan/Nov	-3	-5	-4	-4	-1	0	2	4	7	-1
	Feb/Oct	-3	-2	-2	-2	-1	-1	0	-1	0	0
	Mar/Sept	-3	0	1	-1	-1	-3	-3	-5	-8	0
	Apr/Aug	5	4	3	0	-2	-5	-6	-8	-8	-2
	May/Jul	10	7	5	0	-3	-7	-8	-9	-8	-4
	Jun	12	9	5	0	-3	-7	-9	-10	-8	-5
8	Dec	-4	-6	-6	-6	-3	0	4	8	12	-5
	Jan/Nov	-3	-5	-6	-5	-2	0	3	6	10	-4
	Feb/Oct	-3	-4	-3	-3	-1	-1	1	2	4	-1
	Mar/Sept	-3	-2	-1	-1	-1	-2	-2	-3	-4	0
	Apr/Aug	2	2	2	0	-1	-4	-5	-7	-7	-1
	May/Jul	7	5	4	0	-2	-5	-7	-9	-7	-2
	Jun	9	6	4	0	-2	-6	-8	-9	-7	-2
16	Dec	-4	-6	-8	-8	-4	-1	4	9	13	-9
	Jan/Nov	-4	-6	-7	-7	-4	-1	4	8	12	-7
	Feb/Oct	-3	-5	-5	-4	-2	0	2	5	7	-4
	Mar/Sept	-3	-3	-2	-2	-1	-1	0	0	0	-1
	Apr/Aug	-1	0	-1	-1	-1	-3	-3	-5	-6	0
	May/Jul	4	3	3	0	-1	-4	-5	-7	-7	0
	Jun	6	4	4	1	-1	-4	-6	-8	0	-7
24	Dec	-5	-7	-9	-10	-7	-3	3	9	13	-13
	Jan/Nov	-4	-6	-8	-9	-6	-3	9	3	13	-11
	Feb/Oct	-4	-5	-6	-6	-3	-1	3	7	10	-7
	Mar/Sept	-3	-4	-3	-3	-1	-1	1	2	4	-3
	Apr/Aug	-2	-1	0	-1	-1	-2	-1	-2	-3	0
	May/Jul	1	2	2	0	0	-3	-3	-5	-6	1
	Jun	3	3	3	1	0	-3	-4	-6	-6	1
32	Dec	-5	-7	-10	-11	-8	-5	2	9	12	-17
	Jan/Nov	-5	-7	-9	-11	-8	-15	-4	2	9	12
	Feb/Oct	-4	-6	-7	-8	-4	-2	4	8	11	-10
	Mar/Sept	-3	-4	-4	-4	-2	-1	3	5	7	-5
	Apr/Aug	-2	-2	-1	-2	0	-1	0	1	1	-1
	May/Jul	1	1	1	0	0	-1	-1	-3	-3	1
	Jun	1	2	2	1	0	-2	-2	-4	-4	2
40	Dec	-6	-8	-10	-13	-10	-7	0	7	10	-21
	Jan/Nov	-5	-7	-10	-12	-9	-6	1	8	11	-19
	Feb/Oct	-5	-7	-8	-9	-6	-3	3	8	-12	-14
	Mar/Sept	-4	-5	-5	-6	-3	-1	4	7	10	-8
	Apr/Aug	-2	-3	-2	-2	0	0	2	3	4	-3
	May/Jul	0	0	0	0	0	0	0	0	1	1
	Jun	1	1	1	0	1	0	0	-1	-1	2
48	Dec	-6	-8	-11	-14	-13	-10	-3	2	6	-25
	Jan/Nov	-6	-8	-11	-13	-11	-8	-1	5	8	-24
	Feb/Oct	-5	-7	-10	-11	-8	-5	1	8	11	-18
	Mar/Sept	-4	-6	-6	-7	-4	-1	4	8	11	-11
	Apr/Aug	-3	-3	-3	-3	-1	0	4	6	7	-5
	May/Jul	0	-1	0	0	1	1	3	3	4	0
	Jun	1	1	2	1	2	1	2	2	3	2

Figura 31. Corrección de la DTCE por latitud y mes, para aplicar a paredes y techos, latitudes norte, °F [1]

Actividad	Aplicaciones típicas	Calor total por adulto masculino			calor total ajustado ^b			Calor sensible			Calor latente		
		Watts	Btuh	kcal/h	Watts	Btuh	kcal/h	Watts	Btuh	kcal/h	Watts	Btuh	kcal/h
Sentado en reposo	Teatro, cine	115	400	100	100	350	90	60	210	55	40	140	30
Sentado, trabajo muy ligero, escritura	Oficinas, hoteles, apartamentos	140	480	120	120	420	105	65	230	55	55	190	50
Sentado, comiendo	Restaurante	150	520	130	170	580 ^c	145	75	255	60	95	325	80
Sentado, trabajo ligero, mecanografía	Oficinas, hoteles, apartamentos	185	640	160	150	510	130	75	255	60	75	255	65
Parado, trabajo ligero o camina despacio	Tiendas minoristas, bancos	235	800	200	185	640	160	90	315	80	95	325	80
Trabajo ligero de banco	Fábricas	255	880	220	230	780	195	100	345	90	130	435	110
Caminando 3 mph trabajo ligero	Fábricas	305	1040	260	305	1040	260	100	345	90	205	695	170
Trabajo con máquinas pesadas	Fábricas	350	1200	300	280	960	240	100	345	90	180	615	150
Boliche	Salón de baile	400	1360	340	375	1280	320	120	405	100	255	875	220
Baile moderado	Salón de baile	400	1360	340	375	1280	320	120	405	100	255	875	220
Trabajo pesado, trabajo con máquinas pesadas, levantar pesas	Fábricas	470	1600	400	470	1600	400	165	565	140	300	1035	260
Trabajo pesado, ejercicios atléticos	Gimnasios	585	2000	500	525	1800	450	185	635	160	340	1165	290

* Nota: Los valores de la tabla se basan en una temperatura de bulbo seco de 78°F. Para 80°F BS, el calor total queda igual, pero el valor del calor sensible se debe disminuir en aproximadamente 8% y los valores del calor latente se deben aumentar proporcionalmente.

^b La ganancia total ajustada de calor se basa en el porcentaje normal de hombres, mujeres y niños en la aplicación que se menciona, bajo la hipótesis de que la ganancia por mujer adulta representa un 85% de la del hombre adulto, y la de un niño el 75%.

^c Calor total ajustado para comer en un restaurant, que incluye 60 BTU/h del alimento por individuo (30 BTU sensibles y 30 BTU latentes).

