

**INSTITUTO TECNOLÓGICO DE COSTA RICA
ESCUELA DE INGENIERÍA ELECTROMECAÁNICA**



*Análisis de desempeño del sistema hidrónico central de aire acondicionado actual
y proyección de opciones de rediseño del sistema para el hotel
Los Sueños Marriott Resort*

Informe de Práctica de Especialidad para optar por el Título de Ingeniero
en Mantenimiento Industrial, grado Licenciatura

REALIZADO POR:

Sebastián Navarro Salas

COORDINADOR DE PRÁCTICA:

Ing. Greivin Barahona Guzmán

II SEMESTRE 2018



Carrera evaluada y acreditada por:

Canadian Engineering Accreditation Board

Bureau Canadien d'Accréditation des Programmes d'Ingénierie

CARTA DE ENTENDIMIENTO

Fecha: 2018-11-12

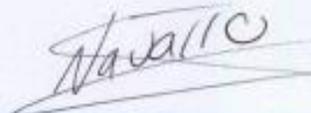
Señores
Instituto Tecnológico de Costa Rica
Sistema de Bibliotecas del Tecnológico

Yo Sebastián Navarro Salas

carné No. 2014092969, si autorizo no autorizo, al Sistema de Bibliotecas del Tecnológico (SIBITEC), disponer del Trabajo Final de graduación, del cual soy autor, para optar por el grado de Licenciatura, en la carrera de Ingeniería en Mantenimiento Industrial, presentado en la fecha 2018-11-14, con el título Análisis de desempeño del sistema hidrónico central de aire acondicionado actual y proyección de opciones de rediseño del sistema para el hotel Los Sueños Marriott Resort.

para ser ubicado en el Repositorio Institucional y Catálogo SIBITEC, con el objetivo de ser visualizado a través de la red Internet.

Firma de estudiante:



Correo electrónico:

snavarro2904@gmail.com

Cédula No.:

1 1640 0899

Información general

Datos personales

Nombre completo: Sebastián Navarro Salas

Número de cédula: 116400899

Número de carné: 2014092969

Edad: 22 años

Números de teléfono: 88167874 / 24283389

Correos electrónicos: snavarro2904@gmail.com / snavarro2904@outlook.com

Dirección de domicilio: 100 metros noroeste de estación del ferrocarril de Cascajal, Orotina

Datos de proyecto

Nombre de proyecto:

Análisis de desempeño del sistema hidrónico central de aire acondicionado actual y proyección de opciones de rediseño del sistema para el hotel Los Sueños Marriott Resort.

Profesor asesor: Ing. Eligio Astorga Cordero

Horario de trabajo del estudiante: lunes a viernes de 8:00 a.m. a 4:00 p.m.

Datos de la Empresa

Nombre: Hotel los Sueños Marriott Resort

Actividad Principal: Hospedaje y entretenimiento

Dirección: Suroeste de Plaza Herradura, Garabito.

Contacto: Joaquín Ramírez

Teléfono: 26309135

Dedicatoria

A Dios y a mis padres. Mis mayores logros son en honra a ellos.

A cada ser humano que conforma mi familia, que se complace por el crecimiento de un ser querido.

Agradecimiento

A Dios, por manifestarse en mi vida a través de diferentes personas y hacerme saber que siempre ha estado a mi lado. Por cada una de las herramientas que me facilitó en esta etapa de mi vida. Sin su presencia y gratitud, los éxitos no se disfrutarían tanto.

A mi madre, por enseñarme el significado del amor. A mi padre, por su apoyo y sus consejos.

A Krisly Salas, por ser mi fiel compañera y mi mayor soporte a lo largo de este trayecto.

A los profesores Óscar Monge, Ignacio del Valle, Alberto Garro, Christopher Vega, Osvaldo Guerrero y Julio Rojas, por enseñarme tanto en tan poco tiempo.

A Marriott, por darme la oportunidad de desarrollar mi proyecto. A Francisco Pérez, Joaquín Ramírez y a cada una de las personas de esta gran compañía quien me brindó su apoyo en este periodo. A todo el departamento de ingeniería.

Al ingeniero Luis Diego Leiva de Termo Aire, por atender mis dudas.

Al ingeniero Mario Blanco, de Clima Ideal, por toda su inmensa colaboración en este proyecto; por atender mis dudas y solicitudes de manera tan cordial.

Al profesor Eligio Astorga, por sus recomendaciones técnicas en redacción y presentación del informe.

Al Instituto Tecnológico de Costa Rica por ofrecer educación de tan alto nivel

Tabla de contenido

Dedicatoria	ii
Agradecimiento	iii
1 Resumen	1
2 General.....	4
2.1 Reseña de la empresa	4
2.2 Misión	4
2.3 Visión.....	4
3 Descripción de Proyecto	5
3.1 Introducción	5
3.2 Planteamiento del problema	6
3.3 Objetivos	7
3.3.1 Objetivo general	7
3.3.2 Objetivos específicos.....	7
3.4 Justificación	8
3.5 Metodología por seguir	10
3.5.1 Recolección de información y datos para determinar la eficiencia actual.....	10
3.5.2 Verificación de estudio de carga térmica.....	10
3.5.3 Selección de unidades del sistema	10
3.5.4 Elaboración de planos mecánicos.....	11
3.5.5 Propuestas de presupuesto.....	11
3.6 Alcance y limitaciones	12
4 Marco Teórico.....	14
4.1 Aire Acondicionado	14
4.2 Condiciones de diseño.....	15
4.2.1 Condiciones en interior.....	15
4.3 Confort térmico	15
4.3.1 Principales variables que influyen en confort.....	15
4.4 Estudio de carga térmica	17
4.4.1 Carta Psicométrica.....	17
4.4.2 Ganancias de calor en recintos.....	19
4.4.3 Hourly Analysis Program (HAP).....	20
4.5 Sistema de ductos de aire	20
4.5.1 Método de igual fricción.....	21
4.5.2 Método de recuperación estática.....	21
4.6 Sistemas de aire acondicionado hidrónicos centrales	21

4.7	Esquema básico de funcionamiento de un sistema hidrónico central para aire acondicionado	22
4.8	Sistemas de agua cerrada y componentes.....	25
4.8.1	Método de diseño según ASHRAE.....	26
4.8.2	Componentes térmicos de un sistema hidrónico de aire acondicionado	27
4.8.3	Cámara de expansión.....	29
4.8.4	Válvulas de control.....	31
4.9	Configuración de sistema de tubería hidrónica y unidades terminales	33
4.9.1	Circuito en serie.....	33
4.9.2	Cabezal de un tubo.	34
4.9.3	Cabezal de dos tubos con retorno directo.	35
4.9.4	Cabezal de dos tuberías con retorno inverso.....	35
4.10	Tuberías empleadas en sistemas de agua helada.....	36
4.10.1	Velocidad del agua y caída de presión.	36
4.11	Bombas centrífugas	37
4.11.1	Curvas del sistema hidrónico.	37
4.11.2	Características de succión positiva.....	39
4.11.3	Selección de bombas.....	39
4.11.4	Arreglo de bombas.....	40
4.11.5	Bombeo en paralelo.	41
4.11.6	Bombeo variable.	42
4.12	Sistemas de condensación por agua.....	43
4.12.1	Principio de funcionamiento.	43
4.12.2	Condiciones de diseño de torres de enfriamiento.	45
4.13	Tipos de torres de enfriamiento	45
4.14	Sistemas por torres de enfriamiento de circuito abierto.....	47
4.14.1	Precauciones de aire y vapor en circuitos abiertos.....	48
4.14.2	Práctica de tuberías para circuitos abiertos	49
4.14.3	Tratamiento de agua.....	50
4.15	Torres de enfriamiento de circuito cerrado	50
4.16	Eficiencia del sistema	51
4.16.1	Normativa AHRI.....	52
5	Desarrollo de Proyecto.....	57
5.1	Reconocimiento de la configuración actual del sistema hidrónico central	57
5.1.1	Circuito Agua Helada.	57
5.1.2	Circuito de condensado.....	60
5.2	Análisis de desempeño de sistema hidrónico central de aire acondicionado.....	62
5.2.1	Limitaciones de la determinación de la eficiencia.	62
5.2.2	Análisis estudio NPLV Clima Ideal.....	64
5.2.3	Herramienta digital de Marriott, Plant Diagnostic Tool.....	67

5.2.4	Conclusiones obtenidas sobre el desempeño del sistema hidrónico central a través del Plant Diagnostic Tool,	69
5.2.5	Determinación de la relación kw/TonR según el Instituto para la Diversificación y Ahorro de la Energía (IDAE) a través del método indirecto.....	71
5.2.6	Determinación del NPLV práctico según AHRI con uso del estándar 550/590 (I-P).	76
5.2.7	Procedimientos para la prueba y el cálculo de IPLV/NPLV para unidades de control de capacidad continua (compresor de tornillo).....	77
5.3	Justificación de la sustitución de Chillers de agua helada	81
5.4	Verificación del sistema actual.....	84
5.4.1	Incorporación de SIBÖ Spa a la red de agua helada.	86
5.4.2	Verificación de bombas actuales y tuberías	87
5.4.3	Conclusiones sobre sistema de tuberías y bombeo actual.	91
5.5	Selección de nuevas unidades terminales	94
5.6	Rediseño de sistema hidrónico central de aire acondicionado.....	96
5.7	Selección del medio de condensación	97
5.7.1	Configuración de Chillers seleccionada y modelos de Chiller.....	98
5.7.2	Selección de torres de enfriamiento.	101
5.7.3	Opciones de rediseño para sistema hidrónico central y selección de bombas.	104
5.7.4	Configuración bombeo primario constante-secundario constante.	110
5.7.5	Configuración bombeo primario constante-secundario variable.....	111
5.8	Selección de componentes de circuito hidráulico.....	111
5.8.1	Tuberías anillo primario de agua helada y rediseño tramo tubería Acceso.	111
5.8.2	Tubería circuito de condensado.	113
5.8.3	Reemplazo de válvulas de control.	114
5.8.4	Selección de sensor diferencial de presión para sistema con secundario variable.	117
5.8.5	Selección variadores de frecuencia.	117
5.8.6	Selección tanque de expansión.	117
5.8.7	Selección tanque separador de aire, válvula de venteo y válvula de alivio de presión.....	121
5.9	Diseño de ductos	122
5.9.1	Ductos textiles.	126
5.10	Planteamiento de presupuestos.....	127
5.10.1	Presupuesto tuberías y accesorios.	128
5.10.2	Presupuesto unidades terminales, válvulas de balance y válvulas de corte.	130
5.10.3	Presupuesto control sistema constante.	131
5.10.4	Presupuesto control sistema variable.	131
5.10.5	Presupuesto sistema de gestión del aire.	133
5.10.6	Presupuesto sistema de condensación.	133
5.10.7	Presupuesto chillers.	134
5.10.8	Presupuesto bombas de circuito primario, circuito secundario y condensado.	134
5.11	Presupuestos base según propuesta	135
5.11.1	Propuesta sencilla.....	135

5.11.2	Propuesta eficiente.....	135
5.11.3	Propuesta alternativa.....	136
6	Conclusiones.....	137
7	Recomendaciones	138
8	Anexos	139
9	Bibliografía	170

Índice de figura

<i>Figura 1.</i> Ubicación del hotel relativa a Plaza Herradura.....	4
<i>Figura 2.</i> Zona de confort según ASHRAE.....	17
<i>Figura 3.</i> Ejemplo de carta psicométrica.....	19
<i>Figura 4.</i> Ganancias de calor en recintos.....	20
<i>Figura 5.</i> Ciclo de refrigeración simple.....	23
<i>Figura 6.</i> Esquema de una torre de enfriamiento como componente de un sistema central de refrigeración	25
<i>Figura 7.</i> Constante de Henry versus temperatura para agua o aire	30
<i>Figura 8.</i> Solubilidad versus temperatura y presión para soluciones aire/agua	31
<i>Figura 9.</i> Ejemplo de funcionamiento de válvula de 3 vías de desvío.....	32
<i>Figura 10.</i> Vista isométrica de un sistema de tubería con circuito en serie	34
<i>Figura 11.</i> Vista isométrica de sistema de tubería con cabezal de un tubo.....	34
<i>Figura 12.</i> Sistema de tubería con dos cabezales y retorno directo	35
<i>Figura 13.</i> Sistema de tubería con dos cabezales y retorno inverso	36
<i>Figura 14.</i> Flujos máximos (GPM) recomendados según horas de funcionamiento al año.....	36
<i>Figura 15.</i> Curva típica de caída de presión de un sistema según caudal	38
<i>Figura 16.</i> Punto de operación, intersección entre curva de la bomba y curva de sistema	40
<i>Figura 17.</i> Condiciones de operación para bombas en paralelo	41
<i>Figura 18:</i> Conexión típica para bombas en paralelo.....	42
<i>Figura 19.</i> Ejemplo de sistema primario constante con secundario variable	43
<i>Figura 20.</i> Relación de temperatura entre el agua y el aire en torre de enfriamiento de contraflujo	44
<i>Figura 21.</i> Torre de enfriamiento de contacto directo o abierta	46
<i>Figura 22.</i> Torres de enfriamiento de contacto indirecto de circuito cerrado	46
<i>Figura 23.</i> Tipos de relleno	47
<i>Figura 24.</i> Sistema de tubería típico de torres de enfriamiento.	48
<i>Figura 25.</i> Diagrama de presión estática y de succión con elementos de bombeo	50
<i>Figura 26.</i> Ejemplo de sistema enfriamiento por circuito cerrado.....	51
<i>Figura 27.</i> Causas de pérdida de eficiencia energética	52
<i>Figura 28.</i> Diagrama unifilar distribución agua helada casa maquinas	58
<i>Figura 29.</i> Detalle de conexión de bombas primarias	60
<i>Figura 30.</i> Unifilar circuito de condensado	61
<i>Figura 31.</i> Sectorización de las habitaciones.....	63
<i>Figura 32.</i> Puntos de operación bombas circuito primario.....	65
<i>Figura 33.</i> Propiedades de chillers bajo condición de funcionamiento no estándar (NPLV)	66
<i>Figura 34.</i> Curva Caudal-Perdida de carga para el lado del evaporador en unidades inglesas.	67
<i>Figura 35.</i> Curva Caudal-Perdida de carga para el lado del condensador en unidades inglesas.	73
<i>Figura 36.</i> Curva Caudal-Perdida de carga para el lado del evaporador en unidades inglesas.	73
<i>Figura 37.</i> Categorías de distribución Tonelada-Hora	80

<i>Figura 38.</i> Chillers instalados actualmente en Casa Máquinas, Hotel Los Sueños Marriott Resort	81
<i>Figura 39.</i> Ejemplo de uso de software System Sizer de Bell & Gossett	89
<i>Figura 40.</i> Curvas de caída de presión según porcentaje de flujo por ramificación	90
<i>Figura 41.</i> Deterioro de Chillers York del SIBO Spa.....	98
<i>Figura 42.</i> Comportamiento típico de carga térmica en fines de semana según hora.....	100
<i>Figura 43.</i> Propuesta de diseño red de agua helada.....	105
<i>Figura 44.</i> Bomba Bell & Gossett serie e-1510.....	106
<i>Figura 45.</i> Bomba Bell & Gossett serie e-1510.....	106
<i>Figura 46.</i> Propuesta de diseño circuito condensado para torres de cerradas	108
<i>Figura 47.</i> Propuesta de diseño circuito condensado para torres de abiertas	109
<i>Figura 48.</i> Configuración de válvulas en manejadora con sistema de flujo constante	110
<i>Figura 49.</i> Configuración de válvulas en manejadora con sistema de flujo variable.....	111
<i>Figura 50.</i> Sensor diferencial de presión Dwyer modelo 629	117
<i>Figura 51.</i> Volumen específico para agua satura a varias temperaturas	119
<i>Figura 52.</i> Tanque de expansión Serie B y D.....	121
<i>Figura 53.</i> Separador de eliminación coalescente CRS.....	122
<i>Figura 54.</i> Velocidades máximas recomendadas para aplicaciones a baja velocidad.....	124
<i>Figura 56.</i> Propuesta de diseño por fricción igual.....	125
<i>Figura 57.</i> Propuesta de diseño por recuperación estática.....	125
<i>Figura 58.</i> Espacio a acondicionar, Gran Salón Nuevo.....	126
<i>Figura 59.</i> Propuesta de dimensionamiento de ductos de tela	127

Índice de tablas

Tabla 1. <i>Criterios de diseño para hoteles en áreas principales</i>	16
Tabla 2. <i>Tabla comparativa de las propiedades del agua y aire</i>	22
Tabla 3. <i>Condiciones de calificación estándar para determinar un IPLV</i>	53
Tabla 4. <i>Factores para evaluar en ecuación de cálculo de calor específico y densidad en términos temperatura promedio entre entrada y salida de la unidad para un rango de 32 °F a 212 °F</i>	55
Tabla 5. <i>Cuadro resumen de bombas instaladas en el sistema hidráulico central</i>	59
Tabla 6. <i>Plazos sin disponibilidad de algunos sectores</i>	63
Tabla 7. <i>Datos de temperaturas y humedad relativa de estación de medición Muelle, periodo 2015-2018</i>	68
Tabla 8. <i>Cuadro de mediciones para análisis de rendimiento a valores de carga parcial</i>	75
Tabla 9. <i>Requisitos de equipos de medición de prueba</i>	76
Tabla 10. <i>Condiciones de prueba a carga parcial</i>	78
Tabla 11. <i>Determinación del NPLV práctico de cada chiller</i>	80
Tabla 12. <i>Carga térmica demandada para instalaciones del hotel actualmente abastecidas por el sistema hidráulico central</i>	82
Tabla 13. <i>Carga térmica requerida para instalaciones del hotel que se incorporaran al sistema hidráulico central</i>	83
Tabla 14. <i>Distribución de recintos en ramales principales de agua helada</i>	85
Tabla 15. <i>Equipos que conforman la red actual de aire acondicionado</i>	87
Tabla 16. <i>Cuadro resumen características de bombeo previo renovación de habitaciones</i>	91
Tabla 17. <i>Cuadro resumen características de bombeo con renovación de habitaciones</i>	92
Tabla 18. <i>Cuadro resumen características de bombeo con la incorporación del Spa a la red</i>	92
Tabla 19. <i>Determinación de condición de unidades terminales actuales</i>	94
Tabla 20. <i>Selección de unidades manejadoras manualmente de catálogo de fabricante</i>	96
Tabla 21. <i>Comparativa entre sistemas evaporativos sobre enfriados únicamente por aire</i>	97
Tabla 22. <i>Equipos evaporativos de circuito cerrado respecto de los de circuito abierto</i>	101
Tabla 23. <i>Cuadro resumen torres de enfriamiento seleccionadas</i>	103
Tabla 24. <i>Cuadro resumen bombas circuito agua helada</i>	105
Tabla 25. <i>Cuadro resumen bombas condensado</i>	107
Tabla 26. <i>Cuadro resumen de materiales necesarios para rediseño de circuito primario</i>	112
Tabla 27. <i>Cuadro resumen de materiales necesarios para rediseño tubería Acceso</i>	113
Tabla 28. <i>Cuadro resumen de materiales necesarios para ramal Salones de edificio Gran Salón</i>	113
Tabla 29. <i>Cuadro resumen de materiales necesarios para circuito de condensado</i>	114
Tabla 30. <i>Cuadro resumen válvulas de balance</i>	115
Tabla 31. <i>Cuadro resumen selección de válvulas de control de 2 y 3 vías</i>	116
Tabla 32. <i>Cuadro resumen tanques de expansión seleccionados con válvula de reducción de presión</i>	121
Tabla 33. <i>Cuadro resumen de tanques separadores de eliminación coalescente de Bell & Gossett</i>	122
Tabla 34. <i>Velocidad recomendada para retornos según aplicación</i>	123
Tabla 35. <i>Velocidad recomendada para difusores según aplicación</i>	123

Tabla 36. Cuadro resumen tubería de PVC SDR 17 y accesorios	128
Tabla 37. Cuadro resumen tubería hierro negro y accesorios para circuito de condensado	129
Tabla 38. Cuadro resumen válvulas manuales y juntas de expansión para bombas	129
Tabla 39. Cuadro resumen de unidades terminales por remplazar	130
Tabla 40. Cuadro resumen presupuesto válvulas de corte	130
Tabla 41. Cuadro resumen válvulas de balance	131
Tabla 42. Cuadro resumen presupuesto válvulas de control de 3 vías	131
Tabla 43. Cuadro resumen costo de arrancadores y variadores de frecuencia	132
Tabla 44. Cuadro resumen presupuesto de válvulas de control de 2 vías	132
Tabla 45. Cuadro resumen presupuesto de sistema de gestión de aire para circuito de agua helada.....	133
Tabla 46. Cuadro resumen presupuesto de sistema de gestión de aire para torres cerradas	133
Tabla 47. Cuadro resumen costos de bombas y accesorios	134
Tabla 48. Cuadro resumen de presupuesto de inversión inicial para propuesta sencilla.....	135
Tabla 49. Cuadro resumen de presupuesto de inversión inicial para propuesta eficiente.....	136
Tabla 50. Cuadro resumen de presupuesto de inversión inicial para propuesta alternativa.....	136

Índice de anexos

<i>Anexo 1:</i> Longitud equivalente de accesorios de tuberías para perdidas por fricción	139
<i>Anexo 2:</i> Longitud equivalente de válvulas para perdidas por fricción.....	139
<i>Anexo 3:</i> Submittal manejadora Carrier 40RUS025	140
<i>Anexo 4:</i> Submittal manejadora Carrier, 40RUS025	140
<i>Anexo 5:</i> Submittal manejadora carrier 40rus12	141
<i>Anexo 6:</i> Submittal manejadora Carrier 40RUS14	141
<i>Anexo 7:</i> Submittal manejadora Carrier 40RUS14	142
<i>Anexo 8:</i> Submittal manejadora Carrier 40RUS14	142
<i>Anexo 9:</i> Submittal manejadora Carrier 40RUS14	143
<i>Anexo 10:</i> Submittal fancoil Carrier 42DAA14	143
<i>Anexo 11:</i> Ficha técnica fancoil IEC MUY04.....	144
<i>Anexo 12:</i> Ficha técnica Fancoil IEC MUY06.....	144
<i>Anexo 13:</i> Criterios de diseño Antesala Gran Salón New	145
<i>Anexo 14:</i> Criterios de diseño Gran Salón New	145
<i>Anexo 15:</i> Criterios de diseño Lavandería	146
<i>Anexo 16:</i> Criterios de diseño Antesala Gran Salón	146
<i>Anexo 17:</i> Criterios de diseño Salones Los Escondido	147
<i>Anexo 18:</i> Criterios de diseño Patio Salón 1	147
<i>Anexo 19:</i> Criterios de diseño Patio Salón 2 y 3	148
<i>Anexo 20:</i> Criterios de diseño Restaurante Hacienda Kitchen	148
<i>Anexo 21:</i> Criterios de diseño Cafetería Asociados	149
<i>Anexo 22:</i> Criterios de diseño Cocina General	149
<i>Anexo 23:</i> Criterios de diseño Pastelería.....	150
<i>Anexo 24:</i> Criterios de diseño Restaurante Nuevo Latino.....	150
<i>Anexo 25:</i> Criterios de diseño Herradura A	151
<i>Anexo 26:</i> Criterios de diseño Herradura B, C y D	151
<i>Anexo 27:</i> Criterios de diseño Gran Sueño	152
<i>Anexo 28:</i> Criterios de diseño Tienda Casa Club y Oficina director de Golf	152
<i>Anexo 29:</i> Criterios de diseño Tienda Edificio Parque 111m2.....	153
<i>Anexo 30:</i> Criterios de diseño Tienda Edificio Parque 176m2.....	153
<i>Anexo 31:</i> Criterios de diseño Tienda Edificio Parque 176m2.....	154
<i>Anexo 32:</i> Criterios de diseño Oficinas Administrativas.....	154
<i>Anexo 33:</i> Criterios de diseño Salón El Ceibo	155
<i>Anexo 34:</i> Criterios de diseño Pasillo Banquetes	155
<i>Anexo 35:</i> Criterios de diseño Cocina Casa Club.....	156
<i>Anexo 36:</i> Criterios de diseño S.S. Casa Club	156
<i>Anexo 37:</i> Criterios de diseño S.S. Casa Club	157
<i>Anexo 38:</i> Criterios de diseño S.S. Casa Club	157

<i>Anexo 39.</i> Criterios de diseño S.S. Casa Club	158
<i>Anexo 40.</i> Comportamiento carga térmica en los días sábados para habitaciones y salones por hora	158
<i>Anexo 41.</i> Comportamiento carga térmica en los días domingos para habitaciones y salones por hora	159
<i>Anexo 42.</i> Comportamiento carga térmica en los días sábados para cocinas y restaurantes por hora	159
<i>Anexo 43.</i> Comportamiento carga térmica en los días domingos para cocinas y restaurantes por hora	160
<i>Anexo 44.</i> Curva característica bombas primario.....	160
<i>Anexo 45.</i> Curva característica bombas Golf y Marina.....	161
<i>Anexo 46.</i> Curva característica bomba Acceso	161
<i>Anexo 47.</i> Curva características bombas de condensado	162
<i>Anexo 48.</i> Certificación AHRI chillers actuales	162
<i>Anexo 49.</i> Cotización base para precios unitarios de válvulas y juntas de expansión.....	163
<i>Anexo 50.</i> Cotización base para precios unitarios de tuberío hierro negro SCH 40.....	163
<i>Anexo 51.</i> Criterio de selección válvulas de 2 y 3 vías	164
<i>Anexo 52.</i> Factor de corrección por cambio de diámetro en línea de tubería.....	165
<i>Anexo 53.</i> Características y dimensiones de válvulas de balance	165
<i>Anexo 54.</i> Cotización tubería de PVC preaislada en poliuretano con chaqueta de PVC.....	166
<i>Anexo 55.</i> Cotización válvulas de corte	167
<i>Anexo 56.</i> Cotización torre de enfriamiento abierta MESAN sin impuesto de venta.....	167
<i>Anexo 57.</i> Cotización torre de enfriamiento cerrada.....	168
<i>Anexo 58.</i> Cotización torre abierta sin costos de importación y sin impuestos de venta.....	169

1 Resumen

Toda instalación electromecánica tiene un límite de vida útil. Una instalación hidrónica central para climatización de recintos no está exenta de esta condición. Conforme los equipos de un sistema de climatización se acercan a su límite de vida útil, su desempeño disminuye considerablemente.

Analizar el desempeño de un sistema de climatización proporciona justificaciones y criterio sobre las decisiones que se desee tomar sobre el sistema, como reemplazar componentes o, simplemente, rediseñarlo. La literatura del Instituto de Aire Acondicionado, Calefacción y Refrigeración (AHRI, por sus siglas en inglés), establece muchos estándares, indicadores y/o procedimientos que permiten analizar el desempeño de un sistema de climatización.

De acuerdo con la certificación AHRI de los chillers instalados, el IPLV de estas unidades es de 0,562 kW/TonR. Se determinó un NPLV práctico, se considera que el equipo está fuera de condiciones estándar porque no fue posible configurar manualmente los chillers a condiciones estándar, las cuales, según AHRI, corresponden a una temperatura de salida del agua helada del evaporador de 44 °F (6,667 °C) y una temperatura de entrada del agua en el condensador de 85 °F (29,44°C). Se concluyó que el desempeño de los chillers es ineficiente y que el consumo promedio ponderado en potencia eléctrica por tonelada de refrigeración generada se excede un del 173 % para el chiller con mejor desempeño.

Se reunió la información necesaria para el desarrollo del proyecto (planos desactualizados, estudio de carga térmica realizado por Termo Aire S.A., registros de unidades terminales, entre otros más). Tras reconocer planos, ubicar las unidades terminales y comparar capacidad instalada de las unidades contra la requerida según estudio de carga térmica, se determina la condición y acción por realizar.

Contemplando el incremento de carga térmica por construcciones previstas, reemplazo de unidades y por la incorporación de nuevos sistemas, en total se estima un requerimiento de 1050 toneladas de refrigeración a proveer por el sistema hidrónico central.

Dado la gran magnitud del proyecto, no se entra en detalle de tasas de retorno de inversión ni beneficios económicos porque en la fase de diseño se realizaron muchos supuestos, o no se determinaron todos los componentes que intervienen en el costo final de la instalación (como el diseño de ductos). Se plantean aproximaciones de presupuestos de las diferentes opciones con sus beneficios y complicaciones, esto con el objetivo de proporcionarle al propietario de la instalación la oportunidad de escoger la opción de diseño que mejor se adecue a sus intereses.

Abstract

All electromechanical installation has a limit of useful life. Hydronic air conditioning system is not exempt from this condition. As the system approaches its limit of useful life, its performance decreases considerably. Analyze the performance of an air conditioning system, provide justifications and criteria on the decisions you want to make on the system, such as replacing components or redesigning it. The literature of the Institute of Air Conditioning, Heating and Refrigeration (AHRI), establishes many standards, indicators and / or procedures that allow to analyze the performance of an air conditioning system.

According to the AHRI certification of installed chillers, the IPLV of these units is 0.562 kW / TonR. A practical NPLV was determined, it is considered that the equipment is out of standard conditions because it was not possible to manually configure the chillers to standard conditions, which according to AHRI correspond to an exit temperature of the water of the evaporator of 44 °F (6,667 °C) and a water inlet temperature in the condenser of 85 °F (29.44°C). It was concluded that the performance of the chillers is inefficient and that the average consumption weighted in electric power per ton of refrigeration generated exceeds 173% for the chiller with better performance.

The necessary information for the development of the project (outdated system plans, thermal load study carried out by Termo Aire S.A., records of terminal units, among others) was collected. After recognizing system plans, locating the terminal units and comparing the installed capacity of the units against that required according to the thermal load study, the condition and action to be carried out is determined.

Contemplating the increase of thermal load by planned constructions, replacement of units and by the incorporation of new systems, in total it is estimated a requirement of 1050 tons of refrigeration to be provided by the central hydronic system.

Given the great magnitude of the project, details about rates of return or investment benefits, were not given because in the design phase many assumptions were made, or not all the components that intervene in the final cost of the installation were determined (as the design of airducts). Approximate estimates of the different alternatives are presented with their benefits and, to provide the owner of the facility with the opportunity to choose the alternative design that best suits their interests.

Palabras clave: Enfoque (Approach), unidad fuente, unidad terminal, valor carga parcial, sistema hidrónico central de aire acondicionado, eficiencia.

2 General

2.1 Reseña de la empresa

El hotel Los Sueños Marriott Resort abrió sus puertas en diciembre de 1999. Se encuentra al suroeste de Plaza Herradura en el distrito Herradura, del cantón Garabito. El hotel cuenta con servicio de completo de spa, con un gimnasio, un campo de golf, piscina, cancha de tennis, lavandería y otras comodidades.

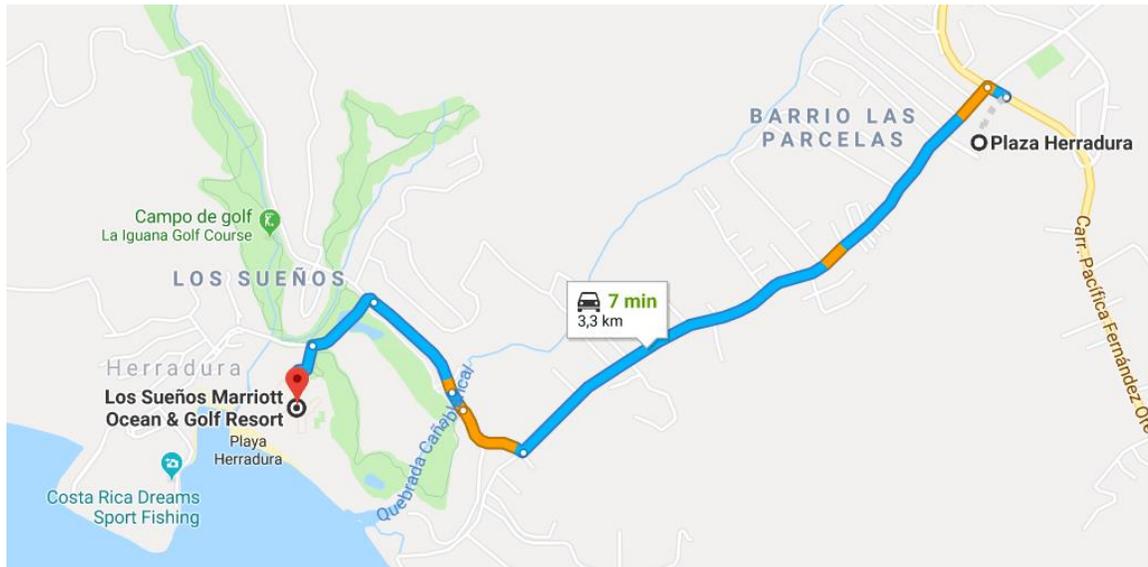


Figura 1. Ubicación del hotel relativa a Plaza Herradura

Fuente: Google Maps

2.2 Misión

-Unir culturas e inspirar descubrimientos en todo el mundo.

2.3 Visión

-Ser la compañía de viajes favorita a nivel mundial.

3 Descripción de Proyecto

3.1 Introducción

En un establecimiento de alojamiento como un hotel; los propietarios siempre procurarán la comodidad de sus huéspedes para garantizar que estos regresen, o bien, recomienden el hotel a sus amigos y/o familiares. En la búsqueda del confort (que se refiere a condiciones materiales que proporcionan bienestar o comodidad), los propietarios de los hoteles deben suplir las habitaciones y áreas comunes con diferentes servicios, como la climatización artificial.

Costa Rica es un país ubicado geográficamente entre las latitudes del Trópico de Cáncer y el Trópico de Capricornio (denominada como zona tropical) donde las temperaturas normales varían poco entre el verano y el invierno. En un hotel con ubicación en una región del pacífico central, como el Hotel los Sueños Marriott Resort, donde las temperaturas promedio más altas llegan hasta los 32°C (en marzo), según datos de la estación Muelle (Herradura) del Instituto Meteorológico Nacional; por ello, es indispensable suplir las habitaciones con un sistema de aire acondicionado que mantenga siempre al cliente lo más apegado posible a su propia definición de confort térmico.

El hotel cuenta con un sistema de aire acondicionado tipo Chiller (sistema sobre el cual se desarrolla este documento). Se compone por un sistema central que se encarga de enfriar un fluido, generalmente agua, el cual se distribuye a los diferentes equipos de enfriamiento ubicados en las áreas que requieren de climatización (unidades terminales). El agua helada pasa desde la unidad exterior a través de tuberías hacia las unidades manejadoras de aire (AHU, por sus siglas en inglés), que se encargan de distribuir el aire acondicionado hacia los ductos (o directamente) que llegan a los recintos por climatizar.

En este documento se abarcarán diferentes aspectos por considerar en un sistema de climatización de recintos con chillers de agua helada, hasta llegar a determinar las variables que influyen en la eficiencia de este y proponer un rediseño que permita incrementarla a través de la búsqueda de oportunidades de conservación de energía, esto para lograr un sistema que tenga el máximo aprovechamiento energético.

3.2 Planteamiento del problema

Actualmente el hotel cuenta con un sistema de acondicionamiento de aire por chillers de agua helada que fue instalado hace aproximadamente 20 años (antes de la inauguración del hotel, en 1999). En su momento, la tecnología instalada era suficiente en cuanto a eficiencia y aprovechamiento de la energía. Factores como el acelerado avance tecnológico, la necesidad de hacer frente al incesante déficit energético por el consumo irracional de energía, ampliación de las instalaciones, insatisfacción del cliente con el servicio brindado, contaminación y otros factores de materia ambiental, obligan a las diferentes compañías a actualizar sus instalaciones para la prestación de servicios. El sistema de climatización de recintos del hotel no se ve exento de esta necesidad de mejora.

El problema por abordar consta en hacer un análisis de desempeño de este sistema. Para esto, será necesario utilizar diferentes herramientas, como coeficientes de rendimiento (COP, por sus siglas en inglés) para determinar cuánto calor total logra extraerse por la potencia eléctrica suministrada al compresor (podría considerarse la energía consumida por equipos auxiliares como ventiladores, bombas y el sistema de las torres de enfriamiento) y el uso de literatura competente al área, como la del Instituto de Aire Acondicionado, Calefacción y Refrigeración (AHRI, por sus siglas en inglés).

Según los resultados que se obtengan se presentan opciones de rediseño que le proporcionen diferentes opciones para solventar la situación, usando soluciones amigables con el ambiente y que busque un sistema eficiente en el uso de energía, sin dejar de lado la comodidad del cliente.

3.3 Objetivos

3.3.1 Objetivo general.

- Optimizar el sistema hidrónico central de aire acondicionado actual del hotel Los Sueños Marriott Resort mediante un análisis de desempeño y un rediseño del sistema considerando las condiciones actuales, así como las ampliaciones previstas en los próximos años.

3.3.2 Objetivos específicos.

- Realizar un análisis de desempeño del sistema hidrónico central de aire acondicionado actual del hotel mediante una relación de eficiencia energética basado en normativa AHRI.
- Comprobar la condición actual del sistema en términos de capacidad de carga térmica de unidades fuente, unidades terminales y unidades de disipación de calor.
- Seleccionar unidades fuente y unidades terminales que suplan la carga térmica real necesaria, así como un medio de disipación de calor adecuado y con capacidad suficiente.
- Realizar propuestas de rediseño del sistema hidrónico central de aire acondicionado.
- Rediseñar red de agua helada por el incremento de caudales de agua bajo criterios de máxima pérdida de carga por unidad de longitud y máxima velocidad de acuerdo con literatura ASHRAE.
- Proponer presupuestos de las opciones de diseño.

3.4 Justificación

El Ministerio de Ambiente y Energía MINAE (2015), en su Plan Nacional de Energía 2015-2030, sugiere que actualmente existe un crecimiento en la demanda energética que impulsa a un aumento de la capacidad del sistema eléctrico. Este aumento tendrá impactos ambientales, sociales y económicos sobre los cuales hay que tomar acciones para minimizarlos. También, definen eficiencia energética como el conjunto de oportunidades que tiene el país para aprovechar todas las posibilidades de reducción en el crecimiento de la demanda y así no afectar otras metas de desarrollo y reducir la necesidad de instalación de nuevas plantas generadoras de electricidad y el consumo de combustibles. “La eficiencia energética mejora la competitividad del sistema productivo del país, evita el desperdicio y, por ende, disminuye las inversiones e impactos sociales y ambientales del desarrollo energético” (Ministerio de Ambiente y Energía MINAE, 2015, p.17).

El hotel actualmente ya tiene acondicionado cierto porcentaje de los recintos con el sistema de agua helada actual. Según un estudio de carga térmica desarrollado por la compañía Termo Aire S.A. con el software HAP (Hourly Analysis Program), de Carrier, se estima un total 580 toneladas de refrigeración. Además de las instalaciones ya abastecidas, se incorporarán otros recintos del hotel que anteriormente estaban climatizados por sistemas independientes como sistemas de expansión directa o incluso sistemas de agua helada de menor dimensión, como es el caso del área de Spa. Se estima un total de 260 toneladas de refrigeración. Por otra parte, para el 2019 se planea la construcción de nuevos espacios que también serán climatizados por el sistema central. Se trata de Hotel Club Vacacional y la construcción de unas suites más. Según análisis de carga térmica de Termo Aire S.A. se proyectan 217 toneladas de refrigeración para estos nuevos espacios.

El sistema de acondicionamiento de aire de un hotel representa un alto porcentaje de la facturación eléctrica total de la instalación. Por lo tanto, este es un activo que se debe optimizar para obtener el máximo provecho y así garantizar un cumplimiento de la definición de eficiencia energética antes descrita y ser responsables con el ambiente y con el desarrollo del país. “Los altos costos de la energía y el consecuente daño ambiental requieren que este tipo de instalaciones sean eficientes y sostenibles” (ASHRAE, 2011, traducido).

En síntesis, el rediseño del sistema hidrónico central deberá plantear una solución eficiente que esté en capacidad de suplir la carga térmica de unidades que se mantendrán en funcionamiento, las que serán remplazados por insuficiente capacidad, las que se incorporarán a la red y la a carga de los dos proyectos de construcción de habitaciones.

3.5 Metodología por seguir

3.5.1 Recolección de información y datos para determinar la eficiencia actual.

Como punto de partida, se debe hacer un reconocimiento y una recolección de información general sobre el sistema de acondicionamiento de aire por chillers de agua helada (unidad central). Iniciando por la unidad central, se debe conocer la potencia de suministro de estas unidades y en qué se consume, toneladas de refrigeración nominales, temperatura de salida del agua helada, caudal de agua que atraviesa el evaporador, así como el diferencial de temperatura de diseño. Sobre las bombas, se debe conocer su dimensión en términos de caudal y elevación, conocer el sistema de bombeo empleado, así como la configuración de estas (serie o paralelo). Sobre el sistema de enfriamiento por torres de enfriamiento, conocer si es un sistema abierto o cerrado, tipo de relleno empleado, temperatura de bulbo húmedo de diseño, diferencial de temperatura, dimensión de ventiladores, entre otros parámetros más.

Esta etapa del proceso es muy importante porque es el punto de partida y una de las justificaciones de este proyecto, cuyo objetivo es el de rediseñar un sistema con mayor eficiencia.

3.5.2 Verificación de estudio de carga térmica.

En esta etapa se realiza una verificación de las cargas térmicas según cada recinto contra sus unidades de climatización existentes (UMA's o Fancoils) con la intención de determinar si son suficientes en potencia térmica o no y, así, reemplazar las unidades que sean insuficientes con el objetivo de considerar carga instalada por unidad para el rediseño del sistema de agua helada.

3.5.3 Selección de unidades del sistema

De acuerdo con el estudio de carga térmica requerida total, se determinan las toneladas de refrigeración requeridas para las unidades centrales y la configuración que se empleará. Se determina la dimensión de torres de enfriamiento, de las manejadoras de aire por incluir y las que serán reemplazadas, tuberías, bombas y otros elementos más. En las unidades fancoil de las habitaciones no se hará ninguna selección porque el hotel, en el

periodo de renovación de las habitaciones, reemplazó las unidades anteriores con nuevas unidades marca IEC con capacidad total de 13600 BTU/h para las habitaciones estándar y unidades de 21900 BTU/h para habitaciones suite y presidencial; por lo tanto, esta selección se omite.

3.5.4 Elaboración de planos mecánicos.

En esta sección se pretenden elaborar los planos de la tubería de agua helada que recorre el hotel. Tras identificar cuáles unidades se encuentran aún en funcionamiento y su ubicación en las edificaciones, se identificará cada unidad con una etiqueta respectiva que permita a la administración del hotel reconocer, fácilmente, dónde se ubica cada unidad terminal de climatización. Se tienen planos desactualizados e incompletos sobre los cuales se trabajará para proporcionar a Marriott unos planos de la instalación actual. Se recurre a la experiencia de los empleados más antiguos que reconocen cuáles manejadoras aún existen, se desplazaron o se eliminaron. Con el rediseño, también se desarrollarán los planos que plasmen las modificaciones que eventualmente sufriría la red en caso de que el proyecto se desarrollara. En la medida de lo posible, se evitará modificar la red de tuberías de agua helada. Sin embargo, cualquier modificación que se proponga quedará documentada en planos.

3.5.5 Propuestas de presupuesto.

Se realizarán cotizaciones de diferentes equipos y se propondrán los presupuestos para las opciones de diseño que planteen, con el fin de facilitarle a Marriott un estimado de los costos de inversión inicial según la opción. Se citarán beneficios teóricos de cada posibilidad, pero queda a criterio de Marriott definir la opción que mejor se adecue a sus intereses. Se recomienda que Marriott solicite a alguna compañía consultora que analice las tasas de retorno de inversión de manera detallada considerando consumos a cargas parciales y otras consideraciones especiales (productos para tratamiento de agua en caso de seleccionar torres abiertas y gasto energético en reposición de agua, consumos eléctricos por eficiencia de las torres de enfriamiento y unidades fuente).

3.6 Alcance y limitaciones

A partir de un análisis de desempeño del sistema hidrónico central de aire acondicionado y una verificación de capacidad térmica de unidades fuente y unidades terminales, se determina la condición del sistema. Esta determinación define el alcance del proyecto en una propuesta de rediseño de todo el sistema hidrónico central de acondicionamiento (tuberías, bombas, válvulas, sistema de disipación de calor, sistema de gestión del aire en tuberías, entre otros componentes más, y un remplazo de unidades terminales insuficientes (incluyendo su sistema de válvulas) basado en normativa ASHRAE y en manuales de aire acondicionado de fabricantes (Carrier principalmente, debido a la afinidad del hotel con esta marca).

La gran magnitud del sistema hidrónico central de aire acondicionado limita la profundidad del proyecto en temas de análisis de desempeño y rediseño. En términos de rediseño, el proyecto está limitado a los elementos que componen el sistema de agua helada y los elementos del sistema de condensación. El rediseño de ductos no está dentro del alcance de este proyecto, únicamente se hará una recomendación sobre el método de diseño que tenga mayor colaboración con un mejor desempeño. La elección de la potencia de los ventiladores de las unidades terminales queda pendiente. Las unidades terminales se seleccionan únicamente según capacidad total (BTU/h), según caudal en pies cúbicos por minuto y según temperatura de bulbo húmedo de ingreso del aire.

El análisis de desempeño tendrá dificultades en ser representativo, esto debido a que la toma de mediciones se verá afectada por la irregularidad de ocupación que tendrá el hotel durante este periodo de junio a noviembre de 2018, que se encuentra en renovación de habitaciones.

También, se tienen limitaciones en disponibilidad de instrumentación de medición. Existe ausencia de dispositivos de medición fijos como caudalímetros, manómetros, termómetros, entre otros. Esto limita la precisión de mediciones; por lo tanto, incide directamente en el resultado obtenido en el cálculo del valor de carga parcial no estándar (NPLV, por sus siglas en inglés). Se debe tener en cuenta que el estándar AHRI 550/590

2015 (I-P) es aplicable en laboratorios de prueba; una vez que el equipo se instala en campo, es muy difícil poner a funcionar el equipo en condiciones de prueba.

4 Marco Teórico

4.1 Aire Acondicionado

El aire acondicionado es un proceso combinado que realiza muchas funciones al mismo tiempo. Condiciona el aire, lo transporta y lo introduce en el espacio acondicionado. Proporciona calefacción y refrigeración desde su planta central o unidades en la azotea. También controla y mantiene la temperatura, humedad, movimiento del aire, limpieza del aire, nivel de sonido y presión diferencial en un espacio dentro de límites predeterminados para la comodidad y la salud de los ocupantes del espacio acondicionado o para el procesamiento del producto (Wang, 2001, traducido).

Según el Instituto Costarricense de Electricidad ICE (s.f), el proceso del aire acondicionado trabaja bajo el mismo principio que los sistemas de refrigeración y, además, se diferencia en la temperatura, ya que los sistemas de acondicionamiento de aire trabajan comúnmente por arriba de los 16 °C. La principal función del aire acondicionado es el control de:

1. Temperatura: la temperatura del aire se controla calentándolo o enfriándolo.
2. Humedad: la humedad, es el contenido de vapor de agua en el aire, se controla agregando o eliminando vapor en el aire (humidificación o des humidificación).
3. Limpieza: la limpieza del aire se controla mediante la filtración que es la eliminación de contaminantes indeseables o mediante la ventilación, que es la introducción de aire exterior al espacio interior, con el cual se diluye la concentración de contaminantes.
4. Movimiento: se refiere a la velocidad del aire y a los lugares hacia donde se distribuye. Se controla mediante el equipo adecuado para distribución de aire.

El ICE también afirma que el aire acondicionado es utilizado en Costa Rica principalmente en:

- Acondicionamiento de recintos para confort humano en edificaciones admirativas o comerciales.
- Acondicionamiento en el procesamiento de productos médicos o alimentarios.

- Confort a los clientes hoteleros de las zonas costeras o bien residencias.

4.2 Condiciones de diseño

4.2.1 Condiciones en interior

Según Wang (2001), los parámetros de diseño interior son aquellos donde el sistema de aire acondicionado influye directamente para producir un ambiente interior acondicionado requerido en los edificios. Se agrupan de la siguiente manera:

1. Parámetros básicos de diseño

- Temperatura del aire interior y movimientos del aire
- Humedad relativa interior

2. Calidad del aire interior

- Contaminantes del aire
- Tasa de ventilación al aire libre proporcionada
- Limpieza del aire para procesamiento

3. Parámetros de diseño específicos

- Nivel de sonido
- Diferencial de presión entre el espacio y el entorno

4.3 Confort térmico

ASHRAE define el confort térmico como el estado mental en el que se reconoce la satisfacción con respecto al entorno térmico. En términos de sensaciones, el confort térmico se describe como una sensación térmica de no estar demasiado caliente ni demasiado frío.

4.3.1 Principales variables que influyen en confort.

- Temperatura del aire: la temperatura del aire es el factor que influye de manera más directa sobre el bienestar. ASHRAE propone un rango de temperaturas que se consideran como zona de confort, donde se debe satisfacer al menos al 80% de los ocupantes de un recinto (ver Figura 2).

Para el proyecto en cuestión ASHRAE (2011), propone en la Tabla 1 un rango de temperaturas, humedades y otras variables de diseño, según las áreas de un de un hotel.

- Movimiento del aire: aumenta la disipación de energía por evaporación o convección, siempre que la temperatura de la piel sea inferior a la del aire. La velocidad del aire debe mantenerse por debajo de 15 m/min (50 ft/min) en el verano para minimizar la incomodidad por la corriente, en especial cuando el aire es frío. “Un bajo nivel de movimiento del aire es deseable, ya que remueve el aire húmedo que se acumula alrededor del cuerpo, y lo reemplaza con aire fresco” (Cengel, 2011).

Tabla 1. Criterios de diseño para hoteles en áreas principales

Categoría	Temperatura	Condiciones de diseño internas		Humedad relativa	Ventilación	Extracción en sanitarios	Nivel RC
		Invierno	Verano				
		Humedad relativa min. Recomendada	Temperatura				
Habitación de huéspedes	23 a 24°C	30 a 35%	23 a 26°C	50 a 60%	15 a 30 L/s por habitación	10 a 25 L/s por habitación	25 a 35
Lobby	20 a 23°C	30 a 35%	23 a 26°C	40 a 60%	8 L/s por persona		35 a 45
Sala conferencias	20 a 23°C	30 a 35%	23 a 26°C	40 a 60%	10 L/s por persona		25 a 35
Áreas publicas	20 a 23°C	30 a 35%	23 a 26°C	40 a 60%	8 L/s por persona		25 a 35

Fuente: Elaboración propia con datos de ASHRAE Handbook, HVAC Applications (SI), 2011.

- Humedad: regula la evaporación, por lo que desempeña un importante papel en las altas temperaturas, en las que la sudoración es uno de los mecanismos más importantes de enfriamiento. Sin embargo, existen unos límites extremos que pueden ser negativos: por debajo del 20 % de humedad, aumenta el peligro de infección por la sequedad de las mucosas; con temperaturas bajas, el aire muy seco aumenta el inconfort y en situaciones cálidas, cuando la humedad sobrepasa el 60 % y, sobre todo, el 80 % la sensación de calor aumenta.

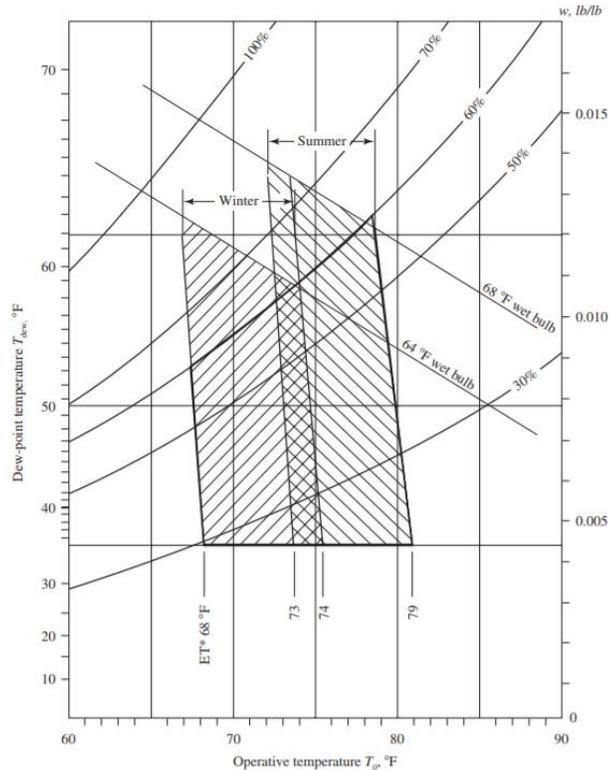


Figura 2. Zona de confort según ASHRAE

Fuente: Handbook of Air Conditioning and Refrigeration, Wang, 2001

4.4 Estudio de carga térmica

4.4.1 Carta Psicométrica.

Una comprensión de la psicometría y uso de la carta psicométrica es esencial para el proceso de diseño de sistemas y dimensionamiento de serpentines que son parte de estos sistemas. Cualquiera que sea el tipo de serpentín, la corriente de aire que va a través de él puede ser trazada en la carta psicométrica y puede ser aprendida una importante información sobre ella. La carta psicométrica es de empleo universal porque en ella se representa una alta cantidad de información en forma sencilla y ayuda a estudiar los métodos de acondicionamiento de aire (Pita, 2000).

Definiciones necesarias para el uso de la carta psicométrica:

- Temperatura de Bulbo Seco: la temperatura de una substancia tal como se lee de un termómetro común. La temperatura de bulbo seco es una indicación del calor sensible

contenido en una sustancia. Las temperaturas de bulbo seco se muestran en líneas verticales con origen en el eje horizontal al fondo de la carta.

- Temperatura de Bulbo Húmedo: la temperatura de bulbo húmedo es usada como una medición del contenido de agua en la humedad del aire. Se obtiene por pasar aire sobre un termómetro que tiene un trapo húmedo sobre su bulbo sensor. Las líneas de bulbo húmedo se originan donde las líneas de bulbo seco intersecan la línea de saturación y se inclina hacia abajo y a la derecha.
- Humedad Relativa: es la relación actual de presión de vapor de agua en una muestra de aire para la presión de vapor de agua en aire saturado a la misma temperatura.
- Temperatura de Punto de Rocío: la temperatura a la cual el aire tiene que ser enfriado antes de que comience la condensación de su humedad. En la saturación, la temperatura de punto de rocío, la temperatura de bulbo húmedo y la temperatura de bulbo seco se igualan, y la humedad relativa es 100 %.
- Humedad específica: es el peso actual de vapor de agua en una libra de aire seco. La W se mide en Libras (o granos) de vapor de agua por libras de aire seco. Las líneas de Relación de Humedad están en horizontal en el eje vertical del lado derecho de la carta.
- Entalpía (H): este término se usa para describir el total de calor de una sustancia y se mide en BTU/lb. Los valores de la entalpía se encuentran en la escala encima y a la izquierda de la línea de saturación.
- Volumen Específico: es el recíproco de la densidad, el volumen específico se mide en pies cúbicos de mezcla agua-vapor por libras de aire seco. Las líneas de volumen específico comienzan en el eje horizontal y se inclinan hacia arriba y a la izquierda.