^d Para el boliche, se considera una persona por pista tirando y las demás sentadas (400 BTU/h) o paradas y caminando lentamente (970 BTU/h)

Figura 32. Tasas de ganancia de calor debida a los ocupantes del recinto acondicionado [1]

Total hours in space	Hours After Each Entry Into Space																							
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24
2	0.49	0.58	0.17	0.13	0.10	0.08	0.07	0.06	0.05	0.04	0.04	0.03	0.03	0.02	0.02	0.02	0.02	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01
4	0.49	0.59	0.66	0.71	0.27	0.21	0.16	0.14	0.11	0.10	0.08	0.07	0.06	0.06	0.05	0.04	0.04	0.03	0.03	0.03	0.02	0.02	0.02	0.01
6	0.50	0.60	0.67	0.72	0.76	0.79	0.34	0.26	0.21	0.18	0.15	0.13	0.11	0.10	0.08	0.07	0.06	0.06	0.05	0.04	0.04	0.03	0.03	0.03
8	0.51	0.61	0.67	0.72	0.76	0.80	0.82	0.84	0.38	0.30	0.25	0.21	0.18	0.15	0.13	0.12	0.10	0.09	0.08	0.07	0.06	0.05	0.03	0.04
10	0.53	0.62	0.69	0.74	0.77	0.80	0.83	0.85	0.87	0.89	0.42	0.34	0.28	0.23	0.20	0.17	0.15	0.13	0.11	0.10	0.09	0.08	0.07	0.06
12	0.55	0.64	0.70	0.75	0.79	0.81	0.84	0.86	0.88	0.89	0.91	0.92	0.45	0.36	0.30	0.25	0.21	0.19	0.16	0.14	0.12	0.11	0.09	0.08
14	0.58	0.66	0.72	0.77	0.80	0.83	0.85	0.87	0.89	0.90	0.91	0.92	0.93	0.94	0.47	0.38	0.31	0.26	0.23	0.20	0.17	0.15	0.13	0.11
16	0.62	0.70	0.75	0.79	0.82	0.85	0.87	0.88	0.90	0.91	0.92	0.93	0.94	0.95	0.95	0.96	0.49	0.39	0.33	0.28	0.24	0.20	0.18	0.16
18	0.66	0.74	0.79	0.82	0.85	0.87	0.89	0.90	0.92	0.93	0.94	0.94	0.95	0.96	0.96	0.97	0.97	0.97	0.50	0.40	0.33	0.28	0.24	0.21

Figura 33. Factores de calor sensible para cargas de enfriamiento debido a las personas [1]

MCCW Chilled Water Fan Coil Specifications

Model	MCCW-04	MCCW-06	MCCW-08	MCCW-12	MCCW-16	MCCW-20	
Description	"1 Ton" 208/230V-1-50/60	"1.5 Ton" 208/230V-1-50/60	"2 Ton" 208/230V-1-50/60	"3 Ton" 208/230V-1-50/60	"4 Ton" 208/230V-1-50/60	"5 Ton" 208/230V-1-50/60	
Cooling Capacity (BTUH)	11,300	17,000	22,200	36,400	45,100	55,500	
Airflow (CFM) ¹	450	520	665	940	1390	1400	
Motor HP - Speeds	1/15-3	1/15-3	1/8-3	1/4-3	1/2-3	1/2-3	
Supply Voltage	1-60-208/230						
Motor Power Consumption (Watts)	124	124	183	333	625	625	
Blower Size - Qty.	5.75" x 8"- 2	5.75" x 8"- 2	6.25" x 8"- 2	7" x 7"- 2	7" x 9"- 2	7" x 9"- 2	
Coil Type	Aluminum Plate Fin, Plain Copper Tube						
No. of Rows - FPI	2 - 13	3 - 13	3 - 14	4 - 14	3 - 14	3 - 14	
Coil Face Area (Sq. Ft.)	1.71	1.71	2.13	2.84	3.4	4.06	
Water In (Inches)	1/2	1/2	1/2	3/4	3/4	1	
Water Out (Inches)	1/2	1/2	1/2	3/4	3/4	1	
Drain Connection (Inches)	1/2	1/2	1/2	1/2	1/2	1/2	
Dimensions (Inches)	Width	36.61	36.61	36.61	48.5	48.5	56.1
	Depth	18.11	18.11	18.11	18.11	20	20
	Height	9.64	9.64	11.5	11.81	13.78	13.78
Approx. Weight in Lb.'s	38.6	41.89	44.1	65	68.34	72.8	
Pressure Drop (feet of H ₂ O)	8.6	24.4	18.6	29.7	25	43.7	
Flow Rate (GPM)	2.4	3.6	4.8	7.2	9.6	12	

¹ Capacity listed at 44°F L.W.T., 55°F E.W.T.
Based upon .15 static discharge

Figura 34. Características generales manejadoras Multiaqua [30, p. 8]

MCCW-16 COOLING CAPACITIES					
NOMINAL CFM	EWT (°F)	GPM	ENTERING AIR TEMPERATURE (°F)		
				80° D.B. / 67° W.B.	75° D.B. / 63° W.B.
1600	42	7.0	TC	41.4	31.7
			SC	31.0	27.3
			WPD	4.7	4.7
		8.0	TC	43.4	33.1
			SC	31.7	27.8
			WPD	6.0	6.0
		9.0	TC	45.0	34.4
			SC	32.3	28.3
			WPD	7.4	7.4
	10.0	TC	46.4	35.4	
		SC	32.8	28.7	
		WPD	9.0	9.0	

Figura 35. Caída de presión manejadora MCCW-16 [30, p. 153]

MCCW-20 COOLING CAPACITIES					
NOMINAL CFM	EWT (°F)	GPM	ENTERING AIR TEMPERATURE (°F)		
				80° D.B. / 67° W.B.	75° D.B. / 63° W.B.
2000	42	9.0	TC	52.7	40.3
			SC	37.8	33.0
			WPD	9.4	9.4
		10.0	TC	54.3	41.5
			SC	38.4	33.5
			WPD	11.4	11.4
		11.0	TC	55.7	42.5
			SC	38.9	33.9
			WPD	13.5	13.5
		12.0	TC	56.8	43.4
			SC	39.4	34.2
			WPD	15.9	15.9

Figura 36. Caída de presión manejadora MCCW-20 [30, p. 154]

MCCW12 Heating Capacity (BTUH) at 7.2 GPM											
EAT	100 EWT	110 EWT	120 EWT	130 EWT	140 EWT	150 EWT	160 EWT	170 EWT	180 EWT	190 EWT	200 EWT
50	40270	48345	56437	64542	72657	80780	88908	97040	105173	113308	121442
60	32289	40351	48432	56527	64633	72747	80869	88994	97123	105253	113383
70	24302	32352	40422	48507	56604	64711	72826	80946	89069	97194	105321
80	16309	24348	32407	40483	48572	56672	64780	72894	81012	89134	97257

MCCW16 Heating Capacity (BTUH) at 9.6 GPM											
EAT	100 EWT	110 EWT	120 EWT	130 EWT	140 EWT	150 EWT	160 EWT	170 EWT	180 EWT	190 EWT	200 EWT
50	52762	63322	73915	84535	95176	105833	116503	127183	137869	148559	159252
60	42381	52917	63488	74088	84711	95352	106008	116675	127350	138031	148715
70	31990	42502	53052	63633	74239	84865	95507	106162	116826	127498	138173
80	21588	32077	42607	53169	63759	74371	85000	95643	106297	116959	127627

MCCW20 Heating Capacity (BTUH) at 12 GPM											
EAT	100 EWT	110 EWT	120 EWT	130 EWT	140 EWT	150 EWT	160 EWT	170 EWT	180 EWT	190 EWT	200 EWT
50	60476	72588	84724	96880	109050	121232	133422	145617	157816	170017	182218
60	48498	60591	72711	84852	97009	109179	121358	133545	145736	157930	170125
70	36513	48588	60692	72818	84963	97121	109291	121469	133652	145840	158029
80	24521	36579	48667	60779	72911	85059	97219	109388	121565	133746	145929

Figura 37. Capacidad manejadora multiaqua [30, p. 156]

MCCW04 Heating Capacity (BTUH) at 2.4 GPM											
EAT	100 EWT	110 EWT	120 EWT	130 EWT	140 EWT	150 EWT	160 EWT	170 EWT	180 EWT	190 EWT	200 EWT
50	13998	16816	19645	22483	25328	28180	31036	33895	36757	39621	42486
60	11243	14052	16873	19705	22544	25390	28241	31096	33955	36815	39677
70	8483	11284	14099	16924	19757	22598	25444	28295	31150	34007	36866
80	5720	8514	11321	14140	16968	19803	22645	25492	28343	31197	34053

MCCW06 Heating Capacity (BTUH) at 3.6 GPM											
EAT	100 EWT	110 EWT	120 EWT	130 EWT	140 EWT	150 EWT	160 EWT	170 EWT	180 EWT	190 EWT	200 EWT
50	19785	23765	27756	31754	35759	39769	43783	47799	51818	55837	59858
60	15859	19832	23816	27809	31808	35813	39822	43835	47850	51867	55884
70	11931	15897	19874	23861	27855	31855	35860	39869	43881	47895	51910
80	8000	11958	15736	19910	23900	27895	31896	35902	39910	43921	47934

MCCW08 Heating Capacity (BTUH) at 4.8 GPM											
EAT	100 EWT	110 EWT	120 EWT	130 EWT	140 EWT	150 EWT	160 EWT	170 EWT	180 EWT	190 EWT	200 EWT
50	25437	30560	35697	40846	46004	51170	56341	61516	66694	71873	77054
60	20396	25508	30635	35775	40925	46083	51248	56418	61591	66766	71943
70	15351	20451	25569	30700	35843	40994	46153	51317	56485	61656	66829
80	10301	15391	20499	25622	30758	35902	41055	46214	51377	56544	61714

Figura 38. Capacidad manejadora multiaqua [30, p. 157]

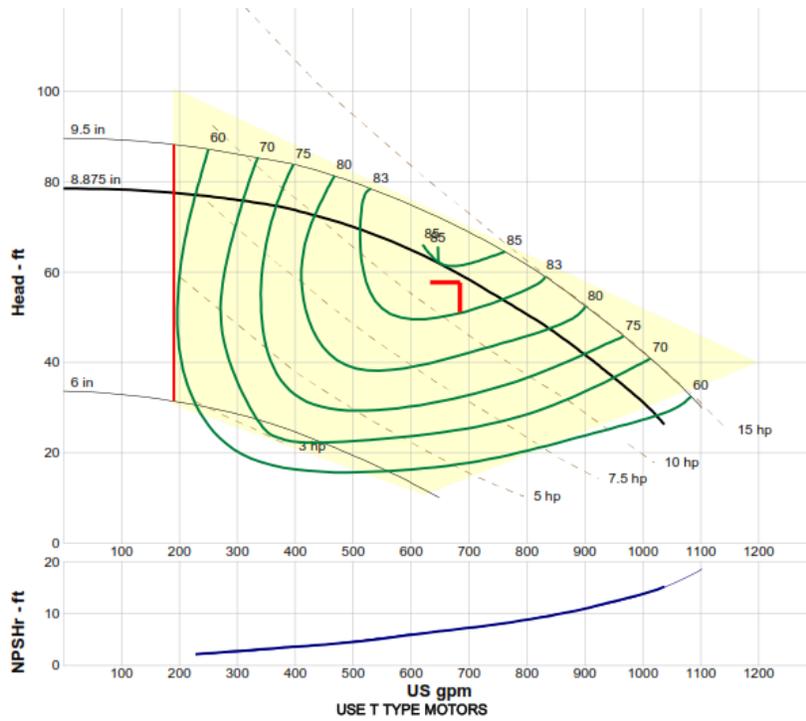


Figura 39. Curva característica bomba actual *chiller* Carrier [31, p.1]

---- Data Point ----	
Flow:	685 US gpm
Head:	59.3 ft
Eff:	84%
Power:	12.1 hp
NPSHr:	7.13 ft
---- Design Curve ----	
Shutoff head:	78.5 ft
Shutoff dP:	33.9 psi
Min flow:	190 US gpm
BEP:	85% @ 647 US gpm
NOL power:	12.7 hp @ 899 US gpm
-- Max Curve --	
Max power:	15 hp @ 1013 US gpm

Figura 40. Especificaciones bomba actual *chiller* Carrier [31, p.1]



PSYCHROMETRIC CHART
Normal Temperature
I-P Units
SEA LEVEL
BAROMETRIC PRESSURE: 29.921 in. HG



Dr. Willis Haviland Carrier's "Rational Psychrometric Formulae" presented December 9, 1915 became, and still is, the cornerstone of all fundamental calculations in the air conditioning industry. Understanding Carrier's Formulae allows engineers to precisely control both the temperature and humidity of the indoor air that surrounds us daily. The formulae, and the graphical lines they trace on the psychrometric chart, have been translated into most of the world's languages, printed in thousands of textbooks and engineers' handbooks.