Cualquier condición del aire se puede presentar mediante un punto en la carta. La condición puede ubicarse una vez que se conozcan dos propiedades independientes. Ya que cada propiedad se representa mediante una línea, la intersección de dos líneas define el punto que representa la condición o estado del aire. Una vez localizado ese punto, se puede leer cualquiera de las propiedades adicionales en la carta (Pita, 2000).

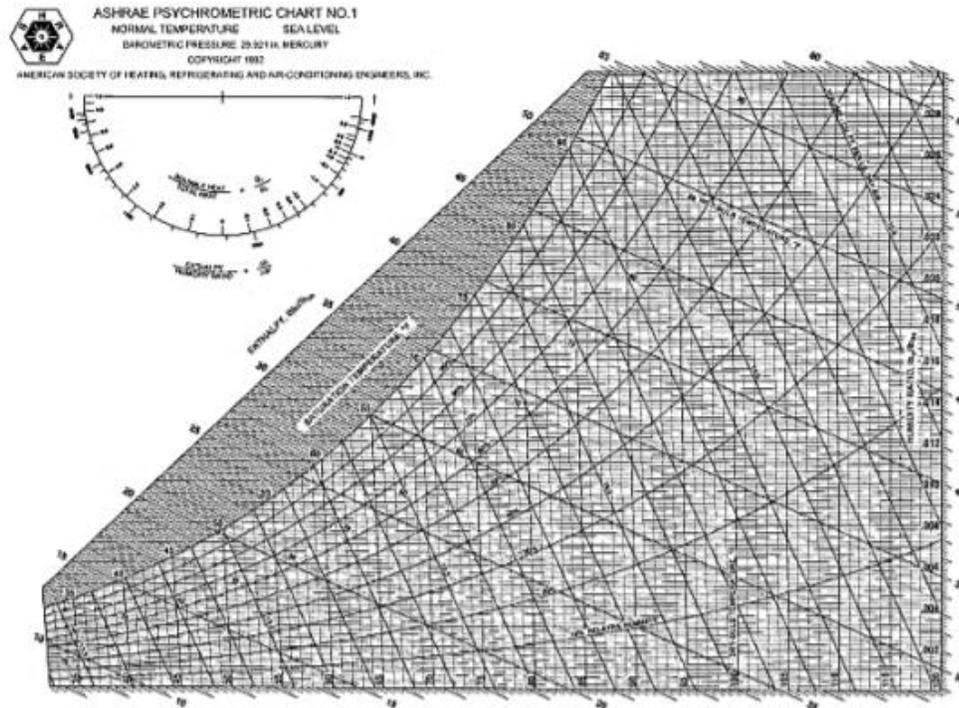


Figura 3. Ejemplo de carta psicométrica

Fuente: ASHRAE Handbook, Fundamentals, 2009.

4.4.2 Ganancias de calor en recintos.

Pita (2000) agrupa las fuentes de ganancia de calor en dos formas:

- Las que proceden de fuentes externas del recinto: conducción a través de paredes, techo y vidrios al exterior. Conducción a través de divisiones internas, cielorrasos y pisos. Radiación a través de vidrios.
- Las que se generan en el interior: Alumbrados, personas y equipos.

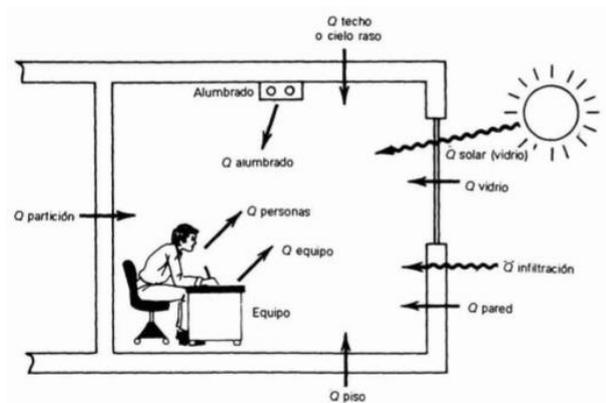


Figura 4. Ganancias de calor en recintos

Fuente: Acondicionamiento de Aire, Pita, 2000.

4.4.3 Hourly Analysis Program (HAP).

HAP es un software desarrollado por Carrier, este mismo está diseñado para ingenieros consultores, contratistas de diseño/construcción, contratistas de HVAC (HVAC corresponde a las siglas en inglés) para calefacción, ventilación y aire acondicionado), ingenieros de instalaciones y otros profesionales involucrados en el diseño y análisis de sistemas de HVAC para edificios comerciales. El programa es una poderosa herramienta para diseñar sistemas y dimensionar componentes del sistema.

4.5 Sistema de ductos de aire

Los ductos se utilizan en los sistemas de aire acondicionado con el objetivo de distribuir y extraer aire en los diversos ambientes que forman recintos o espacios. Básicamente se encargan de transmitir y orientar el aire desde la máquina que genera el aire acondicionado (unidad de expansión directa, unidad manejadora de aire, fancoil, etc.) hasta el espacio que requiere ser acondicionado.

ASHRAE (2009) establece tres métodos principales para el diseño de ductos; corresponden al método T, el método de fricción igual y el método de recuperación estática. Se detallan los más comunes.

4.5.1 Método de igual fricción.

Pita (2000) sugiere que el método de igual fricción se utiliza para seleccionar un valor para pérdida de presión por fricción por unidad longitud de ducto y mantenerlo constante para todas las secciones de ducto del sistema. El valor se selecciona de acuerdo con la velocidad máxima permisible en el ducto cabezal que sale del ventilador buscando evitar que se genere demasiado ruido. De acuerdo con el Manual de Acondicionado de Carrier (1980), en un sistema de esta clase es difícil equilibrar porque no consideran las caídas de presión en las distintas ramas o para la misma presión estática en cada boca terminal de impulsión.

4.5.2 Método de recuperación estática.

Según Pita (2000), este método pretende reducir el tamaño de los ductos al reducir las velocidades en cada sección del ducto, esto para que, de esta manera, el aumento de presión estática en cada sección sea suficiente para compensar las pérdidas por fricción en la siguiente sección. De este modo, la presión estática es la misma en cada unión del cabezal principal.

4.6 Sistemas de aire acondicionado hidrónicos centrales

En un sistema de estos, el aire se enfría o se calienta mediante serpentines llenos de agua fría o caliente distribuidos desde una planta central de enfriamiento o calefacción. Se aplica principalmente a edificios de grandes superficies con muchas zonas de espacio acondicionado o a edificios separados. Al observar la Tabla 2, se puede notar que el agua tiene más capacidad de transportar calor que el aire, la capacidad del agua por metro cúbico es 3466 veces mayor que la del aire, lo que hace que muchas veces se escoja el agua para diseños por sus propiedades de transferencia de calor.

Tabla 2. *Tabla comparativa de las propiedades del agua y aire*

	Aire	Agua
Calor específico, Btu/lb °F	0,243	1,0
Densidad, a 68°F (20°C), lb/ft ³	0,075	62,4
Capacidad de calentamiento del fluido a 68°F, Btu/ft ³ °F	0,018	62,4

Fuente: Elaboración propia, con datos de Handbook of Air Conditioning and Refrigeration, Wang, 2001.

Según Wang (2001), el transporte de energía de calefacción y refrigeración desde una planta central a unidades remotas de tratamiento de aire en salas de ventiladores (un sistema hidrónico central de aire acondicionado) es mucho más eficiente usando agua que aire en un gran proyecto de aire acondicionado. Sin embargo, un sistema de agua adicional requiere que la temperatura de evaporación del sistema de refrigeración sea menor y hace un proyecto pequeño o mediano más complicado y costoso.

Según ASHRAE (2008), los sistemas centrales de refrigeración y calefacción se utilizan en casi todas las clases de edificios, pero particularmente en edificios y complejos muy grandes o donde hay una alta densidad de uso de energía. Son especialmente adecuados para aplicaciones en las que la maximización de la vida útil del equipo y el uso eficiente de la energía y la fuerza de trabajo operativa son importantes.

4.7 Esquema básico de funcionamiento de un sistema hidrónico central para aire acondicionado

A continuación, se detalla el proceso de transferencia de calor que se lleva a cabo en un sistema hidrónico central refrigerado por agua, según el Ministerio de Sanidad, Consumo y Bienestar Social del Gobierno español (s.f). En este caso, el sistema de condensación corresponde a una torre de enfriamiento abierta; sin embargo, podría emplearse un sistema de condensación de torre de enfriamiento con circuito cerrado que, a grandes rasgos, el ciclo de producción de aire acondicionado es el mismo. Incluso podría emplearse unidad central enfriada por aire.

Antes de detallar el siguiente esquema, se debe recordar el ciclo básico de refrigeración, donde fluye un refrigerante por un sistema cerrado de tubería. Un fluido refrigerante es una sustancia que puede absorber y transportar grandes cantidades de calor. El refrigerante en fase líquida absorbe calor estando a baja presión, con lo cual cambia a fase vapor, ese calor absorbido lo libera cuando está a alta presión y pasa de fase gaseosa a líquida (Manual de Buenas Prácticas en Refrigeración, 2014).

El refrigerante se hace pasar por el evaporador donde pasa a estado gaseoso tras un intercambio de calor con el medio a enfriar (puede ser agua, aire o algún otro fluido). Después este se hace pasar al compresor.

Según Cengel (2011), el compresor se encarga de elevar la presión y temperatura del refrigerante en su estado gaseoso y lo desplaza por todo el sistema. Esto se hace para que la temperatura del refrigerante sea superior a la del ambiente, así haya un diferencial de temperatura favorable para la transferencia de calor hacia la atmosfera. Con la temperatura y presión elevada, el refrigerante pasa al condensador, el cual, por un medio condensante, enfría el refrigerante hasta que pasa a su estado líquido.

La válvula de expansión, por su parte, sirve para regular el flujo de refrigerante en función de la temperatura del refrigerante. La válvula de expansión baja drásticamente la presión y temperatura del líquido.

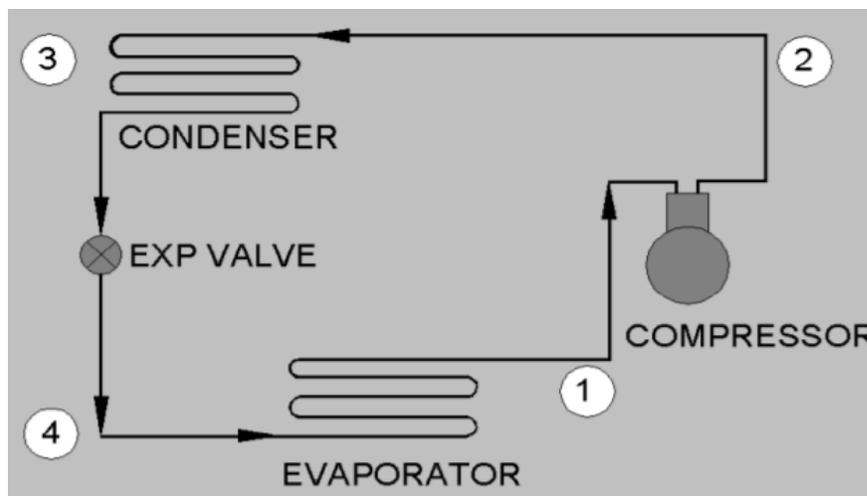


Figura 5. Ciclo de refrigeración simple

En un sistema hidrónico central, el chiller cumple con el esquema básico de refrigeración. En el esquema general este corresponde al circuito 2.

El primer circuito mueve el agua de condensación almacenada en la balsa de la torre hasta el intercambiador de calor (condensador) para condensar el refrigerante. Al condensarse, el refrigerante cede calor al agua que se transporta a su vez de vuelta a la torre donde se pulveriza y se pone en contacto con la corriente de aire ascendente para conseguir su refrigeración por evaporación parcial del agua.

En el tercer circuito, según Wang (2001), el agua se enfría en el evaporador de un sistema de refrigeración (con compresor reciprocante, de tornillo o centrífugo) ubicado en una planta centralizada, a una temperatura de 4,4 a 10 ° C (40 a 50 ° F). Luego se bombea a las unidades de tratamiento de aire (AHU, por sus siglas en inglés), en las que el aire se enfría y se deshumidifica. Después de pasar a través de las bobinas, el agua aumenta su temperatura y luego regresa a la enfriadora.

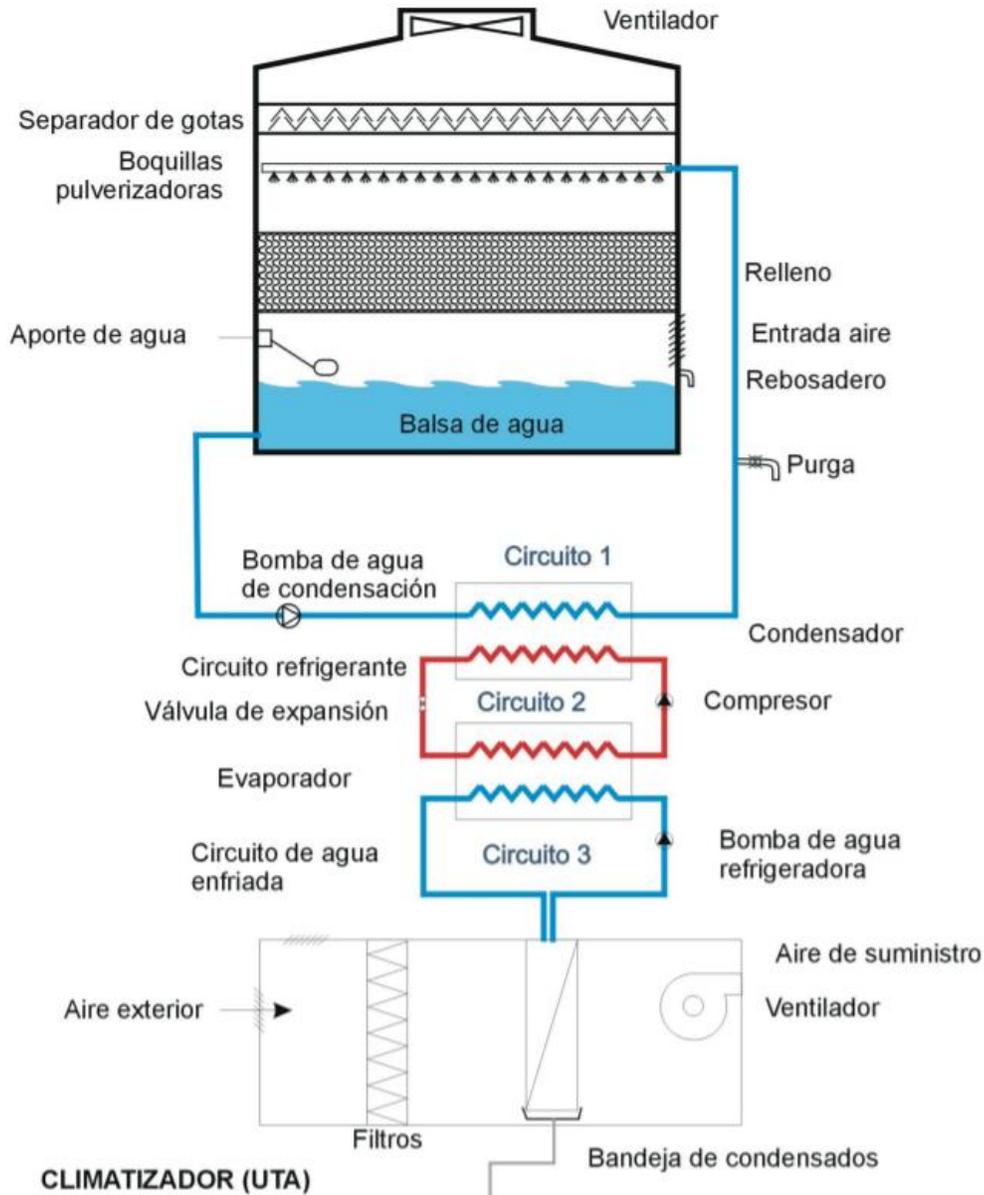


Figura 6. Esquema de una torre de enfriamiento como componente de un sistema central de refrigeración

Fuente: Ministerio de Sanidad, Consumo y Bienestar Social (Gobierno España).

4.8 Sistemas de agua cerrada y componentes

Según ASHRAE (2008), la diferencia fundamental entre un sistema de agua cerrado y uno abierto es la interfaz del agua con un gas compresible (como el aire) o una superficie elástica (como un diafragma). Un sistema cerrado de agua se define como uno con no más

de un punto de interfaz con un gas o superficie compresible y que no creará un flujo de sistema por cambios en la elevación (por diferencias de presión estática).

Un sistema abierto, por otro lado, tiene más de una interfaz de este tipo. Por ejemplo, un sistema de torre de enfriamiento tiene al menos dos puntos de interfaz: el lavabo de la torre y el tubo de descarga o las boquillas que entran a la torre. Una diferencia importante en la hidráulica entre los sistemas abiertos y cerrados es que algunas características hidráulicas de los sistemas abiertos no pueden ocurrir en sistemas cerrados. Por ejemplo, en contraste con el sistema hidráulico de un sistema abierto, en un sistema cerrado:

- El flujo no puede estar motivado por diferencias de presión estática.
- Las bombas no proporcionan elevación estática.
- Todo el sistema de tuberías siempre está lleno con agua.

4.8.1 Método de diseño según ASHRAE.

El capítulo 12 del manual de ASHRAE para sistemas y equipos para HVAC (2008), describe los pasos generales que un diseñador puede seguir para completar el diseño del sistema:

- Determine las cargas de sistema y zona.
- Seleccione dispositivos de transferencia de calor de confort. Esto a menudo significa un intercambiador de calor de agua a aire. La selección y operación de la bobina tiene la mayor influencia en el diseño del sistema hidrónico. Las bobinas implementan los criterios de diseño de flujo, caída de temperatura y capacidad de control. La pérdida de presión de la bobina y su ubicación afectan el diseño y dimensionamiento de la tubería, los dispositivos de control y la selección de la bomba.
- Seleccione estilo de distribución del sistema. Según la carga y su ubicación, diferentes estilos de tubería pueden ser apropiados para un diseño dado. Los estilos pueden combinarse en un diseño de sistema hidrónico exitoso para optimizar el rendimiento del edificio. Tal es el caso del sistema empleado en el hotel que en el área de

habitaciones utiliza un retorno inverso mientras que en zonas comunes emplea retorno directo.

- Sistema de ramales de tubería. En función de la selección de la unidad terminal, sus dispositivos de control, el estilo de instalación y la ubicación, la tubería de derivación está dimensionada para proporcionar el caudal requerido y se calcula la pérdida de presión. Es importante que el sistema de distribución se dimensione correctamente para que todos los terminales obtengan el flujo requerido para la transferencia de calor requerida.
- Distribuya el sistema de tuberías y dimensione tamaño. Después de los cálculos preliminares de la pérdida de fricción del objetivo para las tuberías, dibuje el sistema.
- Seleccionar sistema de bombeo. Se identifican todos los dispositivos necesarios para la operación o medición para que su pérdida de presión pueda determinarse y contabilizarse en la selección de la bomba.
- Seleccionar la metodología de gestión del aire. Todos los sistemas hidráulicos arrastran aire en el fluido circulado. La gestión de la recolección de ese aire cuando sale del fluido de trabajo es esencial para la gestión de la presión del sistema y la operación segura de los componentes del sistema.
- Seleccione la bomba y componentes hidráulicos. Una porción significativa del uso de energía en un sistema hidráulico está transportando el fluido a través del sistema de distribución. La selección adecuada de la bomba limita este uso de energía, mientras que la selección incorrecta conduce a la ineficiencia de la energía y la mala distribución y transferencia de calor.

4.8.2 Componentes térmicos de un sistema hidráulico de aire acondicionado.

- Cargas: la carga es el dispositivo que hace que el calor fluya desde o hacia el sistema hacia o desde el espacio o proceso; es la variable independiente a la que debe responder el resto del sistema. El flujo de calor externo caracteriza un sistema de calefacción y el flujo de calor interno caracteriza un sistema de enfriamiento. La cantidad de calefacción o refrigeración se calcula por uno de los siguientes medios.

- Fuente: la fuente es el punto donde el calor se agrega (calefacción) o se elimina de (enfriamiento) del sistema. Idealmente, la cantidad de energía que ingresa o sale de la fuente es igual a la cantidad que ingresa o sale a través de la carga. En condiciones de estado estable, la energía de la carga y la fuente de energía son iguales y opuestas. Además, cuando se mide o calcula adecuadamente, los diferenciales de temperatura y los caudales en la fuente y las cargas son todos iguales. La siguiente ecuación expresan las capacidades de fuente, así como las capacidades de carga.

$$c_p Q_w \Delta t$$

Donde:

q_w = calor transferido en el intercambiador de calor, (kW)

ρ_w = densidad del agua, kg/m³

c_p = calor específico, kJ/(kg·K)

Δt diferencial de temperatura del agua entre la entrada y salida de la unidad

La ecuación anterior se amplía en la sección de determinación de eficiencia, esta ecuación será utilizada para analizar el calor extraído en el evaporador o el condensador del chiller. Fundamentalmente, la ecuación se puede aplicar a cualquier intercambiador de calor sea fuente o carga siempre que quiera evaluarse la transferencia de calor neta en términos de Watts. Por lo general, en sistemas de refrigeración se utilizan unidades del sistema inglés debido a la gran influencia norteamericana; se maneja la equivalencia de 1 tonelada de refrigeración (12000 BTU/h) como 3516,85 Watts.

Las dos consideraciones principales para seleccionar un dispositivo fuente son la capacidad de diseño y la capacidad de carga parcial, a veces denominada relación de reducción. La relación de reducción, expresada en porcentaje de la capacidad de diseño, es:

$$\text{Relación de reducción} = 100 \frac{\text{Capacidad mínima}}{\text{Capacidad de diseño}}$$

La relación de reducción tiene un efecto significativo en la selección de diseño de sistema y / o equipo final.

4.8.3 Cámara de expansión.

La cámara de expansión o tanque de expansión, según ASHRAE (2008), cumple funciones tanto térmicas como hidráulicas. En su función térmica, el tanque proporciona un espacio en el que puede expandirse el líquido no comprimible o desde el cual puede contraerse a medida que el líquido experimenta cambios volumétricos con los cambios de temperatura.

Para permitir esta expansión o contracción, el tanque de expansión proporciona un punto de interfaz entre el fluido del sistema y un gas comprimible. Por definición, un sistema cerrado puede tener solo una de esas interfaces; por lo tanto, un sistema diseñado para funcionar como un sistema cerrado puede tener solo una cámara de expansión.

Los tanques de expansión tienen tres configuraciones básicas:

- Un tanque cerrado, que contiene un volumen capturado de aire comprimido y agua, con una interfaz aire/agua (a veces llamado tanque de acero liso).
- Un tanque abierto (es decir, un tanque abierto a la atmósfera). Los tanques abiertos, comúnmente utilizados en sistemas más antiguos, tienden a introducir aire en el sistema, lo que puede favorecer la corrosión de las tuberías.
- Un tanque de diafragma, en el que se inserta una membrana flexible entre el aire y el agua. Instalado correctamente, un tanque cerrado o de diafragma cumple la función de control de presurización del sistema con un mínimo de exposición al aire en el sistema.

El tamaño del tanque es la consideración térmica principal al incorporar un tanque en un sistema. Sin embargo, antes de dimensionar el tanque, se debe considerar el control o la eliminación del aire. La cantidad de aire que se absorberá y se puede mantener en solución con el agua se expresa mediante la ecuación de Henry, extraída del capítulo 12 del Manual de HVAC, sistemas y equipos:

$$x = \frac{p}{H}$$

Donde

x = solubilidad del aire en agua (% por volumen)

p = presión absoluta

H = constante de Henry

La constante de Henry; sin embargo, es constante solo para una temperatura dada (ver Figura 7).

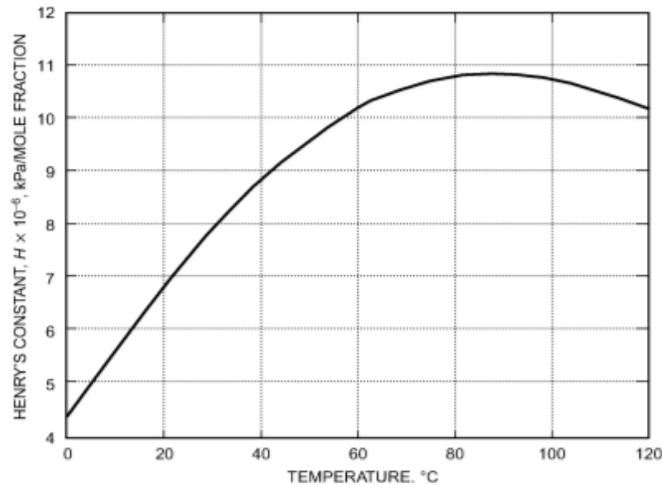


Figura 7. Constante de Henry versus temperatura para agua o aire

Fuente: ASHRAE Handbook, HVAC Systems and Equipment (SI), 2008.

La combinación de los datos de la Figura 7 con la ecuación de solubilidad, antes descrita, da como resultado el diagrama de solubilidad mostrado a continuación. Con ese diagrama, la solubilidad puede determinarse si se conocen la temperatura y la presión.

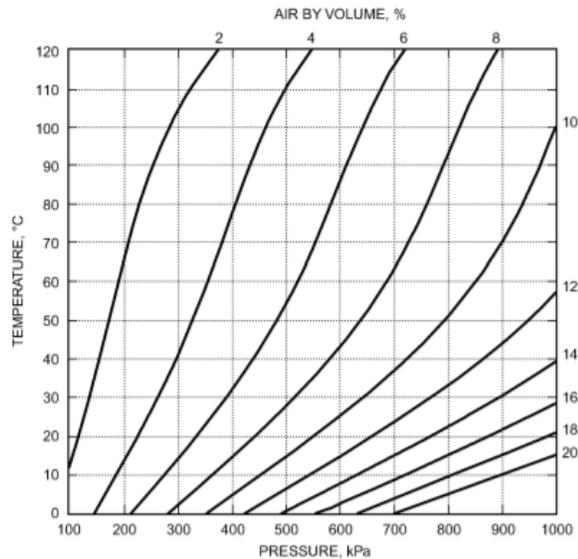


Figura 8. Solubilidad versus temperatura y presión para soluciones aire/agua

Fuente: ASHRAE Handbook, HVAC Systems and Equipment (SI), 2008.

4.8.4 Válvulas de control.

Según el IDAE (2017), el control de la potencia térmica entregada por las unidades terminales al local se realiza regulando el caudal de aporte a la unidad. Básicamente, hay dos formas de modificar el caudal de alimentación a la unidad terminal:

- Desviando parte del caudal por otro camino (bypass): válvulas de 3 vías.
- Estrangulando el flujo (incremento de la pérdida de presión): válvulas de 2 vías.

De acuerdo con el IDAE (2017), el efecto de la válvula sobre la regulación de la potencia térmica proporcionada por la unidad terminal depende del caudal que circula por este, además es independiente de si la regulación se realiza mediante una válvula de 3 o 2 vías.

Según ASHRAE (2008), en una válvula automática de dos vías, el fluido ingresa al puerto de entrada y sale del puerto de salida, ya sea a volumen completo o reducido, dependiendo de la posición del vástago y del disco en la válvula. El propósito de una válvula de control de 2 vías es cortar el caudal de agua o controlar y regular el caudal a lo largo de una tubería. En sistemas a caudal variable se usan estas válvulas para cerrar el paso del agua por la manejadora y evitar el recirculado de agua helada. Como se indicó, es necesario instalar

sensores diferenciales de la presión en las rutas críticas para indicarle a la bomba que disminuya su bombeo y evitar sobrepresiones.

Por otra parte, según ASHRAE (2008), las válvulas de tres vías mezclan o desvían flujos de fluido. Las válvulas de mezcla son buenas válvulas de modulación, aunque se pueden usar como válvulas de dos posiciones, llevando el flujo completo de una u otra entrada a la salida común. Las válvulas de desvío se utilizan generalmente como dos posiciones. El flujo se desvía totalmente de una forma u otra, este tipo de válvulas se emplean en sistemas de bombeo constante, donde al dejar de funcionar la manejadora (ya sea porque se apagó manualmente o porque alcanzó temperatura de adecuada el recinto y el termostato le indica a la válvula que desvíe el caudal) el agua se desvía por la tercera vía y se desaprovecha la potencia térmica. No se requiere control de presión en las rutas críticas porque el agua siempre está fluyendo indiferentemente del requerimiento de enfriamiento.

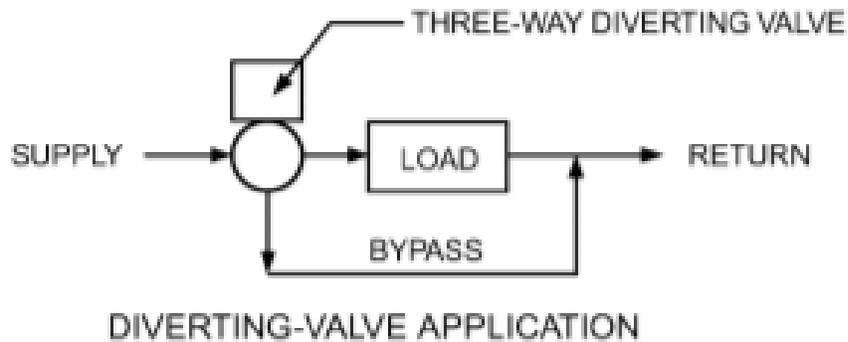


Figura 9. Ejemplo de funcionamiento de válvula de 3 vías de desvío

Fuente: ASHRAE Handbook, HVAC Systems and Equipment (SI), 2008.

Para dimensionar una válvula, se necesita calcular el Cv. Cuando un caudal pasa a través de una válvula pierde energía. El Cv varía con la apertura de la válvula. Una apertura del 100 % representa el máximo valor que puede alcanzar una válvula. El Cv se define como la capacidad del agua de fluir (GPM) a través de una válvula con una caída de presión de 1 psi y se calcula numéricamente a partir de la siguiente ecuación:

$$Cv = \frac{\text{Caudal}(GPM)}{\frac{\Delta P(\text{psi})}{G}}$$

Para agua, $G=1$. Según Belimo Aircontrols Inc. una manera práctica de dimensionar el Cv cuando se tiene ausencia de datos, es asumir un diferencial no menor a la caída de presión del serpentín al que se asocia la válvula.

4.9 Configuración de sistema de tubería hidrónica y unidades terminales

A la tubería que se emplea para hacer circular agua caliente o fría para acondicionamiento de aire se le llama sistema de tubería hidrónica. Las unidades terminales son los cambiadores de calor, que transmiten este entre el agua y los recintos para calentar o enfriar (Pita, 2000).

Según Pita (2000), las conexiones entre la tubería pueden hacerse de las siguientes formas:

- Circuito en serie
- Cabezal de un tubo
- Dos tubos con retorno directo
- Dos tubos con retorno inverso

4.9.1 Circuito en serie.

Se le denomina así porque todas las unidades están en serie y hay únicamente un circuito. Si se observa la Figura 10, se nota que el suministro de agua pasa a través de cada unidad terminal para regresar a la unidad fuente. Por esto, este sistema presenta varias desventajas:

- El mantenimiento o reparación de cualquier unidad terminal necesita la suspensión del sistema completo.
- No es posible el control separado de cada unidad, variando el flujo de agua o de temperatura.
- El número de unidades internas es limitado, como la temperatura del agua va aumentando por el intercambio con las unidades, la temperatura del agua en las últimas unidades puede ser muy alta y no enfriar.

En general este sistema se usa para instalaciones de poco presupuesto y de pocas unidades terminales.

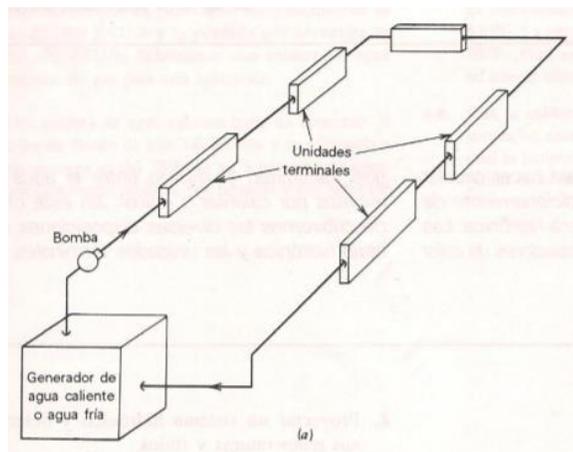


Figura 10. Vista isométrica de un sistema de tubería con circuito en serie

Fuente: Acondicionamiento de aire, (Pita, 2000).

4.9.2 Cabezal de un tubo.

Se maneja disposición similar a la anterior. Se tiene una tubería principal de suministro de agua a la que se conecta cada unidad terminal con un ramal de suministro y uno de retorno. Colocando válvulas en los ramales se permite dar mantenimiento y regular ese ramal sin afectar en los demás. Sucede el problema como los circuitos en serie, que el agua que llegará a estas tendrá poca capacidad para transmisión de calor en cualquiera de las dos formas (agregar o retirar calor).

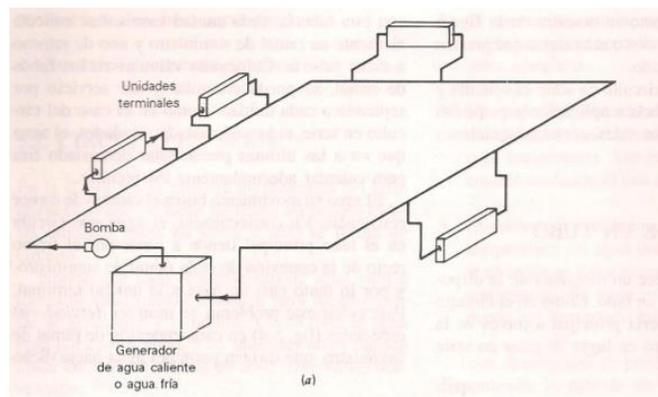


Figura 11. Vista isométrica de sistema de tubería con cabezal de un tubo

Fuente: Acondicionamiento de aire, (Pita, 2000).

4.9.3 Cabezal de dos tubos con retorno directo.

Esta disposición se utiliza para hacer que la temperatura del agua de suministro sea igual para cada unidad terminal. Se tiene un cabezal para el agua de suministro y otro para agua retorno. Cada unidad terminal se alimenta mediante un ramal individual de suministro y un ramal de retorno lleva el agua al cabezal de retorno. El caudal total se divide por unidad terminal según el diseño.

Se le llama de retorno directo porque el cabezal de retorno está colocado para regresar el agua a la fuente por el camino más corto; sin embargo, esto crea un problema, ya que el agua toma el camino que opone menor resistencia, habrá más líquido que pasa por las unidades más cercanas a la bomba y muy poca en las que están más alejadas, este proceso se puede evitar con la instalación de válvulas de balance (Pita, 2000).

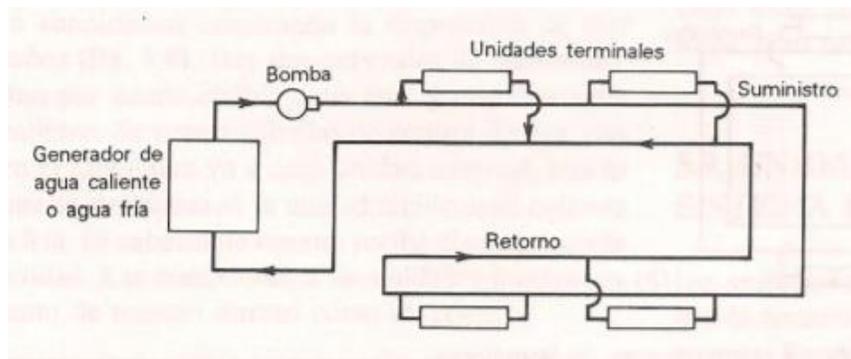


Figura 12. Sistema de tubería con dos cabezales y retorno directo

Fuente: Acondicionamiento de aire, (Pita, 2000).

4.9.4 Cabezal de dos tuberías con retorno inverso

Este sistema se logra utilizando longitudes de tubería similares, tanto en el suministro como en el retorno. El problema del balanceo se elimina y el balanceo del sistema se tornaría más sencillo y económico.



Figura 13. Sistema de tubería con dos cabezales y retorno inverso

Fuente: Acondicionamiento de aire, (Pita, 2000).

4.10 Tuberías empleadas en sistemas de agua helada

Según Wang (2001), para los sistemas de agua, los materiales de tubería más utilizados son el acero negro y galvanizado (recubierto de zinc), en forma de tubería de acero con costura soldada o tubería de acero sin costura, hierro dúctil y hierro fundido, cobre duro, y cloruro de polivinilo (PVC). El cobre, el acero galvanizado, el hierro dúctil galvanizado y los tubos de PVC tienen una mejor resistencia a la corrosión que los tubos de acero negro.

4.10.1 Velocidad del agua y caída de presión.

Figura 14. Flujos máximos (GPM) recomendados según horas de funcionamiento al año

Operación horas/año	≤2000 horas/año		>2000 y ≤4000 horas/año		>4000 horas/año	
	Otros	Flujo Variable/Velocidad Variable	Otros	Flujo Variable/Velocidad Variable	Otros	Flujo Variable/Velocidad Variable
2.5	120	180	85	130	68	110
3	180	270	140	210	110	170
4	350	530	260	400	210	320
5	410	620	310	470	250	370
6	740	1100	570	860	440	680
8	1200	1800	900	1400	700	1100
10	1800	2700	1300	2000	1000	1600
12	2500	3800	1900	2900	1500	2300
Máximas velocidades para diámetros 14 a 24	8.5 pies/s	13 pies/s	6.5 pies/s	9.5 pies/s	5 pies/s	7.5 pies/s

Fuente: Elaboración propia con datos de Estándar 90.1 de ASHRAE (IP), 2016.

La velocidad máxima del agua en las tuberías se rige principalmente por la erosión de la tubería, el ruido y el golpe de ariete. Estos vienen a ser los condicionantes a la hora de seleccionar una tubería de agua. La erosión de las tuberías de agua es el resultado del impacto

del agua que se mueve rápidamente y que contiene burbujas de aire e impurezas en la superficie interna de las tuberías y los accesorios (Wang, 2001).

Según ASHRAE (2009), la velocidad del agua se debe mantener a no menos de 0,61 m/s (2 pies/s) para transportar el aire arrastrado a los respiraderos. Se admiten velocidades superiores a 4,27 m/s (4 pies/s) para diámetros mayores a 2 pulgadas si se toman las precauciones adecuadas para eliminar el aire y la turbulencia, porque el ruido de la velocidad del agua no es causado por el agua, sino por aire libre, fuertes caídas de presión, turbulencia o una combinación de estos que, a su vez, provocan la cavitación o la evaporación instantánea del agua en vapor. ASHRAE (2009) plantea que, generalmente, a velocidades inferiores a 10 pies/s, la erosión no es significativa siempre que no haya cavitación. Entonces como recomendación de ASHRAE, se propondrá un límite de 10 pies/s en velocidades de flujo de agua para reducir la erosión de la tubería.

Cuando se dimensionan tuberías, la caída de presión óptima, comúnmente expresada en pies de pérdida de agua por cada 100 pies de longitud de tubería (metros por cada 100 metros de longitud), es un compromiso entre los costos de energía y las inversiones. Generalmente, la caída de presión para las tuberías de agua dentro de los edificios está en un rango de 1 pie/100 pies a 4pies/100 pies, con una media de 2,5.

4.11 Bombas centrífugas

Según ASHRAE (2008), las bombas centrífugas proporcionan la fuerza principal para distribuir y recircular el agua caliente y fría en una variedad de sistemas de acondicionamiento de espacios. La bomba proporciona un flujo predeterminado de agua a las unidades terminales de carga espacial o a una cámara de almacenamiento térmico.

4.11.1 Curvas del sistema hidrónico.

La caída de presión causada por la fricción de un fluido que fluye en una tubería se puede describir mediante la ecuación de Darcy-Weisbach.

- En términos de caída de presión, se muestra que la caída de presión en un sistema hidrónico (tubería, accesorios y equipo) es proporcional al cuadrado del flujo, definiendo la curva de caída de presión contra caudal en forma parabólica.

$$\Delta p = f \frac{L}{D} \rho \frac{V^2}{2}$$

Δp = caída de presión, Pa

ρ = densidad del fluido, kg/m³

f = factor de fricción, sin dimensiones

L = longitud de la tubería, m

D = diámetro interior de la tubería, m

V = velocidad promedio del fluido, m/s

g = aceleración gravitacional, 9,8 m/s²

En la Figura 15 se muestra una curva típica de caudal contra caída de presión, esta curva define la presión del sistema requerida para producir un índice de flujo dado para un líquido y sus características en un diseño de sistema de tubería. Para producir un flujo dado, la presión del sistema debe superar la fricción de la tubería, la rugosidad de la superficie interior de la tubería, las pérdidas de ajuste reales, las pérdidas reales de la válvula, la resistencia al flujo debido a la viscosidad del fluido y las posibles pérdidas del efecto del sistema.

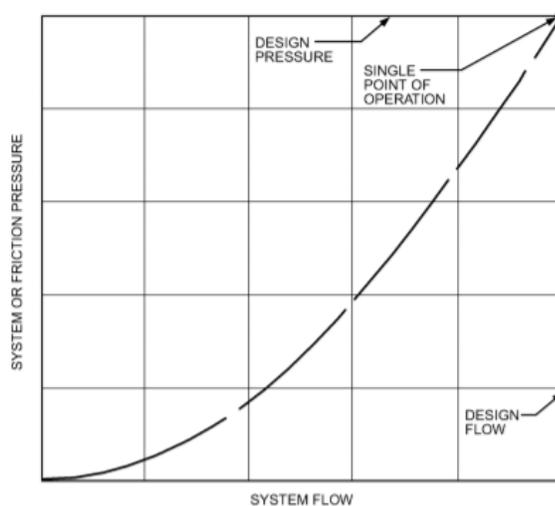


Figura 15. Curva típica de caída de presión de un sistema según caudal

Fuente: ASHRAE Handbook, HVAC Systems and Equipment (SI), 2008.

4.11.2 Características de succión positiva.

Si la presión absoluta en la succión de la bomba se acerca a la presión de vapor del líquido, se forman bolsas de vapor en los pasos del impulsor. El colapso de las bolsas de vapor, definido como cavitación, es ruidoso y puede ser destructivo para el impulsor de la bomba.

La cantidad de presión que excede la presión de vapor necesaria para evitar la formación de bolsas de vapor se conoce como presión neta de succión positiva requerida; esta es una característica de una bomba dada y varía con la velocidad y el flujo de la bomba. Lo determina el fabricante y está incluido en la curva de rendimiento de la bomba.

La presión de succión neta requerida es particularmente importante cuando una bomba está operando con líquidos calientes o se aplica a un circuito que tiene succión negativa. La presión de vapor aumenta con la temperatura del agua y reduce la presión de succión neta positiva disponible (la presión disponible en la instalación).

En síntesis, la presión de succión neta requerida es un dato propio de la bomba, mientras la presión de succión neta disponible es propia de la instalación. Si la presión de succión neta disponible es menor que la requerida por la bomba, se producirán cavitación, ruido, bombeo inadecuado y problemas mecánicos. Para un diseño sin problemas, la presión de succión neta disponible siempre debe ser mayor que la requerida de la bomba.

En sistemas cerrados de agua caliente y refrigerada donde se ejerce suficiente presión de llenado del sistema en la succión de la bomba, la presión de succión neta requerida normalmente no es un factor.

4.11.3 Selección de bombas.

ASHRAE (2008) propone unos datos mínimos para garantizar que se seleccione una bomba adecuada, eficiente y confiable para un sistema en particular:

- Flujo de diseño
- Caída de presión requerida en ruta crítica
- Flujo mínimo del sistema

- Presión del sistema a flujos máximos y mínimos
- Tipo de válvula de control bidireccional o de tres vías
- Flujo continuo o variable
- Ambiente de la bomba
- Voltaje y corriente eléctricas
- Servicio eléctrico y limitaciones iniciales
- Tratamiento de agua, condiciones del agua y selección de materiales

Cuando se aplica una bomba centrífuga a un sistema de tuberías, el punto de operación corresponde a la intersección entre la curva de la bomba y la curva del sistema (Figura 16). A medida que la carga cambia, las válvulas de control cambian la curva del sistema y el punto de operación se mueve a un nuevo punto en la curva de la bomba.

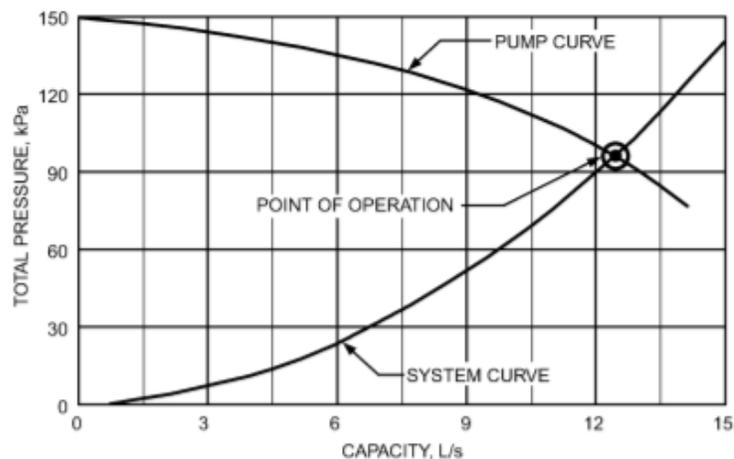


Figura 16. Punto de operación, intersección entre curva de la bomba y curva de sistema

Fuente: ASHRAE Handbook, HVAC Systems and Equipment (SI), 2008.

4.11.4 Arreglo de bombas.

En un sistema grande, una sola bomba puede no ser capaz de satisfacer todo el flujo de diseño. Existen varias configuraciones disponibles, según los requerimientos de caudal y presión:

- Múltiples bombas en paralelo o serie

- Bomba de reserva
- Bombas con motores de dos velocidades
- Bombeo primario-secundario
- Bombeo de velocidad variable
- Bombeo distribuido

Para el interés de este documento, se detallarán las configuraciones en paralelo y con velocidad variable.

4.11.5 Bombeo en paralelo.

Cuando las bombas se aplican en paralelo, cada bomba opera a la misma presión y proporciona su parte del flujo del sistema a esa presión. En general, se recomiendan bombas de igual tamaño, y la curva de bomba paralela se establece duplicando el flujo de la curva de bomba individual.

Al trazar una curva del sistema a través de la curva de la bomba paralela, se muestran los puntos de funcionamiento para el funcionamiento de la bomba, tanto en separado como en paralelo (Figura 17).

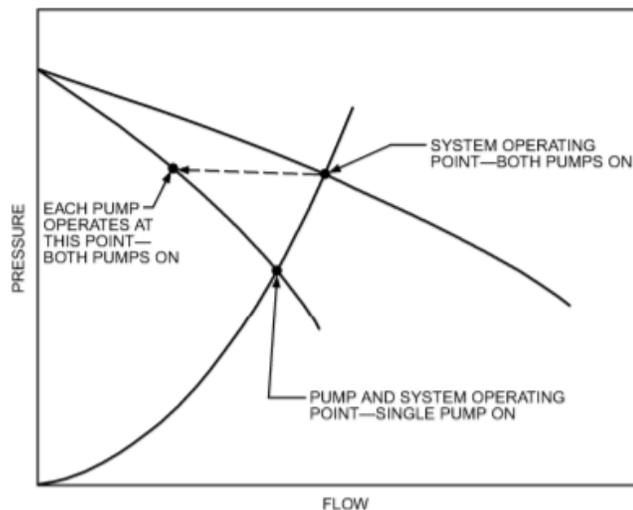


Figura 17. Condiciones de operación para bombas en paralelo

Fuente: ASHRAE Handbook, HVAC Systems and Equipment (SI), 2008.

La tubería de las bombas paralelas debería permitir el funcionamiento de cualquiera de las bombas. Se requiere una válvula de retención en cada descarga de la bomba para evitar el refluo cuando se apaga una bomba. Las válvulas manuales permiten el mantenimiento de una bomba mientras la otra está funcionando.

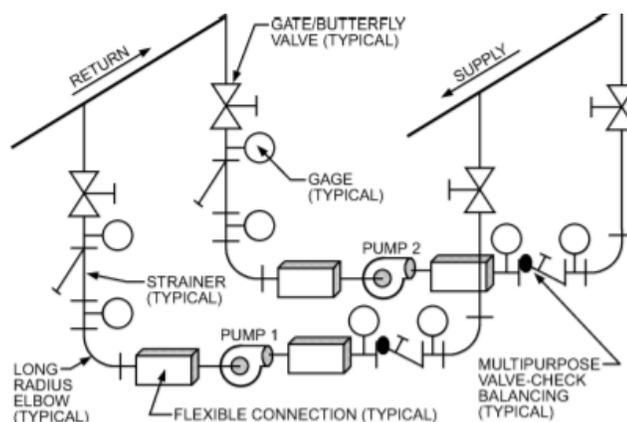


Figura 18: Conexión típica para bombas en paralelo

Fuente: ASHRAE Handbook, HVAC Systems and Equipment (SI), 2008.

4.11.6 Bombeo variable.

Según ASHRAE (2011), en una configuración de bombeo de velocidad variable las bombas de flujo constante recirculan la fuente de la enfriadora generadora en un circuito de primario y una de configuración de bombas de velocidad variable ubicada en el circuito secundario extrae el flujo del circuito de fuente y se distribuye a los terminales de carga como se muestra en la Figura 19. La velocidad de la bomba de distribución está determinada por un controlador que mide la presión diferencial a través de la red de suministro / retorno o a través de las zonas críticas seleccionadas. Las válvulas de control de dos vías se instalan en la rama de retorno del terminal de carga para variar el flujo requerido en la carga.

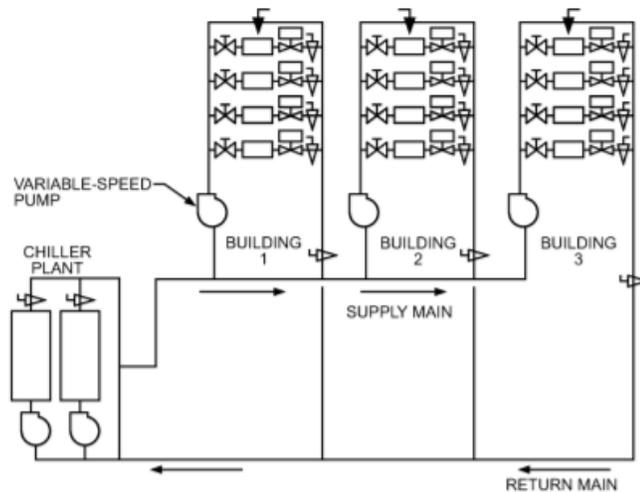


Figura 19. Ejemplo de sistema primario constante con secundario variable

Fuente: ASHRAE Handbook, HVAC Systems and Equipment (SI), 2008.

4.12 Sistemas de condensación por agua

La mayoría de los sistemas de aire acondicionado y los procesos industriales generan calor que debe eliminarse y disiparse. El agua se usa comúnmente como un medio de transferencia de calor para eliminar el calor de los condensadores de refrigerante o los intercambiadores de calor de procesos industriales.

Los intercambiadores de calor enfriados por aire enfrían el agua al rechazar el calor directamente a la atmósfera, pero para lograrlo tienen un costo elevado en el consumo de energía del ventilador de estos dispositivos y el área de la ventilación requerida es relativamente grande. Las torres de enfriamiento resuelven la mayoría de estos problemas y; por lo tanto, se usan comúnmente para disipar el calor de la refrigeración por agua, el aire acondicionado y los sistemas de procesos industriales.

4.12.1 Principio de funcionamiento.

Según ASHRAE (2008), una torre de enfriamiento enfría el agua mediante una combinación de transferencia de calor y masa. El agua a enfriar se distribuye en la torre mediante boquillas de aspersión, barras de salpicadura o relleno de película que expone una gran superficie de agua al aire atmosférico. El aire atmosférico puede circular ya sea por: ventiladores, corrientes convectivas, corrientes de viento naturales o efecto de inducción de aerosoles. Una porción del agua absorbe calor para pasar de un líquido a un vapor a presión

constante. Este calor de vaporización a presión atmosférica se transfiere desde el agua que permanece en estado líquido a la corriente de aire.

La Figura 20 muestra la relación de temperatura entre el agua y el aire cuando pasan a través de una torre de enfriamiento de contraflujo. Las curvas indican la caída en la temperatura del agua (A a B) y el aumento en la temperatura del bulbo húmedo del aire (C a D) en sus respectivos pasajes a través de la torre. La diferencia de temperatura entre el agua que ingresa y sale de la torre de enfriamiento (A menos B) es el rango.

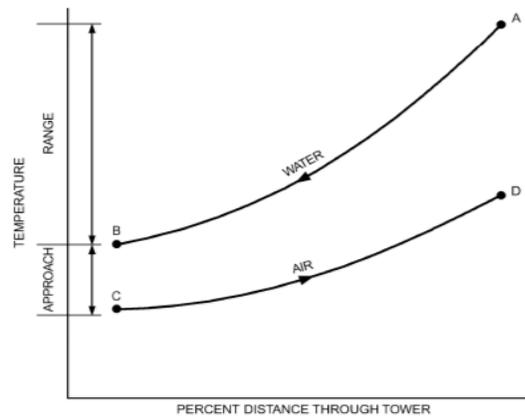


Figura 20. Relación de temperatura entre el agua y el aire en torre de enfriamiento de contraflujo

Fuente: ASHRAE Handbook, HVAC Systems and Equipment (SI), 2008.