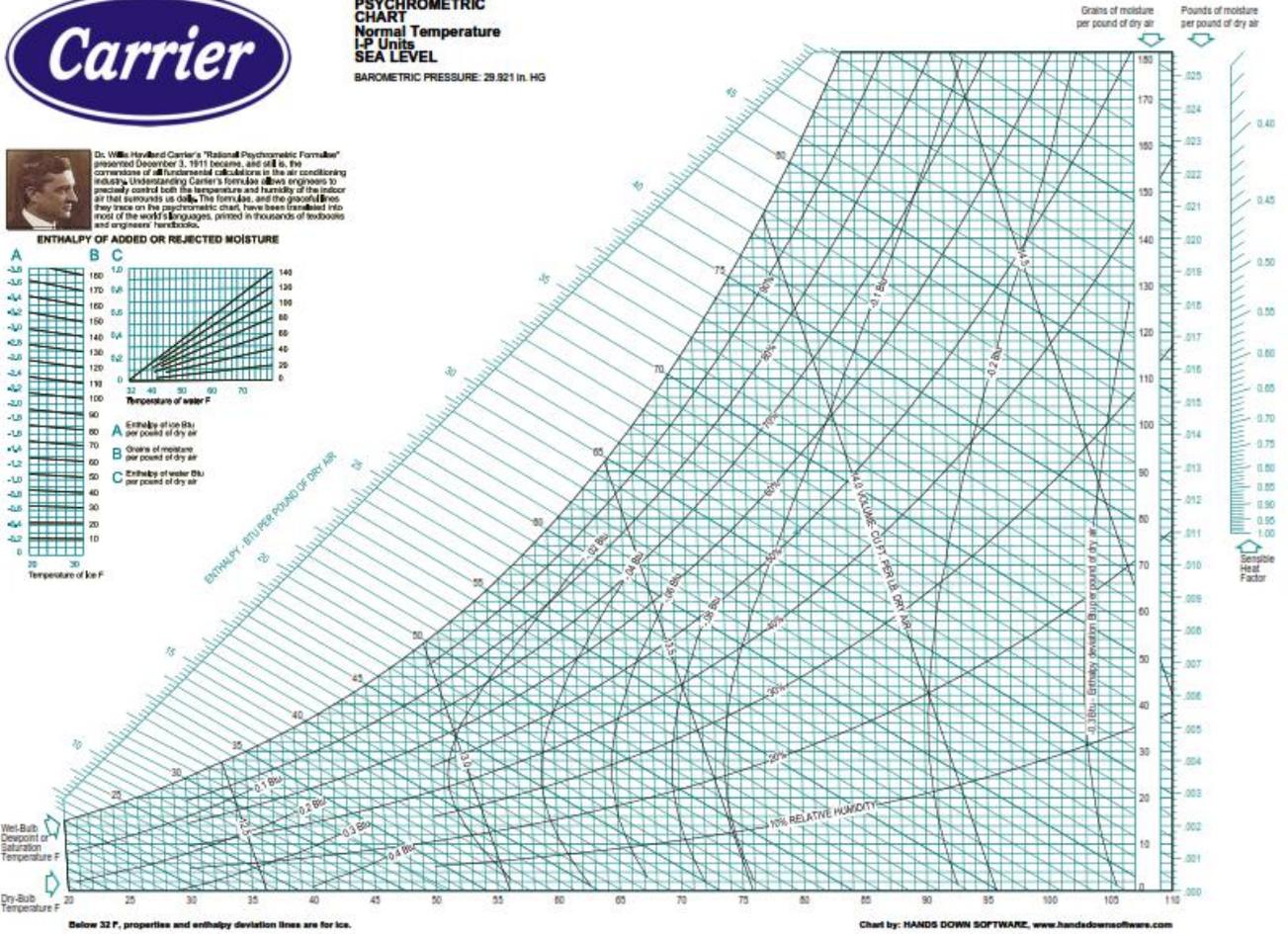
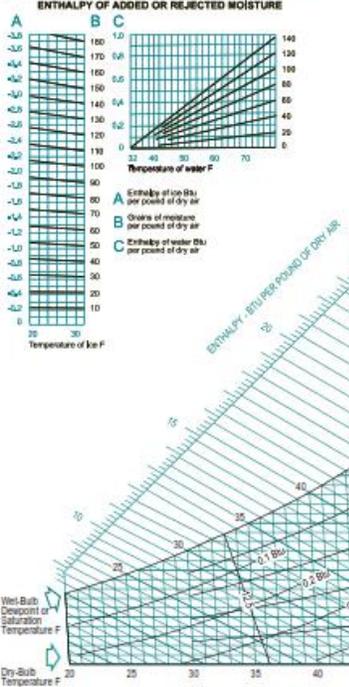


Figura 41. Carta psicrométrica [32,p .1]

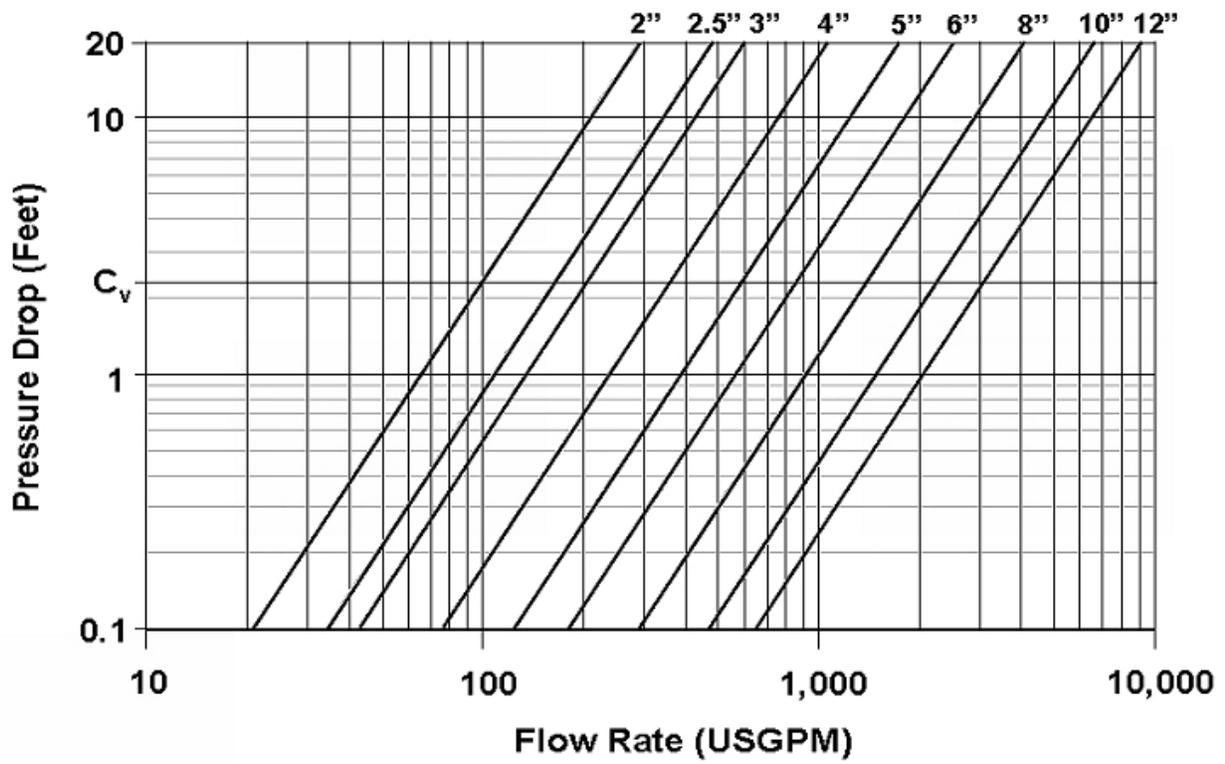


Figura 42. Caída de presión separador de aire [33, p.3]

Standard-Capacity CDU Facility Water Flow Requirements

Supply Water Temperature		Supply Water Flow Rate		Minimum Pressure Differential (Inlet to Outlet)	
°C	°F	gal/min (gpm)	liters/min (lpm)	psi	kPa
5	41.0	6.5–9.5	24.6–36.0	10.0	68.9
6	42.8	7.0–10.0	26.5–37.9	10.0	68.9
7	44.6	7.5–10.5	28.4–39.7	10.0	68.9
8	46.4	8.0–11.0	30.3–41.6	10.0	68.9
9	48.2	8.5–11.5	32.2–43.5	11.0	75.8
10	50.0	9.5–12.5	36.0–47.3	14.0	96.5
11	51.8	10.0–13.0	37.9–49.2	17.0	117.2
12	53.6	11.5–14.5	43.5–54.9	20.0	137.9
13	55.4	12.5–15.5	47.3–58.7	24.0	165.5
14	57.2	14.0–17.0	53.0–64.4	29.0	200.0
15	59.0	15.0–18.0	56.8–68.1	35.0	241.3

Figura 43. Requerimientos de caudal sistema Ultraflex [34, p.28]

	128 Channels	256 Channels	384 Channels	512 Channels	768 Channels	1024 Channels
BTU per Hour	14.8k	20.4k	25.9k	31.3k	42.4k	53.4k
AC Tons	1.24	1.70	2.15	2.61	3.53	4.45

Figura 44. Carga Térmica Julius-J750 [35, p. 7]