La diferencia entre la temperatura del agua de salida y la temperatura de entrada del bulbo húmedo del aire (B menos C) en la Figura 20, se define como el enfoque (approach) de la torre de enfriamiento. El enfoque es una función de la capacidad de la torre de enfriamiento, y una torre de enfriamiento más grande produce un acercamiento más cercano (agua más fría que sale) para una determinada carga de calor, caudal y aire entrante.

Por lo tanto, la cantidad de calor transferido a la atmósfera por la torre de enfriamiento siempre es igual a la carga de calor impuesta en la torre, donde el nivel de temperatura a la que se transfiere el calor está determinado por la capacidad térmica de la torre de enfriamiento y la entrada temperatura del bulbo húmedo del aire. El rendimiento térmico de una torre de enfriamiento depende, principalmente, de la temperatura de bulbo húmedo de entrada del aire.

4.12.2 Condiciones de diseño de torres de enfriamiento.

La capacidad térmica de cualquier torre de enfriamiento puede definirse por los siguientes parámetros:

- La temperatura de entrada y salida del agua
- Temperatura de bulbo húmedo de entrada del aire o temperatura de bulbo húmedo de aire y bulbo seco
- Tasa de flujo del agua
- Propiedades constructivas de los materiales

La capacidad térmica de una torre de enfriamiento utilizada para el aire acondicionado puede expresarse en capacidad nominal, que se basa en la disipación de calor de 1,25 kW por kilovatio de enfriamiento del evaporador. La capacidad de enfriamiento nominal se define como una refrigeración de 54 ml/s de agua desde 35 °C (95 °F) a 29,4 °C (85 °F) a una temperatura de entrada de 25,6 °C (78,08 °F) en el bulbo húmedo. En estas condiciones, la torre de enfriamiento rechaza 1.25 kW por kilovatio de capacidad del evaporador. La derivación histórica en refrigeración se basa en la suposición de que, en condiciones de aire acondicionado típicas, por cada kilovatio de calor recogido en el evaporador, la torre de enfriamiento debe disipar un calor adicional de 0,25 kW del compresor.

4.13 Tipos de torres de enfriamiento

ASHRAE clasifica dos tipos básicos de dispositivos de enfriamiento por evaporación. La primera de ellas es la torre de enfriamiento de contacto directo o abierta (Figura 22), expone el agua directamente a la atmósfera de enfriamiento, transfiriendo así la carga de calor de la fuente directamente al aire.

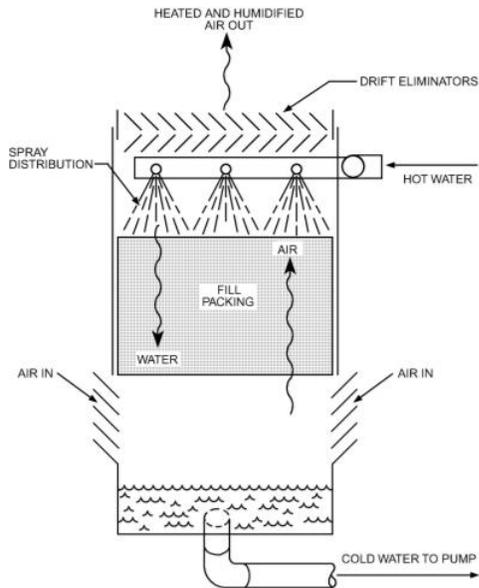


Figura 21. Torre de enfriamiento de contacto directo o abierta

Fuente: ASHRAE Handbook, HVAC Systems and Equipment (SI), (2008).

El segundo tipo (Figura 22), llamado torre de enfriamiento de circuito cerrado, implica el contacto indirecto entre el fluido calentado y la atmósfera combinando esencialmente un intercambiador de calor y una torre de enfriamiento en un dispositivo relativamente compacto.

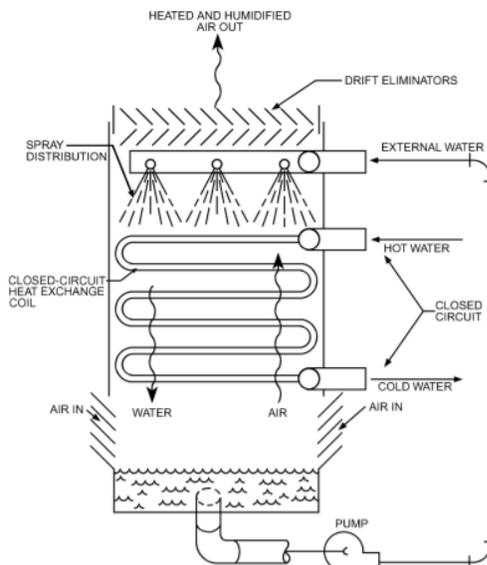


Figura 22. Torres de enfriamiento de contacto indirecto de circuito cerrado

Fuente: ASHRAE Handbook, HVAC Systems and Equipment (SI), 2008.

De los dispositivos de contacto directo, el más rudimentario es una torre de pulverización que expone el agua al aire sin ningún medio de transferencia de calor o relleno. Para aumentar las superficies de contacto, así como el tiempo de exposición, se instala un relleno debajo del sistema de distribución de agua, en la ruta del aire. Los dos tipos de relleno más comunes son tipo salpicadura y tipo película (Figura 23). El relleno del tipo de salpicadura maximiza el área y el tiempo de contacto al forzar al agua a caer en cascada a través de elevaciones sucesivas de barras de salpicaduras dispuestas en filas escalonadas. El relleno del tipo de película logra el mismo efecto haciendo que el agua fluya en una capa delgada sobre láminas estrechamente espaciadas, principalmente cloruro de polivinilo (PVC), que están dispuestas verticalmente.

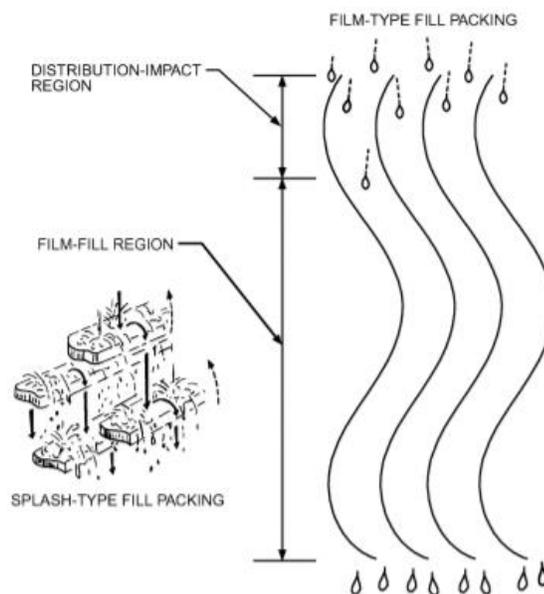


Figura 23. Tipos de relleno

Fuente: ASHRAE Handbook, HVAC Systems and Equipment (SI), 2008.

4.14 Sistemas por torres de enfriamiento de circuito abierto

Los sistemas abiertos tienen al menos dos puntos de interfaz entre el agua del sistema y la atmósfera; por lo tanto, requieren un enfoque diferente que los sistemas cerrados para el diseño hidráulico, la selección de bombas y el dimensionamiento.

Al seleccionar una bomba para una torre de enfriamiento, se debe considerar la presión estática y la pérdida de fricción del sistema. La entrada de la bomba debe tener una presión de succión positiva neta adecuada, justo como se mencionó cuando se detallaron las bombas centrífugas. Además, el contacto continuo con el aire introduce oxígeno en el agua y concentra los minerales que pueden causar sarro y corrosión de manera continua.

El caudal requerido a través de un condensador se puede determinar con los datos de rendimiento del fabricante para varias temperaturas y capacidades de condensación. Con las aplicaciones de refrigeración con aire acondicionado, se considera una práctica estándar la temperatura del agua del condensador de retorno de 35 °C (95 °F).

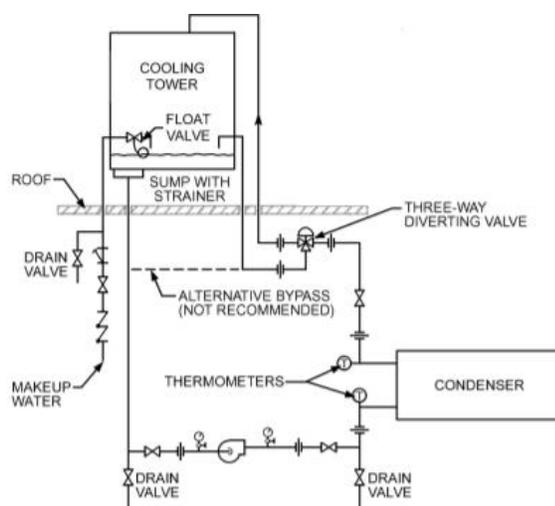


Figura 24. Sistema de tubería típico de torres de enfriamiento.

Fuente: ASHRAE Handbook, HVAC Systems and Equipment (SI), 2008.

4.14.1 Precauciones de aire y vapor en circuitos abiertos.

El vapor y el aire representan posibles situaciones riesgosas. El agua se vaporiza en el impulsor de la bomba si no hay disponible una presión de aspiración positiva neta adecuada; si esto ocurre, la bomba pierde capacidad y puede ocasionar daños graves al impulsor.

La vaporización puede ocurrir en otras partes del sistema donde la presión en la tubería puede caer por debajo de la presión de vapor a la temperatura del agua. Al apagarse, estas presiones muy bajas pueden ser el resultado de una combinación de presión estática e

impulso. La vaporización a menudo es seguida por una implosión que causa un golpe de ariete de agua destructivo. Para evitar este problema, todas las secciones del sistema de tuberías, excepto la línea de retorno a la cuenca de la torre superior, deben mantenerse debajo del nivel de la cuenca de la torre.

La liberación de aire es otra característica de los sistemas abiertos de agua del condensador que deben abordarse. El sistema debe diseñarse para mantener la presión en todos los puntos del sistema suficientemente arriba de la atmosférica para que no se libere aire en el condensador o en el sistema de tuberías.

Otra causa de aire en el sistema de tuberías es el vortex en la salida de la pileta de la torre. Esto puede evitarse asegurando que el flujo máximo no exceda el recomendado por el fabricante de la torre. La liberación de aire en los sistemas de agua del condensador es la causa principal de la corrosión y causa un menor flujo de la bomba (similar a la cavitación), restricciones de flujo de agua en algunas secciones de tuberías y posible golpe de ariete.

4.14.2 Práctica de tuberías para circuitos abiertos

En la Figura 25 se muestran los elementos de presión de bomba requeridos.

Elementos por considerar para la presión de una bomba de circuito abierto:

- Presión estática del sumidero de la torre o nivel del depósito interior al cabezal de la torre
- Pérdida de fricción en la tubería de succión y descarga
- Pérdida de presión en el condensador
- Pérdida de presión en las válvulas de control, pérdida de presión en el filtro y pérdida de presión en las boquillas de la torre, si se usan

Sumados en conjunto, estos elementos determinan la presión dinámica total de la bomba requerida.

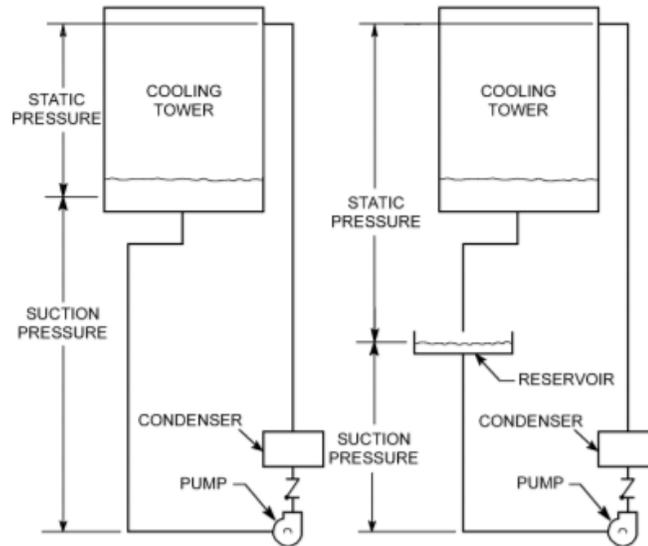


Figura 25. Diagrama de presión estática y de succión con elementos de bombeo

Fuente: ASHRAE Handbook, HVAC Systems and Equipment (SI), 2008.

La evaporación en una torre de enfriamiento concentra los sólidos disueltos en el agua circulante. Esta concentración puede limitarse descargando una porción del agua como desbordamiento o purga (Strainer). Se requiere agua de reposición para reemplazar el agua perdida por evaporación, purga y derrame.

4.14.3 Tratamiento de agua.

De acuerdo con ASHRAE (2008), el tratamiento del agua es necesario para evitar la formación de incrustaciones, la corrosión y el ensuciamiento biológico del condensador y el sistema circulante. La extensión y naturaleza del tratamiento depende de la química del agua disponible y de las características de diseño del sistema.

4.15 Torres de enfriamiento de circuito cerrado

El circuito cerrado está diseñado de acuerdo con los principios y procedimientos descritos para sistemas de agua cerrados.

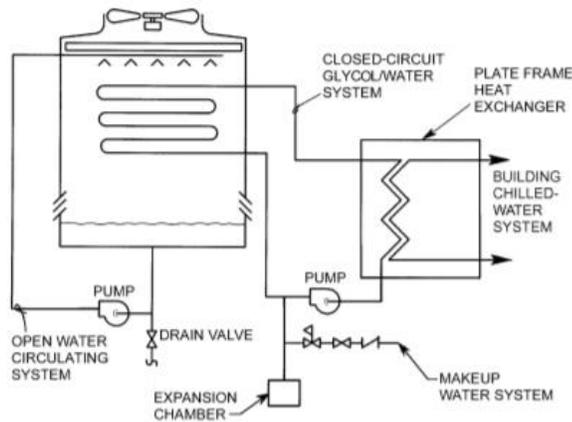


Figura 26. Ejemplo de sistema enfriamiento por circuito cerrado

Fuente: ASHRAE Handbook, HVAC Systems and Equipment (SI), 2008.

Según Baltimore Aircoil Company (BAC, por sus siglas en inglés), las torres de enfriamiento de circuito cerrado operan de manera similar a las torres de enfriamiento abierto, excepto que la carga de calor por rechazar se transfiere del fluido de proceso (el fluido que se está enfriando) al aire ambiente a través de una bobina de intercambio de calor.

La bobina sirve para aislar el fluido del proceso del aire exterior, manteniéndolo limpio y contaminar libremente en un circuito cerrado. Esto crea dos circuitos de fluido separados: un circuito externo, en el que el agua de pulverización circula sobre la bobina y se mezcla con el aire exterior y un circuito interno, en el cual el fluido de proceso circula dentro de la bobina. Durante la operación, el calor se transfiere desde el circuito interno, a través de la bobina hasta el agua pulverizada y luego a la atmósfera a medida que se evapora una porción del agua.

4.16 Eficiencia del sistema

El parámetro básico para la determinación de la eficiencia del sistema de aire acondicionado básico se logra mediante el cálculo del COP (coeficiente de rendimiento, por sus siglas en inglés).

$$\text{COP} = \text{Calor Extraído} / \text{Trabajo realizado por el motor}$$



Figura 27. Causas de pérdida de eficiencia energética

Fuente: Buenas prácticas de eficiencia energética para aire acondicionado industrial (s.f).

Pero, para sistemas más complejos o con perfiles operativos a carga parcial, como el caso de unidades hidrónicas centralizadas en instalaciones hoteleras, se recurre a indicadores que consideren el funcionamiento a cargas parciales. La normativa de Instituto de Aire Acondicionado, Calefacción y Refrigeración (AHRI, por sus siglas en inglés), publicó el estándar AHRI 550/590 (I-P) titulado “2015 Standard for Performance Rating of Water-chilling and Heat Pump Water-heating Packages Using the Vapor Compression Cycle”. En este estándar se detallan los indicadores NPLV e IPLV. Dicho estándar se desarrolla a continuación.

4.16.1 Normativa AHRI.

El estándar 550/590 de AHRI tiene como objetivo establecer para unidades de refrigeración por agua (también para unidades de calentamiento de agua, pero, no es competente a esta investigación) que utilicen el ciclo de compresión de vapor; definiciones, requisitos de prueba, requisitos de calificación, requisitos mínimos de datos para las calificaciones publicadas, marca y datos de la placa de identificación, conversiones y cálculos, nomenclatura y condiciones de conformidad. Este estándar tiene alcance para unidades que tienen condensadores enfriados por agua (torres de enfriamiento).

En la Tabla 3 se muestran los parámetros de funcionamiento que AHRI considera como condiciones estándar.

Tabla 3. *Condiciones de calificación estándar para determinar un IPLV*

Condiciones de calificación estándar																
Categoría de operación	Modo de enfriamiento intercambiador de rechazo de calor															
	Modo enfriamiento evaporador			Torre (condiciones del agua)			Recuperador de calor (condiciones del agua)		Temperatura de entrada enfriada por evaporación		Temperatura de entrada enfriada por evaporación		Sin condensador			
	Temp. Ent. °F	Temp. Sal. °F	Caudal gpm/ton r	Temp. Ent. °F	Temp. Sal. °F	Caudal gpm/ton r	Temp. Ent. °F	Temp. Sal. °F	Bulbo Seco °F	Bulbo Hum. °F	Bulbo Seco °F	Bulbo Hum. °F	SDT °F	LIQ °F	SDT °F	LIQ °F
Todos enfriamientos	54	44	2,4	85	94,3		-	-	95	75	95	-	125	105	105	98

Fuente: Elaboración propia con datos de estándar 550/590 2015 I-P, de AHRI

Algunas definiciones que desarrolla AHRI necesarias para introducirse en esta normativa:

- Fuente auxiliar: la energía proporcionada a los dispositivos que no son parte integral de la operación del ciclo de compresión de vapor. Algunos ejemplos: bombas de aceite, bombas de refrigerante, control de potencia, ventiladores y calentadores.
- Punto de ebullición: temperatura de saturación del líquido refrigerante a una presión especificada.
- Capacidad: una cantidad física mensurable que caracteriza la tasa de flujo de calor del lado del agua. La capacidad es el producto de la tasa de flujo másico de agua y el cambio en la entalpía del agua que entra y sale del intercambiador de calor, medida en el punto de la conexión de campo. Para esta norma, el cambio de entalpía se aproxima a la transferencia de calor sensible utilizando calor específico y diferencia de temperatura y, en algunos cálculos, también la energía asociada con las pérdidas de presión en el lado del agua.
- Capacidad de refrigeración bruta: la capacidad del evaporador refrigerado por agua medido por la transferencia de calor al refrigerante en el evaporador. Este valor incluye tanto la transferencia de calor sensible como los efectos de caída de presión del flujo de agua a través del evaporador. Para el interés práctico de este documento,

no interesa este valor, porque únicamente se hará un cálculo práctico de la capacidad de refrigeración neta.

- Capacidad neta de refrigeración: la capacidad del evaporador disponible para enfriar la carga térmica externa al paquete de refrigeración por agua y se calcula utilizando solo la transferencia de calor sensible. La capacidad neta de refrigeración (Btu/h), para el evaporador debe usar las temperaturas del agua, la tasa de flujo másico de agua y las propiedades del agua en las condiciones de entrada y salida del evaporador y debe calcularse de la siguiente manera (la ecuación se detalla en métodos prácticos para determinación de rendimiento instantáneo):

$$W_{EVP} = V_W \cdot \rho_W \cdot C_{p_W} \cdot (T_{EW} - T_{SW})$$

El calor específico (c_p) se toma al promedio de las temperaturas de entrada y salida del agua. Las siguientes ecuaciones son extraídas del estándar que, según AHRI, estas se ajustan a la curva a partir de los datos generados por el software NIST REFPROP v9.1 a 100 psia y utilizando un rango de temperatura de 32 °F a 212 °F. El valor de 100 psia utilizado para los ajustes de la curva de propiedad del agua se estableció como un valor representativo para permitir el cálculo de las propiedades del lado del agua en función de la temperatura solamente.

$$\rho = (\rho_4 \cdot T^4) + (\rho_3 \cdot T^3) + (\rho_2 \cdot T^2) + (\rho_1 \cdot T) + \rho_0$$

$$c_p = (c_{p5} \cdot T^5) + (c_{p4} \cdot T^4) + (c_{p3} \cdot T^3) + (c_{p2} \cdot T^2) + (c_{p1} \cdot T) + c_{p0}$$

Tabla 4. Factores para evaluar en ecuación de cálculo de calor específico y densidad en términos temperatura promedio entre entrada y salida de la unidad para un rango de 32 °F a 212 °F

IP (lbm/ft ³)		IP (Btu/lbm·°F)	
-		c_{p5}	$-4,0739 \times 10^{-13}$
ρ_4	$-7,4704 \times 10^{-10}$	c_{p4}	$3,1031 \times 10^{-10}$
ρ_3	$5,2643 \times 10^{-7}$	c_{p3}	$-9,2501 \times 10^{-8}$
ρ_2	$-1,8846 \times 10^{-4}$	c_{p2}	$1,4071 \times 10^{-5}$
ρ_1	$1,2164 \times 10^{-2}$	c_{p1}	$-1,0677 \times 10^{-3}$
ρ_0	62,227	c_{p0}	1,0295

Fuente: Elaboración propia con datos del estándar AHRI 550/590 2015 I-P

- **Temperatura de descarga saturada del compresor.** Para los refrigerantes de componente único y azeótropo, es la temperatura saturada correspondiente a la presión de refrigerante en la descarga del compresor, incluidos los componentes del circuito de refrigerante como silenciadores, separadores de aceite y válvulas de descarga en el punto de conexión de campo.
- **Condensador.** Un componente del sistema de refrigeración que condensa el vapor de refrigerante. Existen diferentes tipos de condensadores; para la instalación presente en las instalaciones del hotel, se dispone un condensador enfriado por agua, que básicamente utiliza medios de transferencia de calor de refrigerante a agua, lo que provoca que el refrigerante se condense y el agua eleve su temperatura.
- **Factor de incrustación.** Los condensadores de refrigerante refrigerados por agua y los evaporadores de refrigeración por agua utilizados en la industria del aire acondicionado, pueden ser sistemas cerrados o de circuito abierto. En general, están sujetos a la acumulación de contaminantes, denominada "incrustación", en el lado del agua de las superficies de transferencia de calor. Este ensuciamiento aumenta gradualmente la resistencia térmica y degrada el rendimiento general del equipo. Se

entiende que el ensuciamiento es progresivo con el tiempo y depende de la calidad y la temperatura del agua utilizada.

- **Valor de carga parcial (PLV).** Una cifra numérica única de mérito que exprese la eficiencia de carga parcial para el equipo sobre la base del funcionamiento ponderado a diversas capacidades de carga parcial para el equipo. Se encuentra el valor integrado de carga parcial (IPLV, por sus siglas en inglés), que es una cifra numérica de eficiencia de carga parcial calculada según el método descrito en esta norma en condiciones de calificación estándar. Además, el valor de carga parcial no estándar (NPLV, por sus siglas en inglés), corresponde a una cifra de mérito de eficiencia de carga parcial de un solo número calculada según el método descrito en esta norma y referida a condiciones distintas a las condiciones de IPLV.IP. (es decir, para unidades con condensadores enfriados por agua que no están diseñados para funcionar en condiciones de clasificación estándar, pero que no se utilizan para enfriadores enfriados por aire y enfriados por evaporación).

5 Desarrollo de Proyecto

5.1 Reconocimiento de la configuración actual del sistema hidráulico central

El sistema actual de agua helada, tiene tres equipos Carrier modelo Evergreen 30HXC186 de 178,3 toneladas de refrigeración (según un estudio NPLV realizado por Clima Ideal) con una configuración en paralelo (dando una capacidad instalada de 534,9 toneladas de refrigeración). De acuerdo con la definición NPLV antes descrita, el chiller está operando en condiciones no estándar (Ver Tabla 3).

5.1.1 Circuito Agua Helada.

El circuito de agua helada actual, parte de las unidades chillers, la salida de estos tres chillers están programados para una temperatura de salida del agua helada de 6,55 °C (43,8 °F) y un retorno de 11,22 °C (52,2 °F) para un caudal de diseño de 508,9 GPM. Este circuito emplea un sistema de bombeo primario constante con secundario constante. En un caso de funcionamiento a plena carga, los tres chillers funcionan simultáneamente y los tres caudales de agua helada convergen en el manifold de agua helada que se señala en la Figura 28.

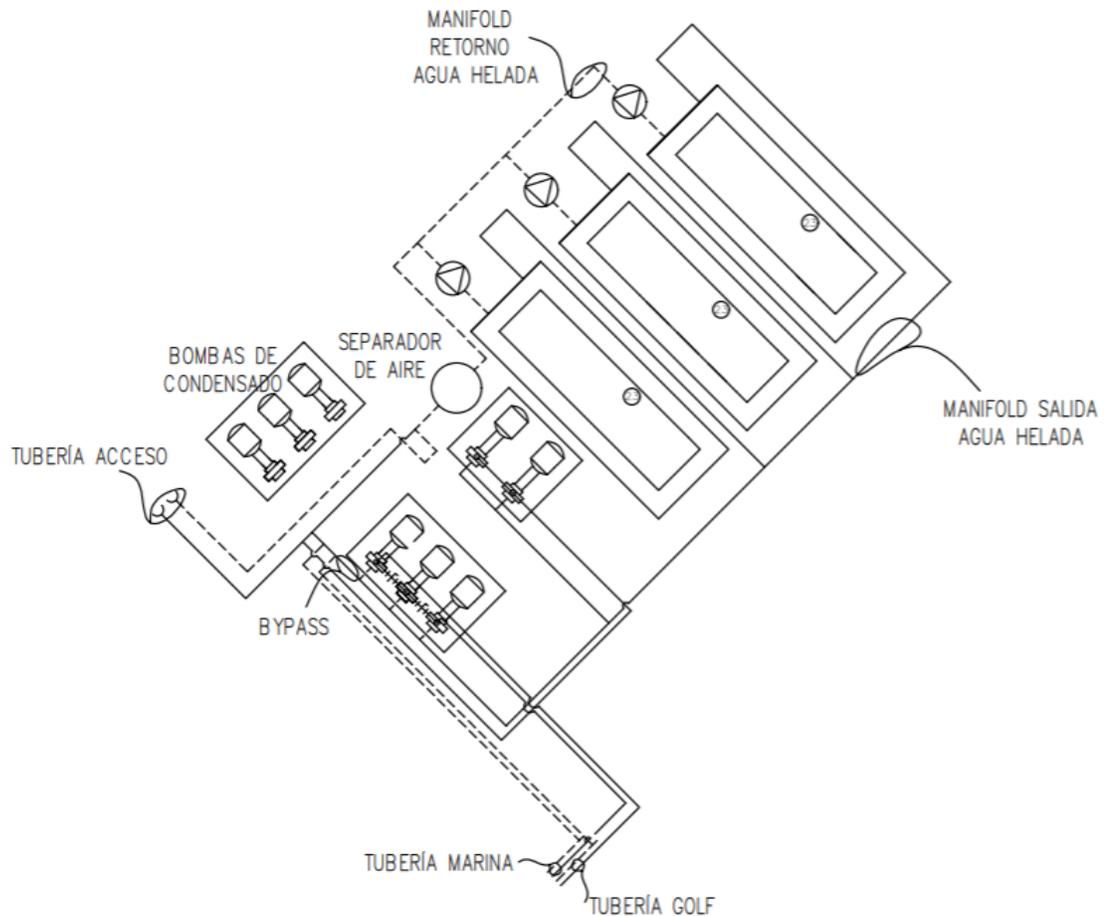


Figura 28. Diagrama unifilar distribución agua helada casa maquinas

Fuente: Elaboración propia sobre planos facilitados por Marriott

El manifold de agua helada abastece dos grupos de bombas secundarias que derivan en tres tuberías principales de agua helada. La distribución de agua helada del sistema actual se hace a través de estos tres tramos de tubería principales, convenientemente llamados según el edificio que abastecen como: tubería Marina, tubería Golf y tubería Acceso (o Central, por el nombre del edificio), las cuales están debidamente identificadas en el unifilar mostrado en la Tabla 5.

Las bombas empleadas en el sistema son del fabricante Armstrong, en la Tabla 5 se muestra un cuadro resumen con las características principales de las bombas instaladas actualmente.

Tabla 5. Cuadro resumen de bombas instaladas en el sistema hidrónico central

BOMBAS	CANTIDAD	MOTOR HP/RPM	MODEL NO.	CAPACIDAD BOMBEO GPM/FT
PRIMARIAS	3	5/1800	4380 5x5x8	420/30
SECUNDARIAS MARINA/GOLF	3	10/1800	4030 3x2x10	290/85
SECUNDARIAS ACCESO	2	30/1800	4030 5x4x11-1/2	570/115
CONDENSADO	3	7,5/1800	4036 5x4x8	525/32

Fuente: Elaboración propia con Excel

El agua helada tras retornar de las diferentes unidades manejadoras de aire, regresan al circuito central. Al observar en detalle el unifilar mostrado anteriormente, se puede notar que los retornos convergen con las tuberías de agua helada que abastecían a los grupos de bombas (justo después de la conexión con esta); esto se hace al separar hidráulicamente el circuito primario del secundario, también se utilizan para recircular el agua helada según el diferencial de temperatura que se esté dando en las unidades chillers. Recordando lo citado por Wang (2001), los chillers requieren un diferencial de flujo mínimo.

En la Figura 29 se adjunta el detalle de conexión para el agua helada en cada chiller. Según Armstrong (2011) las válvulas triple uso desarrollan la función de una válvula de cierre, de una válvula de retención y una válvula de reducción de flujo. Mientras que los difusores de succión corresponden a un codo reductor de 90 ° con filtro en línea y paletas de guía, las paletas estabilizadoras de flujo de la salida permiten que la guía de succión se fije directamente a la bomba, con lo cual se ahorra el espacio y dinero que implicaría un tubo recto más largo. Ambos accesorios se emplean con el objetivo de disminuir la cantidad de accesorios requeridos. Esta configuración se va a emplear en el nuevo sistema.

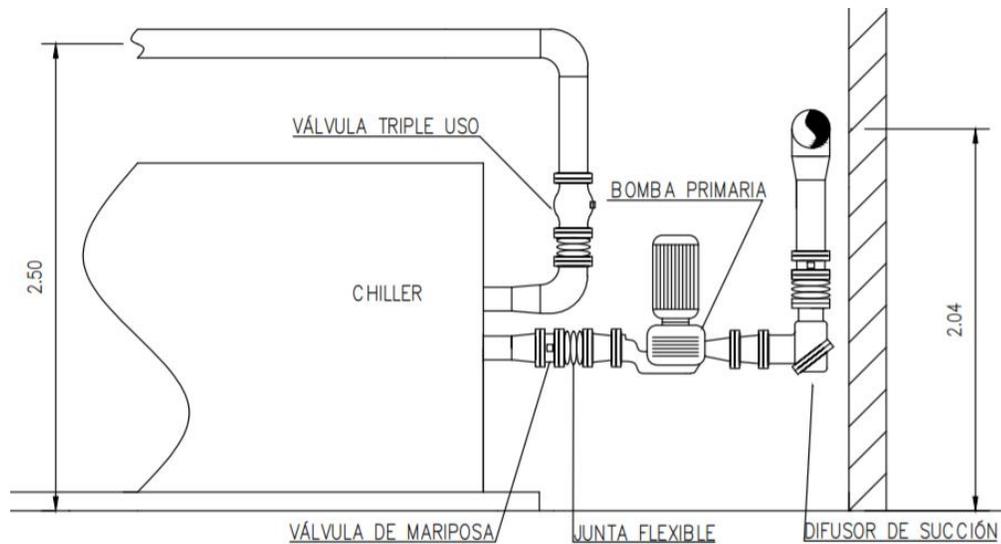


Figura 29. Detalle de conexión de bombas primarias

Fuente: Extraído de planos facilitados por Marriott

El agua de retorno converge en el manifold de retorno que se identificó en el diagrama unifilar. Antes tuvo que haber pasado por el tanque separador de aire (Separador de aire Vortex, fabricado por Armstrong). Cabe destacar que la tubería del circuito de agua helada es de PVC SDR 17 aislada con cañuela, a excepción de los tubos ascendentes a las habitaciones (risers) que son de cobre tipo K.

5.1.2 Circuito de condensado.

Los chillers actuales son enfriados por agua en torres de enfriamiento con circuito abierto, conectadas en paralelo. Las torres son marca Protec modelo PCT-350, de tipo contra flujo con relleno de película de PVC rígido, equipadas con ventiladores axiales de 10 hp.

El agua de condensado pasa por el intercambiador del condensador en el chiller para retirar el calor del refrigerante hasta condensarlo, sale de cada uno de los chiller para converger en una sola tubería a través de un manifold y llega hasta las torres de enfriamiento para retirar el calor por contacto directo con la atmosfera. Desciende por gravedad a un manifold donde después se bombea el agua hacia cada uno de los chillers. En la Figura 30 se muestra un unifilar que detalla el circuito de condensado. Se emplea tubería de hierro negro sin aislamiento.

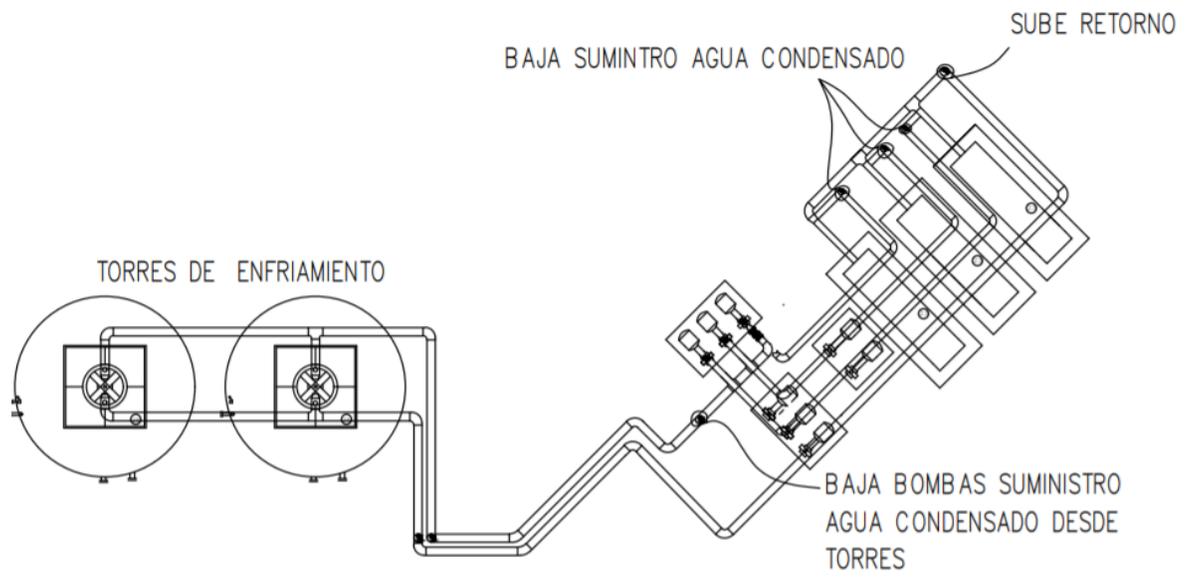


Figura 30. Unifilar circuito de condensado

Fuente: Elaboración propia sobre planos facilitados por Marriott

5.2 Análisis de desempeño de sistema hidrónico central de aire acondicionado

Tras reconocer los equipos que conforman el sistema hidrónico central, se analiza el desempeño del sistema hidrónico central. Esta etapa del proyecto tuvo dos orientaciones. En el periodo de práctica, estaba dentro de los deseos de Marriott evaluar globalmente el sistema de aire acondicionado hidrónico central (evaluando bombas primarias, bombas de condensado, motores de ventiladores de torres de enfriamiento, entre otros más). Marriott facilita a sus departamentos de Ingeniería diferentes herramientas digitales para evaluar el desempeño de sus equipos e instalaciones. En la primera orientación de esta etapa, se aprovechó una herramienta digital de Marriott que proporciona el dato de eficiencia del sistema en términos de kilowatts de potencia suministrados, por cada tonelada de refrigeración generada (kW/tonR). Esta herramienta fue muy visual porque desplegaba una representación gráfica del funcionamiento del sistema y se obtuvieron muchas conclusiones sobre el desempeño del sistema. La otra orientación es la de hacer un análisis más teórico, con base en normativa del Instituto de Aire acondicionado, Calefacción y Refrigeración (AHRI, por sus siglas en inglés).

Para analizar el desempeño del sistema, primero es necesario definir bajo qué condiciones se había diseñado originalmente. Tras revisar en los documentos físicos de Marriott, se halló un estudio NPLV realizado por Clima Ideal S.A. En la Sección 5.4.2 se analiza dicho estudio para determinar si las condiciones estipulas por el estudio son las condiciones de diseño del sistema.

5.2.1 Limitaciones de la determinación de la eficiencia.

Esta etapa del proyecto tiene como objetivo evaluar el desempeño de la planta hidrónica central de aire acondicionado. Se debe destacar que probablemente la toma de datos que se hizo tendrá dificultades en ser una toma de datos representativa básicamente por dos razones:

- 1) El Hotel Los Sueños Marriott se ha mantenido en un proceso de renovación de las habitaciones desde junio hasta noviembre de 2018. Esta renovación se ha hecho en entregas parciales de las 201 habitaciones que tiene el hotel. El hotel está

sectorizado en tres grandes grupos de habitaciones llamados Golf con 89 habitaciones (85 habitaciones estándar, 1 presidencial y 3 suites), Central o Acceso con 39 habitaciones (36 habitaciones estándar y 3 suites) y Marina 73 habitaciones (70 habitaciones estándar y 3 suites).



Figura 31. Sectorización de las habitaciones

Fuente: Marriott.com

En la Tabla 6 se muestran los plazos donde no estuvieron disponibles los sectores que estaban en renovación, con su respectiva disponibilidad de habitaciones.

Tabla 6. Plazos sin disponibilidad de algunos sectores.

Sectores NO Disponibles	Plazo	Disponibilidad de habitaciones
Golf	2018-JUN-08 a 2018-AGO-10	56 %
Golf, Central	2018-AGO-10 a 2018-SEP-16	36 %
Central, Marina	2018-SEP-16 a 2018-OCT-03	44 %
Marina	2018-OCT-03 a 2018-NOV-18	64 %

Fuente: Elaboración propia en Excel

Analizando Tabla 6 se concluye que el hotel ofreció la menor disponibilidad desde el 10 de agosto hasta el 16 de setiembre, donde hubo dos sectores de habitaciones

no disponibles. En setiembre, históricamente se tiene la menor ocupación del hotel; si a esto se suma el hecho de la renovación, se llegó a tener ocupaciones como la del 10 de setiembre donde apenas hubo una ocupación del 6 %; es decir un total de apenas 12 habitaciones vendidas.

- 2) El segundo motivo corresponde a la ausencia de instrumentos de medición con rango de medición adecuado, e incluso, la inexistencia de instrumentos por completo.

5.2.2 Análisis estudio NPLV Clima Ideal.

En la Figura 33 se muestra un cuadro resumen de los parámetros de operación de los chillers, bajo condiciones no estándar, según Clima Ideal. Se puede observar que, según el estudio, el caudal que debe atravesar el evaporador de cada unidad es de 508,6 GPM; de acuerdo con la ecuación de capacidad de refrigeración bruta (previamente descrita en la normativa AHRI), con un diferencial de 8,4 °F, la capacidad de refrigeración bruta es de 178.01 toneladas de refrigeración, la cual concuerda con la capacidad de 178.3 toneladas que el estudio NPLV sugiere.

De la Tabla 5 se extrae que el caudal nominal para las bombas primarias, es de 420 GPM. Analizando la gráfica de curvas características del modelo de la bomba en cuestión, se determina que la bomba es incapaz de proporcionar este caudal (Ver Figura 32). Para un diámetro de rodete de 7,23 in (según placa), el punto 1 corresponde al punto de operación nominal, mientras que el punto 2 corresponde al punto esperado según estudio NPLV.

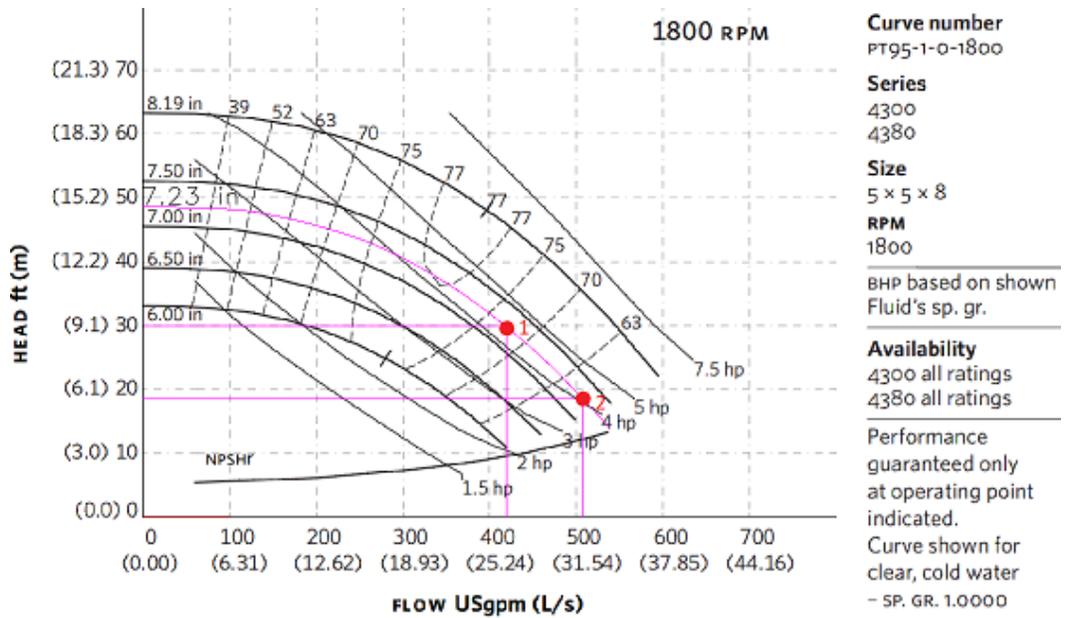


Figura 32. Puntos de operación bombas circuito primario

Fuente: Elaboración propia sobre curva del fabricante

Por otra parte, según los parámetros de operación de la Figura 33, para un caudal de 508,6 GPM, la caída de presión en el serpentín del evaporador es de 19,3 pies lineales de agua. De acuerdo con la gráfica de la curva de caída de presión contra caudal de los modelos instalados (Figura 36), para esa caída de presión el caudal es de 446,42 GPM, por lo cual hay correspondencia. El dato de caída de presión contra caudal del estudio NPLV, corresponde al del evaporador de un Chiller AquaForce 30HXCR (ver Figura 34), que fue la línea sucesoria a los Evergreen.

30 Series Chillers Performance Summary		23/08/2013 04:38:57 p.m.
Project Name: Untitled		
Company Name: Clima Ideal S.A.		
	Alternate	
	Los Sueños	
Location		
Buyer P.O.		
Date	23/08/2013	
Version 2.93		
Unit Size	30HXC186***6****	
Capacity, Tons	178.3	
Compressor Input Power, kw	120.0	
Unit Input Power, kw	120.0	
Capacity control steps	6	
Minimum Capacity, %	20.0	
Input kw/Ton	.673	
Unit EER	17.83	
Refrigerant	R134a	
Cooler Data		
Fluid Type	Fresh Water	
Fluid Entering Temperature, °F	52.2	
Fluid Leaving Temperature, °F	43.8	
Fluid Flow Rate, gpm	508.6	
Fluid Pressure Drop, ft wg	19.3	
Fluid Velocity, ft/s	6.5	
Fouling Factor, (hr-sqft-F)/BTU	0.0001	
Foul. Fact. Temp. Adj., °F	.48	
Saturated Suction Temp., °F		
Circuit A	42.5	
Circuit B	42.1	
Outside Surface Area, sqft	323.4	
Condenser Data		
Fluid Type	Fresh Water	
Fluid Entering Temperature, °F	82.3	
Fluid Leaving Temperature, °F	91.2	
Fluid Flow Rate, gpm	568.5	
Fluid Pressure Drop, ft wg	22.2	
Fluid Velocity, ft/s	6.5	
Fouling Factor, (hr-sqft-F)/BTU	0.00025	
Foul. Fact. Temp. Adj., °F	1.28	
Saturated Discharge Temp., °F		
Circuit A	95.7	
Circuit B	96.5	
Outside Surface Area, sqft	354.8	
Factory Options		
Flow Control Type	EXV	
Chiller Electrical Data		
Nameplate Voltage, volts	460	
Elec. Power Frequency, hertz	60	
Power supply to control circuit, volts	115	
Power supply to control circuit,	1	
Minimum circuit amps	232	
MOCP, amps	300	
Max Instant. Current Flow (ICF), amps	319	
Control circuit fuse amps	15	

Figura 33. Propiedades de chillers bajo condición de funcionamiento no estándar (NPLV)

Fuente: Escaneado de documentos físicos de Marriott, 2013

Bajo este análisis, se descarta que originalmente el sistema haya sido diseñado en condiciones que plantea el estudio de Clima Ideal. De acuerdo con la certificación AHRI de las unidades instaladas, la capacidad nominal se estimó para un diferencial de 10 °F, y al evaluar nuevamente en la ecuación de capacidad de refrigeración neta, se determina un caudal de 425 GPM, el cual si coincide con la capacidad nominal de bombeo de las bombas primarias.

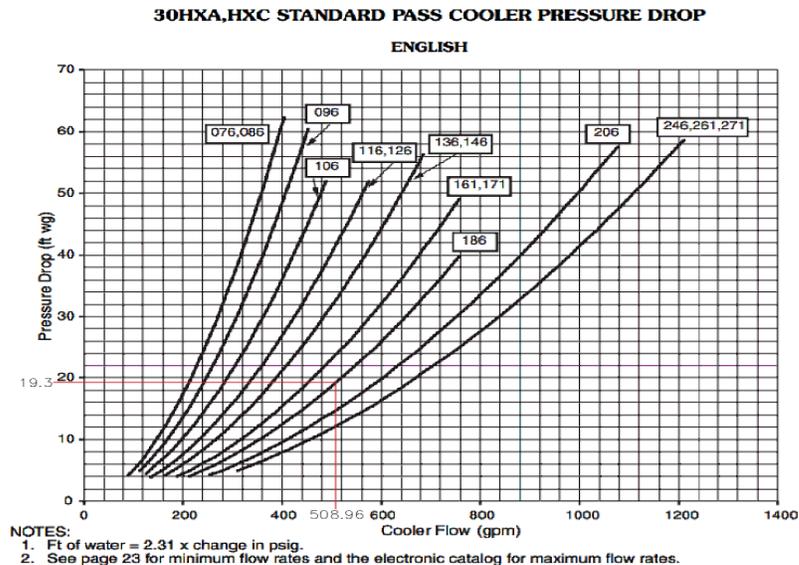


Figura 34. Curva Caudal-Perdida de carga para el lado del evaporador en unidades inglesas.

Fuente: Manual AquaForce® 30HXA, HXC076-271 Condenserless and Water-Cooled Liquid Chillers with ComfortLink Controls 50/60 Hz, 2014.

Con base en este análisis, se descarta que el diseño haya sido de acuerdo con lo planteado por el estudio. Para las siguientes secciones se asumirán condiciones de diseño originales.

5.2.3 Herramienta digital de Marriott, Plant Diagnostic Tool.

Se trata de una plantilla desarrollada en Excel que se segmenta principalmente en tres grupos de datos:

- 1) El primer grupo corresponde a parámetros propios de la instalación (del hotel). Se requiere conocer las temperaturas de bulbo seco y bulbo húmedo para el día de diseño de enfriamiento para el cual la planta tiene el tamaño y/o diseño más probable (con

base en estudio de carga térmica); para esto, se solicitaron datos de temperaturas y humedad relativa al Instituto Meteorológico Nacional de la sede mediciones Muelle, ubicada en Herradura (ver siguiente tabla).

Tabla 7. *Datos de temperaturas y humedad relativa de estación de medición Muelle, periodo 2015-2018*

Variable	Enero	Febrero	Marzo	Abril	Mayo	Junio	Julio	Agosto	Septiembre	Octubre	Noviembre	Diciembre	Promedio
Temperatura Máxima	31.11	31.78	32.13	31.77	30.63	30.11	29.89	30.26	30.00	29.25	29.16	29.56	30.47
Temperatura Mínima	22.69	22.67	23.41	24.19	24.01	23.70	23.55	23.59	23.50	23.24	23.04	22.57	23.35
Temperatura Promedio	26.90	27.23	27.77	27.98	27.32	26.90	26.72	26.93	26.75	26.24	26.10	26.06	26.91
Humedad Relativa	74.92	70.34	70.38	73.93	80.47	83.33	83.87	83.08	83.67	85.40	84.55	81.89	79.65

Fuente: Elaboración propia en Excel con datos del IMN

También se requieren datos básicos como cuantos chillers se tienen en planta, cantidad de bombas (primarias y de condensado, no considera secundarias), cantidad de torres de enfriamiento y cantidad de ventiladores.

- 2) El segundo grupo corresponde a parámetros de diseño de los chillers, de las bombas, de las torres de enfriamiento y de sus ventiladores. Estos datos se obtienen de las placas de motores, bombas y compresores de los chillers. Los datos de los chillers se extrajeron del catálogo en físico que el hotel dispone.
- 3) El último grupo de datos corresponde a mediciones realizadas en campo. Las mediciones de potencia eléctrica se realizaron con un multímetro digital trifásico que permite la lectura de potencia (en kVA, kVAr y kW) y de factor de potencia.

En esta etapa, hubo problemas para determinar el caudal de las bombas debido a la ausencia de un algún dispositivo de medición de flujo. Para determinar el caudal de las bombas primarias se hizo uso de la gráfica de caída de presión contra caudal (el uso de esta gráfica se expone en la Sección 5.4.5) del evaporador del chiller; que prácticamente, corresponde al caudal de la bomba dado que la bomba y el evaporador están en serie. En el lado del condensador se realizó el mismo análisis para la determinación del caudal, con la excepción de que en este caso se utiliza la gráfica del condensador.

En las torres de enfriamiento hubo problemas para determinar la temperatura de ingreso y la de salida del agua, debido a que no hay termómetros fijos en las tuberías. Las mediciones se hicieron utilizando un termómetro de infrarrojos. Este dispositivo tiene una incertidumbre muy amplia por lo cual no se consideraron como mediciones confiables.

Se determinó la temperatura de bulbo seco y humedad relativa a 3 metros (10 pies) con uso de un higrómetro de exteriores. La temperatura de bulbo húmedo se obtuvo a través de la carta psicométrica.

Se debe documentar la temperatura de bulbo seco, humedad relativa y temperatura de punto de rocío de la localidad, en el día de la medición. La temperatura punto de rocío se determinó haciendo uso de la carta psicométrica.

5.2.4 Conclusiones obtenidas sobre el desempeño del sistema hidrónico central a través del Plant Diagnostic Tool,

Tras completar los parámetros de diseño y realizar las mediciones necesarias en el día de prueba, la plantilla de Excel despliega una interfaz con una representación del funcionamiento del sistema como un conjunto de manera muy evidente. Esta interfaz fue de gran ayuda para obtener una serie de conclusiones sobre el desempeño del sistema hidrónico central. Se detallan las conclusiones:

- 1) El enfoque o approach del evaporador al día de la medición es de 8.3 °F y en el condensador de 10 °F en el chiller 1, y 7.2 °F en evaporador y 10.1°F en el condensador para el chiller 3. El enfoque del evaporador es una medida de la eficiencia de intercambio de calor del evaporador que compara la temperatura interna del refrigerante saturado con la temperatura del suministro de agua enfriada (salida). Mientras que el enfoque del condensador es una medida de la eficiencia de intercambio de calor del condensador que compara la temperatura interna del refrigerante saturado con la temperatura de suministro de agua del condensador (salida). Un approach superior a 4 grados, es sinónimo de incrustación en los serpentines, sistemas de condensado con torres de circuito abierto, el enfoque del condensador tiende a ser mayor por el contacto con la atmósfera del agua.

Según AHRI (1997), la suciedad en el lado del agua de los intercambiadores de calor puede tener un impacto significativo en el rendimiento de los equipos de refrigeración y aire acondicionado. Por ejemplo, un sistema de agua helada, enfriado por agua que funciona a plena carga a una temperatura de 44 °F en la salida de agua helada y 95 °F en la salida de agua del condensador y con tubos limpios puede tener una temperatura de succión saturada de 42 °F y una temperatura de descarga saturada de 97 °F, lo que da como resultado una operación de 0.60 kW/TonR. Si tanto el evaporador como el condensador adquieren una obstrucción del lado del agua de 0,00025 h·ft²/Btu, es posible que las condiciones operativas se muevan a 41 °F de salida de agua helada y 98 °F dando como resultado 0.65 kW/TonR, lo que aumenta los costos operativos en un 8 %.

Esto que justifica que el consumo de potencia eléctrica por cada tonelada de refrigeración sea elevado, el chiller intentara compensar la disminución en la transferencia de calor originada por las incrustaciones. A su vez, un enfoque elevado, se refleja en un incremento de la presión de operación del refrigerante, ya sea en el evaporador o en el condensador.

- 2) La temperatura de ingreso y de salida de las torres de enfriamiento (en términos prácticos las mismas del condensador) están desfasadas alrededor de 10 °F. Este desfase en la temperatura está relacionado con el poco caudal que está atravesando cada condensador. La reducción en caudal puede deberse a una obstrucción del paso del agua en el strainer que está ubicado a la succión de las bombas de condensado. Además, el relleno de las torres esta considerablemente deteriorado, lo que incide directamente en la capacidad de retirar calor que tiene la torre. En el marco teórico se indicó que el relleno de una torre de enfriamiento de circuito abierto logra aumentar el área de contacto y el tiempo de exposición del agua con el aire; al estar dañado el relleno, el agua desciende como una masa de agua que tiene poca área de contacto y poco tiempo de exposición con el aire.
- 3) La bomba primaria del chiller 3 está a un 1 % sobre su caudal de diseño, mientras que la bomba del chiller 1 y 2 están a un 13% y un 14 % respectivamente por debajo del

caudal de diseño. Mientras que las bombas 1, 2 y 3, estaban a un 28 %, 29 % y un 27 % respectivamente.

Esto afecta directamente en las toneladas de refrigeración que cada chiller puede generar o retirar (según el intercambiador en cuestión); se debe considerar que la capacidad de refrigeración neta de una unidad fuente además de depender del diferencial de temperatura que se da en el agua, depende del caudal que atraviesa el intercambiador.