**ARI STANDARD RATINGS — 60 Hz
STANDARD EFFICIENCY**

UNIT 30GXN,R	CAPACITY		COMPRESSOR POWER INPUT (kW)	FAN POWER (kW)	COOLER FLOW		COOLER WATER PRESSURE DROP		EER	COP
	Tons	kW			GPM	L/s	ft water	kPa		
080	75.9	267	85.9	6.4	182.1	11.5	10.1	30.2	9.86	2.89
090	83.0	292	97.8	6.4	199.3	12.6	11.9	35.6	9.56	2.80
106	97.5	343	108.2	10.5	234.0	14.8	11.9	35.6	9.86	2.89
114	106.0	373	120.5	10.5	254.5	13.8	13.8	41.2	9.72	2.85
125	116.0	408	136.1	9.6	278.5	17.6	11.9	35.6	9.56	2.80
135	127.0	447	147.5	10.5	304.7	14.0	14.0	41.8	9.65	2.83
150	139.8	492	160.2	12.8	335.6	21.2	13.4	40.1	9.70	2.84
160	151.5	533	177.4	12.8	363.6	22.9	11.3	33.8	9.56	2.80
174	166.8	587	190.7	16.0	400.3	25.3	13.4	40.1	9.68	2.84
204	191.9	675	223.8	17.0	460.5	29.0	13.5	40.4	9.56	2.80
225	208.9	735	245.2	17.0	501.3	31.6	12.5	37.4	9.56	2.80

Figura 45. Capacidad nominal de *chiller* Carrier [25, p. 45]

COOLING CAPACITIES — 60 Hz, ENGLISH (cont)
STANDARD UNITS (cont)

LCWT (F)	UNIT SIZE 30GXN,R	CONDENSER ENTERING AIR TEMPERATURE (F)														
		85			95			105			115			125		
		Cap. Tons	Input kW	Cooler Flow Rate	Cap. Tons	Input kW	Cooler Flow Rate	Cap. Tons	Input kW	Cooler Flow Rate	Cap. Tons	Input kW	Cooler Flow Rate	Cap. Tons	Input kW	Cooler Flow Rate
46.00	080	84.9	89.4	203.7	78.8	94.3	189.0	72.3	99.2	173.3	65.4	104.9	156.9	58.8	112.4	141.0
	090	93.1	101.2	223.4	86.3	106.5	207.0	78.9	112.0	189.3	71.5	119.2	171.5	63.8	127.1	153.1
	106	109.3	114.5	262.3	101.6	120.1	243.7	93.3	126.2	223.8	84.6	133.9	202.9	76.4	142.6	183.2
	114	118.9	126.0	285.2	110.5	132.5	265.1	101.4	138.5	243.3	91.8	148.2	220.3	82.7	158.5	198.4
	125	126.0	135.6	302.2	120.1	147.6	288.1	113.5	160.1	272.2	107.3	175.2	257.3	74.8	155.8	179.5
	135	137.5	146.0	329.7	131.5	159.1	315.4	124.1	173.0	297.7	117.4	188.8	281.7	93.3	204.4	223.9
	150	150.3	161.5	360.4	144.5	175.2	346.7	136.8	190.5	328.2	129.8	207.6	311.3	115.6	226.1	277.3
	160	164.3	177.6	394.0	156.8	192.7	376.2	148.6	208.9	356.4	141.0	228.3	338.1	115.4	246.5	276.8
	174	178.3	194.7	427.6	171.1	210.6	410.4	163.4	227.6	391.9	154.8	248.8	371.4	98.8	201.7	237.0
	204	207.1	223.7	496.7	198.7	242.9	476.6	187.7	264.0	450.2	178.0	287.8	426.9	150.4	309.8	360.7
	225	227.0	245.2	544.6	216.1	265.8	518.3	205.2	288.2	492.2	194.4	316.0	466.2	123.8	228.4	297.1
	249	253.3	273.9	607.6	241.9	297.8	580.3	229.8	322.8	551.3	217.9	353.0	522.7	158.1	314.7	379.2
	264	267.1	287.8	640.7	253.7	312.0	608.5	241.4	337.6	579.1	229.0	370.3	549.3	155.7	332.4	373.5
	281	285.2	304.2	684.1	276.1	330.0	662.2	261.1	359.9	626.2	247.8	390.9	594.3	233.9	432.0	561.0
	301	308.5	332.1	739.9	296.9	359.6	712.2	280.5	391.3	672.9	266.6	425.9	639.4	237.3	464.1	569.1
	325	335.2	361.6	803.9	319.6	392.7	766.6	303.4	425.6	727.8	288.0	465.7	690.9	227.4	504.4	545.4
	350	363.1	404.6	870.9	344.2	438.4	825.7	328.7	474.4	788.5	311.6	522.1	747.5	180.6	348.9	433.2
	370	385.4	410.8	926.0	369.3	445.4	886.7	349.7	483.7	840.0	330.8	526.7	794.2	246.7	459.5	592.8
	390	410.7	437.4	987.0	391.9	474.3	941.6	371.6	514.6	892.2	352.4	562.0	846.9	0.0	0.0	0.0
	415	439.9	470.1	1056.8	419.7	509.2	1008.7	398.3	551.9	957.4	378.1	602.8	908.0	276.7	584.8	664.0
	450	464.9	495.8	1116.4	443.9	537.6	1065.4	421.0	583.2	1011.7	397.1	635.5	954.0	256.4	462.2	616.0
	475	490.7	524.9	1178.7	469.3	569.4	1127.0	445.8	618.0	1070.0	422.5	674.5	1015.2	289.8	549.0	695.7
	500	517.1	553.9	1242.6	495.0	601.1	1189.2	470.2	652.7	1129.3	448.0	711.4	1070.6	332.3	702.4	799.2
	525	545.6	581.5	1309.9	519.7	630.3	1250.0	494.1	682.1	1186.8	469.0	745.5	1126.2	0.0	0.0	0.0
	48.00	080	88.1	91.4	211.5	81.9	96.2	196.4	75.1	101.2	180.3	68.0	106.6	163.3	61.1	113.8
090		96.5	103.5	231.7	89.5	108.8	214.9	82.1	114.1	197.1	74.4	121.2	178.5	64.8	127.7	155.5
106		113.7	116.7	272.8	105.8	122.7	253.8	97.2	128.9	233.3	88.4	136.1	212.2	79.6	144.7	191.1
114		123.6	128.6	296.7	115.1	135.1	276.1	105.8	142.3	253.9	95.9	150.4	230.2	86.3	160.5	207.0
125		129.8	137.4	311.5	124.3	149.5	298.2	117.1	162.3	281.1	110.7	176.5	265.7	76.3	156.3	183.1
135		141.6	147.8	339.9	136.1	160.8	326.7	128.2	175.2	307.7	121.2	190.4	290.9	93.3	204.5	224.0
150		154.9	163.7	371.8	149.2	177.3	358.2	141.4	193.0	339.3	134.0	209.8	321.6	116.2	226.6	276.8
160		169.3	179.8	406.3	162.2	195.1	389.4	153.4	211.8	368.0	145.5	230.2	349.2	115.4	246.7	276.9
174		183.9	197.3	441.3	176.8	213.4	424.3	168.9	230.7	405.5	160.0	251.5	383.9	102.5	204.5	245.9
204		213.4	226.6	512.2	205.6	245.9	494.4	193.7	267.7	465.0	183.8	290.5	441.2	150.4	310.0	360.9
225		234.2	248.5	562.1	223.4	269.5	536.1	211.8	292.0	508.2	200.7	318.9	481.6	128.1	231.1	307.4
249		261.0	278.2	626.5	250.0	301.8	599.9	237.3	327.5	569.6	224.9	356.9	539.7	162.5	318.4	389.9
264		275.3	292.1	660.7	262.4	316.3	629.8	249.1	342.4	597.9	236.3	373.8	567.1	158.2	335.9	379.6
281		293.9	308.0	705.2	284.7	334.3	683.1	270.4	364.0	649.0	255.9	396.1	614.1	241.6	435.1	578.8
301		318.1	335.8	763.3	307.2	363.5	737.4	289.8	396.3	695.5	275.3	429.7	660.6	237.3	464.0	569.5
325		345.4	366.4	828.9	330.6	397.5	793.5	313.2	431.3	751.6	297.2	469.7	713.3	227.5	504.4	545.9
350		375.2	409.5	900.5	355.6	444.4	853.5	339.1	479.9	813.8	316.6	524.7	759.7	186.8	353.5	448.3