- 4) Se determinó que la planta originalmente estaba diseñada para un consumo de 0,64 kW/TonR y que el consumo el día de la medición fue 1,03 kW/TonR, el cual es elevado por los altos enfoques en los evaporadores y por el bajo caudal que atravesaba el intercambiador. El día que se realizó la medición solamente estaba en operación el chiller 1 y 2 a un 64 % de carga. El chiller 2 estaba fuera de funcionamiento por alarmas.

5.2.5 Determinación de la relación kw/TonR según el Instituto para la Diversificación y Ahorro de la Energía (IDAE) a través del método indirecto.

Se denomina método indirecto a la determinación del rendimiento instantáneo de un equipo de refrigeración, cuando la toma y evaluación de datos de funcionamiento se hace a los fluidos externos a la máquina (agua). Por facilidad de toma de datos, se recurre a la utilización de este método; utilizar el método directo (desde el lado del refrigerante) incrementaría la cantidad de mediciones a realizar porque los chillers disponen una configuración de dos chillers en paralelo cada uno; además, no es posible obtener todos los datos que se necesitan para determinar las toneladas de refrigeración generadas.

El cálculo de la capacidad neta de refrigeración transferida a los fluidos exteriores, en función del tipo de fluido que sirva de medio para transportar el calor, se determina a partir de las siguientes ecuaciones.

Potencia térmica del lado del evaporador. Se expresa en kW (Btu/h):

$$Q_{EVP} = V_W \cdot \rho_w \cdot C_{e_w} \cdot (T_{we} - T_{wl})$$

Potencia térmica del lado del condensador. Se expresa en kW (Btu/h):

$$Q_{CON} = V_W \cdot \rho_w \cdot C_{e_w} \cdot (T_{wl} - T_{we})$$

Donde:

- V_W corresponde al caudal volumétrico de un fluido externo líquido, normalmente agua o salmuera de bajo punto de congelación, a través de un intercambiador de calor. Se expresa en l/s (GPM). Si existiera un caudalímetro de cualquier tipo, podría determinarse fácilmente el caudal volumétrico. Pero, si no se dispone de caudalímetros fijos en la instalación, como es el caso en las instalaciones del hotel, el caudal del fluido en circulación puede obtenerse indirectamente a partir de la curva del intercambiador Caudal-Pérdida de carga, del fabricante (Carrier). En las siguientes figuras se muestran las curvas para el modelo Evergreen 30HXC, tanto para el condensador y el evaporador. El modelo en cuestión corresponde a un Evergreen 30HXC186R, entonces el par ordenado se debe trazar con la curva correspondiente.

Con las gráficas, se genera la ecuación de la recta de cada una de las curvas para disminuir el margen de error que puede generar el estar trazando cada par ordenado. Donde “y” corresponde a la caída de presión en el serpentín en psi (según la gráfica el eje de las ordenadas tiene unidades en pies, pero la ecuación ya considera el factor de conversión por lo tanto no es necesario hacer la conversión) y “x” corresponde al caudal en GPM.

Ecuación del evaporador:

$$x = \frac{2,31y + 9,8596}{0,0653176}$$

Ecuación del condensador:

$$x = \frac{2,31y + 14,73635}{0,0770695}$$

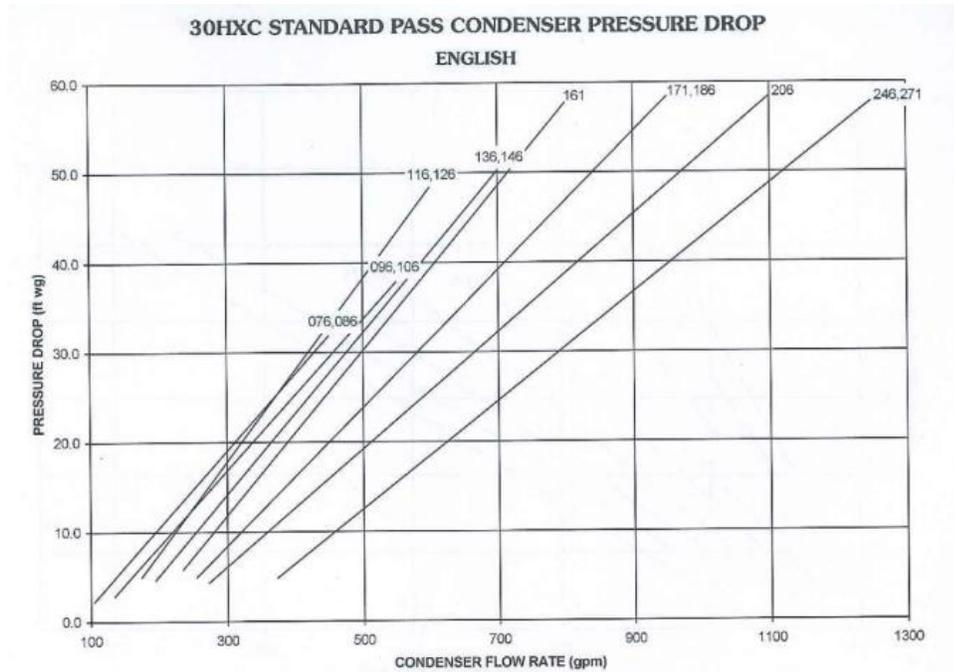


Figura 35. Curva Caudal-Perdida de carga para el lado del condensador en unidades inglesas.

Fuente: Escaneado de Manual Evergreen® 30HXA, HXC076-271 Condenserless and Water-Cooled Liquid Chillers with ComfortLink Controls 50/60 Hz, 2010

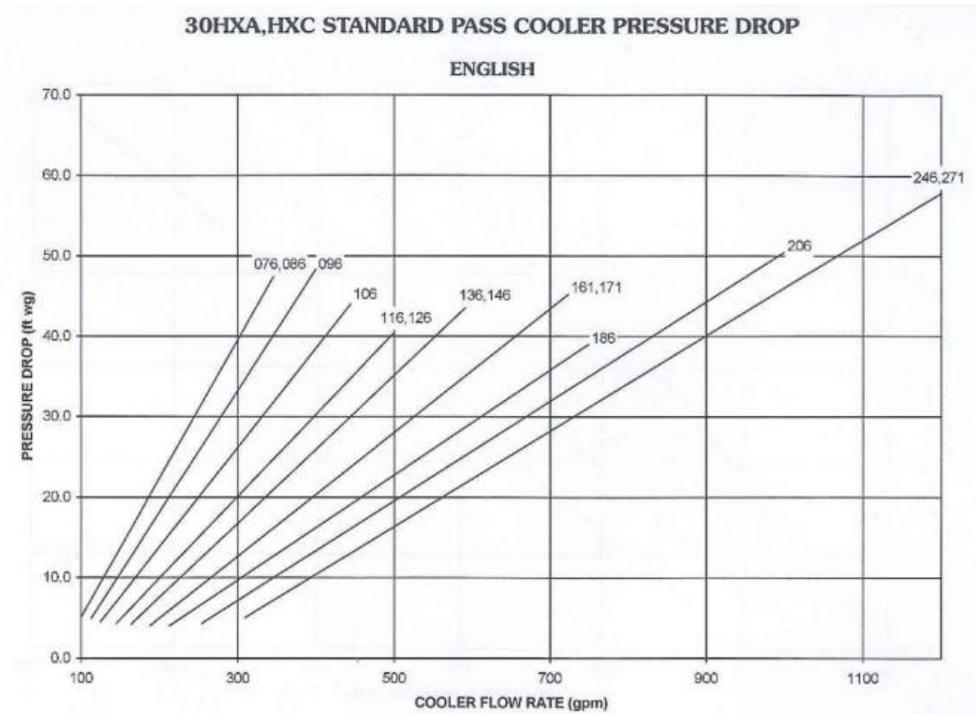


Figura 36. Curva Caudal-Perdida de carga para el lado del evaporador en unidades inglesas.

Fuente: Escaneado de Manual Evergreen® 30HXA, HXC076-271 Condenserless and Water-Cooled Liquid Chillers with ComfortLink Controls 50/60 Hz, 2010

- ρ_w corresponde a la densidad del fluido que circula a través del circuito externo del intercambiador de calor que se estudie. Este parámetro se utiliza para calcular el caudal másico bombeado a partir del dato de caudal volumétrico. Se expresa en kg/m^3 . Cabe recordar que el estándar de AHRI propone unas ecuaciones descritas anteriormente para el cálculo de la densidad y calor específico del agua en términos de la temperatura.
- C_{ew} corresponde al calor específico (a presión constante) del fluido exterior líquido que circula a través del circuito externo del intercambiador de calor que se analice. Se expresa en $\text{kJ/kg}\cdot\text{K}$ ($\text{Btu/lb}\cdot^\circ\text{F}$).
- T_{we} corresponde a la temperatura de entrada del fluido exterior líquido al intercambiador de calor que se está analizando. Se expresa normalmente en $^\circ\text{C}$ ($^\circ\text{F}$). Esta se debe tomar en cada instalación concreta, empleando termómetros, en la medida de lo posible fijos para disminuir el tiempo de medición.
- T_{wl} corresponde a la temperatura de salida del fluido del intercambiador de calor en estudio. Se expresa normalmente en $^\circ\text{C}$ ($^\circ\text{F}$). Esta se debe tomar en cada instalación concreta, empleando termómetros, en la medida de lo posible fijos para disminuir el tiempo de medición.

Para cumplir con el procedimiento del cálculo del NPLV que se describe en la siguiente sección, se determina la relación kW/TonR a un 100 %, 82 %, 64 %, 50 %, 32 % y 20.5 % para cada uno de los chillers. Para que la toma de mediciones sea representativa, se realizan 5 mediciones por porcentaje por cada chiller (30 mediciones por chiller) y se seleccionan las 3 mediciones más semejantes. En la Tabla 8 se muestran los resultados obtenidos con las mediciones.

De la Tabla 8 se puede extraer que la mayoría de los caudales determinados para el chiller 1 y 2, están por debajo del caudal de diseño requerido, mientras que el chiller 3, si presenta un caudal relativamente adecuado.

Tabla 8. Cuadro de mediciones para análisis de rendimiento a valores de carga parcial

CUADRO RESUMEN RESULTADOS OBTENIDOS EN MEDICIONES								
Chiller	% Nominal	Potencia (kW)	ΔP (psi)	Caudal (GPM)	ΔT (°F)	TonR	% Practico	kW/TonR
1	20.5	51.83	5.7	352.5329	2.1	30.8466	17.3004	1.6802
		55.90	5.9	359.6060	2.1	31.4655	17.6475	1.7765
		53.10	5.8	356.0694	2.2	32.6397	18.3061	1.6269
	32	63.50	5.6	348.9963	3.5	50.8953	28.5448	1.2477
		66.70	5.9	359.6060	3.3	49.4458	27.7318	1.3490
		68.90	5.7	352.5329	3.2	47.0044	26.3625	1.4658
	50	66.45	5.5	345.4597	4.5	64.7737	36.3285	1.0259
		67.10	6	363.1426	4.8	72.6285	40.7339	0.9239
		66.30	5.7	352.5329	4.6	67.5688	37.8961	0.9812
	64	135.14	6	363.1426	6.2	93.8118	52.6146	1.4405
		137.46	5.5	345.4597	6.2	89.2438	50.0526	1.5403
		135.78	5.2	334.8500	6.7	93.4790	52.4279	1.4525
	82	135.78	5	327.7769	7.1	96.9673	54.3844	1.4003
		134.25	5	327.7769	7	95.6016	53.6184	1.4043
		143.03	4.8	320.7038	7.2	96.2111	53.9603	1.4866
	100	136.95	5.3	338.3866	7.5	105.7458	59.3078	1.2951
		133.82	5	327.7769	8	109.2590	61.2782	1.2248
		136.87	6	363.1426	7.2	108.9428	61.1008	1.2563
2	20.5	50.83	6	363.1426	2.3	34.8012	19.5183	1.4606
		56.59	6	363.1426	2.3	34.8012	19.5183	1.6261
		52.31	6.5	380.8254	2.2	34.9090	19.5788	1.4985
	32	64.78	5.7	352.5329	3.3	48.4733	27.1864	1.3364
		67.80	6	363.1426	3.5	52.9583	29.7018	1.2803
		70.30	6	363.1426	3.5	52.9583	29.7018	1.3275
	50	64.18	6	363.1426	4.7	71.1154	39.8853	0.9025
		64.50	6	363.1426	4.6	69.6023	39.0366	0.9267
		67.30	6.5	380.8254	4.5	71.4048	40.0475	0.9425
	64	136.50	6.1	366.6791	6.3	96.2533	53.9839	1.4181
		135.60	6	363.1426	6.5	98.3511	55.1605	1.3787
		137.80	6.5	380.8254	6.1	96.7931	54.2867	1.4237
	82	135.78	6	363.1426	7	105.9166	59.4036	1.2820
		134.25	6.5	380.8254	7	111.0741	62.2962	1.2087
		143.03	6	363.1426	6.9	104.4035	58.5550	1.3700
	100	138.74	6.5	380.8254	7.5	119.0079	66.7459	1.1658
		138.00	6	363.1426	7.3	110.4559	61.9494	1.2494
		138.03	6	363.1426	8.4	127.0999	71.2843	1.0860
3	20.5	50.83	7	398.5082	2.3	38.1904	21.4192	1.3310
		56.71	7.5	416.1910	2.1	36.4167	20.4244	1.5573
		52.32	7.5	416.1910	2	34.6826	19.4518	1.5085
	32	64.79	7	398.5082	3.5	58.1158	32.5944	1.1148
		67.81	7.7	423.2642	3.2	56.4352	31.6518	1.2016
		70.20	7.5	416.1910	3.1	53.7580	30.1503	1.3059
	50	63.18	7.7	423.2642	4.9	86.4164	48.4669	0.7311
		66.31	7.5	416.1910	4.2	72.8334	40.8488	0.9104
		66.27	7.4	412.6545	5	85.9697	48.2163	0.7709
	64	139.94	6.8	391.4351	6.5	106.0137	59.4580	1.3200
		138.72	7	398.5082	6.4	106.2689	59.6012	1.3054
		135.78	7	398.5082	6.5	107.9293	60.5324	1.2580
	82	137.60	8	433.8739	7	126.5465	70.9739	1.0873
		138.30	7.7	423.2642	7.1	125.2157	70.2275	1.1045
		139.00	8	433.8739	7	126.5465	70.9739	1.0984
	100	144.31	7.7	423.2642	8	141.0881	79.1296	1.0228
		141.87	8	433.8739	7.5	135.5856	76.0435	1.0463
		140.22	8	433.8739	7.5	135.5856	76.0435	1.0342

Fuente: Elaboración propia en Excel

5.2.6 Determinación del NPLV práctico según AHRI con uso del estándar 550/590 (I-P).

Las especificaciones de AHRI 550/590 no pueden aplicarse directamente a la toma de datos en campo de las condiciones de funcionamiento de una planta enfriadora de agua una vez instalada en un sistema concreto, ya que la misma norma indica que las condiciones que en ella se establecen se refieren al funcionamiento de las máquinas en banco de pruebas y que será difícil conseguir esas condiciones en una instalación real; se han tomado sus recomendaciones para llevar a cabo mediciones de condiciones de estado y tomas de datos de funcionamiento sobre las plantas enfriadoras de agua. Por otra parte, los instrumentos de medición disponibles no cumplen con la exactitud exigida por AHRI de acuerdo con la Tabla 9.

Tabla 9. *Requisitos de equipos de medición de prueba*

Requisitos para la instrumentación de prueba		
Medición	Precisión del sistema de medición	Resolución del display
Temperatura del líquido	$\pm 0,20$ °F	0,01 °F
Temperatura del aire	$\pm 0,20$ °F	0,01 °F
Caudal másico líquido	$\pm 1\%$ RDG	4 cifras significativas
Diferencial de presión	$\pm 0,15$ psia	3 cifras significativas
Potencia eléctrica		
≥ 600 V	$\pm 1\%$ FS $\pm 2\%$ RDG	4 cifras significativas (V, A, kW, Hz)
≤ 600 V	$\pm 1,5\%$ FS $\pm 2,5\%$ RDG	

Fuente: Elaboración propia con datos del estándar AHRI 550/590 2015 I-P.

Una vez dicho esto, se aclara que el siguiente cálculo se hace con el objetivo práctico de calcular el NPLV de los chillers instalados en planta y de evaluar el desempeño a carga parcial. No se considerarán las tolerancias ni ajustes estipulados en la normativa porque las mediciones se realizarán en un contexto operativo de los chillers diferente al de un laboratorio de pruebas, sumando el hecho de la ausencia de instrumentos de medición adecuados.

5.2.7 Procedimientos para la prueba y el cálculo de IPLV/NPLV para unidades de control de capacidad continua (compresor de tornillo).

Para fines de prueba, según la normativa, las unidades deben contar con medios manuales para ajustar la capacidad de refrigeración de la unidad mediante el ajuste de la capacidad de los compresores de capacidad variable de refrigeración, tal como se define en las instrucciones del fabricante; así como también se deben configurar las temperaturas de ingreso del agua en el condensador (EWT, por sus siglas en inglés) y la temperatura de salida del agua helada según la Tabla 10. Sin embargo, para efectos de este proyecto, no fue posible manipular las capacidades del chiller, porque únicamente la compañía a la que se contrata el mantenimiento tiene acceso y no fue posible coordinar la operación manual; a pesar de que se le contactó en repetidas ocasiones.

Para unidades controladas de manera continua a plena capacidad o unidades con una combinación de capacidad por etapas y capacidad continua (compresores de tornillo, como es el caso de los chillers en funcionamiento) cubiertas por la normativa en cuestión, el IPLV o el NPLV se calculará utilizando datos de prueba de acuerdo con el siguiente procedimiento.

Básicamente, la unidad debe configurarse de acuerdo con las instrucciones del fabricante, incluido el establecimiento de etapas de refrigeración y el porcentaje de carga del compresor de capacidad variable para cada uno de los 4 puntos de operación de carga nominal de 100 %, 75 %, 50 %, y 25 %.

Tabla10. Condiciones de prueba a carga parcial

	IPLV.IP	IPLV.IP
Evaporador (todo tipo)		
Temperatura agua saliente, todas las cargas (°F)	44	Seleccionada
Caudal, gpm/tonR	Ver tabla condiciones de calificación estándar	De acuerdo a las temperaturas a capacidad nominal y eficiencia nominal (Nota 2)
Rfoul, h-ft2-°F/Btu	0,0001	Especificado
Condensador enfriado por agua, temperatura de agua entrante (EWT)		
100% carga EWT, °F	85	EWT seleccionada
75% carga EWT, °F	75	Nota 3
50% carga EWT, °F	65	Nota 3
25% carga EWT, °F	65	Nota 3
Caudal, gpm/tonR	Nota 3	Caudal seleccionado
Factor de incrustación, h-ft2-°F/Btu	0,0025	Especificado
Notas:		
1. Si las temperaturas mínimas recomendadas por el fabricante de la unidad son mayores que las especificadas en la Tabla 3, entonces esas pueden usarse en lugar de las temperaturas especificadas.		
2. Las tasas de flujo se mantendrán constantes a valores de plena carga para todas las condiciones de carga parcial según la Tabla de Condiciones de carga parcial.		
3. Para la carga parcial en el condensador, la temperatura de entrada del agua (EWT, por sus siglas en inglés) debe variar linealmente desde el seleccionado al 100% de carga hasta 65 °F para un 50%, y fijarse a 65 ° F para cargas de 50% a 0%.		

Fuente: Elaboración propia con datos del estándar AHRI 550/590 2015 I-P.

Debido a la lógica de control de capacidad de los chillers, estos chillers no pueden funcionar con una clasificación del 75 %, 50 % o 25 %, entonces se requieren puntos de prueba adicionales para usar interpolación lineal. Según la normativa, la extrapolación de los datos no está permitida y debe haber un punto de prueba por encima y por debajo del punto de carga del porcentaje de calificación.

Los chiller instalados tienen dos compresores de tornillo con una configuración en paralelo. Cada compresor tiene únicamente las configuraciones de carga para 100 %, 64 % y 41 %. Las configuraciones de ambos compresores pueden proporcionar 6 controles de capacidad o carga parcial que sería al 100 % (ambos al 100 %), 82 % (uno al 100 % y el otro al 64 %), 64 % (ambos al 64 %), 50 % (únicamente un compresor al 100 %), 32 % (únicamente un compresor al 64 %) y 20,5 % (únicamente un compresor al 41 %). Con las mediciones realizadas, se usará la interpolación lineal entre los dos puntos de capacidad ajustada para determinar la eficiencia a la calificación del 75 %, 50 % o 25% del punto de carga porcentual.

Una vez que la eficiencia ajustada para cada uno de los puntos de calificación de carga porcentual de 100 %, 75 %, 50 % y 25 % se determina directamente o por interpolación, según corresponda, el NPLV se calcula con las siguientes ecuaciones según la manera que se pretenda evaluar.

3) En términos de COP y EER:

$$IPLV.IP \text{ o } NPLV.IP = 0,01A + 0,42B + 0,45C + 0,12D$$

Donde

A=COP o EER a 100% de carga

B=COP o EER a 75% de carga

C=COP o EER a 50% de carga

D=COP o EER a 25% de carga

4) En términos de kW/tonR:

$$IPLV.IP \text{ o } NPLV.IP = \frac{1}{\frac{0,01}{A} + \frac{0,42}{B} + \frac{0,45}{C} + \frac{0,12}{D}}$$

Donde

A=potencia suministrada por capacidad, kW/tonR a 100% de carga

B= potencia suministrada por capacidad, kW/tonR a 75% de carga

C= potencia suministrada por capacidad, kW/tonR a 50% de carga

D= potencia suministrada por capacidad, kW/tonR a 25% de carga

Resulta más intuitivo el resultado en kW/TonR; por lo tanto, la evaluación se realiza en la segunda opción. Las constantes 0.01, 0.42, 0.45 y 0.12 se basan en el promedio ponderado de los tipos de edificios más comunes y las horas de operación, utilizando datos meteorológicos promedio de los Estados Unidos de América, tal como se muestra en la Figura 37.

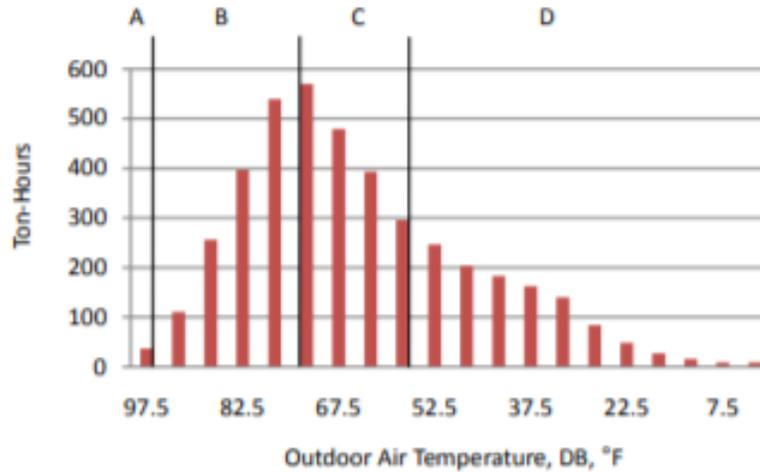


Figura 37. Categorías de distribución Tonelada-Hora

Fuente: Estándar AHRI 550/590 2015 I-P

En la Tabla 11 se muestra un cuadro resumen de los datos que se utilizaron para la determinación del NPLV práctico de cada chiller. Los porcentajes de 75 % y 25 % se interpolaron de la Tabla 8.

Tabla 11. Determinación del NPLV práctico de cada chiller

Cuadro Resumen por porcentaje de operación y cálculo del NPLV			
Chiller	Porcentaje (%)	kW/TonR	NPLV (kW/TonR)
1	25	1.5613	1.1874
	50	0.977	
	75	1.4488	
	100	1.2597	
2	25	1.4448	1.1182
	50	0.9239	
	75	1.3335	
	100	1.2587	
3	25	1.3646	0.9718
	50	0.8041	
	75	1.1736	
	100	1.0344	

Fuente: Elaboración propia en Excel.

Este cálculo básicamente sugiere que, en promedio, el chiller 1 consume 1,1874 kilowatts de potencia eléctrica por cada tonelada de refrigeración que produce, el chiller 2 consume 1,1182 kilowatts de potencia eléctrica por cada tonelada de refrigeración que produce y el chiller 3 consume 0,9718 kilowatts por cada tonelada.

Se determinó que el chiller 3 tiene un mejor desempeño que los otros chillers, pero básicamente se debe a que el caudal que la bomba le suministra es mayor que el caudal que las otras bombas suministran a sus respectivos chillers.

De acuerdo con la ficha técnica del fabricante (Anexo 48), el consumo kW/TonR está totalmente desacorde con la certificación de AHRI. De esta manera, bajo las mismas conclusiones influyentes en el desempeño de la planta hidrónica determinadas con el Plant Diagnostic Tool; se determina que el Chiller con mejor desempeño (Chiller 3), tiene un consumo de potencia del 173 % por toneladas de refrigeración sobre su certificación IPLV de AHRI (0,562 kW/TonR). Mientras que el chiller 2 tiene un consumo del 210,62 % y el chiller 1 del 211,3 %.

5.3 Justificación de la sustitución de Chillers de agua helada



Figura 38. Chillers instalados actualmente en Casa Máquinas, Hotel Los Sueños Marriott Resort

Fuente: Fotografía tomada en sitio

La sustitución de los equipos de producción de agua helada está justificada por tres razones principales:

1. Ampliación de carga térmica por reemplazo unidades terminales que incumplen con el requerimiento de carga térmica y por unidades terminales nuevas que se agregaran a la red; así como ampliación por la construcción de nuevos recintos.

2. Deterioro de los equipos actuales.
3. Centralización de producción de agua helada.

Tras analizar un estudio de carga térmica realizado por la compañía Termo Aire S.A. con el software HAP (Hourly analysis program) de Carrier, los chillers instalados, deberían suplir 584,4 toneladas de refrigeración en términos de carga térmica. Este estudio (mostrado en la Tabla 12), evidencia que los equipos instalados actualmente, son insuficientes para cubrir la carga térmica, si se considerara un factor de diversidad del 100 %.

Tabla 12. *Carga térmica demandada para instalaciones del hotel actualmente abastecidas por el sistema hidrónico central*

RECINTO	UNIDADES	TONELADAS POR UNIDAD	TONELADAS
Capacidad Instalada en Habitaciones	201	-	232.6
Rest.Casual (Hacienda Kitchen)	1	44.2	44.2
Cafetería Empleados	1	12.3	12.3
Cocina Carnes	1	3.6	3.6
Cocina General 1rst	1	41.2	41.2
Manten/Enfermería	1	5.7	5.7
Oficina Cocina (Chef Ejecutivo)	1	0.7	0.7
Pastelería	1	7.4	7.4
Personal Admin (Prevención y RH)	1	5.7	5.7
Rest. Nuevo Latino	1	16.3	16.3
iS.S. Hombres Acceso	1	2.8	2.8
S.S. Mujeres Acceso	1	3.2	3.2
Antesala Gran Salón	1	21.6	21.6
Gran Salón (x1) (Herradura)	1	11.4	11.4
Gran Salón (x3) (Herradura)	3	11.3	33.9
Gran Sueño (Los Sueños Tours)	1	6.7	6.7
Tienda Parque 111m2	1	9.4	9.4
Tienda Parque 176m2	1	15.4	15.4
Tienda Parque 52m2	1	4.6	4.6
Tienda Casa Club/Oficina	1	10.9	10.9
Administración	1	20.9	20.9
Centro Turístico (El Ceibo)	1	3.8	3.8
Circulación Serv. Salones	1	8.3	8.3
S.S. Casa Club	1	11	11
S.S Gran Salón	1	8.9	8.9
Salas de Reun 63m (Los Hermosa)	2	6.5	13
Salas de Reun Salón (Los Escondido)	2	6.8	13.6

Fuente: Elaboración propia con datos de Termo Aire S.A.

Los equipos instalados tienen cerca de 19 años funcionando; con buenas rutinas de mantenimiento, un Chiller podría llegar a funcionar entre 20 y 25 años. El análisis de desempeño, demuestra que los Chillers tienen un desgaste considerable; sin embargo, estos chillers podrían mantenerse en funcionamiento, durante un breve periodo de tiempo más.

La ampliación de carga térmica básicamente tiene dos grandes grupos de carga térmica. Se planea añadir recintos ya construidos del hotel a la red de agua helada existente, así como aumentar la capacidad de unidades terminales existentes; y, por otra parte, se tiene prevista la construcción para el 2019 de un Club Vacacional y la construcción de 60 suites (llamadas bahías). En la Tabla 13 se muestra un cuadro resumen del estudio de carga térmica realizado por Termo Aire S.A. que generaría un incremento de carga térmica al sistema de 193 toneladas de refrigeración.

Tabla 13. *Carga térmica requerida para instalaciones del hotel que se incorporaran al sistema hidrónico central*

RECINTOS	UNIDADES	TONELADAS POR UNIDAD	TONELADAS
Spa AREA SERVICIOS 1rst	1	4,9	4,9
Spa FITNESS CENTER 1rst	1	6,9	6,9
Spa SALA 1 2rd	1	2,3	2,3
Spa SALA 2 2rd	1	5,9	5,9
Spa SALA 3 2rd	1	5,8	5,8
Spa SALA 4 2rd	1	5,8	5,8
Spa SALA 5 2rd	1	5,9	5,9
Spa SALA 6 2rd	1	5,8	5,8
Spa SALA 7 2rd	1	5,8	5,8
Spa SALA 8 2rd	1	5,9	5,9
Spa SALA 9 2rd	1	2,3	2,3
Spa SALA ASOCIADOS 2rd	1	6,5	6,5
Spa SALA ESTAR 1rst	1	4,9	4,9
Spa SALA ESTAR H 1rst	1	2,9	2,9
Spa SALA ESTAR M 1rst	1	2,7	2,7
Spa SALA HUMEDA 2rd	1	1,3	1,3
Spa SALA MIXTA 1rst	1	4,9	4,9
Spa SALA PAREJAS 2rd	1	11	11
Antesala Gran Salón New	1	7,5	7,5
Gran Salón New	1	39,9	39,9
Patio Salón (1)	1	12,8	12,8
Patio Salón (2 y 3)	2	10,9	21,8
Lavandería	1	19,5	19,5

Fuente: Elaboración propia con estudio de carga térmica de Termo Aire S.A.

Para las construcciones, Termo Aire S.A. proyectó una carga térmica de 127 toneladas de refrigeración para el caso del club vacacional (entre habitaciones y un salón de 500 metros cuadrados) y 90 toneladas de refrigeración para las 60 bahías (se promedia 1,5 toneladas por habitación). La sumatoria de carga térmica, considerando la red actual, los recintos que se incorporaran y las construcciones, arrojan como resultado un total de 994 toneladas de refrigeración requeridas.

La administración de Marriott tiene dentro de sus deseos que haya una centralización de la producción y ofrecimiento de servicios como los de lavandería, producción de vapor,

distribución de agua potable, producción y distribución de agua helada, entre otros. Básicamente para que el mantenimiento, monitoreo y el manejo de estos servicios se siga haciendo de la manera que se ha hecho en los últimos años. Este deseo de Marriott supone que haya una única casa de máquinas.

El desgaste de los chillers no debería acorralar al remplazo inmediato de los equipos, si esta fuera la única consideración. Incluso podría considerarse aceptable la capacidad instalada, si se considerara un factor de disponibilidad de 85 % según ASHRAE. Lo que motiva el reemplazo de los chillers es la consideración simultanea de los tres factores que se citaron y detallaron anteriormente.

5.4 Verificación del sistema actual

Es necesario aclarar que la verificación y propuestas de diseño se hace únicamente para los edificios que están actualmente construidos. Las ampliaciones por construcciones no se considerarán en esta sección en vista de que no hay planos de ningún tipo y por temas de magnitud del proyecto. Estas últimas se considerarán únicamente en el diseño central donde se contemple su carga térmica para la selección de Chillers, bombas, tanque de expansión, manifold de retorno y suministro, y otros componentes más.

Rediseñar el sistema central de producción de agua helada requiere verificar las propiedades y características de diseño de los equipos y componentes actuales. Primero, se partió con el reconocimiento de recintos en planos, esto con el objetivo de ver qué tuberías de agua helada trasiegan el caudal de agua que requiere la unidad de cada respectivo recinto.

Anteriormente, se mencionaron los tres ramales principales de distribución de agua helada. La red se distribuye como una tubería de dos cabezales de retorno directo para las unidades terminales de zonas comunes. Según Wang (2001), a menudo se selecciona este tipo de retorno en edificios de varios pisos debido al menor costo de instalación y que, por lo general, solo hay un espacio limitado dentro del entretecho del techo. Para el caso particular de las habitaciones de los edificios Marina y Golf, se emplea retorno inverso.

La red está conformada por los recintos que se detallan en la Tabla 14:

Tabla 14. Distribución de recintos en ramas principales de agua helada

TUBERIA			
RECINTOS	MARINA	GOLF	ACCESO
	70 habitaciones estándar	85 habitaciones estándar	36 habitaciones estándar
	3 habitaciones suite	3 habitaciones suite	3 habitaciones suite
	Cafetería Empleados	Rest. Casual (Hacienda Kitchen)	S.S. Hombres Acceso N1
	Ingeniería	Cocina Carnes	S.S. Mujeres Acceso N1
	Enfermería	Cocina General	S.S. Gran Salón
	Lavandería	Oficina Cocina (Chef Ejecutivo)	Administración
	Prevención	Pastelería	Antesala Gran Salón
	Recursos Humanos	Rest. Nuevo Latino	Gran Salón (Herradura 1)
	*UMA Aire Fresco Marina A	S.S. Acceso N0	Gran Salón (Herradura 2)
	*UMA Aire Fresco Marina B	1 habitación presidencial	Gran Salón (Herradura 3)
		*UMA Aire Fresco Golf A	Gran Salón (Herradura 4)
		*UMA Aire Fresco Golf B	Gran Sueño (Los Sueños Tours)
		Cuarto Mecánico	Tienda Parque 111m2
			Tienda Parque 176m2
			Tienda Parque 52m2
			Tienda Casa Club
			Sala de Ofic. y Ofic. Director
			Administración
			Centro Turístico (El Ceibo)
			Gran Sueno (Los Sueños Tour)
			Salones Los Escondido (A/B)
			Salones Los Herradura (A/B)
			Oficina Gerente General
			Computo
			*UMA Aire Fresco Acceso A
			*UMA Aire Fresco Acceso B
			Sala Ejercicios Spa 1 y 2
			S.S Hombre Spa
			S.S Mujer Spa
			S.S Hombre C.C.
			S.S Mujer C.C.
			Proyecto Renovación SPA 2009

Fuente: Elaboración propia en Excel

El sistema ha sufrido muchas modificaciones con la incorporación o desincorporación de unidades terminales y los planos proporcionados por Marriott se encontraban desactualizados. Para esta verificación, fue necesario consultar con los técnicos del departamento de ingeniería y verificar cuáles unidades pertenecen a la red.

Esta verificación se hace con la intención, en primera instancia, de analizar y comparar el régimen de funcionamiento actual del sistema contra el sistema requerido con el incremento de carga térmica en términos de capacidades de bombeo (altura y caudal), toneladas de refrigeración, dimensión de tuberías y accesorios, dimensión de torres de

enfriamiento, separador de aire y demás componentes de una red de agua helada para, así, determinar qué modificaciones son necesarias de hacer.

5.4.1 Incorporación de SIBÖ Spa a la red de agua helada.

En el 2009 se realizó una renovación en el área de Spa que incluía un sistema de climatización propio con chillers de agua helada. Se diseñó un sistema pequeño con dos chillers York enfriados por aire, modelo YCAL0051EC46XDBBXT con una capacidad nominal de 51 toneladas. Los chillers estaban configurados en paralelo, con una capacidad total que superaba la capacidad instalada.

Los chillers enfriados por aire necesitan que su instalación sea en exteriores. La lluvia y la corrosión por la atmosfera salina tuvieron un impacto directo en el deterioro de los chillers hasta que se dañaron y fue necesario detener su funcionamiento. El daño de estos chillers, obligó a incorporar la red de agua helada del Spa al sistema hidrónico central del hotel a través de la tubería principal Acceso.

La red la conforman 24 unidades fancoil del fabricante International Enviromental Corporation (IEC, por sus siglas en inglés) controladas con válvulas de 2 vías y válvulas de balance. No fue posible acceder al dato de placa de todas las unidades terminales y no existe registro o documentación alguna que permitiera conocer la potencia térmica. Para las unidades que sí se pudo tener acceso, se extrajo la capacidad de los catálogos; para los restantes se estimó su capacidad con el catálogo de acuerdo con las dimensiones en planos y comparado con el requerimiento según el estudio de carga térmica.

En la Tabla 15 se muestran los equipos que forman parte de la red actual, sumando la red de fancoils de Spa. La mayoría de unidades terminales son del fabricante Carrier; en las habitaciones con la renovación se instalaron fancoils del fabricante IEC.

Tabla 15. Equipos que conforman la red actual de aire acondicionado

CANTIDAD	UBICACIÓN	MODELO	CAPACIDAD TOTAL c/u (Btu/h)
191	Habitaciones Estándar	MUY04	13600
22	Habitación Presidencial y Suites	MUY06	21900
1	*Aire Exterior Marina A	42DCA16BRC6	49000
1	*Aire Exterior Marina B	40RMS008...601CC	90000
2	*Aire Exterior Golf A/B	40RMS008...601CC	90000
1	*Aire Exterior Acceso A	42DCA20BRC6	62100
1	*Aire Exterior Acceso B	40RMS008601CC	90000
1	Cuarto Mecánico	42CCB04ALCY6AKYY	12100
1	Seguridad	42CAA12BRCY6AKYY	37200
1	Recursos Humanos	42DAA12LLC6	34800
1	Ingeniería	42DAA12LLC6	34800
1	Comedor asociados	40RMS010...601CC	102000
1	Enfermería	42CAA03ARCY6AKYY	9000
1	Antesala Gran Salón	40RMS012601CC	120000
1	Cocina	40RMS024601CC	240000
1	Pastelería	42DCA16BRC6	49000
1	Restaurante Nuevo Latino	40RMS010...601CC	102000
2	Restaurante Casual	40RMS012...601CC	120000
1	Jefe de Cocina	42CAA03ARCY6AKYY	9000
1	Baños Acceso Nivel 1	42DCA10BLC6	33700
1	Administración	40RMS012601CC	120000
1	Gerente General	42CAA06ALCY6AKYY	19600
1	Cómputo	42CAA08ALCY6AKYY	25500
1	Centro Turístico	42CAA12BRCY6AKYY	37200
1	Baños Gran Salón	42DDA16BRC6	49000
4	Gran Salón	39LA066H/11F 3HP (PR)	120000
4	Salas de reuniones	42DDA20LRC5	65000
1	Pasillo de Servicio Gran Salón	42DCA20LRC6	62100
1	Baños Acceso Nivel 0	42DDA14BLC5	42000
1	Spa zona ejercicios	42DDA16RC6	49000
1	Spa zona ejercicios	42DCA16LLC6	49000
1	Tiendas	42DCA16BRC6	49000
1	Tiendas	42DCA10BRC6	33700
1	Tiendas	42DCA16BRC6	49000
1	Tiendas	42DCA12BRC6	34800
1	Tiendas Casa Club	42DCA20BLC6	65000
2	Sala de membresía/ Of Dir Golf	42CEA04ALCY6AKYY	12100
1	Cuarto Mecánico	42CAA08ALCY6AKYY	25500
1	Baño Mujeres Casa Club	42DCA16LRC6	49000
1	Baño Hombres casa Club	42DCA20LRC6	62100
2	Baños Spa	42DCA20LRC6	62100
1	Cuarto audio video	42CAA08ALCY6AKYY	25500
1	Cocina Casa Club	42CAA08ALCY6AKYY	25500
2	Lavandería	Desconocido	34800
24	SIBÖ Spa	Varios	913000

Fuente: Elaboración propia en Excel

5.4.2 Verificación de bombas actuales y tuberías

Como se aclaró en el marco teórico, un sistema cerrado es aquel en el cual el agua recircula en forma continua y no hay abertura alguna de la tubería. En un sistema cerrado no hay cambio neto de elevación del agua en todo el circuito y, por lo tanto, H_e es cero en la ecuación de energía de flujo (Pita, 2000, p. 220). La ecuación de energía de flujo o ecuación generalizada de Bernoulli, corresponde a la siguiente:

$$H_{s1} + \frac{V_1^2}{2g} + H_{e1} + H_p = H_{s2} + \frac{V_2^2}{2g} + H_{e2} + H_p$$

Donde:

- 5) H_{s1} = presión estática del fluido
- 6) V = velocidad
- 7) g = constante gravitacional
- 8) $\frac{V_1^2}{2g}$ = presión de velocidad
- 9) H_e = elevación
- 10) H_p = presión agregada por el elemento impulsor (bomba, ventilador)

Para determinar la ruta crítica, se necesita conocer los caudales que fluyen a través de cada tubería en sus diferentes tramos. Los caudales se obtienen de la ecuación para el cálculo de capacidad neta de refrigeración del agua cuando fluye a través de un intercambiador de calor (en la sección de determinación de eficiencia se detalló esta ecuación para evaporadores y condensadores, acá se generaliza para unidades manejadoras de aire). La ecuación se puede simplificar para evaluarla en unidades inglesas con la equivalencia de libras por hora:

$$GPM = \frac{60 \text{ min}}{h} \cdot \frac{0,1337 \text{ pies}^3}{\text{gal}} \cdot \frac{62,32 \text{ lb}}{\text{pies}^3} = 500$$

Recordando que una tonelada de refrigeración (TonR) corresponde a 12000 Btu/h. Se convierte la ecuación en términos de unidades inglesas para obtener el calor transferido en toneladas de refrigeración:

$$TonR = \frac{500 \cdot V_{gpm} \cdot (T_{we} - T_{wl})}{12000 \text{ Btu/h}}$$

De acuerdo con la certificación AHRI de los equipos instalados, se estima el requerimiento de agua por tonelada de refrigeración (gpm/tonR). Con base en esta premisa y de acuerdo con la potencia térmica de cada unidad, se puede determinar el caudal de cada unidad terminal y añadirlo a cada tubería según su ubicación a lo largo de esta.

A continuación, se detalla el procedimiento que se siguió para la determinación de la ruta crítica de la bomba que proporciona el bombeo a la tubería Marina. La ruta corresponde a la de la habitación 465 ubicada en el cuarto piso de la culata del edificio Marina. Se consultó a la empresa constructora sobre datos de las unidades FanCoil instaladas y se determinó que la pérdida para la unidad ubicada en esa habitación (Fancoil MUY04 del fabricante IEC) y es de 6,9 pies lineales de agua. Se asume que la selección de la válvula de control y de la válvula de balance se hizo con una pérdida de presión de igual magnitud a la del serpentín del fancoil, representando así, una pérdida de 6,9 pies cada válvula (ver Anexo 11).

Las pérdidas de carga y las velocidades de los caudales se obtuvieron utilizando el software System Sizer de Bell & Gossett para tuberías de PVC en el diámetro respectivo (ver Figura 39). Para agilizar cálculos de caídas de presión en sistemas de tuberías, se seguirá haciendo uso de esta aplicación para la obtención de los parámetros antes mencionados.

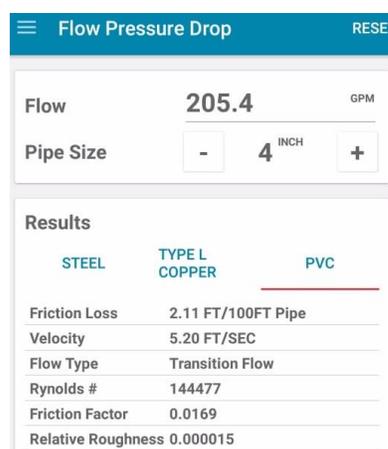


Figura 39. Ejemplo de uso de software System Sizer de Bell & Gossett

Fuente: Elaboración propia

Para los accesorios, se inspeccionó la tubería en los tramos que estaba expuesta, se determinaron los accesorios que no estaban contemplados en planos; para las tuberías no visibles, se asumió la cantidad de accesorios según dobleces (codos de 45° o 90°) o uniones (cruces o tes) evidentes en planos. La pérdida debido a accesorios y válvulas se determinó a través del método de longitud equivalente. En los anexos 1 y 2 se adjuntan las tablas para extraer la longitud equivalente de cada accesorio, según dimensión del accesorio. Esta

facilitar el análisis de estos accesorios, ya que incluso ASHRAE (2009) plantea que diferentes investigadores presentan datos de pérdida de tes en diferentes formas y, a veces, es difícil conciliar los resultados de varias fuentes.

Para las demás rutas críticas el procedimiento es básicamente el mismo, únicamente se debe investigar la pérdida por válvulas y por la caída del serpentín del último elemento de la ruta crítica. En la siguiente sección se detallan las conclusiones obtenidas.

5.4.3 Conclusiones sobre sistema de tuberías y bombeo actual.

Se realiza la comparativa del sistema actual antes de la renovación de habitaciones y antes de la incorporación del Spa que correspondería al estado más cercano a las condiciones de diseño originales. Posteriormente, se considera la modificación de la red con el remplazo de unidades fancoil de habitaciones y, por último, con la incorporación del Spa. Sobre las bombas del circuito primario, las bombas de condensado y tuberías de condensado y de tuberías de la red central de agua helada, se omite su verificación porque su remplazo es inminente.

- Previo a la renovación de habitaciones: las unidades anteriores, se supusieron para un diferencial de 10 °F, que correspondía al diferencial de diseño más común de antes. Lo que arroja las condiciones de bombeo mostradas en la Tabla 16.

Tabla 16. Cuadro resumen características de bombeo previo renovación de habitaciones

Características de bombeo, circuito secundario		
Bomba	Caudal	Altura (pies)
Golf 1	234,3	85,2
Golf 2	234,4	85,2
Marina	304,1	95,3
Acceso 1	541,6	84,3
Acceso 2	Redundante	Redundante

Fuente: Elaboración propia en Excel

La tabla 16 muestra que los requerimientos de bombeo se aproximan a las capacidades de diseño originales (Ver Tabla 5), a excepción de la bomba acceso que difiere considerablemente en cuanto a su altura de elevación.

- Con la renovación de habitaciones: las unidades fancoil se remplazaron por unidades con un diferencial de 12 °F (en el Anexo 11 y Anexo 12 se muestra la ficha técnica

de las unidades que se solicitó a la empresa constructora). El incremento del diferencial favorece a una disminución de los caudales y la disminución de la pérdida de fricción.

De acuerdo con la ecuación de Darcy-Weisbach (descrita en el apartado de bombas centrífugas, en el marco teórico), la disminución del caudal se refleja en la disminución de la pérdida de presión en el sistema de tuberías. Esto se demuestra en la tabla 17:

Tabla 17. Cuadro resumen características de bombeo con renovación de habitaciones

Características de bombeo, circuito secundario		
Bomba	Caudal	Altura (pies)
Golf 1	211,4	72,4
Golf 2	211,4	72,4
Marina	268,2	80,5
Acceso 1	521,2	83,2
Acceso 2	Redundante	Redundante

Fuente: Elaboración propia en Excel

Con este análisis se demuestra que es conveniente que las nuevas unidades terminales que se seleccionen un mayor diferencial de temperatura.

- Incorporación de Spa: esta incorporación afecta únicamente a la tubería Acceso. Se estimó que esta incorporación genera un incremento de caudal en la tubería de 185 GPM. En la Tabla 18 se muestran los resultados que, básicamente, corresponden a los parámetros de operación actuales de las bombas en cuestión:

Tabla 18. Cuadro resumen características de bombeo con la incorporación del Spa a la red

Características de bombeo, circuito secundario		
Bomba	Caudal	Altura (pies)
Golf 1	211,4	72,4
Golf 2	211,4	72,4
Marina	268,2	80,5
Acceso 1	703,8	253,5
Acceso 2	Redundante	Redundante

Fuente: Elaboración propia en Excel

La ruta crítica de la tubería Golf corresponde a un fancoil de la habitación presidencial ubicada en el cuarto piso de la culata del edificio con el mismo nombre. Para la tubería Acceso, a pesar de la incorporación del Spa, la ruta crítica no se modificó en términos de

ubicación de la unidad que define la ruta crítica, la cual corresponde a la ruta hasta la manejadora ubicada en el servicio sanitario de mujeres del edificio Casa Club.

Se concluye que la tubería Golf está bastante holgada en caída de presión por unidad de longitud. La tubería Marina cumple con las recomendaciones de ASHRAE; sin embargo, tiene muy poco margen para incrementar el caudal (se debe tener precaución con el tramo principal, comprendido entre casa máquinas y el ramal de lavandería).

La tubería Acceso, incumple por completo las recomendaciones de ASHRAE desde su salida en casa máquinas hasta el FanCoil #11 de la red del Spa, además se debe recordar que habrá un incremento de caudal por el incremento de capacidad de unidades y por la incorporación de nuevas unidades. Todo este tramo de tubería mencionado se debe rediseñar. La bifurcación que suministra caudal a las habitaciones del edificio Central está libre de modificaciones. El área de salones del edificio Gran Salón es donde más incremento en requerimiento de carga térmica hay, se debe rediseñar esta ramificación.

En síntesis, la tubería Golf tiene buen margen para incrementar el caudal. La tubería Marina cumple bajo las condiciones actuales, pero se debe tener precaución en el tramo principal. Y la tubería Acceso debe ser rediseñada desde su salida en casa máquinas hasta el FanCoil #11 de Spa y la ramificación para las unidades de salones del edificio Gran Salón.

5.5 Selección de nuevas unidades terminales

La selección de unidades manejadoras es necesaria para dimensionar los chillers en términos de requerimiento de toneladas y caudales (según el diferencial de temperatura que se seleccionen y potencia térmica). En esta sección se analiza cuáles manejadoras deben ser reemplazadas por insuficiente capacidad térmica; es decir, que no son capaces de cumplir con el requerimiento de carga térmica. Tras comparar el análisis de carga térmica de cada recinto con la capacidad de las unidades instaladas actualmente se determinó cuáles equipos deben ser reemplazados o añadidos por inexistencia. En la Tabla 19 se muestra la determinación de estos equipos.

Tabla 19. *Determinación de condición de unidades terminales actuales*

RECINTO	REQUERIMIENTO EN TONELADAS	CANTIDAD DE UNIDADES TERMINALES	CAPACIDAD INSTALADA	CONDICIÓN
Habitaciones	232	201	255,48	Suficiente
Rest.Casual (Hacienda Kitchen)	44,2	2	20	Insuficiente
Cafetería Empleados	12,3	1	8.5	Insuficiente
Cocina Carnes	3,6	1	5	Suficiente
Cocina General 1rst	41,2	1	20	Insuficiente
Manten/Enfermería	5,7	2	3.75	Insuficiente
Oficina Cocina (Chef Ejecutivo)	0,7	1	0.75	Suficiente
Pastelería	7,4	1	4	Insuficiente
Personal Admin (Prevención y RH)	5,7	2	6	Suficiente
Rest. Nuevo Latino	16,3	1	8.5	Insuficiente
S.S. Hombres Acceso Nivel 0/Mujeres	2,8/3.2	1	3.5	Insuficiente
Antesala Gran Salón	21,6	1	10	Insuficiente
Gran Salón (x1) (Herradura)	11,4	1	10	Insuficiente
Gran Salón (x3) (Herradura)	33,9	3	30	Insuficiente
Gran Sueño (Los Sueños Tours)	6,7	1	3	Insuficiente
Tienda Parque 111m2	9,4	1	4	Insuficiente
Tienda Parque 176m2	15,4	1	4	Insuficiente
Tienda Parque 52m2	4,6	1	2.5	Insuficiente
Tienda Casa Club/ Sala de oficina y Oficina Director	10,9	3	7	Insuficiente
Centro Turístico (El Ceibo)	3,8	1	3	Insuficiente
Circulación Serv. Salones	8,3	No hay	0	Añadir
Cocina Casa Club	8,5	No hay	0	Añadir
S.S. Casa Club	11	2	9	Insuficiente
S.S Gran Salón	8,9	1	4	Insuficiente
Salas de Reun 63m (Los Hermosa)	13	2	10	Insuficiente
Salas de Reun Salon(Los Escondido)	13,6	2	10	Insuficiente
Cuarto Mecánico	2	1	2	Suficiente
S.S. Acceso Nivel 1	2.5	1	2.5	Suficiente
Lavandería	19,7	2	6	Insuficiente
Cuarto audio video	2	1	2	Suficiente
Oficina Gerente General	1.5	1	1.5	Suficiente
S.S. SPA	9,6	2	10	Suficiente
Antesala Gran Salón New	7.5	No hay	0	Añadir
Gran Salón New	39,9	No hay	0	Añadir
Patio x1	12,9	No hay	0	Añadir
Patio x2	11,3	No hay	0	Añadir

Fuente: Elaboración propia en Excel.

La selección de unidades realizada corresponde a una selección preliminar o genérica. Queda pendiente seleccionar la potencia del ventilador necesaria para vencer la caída de presión en el ducto; por lo tanto, cabe reiterar que el modelo seleccionado para cada recinto es preliminar; es decir, está sujeto a una sustitución una vez que se conozcan datos de caída de presión de acuerdo con datos del diseño de ductos. Omitir el dato de potencia del ventilador no afecta en la selección de la unidad terminal desde el punto de vista de potencia térmica, sino que representa un dato de consumo eléctrico.

La red de agua helada está compuesta en mayoría por unidades con diferencial de temperatura de 10 °F y de 12 °F. De acuerdo con el estándar 90.1 de AHSRAE (2016) y como recomendación del Ingeniero Mario Blanco, de Clima Ideal, se seleccionan nuevas unidades con un diferencial de 12 °F con la intención de disminuir los caudales (antes se comprobaron los beneficios de esta consideración). Evaluando este diferencial en la ecuación para el cálculo de capacidad térmica, sugiere que, por cada tonelada de refrigeración, se necesitan 2 GPM de agua helada atravesando la unidad terminal de aire acondicionado.

Para la selección de unidades, se requiere conocer la potencia térmica total (MBtu/h), el caudal (CFM's) y temperatura de bulbo húmedo de ingreso del aire. Del Anexo 13 al Anexo 39 se encuentran los cuadros resúmenes del análisis de carga térmica de cada recinto con base en los cuales se seleccionaron las unidades manejadoras de cada recinto.