Figura 46. Capacidad nominal de *chiller* Carrier a temperatura real [25, p. 47]

**FACTORY-SUPPLIED FILTER PRESSURE DROP
— ENGLISH**

SIZE	UNIT	AIRFLOW (Cfm)	PRESSURE DROP (in. wg)
007	40RM	1,800	0.05
		2,400	0.08
		3,000	0.11
008	40RM	2,250	0.07
	40RMQ	3,000	0.11
	40RMS	3,750	0.15
010*	40RMS	—	—
012	40RM	3,000	0.11
	40RMQ	4,000	0.17
	40RMS	5,000	0.23
014	40RM	3,750	0.06
	40RMS	5,000	0.10
	40RMS	6,250	0.13
016	40RM	4,500	0.08
	40RMQ	6,000	0.12
	40RMS	7,500	0.17
024	40RM	6,000	0.12
	40RMQ	8,000	0.19
	40RMS	10,000	0.26
028	40RM	7,500	0.15
	40RMQ	10,000	0.22
	40RMS	12,500	0.30
034	40RM	9,000	0.19
	40RMS	12,000	0.29
	40RMS	15,000	0.40

*Data not available.

Figura 47. Flujo manejadora carrier [35, 57]

Company: Teradyne
 Name: Recirculation Chillers
 Date: 5/4/2015

WEINMAN

Pump:
 Size: 4KL
 Type: 0500-End Suc FM
 Synch speed: 1800 rpm
 Curve: 4KL-181
 Specific Speeds:
 Dimensions:
 Speed: 1750 rpm
 Dia: 8.875 in
 Impeller:
 Ns: ---
 Nss: ---
 Suction: 5 in
 Discharge: 4 in

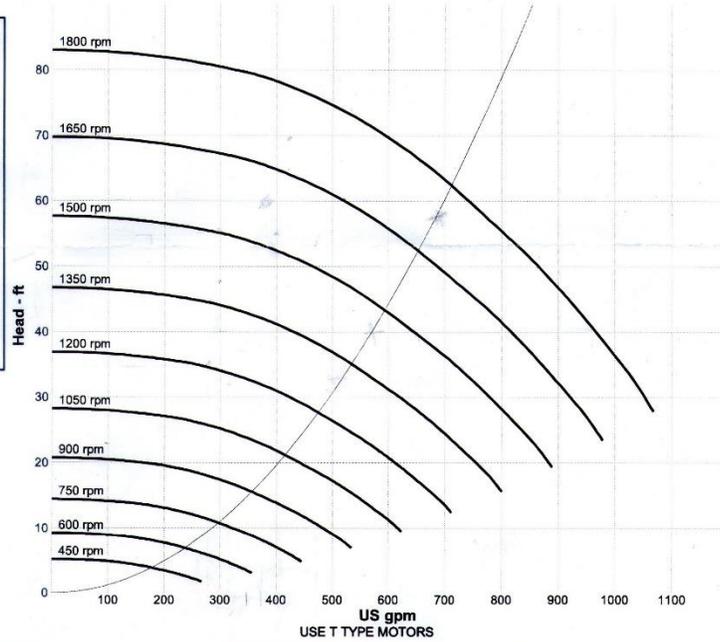
Search Criteria:
 Flow: 685 US gpm
 Head: 58 ft

Fluid:
 Water
 SG: 1
 Viscosity: 1.105 cP
 NPSHa: ---
 Temperature: 60 °F
 Vapor pressure: 0.2563 psi a
 Atm pressure: 14.7 psi a

Pump Limits:
 Temperature: 250 °F
 Pressure: 175 psi g
 Sphere size: 0.88 in
 Power: ---
 Eye area: ---

Motor:
 Standard: NEMA
 Enclosure: TEFC
 Sizing criteria: Max Power on Design Curve
 Size: 15 hp
 Speed: 1800
 Frame: 254T

--- Data Point ---	
Flow:	685 US gpm
Head:	59.3 ft
Eff:	84%
Power:	12.1 hp
NPSHr:	7.13 ft
--- Design Curve ---	
Shutoff head:	78.5 ft
Shutoff dP:	34 psi
Min flow:	190 US gpm
BEP:	85% @ 647 US gpm
NOL power:	12.7 hp @ 899 US gpm
--- Max Curve ---	
Max power:	15 hp @ 1013 US gpm



Performance Evaluation:					
Flow	Speed	Head	Efficiency	Power	NPSHr
US gpm	rpm	ft	%	hp	ft
822	1750	48.8	81	12.5	9.29
685	1750	59.3	84	12.1	7.13
548	1750	67.5	84	11.1	5.24
411	1750	73.3	78	9.69	3.75
274	1750	76.4	66	7.99	2.6

Selected from catalog: crane weinman.60 Vers: 4-17

Figura 48. Curva característica con velocidades bomba Weinman [31, p.2]

SUPLIVAL TEC S,A.

SAN JOSE COSTA AMERICA CENTRAL
HATILLO 7 100 ESTE DE LA TERMINAL DE BUSES
Tel 22311954 fax 22962015

NUMERO 2015-67

FACTURA PROFORMA

CLIENTE JULIO CESAR ARCE
CONTACTO

FECHA 19/05/2015

CANTIDAD		DIAMETRO	PRECIO UNI	TOTAL
2	VALVULAS DE MARIPOSA LUG CLASE 150 GENEBRE	6"	€105.986,00	€211.972,00
20	CODOS DE HIERRO NEGRO CE 40 RADIO LARGO	6 X 90	€12.466,00	€249.320,00
6	TEE DE HIERRO NEGRO CE 40 SOLDABLE	6"	€14.687,00	€88.122,00
5	TUBOS DE HIERRO NEGRO CE 40	6"	€153.872,00	€769.360,00
6	BRIDAS DE HIERRO NEGRO SOLDABLE CLASE 150	6"	€12.350,00	€74.100,00
PARA UNIR EL TUBO DE 6 CON PVC DE 3"				
2	REDUCTOR CAMPANA SOLDABLE	6X3"	€6.747,00	€13.494,00
2	NIPLE DE HIERRO UNA ROSCA 3 X 3"	3 X 3"	€10.738,00	€21.476,00