Con el objetivo de estandarizar los equipos, toda unidad terminal que supere un requerimiento de 5 toneladas de refrigeración, se selecciona como una manejadora 40RUS de Carrier y unidades inferiores se seleccionan fancoil. Las unidades 40RUS permiten su instalación vertical u horizontalmente sin modificaciones necesarias, de acuerdo con el catálogo. También, estas tienen las mismas dimensiones entre el modelo 07 al 12, entre el modelo 14 al 25 y entre el 28 al 30. Esto facilita la elaboración de pantalones y la selección de juntas flexibles para el diseñador de ductos.

En la Tabla 20 se muestran las unidades que se seleccionaron manualmente del catálogo de manejadoras 40RUA/RUS de Carrier y un fancoil 42DAA14:

Tabla 20. Selección de unidades manejadoras manualmente de catálogo de fabricante

Espacio	Cant.	TonR Req.	CFM's Diseño	Temp. Ent. Aire WB (°F)	TonR Nominal c/u @ 45°F	CFM's Nominal	Modelo Seleccionado
Rest.Casual (Hacienda Kitchen)	2	44,2	13249	67.2	22.22	8000	40RUSA25A1A6-0A0A0
Cafetería Empleados	1	12,3	2764	70.3	12.26	4000	40RUSA12A1A6-0A0A0
Cocina General 1rst	2	41,2	11090	67.8	22.31	8000	40RUSA25A1A6-0A0A0
Manten/Enfermería	1	5,7	2771	62.1	5.87	3000	40RUS07A1A6-0A0A0
Pastelería	1	7,4	2646	64.4	8.13	3750	40RUSA08A1A6-0A0A0
Rest. Nuevo Latino	1	16,3	4635	67.9	19.11	6000	40RUSA25A1A6-0A0A0
S.S. Acceso Nivel 0	1	6	1800	75.3	7.25	1800	40RUS07A1A6-0A0A0
Antesala Gran Salón	1	21,6	8093	64.7	21.33	10000	40RUSA28A1A6-0A0A0
Gran Salón (x1) (Herradura)	1	11,6	4193	64.3	11.75	6250	40RUSA14A1A6-0A0A0
Gran Salón (x3) (Herradura)	3	11,4	4101	64.2	11.69	6250	40RUSA14A1A6-0A0A1
Gran Sueño (Los Sueños Tours)	1	6,7	2919	62.7	7.13	3000	40RUSA12A1A6-0A0A0
Tienda Parque 111m2	1	9,4	3981	62.8	9.75	5000	40RUSA12A1A6-0A0A0
Tienda Parque 176m2	1	15,4	6547	62.9	17.64	8000	40RUSA25A1A6-0A0A0
Tienda Parque 52m2	1	4,6	1997	63.1	5.33	2400	40RUSA07A1A6-0A0A0
Tienda Casa Club / Oficina Director Golf	1	10,9	3115	67.7	11.93	5000	40RUSA12A1A6-0A0A0
Administración	2	20,9	10446	62	22.42	12500	40RUSA28A1A6-0A0A0
Centro Turístico (El Ceibo)	1	3,8	1107	67.2	4.08	1400	42DAA14BRCY6AYYY
Pasillo Banquetes	1	8,3	4306	61.5	9.42	5000	40RUSA12A1A6-0A0A0
Cocina Casa Club	1	8,5	3643	62.5	9.63	5000	40RUSA12A1A6-0A0A0
S.S. Casa Club	1	11	3115	67.8	11.99	5000	40RUSA12A1A6-0A0A0
S.S Gran Salón	1	8,9	1008	83.8	9.00	2250	40RUSA08A1A6-0A0A0
Hermosa A	1	6,5	2168	66	6.57	2250	40RUSA08A1A6-0A0A0
Hermosa B	1	6,5	2168	66	6.57	2250	40RUSA08A1A6-0A0A1
Escondido A	1	6,8	2623	67	8.17	3000	40RUSA08A1A6-0A0A0
Escondido B	1	6,8	2623	67	8.17	3000	40RUS08A1A6-0A0A1
Lavandería	1	19,7	5432	67.7	21.33	8000	40RUSA25A1A6-0A0A0
Antesala Gran Salón New	1	7,5	3156	63.7	7.87	3750	40RUSA10A1A6-0A0A0
Gran Salón New	2	39,9	15103	64.1	21.88	9000	40RUSA25A1A6-0A0A0
Patio x1	1	12,9	5048	63.7	13.69	6000	40RUSA16A1A6-0A0A0
Patio x2	2	11,3	4240	63.4	11.32	5000	40RUSA14A1A6-0A0A0

Fuente: Elaboración propia en Excel

Las unidades se encuentran ligeramente sobredimensionadas porque se seleccionaron para una temperatura de entrada del agua de 45 °F, y el sistema central se diseñó para que la entrada del agua en las unidades terminales sea de 44 °F, lo que incrementaría teóricamente la capacidad de la unidad. Para efectos de determinación de caudales de las unidades, se determina con el requerimiento de toneladas de la unidad, no con la capacidad nominal, porque a pesar de que la unidad esté en capacidad de dar una mayor cantidad de toneladas de refrigeración, el recinto no le va a exigir más que la carga determinada por el estudio de carga térmica.

5.6 Rediseño de sistema hidrónico central de aire acondicionado

Una vez que se conoce el requerimiento de carga térmica, se puede seleccionar la o las unidades fuente de enfriamiento (los chillers) según la configuración de diseño que se

decida. Pero, antes de seleccionar los chillers, se debe definir el método de condensación que se empleara; es decir, si se va a utilizar enfriamiento por aire o por agua.

5.7 Selección del medio de condensación

Se debe seleccionar un medio de condensación que mejor se adecue a las condiciones del sistema. El Instituto para la Diversificación y Ahorro de la Energía (IDAE) detalla, en su Guía Técnica de Torres de Refrigeración (2007), una comparativa entre los diferentes medios de condensación disponibles. En la tabla 21 se muestran las ventajas e inconvenientes de los equipos evaporativos sobre los enfriados únicamente por aire se muestra en la Tabla 21 para un mismo requerimiento de disipación de calor.

Tabla 21. Comparativa entre sistemas evaporativos sobre enfriados únicamente por aire

Ventajas	Inconvenientes
- Requieren un espacio en planta mucho menor (entre el 50 al 30% del requerido para aire solo).	- Requieren un cierto consumo de agua y un control de sus vertidos.
- Reducen el consumo de energía eléctrica (hasta un 30 a 50% del requerido para aire solo)	- Requieren una adecuada gestión del agua consistente en el eventual tratamiento sobre el agua de aporte, y siempre el tratamiento, limpieza y desinfección del agua y del equipo.
- Consiguen en verano temperaturas más bajas (entre 10 y 20 0C inferiores) de enfriamiento del agua recirculada o refrigerante condensado que si se enfriaran con aire.	

Fuente: IDAE, 2007.

Para efectos de este proyecto, se descarta la condensación por aire y se selecciona un enfriamiento evaporativo, básicamente por las siguientes razones:

- 1) En el marco teórico se mencionaron los beneficios que tiene el agua sobre el aire en términos de transporte de calor.
- 2) Se requiere una gran área de ventilación para poder disipar el calor generado por las unidades centrales. Además, los ventiladores tienden a generar mucho ruido, el cual, en aplicación hotelera según su ubicación, puede ser molesto para los huéspedes.
- 3) Requieren que su instalación sea en exteriores: Antes se mencionó que la incorporación del Spa a la red central del hotel se debió a que sus chillers enfriados por aire se deterioraron por la lluvia y la atmosfera salina corrosiva. No se admite

instalar los chillers en exteriores para instalaciones cercanas al mar. En la Figura 41 se muestra el deterioro de las aletas de los serpentines debido a la corrosión.



Figura 41. Deterioro de Chillers York del SIBO Spa

Fuente: Fotografía tomada en sitio

5.7.1 Configuración de Chillers seleccionada y modelos de Chiller.

Para sistemas de agua enfriada, una planta central a menudo se instala con múltiples enfriadores, típicamente de dos a cuatro enfriadores. Los enfriadores múltiples generalmente se conectan en paralelo.

Para la selección de temperatura de ingreso del agua helada y la temperatura de salida del agua helada se siguieron las recomendaciones de Wang, en su Manual de Aire Acondicionado y Refrigeración (2001), porque estas temperaturas y la diferencia entre ellas están estrechamente relacionadas con el rendimiento de un sistema de agua refrigerada, un sistema de aire y un sistema de refrigeración. La temperatura de entrada del agua afecta directamente el consumo de energía en el compresor, mientras que la diferencia de temperatura está estrechamente relacionada con el flujo volumétrico de agua fría y, por lo tanto, con el tamaño de las tuberías de agua y la potencia de bombeo.

- Cuanto mayor es el valor de agua enfriada, menor es la cantidad de agua que fluye a través de la bobina del chiller. La práctica actual suele ser usar un valor de diferencial entre 10 y 18 ° F para sistemas de agua helada en edificios.
- La temperatura del agua que sale del enfriador de agua no debe ser inferior a 37 ° F para evitar la congelación. Si la temperatura del agua enfriada es inferior a 37 °F, se debe usar salmuera, etilenglicol o propilenglicol.

Con base en estas condiciones, se propone una configuración en paralelo de tres chiller de 350 toneladas de refrigeración para un total de 1050 toneladas. Se consultó al ingeniero Francisco Pérez Chacón (director de ingeniería de Marriott), a qué factor de disponibilidad se debía dimensionar el sistema y recomendó dimensionar a un 100 % del requerimiento de carga térmica por el perfil operativo del hotel.

Aunque se decidió diseñar para un requerimiento de carga térmica del 100 %, se analizó el comportamiento típico de la instalación los fines de semana (sábados y domingo) y se concluyó que, típicamente, el sistema no va a superar un requerimiento del 72 % (ver Figura 42). Esto plantea la recomendación de hacer una configuración de 2 chillers en funcionamiento y uno redundante la mayor parte del tiempo; de esta manera se lograría que los dos chillers que estén funcionando, ofrezcan su mejor desempeño al trabajar cerca de sus condiciones nominales. Si se tuvieran los tres chillers funcionando simultáneamente a bajas cargas, el consumo energético por tonelada de refrigeración generada sería mayor.

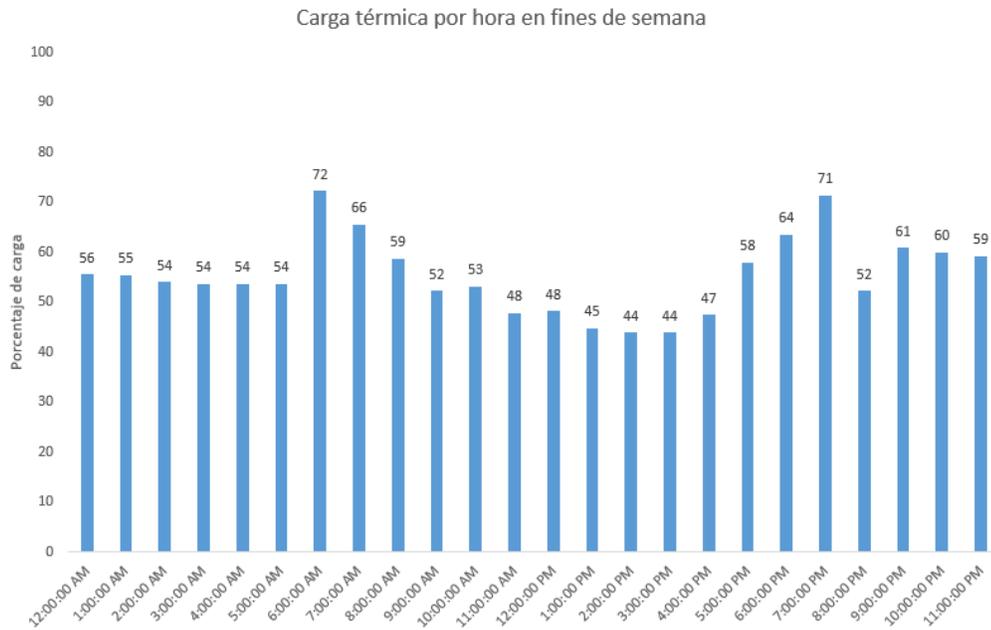


Figura 42. Comportamiento típico de carga térmica en fines de semana según hora

Fuente: Elaboración propia en Excel

Del Anexo 40 al Anexo 43, se puede consultar dichos datos para ocupaciones de habitaciones (se incluyen salones) y para restaurantes. Para área administrativas, se supuso un requerimiento del 100 % en el periodo que las unidades estuvieran programadas para funcionar (de 6:00 am a 8:00 pm para áreas administrativas y spa, y de 6:00 a.m. a 12:00 a.m. para áreas de cocina y servicios sanitarios).

Todas las unidades terminales tienen una temperatura de ingreso del agua de 44 °F; por lo tanto, se seleccionan chillers con una temperatura de salida de 44 °F. Se determinó que se requiere un diferencial de 11,7 °F (debido a la mezcla de unidades con diferencial de 10 °F y unidades con diferencial de 12 °F) a través del evaporador del chiller para poder cumplir con la cantidad de toneladas requeridas. Se selecciona un chiller con un diferencial de 12 °F, pero para la selección de bombas primarias se mantienen los caudales que se necesitaban al diferencial determinado en la fase de diseño; de esta manera se tienen las toneladas de refrigeración requeridas e, incluso, un poco más.

Se proponen dos modelos de Carrier:

- AquaForce® 30XW350 con compresor de tornillo y refrigerante R-134A. Tienen una certificación AHRI de un IPLV de 0,4716 kW/TonR.

- AquaEdge® 23XRV con compresor de tornillo de velocidad variable y refrigerante R-134A. Tienen una certificación AHRI de un IPLV de 0,299 kW/TonR.

5.7.2 Selección de torres de enfriamiento.

En la Tabla 22 se muestra la comparativa entre circuitos evaporativos de circuito cerrado, sobre los de circuito abierto para un mismo requerimiento de disipación de calor e igual salto térmico.

Tabla 22. Equipos evaporativos de circuito cerrado respecto de los de circuito abierto

Inconvenientes	Ventajas
- Disminuyen considerablemente los problemas de corrosión e incrustaciones en tuberías y equipos del sistema.	- Suelen tener mayor consumo de energía eléctrica, trabajando con caudales de aire mayores.
- No exponen a ensuciamiento ni contaminación al agua o fluido de recirculación.	- Su precio es mayor en razón de sus características constructivas.
- Posibilitan el trabajo en régimen seco (sin agua de recirculación) en horarios y épocas propicias, pudiendo incluso utilizar serpentines aleteados donde se disponga de agua de calidad adecuada.	

Fuente: IDEA, 2007.

Se analizó el consumo de agua de reposición de las torres de enfriamiento actual (desde junio de 2016 hasta agosto de 2018), y se determinó que el consumo promedio de agua de reposición por día, en junio, julio y agosto, supera los 50 m³ de agua, y el promedio diario a través del año es de 40 m³. El hotel tiene su propio abastecimiento de agua por pozos, por lo que técnicamente el agua no tiene un gasto de facturación como ella misma (es decir, no se paga el consumo por metro cubico a una institución), pero sí tiene gastos energéticos por la potencia que se requiere en las bombas. Además, recordando lo planteado en el marco teórico, las torres de circuito abierto requieren tratamiento del agua de reposición.

Aunque las propiedades de las torres actuales no coinciden con las requeridas en el nuevo sistema, se aprovecharon estos datos de consumo para hacer un breve análisis de inversión entre una torre cerrada y una torre abierta. Tras realizar cotizaciones, se determinó que el costo de una torre de enfriamiento de circuito cerrado contra una de circuito abierto, del mismo fabricante (B.A.C) y mismo requerimiento de disipación de calor e igual salto térmico, puede ser hasta casi 5 veces más. Para este análisis no se consideraron diferencias de consumo eléctrico por eficiencia del mecanismo.

Se estimó el costo del tratamiento químico para el agua de reposición en aproximadamente 500000 colones mensuales. Por otra parte, el costo del agua, con sus gastos implícitos (gastos en suavización del agua en planta central, gasto energético en bombeo, gastos en mantenimiento y otros más), se estimó en 200 colones por cada metro cúbico de agua, con un consumo diario promedio de 40 metros cúbicos.

Se estimó un ahorro en un período de 5 años, de 47,5 millones de colones, con una inflación anual de acuerdo con la legislación nacional de un 3 % en contratos con proveedores y empresas. Una torre abierta con estas características (salto térmico y capacidad), su valor se aproxima en 25,6 millones de colones, mientras que una cerrada en las mismas condiciones se estima en 121,5 millones de colones (4,75 veces más costosa).

En un periodo de 5 años la torre cerrada no representa un ahorro que justifique su inversión. Cabe reiterar que se están omitiendo gastos por consumo eléctrico, se podría asumir que el gasto es similar porque la potencia del ventilador es la misma.

A grandes rasgos, la implementación de torres de circuito abierto no es atractiva para los intereses del hotel, dado que es más costosa en inversión inicial y no representa un ahorro atractivo, e incluso en componentes es más costosa, esto porque se requiere controlar la generación de aire por cambios de temperatura del agua por tratarse de un circuito cerrado.

Se recomienda no descartar la opción. En todo caso para los intereses de este proyecto igual se plantea la propuesta y su presupuesto. Se recomienda que Marriott solicite a una empresa consultora, un análisis de retorno de inversión con mayor detalle (considerando costos de instalación, consumo eléctrico, mantenimiento y otros más). Además, en términos de conservación de recursos naturales, la torre cerrada contribuye más porque el agua del circuito de recupera y recircula en un 100 %, contra un 95 % teórico de las torres abiertas.

Por su parte, el consumo de agua de reposición de una torre abierta se puede controlar. El agua en torres de refrigeración se pierde principalmente por evaporación (característica propia del sistema), por arrastre y por purgas. El sistema actual tiene la válvula de la purga constantemente abierta a una determinada apertura, indiferente de la condición del agua. Esto representa un desperdicio de agua y de productos de tratamiento. Se podría hacer uso de un dosificador o suavizador adecuado para la instalación y un control de purgas automático, de

acuerdo con la condición del agua. Esta consideración no cabe dentro de los alcances de este proyecto; sin embargo, no está de más hacer la recomendación.

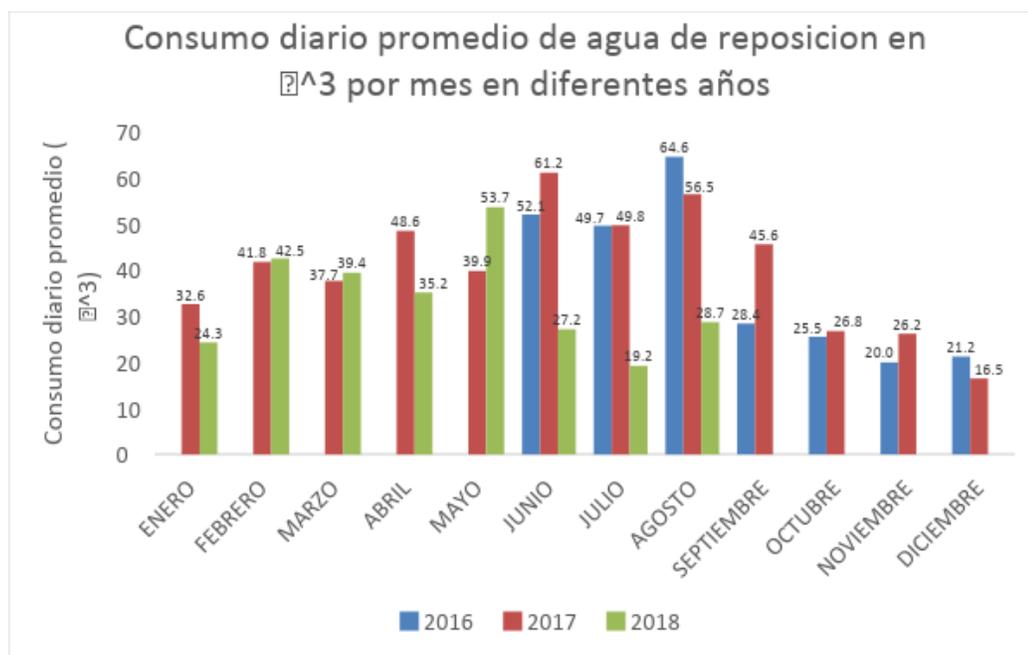


Figura 43. Gráfico consumo de agua de reposición por mes según mes y año

Fuente: Elaboración propia en Excel

Se seleccionan 2 modelos de torres abiertas y 1 modelo de torre cerrada, con un salto térmico de 10 °F, y un caudal requerido 1606 GPM. En el cuadro resumen se muestran las características de las torres. Las características en mayor detalle se pueden consultar del Anexo 56 al Anexo 58.

Tabla 23. Cuadro resumen torres de enfriamiento seleccionadas

Torres de enfriamiento		
Fabricante	Serie	Modelo
MESAN USA	MCC	MCC-06B-30
B.A.C.	3000	S3E-1222-06O
B.A.C.	FXV	FXV3-1426-24D-30 XE

Fuente: Elaboración propia en Excel

5.7.3 Opciones de rediseño para sistema hidráulico central y selección de bombas.

Según Wang (2001), se recomienda tener un flujo de volumen bastante constante en el evaporador del enfriador de agua para evitar una caída de temperatura extremadamente alta en el enfriador y para evitar que el agua se congele a un flujo reducido durante el funcionamiento a carga parcial. Un flujo constante de agua enfriada en las enfriadoras también es beneficioso para el control de la capacidad de múltiples enfriadoras.

Partiendo de esta premisa, las opciones de diseño en términos de bombeo, se limitan a dos opciones (que se detallaran más adelante):

- Sistema de bombeo primario constante con secundario constante
- Sistema de bombeo primario constante con secundario variable

Se descartan diseños basados únicamente en bombeo primario porque se tienen tres tuberías secundarias que requiere control de bombeo propio.

Ya definido el método de condensación, definida la configuración de los chillers, así como los caudales y temperaturas, se plantea una propuesta de diseño genérica para el circuito primario-secundario de la red de agua helada (se le llama propuesta genérica, porque la configuración del sistema central, a grandes rasgos, es la misma indiferentemente de la configuración de bombeo que se seleccione). En la Figura 43 se detalla el unifilar de la red de agua helada. Para no sobrecargar el diagrama unifilar, se omite valvulería y detalles de cambios de elevación en tubería, estos detalles se pueden consultar en planos. En el cuadro 24, de resumen, se adjuntan los requerimientos de bombeo de las nuevas bombas de la red de agua helada:

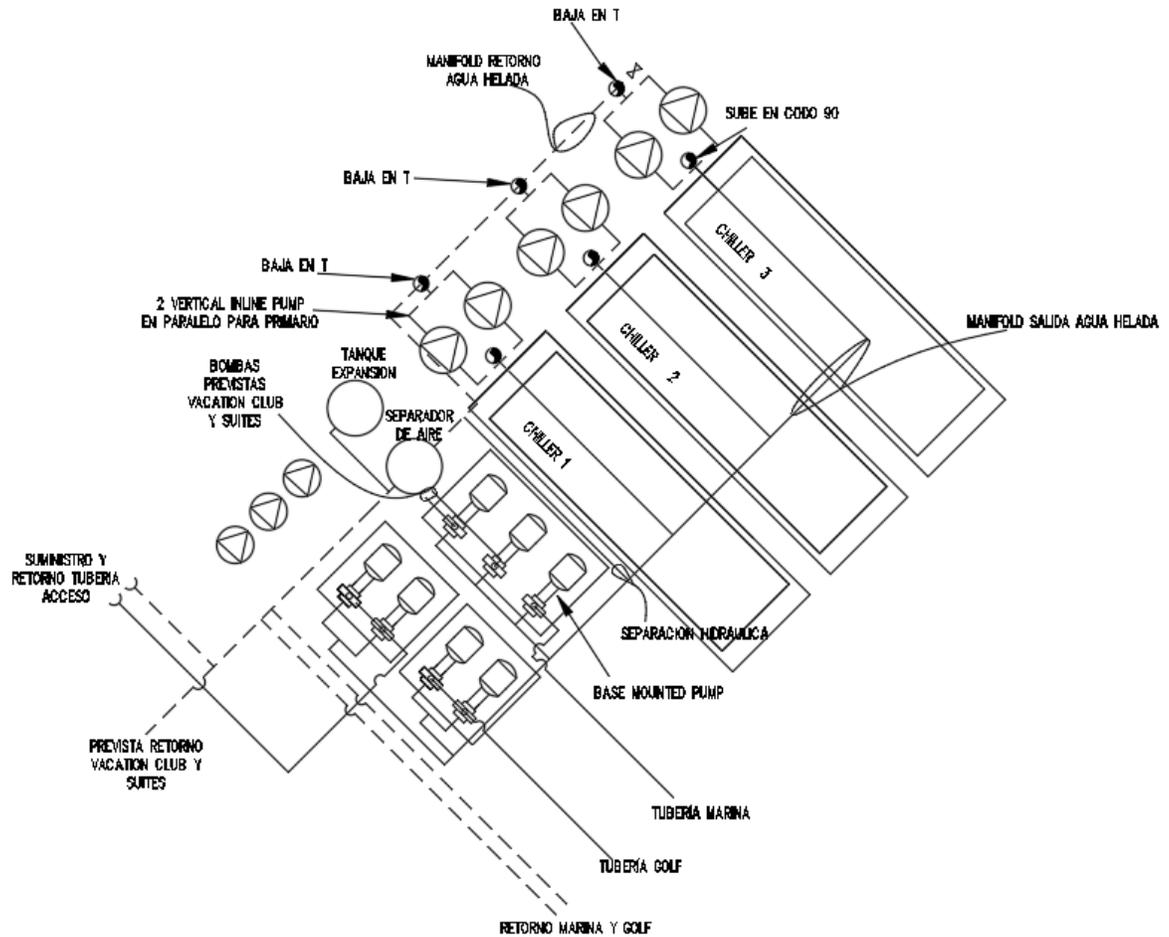


Figura 43. Propuesta de diseño red de agua helada

Fuente: Elaboración propia en AutoCAD

Tabla 24. Cuadro resumen bombas circuito agua helada

Bomba	Cant.	Motor HP/RPM	Tipo	Serie	Diam. Rodete (pulg)	Model No.	Fram e	Capacidad GPM/FT	Acometida
Primarias	6	7,5/1800	Inline Pump	e-80	7.875	4x4x9,5B	-	364/48	230/460/3/60
Marina	1	10.0/3600	Base Mounted Pump	e-1510	5.25	2.5 AC	215T	260/92	208-230/460/3/59
Acceso	2	20/3600	Base Mounted Pump	e-1510	6	3 AD	256T	483/111	208-230/460/3/60
Golf	2	10.0/3600	Base Mounted Pump	e-1511	5.25	2.5 AC	215T	263/91	208-230/460/3/61

Fuente: Elaboración propia en Excell

Las bombas seleccionadas son del fabricante Bell & Gossett, son bombas de acero inoxidable, se cotizan como un solo paquete, cada una con su propio difusor de succión. En el Anexo 44, Anexo 45 y Anexo 46 se puede consultar la curva característica de las bombas

con sus respectivos puntos de operación. Las bombas Golf, Marina y Primarias supera el 73 % de eficiencia; mientras que la bomba Acceso muestra una eficiencia superior al 79 %. Las bombas se seleccionan con factor de seguridad de 5 pies para bombas del circuito primario y un factor de 10 pies para circuito secundario. Se seleccionan válvulas triple uso rectas para colocar a la salida de cada chiller y así proteger el chiller.



Figura 44. Bomba Bell & Gossett serie e-1510

Fuente: bellgossett.com



Figura 45. Bomba Bell & Gossett serie e-1510

Fuente: bellgossett.com

Para el circuito de condensado se manejan dos propuestas de acuerdo con la torre de enfriamiento que se seleccione. La diferencia entre una propuesta y la otra radica en las bombas y la necesidad de control de aire en un circuito cerrado. Se debe recordar que, en un circuito cerrado, la presión estática por diferencia de elevación no se considera, mientras que, en un abierto sí, porque existe presión manométrica por el contacto con la atmósfera. Esto afecta en que las bombas de circuito abierto requieran mayor altura de elevación. Al igual que en el circuito cerrado de agua helada, el circuito de agua cerrada de condensado requiere que un control del aire que libera el agua por los cambios de temperatura; por lo tanto, se debe incorporar justo en la succión de las bombas un tanque de expansión y separador de aire con sus accesorios a este circuito. La selección de estos equipos se expone más adelante.

En la Figura 46 se muestra la propuesta para un sistema por torres de circuito cerrado con la incorporación del tanque de expansión y el separador de aire. En la Figura 47 se adjunta la propuesta de circuito abierto, se debe incorporar un strainer para purgar el agua de la torre, en el unifilar no se alcanza a ver, pero se indica que está en la tubería descendiente que está en la succión de las bombas. Las bombas seleccionadas son Bell & Gossett con eficiencias superiores a 72 % (Anexo 47). Se adjunta cuadro resumen bombas de condensado:

Tabla 25. Cuadro resumen bombas condensado

Bomba	Cant.	Motor HP/RPM	Tipo	Serie	Imp. (pulg)	Model No.	Capacidad GPM/FT	Acometida
Circuito abierto	6	20/3600	Inline Pump	e-80	5.875	4 x 4 x 7B	536/105	230/460/3/60
Circuito cerrado	6	20/3600	Inline Pump	e-80	5.75	4 x 4 x 7B	536/95	230/460/3/60

Fuente: Elaboración propia en Excell

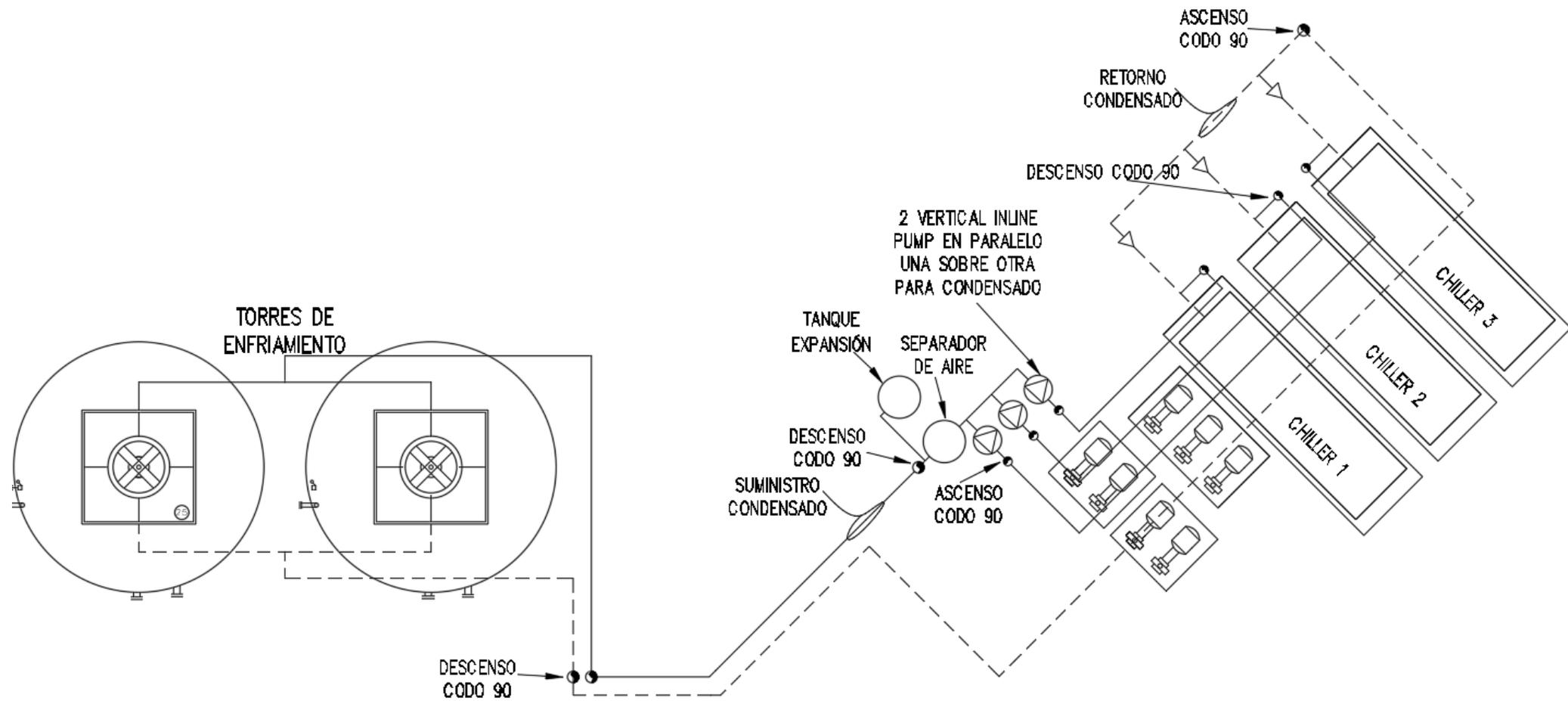


Figura 46. Propuesta de diseño circuito condensado para torres de cerradas

Fuente: Elaboración propia en AutoCAD

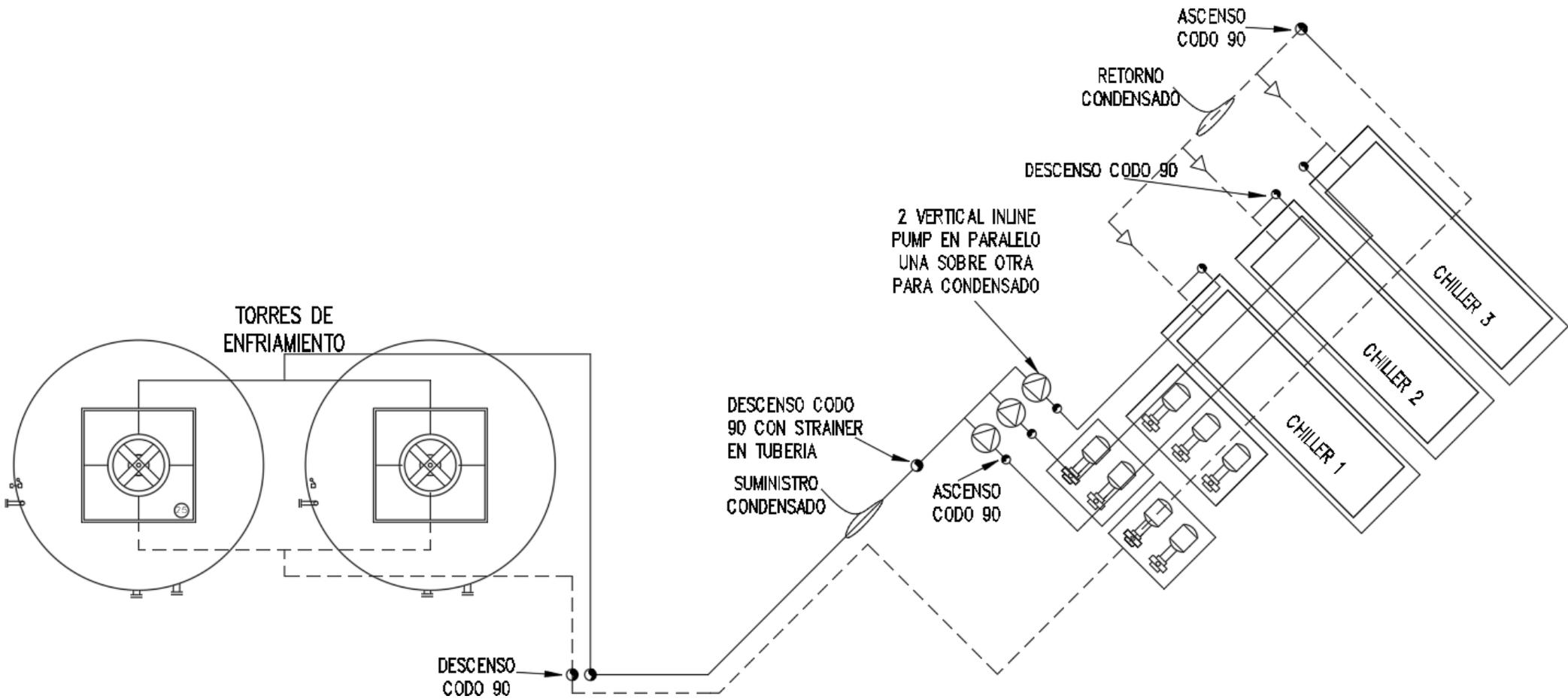


Figura 47. Propuesta de diseño circuito condensado para torres de abiertas

Fuente: Elaboración propia en AutoCAD

5.7.4 Configuración bombeo primario constante-secundario constante.

Esta opción de diseño significaría básicamente darle continuidad al diseño actual. En términos de inversión inicial, es la opción más económica porque los equipos son más sencillos y de menor costo. En el marco teórico se mencionó que un diseño a caudal constante requiere de válvulas de control de 3 vías (además de sus válvulas de balance y válvulas de corte). En la Figura 48 se muestra la configuración típica de válvulas que se emplea en sistemas de bombeo constante.

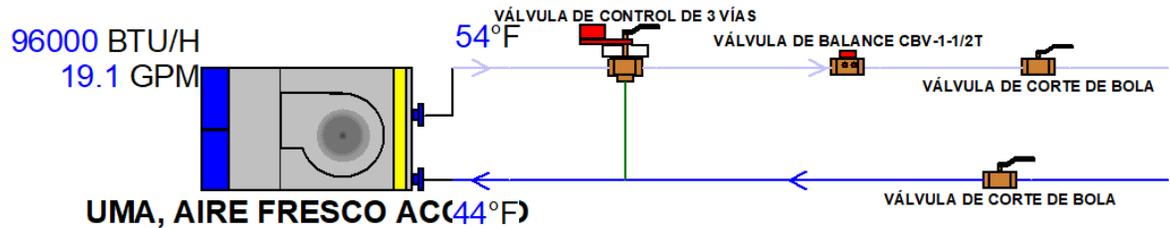


Figura 48. Configuración de válvulas en manejadora con sistema de flujo constante

Fuente: Elaboración propia en software HVAC Solution Pro

Si se decide seleccionar esta opción, se omite la compra de variadores de frecuencia, no es necesario remplazar o modificar las válvulas de 3 vías para las unidades terminales viejas que se mantengan y únicamente se debería comprar válvulas para las nuevas unidades terminales. También se omite la compra de un PLC y de sensores diferenciales de presión.

Sin embargo, dado que las bombas son las encargadas de trasegar el fluido secundario (agua) a través de la tubería y unidades terminales, en un sistema de flujo constante la altura de la bomba es constante, así como las pérdidas de carga en las tuberías de distribución también lo son, esto trae consigo que los costes de bombear no disminuyan con la carga. Estos problemas de desperdicio energético se pueden resolver con un sistema de bombeo a caudal variable.

5.7.5 Configuración bombeo primario constante-secundario variable.

Según el IDAE (2017), es posible disminuir la energía de bombeo de los circuitos hidráulicos de climatización hasta un 70 % si la instalación funciona a caudal variable. En un sistema a caudal variable, se necesita un control de caudal por válvulas de 2 vías. Bajo esta consideración, es necesario modificar o remplazar las válvulas de 3 vías y comprar las válvulas de 2 vías para las nuevas unidades terminales.

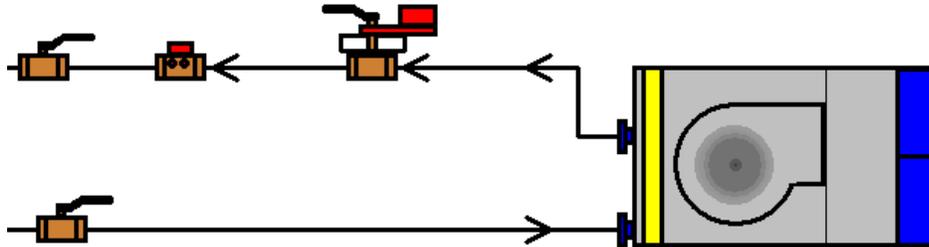


Figura 49. Configuración de válvulas en manejadora con sistema de flujo variable

Fuente: Elaboración propia en software HVAC Solution Pro.

Se necesita instalar un sensor diferencial de presión en la ruta crítica de cada bomba para que este le indique a la bomba que reduzca sus revoluciones para evitar sobrepresiones por exceso de flujo. Para lograr el caudal variable, se requiere de un variador de frecuencia que disminuya las revoluciones del motor de la bomba. Se requiere de un PLC para controlar el variador de frecuencia de cada bomba o bombas, de acuerdo con las señales del diferencial de presión.

5.8 Selección de componentes de circuito hidráulico

5.8.1 Tuberías anillo primario de agua helada y rediseño tramo tubería Acceso.

En el circuito primario se rediseñó la red por completo y las tuberías no se vieron exentas de un remplazo. Toda la tubería del circuito primario hasta la succión de las bombas del secundario, se diseñó en tubería de PVC preaislada. En la Tabla 25 se muestra un cuadro resumen de los materiales de PVC requeridos para el rediseño del circuito primario.

Como se constató cuando se hizo la verificación de tuberías y bombas del sistema actual, prácticamente toda la tubería Acceso debe ser rediseñada. En planos se pueden consultar las dimensiones seleccionada.

En la Tabla 26 se detallan las cantidades lineales de tubería que se necesitan para el diseño como la cantidad de accesorios y, por tanto, lo que se cotizó. No se solicitó cotización de los tramos pequeños que conectan las manejadoras a la tubería principal respectiva ni la unión por reducción a insertar en la T. Se consideró que las unidades manejadoras podrían estar sujetas a cambios una vez que se dimensiona el ducto; por lo tanto, se omitió el requerimiento de tubería necesario para estas conexiones (sin embargo, el diámetro requerido está indicado en planos).

Tabla 26. Cuadro resumen de materiales necesarios para rediseño de circuito primario

SUMINISTRO Y RETORNO CIRCUITO PRIMARIO	
ITEM	CANTIDAD
Tubería 8" SDR 17 (m)	42.7
Tubería 6" SDR 17 (m)	21.4
Tubería 4" SDR 17 (m)	14.8
Codos 90 4"	8
Codos 90 6"	19
Codos 90 8"	7
T 4"	1
T 6"	3
T 8"	10
Reducción 8" a 6"	4
Reducción 8" a 4"	1

Fuente: Elaboración propia en Excel

Se instalan válvulas de mariposa en la succión y descarga de las bombas para cada bomba. Además, también se seleccionan 2 válvulas para colocar en la ruta de tubería acceso, para permitir la separación de un tramo de tubería para eventual reparación. En la Tabla 28 se enlistan los materiales necesarios para rediseñar la red salones del edificio Gran Salón.

Tabla 27. Cuadro resumen de materiales necesarios para rediseño tubería Acceso

RESUMEN TRAMO TUBERIA ACCESO SUMINISTRO Y RETORNO	
ITEM	CANTIDAD
Tubería 4" SDR 17 (m)	151.6
Tubería 6" SDR 17 (m)	255.8
Tubería 8" SDR 17 (m)	95.4
Codo 90 3"	8
T 3"	2
Codo 90 4"	8
T 4"	8
Codo 90 6"	8
Codo 90 8"	8
T 6"	16
T 8"	8
Reducción 8" a 6"	2
Reducción 6" a 4"	2
Reducción 4" a 3"	2
Reducción 4" a 2.5"	4

Fuente: Elaboración propia en Excel

Tabla 28. Cuadro resumen de materiales necesarios para ramal Salones de edificio Gran Salón

RAMAL SALONES, EDIFICIO GRAN SALON	
ITEM	CANTIDAD
Tubería 4" SDR 17 (m)	57.6
Tubería 3" SDR 17 (m)	34.3
Tubería 2" SDR 17 (m)	21.1
T 3"	8
T 2"	2
Reducción 2" a 1.5"	2
Reducción 4" a 2"	2
Reducción 4" a 3"	2
Reducción 8" a 4"	2

Fuente: Elaboración propia en Excel

5.8.2 Tubería circuito de condensado.

Sin importar la propuesta de diseño que se escoja, los materiales requeridos son prácticamente iguales y, por tanto, el costo también. Se dimensiona la red en tubería de hierro negro SCH 40, sin aislamiento. Se seleccionan los accesorios para unir por soldadura. En la Tabla 29 se muestra el cuadro resumen de los materiales.

En la propuesta de circuito abierto se debe considerar el costo de un strainer. Un strainer de 10 pulgadas del fabricante Kenkley, se estima en 1500 dólares.

Tabla 29. Cuadro resumen de materiales necesarios para circuito de condensado

TUBERIA HIERRO NEGRO	
ITEM	CANTIDAD
Tubería 10" (m)	87.1
Codos 90 10"	17
T 10"	2
Codos 45 10"	2
Reducciones concéntricas 10" a 8"	2
Tubería 8" (m)	73.6
Codos 90 8"	30
T 8"	9

Fuente: Elaboración propia en Excel

5.8.3 Reemplazo de válvulas de control.

No se reemplazarán válvulas de control de unidades terminales que no serán cambiadas. Si se escoge un diseño a caudal constante, las actuales válvulas de tres vías pueden continuar funcionando. Por otro lado, si escoge caudal variable para abaratar costos totales del proyecto, se recomienda consultar el catálogo de las de cada una y verificar si el fabricante admite que se cierre la tercera vía de ellas y así se aprovechan estas válvulas y se evita la compra unas nuevas.

Indiferentemente de la opción de diseño que se decida, el reemplazo de válvulas es necesario. Ya sea que se desee darle continuidad al sistema actual o migrar hacia un sistema de bombeo variable. Esto porque al reemplazarse las unidades manejadoras, se modifica el Cv de cada válvula por el incremento de caudal requerido y por la variación en la caída de presión del serpentín. Se seleccionan de acuerdo con la recomendación práctica de Belimo Aircontrols Inc (1999) de seleccionarlas para una caída de presión no menor que la caída del serpentín.

El dato de caída de presión del serpentín no estaba disponible en el catálogo del fabricante, por lo que se solicitó ayuda al ingeniero Mario Blanco de Clima Ideal para que realizara una selección electrónica con valores nominales y así poder tener el dato de caída de presión. Del Anexo 3 al Anexo 10 se puede consultar el dato de caída presión de las nuevas unidades terminales seleccionadas. En el Anexo 51 se puede consultar los criterios de selección de las válvulas de 2 y 3 vías a partir del Cv calculado, se debe seleccionar válvulas con un mayor Cv cuando no hay el requerido (si se seleccionan con uno menor, se estaría suponiendo que la caída de presión es menor, y esto afectaría en el control de la válvula). En

el Anexo 52 se adjunta la tabla para la corrección del Cv por cambio de diámetro entre la tubería y el tamaño de la válvula de control. Para plantear las propuestas de diseño en secundario constante y secundario variable, se seleccionan modelos de válvulas de control en 2 y 3 vías. Se seleccionaron válvulas de control caracterizadas con actuador modulante, del fabricante Belimo Aircontrol Inc. En la Tabla 31 se adjuntan los datos de los modelos escogidos.

Las válvulas de balance, de igual manera, se seleccionan para un Cv mayor al requerido y estas son del fabricante Taco. En la Tabla 30 se adjuntan los datos de las unidades escogidas.

Tabla 30. Cuadro resumen válvulas de balance

Ubicación	Cv apertura completa	Modelo	Tamaño (pulg)
Rest.Casual (Hacienda Kitchen)	62.3	ACUF-200-AT-2	2
Cafetería Empleados	28.3	ACUF-150-AT-2	1.5
Cocina General 1rst	62.3	ACUF-200-AT-2	2
Manten/Enfermería	17.3	ACUF-125-AT-2	1.25
Pastelería	28.3	ACUF-150-AT-2	1.5
Rest. Nuevo Latino	62.3	ACUF-200-AT-2	2
S.S. Acceso Nivel 0	28.3	ACUF-150-AT-2	1.5
Antesala Gran Salón	62.3	ACUF-200-AT-2	2
Gran Salón (x1) (Herradura)	28.3	ACUF-150-AT-2	1.5
Gran Salón (x3) (Herradura)	28.3	ACUF-150-AT-2	1.5
Gran Sueño (Los Sueños Tours)	17.3	ACUF-125-AT-2	1.25
Tienda Parque 111m2	28.3	ACUF-150-AT-2	1.5
Tienda Parque 176m2	28.3	ACUF-150-AT-2	1.5
Tienda Parque 52m2	17.3	ACUF-125-AT-2	1.25
Tienda Casa Club / Oficina Director Golf	28.3	ACUF-150-AT-2	1.5
Administración	62.3	ACUF-200-AT-2	2
Centro Turístico (El Ceibo)	8.4	ACUF-100-AT-2	1
Circulación Serv. Salones	28.3	ACUF-150-AT-2	1.5
Cocina Casa Club	28.3	ACUF-150-AT-2	1.5
S.S. Casa Club	28.3	ACUF-150-AT-2	1.5
S.S Gran Salón	28.3	ACUF-150-AT-2	1.5
Hermosa A	17.3	ACUF-125-AT-2	1.25
Hermosa B	17.3	ACUF-125-AT-2	1.25
Escondido A	28.3	ACUF-150-AT-2	1.5
Escondido B	28.3	ACUF-150-AT-2	1.5
Lavandería	62.3	ACUF-200-AT-2	2
Antesala Gran Salón New	28.3	ACUF-150-AT-2	1.5
Gran Salon New	62.3	ACUF-200-AT-2	2
Patio x1	28.3	ACUF-150-AT-2	1.5
Patio x2	28.3	ACUF-150-AT-2	1.5

Fuente: Elaboración propia en Excel

Tabla 31. Cuadro resumen selección de válvulas de control de 2 y 3 vías

Ubicación	Cantidad	Cv Calculado	Diam. Tub (pulg)	Criterio selección válvulas de 2 y 3 vías			Válvula 2 vías		Válvula 3 vías	
				Cv Nom.	Tamaño	Corrección Cv	Modelo	Actuador	Modelo	Actuador
Rest.Casual (Hacienda Kitchen)	2	30.61093724	2	37	1.5	-	B239	ARB24-SR	B339	ARB24-SR
Cafetería Empleados	1	23.18678423	1.5	25	1.25	-	B231	ARB24-SR	B331	ARB24-SR
Cocina General 1rst	2	30.73494253	2	37	1.5	-	B239	ARB24-SR	B339	ARB24-SR
Manten/Enfermería	1	12.65237872	1.25	14	0.75	-	B220(B)*	TRB24-SR	B320(B)	LRB24-SR
Pastelería	1	17.53360892	1.25	19	1.25	-	B230*	LRB24-SR	B330	ARB24-SR
Rest. Nuevo Latino	1	26.33505088	2	29	1.5	-	B239	ARB24-SR	B339	ARB24-SR
S.S. Acceso Nivel 0	1	15.63575211	1.25	19	1.25	-	B230*	LRB24-SR	B330	ARB24-SR
Antesala Gran Salón	1	25.51303181	2	29	1.5	-	B239	ARB24-SR	B339	ARB24-SR
Gran Salón (x1) (Herradura)	1	18.88516474	1.5	19	1.5	-	B238	ARB24-SR	B338	ARB24-SR
Gran Salón (x3) (Herradura)	3	18.79675356	1.5	19	1.5	-	B238	ARB24-SR	B338	ARB24-SR
Gran Sueño (Los Sueños Tours)	1	13.47702278	1.25	14	0.75	-	B220(B)*	TRB24-SR	B320(B)	LRB24-SR
Tienda Parque 111m2	1	18.4422417	1.5	19	1.5	-	B238	ARB24-SR	B338	ARB24-SR
Tienda Parque 176m2	1	24.30963103	2	25	1.25	-	B231	ARB24-SR	B331	ARB24-SR
Tienda Parque 52m2	1	11.49497362	1.25	14	0.75	-	B220(B)*	TRB24-SR	B320(B)	LRB24-SR
Tienda Casa Club / Oficina Director Golf	1	22.56889032	1.5	25	1.25	-	B231	ARB24-SR	B331	ARB24-SR
Administración	2	26.81699577	2	30	1	22	B225*	LRB24-SR	B325*	LRB24-SR
Centro Turístico (El Ceibo)	1	4.142877827	1.25	4.7	0.5	-	B213(B)	TRB24-SR	B313(B)	TR24-SR
Circulación Serv. Salones	1	17.81173771	1.5	19	1.5	-	B238	ARB24-SR	B338	ARB24-SR
Cocina Casa Club	1	18.20580271	1.5	19	1.5	-	B238	ARB24-SR	B338	ARB24-SR
S.S. Casa Club	1	22.68553356	1.5	25	1.25	-	B231	ARB24-SR	B331	ARB24-SR
S.S Gran Salón	1	19.40989918	1.5	19	1.5	-	B238	ARB24-SR	B338	ARB24-SR
Hermosa A	1	14.16203755	1.25	14	0.75	-	B220(B)*	TRB24-SR	B320(B)	LRB24-SR
Hermosa B	1	14.16203755	1.25	14	0.75	-	B220(B)*	TRB24-SR	B320(B)	LRB24-SR
Escondido A	1	17.61268629	1.5	19	1.5	-	B238	ARB24-SR	B338	ARB24-SR
Escondido B	1	17.61268629	1.5	19	1.5	-	B238	ARB24-SR	B338	ARB24-SR
Lavandería	1	29.39384821	2	30	1	22	B225*	LRB24-SR	B325*	LRB24-SR
Antesala Gran Salón New	1	15.18743395	1.25	19	1.25	-	B230*	LRB24-SR	B330	ARB24-SR
Gran Salón New	2	30.14017639	2	30	1	22	B225*	LRB24-SR	B325*	LRB24-SR
Patio x1	1	22.00902658	2	25	1.25	-	B231	ARB24-SR	B331	ARB24-SR
Patio x2	2	18.1912709	1.5	19	1.5	-	B238	ARB24-SR	B338	ARB24-SR

Notas:
* Válvulas sin disco caracterizado
(B) Modelos con bola de latón cromado y vástago de latón niquelado

Fuente: Elaboración propia en Excel

5.8.4 Selección de sensor diferencial de presión para sistema con secundario variable.

Una válvula de dos vías cierra total o parcialmente el paso del agua. En el caso de que la válvula se cierre por completo, la presión del ramal correspondiente se elevará. Para controlar este incremento en la presión por cierre de válvulas de 2 vías, se debe regular la velocidad de la bomba con un sensor diferencial de presión.

Se seleccionan 3 sensores diferenciales de presión con rango de medición de 0 a 50 psid del fabricante Dwyer modelo 629. Se ubica uno por ruta crítica.



Figura 50. Sensor diferencial de presión Dwyer modelo 629

Fuente: dwyer-inst.com

5.8.5 Selección variadores de frecuencia.

Se seleccionan los variadores de frecuencia de acuerdo con la potencia del motor por comandar para bombas de secundario y ventiladores de las torres de enfriamiento. Se seleccionan para interiores porque la instalación de estos queda dentro de la casa máquinas. Se escogen del fabricante Trane (Danfoss), con bypass y tercer contactor, NEMA 12, fusible y desconexión principal. Para las bombas del circuito primario y bombas de condensado, se seleccionan arrancadores electrónicos Siemens.

5.8.6 Selección tanque de expansión.

Para seleccionar el tanque de expansión, se recurren a recomendaciones prácticas de Steven Taylor (2003), en su publicación en ASHRAE Journal titulada “Understanding Expansion Tanks”.

- La presión del medidor inicial o de precarga del tanque debe ser mayor o igual que la presión mínima requerida para evitar la ebullición y mantener una presión manométrica positiva en cualquier punto del sistema. Esta presión tanque ($\Delta P_{s,LLP \rightarrow \text{tanque}}$) se puede determinar encontrando el punto de baja presión (LPP, por sus siglas en ingles) en el sistema cuando la bomba está encendida. Según Taylor (2007), en la práctica normal la tasa de caída de presión por fricción es por lo general 100 veces menor, por lo que el aumento de la presión debido a una reducción en la elevación es siempre un factor mucho mayor que la disminución de la presión debido a la fricción. De esta manera, el LPP, por lo general, siempre será el punto más alto de la línea de retorno justo después de que caiga a la bomba. Basándonos en esta premisa, nos omitimos el cálculo y asumimos el LPP como la elevación más alta que ve el sistema, que en este caso corresponde a cualquier unidad ubicada a media altura del cuarto piso de habitaciones, a 13 metros de altura (18,5 psi).
- Determinar la presurización mínima requerida (P_{min}) en la LPP para mantener una presión manométrica positiva (para evitar que entre aire en el sistema cuando se abre una ventilación). Para los sistemas de agua fría, agua del condensador y agua caliente típica (temperaturas menores a 200 ° F), la presión mínima recomendada es de 4 psi.
- La presión estática desde LPP hasta el punto de conexión del tanque ($\Delta P_{f, \text{tanque} \rightarrow LLP}$). Esto es simplemente la diferencia de elevación entre los dos (para la presión en unidades de pies de agua). Si el tanque está aguas abajo de LPP, se supone que es cero.

Entonces, para el caso del tanque de expansión seleccionado para el agua helada:

$$P_i = P_{min} + \Delta P_{f, \text{tanque} \rightarrow LLP} + \Delta P_{s, LLP \rightarrow \text{tanque}}$$

$$P_i = 4 + 18,5 + 0 = 22,5 \text{ psi}$$

Por otra parte, es necesario calcular la presión en la válvula de alivio siguiendo la siguiente ecuación.

$$P_{rv} = P_{max} - \Delta P_{f, CPP \rightarrow Prv} + \Delta P_{s, CPP \rightarrow Prv}$$

Se necesita determinar la presión máxima permitida del sistema Pmax y el punto de presión crítica, CPP. El CPP es el componente más débil en el sistema. Es una función de los valores nominales de presión a la temperatura de funcionamiento máxima esperada de los componentes y equipos, además de su ubicación en el sistema en elevación y en relación con la bomba. La ubicación de este componente en el lado de descarga de la bomba es el CPP y la presión máxima es la presión nominal del equipo. Lo que es equivalente a decir que el cálculo de $\Delta P_{s, CPP \rightarrow Prv}$ es equivalente a la cabeza en pies a levantar por la bomba.

Se asume la presión máxima como 125 psig o mayor y $\Delta P_{f, CPP \rightarrow Prv}$ como 0, debido a que se encuentran a la misma elevación. Así, se calcula la presión de alivio de la válvula para una cabeza de bombeo de las bombas primarias de 40,5 pies (17,56).

$$P_{rv} = 125 - 17,56 + 0 = 107.44 \text{ psi}$$

Se determina el volumen mínimo aceptable y el total continuando con el procedimiento descrito en esta misma literatura.

°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 51. Volumen específico para agua saturada a varias temperaturas

Fuente: ASHRAE Journal, 2003.

$$V_a > V_e \geq V_s \left[\frac{V_h}{V_c} - 1 \right]$$

Donde:

Vt = el volumen del tanque

Vs = Volumen del sistema

V_a = el volumen aceptable del tanque. Esta es la capacidad de la vejiga (para tanques de vejiga) o el volumen de la orilla del tanque cuando el diafragma está completamente extendido (para tanques de diafragma).

V_e = el aumento en el volumen de agua a medida que se expande desde su temperatura mínima a su temperatura máxima.

V_c = el volumen específico de agua a la temperatura mínima, T_c

V_h = el volumen específico de agua a la temperatura máxima, T_h

Se asume una temperatura mínima de 40 °F y una máxima que es la que el agua puede alcanzar cuando el sistema está detenido, que se recomienda para interiores un mínimo de 86 °F.

$$V_e \geq 7938,6 \left[\frac{0.0160825}{0.01602} - 1 \right] = 30,97$$

Y obtenemos el volumen total:

$$V_t \geq \frac{30,97}{1 - \frac{(14,65 + 22,5)}{(14,65 + 107,44)}} = 44,51 \text{ gal}$$

El volumen total de operación se extrajo tras la simulación en el software HVAC Solution Pro de la red completa con la selección de equipos nuevos con capacidades suficientes, más el caudal debido a las 217 toneladas de refrigeración.

Se seleccionan dos tanques de expansión, del fabricante Bell & Gossett con las características más cercanas a las requeridas. Se selecciona uno para el circuito de agua helada y otro para la propuesta de condensado por torres de circuito cerrado. Se adjunta cuadro resumen.

Tabla 32. Cuadro resumen tanques de expansión seleccionados con válvula de reducción de presión

Cuadro resumen tanques de expansión					
Circuito	Modelo	Tipo	Volumen	Válvula reducción presión	Válvula de venteo automática
Agua Helada	B200 Series B ASME	Vejiga	53	FB-38TU (12psig)	B&G #87
Torre Cerrada	D60V Series D Vertical ASME	Diafragma	11.3-33.6	FB-38TU (12psig)	B&G #88

Fuente: Elaboración propia en Excel



Figura 52. Tanque de expansión Serie B y D

Fuente: bellgossett.com

5.8.7 Selección tanque separador de aire, válvula de venteo y válvula de alivio de presión.

Se seleccionan tanques separadores de eliminación coalescente CSR de Bell & Gossett. Este separador es una combinación de separador de sedimentos y aire. Su medio coalescente interno ayuda a romper la tensión en la superficie del fluido, permitiendo que el aire arrastrado y los sedimentos suspendidos salgan de la solución para que se puedan eliminar fácilmente. Con el control de sedimentos se evita que estos puedan generar daños en intercambiadores de calor (incrustaciones) y así evitar que los costos de energía se incrementen.

Tabla 33. Cuadro resumen de tanques separadores de eliminación coalescente de Bell & Gossett

Cuadro resumen separadores de eliminación coalescente			
Circuito	Modelo	Conexión	Válvula de venteo
Agua Helada	B&G CRS-6F-HV	Bridada 6"	B&G #107A
Torre Cerrada	B&G CRS-8F-HV	Bridada 8"	B&G #107A

Fuente: Elaboración propia en Excel



Figura 53. Separador de eliminación coalescente CRS

Fuente: bellgossett.com

5.9 Diseño de ductos

Como se mencionó, el rediseño de ductos no está dentro de los alcances de este proyecto por temas de magnitud del proyecto. En esta sección se hará demostración práctica que argumente un diseño por recuperación estática.

Según el Manual de Aire Acondicionado de Carrier (1980), diseñar de acuerdo con el método de recuperación estática supone ramales secundarios de mayor dimensión que los resultantes a través del método de pérdida de carga constante. Esto implica que se necesite mayor cantidad de material para la manufactura de los ductos; sin embargo, el aumento del costo de manufactura se compensa cuando se reducen costos energéticos de operación y se

disminuye el tiempo requerido para equilibrar el sistema. Diseñar con el método de recuperación estática implica una menor pérdida de carga que al diseñar con el método de pérdida constante, lo que traduce en costos menores al comprar el equipo de impulsión porque se requiere uno de menor dimensión y, además, costos operativos menores, porque se selecciona un ventilador de menor potencia. De acuerdo con los objetivos de este proyecto, se pretende disminuir costos energéticos; por lo tanto, diseñar por el método recuperación estática prevalece como la mejor opción.

Dado que se trata de diferentes tipos de recintos, en algunos la velocidad del aire no es criterio de diseño porque el ruido no es un factor diferencial; para zonas comunes o salones, el ruido sí es una limitante; por lo tanto, se sugiere cumplir con las recomendaciones de Soler&Palau atendiendo al ruido para las velocidades de captación o impulsión según el espacio a acondicionar (ver las siguientes tablas) y las recomendaciones de Carrier para ductos principales y secundarios.

Tabla 34. *Velocidad recomendada para retornos según aplicación*

Aplicación	Velocidad (m/s)	Velocidad (fpm)
Habitaciones	1,2 a 2	250 a 400
Zonas públicas comerciales:		
A nivel de ocupantes en movimiento	3 a 4	600 a 800
Cerca de personas sentadas	2 a 3	400 a 800
Bocas en parte bajas de puertas	2 s 3,5	400 a 700
Persianas en paredes	2,5 a 5	500 a 1000
Captaciones de nivel de techo	4 y mas	800 y mas
Sistemas de alta velocidad	2 a 4	400 a 800

Fuente: solerpalau.com

Tabla 35. *Velocidad recomendada para difusores según aplicación*

Aplicación	Velocidad (m/s)	Velocidad (fpm)
Dormitorios de hotel	2,5 a 3	500 a 600
Salones regios, restaurantes lujosos	2,5 a 4	500 a 800
Iglesias, antesalas importantes	2,5 a 4	500 a 800
Teatros	4	800
Salas de cine	5	1000
Oficinas públicas restaurantes	5 a 7	1000 a 1400
Sistemas de alta velocidad	3 a 8	600 a 1600

Fuente: solerpalau.com

TABLE 7—RECOMMENDED MAXIMUM DUCT VELOCITIES FOR LOW VELOCITY SYSTEMS (FPM)

APPLICATION	CONTROLLING FACTOR NOISE GENERATION Main Ducts	CONTROLLING FACTOR—DUCT FRICTION			
		Main Ducts		Branch Ducts	
		Supply	Return	Supply	Return
Residences	600	1000	800	600	600
Apartments Hotel Bedrooms Hospital Bedrooms	1000	1500	1300	1200	1000
Private Offices Directors Rooms Libraries	1200	2000	1500	1600	1200
Theatres Auditoriums	800	1300	1100	1000	800
General Offices High Class Restaurants High Class Stores Banks	1500	2000	1500	1600	1200
Average Stores Cafeterias	1800	2000	1500	1600	1200
Industrial	2500	3000	1800	2200	1500

*Figura 54. Velocidades máximas recomendadas para aplicaciones a baja velocidad***Fuente:** Handbook Carrier, 1980.

Para lograr que circulen los caudales propuestos en la red que se vaya a dimensionar, se deben cumplir con los siguientes requisitos:

- El ventilador debe poder vencer la presión total igual a la suma de las pérdidas de presión de la ruta crítica, así como en el retorno.
- La presión requerida en circuitos secundarios de suministro debe ser la misma. De no ser así, habrá que añadir los accesorios necesarios para que dicha pérdida de carga se cumpla (diafragmas, rejillas, compuertas de regulación. Para el caso de nuestros programas se usan los diafragmas). Otra forma de aumentar la pérdida de carga en las ramas que lo necesiten, sería estrechar los conductos de dichas ramas.

La selección de difusores se debe realizar de acuerdo con el caudal definido y la velocidad. Se debe tomar en cuenta el NC (noise criteria) del difusor según la aplicación para la cual está destinado.

Se realizó una simulación en Revit MEP del rediseño requerido para la cafetería de asociados. Se concluyó que la pérdida de fricción a través del diseño por fricción igual es de 0.4 pulgadas lineales de agua. Mientras que, por el método de recuperación estática, se estimó

una pérdida de fricción de 0,3 pulgadas lineales de agua. Este ducto diseñado por el método de fricción igual representaría un incremento en la potencia del ventilador de:

$$\% \text{ Incremento} = \frac{0,4 - 0,3}{0,3} * 100 = 33\%$$

Se debe recordar que el método de recuperación estática requiere ductos de mayor dimensión, tal y como se muestra en las propuestas de diseño de las siguientes figuras.

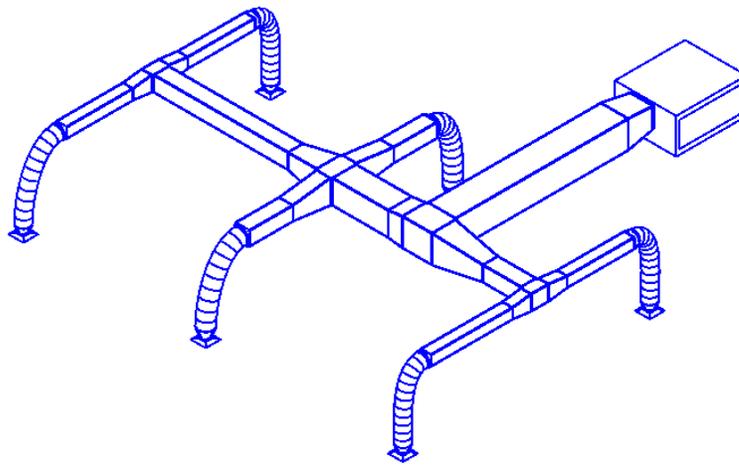


Figura 55. Propuesta de diseño por fricción igual

Fuente: Elaboración propia en Revit MEP

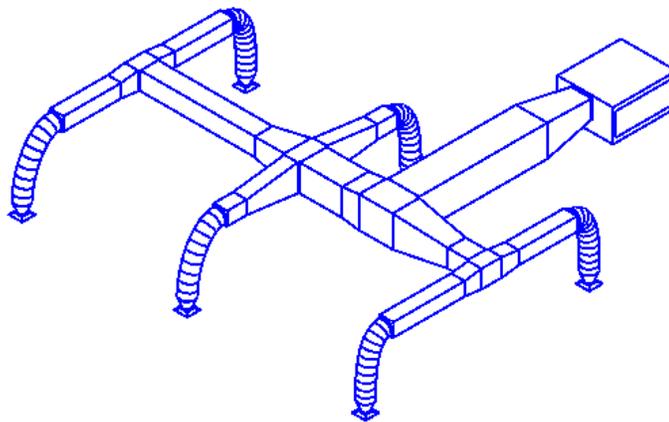


Figura 56. Propuesta de diseño por recuperación estática

Fuente: Elaboración propia en Revit MEP

5.9.1 Ductos textiles.

Para los recintos Gran Salón Nuevo y su antesala se propone una distribución de aire a través de ductos textiles. Estos recintos carecen de un cielorraso que permita hacer una distribución de ductos metálicos convencional (ver Figura 57).

La propuesta en ducto textil surge de la necesidad de hacer una instalación discreta porque el recinto se planea para salón de eventos. Además, una instalación en ducto textil implica inversiones menores. Tras realizar una cotización con la compañía BOS International se estimó la inversión para el ducto textil en \$4700. Esta inversión no incluye la adaptación en ductería rígida que se debe hacer en las manejadoras.



Figura 57. Espacio a acondicionar, Gran Salón Nuevo

Fuente: Fotografía tomada en sitio

Se presentó una propuesta de distribución de aire y con el tipo de perforación en los ductos para la aspersión del aire. La compañía realizó una propuesta diametral de los ductos que se muestra en la Figura 59.

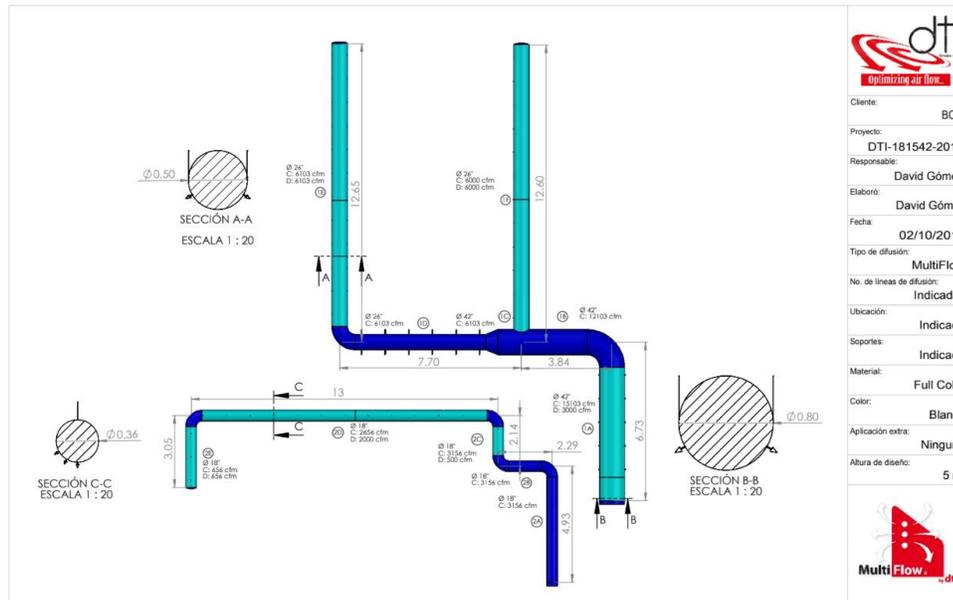


Figura 58. Propuesta de dimensionamiento de ductos de tela

Fuente: Elaboración por BOS International bajo propuesta de distribución propia

5.10 Planteamiento de presupuestos

Se debe contemplar las consideraciones que se hicieron para elaborar los presupuestos:

- Las cotizaciones que están en dólares, su precio final en colones dependerá del tipo de cambio.
- No se considera el costo de las tuberías ni accesorios que unen las unidades terminales con la tubería principal correspondiente. Se consideró que la ubicación está sujeta a cambios por el rediseño de ductos. Este costo debe incluirse en el rediseño de ductos.
- El precio de las unidades terminales está sujeto a cambios según potencia del ventilador requerida. Los precios enlistados corresponden a unidades con ventiladores para superar caída de presión de 0.6 pulgadas lineales de agua.
- No se incluye cableado (potencia o control). Se considera que se reaprovechará el cableado, entubado y tableros existentes (incluyendo desconectores).

- Cuando no se conoce costo por importación y nacionalización, se asume en un 30 % del costo del equipo.
- No se considera costos de nuevas losas de concreto para bombas y chillers.

5.10.1 Presupuesto tuberías y accesorios.

Se adjuntan tablas de costos de tuberías de PVC preaislada con poliuretano y chaqueta de PVC, tuberías de hierro negro SCH 40, sus accesorios de conexión, válvulas manuales de circuito y juntas de expansión para las bombas. Los precios para tubería de PVC preaislada se proporcionaron bajo cotización a TRUPECO (ver Anexo 53).

Tabla 36. Cuadro resumen tubería de PVC SDR 17 y accesorios

COSTO PVC			
TUBERIA			
ITEM	Cant. (tubos 6 m)	Precio Unitario	Precio Total
Tubo preaislado PVC SDR 17 8" camisa de 12"	23	746.97	17180.33
Tubo preaislado PVC SDR 17 6" camisa de 10"	47	511.85	24056.77
Tubo preaislado PVC SDR 17 4" camisa de 8"	38	308.9	11738.27
Tubo preaislado PVC SDR 17 3" camisa de 6"	6	200.27	1201.62
Tubo preaislado PVC SDR 17 2" camisa de 5"	4	146.25	584.99
ACCESORIOS			
ITEM	CANTIDAD	PRECIO UNITARIO	PRECIO TOTAL
Codo preaislado PVC SCH 40 4" x 90° camisa de 8"	16	35.01	560.2
Codo preaislado PVC SCH 40 6" x 90° camisa de 10"	27	66.42	1793.24
Codo preaislado PVC SCH 40 8" x 90° camisa de 12"	15	213.62	3204.31
Tee preaislada PVC SCH 40 4" camisa de 8"	9	44.58	401.21
Tee preaislada PVC SCH 40 6" camisa de 10"	19	102.38	1945.13
Tee preaislada PVC SCH 40 8" camisa de 12"	18	327.69	5898.36
Reducción tipo bushing sin pre aislar 2"x 1 1/2"	2	2.11	4.22
Reducción tipo bushing sin pre aislar 4"x 2"	2	9.09	18.18
Reducción tipo bushing sin pre aislar 4"x 2 1/2"	4	9.32	37.27
Reducción tipo bushing sin pre aislar 4"x 3"	4	10.01	40.03
Reducción tipo bushing sin pre aislar 6"x 4"	5	22.58	112.89
Reducción tipo bushing sin pre aislar 8"x 6"	9	75.15	676.31
Reducción tipo bushing sin pre aislar 8"x 4"	2	60	120
Subtotal (\$)			69575
Impuesto de venta		13%	9044
Total (\$)			78620

Fuente: Elaboración propia en Excel bajo cotización de TUPRECO

Tabla 37. Cuadro resumen tubería hierro negro y accesorios para circuito de condensado

TUBERIA HIERRO NEGRO			
ITEM	CANTIDAD	PRECIO (€/5.8metros)	PRECIO TOTAL
Tubería Hierro Negro, SCH-40 Soldable 10" (m)	87.1	250388.26	3758020.3
Codo Hierro Negro 90, SCH-40 Soldable 10"	17	35821.49	608965.3
T Hierro Negro, SCH-40 Soldable 10"	2	26982.53	53965.1
Codo Hierro Negro 45, SCH-40 Soldable 10"	2	22702.06	45404.1
Reducción Hierro Negro, SCH-40 Soldable 10"x8"	2	17194.17	34388.3
Tubería Hierro Negro, SCH-40 Soldable 8" (m)	73.6	201000	2613000.0
Codo Hierro Negro 90, SCH-40 Soldable 8"	30	27000	810000.0
T Hierro Negro, SCH-40 Soldable 8"	9	24000	216000.0
Subtotal			8139743.1
Impuesto Venta		13%	1058166.6
Total			9197909.7

Fuente: Elaboración propia en Excel bajo cotización de Tecnoval

Tabla 38. Cuadro resumen válvulas manuales y juntas de expansión para bombas

Válvulas manuales y juntas de expansión			
ITEM	CANTIDAD	PRECIO UNIT.	PRECIO TOTAL
Válvula mariposa Lug Genebre 2108 ^a , 4"	3	45947.5	137842.5
Válvula mariposa Lug Genebre 2108 ^a , 6"	14	86370.35	1209184.9
Válvula mariposa Lug Genebre 2108 ^a , 8"	18	129625.01	2333250.18
Junta expansión agua flanger Genebre 2831 ^a 150# 8"	24	86194.16	2068659.84
Junta expansión agua flanger Genebre 2831 ^a 150# 4"	2	37282.36	74564.72
Junta expansión agua flanger Genebre 2831 ^a 150# 6"	8	58038.22	464305.76
Subtotal			6287807.9
Impuesto Venta		13%	817415.027
Total			7105222.93

Fuente: Elaboración propia en Excel bajo cotización de Tecnoval

Se consultó con una empresa de diseño de sistemas HVAC sobre el costo aproximado de soportería. Como regla práctica de presupuestación, se estima a 7 dólares por cada metro lineal de tubería. La soportería se cotiza para la tubería de condensado y agua helada en casa máquinas. Se estima un valor aproximado 1675 dólares (alrededor de 1 millón de colones, dependiendo tipo de cambio).

En conjunto, se estima la inversión en de la tubería de agua helada, de la tubería del circuito de condensado, de válvulas manuales y juntas de expansión de bombas en un total de 107500 dólares.

5.10.2 Presupuesto unidades terminales, válvulas de balance y válvulas de corte.

Se adjunta tabla con precio suministro de unidades terminales seleccionadas. Se presenta el costo por cada unidad terminal. Además, se debe recordar que estas unidades fueron preseleccionadas; por lo tanto, su costo está sujeto a cambios según la potencia que se requiera por el ventilador.

Tabla 39. Cuadro resumen de unidades terminales por remplazar

Modelo	Cantidad	Precio Unit. (\$)	Precio Total
40RUSA25A1A6-0A0A0	9	8669.69	78027.21
40RUSA28A1A6-0A0A0	3	12000.57	36001.71
40RUSA12A1A6-0A0A0	7	5635.3	39447.1
40RUSA14A1A6-0A0A0	6	6410.94	38465.64
40RUS08A1A6-0A0A1	6	4585.01	27510.06
40RUSA10A1A6-0A0A0	1	4999.96	4999.96
40RUSA16A1A6-0A0A0	1	7045.61	7045.61
42DAA14BRCY6AYYY	1	2123.8	2123.8
40RUSA07A1A6-0A0A0	3	4085	12255
Subtotal (\$)			245876.1
Impuesto de venta		13%	31963.89
Total (\$)			277840

Fuente: Elaboración propia en Excel con precio lista Clima Ideal S.A.

El costo por instalación de cada unidad manejadora se estima en 250 dólares cada una, el costo de instalar las 37 manejadoras es de 9250 dólares (no se considera costo de ductos). Este monto cubre el costo por la instalación de válvulas de control, válvulas de corte y de balance.

Tabla 40. Cuadro resumen presupuesto válvulas de corte

Resumen presupuesto válvulas de corte				
Válvula	Tamaño	Cantidad	Costo Unitario	Costo Total
VB FLOWTEK S80 SS-316 2" 1000WOG	2"	13	68497	890461
VB FLOWTEK S80 SS-316 1-1/2 1000WOG	1-1/2"	15	45425	681375
VB FLOWTEK S-85 1-1/4 1000WOG	1-1/4"	9	46557	419013
Subtotal (colones)				1990849
Impuesto venta (colones)			13%	258810.37
Total (colones)				2249659.37

Fuente: Elaboración propia en Excel bajo cotización de Tecnosagot

Tabla 41. Cuadro resumen válvulas de balance

Resumen presupuesto válvulas de balance			
Modelo	Cantidad	Precio unitario	Precio Total
ACUF-200-AT-2	11	186.99	2056.91
ACUF-150-AT-2	20	130.42	2608.32
ACUF-125-AT-2	5	110.63	553.15
ACUF-100-AT-2	1	75.21	75.21
Total \$ (i.v.i)			5293.59

Fuente: Elaboración propia en Excel

El costo por unidades terminales, válvulas de balance y de corte y su instalación (incluyendo las válvulas de control) se estima en 296133 dólares.

5.10.3 Presupuesto control sistema constante.

El control de flujo se logra con válvulas de 3 vías se adjunta tabla de válvulas de 3 vías seleccionadas con su costo (proporcionado de manera confidencial).

Tabla 42. Cuadro resumen presupuesto válvulas de control de 3 vías

Resumen presupuesto válvulas de 3 vías				
Modelo	Actuador	Cantidad	Precio Unitario	Precio Total
B339	ARB24-SR	6	694.2	4165.2
B325*	LRB24-SR	5	489.06	2445.3
B331	ARB24-SR	5	534.3	2671.5
B330	ARB24-SR	3	691.08	2073.24
B338	ARB24-SR	12	691.08	8292.96
B320(B)	LRB24-SR	5	463.32	2316.6
B313(B)	TR24-SR	1	354.12	354.12
Total \$ (i.v.i)				22318.92

Fuente: Elaboración propia en Excel

5.10.4 Presupuesto control sistema variable.

El control se logra con válvulas de 2 vías. El presupuesto se incrementa por el control de caudal variable. En la Tabla 39 se muestra la estimación del costo por arrancadores y variadores de frecuencia.

Tabla 43. Cuadro resumen costo de arrancadores y variadores de frecuencia

Variadores de frecuencia y arrancadores					
Sistema	Cant.	Descripción	Modelo	Costo unitario	Costo Total
Bombas primario	6	Arrancador 7.5 hp, interiors	Siemens 3RW4024-1BB14	300	1800
Bombas Condensado	6	Arrancador 20 hp, interiors	Siemens 3RW4027-1BB14	450	2700
Bombas Golf	2	VFD 20 hp, interiors	TR200	3052	6104
Bombas Acceso	2	VFD 10 hp, interiors	TR200	2250	4500
Bomba Marina	1	VFD 10 hp, interiors	TR200	2250	2250
Torres enfriamiento	2	VFD 30 hp, interiors	TR200	4296	8592
Subtotal (\$)					25946
Impuesto de venta (\$)				13%	3372.98
Total (\$)					29318.98

Fuente: Elaboración propia en Excel

Se debe considerar el costo por el controlador, por los sensores diferenciales y la instalación. Se consultó con una empresa de automatización de sistemas HVAC (no se menciona nombre por confidencialidad) y se estimó en 10000 dólares el costo de la automatización con todos sus componentes, empleando un controlador CBS.

En la Tabla 44 se muestra la estimación del costo por válvulas de control de 2 vías. El costo unitario de las válvulas fue proporcionado confidencialmente. El control a caudal variable, se estima en 56308.4 dólares.

Tabla 44. Cuadro resumen presupuesto de válvulas de control de 2 vías

Resumen presupuesto válvulas de 2 vías				
Modelo	Actuador	Cantidad	Precio Unitario	Precio Total
B239	ARB24-SR	6	517.92	3107.52
B225*	LRB24-SR	5	386.1	1930.5
B231	ARB24-SR	5	510.9	2554.5
B230*	LRB24-SR	3	413.4	1240.2
B238	ARB24-SR	12	517.92	6215.04
B220(B)*	TRB24-SR	5	329.94	1649.7
B213(B)	TRB24-SR	1	292.5	292.5
Total \$ (i.v.i)				16989.96

Fuente: Elaboración propia en Excel

5.10.5 Presupuesto sistema de gestión del aire.

Tabla 45. Cuadro resumen presupuesto de sistema de gestión de aire para circuito de agua helada

Presupuesto sistemas de gestión del aire circuito agua helada		
Ítem	Modelo	Costo
Tanque de expansión	B200 Serie B ASME	1363
Válvula de venteo tanque expansión	B&G #87	34
Válvula de reducción de presión tanque expansión	FB-38TU (12psig)	37
Separador de aire coalescente	B&G CRS-6F-HV	7554
Válvula de venteo separador de aire	B&G #107A	274
Subtotal (\$)		9262
Costos por importación y nacionalización (\$)		3241.7
Total (\$)		12503.7

Fuente: Elaboración propia en Excel

Tabla 46. Cuadro resumen presupuesto de sistema de gestión de aire para torres cerradas

Presupuesto sistemas de gestión del aire circuito condensado		
Item	Modelo	Costo (\$)
Tanque de expansión	D60V Series D Vertical ASME	807
Válvula de venteo tanque expansion	B&G #87	34
Valvula de reducción de presión tanque expansion	FB-38TU (12psig)	37
Separador de aire coalescente	B&G CRS-8F-HV	15165
Válvula de venteo separador de aire	B&G #107A	274
Subtotal (\$)		16317
Costos por importación y nacionalización (\$)		5710.95
Total (\$)		22027.95

Fuente: Elaboración propia en Excel

5.10.6 Presupuesto sistema de condensación.

En el Anexo 56 se puede consultar la cotización de la torre abierta del fabricante MESAN USA, esta no incluye costos de impuestos de ventas. El costo estimado por ambas torres abiertas es de 63030 dólares.

Para la torre cerrada, el costo por compra a fábrica es de 202588 dólares (según cotización de Anexo 57). Esta cotización no contempla costos de importación y nacionalización, ni tampoco costo por impuesto de ventas. El costo aproximado por ambas torres cerradas es de 546000 dólares. Además, se debe incorporar el costo del tanque de expansión y del separador de aire.

5.10.7 Presupuesto chillers.

Los precios estimados según Clima Ideal S.A.

1)Chiller Carrier AquaForce 30XW costo individual sin impuesto de ventas es de 203275. El costo por 3 chillers con impuesto de venta sería de 689103 dólares.

2)Chiller AquaEdge 23XRV, tiene un costo individual aproximado de 223642, el costo por los tres chillers con impuesto de ventas sería de 758146 dólares.

5.10.8 Presupuesto bombas de circuito primario, circuito secundario y condensado.

A pesar de que las bombas de condensado ocupan diferente elevación de bombeo, por la diferencia entre un circuito abierto y uno cerrado, la bomba seleccionada para ambos escenarios es la misma; por lo tanto, su costo también es el mismo y esto implica que no se haga distinción en la presupuestación de las bombas. Se adjunta cuadro resumen costos de bombas y accesorios (Cuadro 47).

Tabla 47. Cuadro resumen costos de bombas y accesorios

Presupuesto bombas y accesorios						
Circuito	Ítem	Modelo	Serie	Cant.	Precio unitario	Precio total
Primarias	Bomba	4x4x9,5B	e-80	6	3033	18198
	Difusor de succión	BG_115121 - EE-3X	-	6	412	2472
	Válvula triple uso	BG_132163 - B&G 3DS-6B BALANCED Straight	-	3	1809	5427
Marina	Bomba	2.5 AC	e-1510	1	1900	1900
	Difusor de succión	BG_115104 - ED-3X	-	1	355	355
	Válvula triple uso	BG_132124 - 3DS-4S Straight	-	1	937	937
Acceso	Bomba	3 AD	e-1510	2	2703	5406
	Difusor de succión	BG_115123 - GE-3X	-	2	494	988
	Válvula triple uso	BG_132126 - 3DS-6S Straight	-	2	1520	3040
Golf	Bomba	2.5 AC	e-1510	2	1900	3800
	Difusor de succión	BG_115104 - ED-3X	-	2	355	710
	Válvula triple uso	BG_132124 - 3DS-4S Straight	-	2	937	1874
Condensado	Bomba	Model 4 x 4 x 7B,	e-80	6	4598	27588
	Difusor de succión	BG_115123 - GE-3X	-	6	494	2964
	Válvula triple uso	BG_132163 - B&G 3DS-6B BALANCED Straight	-	3	1809	5427
Subtotal (\$)						81086
Impuestos de importación y nacionalización (\$)						28380.1
Total (\$)						109466.1

Fuente: Elaboración propia en Excel

5.11 Presupuestos base según propuesta

5.11.1 Propuesta sencilla.

La propuesta sencilla corresponde a una continuidad del sistema actual. En la Tabla 48 se detallan los ítems que conforman estas propuestas y el presupuesto de inversión inicial necesario.

Tabla 48. Cuadro resumen de presupuesto de inversión inicial para propuesta sencilla

Ítem	Detalle	Precio (i.v.i)
1	Unidades terminales con válvulas de balance y de corte	296133
2	Lote de tuberías y accesorios	107500
3	Sistema gestión de aire agua helada	12503.7
4	Control Caudal Constante	22318.92
5	Torres de enfriamiento abiertas MESAN USA	63030
6	Strainer	1500
7	Chillers (30XW)	689103
8	Lote de bombas y accesorios	109466.1
9	Servicio de instalación	250000
Total (dólares)		1551554.72

Fuente: Elaboración propia en Excel

5.11.2 Propuesta eficiente.

Esta propuesta implica una inversión inicial más elevada. En términos de eficiencia, la teoría respalda que los elementos seleccionados, ofrecen un mejor desempeño al consumir considerablemente, menos potencia eléctrica para realizar la misma labor.

A pesar de que no demostraron sus beneficios económicos, en un determinado periodo de tiempo, este diseño representaría un importante ahorro económico y un menor impacto ambiental como consecuencia directa. Se detallan esta propuesta en la siguiente Tabla 49.

Tabla 49. Cuadro resumen de presupuesto de inversión inicial para propuesta eficiente

Ítem	Detalle	Precio (i.v.i)
1	Unidades terminales con válvulas de balance y de corte	296133
2	Lote de tuberías y accesorios	107500
3	Sistema gestión de aire agua helada	12503.7
4	Control Caudal Variable	56308.4
5	Torres de enfriamiento abiertas MESAN USA	63030
6	Strainer	1500
7	Chillers	758146
8	Lote de bombas y accesorios	109466.1
9	Servicio de instalación	250000
Total (dólares)		1654587.2

Fuente: Elaboración propia en Excel

5.11.3 Propuesta alternativa.

La propuesta alternativa corresponde al cambio de las torres de enfriamiento de circuito abierto por torres de circuito cerrado en la propuesta eficiente. Teóricamente, esta es la propuesta más eficiente e incluso tiene el menor impacto ambiental, pero su inversión inicial se eleva abruptamente por condiciones ya discutidas. Se adjunta tabla 50 con detalle de presupuesto.

Tabla 50. Cuadro resumen de presupuesto de inversión inicial para propuesta alternativa

Ítem	Detalle	Precio (i.v.i)
1	Unidades terminales con válvulas de balance y de corte	296133
2	Lote de tuberías y accesorios	107500
3	Sistema gestión de aire agua helada	12503.7
4	Control Caudal Variable	56308.4
5	Torres de enfriamiento cerradas BAC	568100
6	Sistema gestión de aire circuito condensado	22027.95
7	Chillers 23XRV	758146
8	Lote de bombas y accesorios	109466.1
9	Servicio de instalación	250000
Total (dólares)		2180185.15

Fuente: Elaboración propia en Excel

6 Conclusiones

- Se determinó que el desempeño del sistema hidrónico central de aire acondicionado actual es ineficiente, con un consumo promedio de potencia eléctrica por cada unidad de refrigeración generada para el chiller con mejor desempeño, mayor en 1.73 veces con respecto a su certificación AHRI.
- Se verificó que el sistema hidrónico de aire acondicionado actual es insuficiente para suplir la carga de enfriamiento requerida actualmente y, por lo tanto, la proyectada por ampliaciones.
- Se comprobó que 37 recintos de zonas comunes están recibiendo carga de enfriamiento menor a la requerida.
- Se realizaron tres propuestas de rediseño para solucionar la insuficiencia en capacidad de enfriamiento y de disipación de calor.
- Se rediseñó el anillo primario de agua y el circuito de condensado. Así como la mayor parte de la tubería Acceso.

7 Recomendaciones

- Solicitar a una consultora electromecánica un análisis detallado de retornos de inversión, esto para argumentar la propuesta de diseño que se seleccione.
- Se recomienda que el rediseño de ductos se haga por el método de recuperación estática, esto debido a los beneficios mencionados.
- En caso de emplear el sistema por bombeo a caudal variable, se recomienda se consultar el catálogo del fabricante de las válvulas de 3 vías de unidades que no serán modificadas para comprobar si admiten que se les restrinja el paso por la tercera vía y así se evita la compra de válvulas de control adicionales.
- Instalar purgas automáticas según concentraciones de dureza en el agua de las torres de enfriamiento abiertas para disminuir el consumo de agua de reposición.
- Instalar caudalímetros en la entrada de los condensadores y los evaporadores de los chiller para monitorear su desempeño.
- Instalar manómetros de presión en la succión y en la descarga de cada bomba para monitorear su desempeño.
- Programar el funcionamiento de 2 chillers a alto porcentaje y uno redundante para un comportamiento típico de carga térmica.

8 Anexos

TABLE 11—FITTING LOSSES IN EQUIVALENT FEET OF PIPE
Screwed, Welded, Flanged, Flared, and Brazed Connections

NOMINAL PIPE OR TUBE SIZE (in.)	SMOOTH BEND ELBOWS						SMOOTH BEND TEES			
	90° Std*	90° Long Red.†	90° Street*	45° Std*	45° Street*	180° Std*	Flow-Thru Branch	Straight-Thru Flow		
									No Reduction 	Reduced ¼ 
½	1.4	0.9	2.3	0.7	1.1	2.3	2.7	0.9	1.2	1.4
¾	1.6	1.0	2.5	0.8	1.3	2.5	3.0	1.0	1.4	1.6
1	2.0	1.4	3.2	0.9	1.6	3.2	4.0	1.4	1.9	2.0
1 ¼	2.6	1.7	4.1	1.3	2.1	4.1	5.0	1.7	2.3	2.6
1 ½	3.3	2.3	5.6	1.7	3.0	5.6	7.0	2.3	3.1	3.3
2	4.0	2.8	6.3	2.1	3.4	6.3	8.0	2.8	3.7	4.0
2 ½	5.0	3.3	8.2	2.6	4.5	8.2	10	3.3	4.7	5.0
3	6.0	4.1	10	3.2	5.2	10	12	4.1	5.6	6.0
3 ½	7.5	5.0	12	4.0	6.4	12	15	5.0	7.0	7.5
4	9.0	5.9	15	4.7	7.3	15	18	5.9	8.0	9.0
5	10	6.7	17	5.2	8.5	17	21	6.7	9.0	10
6	13	8.2	21	6.5	11	21	25	8.2	12	13
8	16	10	25	7.9	13	25	30	10	14	16
10	20	13	—	10	—	33	40	13	18	20
12	25	16	—	13	—	42	50	16	23	25
14	30	19	—	16	—	50	60	19	26	30
16	34	22	—	18	—	55	68	22	30	34
18	38	26	—	20	—	62	78	26	35	38
20	42	29	—	23	—	70	85	29	40	42
24	50	33	—	26	—	81	100	33	44	50
30	60	40	—	30	—	94	115	40	50	60

Anexo 1: Longitud equivalente de accesorios de tuberías para perdidas por fricción

Fuente: Handbook Carrier, 1980.

TABLE 10—VALVE LOSSES IN EQUIVALENT FEET OF PIPE*
Screwed, Welded, Flanged, and Flared Connections

NOMINAL PIPE OR TUBE SIZE (in.)	GLOBE†	60° - Y	45° - Y	ANGLE†	GATE††	SWING CHECK‡	LIFT CHECK
	½	17	8	6	6	0.8	3
¾	18	9	7	7	0.7	6	
1	22	11	9	9	0.9	8	
1 ¼	29	15	12	12	1.0	10	
1 ½	38	20	15	15	1.5	14	
2	43	24	18	18	1.8	16	
2 ½	55	30	24	24	2.3	20	
3	69	35	29	29	2.8	25	
3 ½	84	43	35	35	3.2	30	
4	100	50	41	41	4.0	35	
5	120	58	47	47	4.5	40	
6	140	71	58	58	6	50	
8	170	88	70	70	7	60	
10	220	115	85	85	9	80	
12	280	145	105	105	12	100	
14	320	165	130	130	13	130	
16	360	185	155	155	15	135	
18	410	210	180	180	17	150	
20	460	240	200	200	19	165	
24	520	275	235	235	22	200	
30	610	320	265	265	25	240	

*Losses are for all valves in fully open position.
 †These losses do not apply to valves with needle point type seats.
 ‡Losses also apply to the in-line, ball type check valve.
 **For "Y" pattern globe lift check valve with seat approximately equal to the nominal pipe diameter, use values of 60° "Y" valve for loss.
 ††Regular and short pattern plug cock valves, when fully open, have same loss as gate valve. For valve losses of short pattern plug cocks above 6 in., check manufacturer.

Anexo 2. Longitud equivalente de válvulas para perdidas por fricción

Fuente: Handbook Carrier, 1980.

Performance Summary For UMA-1

Project: Marriot Los Sueños
Prepared By: Ing. Mario Blanco Barquero

10/23/2018
10:11a.m.

System: 40RUS025
System Quantity: 9
Altitude: 0.0 ft

Indoor Unit Parameters

PartNumber: 40RUSA25T1A6-0A0A0
Unit Model: 40RUS
Unit Size: 20 Tons
No. of Splits: 2
Voltage: 460-3-60 V-Ph-Hz
Actual Airflow: 8000.0 CFM
Total Clg Cap.(Gross): 228.6 MBH
Sensible Clg Cap.(Gross): 176.7 MBH
Ent Air DB: 80.0 °F
Ent Air WB: 67.0 °F
Ent Enthalpy: 31.44 BTU/lb
Lvg Air DB: 59.8 °F
Lvg Air WB: 58.0 °F
Lvg Enthalpy: 25.09 BTU/lb
Coil Bypass Factor: 0.148
Fluid Flow Rate: 38.1 gpm
Ent Fluid Temp: 45.0 °F
Lvg Fluid Temp: 57.0 °F
Fluid Rise: 12.0 °F
Fluid PD: 4.9 ft wg
Fluid Type: Fresh Water
Fluid Conc: 0 %

Anexo 3. Submittal manejadora Carrier 40RUS025

Fuente: Facilitada por Clima Ideal S.A.

Performance Summary For UMA-2

Project: Marriot Los Sueños
Prepared By: Ing. Mario Blanco Barquero

10/23/2018
10:11a.m.

System: 40RUS028
System Quantity: 3
Altitude: 0.0 ft

Indoor Unit Parameters

PartNumber: 40RUSA28T1A6-0A0A0
Unit Model: 40RUS
Unit Size: 25 Tons
No. of Splits: 2
Voltage: 460-3-60 V-Ph-Hz
Actual Airflow: 12500.0 CFM
Total Clg Cap.(Gross): 325.2 MBH
Sensible Clg Cap.(Gross): 252.6 MBH
Ent Air DB: 80.0 °F
Ent Air WB: 67.0 °F
Ent Enthalpy: 31.44 BTU/lb
Lvg Air DB: 61.5 °F
Lvg Air WB: 58.9 °F
Lvg Enthalpy: 25.66 BTU/lb
Coil Bypass Factor: 0.217
Fluid Flow Rate: 54.2 gpm
Ent Fluid Temp: 45.0 °F
Lvg Fluid Temp: 57.0 °F
Fluid Rise: 12.0 °F
Fluid PD: 6.5 ft wg
Fluid Type: Fresh Water
Fluid Conc: 0 %

Anexo 4. Submittal manejadora Carrier, 40RUS025

Fuente: Facilitada por Clima Ideal S.A.

Performance Summary For UMA-3	
Project: Marriot Los Sueños	10/23/2018
Prepared By: Ing. Mario Blanco Barquero	10:11a.m.

System:.....40RUS012
 System Quantity:.....6
 Altitude:.....0.0 ft

Indoor Unit Parameters

PartNumber:.....40RUSA12T1A6-0A0A0
 Unit Model:.....40RUS
 Unit Size:.....10 Tons
 No. of Splits:.....1
 Voltage:.....460-3-60 V-Ph-Hz
 Actual Airflow:.....4000.0 CFM
 Total Clg Cap.(Gross):.....112.3 MBH
 Sensible Clg Cap.(Gross):.....89.7 MBH
 Ent Air DB:.....80.0 °F
 Ent Air WB:.....67.0 °F
 Ent Enthalpy:.....31.44 BTU/lb
 Lvg Air DB:.....59.5 °F
 Lvg Air WB:.....58.2 °F
 Lvg Enthalpy:.....25.20 BTU/lb
 Coil Bypass Factor:.....0.108
 Fluid Flow Rate:.....18.7 gpm
 Ent Fluid Temp:.....45.0 °F
 Lvg Fluid Temp:.....57.0 °F
 Fluid Rise:.....12.0 °F
 Fluid PD:.....2.6 ft wg
 Fluid Type:.....Fresh Water
 Fluid Conc:.....0 %

Anexo 5. Submittal manejadora carrier 40rus12

Fuente: Facilitada por Clima Ideal S.A.

Performance Summary For UMA-4	
Project: Marriot Los Sueños	10/23/2018
Prepared By: Ing. Mario Blanco Barquero	10:11a.m.

System:.....40RUS014
 System Quantity:.....6
 Altitude:.....0.0 ft

Indoor Unit Parameters

PartNumber:.....40RUSA14T1A6-0A0A0
 Unit Model:.....40RUS
 Unit Size:.....12.5 Tons
 No. of Splits:.....2
 Voltage:.....460-3-60 V-Ph-Hz
 Actual Airflow:.....5000.0 CFM
 Total Clg Cap.(Gross):.....146.7 MBH
 Sensible Clg Cap.(Gross):.....113.2 MBH
 Ent Air DB:.....80.0 °F
 Ent Air WB:.....67.0 °F
 Ent Enthalpy:.....31.44 BTU/lb
 Lvg Air DB:.....59.3 °F
 Lvg Air WB:.....57.8 °F
 Lvg Enthalpy:.....24.92 BTU/lb
 Coil Bypass Factor:.....0.129
 Fluid Flow Rate:.....24.4 gpm
 Ent Fluid Temp:.....45.0 °F
 Lvg Fluid Temp:.....57.0 °F
 Fluid Rise:.....12.0 °F
 Fluid PD:.....3.6 ft wg
 Fluid Type:.....Fresh Water
 Fluid Conc:.....0 %

Anexo 6. Submittal manejadora Carrier 40RUS14

Fuente: Facilitada por Clima Ideal S.A.

Performance Summary For UMA-5	
Project: Marriot Los Sueños	10/23/2018
Prepared By: Ing. Mario Blanco Barquero	10:11a.m.

System:..... **40RUS008**
 System Quantity:..... **8**
 Altitude:..... **0.0** ft

Indoor Unit Parameters

PartNumber:..... **40RUSA08T1A6-0A0A0**
 Unit Model:..... **40RUS**
 Unit Size:..... **7.5 Tons**
 No. of Splits:..... **1**
 Voltage:..... **460-3-60** V-Ph-Hz
 Actual Airflow:..... **3000.0** CFM
 Total Clg Cap.(Gross):..... **87.9** MBH
 Sensible Clg Cap.(Gross):..... **69.2** MBH
 Ent Air DB:..... **80.0** °F
 Ent Air WB:..... **67.0** °F
 Ent Enthalpy:..... **31.44** BTU/lb
 Lvg Air DB:..... **58.9** °F
 Lvg Air WB:..... **57.8** °F
 Lvg Enthalpy:..... **24.93** BTU/lb
 Coil Bypass Factor:..... **0.093**
 Fluid Flow Rate:..... **14.6** gpm
 Ent Fluid Temp:..... **45.0** °F
 Lvg Fluid Temp:..... **57.0** °F
 Fluid Rise:..... **12.0** °F
 Fluid PD:..... **2.0** ft wg
 Fluid Type:..... **Fresh Water**
 Fluid Conc:..... **0** %

Anexo 7. Submittal manejadora Carrier 40RUS14

Fuente: Facilitada por Clima Ideal S.A.

Performance Summary For UMA-6	
Project: Marriot Los Sueños	10/23/2018
Prepared By: Ing. Mario Blanco Barquero	10:11a.m.

System:..... **40RUS010**
 System Quantity:..... **1**
 Altitude:..... **0.0** ft

Indoor Unit Parameters

PartNumber:..... **40RUSA10T1A6-0A0A0**
 Unit Model:..... **40RUS**
 Unit Size:..... **8.5 Tons**
 No. of Splits:..... **1**
 Voltage:..... **460-3-60** V-Ph-Hz
 Actual Airflow:..... **3750.0** CFM
 Total Clg Cap.(Gross):..... **104.9** MBH
 Sensible Clg Cap.(Gross):..... **83.9** MBH
 Ent Air DB:..... **80.0** °F
 Ent Air WB:..... **67.0** °F
 Ent Enthalpy:..... **31.44** BTU/lb
 Lvg Air DB:..... **59.5** °F
 Lvg Air WB:..... **58.2** °F
 Lvg Enthalpy:..... **25.22** BTU/lb
 Coil Bypass Factor:..... **0.109**
 Fluid Flow Rate:..... **17.5** gpm
 Ent Fluid Temp:..... **45.0** °F
 Lvg Fluid Temp:..... **57.0** °F
 Fluid Rise:..... **12.0** °F
 Fluid PD:..... **2.5** ft wg
 Fluid Type:..... **Fresh Water**
 Fluid Conc:..... **0** %

Anexo 8. Submittal manejadora Carrier 40RUS14

Fuente: Facilitada por Clima Ideal S.A.

Performance Summary For UMA-7

Project: Marriot Los Sueños 10/23/2018
 Prepared By: Ing. Mario Blanco Barquero 10:11a.m.

System:.....40RUS016
 System Quantity:.....1
 Altitude:.....0.0 ft

Indoor Unit Parameters

PartNumber:.....40RUSA16T1A6-0A0A0
 Unit Model:.....40RUS
 Unit Size:.....15 Tons
 No. of Splits:.....2
 Voltage:.....460-3-60 V-Ph-Hz
 Actual Airflow:.....6000.0 CFM
 Total Clg Cap.(Gross):.....176.1 MBH
 Sensible Clg Cap.(Gross):.....135.8 MBH
 Ent Air DB:.....80.0 °F
 Ent Air WB:.....67.0 °F
 Ent Enthalpy:.....31.44 BTU/lb
 Lvg Air DB:.....59.3 °F
 Lvg Air WB:.....57.8 °F
 Lvg Enthalpy:.....24.92 BTU/lb
 Coil Bypass Factor:.....0.129
 Fluid Flow Rate:.....29.3 gpm
 Ent Fluid Temp:.....45.0 °F
 Lvg Fluid Temp:.....57.0 °F
 Fluid Rise:.....12.0 °F
 Fluid PD:.....3.6 ft wg
 Fluid Type:.....Fresh Water
 Fluid Conc:.....0 %

Anexo 9. Submittal manejadora Carrier 40RUS14

Fuente: Facilitada por Clima Ideal S.A.

Performance Summary For FC-1

Project: Marriot Los Sueños 10/23/2018
 Prepared By: Ing. Mario Blanco Barquero 09:06a.m.

Unit Parameters

Tag Name:.....FC-1
 Quantity:.....1
 Unit Model:.....42DAA14BRCY6YYC
 Unit Type:.....42DA Ducted, Ceiling, Furred-In
 Unit Size:.....1400 CFM
 System Type:.....2-Pipe Cooling Only
 Cooling Coil:.....Cold Fluid Cooling
 Cooling Coil Rows:.....4 rows
 Coil Hand:.....Right Hand
 Coil Wrapping:.....None
 Shipping Options:.....Standard
 Fan Speed:.....High
 Motor/Drive:.....PSC Motor

Unit Performance

Actual Airflow:.....1,867.0 CFM
 Altitude:.....0 ft
 External Static Pressure:......30 in wg
 Voltage:.....115-1-60 (PSC Std) V-Ph-Hz

Cooling Data

Coil Type:.....Cold Fluid Cooling
 Coil Rows:.....4 rows
 Fluid Type:.....Fresh Water
 Total Capacity:.....53,872 BTU/hr
 Sensible Capacity:.....41,308 BTU/hr
 Entering Air Dry Bulb Temperature:.....80.0 F
 Entering Air Wet Bulb Temperature:.....67.0 F
 Leaving Air Dry Bulb Temperature:.....59.9 F
 Leaving Air Wet Bulb Temperature:.....58.0 F
 Fluid Flow Rate:.....10.7 gpm
 Fluid Pressure Drop:.....13.32 ft wg
 Fluid Entering Temperature:.....45.0 F
 Fluid Leaving Temperature:.....55.0 F

Electrical Data

Motor Voltage:.....115-1-60 (PSC Std) V-Ph-Hz
 Motor FLA:.....7
 Contact ProdMktg for electrical values.