30 DIAS

QUICE DIAS
30 DIAS

ADRIANO MORA ARAYA

Adriano Mora Araya

	SUBTOTAL	€1.427.844,00
Entrega	I.V	€185.619,72
VALIDEZ	TOTAL	€1.613.463,72
PAGO		

Figura 49. Cotización de tubería [36 p. 1]



San Francisco de Dos Ríos
 100 Oeste de la Estación de Servicio delta
 Apdo 247 - 1011
 San José, Costa Rica
 Cédula 3-101-060214-05

Central Telefónica:
 Tel: (506) 4055-1700
 Fax: (506) 2286-3078
 E-mail: info@eleetrico.com
 http://www.eleetrico.com

Fecha 21/Mayo/2015

Hora 3:53PM

Factura Proforma No. 173046

Cliente: JULIO CESAR

Código Cliente: CA012525

De acuerdo a su estimable solicitud nos es grato presentar a su consideración nuestra cotización como sigue:

#	Artículo	Descripción	I.V.	Cantidad	Precio	% Desc.	Total
1	1	7MF1641-AA00-1AA0	IV	1	200,065.50	0.00	200,065.50
2	1	*****	IV	1	0.00	0.00	0.00
3	1	TIEMPO DE ENTREGA: 3-4 SEMANAS	IV	1	0.00	0.00	0.00

Fecha de Vencimiento 21/Junio/2015

Vendedor: Acuña Flores Ana Cristina
 Condiciones de pago: Contado (efectivo)

SubTotal	200,065.50
Descuento	0.00 COL
	200,065.50 COL
Impuesto	26,008.52 COL
Total	226,074.02 COL

Figura 50. Cotización sensor diferencial de presión Siemens [37, p. 1]

Cliente	Teradyne de Costa Rica S.A	Fax	2509-3009
Teléfono	2509-3000	Lugar Entrega	En sus instalaciones
Tiempo Entrega	Inmediata	Garantía	Contra defectos de fabricación 1 año
Validez Oferta	8 días		
Forma Pago	Crédito 30 días		
Asunto	Atención: Julio Cesar Arce. Equipo para proyecto.		

DETALLE	CANT.	MONTO	TOTAL
Mitsubishi D700 variador 15HP, 480VAC	1	1,134.00	1,134.00
MITSUBISHI PLC FX AC CPU base unit, 14DC in / 10 transistor out	1	494.00	494.00
MITSUBISHIFX3G tarjeta comunicacion RS485	1	69.00	69.00
MITSUBISHI cable conexión para interfase	1	37.00	37.00
MITSUBISHI modulo entrada analoga 12 bit 4CH	1	426.00	426.00
TURCK PRESSURE TRANSDUCER PT30PSIG-13-LI3-H1131	4	232.00	928.00
TURCK conector hembra eurofast 90° (codo) 4 pines	4	20.00	80.00
TURCK cable foil shield 4x22AWG, PVC 105C/300V, gris	150	5.40	810.00
MITSUBISHI CONTACTOR AC 32AMP 230VOLT COIL	2	59.00	118.00
RELECO C10 rele bobina 24VDC, 1 polos SPDT, LED	10	12.00	120.00
RELECO base para C10 rele 5 pines	10	6.00	60.00
MITSUBISHI MCCB - 3 POLES - 100 AMPS - ECONOMY	1	62.00	62.00
Fuente de poder 90 - 265 VCA IN 24VDC OUT , 5A	1	165.00	165.00
REDLION HMI Kadet 4.3 inch TFT	1	454.00	454.00
SUBTOTAL		\$	4,957.00
DESCUENTO 0%		\$ -	0
IMPUESTO VENTAS		\$	0.00
FLETE		\$	0.00
SERVICIO TECNICO programación / puesta en marcha		\$	0.00
TOTAL		\$	4,957.00

Figura 51. Cotización variador de frecuencia, PLC, accesorios complementarios [38, p. 1]