Anexo 10. Submittal fancoil Carrier 42DAA14

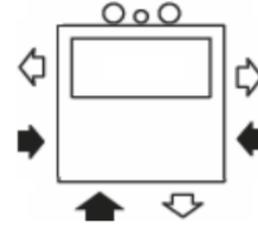
Fuente: Facilitada por Clima Ideal S.A.

Model: MUY04	Project Name: Marriott Los Suenos CR II	Contract No:
Unit Tag:	Project Location:	Printed Date: 5/17/2018 9:33 AM
Schedule Data	Sold To: Jose Ramos - 9563692343 -	Selection Date: 4/26/18 2:50 PM
	PO No:	Last Revision: 5/17/18 9:33 AM

Airflow:	490 CFM	Quantity:	15
Total:	14353 BTUH	Fan	H
Sensible:	12178 BTUH		

Unit Configuration	
Coil Hand:	Height: 88
Supply Grille 1:	Width: 17
Supply Grille	Depth: 17
Return:	Stamped Panel (#1) Weight: 225

Performance Data		2-Pipe Hydronic Cooling Only	
Fan		Cooling	
Altitude:	0 Ft	EAT DB/WB:	75.4 / 61.9 F
Airflow Rate:	490 CFM	LAT DB/WB:	52.5 / 51.4 F
External:	0.0 in WC	Total Capacity:	14353 BTUH
Coil Face Vel:	254 Ft/Min	Sensible:	12178 BTUH
Motor Type:	PSC Standard	EWT/LWT:	44.0 / 56.0 F
Unit Voltage:	115/1/60	Fluid Flow:	2.4 GPM
Unit FLA:	1.2 Amps	Fluid P.D.:	6.9 Ft WC
Unit MCA:	0.0 Amps	Rows:	4
Motor Watts:	0.0 W	Fluid Type:	Water



Anexo 11. Ficha técnica fancoil IEC MUY04

Fuente: Facilitada por Enjoy Group

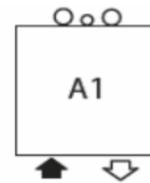
Model: MPY06	Project Name: Marriott Los Suenos CR II	Contract No:
Unit Tag: PRESIDENCIAL	Project Location:	Printed Date: 5/17/2018 9:33 AM
Schedule Data	Sold To: Jose Ramos - 9563692343 -	Selection Date: 4/26/18 2:50 PM
	PO No:	Last Revision: 5/17/18 9:33 AM

Airflow:	561 CFM	Quantity:	3
Total:	16731 BTUH	Fan	H
Sensible:	14090 BTUH		

Unit Configuration	
Coil Hand:	Height: 88
Supply Grille 1:	Width: 20
Supply Grille	Depth: 20
Return:	Stamped Panel and Frame (#4) Weight: 240

Performance Data		2-Pipe Hydronic Cooling Only	
Fan		Cooling	
Altitude:	0 Ft	EAT DB/WB:	75.4 / 61.9 F
Airflow Rate:	561 CFM	LAT DB/WB:	52.2 / 51.2 F
External:	0.0 in WC	Total Capacity:	16731 BTUH
Coil Face Vel:	194 Ft/Min	Sensible:	14090 BTUH
Motor Type:	PSC Standard	EWT/LWT:	44.0 / 56.0 F
Unit Voltage:	115/1/60	Fluid Flow:	2.8 GPM
Unit FLA:	1.3 Amps	Fluid P.D.:	3.9 Ft WC
Unit MCA:	0.0 Amps	Rows:	4
Motor Watts:	119.0 W	Fluid Type:	Water

Sound Power							
	Octave Band (dB Re 10 ⁻¹⁴ Watts)						
Frequency:	125	250	500	1K	2K	4K	8K
Casing:	69	58	53	46	41	38	37
Discharge:	58	55	48	38	33	34	37



Anexo 12. Ficha técnica Fancoil IEC MUY06

Fuente: Facilitada por Enjoy Group

Air System Sizing Summary for LSM_N2 Antesala Gran Salon new

Project Name: 1880_Marriott Los Sueños_v3
Prepared by: Termo Aire

05/22/2018
08:24AM

Air System Information

Air System Name **LSM_N2 Antesala Gran Salon new**
Equipment Class **CW AHU**
Air System Type **SZCAV**

Number of zones 1
Floor Area **1000.0** ft²
Location **Puntarenas, Costa Rica**

Sizing Calculation Information

Calculation Months **Jan to Dec**
Sizing Data **Calculated**

Zone CFM Sizing **Peak zone sensible load**
Space CFM Sizing **Individual peak space loads**

Central Cooling Coil Sizing Data

Total coil load **7.6** Tons
Total coil load **90.8** MBH
Sensible coil load **69.0** MBH
Coil CFM at Aug 1300 **3156** CFM
Max block CFM at Aug 1300 **3156** CFM
Sum of peak zone CFM **3254** CFM
Sensible heat ratio **0.761**
CFM/Ton **417.2**
ft²/Ton **132.2**
BTU/(hr-ft²) **90.8**
Water flow @ 12.0 °F rise **15.14** gpm

Load occurs at **Aug 1300**
OA DB / WB **97.0 / 83.7** °F
Entering DB / WB **75.0 / 63.7** °F
Leaving DB / WB **54.7 / 53.7** °F
Coil ADP **52.5** °F
Bypass Factor **0.100**
Resulting RH **51** %
Design supply temp. **55.0** °F
Zone T-stat Check **0 of 1** OK
Max zone temperature deviation **0.3** °F

Supply Fan Sizing Data

Actual max CFM at Aug 1300 **3156** CFM
Standard CFM **3155** CFM
Actual max CFM/ft² **3.16** CFM/ft²

Fan motor BHP **n/a**
Fan motor kW **2.47** kW

Outdoor Ventilation Air Data

Design airflow CFM **227** CFM
CFM/ft² **0.23** CFM/ft²

CFM/person **6.80** CFM/person

Anexo 13. Criterios de diseño Antesala Gran Salón New

Fuente: Termo Aire S.A.

Air System Sizing Summary for LSM_N2 Gran Salon New

Project Name: 1880_Marriott Los Sueños_v3
Prepared by: Termo Aire

05/22/2018
08:24AM

Air System Information

Air System Name **LSM_N2 Gran Salon New**
Equipment Class **CW AHU**
Air System Type **SZCAV**

Number of zones 1
Floor Area **4000.0** ft²
Location **Puntarenas, Costa Rica**

Sizing Calculation Information

Calculation Months **Jan to Dec**
Sizing Data **Calculated**

Zone CFM Sizing **Peak zone sensible load**
Space CFM Sizing **Individual peak space loads**

Central Cooling Coil Sizing Data

Total coil load **40.4** Tons
Total coil load **484.8** MBH
Sensible coil load **349.7** MBH
Coil CFM at Aug 1300 **15103** CFM
Max block CFM at Aug 1300 **15103** CFM
Sum of peak zone CFM **15570** CFM
Sensible heat ratio **0.721**
CFM/Ton **373.9**
ft²/Ton **99.0**
BTU/(hr-ft²) **121.2**
Water flow @ 12.0 °F rise **80.84** gpm

Load occurs at **Aug 1300**
OA DB / WB **97.0 / 83.7** °F
Entering DB / WB **75.4 / 64.1** °F
Leaving DB / WB **53.9 / 52.9** °F
Coil ADP **51.5** °F
Bypass Factor **0.100**
Resulting RH **50** %
Design supply temp. **55.0** °F
Zone T-stat Check **1 of 1** OK
Max zone temperature deviation **0.0** °F

Supply Fan Sizing Data

Actual max CFM at Aug 1300 **15103** CFM
Standard CFM **15097** CFM
Actual max CFM/ft² **3.78** CFM/ft²

Fan motor BHP **n/a**
Fan motor kW **11.46** kW

Outdoor Ventilation Air Data

Design airflow CFM **1573** CFM
CFM/ft² **0.39** CFM/ft²

CFM/person **5.90** CFM/person

Anexo 14. Criterios de diseño Gran Salón New

Fuente: Facilitado por Termo Aire S.A.

Air System Sizing Summary for LSM_N1_Lavanderia

Project Name: 1880_Marriott Los Sueños_v3 05/22/2018
 Prepared by: Termo Aire 08:24AM

Air System Information

Air System Name **LSM_N1_Lavanderia**
 Equipment Class **CW AHU**
 Air System Type **SZCAV**

Number of zones **1**
 Floor Area **1833.0** ft²
 Location **Puntarenas, Costa Rica**

Sizing Calculation Information

Calculation Months **Jan to Dec**
 Sizing Data **Calculated**

Zone CFM Sizing **Peak zone sensible load**
 Space CFM Sizing **Individual peak space loads**

Central Cooling Coil Sizing Data

Total coil load **19.7** Tons
 Total coil load **236.0** MBH
 Sensible coil load **149.6** MBH
 Coil CFM at Jul 1200 **5432** CFM
 Max block CFM at Jul 1800 **5432** CFM
 Sum of peak zone CFM **5600** CFM
 Sensible heat ratio **0.634**
 CFM/Ton **276.2**
 ft²/Ton **93.2**
 BTU/(hr-ft²) **128.7**
 Water flow @ 12.0 °F rise **39.35** gpm

Load occurs at **Jul 1200**
 OA DB / WB **95.2 / 83.3** °F
 Entering DB / WB **79.7 / 67.7** °F
 Leaving DB / WB **54.2 / 53.3** °F
 Coil ADP **51.4** °F
 Bypass Factor **0.100**
 Resulting RH **52** %
 Design supply temp. **55.0** °F
 Zone T-stat Check **1 of 1** OK
 Max zone temperature deviation **0.0** °F

Supply Fan Sizing Data

Actual max CFM at Jul 1800 **5432** CFM
 Standard CFM **5430** CFM
 Actual max CFM/ft² **2.96** CFM/ft²

Fan motor BHP **n/a**
 Fan motor kW **4.15** kW

Outdoor Ventilation Air Data

Design airflow CFM **430** CFM
 CFM/ft² **0.23** CFM/ft²

CFM/person **26.57** CFM/person

Anexo 15. Criterios de diseño Lavandería

Fuente: Facilitado por Termo Aire S.A.

Air System Sizing Summary for LSM_N2 Antesala Gran Salon

Project Name: 1880_Marriott Los Sueños_v3 05/22/2018
 Prepared by: Termo Aire 08:24AM

Air System Information

Air System Name **LSM_N2 Antesala Gran Salon**
 Equipment Class **CW AHU**
 Air System Type **SZCAV**

Number of zones **1**
 Floor Area **3585.0** ft²
 Location **Puntarenas, Costa Rica**

Sizing Calculation Information

Calculation Months **Jan to Dec**
 Sizing Data **Calculated**

Zone CFM Sizing **Peak zone sensible load**
 Space CFM Sizing **Individual peak space loads**

Central Cooling Coil Sizing Data

Total coil load **21.6** Tons
 Total coil load **259.6** MBH
 Sensible coil load **182.6** MBH
 Coil CFM at Jul 1400 **8093** CFM
 Max block CFM at Jul 1300 **8093** CFM
 Sum of peak zone CFM **8344** CFM
 Sensible heat ratio **0.703**
 CFM/Ton **374.1**
 ft²/Ton **165.7**
 BTU/(hr-ft²) **72.4**
 Water flow @ 12.0 °F rise **43.29** gpm

Load occurs at **Jul 1400**
 OA DB / WB **98.2 / 83.9** °F
 Entering DB / WB **75.6 / 64.7** °F
 Leaving DB / WB **54.7 / 53.7** °F
 Coil ADP **52.4** °F
 Bypass Factor **0.100**
 Resulting RH **53** %
 Design supply temp. **55.0** °F
 Zone T-stat Check **0 of 1** OK
 Max zone temperature deviation **0.1** °F

Supply Fan Sizing Data

Actual max CFM at Jul 1300 **8093** CFM
 Standard CFM **8090** CFM
 Actual max CFM/ft² **2.26** CFM/ft²

Fan motor BHP **n/a**
 Fan motor kW **6.19** kW

Outdoor Ventilation Air Data

Design airflow CFM **813** CFM
 CFM/ft² **0.23** CFM/ft²

CFM/person **6.80** CFM/person

Anexo 16. Criterios de diseño Antesala Gran Salón

Fuente: Facilitado por Termo Aire S.A.

Air System Sizing Summary for LSM_N2_Salas de Reun 63m (x2)

Project Name: 1880_Marriott Los Sueños_v3 05/22/2018
 Prepared by: Termo Aire 08:25AM

Air System Information

Air System Name **LSM_N2_Salas de Reun 63m (x2)**
 Equipment Class **CW AHU**
 Air System Type **SZCAV**

Number of zones **1**
 Floor Area **675.0** ft²
 Location **Puntarenas, Costa Rica**

Sizing Calculation Information

Calculation Months **Jan to Dec**
 Sizing Data **Calculated**

Zone CFM Sizing **Sum of space airflow rates**
 Space CFM Sizing **Individual peak space loads**

Central Cooling Coil Sizing Data

Total coil load **6.5** Tons
 Total coil load **78.0** MBH
 Sensible coil load **51.2** MBH
 Coil CFM at Aug 1300 **2168** CFM
 Max block CFM **2168** CFM
 Sum of peak zone CFM **2168** CFM
 Sensible heat ratio **0.656**
 CFM/Ton **333.3**
 ft²/Ton **103.8**
 BTU/(hr-ft²) **115.6**
 Water flow @ 10.0 °F rise **15.62** gpm

Load occurs at **Aug 1300**
 OA DB / WB **97.0 / 83.7** °F
 Entering DB / WB **76.6 / 66.0** °F
 Leaving DB / WB **54.8 / 53.9** °F
 Coil ADP **52.3** °F
 Bypass Factor **0.100**
 Resulting RH **55** %
 Design supply temp. **55.0** °F
 Zone T-stat Check **0 of 1** OK
 Max zone temperature deviation **0.1** °F

Supply Fan Sizing Data

Actual max CFM **2168** CFM
 Standard CFM **2167** CFM
 Actual max CFM/ft² **3.21** CFM/ft²

Fan motor BHP **n/a**
 Fan motor kW **1.70** kW

Outdoor Ventilation Air Data

Design airflow CFM **278** CFM
 CFM/ft² **0.41** CFM/ft²

CFM/person **6.18** CFM/person

Anexo 17. Criterios de diseño Salones Los Escondido

Fuente: Facilitado por Termo Aire S.A.

Air System Sizing Summary for LSM_N2 Patio Salon (x1)

Project Name: 1880_Marriott Los Sueños_v3 05/22/2018
 Prepared by: Termo Aire 08:24AM

Air System Information

Air System Name **LSM_N2 Patio Salon (x1)**
 Equipment Class **CW AHU**
 Air System Type **SZCAV**

Number of zones **1**
 Floor Area **1160.0** ft²
 Location **Puntarenas, Costa Rica**

Sizing Calculation Information

Calculation Months **Jan to Dec**
 Sizing Data **Calculated**

Zone CFM Sizing **Peak zone sensible load**
 Space CFM Sizing **Individual peak space loads**

Central Cooling Coil Sizing Data

Total coil load **12.9** Tons
 Total coil load **154.5** MBH
 Sensible coil load **115.2** MBH
 Coil CFM at Jul 1400 **5048** CFM
 Max block CFM at Jul 1300 **5048** CFM
 Sum of peak zone CFM **5204** CFM
 Sensible heat ratio **0.746**
 CFM/Ton **392.2**
 ft²/Ton **90.1**
 BTU/(hr-ft²) **133.2**
 Water flow @ 12.0 °F rise **25.76** gpm

Load occurs at **Jul 1400**
 OA DB / WB **98.2 / 83.9** °F
 Entering DB / WB **75.2 / 63.7** °F
 Leaving DB / WB **54.0 / 53.0** °F
 Coil ADP **51.7** °F
 Bypass Factor **0.100**
 Resulting RH **50** %
 Design supply temp. **55.0** °F
 Zone T-stat Check **1 of 1** OK
 Max zone temperature deviation **0.0** °F

Supply Fan Sizing Data

Actual max CFM at Jul 1300 **5048** CFM
 Standard CFM **5046** CFM
 Actual max CFM/ft² **4.35** CFM/ft²

Fan motor BHP **n/a**
 Fan motor kW **3.96** kW

Outdoor Ventilation Air Data

Design airflow CFM **456** CFM
 CFM/ft² **0.39** CFM/ft²

CFM/person **5.90** CFM/person

Anexo 18. Criterios de diseño Patio Salón 1

Fuente: Facilitado por Termo Aire S.A.

Air System Sizing Summary for LSM_N2 Patio Salon (x2)		
Project Name: 1880_Marriott Los Sueños_v3		05/22/2018
Prepared by: Termo Aire		08:24AM

Air System Information

Air System Name **LSM_N2 Patio Salon (x2)**
 Equipment Class **CW AHU**
 Air System Type **SZCAV**

Number of zones 1
 Floor Area **1060.0** ft²
 Location **Puntarenas, Costa Rica**

Sizing Calculation Information

Calculation Months **Jan to Dec**
 Sizing Data **Calculated**

Zone CFM Sizing **Peak zone sensible load**
 Space CFM Sizing **Individual peak space loads**

Central Cooling Coil Sizing Data

Total coil load **11.3** Tons
 Total coil load **135.3** MBH
 Sensible coil load **99.0** MBH
 Coil CFM at Aug 1300 **4240** CFM
 Max block CFM at Aug 1300 **4240** CFM
 Sum of peak zone CFM **4371** CFM
 Sensible heat ratio **0.732**
 CFM/Ton **376.1**
 ft²/Ton **94.0**
 BTU/(hr-ft²) **127.6**
 Water flow @ 12.0 °F rise **22.56** gpm

Load occurs at **Aug 1300**
 OA DB / WB **97.0 / 83.7** °F
 Entering DB / WB **74.8 / 63.4** °F
 Leaving DB / WB **53.2 / 52.2** °F
 Coil ADP **50.8** °F
 Bypass Factor **0.100**
 Resulting RH **50** %
 Design supply temp. **55.0** °F
 Zone T-stat Check **1 of 1** OK
 Max zone temperature deviation **0.0** °F

Supply Fan Sizing Data

Actual max CFM at Aug 1300 **4240** CFM
 Standard CFM **4238** CFM
 Actual max CFM/ft² **4.00** CFM/ft²

Fan motor BHP **n/a**
 Fan motor kW **3.32** kW

Outdoor Ventilation Air Data

Design airflow CFM **417** CFM
 CFM/ft² **0.39** CFM/ft²

CFM/person **5.90** CFM/person

Anexo 19. Criterios de diseño Patio Salón 2 y 3

Fuente: Facilitado por Termo Aire S.A.

Air System Sizing Summary for LSM_N1 Rest.Casual 1 rst		
Project Name: 1880_Marriott Los Sueños_v3		05/22/2018
Prepared by: Termo Aire		08:24AM

Air System Information

Air System Name **LSM_N1 Rest.Casual 1 rst**
 Equipment Class **CW AHU**
 Air System Type **SZCAV**

Number of zones 1
 Floor Area **3982.6** ft²
 Location **Puntarenas, Costa Rica**

Sizing Calculation Information

Calculation Months **Jan to Dec**
 Sizing Data **Calculated**

Zone CFM Sizing **Peak zone sensible load**
 Space CFM Sizing **Individual peak space loads**

Central Cooling Coil Sizing Data

Total coil load **44.6** Tons
 Total coil load **535.1** MBH
 Sensible coil load **337.2** MBH
 Coil CFM at Jul 1500 **13249** CFM
 Max block CFM at Jul 1600 **13249** CFM
 Sum of peak zone CFM **13659** CFM
 Sensible heat ratio **0.630**
 CFM/Ton **297.1**
 ft²/Ton **89.3**
 BTU/(hr-ft²) **134.4**
 Water flow @ 12.0 °F rise **89.24** gpm

Load occurs at **Jul 1500**
 OA DB / WB **98.6 / 84.0** °F
 Entering DB / WB **78.2 / 67.2** °F
 Leaving DB / WB **54.6 / 53.8** °F
 Coil ADP **52.0** °F
 Bypass Factor **0.100**
 Resulting RH **52** %
 Design supply temp. **55.0** °F
 Zone T-stat Check **0 of 1** OK
 Max zone temperature deviation **0.1** °F

Supply Fan Sizing Data

Actual max CFM at Jul 1600 **13249** CFM
 Standard CFM **13245** CFM
 Actual max CFM/ft² **3.33** CFM/ft²

Fan motor BHP **n/a**
 Fan motor kW **10.06** kW

Outdoor Ventilation Air Data

Design airflow CFM **2667** CFM
 CFM/ft² **0.67** CFM/ft²

CFM/person **10.26** CFM/person

Anexo 20. Criterios de diseño Restaurante Hacienda Kitchen

Fuente: Facilitado por Termo Aire S.A.

Air System Sizing Summary for LSM_N1_Cafeteria Empleados

Project Name: 1880_Marriott Los Sueños_v3 05/22/2018
 Prepared by: Termino Aire 08:24AM

Air System Information

Air System Name **LSM_N1_Cafeteria Empleados**
 Equipment Class **CW AHU**
 Air System Type **SZCAV**

Number of zones **1**
 Floor Area **1522.2** ft²
 Location **Puntarenas, Costa Rica**

Sizing Calculation Information

Calculation Months **Jan to Dec**
 Sizing Data **Calculated**

Zone CFM Sizing **Peak zone sensible load**
 Space CFM Sizing **Individual peak space loads**

Central Cooling Coil Sizing Data

Total coil load **12.4** Tons
 Total coil load **148.5** MBH
 Sensible coil load **85.1** MBH
 Coil CFM at Jul 1500 **2765** CFM
 Max block CFM at Jul 1800 **2765** CFM
 Sum of peak zone CFM **2851** CFM
 Sensible heat ratio **0.573**
 CFM/Ton **223.5**
 ft²/Ton **123.0**
 BTU/(hr-ft²) **97.5**
 Water flow @ 12.0 °F rise **24.76** gpm

Load occurs at **Jul 1500**
 OA DB / WB **98.6 / 84.0** °F
 Entering DB / WB **82.3 / 70.3** °F
 Leaving DB / WB **53.8 / 53.0** °F
 Coil ADP **50.6** °F
 Bypass Factor **0.100**
 Resulting RH **50** %
 Design supply temp. **55.0** °F
 Zone T-stat Check **1 of 1** OK
 Max zone temperature deviation **0.0** °F

Supply Fan Sizing Data

Actual max CFM at Jul 1800 **2765** CFM
 Standard CFM **2764** CFM
 Actual max CFM/ft² **1.82** CFM/ft²

Fan motor BHP **n/a**
 Fan motor kW **2.17** kW

Outdoor Ventilation Air Data

Design airflow CFM **799** CFM
 CFM/ft² **0.52** CFM/ft²

CFM/person **11.41** CFM/person

Anexo 21. Criterios de diseño Cafetería Asociados

Fuente: Facilitado por Termino Aire S.A.

Air System Sizing Summary for LSM_N1_Cocina General 1rst

Project Name: 1880_Marriott Los Sueños_v3 05/22/2018
 Prepared by: Termino Aire 08:24AM

Air System Information

Air System Name **LSM_N1_Cocina General 1rst**
 Equipment Class **CW AHU**
 Air System Type **SZCAV**

Number of zones **1**
 Floor Area **4974.0** ft²
 Location **Puntarenas, Costa Rica**

Sizing Calculation Information

Calculation Months **Jan to Dec**
 Sizing Data **Calculated**

Zone CFM Sizing **Peak zone sensible load**
 Space CFM Sizing **Individual peak space loads**

Central Cooling Coil Sizing Data

Total coil load **41.2** Tons
 Total coil load **494.4** MBH
 Sensible coil load **310.8** MBH
 Coil CFM at Jul 1400 **11090** CFM
 Max block CFM at Jul 1800 **11090** CFM
 Sum of peak zone CFM **11433** CFM
 Sensible heat ratio **0.629**
 CFM/Ton **269.2**
 ft²/Ton **120.7**
 BTU/(hr-ft²) **99.4**
 Water flow @ 12.0 °F rise **82.45** gpm

Load occurs at **Jul 1400**
 OA DB / WB **98.2 / 83.9** °F
 Entering DB / WB **79.8 / 67.8** °F
 Leaving DB / WB **53.9 / 53.0** °F
 Coil ADP **51.0** °F
 Bypass Factor **0.100**
 Resulting RH **51** %
 Design supply temp. **55.0** °F
 Zone T-stat Check **1 of 1** OK
 Max zone temperature deviation **0.0** °F

Supply Fan Sizing Data

Actual max CFM at Jul 1800 **11090** CFM
 Standard CFM **11086** CFM
 Actual max CFM/ft² **2.23** CFM/ft²

Fan motor BHP **n/a**
 Fan motor kW **8.42** kW

Outdoor Ventilation Air Data

Design airflow CFM **1647** CFM
 CFM/ft² **0.33** CFM/ft²

CFM/person **53.13** CFM/person

Anexo 22. Criterios de diseño Cocina General

Fuente: Facilitado por Termino Aire S.A.

Air System Sizing Summary for LSM_N1_Pasteleria 1rst		05/22/2018
Project Name: 1880_Marriott Los Sueños_v3		08:24AM
Prepared by: Termo Aire		

Air System Information

Air System Name **LSM_N1_Pasteleria 1rst**
 Equipment Class **CW AHU**
 Air System Type **SZCAV**

Number of zones **1**
 Floor Area **1369.2** ft²
 Location **Puntarenas, Costa Rica**

Sizing Calculation Information

Calculation Months **Jan to Dec**
 Sizing Data **Calculated**

Zone CFM Sizing **Peak zone sensible load**
 Space CFM Sizing **Individual peak space loads**

Central Cooling Coil Sizing Data

Total coil load **7.4** Tons
 Total coil load **88.6** MBH
 Sensible coil load **62.7** MBH
 Coil CFM at Jun 1600 **2646** CFM
 Max block CFM at Jul 1800 **2646** CFM
 Sum of peak zone CFM **2728** CFM
 Sensible heat ratio **0.708**
 CFM/Ton **358.2**
 ft²/Ton **185.3**
 BTU/(hr-ft²) **64.7**
 Water flow @ 12.0 °F rise **14.78** gpm

Load occurs at **Jun 1600**
 OA DB / WB **97.2 / 83.9** °F
 Entering DB / WB **75.7 / 64.4** °F
 Leaving DB / WB **53.7 / 52.7** °F
 Coil ADP **51.3** °F
 Bypass Factor **0.100**
 Resulting RH **50** %
 Design supply temp. **55.0** °F
 Zone T-stat Check **1 of 1** OK
 Max zone temperature deviation **0.0** °F

Supply Fan Sizing Data

Actual max CFM at Jul 1800 **2646** CFM
 Standard CFM **2645** CFM
 Actual max CFM/ft² **1.93** CFM/ft²

Fan motor BHP **n/a**
 Fan motor kW **2.07** kW

Outdoor Ventilation Air Data

Design airflow CFM **321** CFM
 CFM/ft² **0.23** CFM/ft²

CFM/person **32.15** CFM/person

Anexo 23. Criterios de diseño Pastelería

Fuente: Facilitado por Termo Aire S.A.

Air System Sizing Summary for LSM_N1_Rest.Nuevo Latino		05/22/2018
Project Name: 1880_Marriott Los Sueños_v3		08:24AM
Prepared by: Termo Aire		

Air System Information

Air System Name **LSM_N1_Rest.Nuevo Latino**
 Equipment Class **CW AHU**
 Air System Type **SZCAV**

Number of zones **1**
 Floor Area **1700.7** ft²
 Location **Puntarenas, Costa Rica**

Sizing Calculation Information

Calculation Months **Jan to Dec**
 Sizing Data **Calculated**

Zone CFM Sizing **Peak zone sensible load**
 Space CFM Sizing **Individual peak space loads**

Central Cooling Coil Sizing Data

Total coil load **16.6** Tons
 Total coil load **198.7** MBH
 Sensible coil load **121.1** MBH
 Coil CFM at Aug 1600 **4635** CFM
 Max block CFM at Sep 1600 **4635** CFM
 Sum of peak zone CFM **4779** CFM
 Sensible heat ratio **0.609**
 CFM/Ton **280.0**
 ft²/Ton **102.7**
 BTU/(hr-ft²) **116.8**
 Water flow @ 12.0 °F rise **33.13** gpm

Load occurs at **Aug 1600**
 OA DB / WB **98.2 / 83.9** °F
 Entering DB / WB **78.8 / 67.9** °F
 Leaving DB / WB **54.6 / 53.8** °F
 Coil ADP **52.0** °F
 Bypass Factor **0.100**
 Resulting RH **52** %
 Design supply temp. **55.0** °F
 Zone T-stat Check **0 of 1** OK
 Max zone temperature deviation **0.1** °F

Supply Fan Sizing Data

Actual max CFM at Sep 1600 **4635** CFM
 Standard CFM **4634** CFM
 Actual max CFM/ft² **2.73** CFM/ft²

Fan motor BHP **n/a**
 Fan motor kW **3.63** kW

Outdoor Ventilation Air Data

Design airflow CFM **1056** CFM
 CFM/ft² **0.62** CFM/ft²

CFM/person **10.56** CFM/person

Anexo 24. Criterios de diseño Restaurante Nuevo Latino

Fuente: Facilitado por Termo Aire S.A.

Air System Sizing Summary for LSM_N2 Gran Salon (x1)		05/22/2018
Project Name: 1880_Marriott Los Sueños_v3		08:24AM
Prepared by: Termo Aire		

Air System Information

Air System Name LSM_N2 Gran Salon (x1)	Number of zones 1
Equipment Class CW AHU	Floor Area 1195.0 ft ²
Air System Type SZCAV	Location Puntarenas, Costa Rica

Sizing Calculation Information

Calculation Months Jan to Dec	Zone CFM Sizing Peak zone sensible load
Sizing Data Calculated	Space CFM Sizing Individual peak space loads

Central Cooling Coil Sizing Data

Total coil load 11.6 Tons	Load occurs at Aug 1300
Total coil load 138.6 MBH	OA DB / WB 97.0 / 83.7 °F
Sensible coil load 98.3 MBH	Entering DB / WB 75.6 / 64.3 °F
Coil CFM at Aug 1300 4193 CFM	Leaving DB / WB 53.8 / 52.9 °F
Max block CFM at Aug 1300 4193 CFM	Coil ADP 51.4 °F
Sum of peak zone CFM 4323 CFM	Bypass Factor 0.100
Sensible heat ratio 0.709	Resulting RH 51 %
CFM/Ton 363.0	Design supply temp. 55.0 °F
ft ² /Ton 103.5	Zone T-stat Check 1 of 1 OK
BTU/(hr-ft ²) 116.0	Max zone temperature deviation 0.0 °F
Water flow @ 12.0 °F rise 23.11 gpm	

Supply Fan Sizing Data

Actual max CFM at Aug 1300 4193 CFM	Fan motor BHP n/a
Standard CFM 4192 CFM	Fan motor kW 3.29 kW
Actual max CFM/ft ² 3.51 CFM/ft ²	

Outdoor Ventilation Air Data

Design airflow CFM 470 CFM	CFM/person 5.90 CFM/person
CFM/ft ² 0.39 CFM/ft ²	

Anexo 25. Criterios de diseño Herradura A

Fuente: Facilitado por Termo Aire S.A.

Air System Sizing Summary for LSM_N2 Gran Salon (x3)		05/22/2018
Project Name: 1880_Marriott Los Sueños_v3		08:24AM
Prepared by: Termo Aire		

Air System Information

Air System Name LSM_N2 Gran Salon (x3)	Number of zones 1
Equipment Class CW AHU	Floor Area 1195.0 ft ²
Air System Type SZCAV	Location Puntarenas, Costa Rica

Sizing Calculation Information

Calculation Months Jan to Dec	Zone CFM Sizing Peak zone sensible load
Sizing Data Calculated	Space CFM Sizing Individual peak space loads

Central Cooling Coil Sizing Data

Total coil load 11.4 Tons	Load occurs at Jul 1300
Total coil load 137.1 MBH	OA DB / WB 97.0 / 83.7 °F
Sensible coil load 96.7 MBH	Entering DB / WB 75.3 / 64.2 °F
Coil CFM at Jul 1300 4101 CFM	Leaving DB / WB 53.5 / 52.6 °F
Max block CFM at Aug 1300 4101 CFM	Coil ADP 51.1 °F
Sum of peak zone CFM 4227 CFM	Bypass Factor 0.100
Sensible heat ratio 0.705	Resulting RH 51 %
CFM/Ton 358.8	Design supply temp. 55.0 °F
ft ² /Ton 104.6	Zone T-stat Check 1 of 1 OK
BTU/(hr-ft ²) 114.8	Max zone temperature deviation 0.0 °F
Water flow @ 12.0 °F rise 22.87 gpm	

Supply Fan Sizing Data

Actual max CFM at Aug 1300 4101 CFM	Fan motor BHP n/a
Standard CFM 4099 CFM	Fan motor kW 3.21 kW
Actual max CFM/ft ² 3.43 CFM/ft ²	

Outdoor Ventilation Air Data

Design airflow CFM 470 CFM	CFM/person 5.90 CFM/person
CFM/ft ² 0.39 CFM/ft ²	

Anexo 26. Criterios de diseño Herradura B, C y D

Fuente: Facilitado por Termo Aire S.A.

Air System Sizing Summary for LSM_N2 Gran Sueno 76m2

Project Name: 1880_Marriott Los Sueños_v3 05/22/2018
 Prepared by: Termo Aire 08:24AM

Air System Information

Air System Name **LSM_N2 Gran Sueno 76m2**
 Equipment Class **CW AHU**
 Air System Type **SZCAV**

Number of zones **1**
 Floor Area **810.0** ft²
 Location **Puntarenas, Costa Rica**

Sizing Calculation Information

Calculation Months **Jan to Dec**
 Sizing Data **Calculated**

Zone CFM Sizing **Peak zone sensible load**
 Space CFM Sizing **Individual peak space loads**

Central Cooling Coil Sizing Data

Total coil load **6.8** Tons
 Total coil load **81.6** MBH
 Sensible coil load **65.3** MBH
 Coil CFM at Aug 1300 **2919** CFM
 Max block CFM at Aug 1300 **2919** CFM
 Sum of peak zone CFM **3010** CFM
 Sensible heat ratio **0.800**
 CFM/Ton **429.4**
 ft²/Ton **119.1**
 BTU/(hr-ft²) **100.7**
 Water flow @ 12.0 °F rise **13.61** gpm

Load occurs at **Aug 1300**
 OA DB / WB **97.0 / 83.7** °F
 Entering DB / WB **74.6 / 62.7** °F
 Leaving DB / WB **53.9 / 52.9** °F
 Coil ADP **51.6** °F
 Bypass Factor **0.100**
 Resulting RH **48** %
 Design supply temp. **55.0** °F
 Zone T-stat Check **1 of 1** OK
 Max zone temperature deviation **0.0** °F

Supply Fan Sizing Data

Actual max CFM at Aug 1300 **2919** CFM
 Standard CFM **2918** CFM
 Actual max CFM/ft² **3.60** CFM/ft²

Fan motor BHP **n/a**
 Fan motor kW **2.29** kW

Outdoor Ventilation Air Data

Design airflow CFM **219** CFM
 CFM/ft² **0.27** CFM/ft²

CFM/person **13.50** CFM/person

Anexo 27. Criterios de diseño Gran Sueño

Fuente: Facilitado por Termo Aire S.A.

Air System Sizing Summary for LSM_N2 Tienda Casa Club

Project Name: 1880_Marriott Los Sueños_v3 05/22/2018
 Prepared by: Termo Aire 08:24AM

Air System Information

Air System Name **LSM_N2 Tienda Casa Club**
 Equipment Class **CW AHU**
 Air System Type **SZCAV**

Number of zones **1**
 Floor Area **1560.0** ft²
 Location **Puntarenas, Costa Rica**

Sizing Calculation Information

Calculation Months **Jan to Dec**
 Sizing Data **Calculated**

Zone CFM Sizing **Peak zone sensible load**
 Space CFM Sizing **Individual peak space loads**

Central Cooling Coil Sizing Data

Total coil load **11.0** Tons
 Total coil load **131.6** MBH
 Sensible coil load **75.6** MBH
 Coil CFM at Jul 1500 **3115** CFM
 Max block CFM at Jul 1500 **3115** CFM
 Sum of peak zone CFM **3211** CFM
 Sensible heat ratio **0.574**
 CFM/Ton **283.9**
 ft²/Ton **142.2**
 BTU/(hr-ft²) **84.4**
 Water flow @ 12.0 °F rise **21.95** gpm

Load occurs at **Jul 1500**
 OA DB / WB **98.6 / 84.0** °F
 Entering DB / WB **76.9 / 67.7** °F
 Leaving DB / WB **54.4 / 53.7** °F
 Coil ADP **51.9** °F
 Bypass Factor **0.100**
 Resulting RH **62** %
 Design supply temp. **55.0** °F
 Zone T-stat Check **1 of 1** OK
 Max zone temperature deviation **0.0** °F

Supply Fan Sizing Data

Actual max CFM at Jul 1500 **3115** CFM
 Standard CFM **3114** CFM
 Actual max CFM/ft² **2.00** CFM/ft²

Fan motor BHP **n/a**
 Fan motor kW **2.44** kW

Outdoor Ventilation Air Data

Design airflow CFM **281** CFM
 CFM/ft² **0.18** CFM/ft²

CFM/person **17.56** CFM/person

Anexo 28. Criterios de diseño Tienda Casa Club y Oficina director de Golf

Fuente: Facilitado por Termo Aire S.A.

Air System Sizing Summary for LSM_N2 Tienda Parque 111m2		05/22/2018 08:24AM
Project Name: 1880_Marriott Los Sueños_v3		
Prepared by: Termo Aire		

Air System Information

Air System Name LSM_N2 Tienda Parque 111m2	Number of zones 1
Equipment Class CW AHU	Floor Area 1185.0 ft ²
Air System Type SZCAV	Location Puntarenas, Costa Rica

Sizing Calculation Information

Calculation Months Jan to Dec	Zone CFM Sizing Peak zone sensible load
Sizing Data Calculated	Space CFM Sizing Individual peak space loads

Central Cooling Coil Sizing Data

Total coil load 9.5 Tons	Load occurs at Aug 1300
Total coil load 113.9 MBH	OA DB / WB 97.0 / 83.7 °F
Sensible coil load 90.0 MBH	Entering DB / WB 74.7 / 62.8 °F
Coil CFM at Aug 1300 3981 CFM	Leaving DB / WB 53.7 / 52.7 °F
Max block CFM at Aug 1300 3981 CFM	Coil ADP 51.4 °F
Sum of peak zone CFM 4104 CFM	Bypass Factor 0.100
Sensible heat ratio 0.790	Resulting RH48 %
CFM/Ton 419.3	Design supply temp. 55.0 °F
ft ² /Ton 124.8	Zone T-stat Check 1 of 1 OK
BTU/(hr-ft ²) 96.1	Max zone temperature deviation 0.0 °F
Water flow @ 12.0 °F rise 19.00 gpm	

Supply Fan Sizing Data

Actual max CFM at Aug 1300 3981 CFM	Fan motor BHP n/a
Standard CFM 3980 CFM	Fan motor kW 3.12 kW
Actual max CFM/ft ² 3.36 CFM/ft ²	

Outdoor Ventilation Air Data

Design airflow CFM 320 CFM	CFM/person 13.50 CFM/person
CFM/ft ² 0.27 CFM/ft ²	

Anexo 29. Criterios de diseño Tienda Edificio Parque 111m2

Fuente: Facilitado por Termo Aire S.A.

Air System Sizing Summary for LSM_N2 Tienda Parque 176m2		05/22/2018 08:24AM
Project Name: 1880_Marriott Los Sueños_v3		
Prepared by: Termo Aire		

Air System Information

Air System Name LSM_N2 Tienda Parque 176m2	Number of zones 1
Equipment Class CW AHU	Floor Area 1895.0 ft ²
Air System Type SZCAV	Location Puntarenas, Costa Rica

Sizing Calculation Information

Calculation Months Jan to Dec	Zone CFM Sizing Peak zone sensible load
Sizing Data Calculated	Space CFM Sizing Individual peak space loads

Central Cooling Coil Sizing Data

Total coil load 15.4 Tons	Load occurs at Aug 1400
Total coil load 184.8 MBH	OA DB / WB 98.2 / 83.9 °F
Sensible coil load 146.7 MBH	Entering DB / WB 74.8 / 62.9 °F
Coil CFM at Aug 1400 6547 CFM	Leaving DB / WB 54.0 / 53.0 °F
Max block CFM at Aug 1300 6547 CFM	Coil ADP 51.7 °F
Sum of peak zone CFM 6749 CFM	Bypass Factor 0.100
Sensible heat ratio 0.794	Resulting RH48 %
CFM/Ton 425.2	Design supply temp. 55.0 °F
ft ² /Ton 123.1	Zone T-stat Check 1 of 1 OK
BTU/(hr-ft ²) 97.5	Max zone temperature deviation 0.0 °F
Water flow @ 12.0 °F rise 30.81 gpm	

Supply Fan Sizing Data

Actual max CFM at Aug 1300 6547 CFM	Fan motor BHP n/a
Standard CFM 6544 CFM	Fan motor kW 5.01 kW
Actual max CFM/ft ² 3.45 CFM/ft ²	

Outdoor Ventilation Air Data

Design airflow CFM 512 CFM	CFM/person 13.50 CFM/person
CFM/ft ² 0.27 CFM/ft ²	

Anexo 30. Criterios de diseño Tienda Edificio Parque 176m2

Fuente: Facilitado por Termo Aire S.A.

Air System Sizing Summary for LSM_N2 Tienda Parque 52m2

Project Name: 1880_Marriott Los Sueños_v3
 Prepared by: Termo Aire

05/22/2018
08:24AM

Air System Information

Air System Name **LSM_N2 Tienda Parque 52m2** Number of zones **1**
 Equipment Class **CW AHU** Floor Area **555.0** ft²
 Air System Type **SZCAV** Location **Puntarenas, Costa Rica**

Sizing Calculation Information

Calculation Months **Jan to Dec** Zone CFM Sizing **Peak zone sensible load**
 Sizing Data **Calculated** Space CFM Sizing **Individual peak space loads**

Central Cooling Coil Sizing Data

Total coil load	4.6	Tons	Load occurs at	Aug 1400
Total coil load	55.5	MBH	OA DB / WB	98.2 / 83.9 °F
Sensible coil load	44.5	MBH	Entering DB / WB	75.1 / 63.1 °F
Coil CFM at Aug 1400	1997	CFM	Leaving DB / WB	54.4 / 53.4 °F
Max block CFM at Aug 1300	1997	CFM	Coil ADP	52.1 °F
Sum of peak zone CFM	2059	CFM	Bypass Factor	0.100
Sensible heat ratio	0.801		Resulting RH	49 %
CFM/Ton	431.6		Design supply temp.	55.0 °F
ft ² /Ton	119.9		Zone T-stat Check	0 of 1 OK
BTU/(hr-ft ²)	100.1		Max zone temperature deviation	0.2 °F
Water flow @ 12.0 °F rise	9.26	gpm		

Supply Fan Sizing Data

Actual max CFM at Aug 1300	1997	CFM	Fan motor BHP	n/a
Standard CFM	1996	CFM	Fan motor kW	1.62 kW
Actual max CFM/ft ²	3.60	CFM/ft ²		

Outdoor Ventilation Air Data

Design airflow CFM	150	CFM	CFM/person	13.50	CFM/person
CFM/ft ²	0.27	CFM/ft ²			

Anexo 31. Criterios de diseño Tienda Edificio Parque 176m2

Fuente: Facilitado por Termo Aire S.A.

Air System Sizing Summary for LSM_N2_Administracion

Project Name: 1880_Marriott Los Sueños_v3
 Prepared by: Termo Aire

05/22/2018
08:24AM

Air System Information

Air System Name **LSM_N2_Administracion** Number of zones **1**
 Equipment Class **CW AHU** Floor Area **3767.4** ft²
 Air System Type **SZCAV** Location **Puntarenas, Costa Rica**

Sizing Calculation Information

Calculation Months **Jan to Dec** Zone CFM Sizing **Peak zone sensible load**
 Sizing Data **Calculated** Space CFM Sizing **Individual peak space loads**

Central Cooling Coil Sizing Data

Total coil load	21.3	Tons	Load occurs at	Aug 1300
Total coil load	255.5	MBH	OA DB / WB	97.0 / 83.7 °F
Sensible coil load	220.3	MBH	Entering DB / WB	74.0 / 62.0 °F
Coil CFM at Aug 1300	10446	CFM	Leaving DB / WB	54.5 / 53.4 °F
Max block CFM at Aug 1300	10446	CFM	Coil ADP	52.3 °F
Sum of peak zone CFM	10769	CFM	Bypass Factor	0.100
Sensible heat ratio	0.862		Resulting RH	49 %
CFM/Ton	490.7		Design supply temp.	55.0 °F
ft ² /Ton	177.0		Zone T-stat Check	0 of 1 OK
BTU/(hr-ft ²)	67.8		Max zone temperature deviation	0.1 °F
Water flow @ 12.0 °F rise	42.60	gpm		

Supply Fan Sizing Data

Actual max CFM at Aug 1300	10446	CFM	Fan motor BHP	n/a
Standard CFM	10442	CFM	Fan motor kW	7.99 kW
Actual max CFM/ft ²	2.77	CFM/ft ²		

Outdoor Ventilation Air Data

Design airflow CFM	414	CFM	CFM/person	11.00	CFM/person
CFM/ft ²	0.11	CFM/ft ²			

Anexo 32. Criterios de diseño Oficinas Administrativas

Fuente: Facilitado por Termo Aire S.A.

Air System Sizing Summary for LSM_N2_Centro Turistico

Project Name: 1880_Marriott Los Sueños_v3
Prepared by: Termo Aire

05/22/2018
08:24AM

Air System Information

Air System Name **LSM_N2_Centro Turistico**
Equipment Class **CW AHU**
Air System Type **SZCAV**

Number of zones **1**
Floor Area **600.0** ft²
Location **Puntarenas, Costa Rica**

Sizing Calculation Information

Calculation Months **Jan to Dec**
Sizing Data **Calculated**

Zone CFM Sizing **Peak zone sensible load**
Space CFM Sizing **Individual peak space loads**

Central Cooling Coil Sizing Data

Total coil load **3.9** Tons
Total coil load **46.5** MBH
Sensible coil load **28.2** MBH
Coil CFM at Jun 1600 **1107** CFM
Max block CFM at Jul 1800 **1107** CFM
Sum of peak zone CFM **1142** CFM
Sensible heat ratio **0.607**
CFM/Ton **285.9**
ft²/Ton **154.9**
BTU/(hr-ft²) **77.5**
Water flow @ 12.0 °F rise **7.75** gpm

Load occurs at **Jun 1600**
OA DB / WB **97.2 / 83.9** °F
Entering DB / WB **77.6 / 67.2** °F
Leaving DB / WB **54.0 / 53.2** °F
Coil ADP **51.4** °F
Bypass Factor **0.100**
Resulting RH **54** %
Design supply temp. **55.0** °F
Zone T-stat Check **1 of 1** OK
Max zone temperature deviation **0.0** °F

Supply Fan Sizing Data

Actual max CFM at Jul 1800 **1107** CFM
Standard CFM **1107** CFM
Actual max CFM/ft² **1.85** CFM/ft²

Fan motor BHP **n/a**
Fan motor kW **0.90** kW

Outdoor Ventilation Air Data

Design airflow CFM **222** CFM
CFM/ft² **0.37** CFM/ft²

CFM/person **11.10** CFM/person

Anexo 33. Criterios de diseño Salón El Ceibo

Fuente: Facilitado por Termo Aire S.A.

Air System Sizing Summary for LSM_N2_Circulacion Serv.Salones

Project Name: 1880_Marriott Los Sueños_v3
Prepared by: Termo Aire

05/22/2018
08:24AM

Air System Information

Air System Name **LSM_N2_Circulacion Serv.Salones**
Equipment Class **CW AHU**
Air System Type **SZCAV**

Number of zones **1**
Floor Area **1786.8** ft²
Location **Puntarenas, Costa Rica**

Sizing Calculation Information

Calculation Months **Jan to Dec**
Sizing Data **Calculated**

Zone CFM Sizing **Sum of space airflow rates**
Space CFM Sizing **Individual peak space loads**

Central Cooling Coil Sizing Data

Total coil load **8.4** Tons
Total coil load **101.0** MBH
Sensible coil load **90.0** MBH
Coil CFM at Aug 1200 **4306** CFM
Max block CFM **4306** CFM
Sum of peak zone CFM **4306** CFM
Sensible heat ratio **0.891**
CFM/Ton **511.5**
ft²/Ton **212.3**
BTU/(hr-ft²) **56.5**
Water flow @ 10.0 °F rise **20.21** gpm

Load occurs at **Aug 1200**
OA DB / WB **95.2 / 83.3** °F
Entering DB / WB **73.6 / 61.5** °F
Leaving DB / WB **54.2 / 53.1** °F
Coil ADP **52.1** °F
Bypass Factor **0.100**
Resulting RH **49** %
Design supply temp. **55.0** °F
Zone T-stat Check **1 of 1** OK
Max zone temperature deviation **0.0** °F

Supply Fan Sizing Data

Actual max CFM **4306** CFM
Standard CFM **4304** CFM
Actual max CFM/ft² **2.41** CFM/ft²

Fan motor BHP **n/a**
Fan motor kW **3.37** kW

Outdoor Ventilation Air Data

Design airflow CFM **107** CFM
CFM/ft² **0.06** CFM/ft²

CFM/person **6.00** CFM/person

Anexo 34. Criterios de diseño Pasillo Banquetes

Fuente. Facilitado por Termo Aire S.A.

Air System Sizing Summary for LSM_N2_Cocina Club

Project Name: 1880_Marriott Los Sueños_v3 05/22/2018
 Prepared by: Termo Aire 08:24AM

Air System Information

Air System Name **LSM_N2_Cocina Club**
 Equipment Class **CW AHU**
 Air System Type **SZCAV**

Number of zones **1**
 Floor Area **380.0** ft²
 Location **Puntarenas, Costa Rica**

Sizing Calculation Information

Calculation Months **Jan to Dec**
 Sizing Data **Calculated**

Zone CFM Sizing **Peak zone sensible load**
 Space CFM Sizing **Individual peak space loads**

Central Cooling Coil Sizing Data

Total coil load **8.6** Tons
 Total coil load **103.5** MBH
 Sensible coil load **78.2** MBH
 Coil CFM at Aug 1300 **3643** CFM
 Max block CFM at Aug 1300 **3643** CFM
 Sum of peak zone CFM **3756** CFM
 Sensible heat ratio **0.756**
 CFM/Ton **422.4**
 ft²/Ton **44.1**
 BTU/(hr-ft²) **272.4**
 Water flow @ 12.0 °F rise **17.26** gpm

Load occurs at **Aug 1300**
 OA DB / WB **97.0 / 83.7** °F
 Entering DB / WB **73.2 / 62.5** °F
 Leaving DB / WB **53.3 / 52.4** °F
 Coil ADP **51.1** °F
 Bypass Factor **0.100**
 Resulting RH **53** %
 Design supply temp. **55.0** °F
 Zone T-stat Check **1 of 1** OK
 Max zone temperature deviation **0.0** °F

Supply Fan Sizing Data

Actual max CFM at Aug 1300 **3643** CFM
 Standard CFM **3642** CFM
 Actual max CFM/ft² **9.59** CFM/ft²

Fan motor BHP **n/a**
 Fan motor kW **2.85** kW

Outdoor Ventilation Air Data

Design airflow CFM **106** CFM
 CFM/ft² **0.28** CFM/ft²

CFM/person **13.20** CFM/person

Anexo 35. Criterios de diseño Cocina Casa Club

Fuente: Facilitado por Termo Aire S.A.

Air System Sizing Summary for LSM_N2_S.S Casa Club

Project Name: 1880_Marriott Los Sueños_v3 05/22/2018
 Prepared by: Termo Aire 08:24AM

Air System Information

Air System Name **LSM_N2_S.S Casa Club**
 Equipment Class **CW AHU**
 Air System Type **SZCAV**

Number of zones **1**
 Floor Area **1560.0** ft²
 Location **Puntarenas, Costa Rica**

Sizing Calculation Information

Calculation Months **Jan to Dec**
 Sizing Data **Calculated**

Zone CFM Sizing **Peak zone sensible load**
 Space CFM Sizing **Individual peak space loads**

Central Cooling Coil Sizing Data

Total coil load **11.1** Tons
 Total coil load **132.8** MBH
 Sensible coil load **75.9** MBH
 Coil CFM at Jul 1500 **3115** CFM
 Max block CFM at Jul 1500 **3115** CFM
 Sum of peak zone CFM **3211** CFM
 Sensible heat ratio **0.572**
 CFM/Ton **281.5**
 ft²/Ton **141.0**
 BTU/(hr-ft²) **85.1**
 Water flow @ 12.0 °F rise **22.14** gpm

Load occurs at **Jul 1500**
 OA DB / WB **98.6 / 84.0** °F
 Entering DB / WB **76.9 / 67.8** °F
 Leaving DB / WB **54.4 / 53.7** °F
 Coil ADP **51.9** °F
 Bypass Factor **0.100**
 Resulting RH **62** %
 Design supply temp. **55.0** °F
 Zone T-stat Check **1 of 1** OK
 Max zone temperature deviation **0.0** °F

Supply Fan Sizing Data

Actual max CFM at Jul 1500 **3115** CFM
 Standard CFM **3114** CFM
 Actual max CFM/ft² **2.00** CFM/ft²

Fan motor BHP **n/a**
 Fan motor kW **2.44** kW

Outdoor Ventilation Air Data

Design airflow CFM **300** CFM
 CFM/ft² **0.19** CFM/ft²

CFM/person **18.75** CFM/person

Anexo 36. Criterios de diseño S.S. Casa Club

Fuente: Facilitado por Termo Aire S.A.