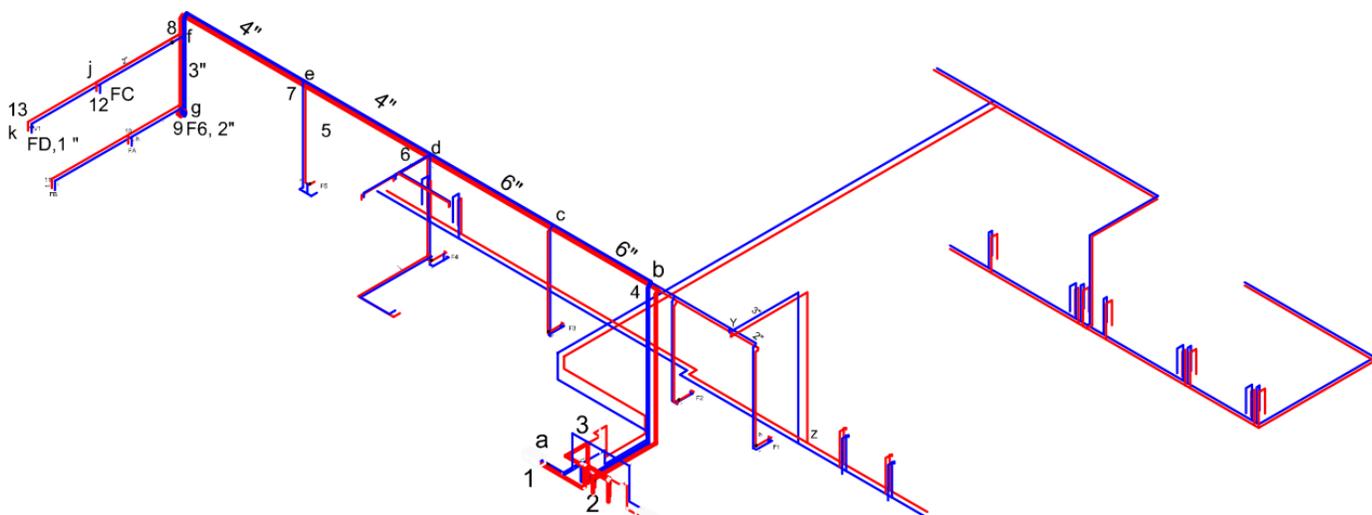


Figura 52. Ruta crítica sistema hidrónico en Teradyne

14. Bibliografía

- [1] E. G. Pita, *Air conditioning principles and systems*, 4th ed. Upper Saddle River, N.J: Prentice Hall, 2002.
- [2] PNL, “Thermal Energy Storage for Space Cooling”, vol. 1, no. 1, p. 3, Dec. 2010.
- [3] D. Sioros, Ed., *Integrated Solutions for Energy & Facility Management*, 1st ed., vol. 1. Estados Unidos: Prentice Hall, 2002.
- [4] Carrier, “Carrier Modelo 40RUS”, Carrierca. [Online]. Available: http://www.carriercca.com/product_detail.cfm?product_id=46&cat_id=46&parent_id=7. [Accessed: 20-May-2015].
- [5] C. C. Popova, A. M. M. de Benito, and J. C. O. Menéndez, “Control de plagas en la bioseguridad 4ª Parte: Plaguicidas: Generalidades y normativa”, *Suis*, no. 74, p. 5, 2011.
- [6] M. Espín, “Estudio sobre el almacenamiento de agua helada en los sistemas de climatización centralizados”, Cienfuegos, La Habana, Cuba, 2013.
- [7] Á. G. Plasencia and S. M. Hernández, “Análisis comparativo de estrategias de operación en sistemas de climatización centralizados por agua helada”.
- [8] S. M. Hernández, A. B. Nordelo, M. de Armas Teyra, and J. G. Sarduy, “Estrategias operacionales para el ahorro de energía en sistemas centralizados de climatización por agua helada de hoteles turísticos”, *Retos Tur.*, vol. 9, no. 1, p. 11, 2010.
- [9] S. T. Taylor, “Primary-only vs. primary-secondary variable flow systems”, *ASHRAE J.*, vol. 44, no. 2, pp. 25–29, 2002.
- [10] V. Lorente and M. María, “Sistemas de caudal de agua variable en circuito primario”, *Instal. Téc. Confort*, vol. 190, pp. 14–24, 2007.
- [11] R. and A.-C. E. American Society of Heating, *2009 Ashrae Handbook: fundamentals*. Atlanta, GA.: ASHRAE, 2009.
- [12] “Termopareti”, *Elcom System*. [Online]. Available: <http://www.elcomsystem.com/prodotti/termopareti>. [Accessed: 05-Apr-2015].
- [13] “Dell OptiPlex 9010 All-in-One”. [Online]. Available: http://itinsurrey.co.uk/assets/cache/dell_optiplex_9010_spec_sheet.pdf. [Accessed: 25-Mar-2015].
- [14] “Dell OptiPlex 990”. [Online]. Available: <http://www.dell.com/downloads/global/products/optix/en/optiplex-990-customer-brochure.pdf>. [Accessed: 25-Mar-2015].

- [15] “Dell OptiPlex 980”. [Online]. Available: http://sites.fas.harvard.edu/~phys191r/Bench_Notes/optiplex-980-tech-guide.pdf. [Accessed: 25-Mar-2015].
- [16] J. Spitler, K. McQuiston, and Lindsey, K., “The CLTD/SCL/CLF Cooling Load Calculation Method”, *ASHRAE Transactions*, vol. 1, no. 99, pp. 183–192, 1993.
- [17] M. Sebzali, “Assessment of cool thermal storage strategies in Kuwait”. 2006.
- [18] Londoño, Julio, “Síndrome de Bajo Delta T Optimización de la Planta de Enfriamiento”, Cartagena, Colombia, 2013, p. 67.
- [19] “Bell and Gossett - 2013 - Circuit Setter. Calibrated Balance Valve.html”.
- [20] Bell and Gossett, “Circuit Setter. Calibrated Balance Valve”, *Bell & Gossett a xylem brand*, 27-Jun-2013. [Online]. Available: <http://documentlibrary.xylemappliedwater.com/wp-content/blogs.dir/22/files/2012/07/G10091D.pdf>. [Accessed: 01-Mar-2015].
- [21] “CRS Coalescing Removal Separator”, *Bell & Gossett a xylem brand*, 01-Apr-2015. [Online]. Available: <http://bellgossett.com/air-sediment-control-expansion/coalescing-air-separators/crs-coalescing-removal-separator/>. [Accessed: 01-May-2015].
- [22] S. T. Taylor, “Understanding Expansion Tanks”, *ASHRAE Journal*, vol. 1, no. 1, 01-Mar-2013.
- [23] “Non-ASME Expansion Tanks”, *Bell & Gossett a xylem brand*, 28-Oct-2013. [Online]. Available: <http://documentlibrary.xylemappliedwater.com/wp-content/blogs.dir/22/files/2012/07/a-353c.pdf>. [Accessed: 30-May-2015].
- [24] WEG, “Selección y Aplicación de Variadores de Velocidad”, *WEG*. [Online]. Available: <http://catalogo.weg.com.br/files/wegnet/WEG-seleccion-y-aplicacion-de-variadores-de-velocidad-articulo-tecnico-espanol.pdf>. [Accessed: 23-May-2015].
- [25] “Balanced Triple Duty Valve”, *Bell & Gossett a xylem brand*, 27-Jun-2013. [Online]. Available: <http://documentlibrary.xylemappliedwater.com/wp-content/blogs.dir/22/files/documents/2012/03/B-860B.pdf>. [Accessed: 03-Mar-2015].
- [26] “Product Data 30GXN,GXR80-528”, *SurplusGroup*, 04-Apr-2014. [Online]. Available: <http://www.surplusgroup.com/literature-library/carrier-air-cooled-model-30gxn-ecologic-comfortlink-80-to-450-tons-product-data.aspx>. [Accessed: 02-Feb-2015].
- [27] R. Hubbard and P. York, “Chilled-Water-Piping ConFIGuration”. *HPAC Eng.*, 2011.
- [28] J. C. Campos and I. Tovar, “Ahorro de energía en sistemas de bombas centrífugas”.
- [29] J. Fabian, “Understanding IPLV/NPLV”, *ASHRAE Central Florida Chapter*, 01-Mar-2010. [Online]. Available: <http://ashrae-cfl.org/2010/03/understanding-iplvnplv/>. [Accessed: 12-

May-2015].

- [30] Trane, “Product Catalog Air-Cooled Series R Chillers Model RTAC”, *Trane*, 15-Jan-2015. [Online]. Available: http://www.trane.com/content/dam/Trane/Commercial/global/products-systems/equipment/chillers/air-cooled/RLC-PRC006M-EN_01152015.pdf. [Accessed: 15-May-2015].
- [31] T. H. Weigl, “Analysis of the Technical Potential and Profitability of Photovoltaic in Costa Rica”.
- [32] Multiaqua, “MCCW Chilled/Hot Water Ceiling Concealed”, *Multiaqua*, 06-Oct-2009. [Online]. Available: http://www.multiaqua.com/pdf09/Multiaqua09_MCCW.pdf. [Accessed: 03-Mar-2015].
- [33] J. Zúñiga, “Pump Curve Weinman”. 12-Jul-2013.
- [34] Carrier, “Carrier Chart”, *Hands Down Software*, 01-Sep-2011. [Online]. Available: <http://www.handsdownsoftware.com/carrier-chart.pdf>. [Accessed: 23-May-2015].
- [35] Bell and Gossett, “Separador de aire bell and gosset.pdf”, *Bell & Gossett a xylem brand*, 24-Oct-2013. [Online]. Available: <http://documentlibrary.xylemappliedwater.com/wp-content/blogs.dir/22/files/2012/07/a-326.11a2.pdf>. [Accessed: 03-Feb-2015].
- [36] Teradyne, “Site Preparation Guide Ultraflex”. 2007.
- [37] Teradyne, “Site Preparation Guide Julius 750”. 2011.
- [38] Carrier, “Product Data Packaged Air-Handling Units”, *hvacpartners*, 02-Jan-2014. [Online]. Available: <http://dms.hvacpartners.com/docs/1005/Public/05/40RM-10PD.pdf>. [Accessed: 30-May-2015].
- [39] A. Mora, “Cotización Suplival”. 19-May-2015.
- [40] A. Acuña, “Cotización El Eléctrico”. 08-May-2015.
- [41] J. Quirós, “Cotización Tecnología Interactiva”. 08-May-2015.