Air System Sizing Summary for LSM_N2_S.S Salones Acceso

Project Name: 1880_Marriott Los Sueños_v3 05/22/2018
 Prepared by: Termo Aire 08:25AM

Air System Information

Air System Name **LSM_N2_S.S Salones Acceso**
 Equipment Class **CW AHU**
 Air System Type **SZCAV**

Number of zones **1**
 Floor Area **550.0** ft²
 Location **Puntarenas, Costa Rica**

Sizing Calculation Information

Calculation Months **Jan to Dec**
 Sizing Data **Calculated**

Zone CFM Sizing **Peak zone sensible load**
 Space CFM Sizing **Individual peak space loads**

Central Cooling Coil Sizing Data

Total coil load **9.1** Tons
 Total coil load **108.8** MBH
 Sensible coil load **47.2** MBH
 Coil CFM at Jul 1400 **1008** CFM
 Max block CFM at Aug 1300 **1008** CFM
 Sum of peak zone CFM **1039** CFM
 Sensible heat ratio **0.434**
 CFM/Ton **111.2**
 ft²/Ton **60.7**
 BTU/(hr-ft²) **197.9**
 Water flow @ 12.0 °F rise **18.15** gpm

Load occurs at **Jul 1400**
 OA DB / WB **98.2 / 83.9** °F
 Entering DB / WB **98.0 / 83.8** °F
 Leaving DB / WB **54.6 / 54.5** °F
 Coil ADP **49.7** °F
 Bypass Factor **0.100**
 Resulting RH **49** %
 Design supply temp. **55.0** °F
 Zone T-stat Check **1 of 1** OK
 Max zone temperature deviation **0.0** °F

Supply Fan Sizing Data

Actual max CFM at Aug 1300 **1008** CFM
 Standard CFM **1008** CFM
 Actual max CFM/ft² **1.83** CFM/ft²

Fan motor BHP **n/a**
 Fan motor kW **0.83** kW

Outdoor Ventilation Air Data

Design airflow CFM **1000** CFM
 CFM/ft² **1.82** CFM/ft²

CFM/person **166.67** CFM/person

Anexo 37. Criterios de diseño S.S. Casa Club

Fuente: Facilitado por Termo Aire S.A.

Air System Sizing Summary for LSM_N2_Salas de Reun Salon (x2)

Project Name: 1880_Marriott Los Sueños_v3 05/22/2018
 Prepared by: Termo Aire 08:25AM

Air System Information

Air System Name **LSM_N2_Salas de Reun Salon (x2)**
 Equipment Class **CW AHU**
 Air System Type **SZCAV**

Number of zones **1**
 Floor Area **775.0** ft²
 Location **Puntarenas, Costa Rica**

Sizing Calculation Information

Calculation Months **Jan to Dec**
 Sizing Data **Calculated**

Zone CFM Sizing **Sum of space airflow rates**
 Space CFM Sizing **Individual peak space loads**

Central Cooling Coil Sizing Data

Total coil load **6.9** Tons
 Total coil load **82.6** MBH
 Sensible coil load **53.2** MBH
 Coil CFM at Aug 1300 **2623** CFM
 Max block CFM **2623** CFM
 Sum of peak zone CFM **2623** CFM
 Sensible heat ratio **0.644**
 CFM/Ton **381.3**
 ft²/Ton **112.6**
 BTU/(hr-ft²) **106.5**
 Water flow @ 10.0 °F rise **16.52** gpm

Load occurs at **Aug 1300**
 OA DB / WB **97.0 / 83.7** °F
 Entering DB / WB **76.5 / 67.0** °F
 Leaving DB / WB **57.7 / 56.9** °F
 Coil ADP **55.6** °F
 Bypass Factor **0.100**
 Resulting RH **60** %
 Design supply temp. **58.0** °F
 Zone T-stat Check **0 of 1** OK
 Max zone temperature deviation **0.1** °F

Supply Fan Sizing Data

Actual max CFM **2623** CFM
 Standard CFM **2622** CFM
 Actual max CFM/ft² **3.38** CFM/ft²

Fan motor BHP **n/a**
 Fan motor kW **2.06** kW

Outdoor Ventilation Air Data

Design airflow CFM **319** CFM
 CFM/ft² **0.41** CFM/ft²

CFM/person **6.18** CFM/person

Anexo 38. Criterios de diseño S.S. Casa Club

Fuente: Facilitado por Termo Aire S.A.

Air System Information

Air System Name	LSM_N1_Manten/Enfermeria	Number of zones	1
Equipment Class	CW AHU	Floor Area	1108.7 ft ²
Air System Type	SZCAV	Location	Puntarenas, Costa Rica

Sizing Calculation Information

Calculation Months	Jan to Dec	Zone CFM Sizing	Peak zone sensible load
Sizing Data	Calculated	Space CFM Sizing	Individual peak space loads

Central Cooling Coil Sizing Data

Total coil load	5.7 Tons	Load occurs at	Aug 1600
Total coil load	68.4 MBH	OA DB / WB	98.2 / 83.9 °F
Sensible coil load	58.5 MBH	Entering DB / WB	74.1 / 62.1 °F
Coil CFM at Aug 1600	2771 CFM	Leaving DB / WB	54.5 / 53.4 °F
Max block CFM at Sep 1600	2771 CFM	Coil ADP	52.4 °F
Sum of peak zone CFM	2857 CFM	Bypass Factor	0.100
Sensible heat ratio	0.855	Resulting RH	49 %
CFM/Ton	486.0	Design supply temp.	55.0 °F
ft ² /Ton	194.4	Zone T-stat Check	0 of 1 OK
BTU/(hr-ft ²)	61.7	Max zone temperature deviation	0.0 °F
Water flow @ 12.0 °F rise	11.41 gpm		

Supply Fan Sizing Data

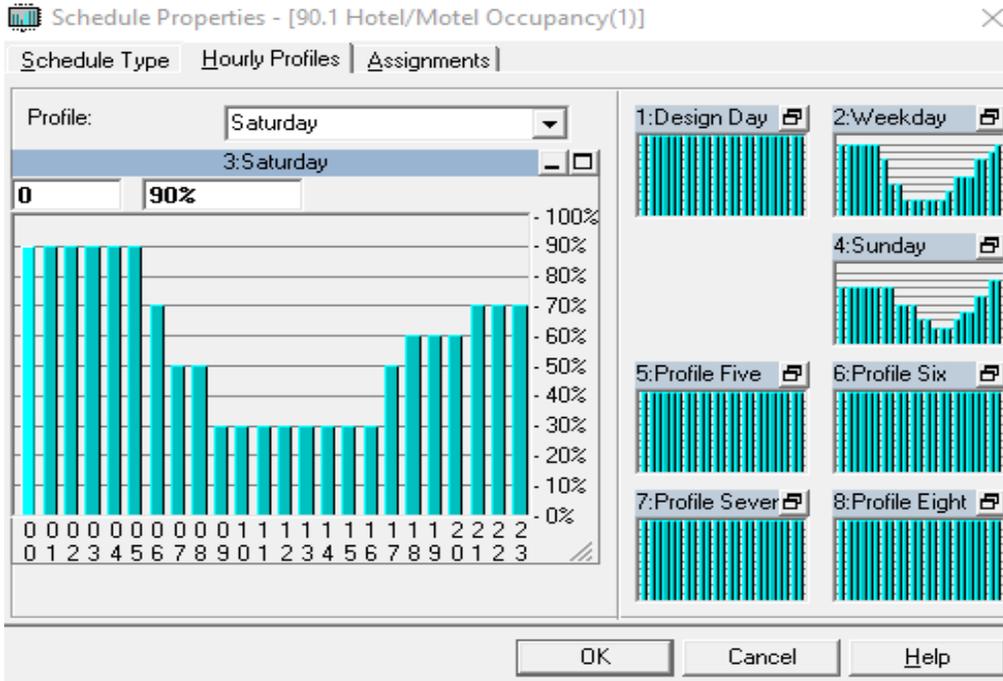
Actual max CFM at Sep 1600	2771 CFM	Fan motor BHP	n/a
Standard CFM	2770 CFM	Fan motor kW	2.17 kW
Actual max CFM/ft ²	2.50 CFM/ft ²		

Outdoor Ventilation Air Data

Design airflow CFM	118 CFM	CFM/person	11.46 CFM/person
CFM/ft ²	0.11 CFM/ft ²		

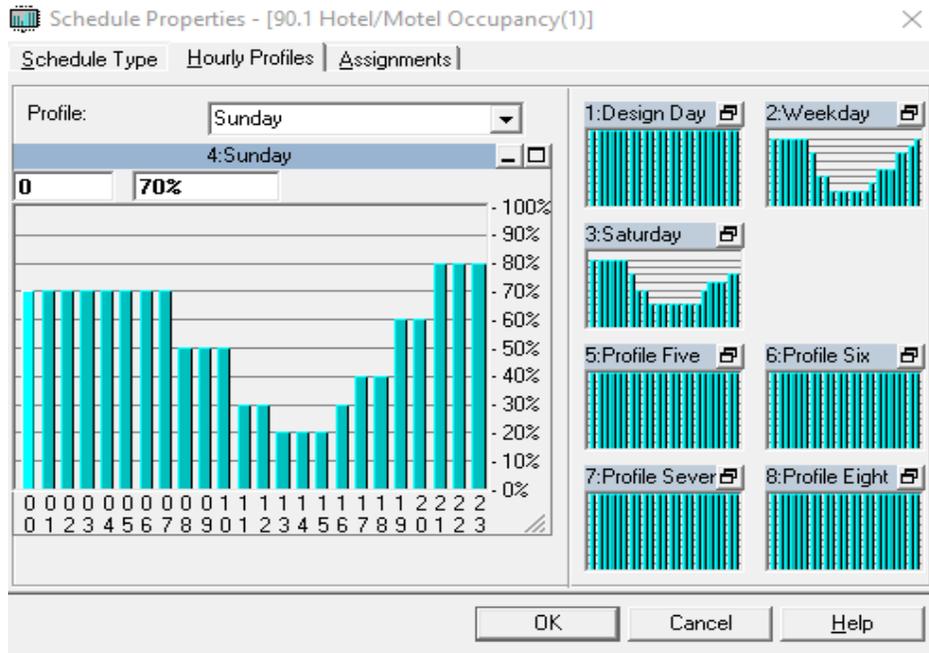
Anexo 39. Criterios de diseño S.S. Casa Club

Fuente: Facilitado por Termo Aire S.A.



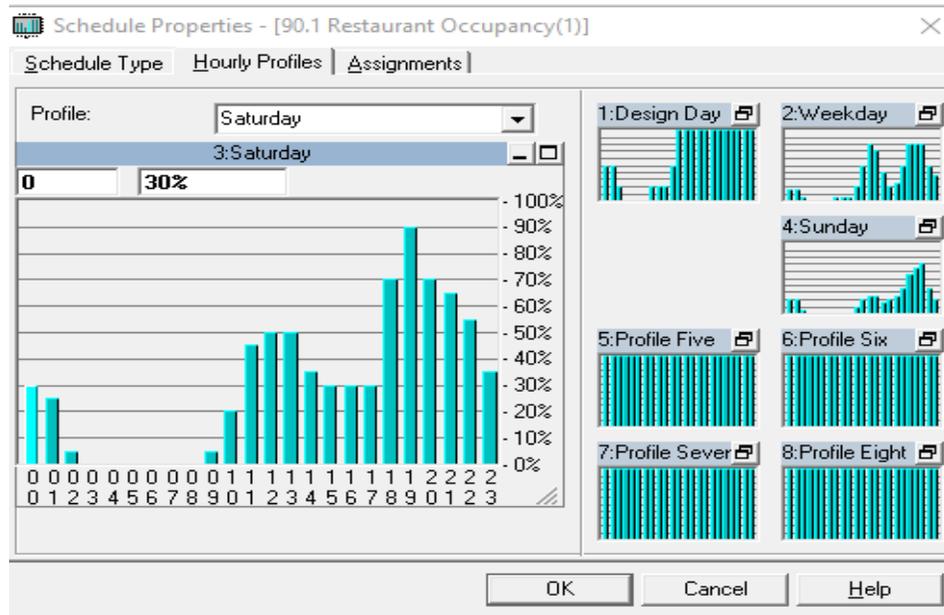
Anexo 40. Comportamiento carga térmica en los días sábados para habitaciones y salones por hora

Fuente: Facilitado por Termo Aire S.A.



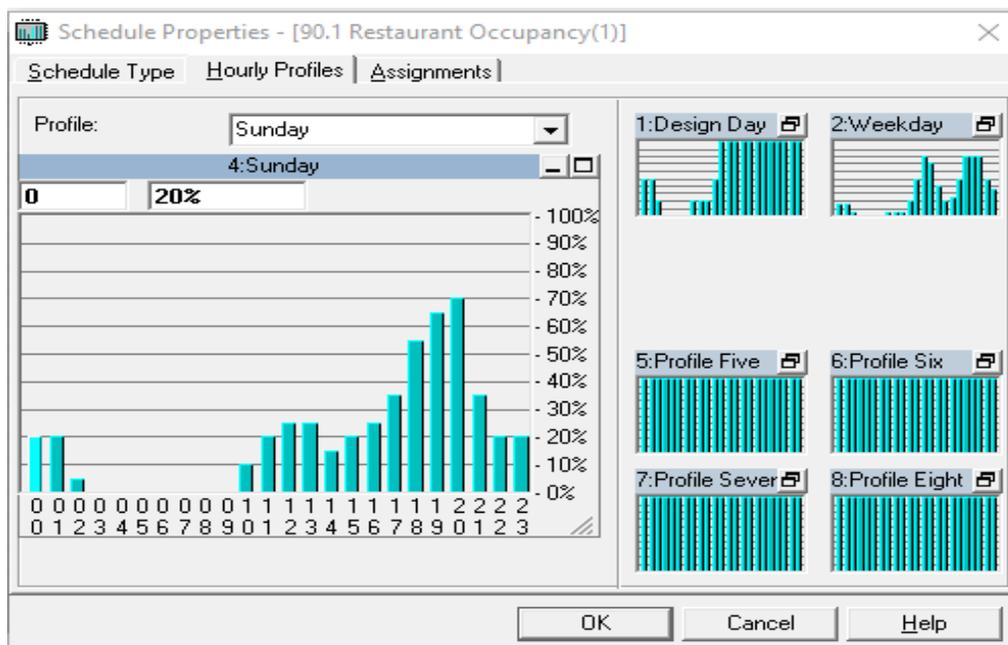
Anexo 41. Comportamiento carga térmica en los días domingos para habitaciones y salones por hora

Fuente: Facilitado por Termo Aire S.A.



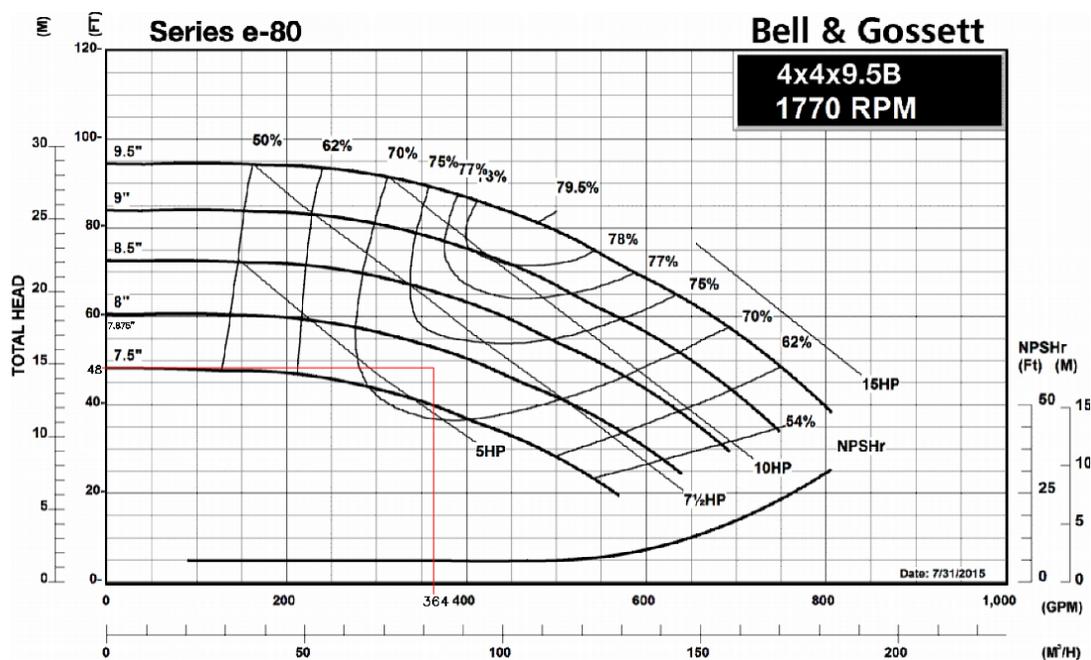
Anexo 42. Comportamiento carga térmica en los días sábados para cocinas y restaurantes por hora

Fuente: Facilitado por Termo Aire S.A.



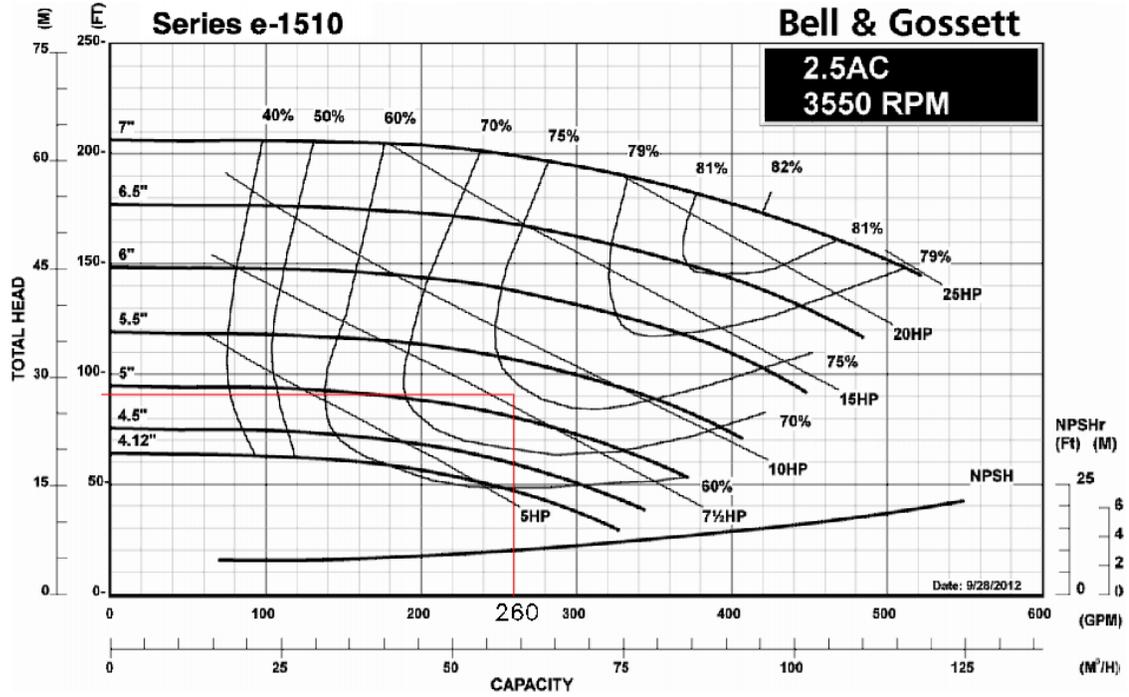
Anexo 43. Comportamiento carga térmica en los días domingos para cocinas y restaurantes por hora

Fuente: Facilitado por Termo Aire S.A.



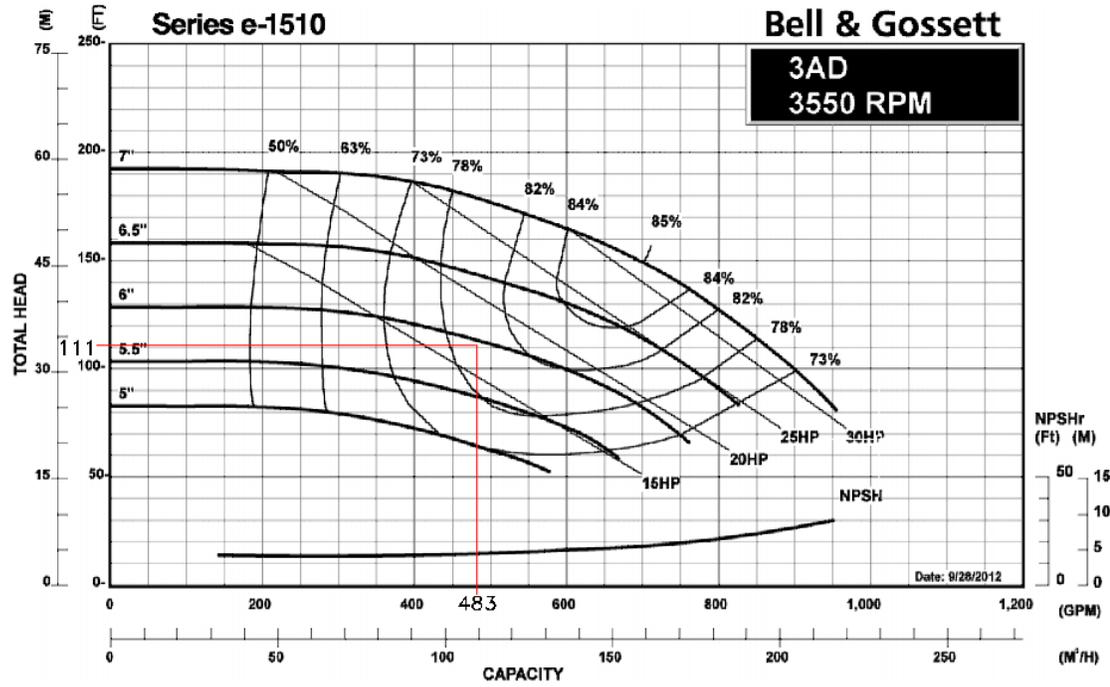
Anexo 44. Curva característica bombas primario

Fuente: SUBMITTAL B-139.20A



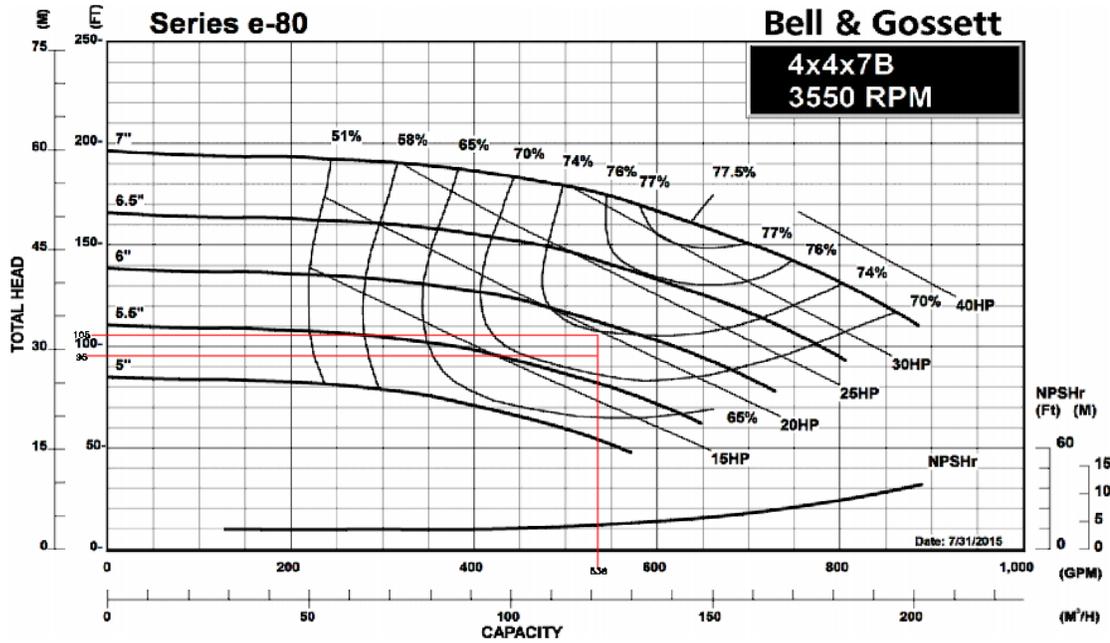
Anexo 45. Curva característica bombas Golf y Marina

Fuente: SUBMITTAL B-880.7C



Anexo 46. Curva característica bomba Acceso

Fuente: SUBMITTAL B-880.8C



Anexo 47. Curva características bombas de condensado

Fuente: SUBMITTAL B-139.18^a

AHRI* capacity ratings

30HXC WATER-COOLED CHILLER ARI RATINGS (60 Hz ONLY)

UNIT SIZE 30HXC	CAPACITY		INPUT POWER (kW)	COOLER FLOW		COOLER PRESSURE DROP		CONDENSER FLOW		CONDENSER PRESSURE DROP		FULL-LOAD EFFICIENCY (kW/Ton)	IPLV† (kW/Ton)
	Tons	Output kW		GPM	L/s	Ft of Water	kPa	GPM	L/S	Ft of Water	kPa		
076	75.4	265.2	53.7	181.0	11.4	14.5	43.2	226.2	14.3	8.9	26.6	0.712	0.512
086	83.1	292.3	60.4	199.4	12.6	17.2	51.4	249.3	15.7	10.7	31.8	0.727	0.523
096	94.0	330.5	67.0	225.5	14.2	17.0	50.7	282.0	17.8	11.0	32.7	0.713	0.513
106	104.3	366.8	75.3	250.3	15.4	15.4	46.0	312.9	19.7	13.3	39.6	0.722	0.521
116	113.5	399.3	83.2	272.5	17.2	13.3	39.8	340.6	21.5	17.0	50.6	0.733	0.509
126	122.9	432.1	92.2	295.2	18.6	15.4	45.9	369.0	23.3	19.6	58.5	0.751	0.530
136	136.5	479.9	97.0	327.5	20.7	14.6	43.7	409.4	25.8	18.5	55.1	0.711	0.541
146	145.9	513.2	105.1	350.2	22.1	16.5	49.3	437.8	27.6	20.9	62.4	0.720	0.533
161	156.5	550.6	111.7	375.5	23.7	13.7	40.9	469.6	29.6	21.3	63.6	0.714	0.520
171	165.9	585.3	118.2	398.1	25.1	15.2	45.4	497.6	31.4	17.2	51.4	0.712	0.538
186	177.2	623.1	126.7	426.2	26.8	13.9	41.5	531.6	33.5	19.5	58.1	0.715	0.562
206	211.5	744.0	146.4	507.7	32.0	14.7	43.9	634.7	40.0	20.9	62.4	0.692	0.510
246	248.6	874.1	172.4	596.5	37.6	16.2	48.3	745.7	47.0	21.9	65.2	0.693	0.522
261	257.2	904.6	180.5	617.3	38.9	17.2	51.4	771.6	48.7	23.3	69.5	0.702	0.523
271	267.4	940.3	189.5	641.7	40.5	18.5	55.1	802.1	50.6	25.1	74.7	0.709	0.525

LEGEND
IPLV — Integrated Part-Load Value

*Air Conditioning, Heating, and Refrigeration Institute (U.S.A.).
†IPLV shown is the lower of Sequence A or Sequence B unloading.

NOTES:
1. Rated (60 Hz only) in accordance with AHRI Standard 550/590 at standard rating conditions.
2. Standard rating conditions are as follows:
Cooler Conditions:
Leaving Water Temperature: 44 F (6.7 C)
Flow: 2.4 gpm per ton (0.043 L/s per kW)
Condenser Conditions:
Entering Water temperature: 85 F (29.4 C)
Flow: 3.0 gpm per ton (0.054 L/s per kW)
Fouling Factor (Cooler): 0.00010 hr x sq ft x F per Btuh (0.000018 m² x K per W)
Fouling Factor (Condenser): 0.00025 hr x sq ft x F per Btuh (0.000044 m² x K per W)

3. IPLV is a single number part-load efficiency value calculated using the efficiency values at 100%, 75%, 50%, and 25% of load when the chiller is operating at ARI conditions.
4. All data in this table is rated (60 Hz only) in accordance with AHRI Standard 550/590 as represented in the Chiller Selection Program (E-Cat) version 2.93.
5. Contact Carrier for custom ratings.

Anexo 48. Certificación AHRI chillers actuales

Fuente: Manual Chiller Evergren 30HXC, 2010



A.T.C. TECNOVAL, S.A.
 Ced. Jurídica. 3-101-159271
 Tel. (506)2586-8585
 Email. ventas@tecnoval.com
 Oficina Ventas: 200 metros sur de rotonda

Cotización:

COT-004984

Fecha: 10/25/2018

Cliente	MARINA DE HERRADURA, S.R.L.			Código	LO-0532
Dirección	771				
Teléfono	26309000	Correo Electrónico	bismark.bravo@marriott.com	Agente	000
Atención	SR. JOSUE GARITA JIMENEZ				

Código	Pedida	Descripción	Precio	Total
01002010036	10.00	TUBO H-NEGRO ASTM-A53-API5L CED-40 5.80 M 10 "	€250,388.26	€2,503,882.60
02005010036	17.00	CODO HIERRO NEGRO SOLDABLE CED-40 10" X 90°	€35,821.49	€608,965.33
03005010036	2.00	TEE HIERRO NEGRO SOLDABLE CED-40 10"	€26,982.53	€53,965.06
02005020036	2.00	CODO HIERRO NEGRO SOLDABLE CED-40 10" X 45°	€22,702.06	€45,404.12
07005013634	2.00	REDUCCION HIERRO NEGRO CED-40 SOLDABLE 10" X 8"	€17,194.17	€34,388.34

¿SABIA USTED QUE SOMOS DISTRIBUIDORES DE LA PRESTIGIOSA MARCA SPIRAX SARCO?

Anexo 49. Cotización base para precios unitarios de válvulas y juntas de expansión

Fuente: Tecnoval



A.T.C. TECNOVAL, S.A.
 Ced. Jurídica. 3-101-159271
 Tel. (506)2586-8585
 Email. ventas@tecnoval.com
 Oficina Ventas: 200 metros sur de rotonda

Cotización:

COT-004984

Fecha: 10/25/2018

Cliente	MARINA DE HERRADURA, S.R.L.			Código	LO-0532
Dirección	771				
Teléfono	26309000	Correo Electrónico	bismark.bravo@marriott.com	Agente	000
Atención	SR. JOSUE GARITA JIMENEZ				

Código	Pedida	Descripción	Precio	Total
01002010036	10.00	TUBO H-NEGRO ASTM-A53-API5L CED-40 5.80 M 10 "	€250,388.26	€2,503,882.60
02005010036	17.00	CODO HIERRO NEGRO SOLDABLE CED-40 10" X 90°	€35,821.49	€608,965.33
03005010036	2.00	TEE HIERRO NEGRO SOLDABLE CED-40 10"	€26,982.53	€53,965.06
02005020036	2.00	CODO HIERRO NEGRO SOLDABLE CED-40 10" X 45°	€22,702.06	€45,404.12
07005013634	2.00	REDUCCION HIERRO NEGRO CED-40 SOLDABLE 10" X 8"	€17,194.17	€34,388.34

¿SABIA USTED QUE SOMOS DISTRIBUIDORES DE LA PRESTIGIOSA MARCA SPIRAX SARCO?

Anexo 50. Cotización base para precios unitarios de tuberío hierro negro SCH 40

Fuente: Tecnoval

C _v	Valve Nominal Size		Type		Suitable Actuators			
	Inches	DN [mm]	2-way NPT	3-way NPT	Non Fail-Safe	NEMA 4X	Fail-Safe	NEMA 4
0.3	½	15	B207(B)	B307(B)	TR Series	LR Series	NR Series	TFR Series
0.46	½	15	B208(B)	B308(B)				
0.8	½	15	B209(B)	B309(B)				
1.2	½	15	B210(B)	B310(B)				
1.9	½	15	B211(B)	B311(B)				
3	½	15	B212(B)	B312(B)				
4.7	½	15	B213(B)	B313(B)				
7.4	½	15	B214(B)					
10	½	15	B215(B)	B315(B)				
16	½	15	B216(B)*	B316(B)*				
4.7	¾	20	B217(B)	B317(B)	LR Series	NR Series	LF Series	
7.4	¾	20	B218(B)	B318(B)				
10	¾	20	B219(B)					
14	¾	20	B220(B)*					
14	¾	20		B320(B)				
24	¾	20	B221(B)*	B321(B)*				
7.4	1	25	B222	B322				
10	1	25	B223	B323				
19	1	25	B224					
30	1	25	B225*	B325*				
10	1¼	32	B229		AR Series	AR Series	AFR Series	
19	1¼	32	B230*					
10	1¼	32		B329				
19	1¼	32		B330				
25	1¼	32	B231	B331				
37	1¼	32	B232*					
19	1½	40	B238	B338				
29	1½	40	B239	B339				
37	1½	40	B240*	B340				
46	1½	40		B341				
29	2	50	B248	B347	AR Series	AR Series	AFR Series	
37	2	50		B348				
46	2	50	B249	B349				
57	2	50	B250*	B350				
65	2	50	B251					
68	2	50		B351				
83	2	50		B352				
85	2	50	B252					
120	2	50	B253					
240	2	50	B254*					

* Models without characterizing discs. (B) Models with chrome plated brass ball and nickel plated brass stem

Anexo 51. Criterio de selección válvulas de 2 y 3 vías

Fuente: Product Guide and Price List Americas (USD), 2018.

Piping Reduction Factor (Fp) - Correction Factor for Valves

Values in chart are corrected Cv ratings for indicated pipe size.

VALVE SIZE				LINE SIZE												
Model #	Inches	DN [mm]	Cv Rating	½"	¾"	1"	1¼"	1½"	2"	2½"	3"	4"	5"	6"	8"	10"
CCV (Threaded)	B216*	½	15	16	16	9	7.2	6.6	-	-	-	-	-	-	-	-
	B221*	¾	20	24	-	24	19	16	14.5	-	-	-	-	-	-	-
	B225*	1	25	30	-	-	30	27.4	24.8	22	-	-	-	-	-	-
	B230*	1¼	32	19	-	-	-	19	18.8	18.2	17.8	-	-	-	-	-
	B232*	1¼	32	37	-	-	-	37	35.5	31.8	29.9	-	-	-	-	-
	B240*	1½	40	37	-	-	-	-	37	35.5	34	33	-	-	-	-
	B250*	2	50	57	-	-	-	-	-	57	55.8	54.2	52.2	-	-	-
	B251	2	50	65	-	-	-	-	-	65	63.2	60.9	58.1	-	-	-
	B252	2	50	85	-	-	-	-	-	85	81.1	76.5	71.1	-	-	-
	B253	2	50	120	-	-	-	-	-	120	109.7	99	88.1	-	-	-
	B254*	2	50	240	-	-	-	-	-	240	179.6	141.6	114.2	-	-	-
	B261	2½	65	60	-	-	-	-	-	-	60	59.6	58.3	57.5	-	-
	B262	2½	65	75	-	-	-	-	-	-	75	74.2	71.8	70.4	-	-
	B263	2½	65	110	-	-	-	-	-	-	110	107.4	100.7	96.7	-	-
	B264	2½	65	150	-	-	-	-	-	-	150	143.6	128.6	120.6	-	-
	B265*	2½	65	210	-	-	-	-	-	-	210	193.5	160.8	145.9	-	-
	B277	3	80	70	-	-	-	-	-	-	70	69.3	68.6	68.1	-	-
	B278	3	80	130	-	-	-	-	-	-	130	125.8	121.5	118.8	-	-
B280*	3	80	170	-	-	-	-	-	-	170	161	152.3	147	-	-	
LGCCV (Flanged)	B6250S-070	2½	65	70	-	-	-	-	-	70	69.3	67.4	66.2	-	-	
	B6250S-110	2½	65	110	-	-	-	-	-	110	107.4	100.7	96.7	-	-	
	B6300S-110	3	80	110	-	-	-	-	-	-	110	107.4	104.7	103	-	
	B6400S-186	4	100	186	-	-	-	-	-	-	-	186	183.3	179.8	175.1	
	B6500S-290	5	125	290	-	-	-	-	-	-	-	-	290	287	278.5	273.1
	B6600S-400	6	150	400	-	-	-	-	-	-	-	-	-	400	392.3	384

* Models without characterizing discs.

NOTE: Please use the corrected Cv values for the valves listed in the chart when installing them in pipes larger than the line size of the valve.

All CCVs not listed do not require piping reduction factors.

NOTE: Values also apply to A-AB flow of 3-way versions.

NOTE: The values shown in bold are based on test data. All other values are calculated.

Anexo 52. Factor de corrección por cambio de diámetro en línea de tubería

Fuente: Product Guide and Price List Americas (USD), 2018.

ACCU-FLO DIMENSIONS

Size	Product#	Conn	A		B		C		D		Material		Approx. Weights		Cv Full Open Position
			In.	mm	In.	mm	In.	mm	In.	mm	Body	Venturi	lbs.	kg	
1/2"	ACUF-050-AC	Sweat	3-3/4	82	2	51	2	51	1-1/2	38	Bronze	Brass	7/8	.4	2.12
	ACUF-050-AT	NPT	3-3/4	82	2	51	2	51	1-1/2	38	Bronze	Brass	7/8	.4	
3/4"	ACUF-075-AC	Sweat	3-3/4	82	2-1/8	54	2-1/8	54	1-1/2	38	Bronze	Brass	7/8	.4	3.9
	ACUF-075-AT	NPT	3-3/4	82	2-1/8	54	2-1/8	54	1-1/2	38	Bronze	Brass	1-1/4	.6	
1"	ACUF-100-AC	Sweat	4	101	2-1/8	57	2-1/8	54	1-5/8	41	Bronze	Brass	1-1/8	.5	8.4
	ACUF-100-AT	NPT	4	101	2-1/8	57	2-1/8	54	1-5/8	41	Bronze	Brass	1-3/8	.6	
1-1/4"	ACUF-125-AC	Sweat	5-1/8	130	2-1/2	63	2-1/2	60	2	51	Bronze	Brass	3-1/8	1.4	17.3
	ACUF-125-AT	NPT	5-1/8	130	2-1/2	63	2-1/2	60	2-1/4	57	Bronze	Brass	3-1/4	1.5	
1-1/2"	ACUF-150-AC	Sweat	5-7/8	149	2-5/8	67	2-5/8	64	2-3/16	56	Bronze	Brass	3-3/4	1.7	28.3
	ACUF-150-AT	NPT	5-7/8	149	2-5/8	67	2-5/8	64	2-3/4	70	Bronze	Brass	4-3/8	2.0	
2"	ACUF-200-AC	Sweat	6-3/4	171	2-3/4	70	2-3/4	70	2-3/4	70	Bronze	Brass	5-7/8	2.7	62.3
	ACUF-200-AT	NPT	6-3/4	171	2-3/4	70	2-3/4	70	3-3/8	86	Bronze	Brass	7	3.2	
2-1/2"	ACUF-250-AF	Flanged	8	200	3-5/8	92	---	---	7	178	Cast Iron	TFE	24	10.9	122
3"	ACUF-300-AF	Flanged	8-3/16	255	4	102	---	---	7-1/2	191	Cast Iron	TFE	32	14.3	212
4"	ACUF-400-AF	Flanged	10	250	4-3/4	121	---	---	9	229	Cast Iron	TFE	60	26.9	444

Anexo 53. Características y dimensiones de válvulas de balance

Fuente: ACCU-FLO Balancing Valves, 2013.



Tel 2239-5627
info@tupreco.net.com

2 de noviembre de 2018

Oferta # 100AT-2010-HTM

Compañía: HOTEL MARRIOTT
 Atención: Joaquin Ramirez
 Proyecto: HOTEL MARRIOTT

Celular: 0000-0000
 Teléfono: 2630-9135
 E-mail: joaquin.ramirez@marriott.com

Item	Código	Cant	Descripción	Unitario	Total
1	0100120000005	4	Tubo preaislado PVC SDR 17 2" camisa de 5"	146,25	584,99
2	0100130000006	6	Tubo preaislado PVC SDR 17 3" camisa de 6"	200,27	1.201,62
3	0100140000008	38	Tubo preaislado PVC SDR 17 4" camisa de 8"	308,90	11.738,27
4	0100160000010	47	Tubo preaislado PVC SDR 17 6" camisa de 10"	511,85	24.056,77
5	0100180000012	23	Tubo preaislado PVC SDR 17 8" camisa de 12"	746,97	17.180,33
6	0300440000008	16	Codo preaislado PVC SCH 40 4" x 90° camisa de 8"	35,01	560,20
7	0300460000010	27	Codo preaislado PVC SCH 40 6" x 90° camisa de 10"	66,42	1.793,24
8	0400480000012	15	Codo preaislado PVC SCH 80 8" x 90° camisa de 12"	213,62	3.204,31
9	0300640000008	9	Tee preaislada PVC SCH 40 4" camisa de 8"	44,58	401,21
10	0300660000010	19	Tee preaislada PVC SCH 40 6" camisa de 10"	102,38	1.945,13
11	0400680000012	18	Tee preaislada PVC SCH 80 8" camisa de 12"	327,69	5.898,36
12	0300720011200	2	Reducción tipo bushing sin pre aislar 2" x 1 1/2"	2,11	4,22
13	0300740020000	2	Reducción tipo bushing sin pre aislar 4" x 2"	9,09	18,18
14	0300740021200	4	Reducción tipo bushing sin pre aislar 4" x 2 1/2"	9,32	37,27
15	0300740030000	4	Reducción tipo bushing sin pre aislar 4" x 3"	10,01	40,03
16	0300760040000	5	Reducción tipo bushing sin pre aislar 6" x 4"	22,58	112,89
17	0300780060000	9	Reducción tipo bushing sin pre aislar 8" x 6"	75,15	676,31
				Sub Total	\$ 69.453,33
				Imp. Venta	\$ 9.028,93
				Total	\$ 78.482,26

Notas:

Vigencia de la oferta: 8 días hábiles a partir de esta fecha

Forma de Pago: 50% por adelantado y 50% contra entrega

Tiempo de Entrega: A convenir y sujeto a la programación de trabajo

Lugar de entrega: Nuestras instalaciones en la Asunción de Belén

Anexo 54. Cotización tubería de PVC preaislada en poliuretano con chaqueta de PVC

Fuente: TUPRECO

Empresa: CORPORACION MARRIOTT DE CENTROAMERICA SOCIEDAD ANONIMA Cédula jurídica: 3101027591 Contacto: Sebastián Navarro Salas Solicitud N°:	Fecha: 2018-11-02 15:47:50 Teléfono: / 8816-7874 Fax: Correo: snavarro2904@gmail.com
---	---

En atención a su solicitud, es un gusto presentarle la siguiente oferta:

Línea	Descripción	Cant.	U.M	Precio unitario	Precio total
1	Código: 20715 VB FLOWTEK S80 SS-316 2" 1000WOG Válvula de esfera marca Flow-Tek, modelo S-80 Serie Mark 1 Cuerpo de dos piezas Acero Inoxidable 316 Puerto Completo 1000 WOG 2 "	13	Unid	¢ 68.497,00	¢ 890.461,00
2	Código: 20714 VB FLOWTEK S80 SS-316 1-1/2 1000WOG Válvula de esfera marca Flow-Tek, modelo S-80 Serie Mark 1 Cuerpo de dos piezas Acero Inoxidable 316 Puerto Completo 1000 WOG 1 1/2"	15	Unid	¢ 45.425,00	¢ 681.375,00
3	Código: 20729 VB FLOWTEK S-85 1-1/4 1000WOG Válvula de esfera marca Flow-Tek, modelo S-85 Serie Mark 1 Cuerpo de dos piezas Acero Inoxidable 316 Puerto Completo 1000 WOG 1 1/4"	9	Unid	¢ 46.557,00	¢ 419.013,00
				Sub-total	¢ 1.990.849,00
				Descuento	¢ 0,00
				I.V.	¢ 258.810,37
				Total	¢ 2.249.659,37

Anexo 55. Cotización válvulas de corte

Fuente: TecnoSagot

MESAN
Torre Abierta - Counterflow
Tiempo de entrega 14 a 16 semanas en Miami

MESAN USA counterflow, induced-draft, cooling tower Model MCC-06B-30 Rated for 1606 gpm @ 95/85/75.2 °F WB Single Cell tower. HDF (High Density Fiberglass) casing with HDGS structure and hardware. Access ladder, belt-drive, 40 HP TEAO motor, ANSI-125 flanges, UV-resistant white gelcoat finish, PVC fill, PVC drift eliminators, 460/3/60, CTI CERTIFIED, as per submittals and drawings.	\$ 21,822.68	\$ 43,645.36
Ocean Freight China - CR. ESTIMATED INLAND/OCEAN FREIGHT AND HANDLING FOR 1 x20' & 1 X 40' CONTAINER(S)	\$ 12,133.33	\$ 12,133.33
TOTAL ENTREGADO CIF COSTA RICA	US \$	<u>\$ 55,778.69</u>

Anexo 56. Cotización torre de enfriamiento abierta MESAN sin impuesto de venta

Fuente: SAEG



FECHA 26-Oct-2018
COTIZACION NO. 64505

STRONG COSTA RICA: ☎(506)2589-5050 | ✉csanchez@sica.co.cr | 🌐www.sica.co.cr
Ofibodegas Milano (Bodega #5), Calle Potrerillos, San Rafael, Alajuela, Costa Rica

Compañía:	Marriott Hotels	Fabricante:	BAC
Atención:	Josué Garita	Asesor:	Christian Sánchez
Correo:	Josue.Garita@marriotthotels.com	País:	Costa Rica
Proyecto:	Hotel Marriott Los Sueños	Término de entrega:	EXW Fábrica
Forma Pago:	A negociar con el cliente	Tiempo de entrega:	6-7 semanas

Línea	Cant.	Descripción	Precio Unitario	Precio Total
TORRES DE ENFRIAMIENTO CERRADAS B.A.C. - CONSTRUCCIÓN U.S.A.				
SERIE FXV/ MODELO: FXV3-1426-24D-30 XE (ALTA EFICIENCIA)				
Condiciones de selección: Caudal: 1606 GPM / Tent: 95°F / Tsal: 85°F / Tbh: 77°F				
<u>CONSTRUCCIONES DISPONIBLES</u>				
1	2	OPCION 1	\$202,588.00	\$405,176.00
		<ul style="list-style-type: none"> Estructura, soportes, bandejas de agua caliente y agua fría de recirculación en acero galvanizado G-235 (Z700 Metric). Serpentín de acero con acabado HDGAF (Hot-dip galvanized after fabrication). Sistema de distribución del agua de recirculación en PVC cédula 40. Relleno de transferencia de calor y eliminadores de rocío en PVC. Paredes externas y rejillas de entrada de aire en fibra de vidrio reforzadas con poliéster (Resistencia UV). 		
2	2	OPCION 2	\$214,362.00	\$428,724.00
		<ul style="list-style-type: none"> Estructura, soportes, bandejas de agua caliente y agua fría de recirculación, y paredes externas en acero galvanizado G-235 (Z700 Metric) con recubrimiento de un polímero híbrido termodepositado (apto para ambientes salinos). Serpentín de acero con acabado HDGAF (Hot-dip galvanized after fabrication). Sistema de distribución del agua de recirculación en PVC cédula 40. Relleno de transferencia de calor y eliminadores de rocío en PVC. Rejillas de entrada de aire en fibra de vidrio reforzadas con poliéster (Resistencia UV). 		
3	2	OPCION 3	\$264,118.00	\$528,236.00
		<ul style="list-style-type: none"> Estructura, soportes, bandejas de agua caliente y agua fría de recirculación en acero inoxidable clase 304. Serpentín de acero con acabado HDGAF (Hot-dip galvanized after fabrication). Sistema de distribución del agua de recirculación en PVC cédula 40. Relleno de transferencia de calor y eliminadores de rocío en PVC. Paredes externas y rejillas de entrada de aire en fibra de vidrio reforzadas con poliéster (Resistencia UV). 		
<u>CONFIGURACION DE VENTILADORES</u>				
		<ul style="list-style-type: none"> (1) Ventilador axial, tiro inducido a flujo cruzado con respecto a caída del agua. Transmisión por fajas y poleas "Baltidrive Powertrain". (1) Motor de 30 HP, 460/3/60, 1800 rpm, Inverter Duty/TEAO/PE. 		
<u>BOMBAS DE RECIRCULACION</u>				
		(2) Tipo succión central de acople directo, 7.5 HP (15 HP totales) , 460/3/60, TEFC.		

Anexo 57. Cotización torre de enfriamiento cerrada

Fuente: S.I.C.A.



FECHA 26-Oct-2018
COTIZACION NO. 64502

STRONG COSTA RICA: ☎(506)2589-5050 | ✉csanchez@sica.co.cr | 🌐www.sica.co.cr
Ofibodegas Milano (Bodega #5), Calle Potrerillos, San Rafael, Alajuela, Costa Rica

Compañía: Marriott Hotels	Fabricante: BAC
Atención: Josué Garita	Asesor: Christian Sánchez
Correo: Josue.Garita@marriotthotels.com	País: Costa Rica
Proyecto: Hotel Marriott Los Sueños	Término de entrega: EXW Fábrica
Forma Pago: A negociar con el cliente	Tiempo de entrega: 6-7 semanas

Línea	Cant.	Descripción	Precio Unitario	Precio Total
		TORRE DE ENFRIAMIENTO ABIERTA - CONSTRUCCION BAC U.S.A		
		SERIE 3000/ MODELO: S3E-1222-060 Condición de operación nominal: 1606 GPM / Tent: 95°F / Tsal: 85°F / Tbh: 77°F		
		<u>CONSTRUCCIONES DISPONIBLES</u>		
1	2	OPCION 1 • Estructura, soportes, bandejas de agua caliente y agua fría en acero galvanizado G-235 (Z700 Metric). • Sistema de distribución del agua de recirculación en PVC cédula 40. • Relleno de transferencia de calor en PVC. • Paredes externas y rejillas de entrada de aire en fibra de vidrio reforzada con poliéster (Resistencia UV).	\$42,774.00	\$85,548.00
2	2	OPCION 2 • Estructura, soportes, bandejas de agua caliente, y paredes externas en acero galvanizado G-235 (Z700 Metric) con recubrimiento de un polímero híbrido termodepositado (apto para ambientes salinos) . • Bandeja ed agua fría en acero inoxidable clase 304. • Sistema de distribución del agua de recirculación en PVC cédula 40. • Relleno de transferencia de calor y eliminadores de rocío en PVC. • Rejillas de entrada de aire en fibra de vidrio reforzadas con poliéster (Resistencia UV).	\$55,034.00	\$110,068.00
3	2	OPCION 3 • Estructura, soportes, bandejas de agua caliente y agua fría en acero inoxidable clase 304 . • Sistema de distribución del agua de recirculación en PVC cédula 40. • Relleno de transferencia de calor y eliminadores de rocío en PVC. • Paredes externas y rejillas de entrada de aire en fibra de vidrio reforzadas con poliéster (Resistencia UV). <u>CONFIGURACION DE ABANICOS</u> • (1) Abanico tipo axial, tiro inducido a flujo cruzado con respecto a caída del agua. • Transmisión por fajas y poleas "Baltidrive Powertrain®". • (1) Motor de 30 HP , 460/3/60, 1800 rpm, Premium Efficiency - Inverter Duty, TEAO.	\$63,919.00	\$127,838.00

Anexo 58. Cotización torre abierta sin costos de importación y sin impuestos de venta

Fuente: S.I.C.A.

9 Bibliografía

Air Conditioning, Heating and Refrigeration Institute (AHRI). (1998). *GUIDELINE for Fouling Factors: A Survey of Their Application In Today's Air Conditioning And Refrigeration Industry*.

Air Conditioning, Heating and Refrigeration Institute (AHRI). (2015). *Performance Rating of Water Chilling and Heat Pump Water-Heating Packages Using the Vapor Compression Cycle*.

ASHRAE. (2008). *Handbook-HVAC Systems and Equipment (SI)*. American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc.

ASHRAE. (2009). *Handbook-Fundamentals*. American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc.

ASHRAE. (2011). *Handbook-HVAC Applications (SI)*. American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc.

Belimo Aircontrols Inc. (1999). *ELECTRONIC VALVE SIZING AND SELECTION V.4.1*.

Belimo AirControls Inc. (2018). *Product Guide and Price List Americas (USD)*.

Carrier Corporation. (2010). *Evergreen®30HXA, 30HXC076-271 Liquid Chillers with COMFORLINK CONTROLS 50/60 Hz*.

Carrier Corporation. (2014). *AquaForce® 30HXA,HXC076-271 Condenserless and Water-Cooled Liquid Chillers with ComfortLink Controls 50/60 Hz.*

Çengel, Y. A. (2011). *Transferencia de calor y masa.* Mexico: McGraw-Hill.

Instituto Costarricense de Electricidad. (s.f.). *BUENAS PRÁCTICAS DE EFICIENCIA PARA Aire Acondicionado Industrial.* Obtenido de <https://www.grupoice.com/wps/wcm/connect/c18fa33b-ba88-4549-b3ad-732db315897b/AC+web.pdf?MOD=AJPERES&CVID=IZQ18IK&CVID=IZQ18IK&CVID=IZQ18IK&CVID=IZQ18IK&CVID=IZQ18IK&CVID=IZQ18IK&CVID=IZQ18IK>

Instituto para la Diversificación y Ahorro de la Energía (IDAE). (2007). *Guía técnica sobre procedimientos para la determinación del rendimiento energético.* Madrid.

Instituto para la Diversificación y Ahorro de la Energía (IDAE). (2017). *Medidas de Ahorro Energético en los Circuitos Hidráulicos.* Madrid: Composiciones RALI S.A.

Instituto para la Diversificación y Ahorro de la Energía (IDAE). . (2007). *Guía Técnica: Torres de refrigeración.*

Ministerio de Ambiente y Energía MINAE. (2015). *VII Plan Nacional de Energía 2015-2030.* San José. Obtenido de <http://informe-gestion.minae.go.cr/archivos/politicas-publicas-minae-2014-2018/vii-plan-nacional-energia-2015-2030.pdf>

Pita, E. (2000). *ACONDICIONAMIENTO DE AIRE PRINCIPIOS Y SISTEMAS*. Mexico: Compañía Editorial Continental S.A.

S. A. Armstrong Limited. (2011). *Guías de succión y válvulas Flo-Trex*.

MINISTERIO DE DESARROLLO SOSTENIBLE.(2014). *MANUAL DE BUENAS PRÁCTICAS EN REFRIGERACIÓN*. Colombia.

Taco. (2013). *ACCU-FLO Balancing Valve*.

Taylor, S. (2003). Understanding Expansion Tanks. *ASHRAE Journal*.

Wang, S. K. (2001). *HANDBOOK OF AIR CONDITIONING AND REFRIGERATION* (Segunda ed.). Mc Graw-Hill.